ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ V TEORII A PRAXI

Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků

ISSN 1802-2812

Číslo 1/2007

Seznam příspěvků:

BIGOŠ Peter, KUĽKA Jozef, KUBÍN Karol, MANTIČ Martin: POSÚDENIE ČASTI ŽERIAVOVÝCH DRÁH V MIESTACH BRZDOVÝCH PORTÁLOV ZA ÚČELOM ZISTENIA ZOSTATKOVEJ ŽIVOTNOSTI 2

BIGOŠ Peter, PUŠKÁR Michal: VPLYV ATMOSFERICKÝCH PODMIENOK NA VÝKONOVÚ CHARAKTERISTIKU DVOJTAKTNÉHO SPAĽOVACIEHO MOTORA 10

FERENČÍKOVÁ Mária: PROCES ŠTANDARDIZÁCIE NAKLÁDKY/VYKLÁDKY 17

HRABOVSKÝ Leopold: EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE JEŘÁBU PODLE II. SKUPINY MEZNÍCH STAVŮ POUŽITELNOSTI DLE ČSN 270103 ……..……..…23

HRABOVSKÝ Leopold: POJEZDOVÝ MECHANISMUS PODVĚSNÉHO JEŘÁBOVÉHO VOZÍKU ……..... 29

KUĽKA Jozef, PUŠKÁŠ Henrik, KOPAS Melichar: LEGISLATÍVNE PROSTREDIE PRE STROJNÉ ZARIADENIA – VÝŤAHY ……..…… 35

LEITNER Bohuš, BEŇO Branislav: IDENTIFIKÁCIA STOCHASTICKY NAMÁHANÝCH SYSTÉMOV ZDVÍHACÍCH A DOPRAVNÝCH STROJOV PROSTREDNÍCTVOM VEKTOROVÝCH AUTOREGRESNÝCH MODELOV 39

MICHALIK Peter: HADICOVÉ DOPRAVNÍKY NA SLOVENSKU 47

SOUČEK Václav: OMEZENÍ PŘÍČENÍ A PŘÍČIVÝCH ÚČINKŮ PŘÍ BRZDĚNÍ POJEZDU JEŘÁBU ……..….. 52

TOMKOVÁ Marianna, KOPAS Melichar: POUŽITIE KATALÓGOVÝCH LISTOV PRE ANALÝZU RIZIKA OCEĽOVÝCH LÁN 63

POSÚDENIE ČASTI ŽERIAVOVÝCH DRÁH V MIESTACH BRZDOVÝCH PORTÁLOV ZA ÚČELOM ZISTENIA ZOSTATKOVEJ ŽIVOTNOSTI

Peter BIGOŠ[1], Jozef KUĽKA[2], Karol KUBÍN[3], Martin MANTIČ[4]

Kľúčové slová: žeriavové dráhy, životnosť, experiment, počítačová simulácia

Abstrakt: Tento príspevok sa zaoberá problematikou určenia životnosti a zostatkovej životnosti oceľovej konštrukcie žeriavovej dráhy. Použili sa pritom experimentálne a výpočtové metódy. Experimentom sa určil kolektív zaťaženia a napätia, výpočtom podľa hypotéz únavového poškodenia sa zistila zostatková životnosť konštrukcie.

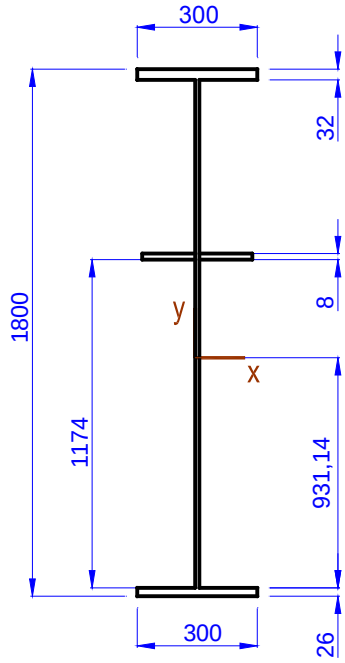
1. Úvod

Žeriavové dráhy mostových žeriavov sú v intenzívnej prevádzke značne namáhané, predovšetkým ak žeriavy okrem funkcie zdvíhania bremena vykonávajú vo veľkej miere aj funkciu dopravných prostriedkov. Typickými prevádzkami, kde žeriavy slúžia aj ako dopravné prostriedky, sú prevádzky v hutníckych kombinátoch. Závažnosť problému dokumentujú prevádzkové poruchy – prasknutia nosníkov žeriavových dráh v dôsledku iniciácie únavovej trhliny a ich šírenia.

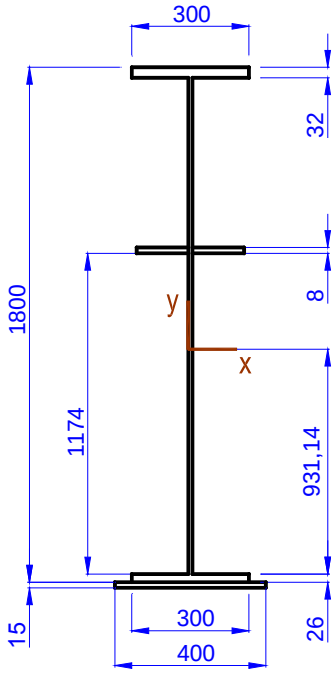
Nosníky vyšetrovanej žeriavovej dráhy sú prosté o dĺžke 18 000 mm, okrem nosníka medzi stĺpmi č. 58-60 podľa miestneho označovania v rade C. Pod prostými nosníkmi o dĺžke 18 000 mm v radoch B a C medzi stĺpmi č. 50-51, 55-56, 62-63, 69-70 a 74-75 sú podložené brzdové portály obr.1. Prierez prostého nosníka žeriavovej dráhy o dĺžke 18 000 mm bez brzdového portálu je na obr. 2a a s portálom je na obr. 2b. Umiestnenie brzdových portálov pod uvedené nosníky si vyžiadalo úpravu nosníkov tak, že boli privarené na spodnú pásnicu I profilu nosníka plechy v určitej malej vzdialenosti od stredu nosníka v pravo aj vľavo, slúžiace na prenos horizontálnych brzdových síl do brzdového portálu.

Obr.1. Prostý nosník o dĺžke 18 000 mm s brzdovým portálom

[1]**prof. Ing. Peter Bigoš, CSc.**, [2] **Ing. Jozef Kuľka, Ph.D.**, [3]**doc. Ing. Karol Kubín, CSc.**, [4] **Ing. Martin Mantič, Ph.D.**, TU Košice, SjF, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, tel.: +421556022507, e-mail: peter.bigos@tuke.sk,jozef.kulka@tuke.sk, karol.kubin@tuke.sk, martin.mantic@tuke.sk.



Obr.2,a.
Prierez nosníka žeriavovej dráhy bez portálu



Obr.2,b.
Prierez nosníka žeriavovej dráhy s portálom

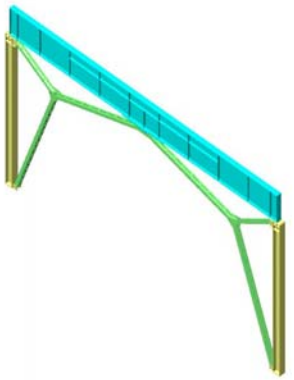
2. Výpočtová simulácia namáhania žeriavovej dráhy

Cieľom výpočtovej simulácie namáhania žeriavovej dráhy bolo predbežne odhadnúť možné maximálne namáhanie v miestach umiestnenia snímačov na spodnej pásnici žeriavovej dráhy v poliach, ktoré boli predmetom merania. Výpočtové modely boli vytvorené pre použitie metódy konečných prvkov v prostredí programu COSMOS/M. Pre potreby simulácií boli vytvorené nasledujúce výpočtové modely:

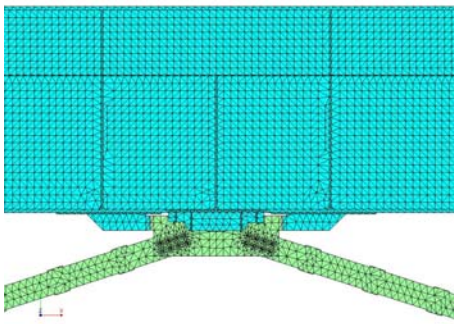
1. model poľa dráhy B medzi stĺpmi 69 ÷ 70 (pole s brzdným portálom),
2. model poľa dráhy B medzi stĺpmi 70 ÷ 71 (pole bez brzdného portálu).

2.1. Modelovanie geometrie a siete konečných prvkov

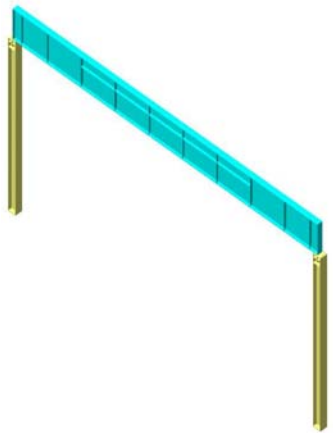
Pre modelovanie dráh boli pre oba modely použité objemové prvky typu TETRA10. Na obr.3 je celkový pohľad na geometrický model poľa dráhy B s brzdným portálom, na obr.4 je detail siete konečných prvkov v mieste kontaktu dráhy s brzdným portálom. Obr.5 a obr.6 znázorňujú model poľa bez brzdového portálu a detail siete uprostred rozpätia poľa.



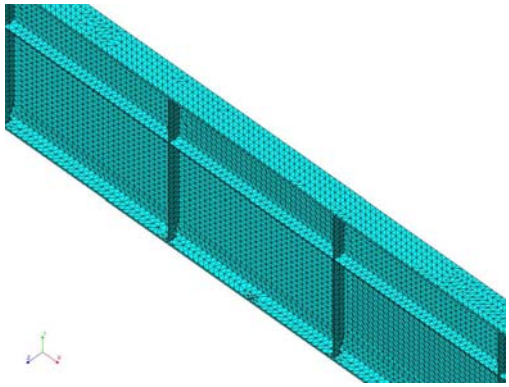
Obr.3. Celkový pohľad na geometrický model poľa dráhy B s brzdným portálom



Obr.4. Detail podopretia dráhy v poli 69-70



Obr.5. Celkový pohľad na geometrický model poľa dráhy B bez brzdného portálu.



Obr.6. Detail siete konečných prvkov uprostred rozpätia poľa bez brzdného portálu

2.2. Modelovanie zaťažení

Zaťaženie od tlaku kolies resp. síl od priečenia a brzdenia bolo interpretované ako ekvivalentný rovnomerne rozložený tlak na hornú pásnicu žeriavovej dráhy prenášaný koľajnicou JK-100, tj.:

$$p = \frac{K_i}{b \cdot l}, \tag{1}$$

kde:

b = 90 mm – roznášacia šírka koľajnice, l = 200 mm –roznášacia dĺžka koľajnice, K_i – príslušný kolesový tlak.

Pre modelovanie bočných síl od priečenia žeriava boli použité vzťahy podľa STN 27 0103:

$$Fp = H_{tp} = \lambda . \sum K_i \tag{2}$$

$$\lambda = 0{,}025 \cdot \frac{L}{s} \tag{3}$$

kde: Fp – bočná sila spôsobená priečením žeriava, L - rozpätie žeriava, s - rozvor žeriava.

Pre modelovanie brzdnej sily (kolesá K1, resp. K3) bol použitý vzťah

$$Fb = f . K_i \tag{4}$$

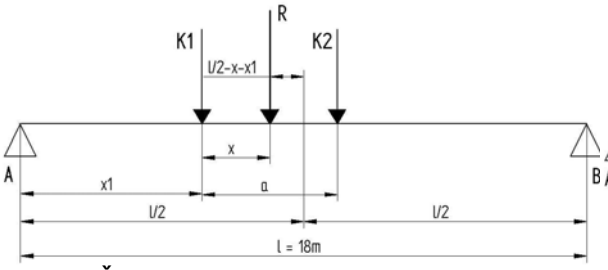
kde: Fb – brzdná sila pod viac zaťaženým kolesom (K1, K3), *f* = 0.1 - súčiniteľ trenia.

Tab.1 Výpočtové hodnoty zaťažení a rozmerových parametrov polohy žeriavov

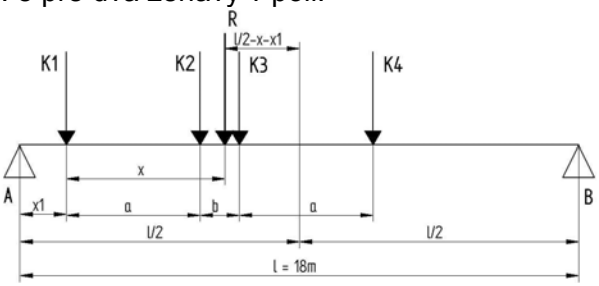
Žeriav	12,5/5 t	14/5 t
K1 [kN] / p1 [Mpa]	197 / 10,944	
K2 [kN] / p2 [Mpa]	198 / 11	
K31 [kN] / p3 [Mpa]		220,64 / 12,258
K4 [kN] / p4 [Mpa]		221,76 / 12,32
Fp [kN] / pp [Mpa]	39,5 / 2,194	44,24 / 2,458
Fb [kN] / pb [Mpa]	19,8 / 1,1	22,176 / 1,232
a – rozvor kolies [mm]	4300	4300
b – vzialenosť medzi žeriavmi [mm]	1270	
x – [mm] (1 žeriav)	2156	2156
x1 [mm] (1 žeriav)	5772	5772
x – [mm] (2 žeriavy)	5099	
x1 [mm] (2 žeriavy)	1515,5	

Hodnoty kolesových tlakov, síl od priečenia a brzdných síl boli definované podľa predloženej technickej dokumentácie k analyzovanej žeriavovej dráhe pre žeriavy nosnosti 12,5/5 t a 14/5t. Použité výpočtové hodnoty sú uvedené v tab. 1.

Obr.7 znázorňuje zaťaženie žeriava tlakom kolies pri najúčinnejšej polohe žeriava voči stredu nosníka pre jeden žeriav v poli, obr. 8 pre dva žeriavy v poli.



Obr.7. Žeriav v najúčinnejšej polohe voči stredu poľa.



Obr.8. Dva žeriavy v najúčinnejšej polohe voči stredu poľa

2.3 Modelovanie zaťažovacích stavov pre časť dráhy B, polia 69-70 a 70-71

Pretože pre pole s brzdným portálom bolo potrebné modelovať úlohu ako kontaktnú (stredný styčník portálu nie je zvarom spojený s nosníkom žeriavovej dráhy) a takýto výpočet je časovo veľmi náročný (cca 40 hodín výpočtového času) boli analýzy vykonané iba v obmedzenom rozsahu. Tab.2 prehľadne znázorňuje realizované zaťažovacie stavy pre polia s brzdným portálom (pole 69-70) a bez brzdného portálu (pole 70-71). Pri modelovaní zaťaženia s jedným žeriavom sa uvažovalo so zaťažením od žeriava nosnosti 12,5/5 t.

Tab.2 Realizované zaťažovacie stavy

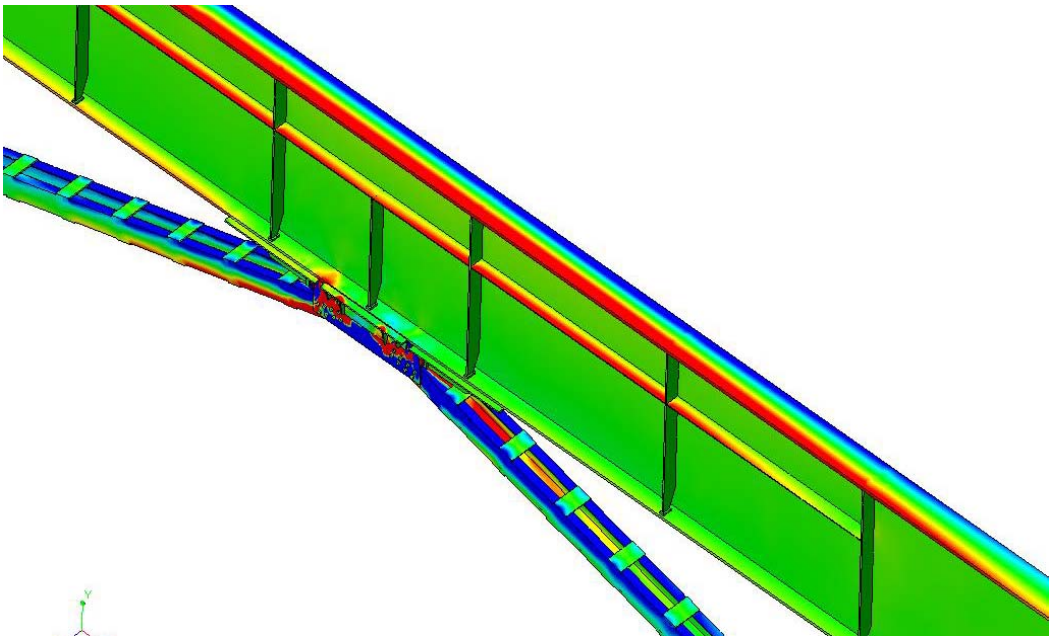
Zaťaženie	Pole 69-70	Pole 70-71		
Stav	1	2	3	4
K1	Áno	Áno	Áno	Áno
K2	Áno	Áno	Áno	Áno
K3	Áno	Áno		
K4	Áno	Áno		
Fp2	Áno	Áno	Áno	
Fp4	Áno	Áno		
Fb2	Áno	Áno	Áno	
Fb4	Áno	Áno		

2.4 Spracovanie analýzy namáhania dráhy B

Výsledky výpočtov pre všetky zaťažovacie stavy podľa tab.2 sú spracované v tab.3 pre miesta, kde boli umiestnené snímače 1 až 4 v poli 69-70 a snímače 10 a 11 v poli 70-71. Obr.9 znázorňuje priebeh vypočítaných normálových napätí σ_x v oblasti podopretia dráhy brzdovým portálom.

Tab.3 Vypočítané normálové napätia na spodnej pásnici žeriavovej dráhy.

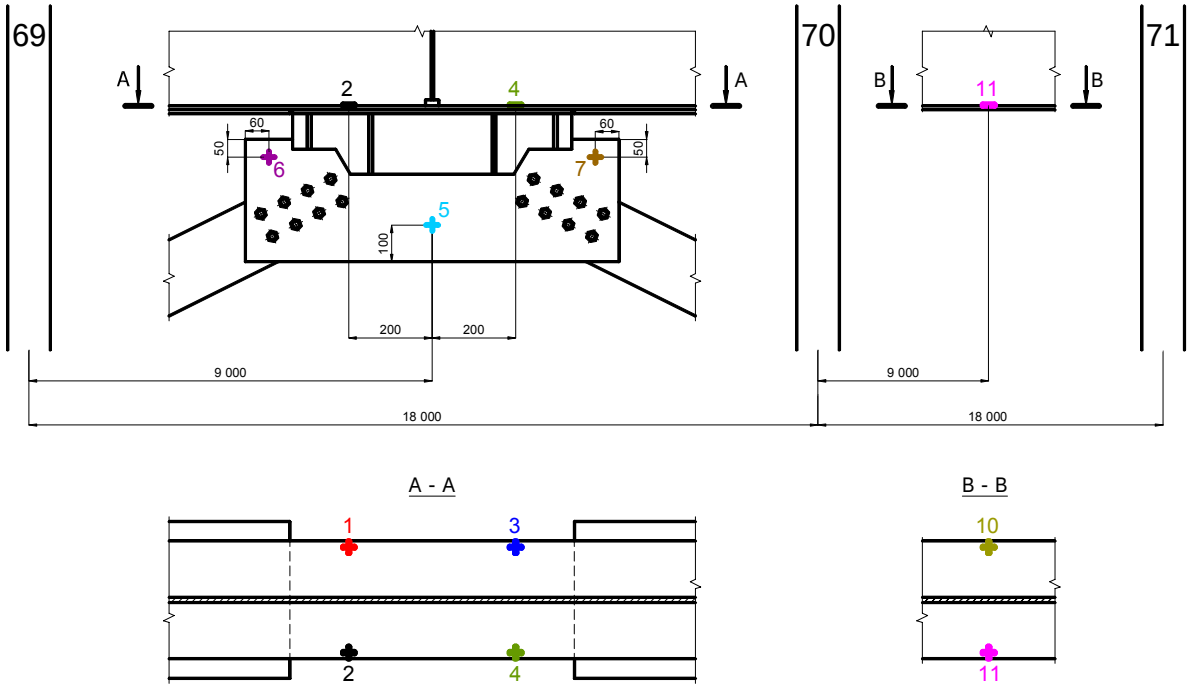
Pole		69-70	70-71		
Stav		1	2	3	4
Napätie		σ_x [Mpa]	σ_x [Mpa]	σ_x [Mpa]	σ_x [Mpa]
Snímač	1	24	-	-	-
	2	86.1	-	-	-
	3	24	-	-	-
	4	86.1	-	-	-
	10	-	-47.7	-19.9	67.8
	11	-	140	77	67.8



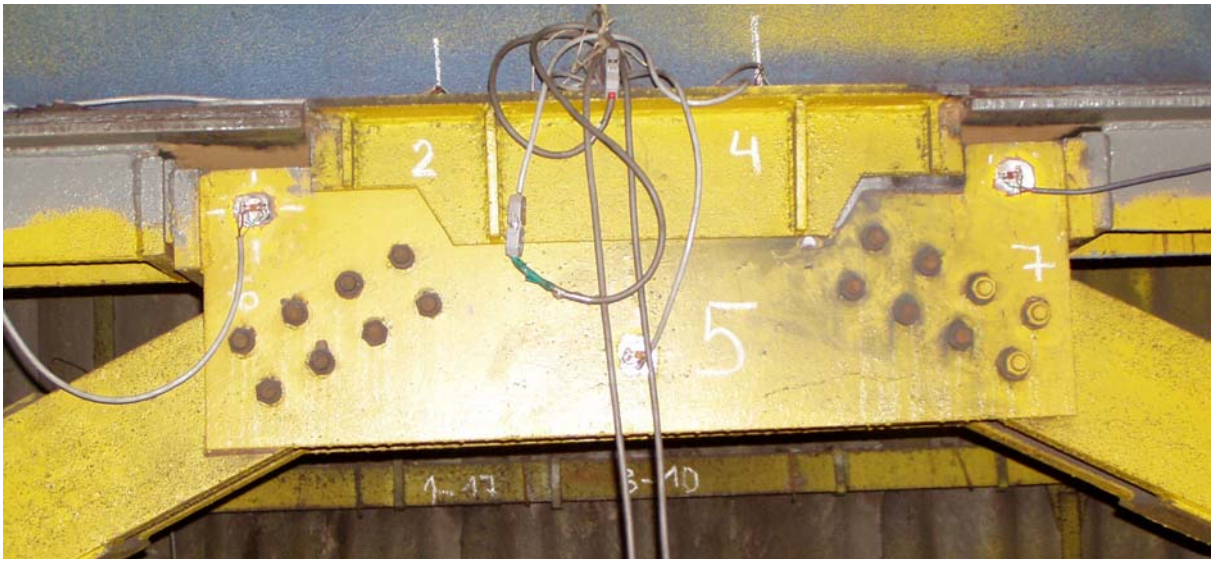
Obr.9. Priebeh vypočítaných normálových napätí uprostred poľa 69-70.

3. Tenzometrické meranie

Na základe predchádzajúcej teoretickej analýzy a vizuálnej obhliadky žeriavovej dráhy bola riešiteľmi navrhnutá metodika experimentálneho určenia deformácie a z nej vyplývajúcej napätosti. Miesta aplikácie snímačov v poli č.69-70 a č.70-71 na dráhe B sú na obr.10 a 11.



Obr.10. Rozmiestnenie tenzometrických snímačov na nosníku s brzdovým portálom v poli 69 – 70 a na prostom nosníku bez portálu v poli 70 - 71

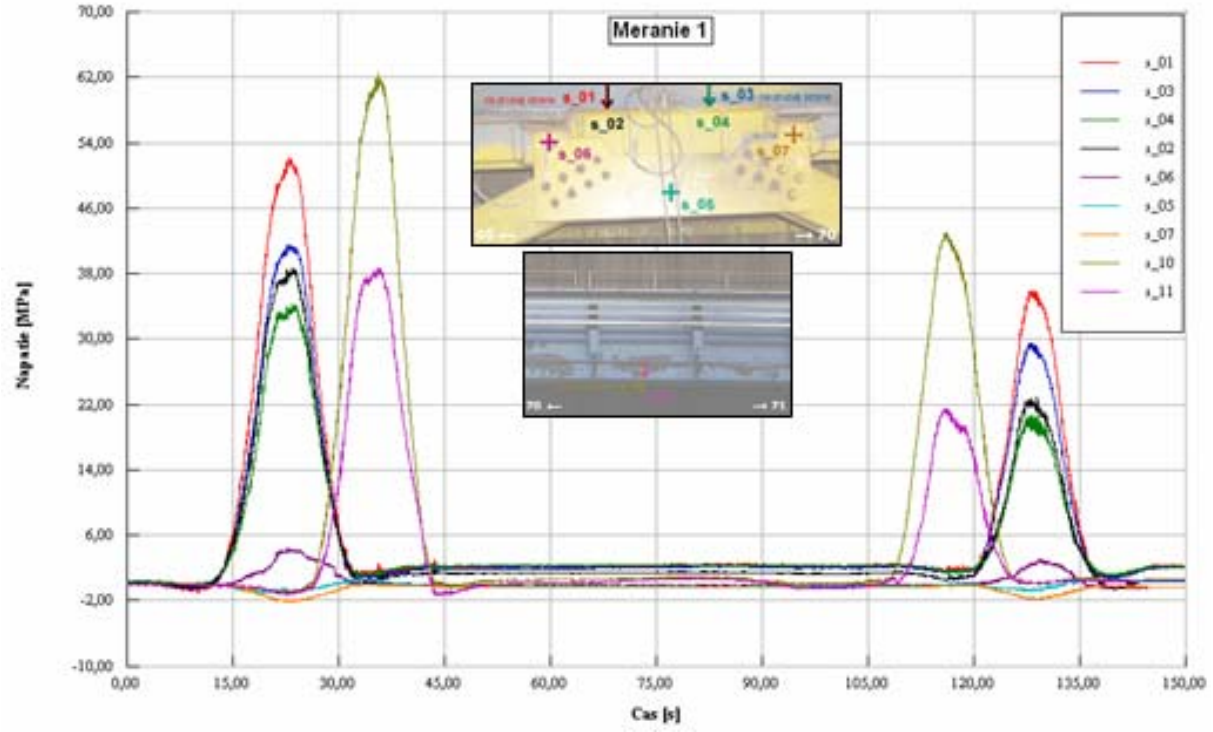


Obr.11. Fotodokumentácia niektorých aplikovaných snímačov

Z obr.10 je zrejmé, že bolo aplikovaných 9 snímačov, ktoré boli použité pre vyhodnotenie merania. Vybrané polia č. 69-70 a 70-71 demonštrujú polia s brzdovým portálom a bez brzdového portálu.

Pre meranie boli použité tenzometrické snímače HBM 6/120XY11 s ohmickou hodnotou 120 Ω s konštantou deformačnej citlivosti 2,04. Aplikácia snímačov bola vykonaná tenzometrickým tmelom HBM X60. Prepojenie snímačov s meracím prístrojom bolo vykonané tienenými vodičmi. Merací zosilňovač s A/D prevodníkom je SPIDER 8 od fy HBM. Po vyvážení aparatúry boli snímače (obr.10) zakonzervované ochranným povlakom SG 250 (f. HBM).

Z nameraných hodnôt prírastkov pomerných deformácií pri jednotlivých režimoch merania softvérom CATMAN boli vyhodnotené a tlačou zobrazené časové zmeny prírastkov normálových napätí v miestach merania podľa obr.10 resp. obr. 11.



Obr.12. Priebehy napätí na jednotlivých snímačoch pre žeriav s bremenom 12500 kg

Z nameraných pomerných deformácií boli vypočítané hodnoty normálových napätí v miestach merania podľa obr.10. Časové priebehy normálových napätí pre uvedený režim sú uvedené na obr.12.

Podľa obr. 12 najväčší ohybový moment sa uvažuje v mieste umiestnenia snímačov č.10 a č.11 v poli č. 70-71. Nameraný prírastok napätia v uvedenom mieste podľa obr.12 vykazuje hodnotu cca 64 MPa. Pri zohľadnení ohybového momentu od vlastnej tiaže nosníka žeriavovej dráhy výsledné normálové napätie neprekročí hodnotu 90 MPa.

Z hľadiska posúdenia pevnosti dá sa konštatovať, že nie sú prekročené normou stanovené návrhové pevnosti materiálu.

3.1. Vplyv účinkov bočných a zotrvačných síl na priebeh normálových napätí

Priebehy nameraných normálových napätí v miestach merania 1, 3, 2, 4 a 10, 11 (obr. 12) vykazujú rozdielne hodnoty napätí cca až do 20 MPa. Táto skutočnosť korešponduje s údajmi v tab. 3. Rozdiel napätí medzi snímačmi 1a 2, 3 a 4, 10 a 11 je spôsobený neznámou veľkosťou sily priečenia.

4. Životnosť nosníkov žeriavovej dráhy

V predchádzajúcom období na nosníku s brzdovým portálom v rade B v poli 62-63 došlo už k poruche nosníka (bola zistená únavová trhlina), ktorá bola „opravená“. Počas experimentálnych meraní (tenzometrických meraní) bola zistená únavová trhlina na spodnej pásnici nosníka v rade B v poli 69-70. Túto skutočnosť dokumentuje obr.13.

Obr.13. Fotodokumentácia trhliny

Pri určení životnosti žeriavovej dráhy sa vychádza z výsledkov nameraných a vypočítaných časových priebehov prírastkov normálových napätí (obr.12).

V tomto poli sa nachádza jak v rade B tak v rade C len jeden nosník s brzdovým portálom a to v poli 62-63, pre ktorý sa v zmysle prílohy 2 podľa STN 73 1401 uvažuje s kategóriou detailu KD 45. Celkové únavové poškodenie je podľa Heinbacha

$$D_d = \frac{n_1}{N_1(45)} + \frac{n_2}{N_2(45)}$$

$$D_d = 8{,}47 > 1$$

V zmysle podmienky podľa [3,4,5] nosníky s brzdovým portálom v poli 62-63 majú úplne vyčerpanú únavovú životnosť, čomu svedčí v minulosti vzniknutá únavová trhlina (únavová životnosť je za obdobie rokov 1966-2005 úplne vyčerpaná pri pravdepodobnosti prežitia 95%).

V poli medzi stĺpmi 58-68 sa nachádza po osem prostých nosníkov bez brzdových portálov jak v rade B a v rade C, pre ktoré sa v zmysle prílohy 2 podľa STN 73 1401 uvažuje s kategóriou detailu KD 125. Podľa [3,4,5] a výpočtov celkové únavové poškodenie je:

$$D_d = \frac{n_1}{N_1(125)} + \frac{n_2}{N_2(125)}$$

$$D_d = 0{,}28$$

V zmysle podmienky podľa [3, 4, 5] prosté nosníky bez brzdového portálu v poliach 58-68 majú ešte dostatočnú životnosť (únavová životnosť je za obdobie rokov 1966-2005 vyčerpaná len na cca 30% s pravdepodobnosťou prežitia 95%).

5. Záver

Prosté nosníky žeriavovej dráhy podopreté brzdovými portálmi v poliach 62-63, 69-70 a 74-75 v rade B aj v rade C majú jednoznačne vyčerpanú únavovú životnosť s pravdepodobnosťou prežitia 95%. Uvedených šesť nosníkov aj pri pripustení nízkej pravdepodobnosti prežitia napr. 10% sú po životnosti. Šesť uvedených nosníkov je potrebné jednoznačne vymeniť (vyradiť z prevádzky).

Všetky prosté nosníky žeriavovej dráhy bez brzdového portálu jak v rade B, tak v rade C majú dostatočnú, temer nekonečnú únavovú životnosť. Tieto nosníky si vyžadujú bežnú údržbu.

Tento príspevok vznikol v rámci riešenia grantového projektu VEGA 1/2196/05 Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Literatúra:

[1] Bigoš, P. a kol.: *Tenzometrické meranie žeriavových dráh v lodiach C-D, D-H stĺpy č.14-40 v prevádzke Narážacie pece a Príprava vsádzky na DZ TV*. Technická správa pre U.S. Steel a.s. Košice, KKDaL SjF TU Košice, 2006.

[2] Bigoš, P., a kol.: *Tenzometrické meranie žeriavových dráh v lodiach C-D, D-H stĺpy č.14 – 40 v prevádzke Narážacie pece a príprava vsádzky na DZ TV.* Košice, TU SjF KKDaL, 2002, 74s.

[3] Hainbach, E.: *Betriebsfestigkeit*. VDI - Verlag GmbH Düsseldorf, 1989, 481 s.

[4] Hainbach, E.: Die Schwingfestigkeit von Schweissverbindungen aus der Sicht einen örtlichen Beanspruchungsmesung. LBF – Bericht Nn. FB 77 (1968).

[5] Hainbach, E., Oliver, R.: Streuanalyse der Ergebnisse aus systematischen Schwig - festigkeits untersuchungen mit Sweissverbindungen aus Feinkornbausthal. Material - prüfung 17(1975)Nr.11, 399-401 s.

[6] STN 73 51 30 Žeriavové dráhy, 1994

[7] STN 73 14 01 Navrhovanie oceľových konštrukcií, 1998

[8] STN 27 02 01 Mostové žeriavy, Technické požiadavky, 1993

[9] STN 27 01 03 Navrhovanie oceľových konštrukcií žeriavov, 1991

Recenzent: prof. Ing. Ján HUDÁK, CSc.

VPLYV ATMOSFERICKÝCH PODMIENOK NA VÝKONOVÚ CHARAKTERISTIKU DVOJTAKTNÉHO SPAĽOVACIEHO MOTORA

Peter BIGOŠ, Michal PUŠKÁR [1]

Kľúčové slová: atmosferické podmienky, výkon motora

Abstrakt:
Vplyv atmosferických podmienok na výkonovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora patrí medzi najvýraznejšie vplyvy. Tento článok analyzuje teoreticky aj experimentálne túto problematiku.

1. Úvod

Dvojtaktný spaľovací motor je v súčastnej dobe hromadne využívaný u jednostopových dopravných prostriedkov napriek tomu, že z automobilového priemyslu bol v minulosti postupne vytlačený štvortaktnou pohonnou jednotkou, ktorá bola uprednostnená hlavne z dôvodu menšieho opotrebenia, nižšej spotreby paliva a dokonalejšiemu spaľovaniu s produkciou menšieho množstva emisií. V súčasnosti sa vďaka vývoju tieto nedostatky dvojtaktného motora čiastočne odstránili. Svedčí o tom nová dvojtaktná pohonná jednotka motocykla Aprilia 125, ktorá spĺňa prísnu emisnú normu EURO 3 (pri použití karburátora), ktorú spĺňajú len nové štvortaktné pohonné jednotky. Do popredia teda opäť vystupujú výhody, ktoré dvojtaktná pohonná jednotka poskytuje. Je to hlavne vyšší výkon oproti štvortaktnému motoru pri zhodnom objeme a jednoduchšia konštrukcia.

Atmosferické podmienky majú na kvalitu spaľovania zmesi v dvojtaktnom motore jeden z najväčších vplyvov a tým ovplyvňujú jeho maximálny výkon a produkciu emisií.

2. Princíp plnenia dvojtaktných spaľovacích motorov

U dvojtaktných motorov, na kvapalné ľahko odparitelné palivá, vstupuje zmes do valca už pripravená. Príprava prebieha v karburátore a jej princíp spočíva v strhávaní paliva prúdom vzduchu. Zmes v rozprášenom stave je potom dopravovaná do valca, kde dochádza k procesu horenia.

Pomer paliva a vzduchu je samočinne prispôsobovaný požiadavkám na prevádzku, zmenám výkonu ,počtu otáčok, atmosferickým pomerom a iným okolnostiam.

V prípade veľmi jemného rozprášenia sa v karburátore odparuje pomerne malá časť paliva, čím klesá teplota zmesi. Zmes, ktorá sa vytvorí v karburátore, musí umožňovať hospodárnu prevádzku pri všetkých zaťaženiach motora.

Pomer zmiešavania u karburátorov dvojtaktných spaľovacích motorov značne závisí aj na tlaku a teplote okolitého ovzdušia. Súčiniteľ prebytku vzduchu λ rastie so zvýšením mernej hmotnosti vzduchu ρ_v . Za predpokladu, že vzduch sa správa ako dokonalý plyn, zväčšuje sa jeho merná hmotnosť priamo úmerne s tlakom a nepriamo úmerne s teplotou. Súčiniteľ prebytku vzduchu sa s rastúcim tlakom vzduchu zväčšuje a zmes sa ochudobňuje. Súčiniteľ prebytku vzduchu sa naopak s rastúcou teplotou zmenšuje a zmes sa obohacuje.

Podľa praktických skúseností sa barometrický tlak pri zemi mení asi o 5 až 6 %, čomu zodpovedá len malá zmena zloženia zmesi (asi 2 až 3%), ktorá sa u bežne používaných dvojtaktných spaľovacích motorov nekompenzuje pomocným zariadením, ale zmenou prietokových prierezov trysiek. V letnej prevádzke sa používajú trysky menšieho priemeru ako v zime, aby zloženie zmesi kolísalo najviac v medziach $\pm$ 5%. Toto platí pre bežne používané motory, ktoré majú nižšie kompresné pomery (max 13:1) a tým dosahujú aj nižšie

[1] **prof.Ing. Peter Bigoš, CSc.**, **Ing. Michal Puškár,** Strojnícka fakulta, TU Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Ústav konštrukcie strojov a zariadení, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2355, e-mail: peter.bigos@tuke.sk, michal.puskar@tuke.sk

maximálne výkony. Zmena výkonu u bežných jednostopových dopravných prostriedkov pri zmene atmosferických podmienok je citeľná, ale neovplyvňuje funkčnosť motora.

U špičkových pretekárskych dvojtaktných motorov, ktoré udávajú smer vývoju, je dôležité presné zloženie zmesi dodávanej do valca pre konkrétne atmosferické podmienky, aby motor dosahoval za každých podmienok maximálny výkon. Riešenie tohto problému je náročné. Pretekárske dvojtaktné motory majú vysoké kompresné pomery(15:1) a pri náhlej zmene počasia bez následnej korekcie, môže dojsť k detonačnému horeniu a následnej deštrukcii motora. Korekcia plnenia dvojtaktného spaľovacieho motora sa robí zmenami v nastavení karburátora.

Pri teoretickom rozbore vplyvu atmosferických podmienok na parametre dvojtaktného spaľovacieho motora sme vychádzali z vlastnosti vlhkého vzduchu [3]. Vlhký vzduch je zmes suchého vzduchu a vodnej pary. Plyny obsiahnuté vo vzduchu sú v prehriatom stave v pomerne malej koncentrácii molekúl, preto sa suchý vzduch riadi takmer dokonale stavovou rovnicou pre ideálny plyn (1). Taktiež pre vodnú paru, vzhľadom k jej malej koncentrácii vo vzduchu, je možné použiť stavovú rovnicu (1).

$$p.V = n.R.T \tag{1}$$

kde: p – parciálny tlak [N/m^2], V – objem [m^3/kg], n - látkové množstvo [mol], R – plynová konštanta [J/kg .K], T – teplota [K].

Celkový tlak vzduchu *p* je daný súčtom príslušných parciálnych tlakov (Daltonov zákon):

$$p = p_v + p_p \tag{2}$$

kde: p_p – parciálny tlak vzduchu, p_v – parciálny tlak vodnej pary.

Relatívna vlhkosť φ udáva, do akej miery je vzduch nasýtený vodnou parou:

$$\varphi = \frac{p_p}{p_p''} \tag{3}$$

kde: p_p'' – tlak nasýtenej vodnej pary pri teplote vzduchu [3].

Zo vzťahu pre relatívnu vlhkosť vzduchu (3) vyjadríme parciálny tlak vzduchu p_p a dosadíme do rovnice (2). Z Daltonovho zákona po dosadení vyjadríme parciálny tlak vodnej pary p_v.

$$p_v = p - \varphi . p''_{p(T)} \tag{4}$$

Zo stavovej rovnice (1) vyjadríme látkové množstvá pre počiatočný a zmenený stav atmosferických podmienok. Predpokladáme konštantný objem.

$$n_{v1} = \frac{p_{v1}.V}{R.T_1} \tag{5}$$

$$n_{v1} = \frac{p_{v1}.V}{R.T_1} \tag{6}$$

Porovnaním vzťahov (5) a (6) dostávame vzťah pre pomer mólových množstiev suchého vzduchu.

$$\frac{n_{v2}}{n_{v1}} = \frac{p_{v2}.T_1}{p_{v1}.T_2} \text{ ak : } \frac{n_{v2}}{n_{v1}} > 1 \tag{7}$$

Vplyvom zmeny atmosferických podmienok došlo k ochudobneniu zápalnej zmesi. Na opätovné dosiahnutie maximálneho výkonu je potrebné množstvo dodávanej zmesi zvýšiť.

$$\text{Ak : } \frac{n_{v2}}{n_{v1}} < 1$$

Vplyvom zmeny atmosferických podmienok došlo k obohateniu zápalnej zmesi. Na opätovné dosiahnutie maximálneho výkonu je potrebné množstvo dodávanej zmesi znížiť.

Možností korigovať dodávané množstvo zápalnej zmesi je viacero. U motorov vybavených karburátormi sú to zmeny v nastavení karburátora (veľkosť prietoku hlavnej trysky, výška zdvihu prepúšťacej ihly, typ a veľkosť powerizátora či tvar a veľkosť šupátka). U motorov so vstrekovaním paliva je možnosť preprogramovať palivovú mapu.

Na základe teoretického rozboru, podľa vzťahov (4) a (7) bol zostavený program, nazvaný Mixture Calculator (obr.2).Umožňuje praktický a rýchly výpočet potrebnej zmeny v nastavení bohatosti zmesi na základe zmeny poveternostných podmienok. Vstupnými údajmi programu sú 2 stavy. Prvý stav nám charakterizujú pôvodné parametre (teplota, tlak a vlhkosť), pri ktorých bol dosiahnutý maximálny výkon. Druhý stav je charakterizovaný aktuálnymi parametrami (teplota, tlak a vlhkosť) okolitého vzduchu, odčítanými z barometra. Výstupom zo softwaru je korekcia množstva zmesi, vyjadrená v percentách (obr.2).

3.Monitorovanie vplyvu atmosferických podmienok na výkonovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora

V oblasti vývoja dvojtaktných spaľovacích motorov je náročné na základe teoretických záverov dosiahnuť presné reálne výsledky, pretože spaľovací proces je mimoriadne náročný. Hlavný objem práce spočíva v neustálom overovaní teórii a výpočtových hodnôt na skúšobnom motore. Preto pre overenie a spresnenie teoretických záverov o vplyve atmosferických podmienok na výkonovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora, bol použitý experiment.

Ako experimentálny model bol použitý motocykel Aprilia 125 ktorý používa motor Rotax typ 122. Technické parametre sú uvedené v tabuľke 1.

Tab. 1 Technické parametre motocykla (bez úprav)

	jednovalcový, dvojtaktný motor, kvapalinou chladený, membránou plnený, elektricky riadená výfuková prívera
Objem:	124,8 ccm
Vŕtanie x zdvih	54 x 54,5 mm
Kompresný pomer	12.5 ± 0.5:1
Max. výkon	21,5 kW (29,3 k)- 11.000 ot/min
Max.krútiaci moment	19,5 NM - 10 000 ot/min
Karburátor	Dell'Orto PHBH 28 BD
prevodovka	6 rýchlostí

Ako meracie zariadenie bol použitý Engine Watch a Control system (EWAC), ktorý je zobrazený na obr.1.

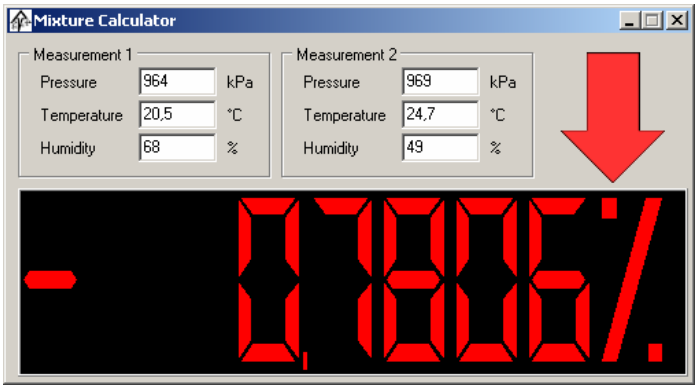
Obr.1. Engine Watch a Control system

Na experimentálny model (motocykel) bol inštalovaný Engine Watch a Control System(EwaC).

Toto zariadenie umožňuje diagnostikovať parametre dvojtaktného spaľovacieho motora, ako sú výkon a krútiaci moment a ich priebehy, teplotu výfukového systému a jej priebeh, detonačné rázy a ich počet za časovú jednotku a ďalšie charakteristiky. Počet a druh snímaných parametrov je závislý od druhu a počtu snímačov, ktoré sú inštalované na dvojtaktný motor.

Princíp Systému EwaC spočíva v meraní okamžitých otáčok motora, okamžitej teploty výfukového systému a snímania zaradeného prevodového stupňa, prípadne ďalších parametrov. Systém na základe údajov, ktoré sníma a doplnených údajov (obvod kolesa, prevodové pomery jednotlivých prevodových stupňov, krivka odporu vzduchu a hmotnosť motocykla) vytvorí funkčný záznam činnosti motora. Tento záznam sa uchováva v pamäti EwaC systému a po skončení merania sa presunie pomocou paralelného portu do PC.

Na obrazovke PC je graficky zobrazený (pomocou softwaru, ktorý je súčasť EWAC systému) záznam činnosti motora v závislosti na časovej osi. Každý bod záznamu uchováva okamžitú rýchlosť, detonačné rázy, teplotu výfukového systému a výkon na výstupe kľukového hriadeľa.



Obr.2. Korekcia bohatosti zmesi programom Mixture Calculator

Cieľom našich meraní je overiť funkčnosť a presnosť zostaveného programu Mixture Calculator a praktický vplyv atmosferických podmienok na výkonovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora.

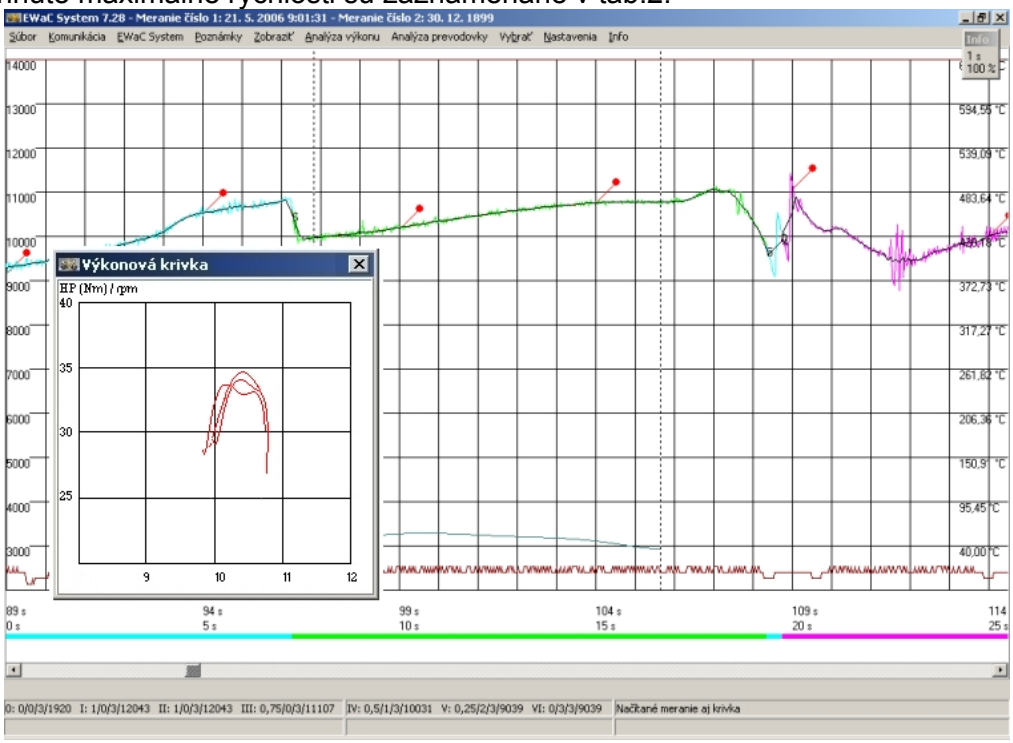
Merania sa uskutočnili na závodnom okruhu Grobnik v Chorvátsku v máji 2006. Prvé meranie sa konalo o 9:00 dopoludnia pri konkrétnych atmosferických podmienkach [Tab.2] s nastavením motora, ktoré podľa informácií a predchádzajúcich meraní zabezpečovalo najvyšší výkon tohto dvojtaktného spaľovacieho motora, za týchto atmosferických podmienok. Druhé meranie sa uskutočnilo o 14.50, kedy sa atmosférické podmienky výrazne zmenili. Použitím programu Mixture Calculator sa urobila korekcia (obr.2).Výsledkom bola nutnosť znížiť bohatosť zmesi približne o 0,8%.V praxi to znamená znížiť hlavnú trysku karburátora o 1,1 stupňa. Korekcia sa urobila použitím trysky 139 (v prvom meraní 140) [Tab.2]. Jemne doladenie sa vyriešilo pomocou doplnkových prvkov v karburátore (zdvih ihly, typ šupatka).

Tab. 2 Použité stavy atmosferických podmienok, nastavenia a maximálne rýchlosti

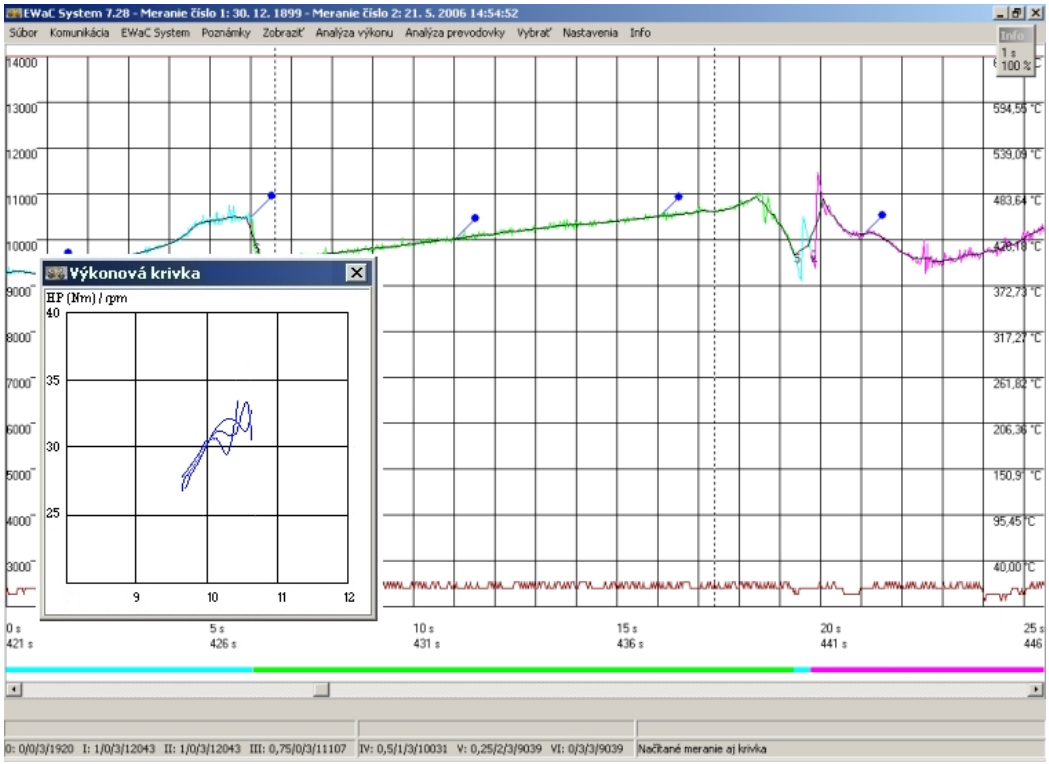
Poznámky

Meranie číslo 1		Meranie číslo 2	
Tlak,Teplota,Vlhkost	964 hPa, 20,5 'C 68 %	Tlak,Teplota,Vlhkost	969 hPa, 24,7'C 49%
Strbina Valec M06	0,73	Strbina Valec M06	0,73
Karburator Hl.tr. /Vol.tr. ,Ihla, Sup.,	140/67 ihx25/3 $40 kom.272	Karburator Hl.tr. /Vol.tr. ,Ihla, Sup.	139/67 ih.X25/2,5 $45Kom.272
Prevod	20/40	Prevod	20/40
Max. rych.	178,8 km/h Bezvetrie	Max. rych.	179,9 protivietor
Cas	1.49,5	Cas	1.47,2

Atmosferické podmienky počas obidvoch meraní, jednotlivé nastavenia karburátora a dosiahnuté maximálne rýchlosti sú zaznamenané v tab.2.



Obr.3. Záznam činnosti a priebeh výkonu dvojtaktného motora pri 1. stave



Obr.4. Záznam činnosti a priebeh výkonu dvojtaktného motora pri 2. stave

Na obr.3,4 sú graficky znázornené záznamy činnosti motora a výkonové krivky pri obidvoch atmosferických stavoch. Pre analýzu výkonu boli vybraté 3 zhodné úseky v troch meraných kolách na okruhu, pretože jeden meraný úsek a jedna krivka je ohrozená vznikom náhodnej chyby. Odchýlky medzi jednotlivými výkonovými krivkami sú zapríčinené vonkajšími vplyvmi, ako rozdielna výjazdová rýchlosť zo zákruty na cieľovú rovinu, kde sa

robila výkonová analýza. Tvar výkonových kriviek druhého atmosferického stavu sa mierne odlišuje od prvého stavu vplyvom vonkajších podmienok (protivietor).

Z hľadiska praktického využitia je najdôležitejším parametrom rozsah využiteľných otáčok motora, t.j. otáčok, pri ktorých je udržiavaná konštantne vysoká hodnota okamžitého výkonu Pre optimálne nastavenie motora je nepodstatné, ak výkon dosahuje v určitom časovom okamihu vyššiu hodnotu, ale zotrvá na nej len vo veľmi úzkom rozsahu pracovných otáčok.

Pre závodné účely je veľmi dôležitá aj dosiahnutá maximálna rýchlosť. Výsledky meraní a jednotlivé rozsahy využiteľných otáčok motora sú zobrazené v tab.3.

Tab. 3 Výsledky meraní

	Maximálny výkon/ Rozsah využiteľných otáčok P[k] / n[ot/min]	Maximálna rýchlosť v[km/h]
1.atmosferický stav	34 / 800	178,8
2.atmosferický stav	33 / 700	179,9

4.Záver

Analýzou výsledkov meraní sme dospeli k záveru, že aplikované teoretické závery a zostavený program sú presné a pomocou tohto software môžeme s dobrou presnosťou optimálne nastaviť plnenie dvojtaktného spaľovacieho motora.

Výkony a rozsahy využiteľných otáčok sú pri obidvoch porovnávaných stavoch približne rovnaké, dosiahnuté maximálne rýchlosti sú tiež porovnateľné.

Tieto poznatky majú najväčší význam pre špičkové pretekárske dvojtaktné motory. Sú ale dôležité aj pre bežné využitie dvojtaktných spaľovacích jednotiek v jednostopových dopravných prostriedkoch. Na základne optimálneho nastavenia dvojtaktného motora je možné dosiahnuť dobrý výkon a prípustné množstvá emisií, na ktoré sa v súčasnosti kladie veľký dôraz.

Využitím týchto poznatkov a ich praktickou aplikáciou pri optimalizácii plnenia dvojtaktného motora na pretekárskom motocykli sa dosiahlo to, že tento motocykel zvíťazil v majstrovstvách Slovenska v sezóne 2005 a 2006 kde vyhral všetkých 7 podujatí tohto seriálu. Tiež zvíťazil v Európskom pohárovom šampionáte UEM Alpe Adria 2005, kde z 9 závodov (každý závod sa konal v inej krajine) vyhral 4 krát (obr.5).

Problematika zvyšovania výkonových parametrov jednostopových dopravných prostriedkov pri zachovaní ich spoľahlivosti a životnosti je v súčasnosti riešená v rámci projektu VEGA 1/2196/05 Logistické prvky a systémy v materiálových tokoch a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Obr.5. Dosiahnuté úspechy

5.LITERATÚRA

[1] BIGOŠ, P. , PUŠKÁR, M.: Vplyv teploty výfukového systému na výkonovú charakteristiku u dvojtaktného spaľovacieho motora

[2] BLAIR, G. P. : Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Cycle Engines, SAE Paper 800038,1980

[3] CIHELKA,J.: Vytápění a větrání, SNTL, Praha,1975

[4] HUSÁK, P. : Motocykly s dvoudobým motorem,SNTL,Praha,1978

[5] KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motoru ,SNTL/ALFA,Praha,1971

[6] NUTI, M.: Direct Fuel Injection for Two-Stroke S.I. Engines Exhaust Emissions Abatement, 2.GRAZER ZWEIRADTAGUNG,1986

[7] PLOHBERGER, D. ,MIKULIC, L. A. ,LANDFAHRER, K. : Development of a Fuel Injected Two- Stroke Gasoline Engine, SAE Paper 880170 ,1988

Recenzent: Doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

PROCES ŠTANDARDIZÁCIE NAKLÁDKY/VYKLÁDKY

***Mária FERENČÍKOVÁ*[2]**

Kľúčové slová: process of standardization, loading/unloading, reengineering, Just in Time

Abstrakt:
In time of implement reengineering and intro-system JIT be needed deal with process how's load / unload. The priority is achieved maximum effects exploitation loading space and minimize time load / unload means of transport and standard implementation within processes.

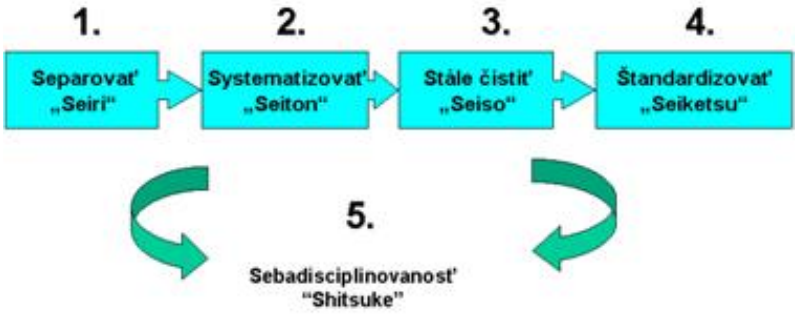
1. Uvod

Metódy, používané v oblasti štandardizácie procesov, patria medzi základy budovania štíhlej výroby. Cieľom ich zavedenia je vytvorenie a vizualizácia základných pravidiel, potrebných pre ďalšie kroky budovania štíhlej výroby.

Medzi tieto metódy patria:

- 5S/ 6S (poriadok na pracovisku),
- SOP (štandardizácia procesov),
- vizuálny manažment.

1.1 5S



Obr.1. 5S

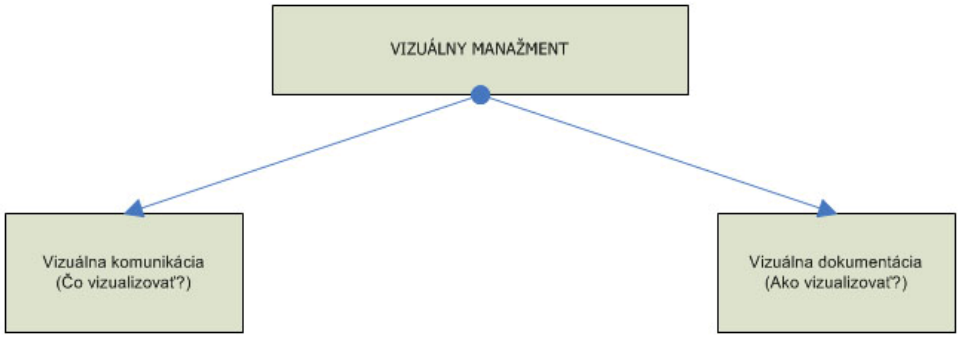
1.2 SOP - Operačné štandardy

Štruktúrované, vizuálne procesné štandardy na pracovisku s definíciou potencionálnych procesných rizík a vopred definovanými riešeniami pre pracovníka.

1.3 Vizuálny manažment

Nástroj, ktorým zabezpečíme efektívnu výmenu a zdieľanie dôležitých informácií. Informácie sú jedným z kľúčových vstupov do podniku. Položme si otázku: „Sú informácie poskytované vhodným spôsobom?“ alebo „Zodpovedá obsah informácií požiadavkám prijímateľa?“ Správne, ale aj nesprávne informácie majú vplyv na správnosť rozhodnutí, výrobný proces, atď. Informácia sa stáva kapitálom, ak sa v správnej kvalite, množstve a čase použije.

[2] **Mgr. Mária Ferenčíková,** Strojnícka fakulta, TU Košice, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Ústav konštrukcie strojov a zariadení, Letná 9, 040 01 Košice, Slovenská republika, tel.: +421 55 602 2367, e-mail: maria.ferencikova@tuke.sk



Obr.2. Vizuálny manažment

2. Reinžiniering

Mnohé spoločnosti domáce i zahraničné prešli alebo prechádzajú mnohými zmenami – reinžiniering. Z dôvodov vzniku vysokého podielu zásob vo vzťahu k tržbám (15 - 30%), vysokého viazania obežného kapitálu v zásobách, rizika vzniku nevyužiteľných zásob, dodatočných nákladov na spracovanie zásob ako skladovanie, manipulácia a administratíva.

Vytvárajú sa reinžinieringové postupy:

1. Zásoby neprinášajú pridanú hodnotu. Sú "nutným zlom".
2. Radikálne skrátenie výrobného cyklu (obrátka zásob):
- eliminácia prerušení výrobného toku
- integrácia výrobných operácii
- riadenie typu "rýchla výroba"
3. Realizácia logistiky typu JIT
- nákup podľa potrieb v malých dávkach (zásoby materiálov)
- výroba podľa zákazok (zásoby hotových výrobkov)
- riadenie materiálových tokov (rozpracovaná výroba)
4. Efekty reinžinieringových opatrení
- uvoľnenie finančných prostriedkov viazaných v zásobách
- zníženie nákladov (finančné, osobné, služby).

Vznikajú ciele podľa stratégie: odstrániť kritické miesta, realizovať novú výrobu, zabezpečiť úspory nákladov, kvalitu a pohotovosť.

3. Doprava

Doprava je odvetvie národného hospodárstva, ktoré zaisťuje a uskutočňuje premiestňovanie osôb a vecí po dopravných cestách. V užšom poňatí sa jedná o pohyb dopravných prostriedkov po dopravných cestách.

Rozvoj dopravy vo svete je charakterizovaný maximálnou snahou zvyšovať rýchlosť, spoľahlivosť a presnosť dodania tovarov v nákladnej doprave, za pomoci moderných technických zariadení a výpočtovej techniky.

Doprava je jednou z najvýznamnejších zložiek logistického reťazca od dodávateľa surovín až ku konečnému spotrebiteľovi. Jej funkciou je zabezpečiť pohyb tovaru v rámci obehových a výrobných procesov.

3.1. Cestná nákladná doprava

Prepravuje najviac tovaru v tonách a docieľuje najvyšších prepravných výkonov v tonových kilometroch. Je vhodná pre zabezpečenie priamej prepravy zvlášť hodnotnejších druhov tovaru na krátke, stredné a niekedy aj dlhé prepravné vzdialenosti. Cestná doprava umožňuje najširšie pokrytie trhu. Jej flexibilnosť je do značnej mieri daná hustotou cestnej siete. Pre svoju univerzálnosť väčšinou najlepšie vyhovuje požiadavkám zákazníkov, a preto sa objem tovaru prepravovaného autodopravcom stále zvyšuje. V oblasti prispôsobovania meniacim sa požiadavkám zákazníka, až na malé výnimky, je schopná zaistiť prepravu medzi akýmkoľvek miestami nakládky a vykládky. Disponuje rôznorodým dopravným

parkom. S rastúcimi prepravnými vzdialenosťami u nej však pomerne rýchlo rastú náklady na prepravu. Nevýhodou cestnej nákladnej dopravy je jej značná závislosť na počasí, obmedzená možnosť súčasného zvládnutia prepravy väčších hmotností tovaru a skutočnosť, že s rozvojom automobilizmu v dôsledku rastu preťaženosti na cestách dochádza k dopravným kongesciám - zhlukom v okolí veľkých miest a priemyslových aglomerácií, ktoré na to znižujú ich rýchlosť a spoľahlivosť.

V rámci systému **Just In Time** sa veľmi zvyšuje význam dopravy ako zložky logistiky. V takomto prostredí sú požiadavky kladené na systém dopravy veľmi náročné a zahrňujú:

potrebu kratších a spoľahlivejších dôb prepravy,

sofistikovanejšiu komunikáciu,

použitie menšieho počtu dopravcov s dlhodobými vzťahmi,

potrebou efektívne navrhovaných prepravných zariadení a zariadení na manipuláciu s materiálom,

a konečne kvalitnejšie rozhodovacie modely ohľadne toho, či použiť vlastné, verejné alebo zmluvné dopravné prostriedky.

Kvalita dopravy ovplyvňuje optimalizáciu nákladov na obehové procesy. Je všeobecne známe, že čím kvalitnejšiu dopravu viem poskytnúť, tým viac je možné obmedziť rozsah skladovania a tým i manipuláciu s materiálom.

V rámci dopravy a skladovania mnohé spoločnosti pracujú s rôznym typom paliet. *Paleta* je prepravný prostriedok s ložnou a opornou podlahou pre vidlicovú manipuláciu, prispôsobená na stohovanie. Najčastejšie sa používajú palety normalizovaných rozmerov 1000 x 1200 x 100 mm (ISO), alebo 800 x 1000 x 145 mm (EUR) do hmotnosti 25 kg a únosnosti 1000 kg. Palety hlavne umožňujú vytváranie väčších manipulačných jednotiek, lepšie využitie ložného priestoru dopravných prostriedkov, urýchľujú a zhospodárňujú ložné operácie a v neposlednom rade zvyšujú bezpečnosť pri manipulácii s tovarom.

Palety môžu byť: drevené, železné, kombinované(železo a drevo), plastové, kartónové.

Podľa konštrukcie: jednoduché(prosté) alebo ohradové.

Podľa spôsobu naberania: z dvoch protiľahlých strán a zo všetkých štyroch strán.

Spôsob príjmu materiálu závisí od toho, akým druhom dopravy bol materiál prepravovaný, akej veľkosti a tiež od spôsobu jeho **nakládky a vykládky**. V dobe zavádzania reinžinieringu alebo v rámci fungujúceho systému JIT je potrebné zaoberať sa aj takými procesmi ako je nakládka či vykládka. Dnes je prioritou dosiahnuť maximálnu efektivitu využitia ložného priestoru a minimalizáciu času nakládky/vykládky dopravného prostriedku.

Vzniká tu mnoho otázok a nájdenie optimálneho riešenia či vytvorenia určitého štandardu nakládky/vykládky, ktoré by vyhovovali tej ktorej spoločnosti.

Dôvody a otázky pre hľadanie optimálneho riešenia:

Vyhovuje daný dopravný poriadok (prísun materiálu do výroby a naopak odvoz hotových výrobkov)?

Doba nakládky a vykládky je dlhá?

Je spôsob nakládky a vykládky efektívny?

Je efektívne alokovanie rôznych typov paliet na ložnej ploche dopravného prostriedku?

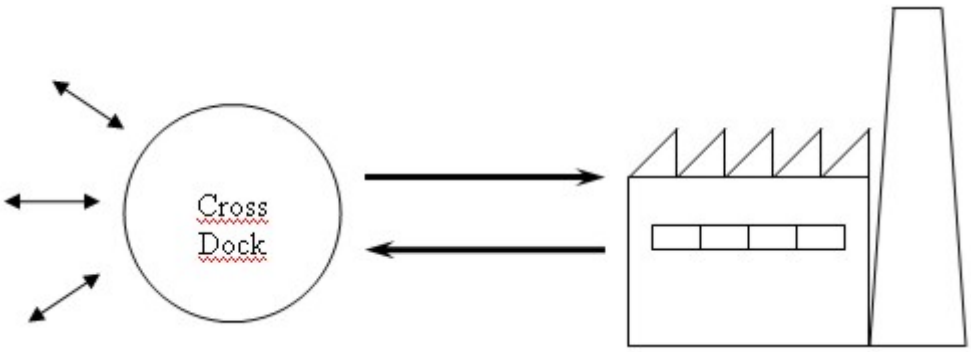
Alokovanie paliet je v jednej alebo viacerých vrstvách?

Materiál je pretriedený a nachádza sa na vyznačenom mieste pred nakládkou?

Atď...

4. Príklad

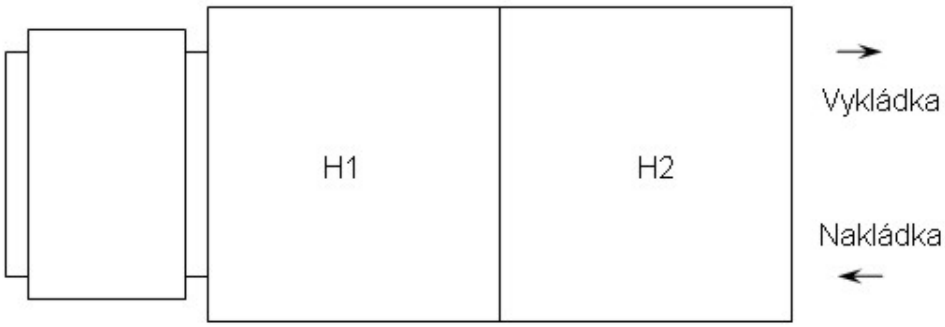
Firma fungujúca v rámci systému JIT dovážala materiál do výroby v štvorhodinovom intervale. Pri zavedení zmien vo výrobe bolo potrebné prispôsobiť aj dovoz materiálu (skrátiť interval). Proces nakládky a vykládky prebieha na dvoch miestach vo firme (2 výrobné linky alebo sklady,...).



Obr.3. Doprava medzi firmou a centrálnym skladom

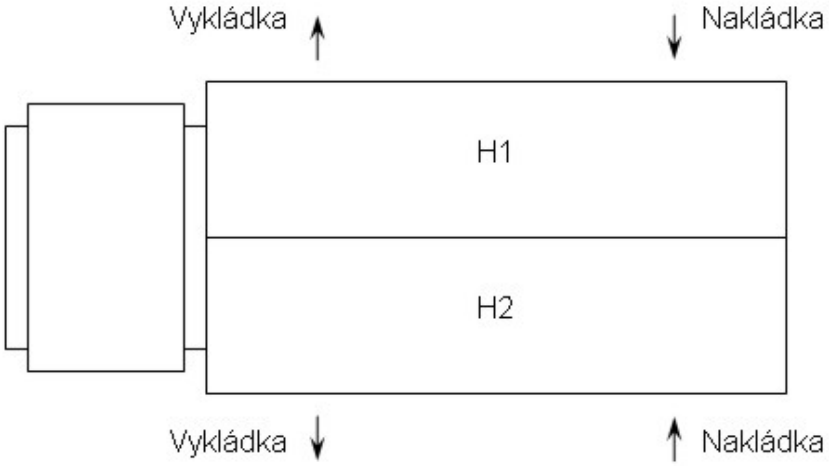
Výroba potrebuje urýchliť prísun tovaru o 15 - 20 min. Nad zásobenie nie je efektívne a nie je miesto pre ďalší materiál. Príchod dopravného prostriedku urýchliť nie je možné, pokiaľ dodržiaval pravidlá cestnej premávky. Financovanie ďalšieho dopravného prostriedku je nákladné. Nakládka a vykládka trvá na jednom mieste do 20 min a na druhom do 30 min. Celý proces nakládky a vykládky bolo potrebné zmapovať, prehodnotiť a nájsť optimálne riešenie, následne na to zaviesť štandard.

Dopravný prostriedok je naložený rôznymi paletami pre výrobu H1 a H2. Smer nakládky a vykládky sa prevádza zo zadnej časti dopravného prostriedku, smerom dopredu:



Obr.4. Naloženie návesu

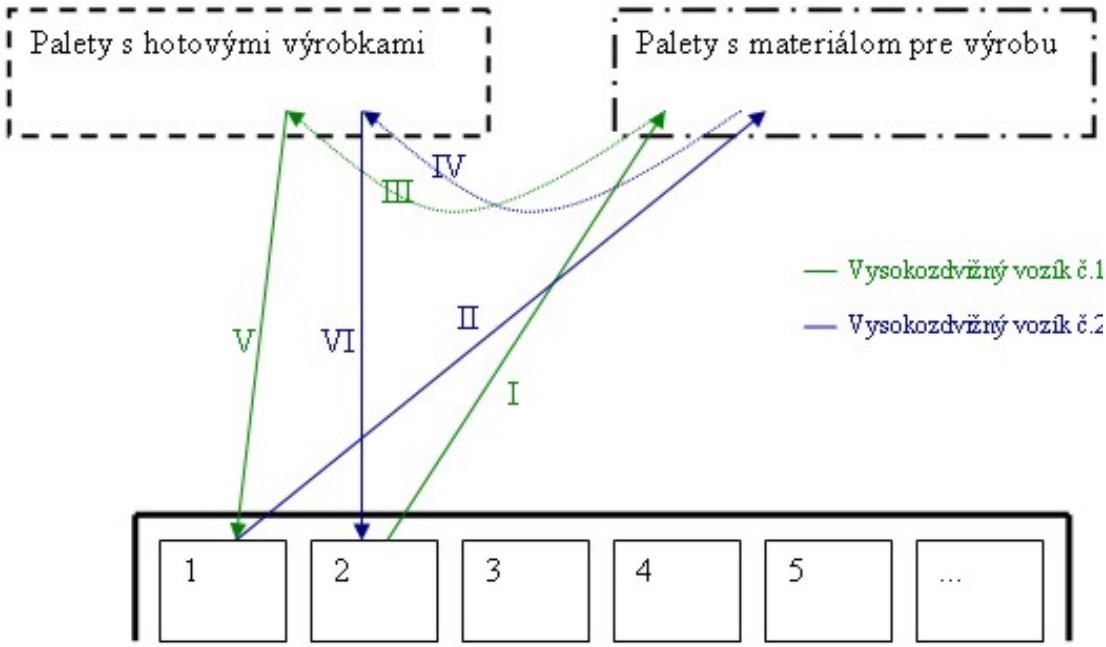
Pri takomto spôsobe nakládky a vykládky dochádza k dvojitej manipulácií s paletami jednej časti kamiónu (buď paletami pre H1 alebo H2), čo je zbytočne neefektívne a spôsobuje nadmerne dlhú dobu nakládky a vykládky na jednom z miest.
Zmena alokácie paliet v dopravnom prostriedku napr.:



Obr.5. Naloženie návesu

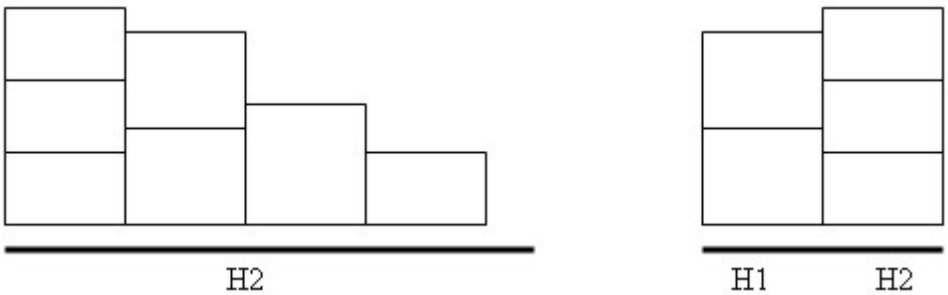
Tento spôsob nakládky a vykládky skrátil dobu pre nakládku a vykládku o polovicu. Nedochádza už k dvojitému manipulovaniu s niektorými paletami. Vykládka začína stále druhou paletou v poradí od začiatku dopravného prostriedku, teda od kabíny. Prvá paleta je stále zasunutá tak, že rohová tyč konštrukcie kamiónu bráni k priamej vykládke. Po vyložení paliet z druhého miesta sa palety z prvého miesta posunú smerom na druhé miesto, tak aby nebránila konštrukcia kamiónu a bolo možné vykonať vykládku z prvého miesta. Pracovníci na vysokozdvižných vozíkoch nepracujú vždy rovnako. Preto je doba vykládky a doba nakládky rôzna. Často krát dochádza k prázdnym cestám (cesta bez nákladu), čo spôsobuje dlhšiu dobu nakládky a vykládky.

Pri sledovaní procesu sa dospelo k zavedeniu pravidla “plných vidiel“ pre pracovníkov vysokozdvižných vozíkov. To znamená, že pri vyložení palety s materiálom z jedného miesta, vysokozdvižný vozík berie paletu(y) s hotovými výrobkami a nakladá na to vyložené miesto. Nakládka a vykládka sa vykonáva aspoň dvomi vysokozdvižnými vozíkmi, preto by sa nemalo stať, že po vyložení menšej palety sa väčšia paleta nenaloží:



Obr.6. Diagram pre nakládku a vykládku

Palety nie sú úplne rovnaké, je potrebné si pripraviť a nastohovať palety dopredu pred nakládkou a vykládkou. Palety je možné stohovať do výšky kamiónu. Je potrebné zabezpečiť zároveň bezpečnosť nákladu. Stohovať viac paliet v prednej časti kamiónu z oboch strán tak, aby nedošlo k posunu alebo sklzu niektorej z paliet. Pri brzdení alebo čelnej zrážke má paleta tendenciu posuvu smerom dozadu, poprípade v zatáčke na stranu:



Obr.7. Bezpečné stohovanie paliet na dopravnom prostriedku, a) bočný pohľad, b) čelný pohľad

Po zavedení pravidla „plných vidiel“ a príprave paliet pred nakládkou a vykládkou spôsobilo ďalšie skrátenie časov. Materiál hneď po zložení môže putovať priamo do výroby.

Vykládka trvá už do 5 min a nakládka do 10 min na jednom aj na druhom mieste.
Postupne sa zavádzali tieto najdôležitejšie pravidlá:
1. Zmena alokácie paliet v dopravnom prostriedku.
2. Pravidlo „plných vidiel“.
3. Príprava a stohovanie paliet pred nakládkou.
4. Maximalizácia počtu paliet s hotovými výrobkami na dopravný prostriedok.

O postupnom dosahovaní klesania času nakládky a vykládky a vytvorení štandardu hovorí nasledujúca tabuľka:

Tab. Vyhodnotenie časov

	KT1	KT2	KT3	KT4	KT5
Nakládka do 10min	35%	65%	90%	93%	99%
Pripravený materiál	90%	93%	100%	100%	100%
Počet miest naložených vo vrstvách	3	4	4	5	5

Príspevok je publikovaný v rámci riešenia úlohy VEGA 1/2196/05 - Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Literatúra

[1] Bigoš P. - Kiss I. – Ritók J.: Materiálové toky a logistika, Vydavateľstvo Michala Vaška, Prešov 2002
[2] http://www.ipaslovakia.sk/Default.aspx
[3] Kováč M. a kol.: Reinžiniering podnikových procesov, Košice 2002, www.tuke.sk/sjf-icav/stranky/obrazky2/e-texty/reinziniering.pdf
[4] Mojžíš V. a kol.: Kvalita dopravních a přepravních procesů, Institut Jana Pernera, o.p.s., Pardubice 2003

Recenzent: Doc. Ing. Imrich Kiss, CSc.

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE JEŘÁBU PODLE II. SKUPINY MEZNÍCH STAVŮ POUŽITELNOSTI DLE ČSN 270103

Leopold HRABOVSKÝ[3]

Klíčová slova: jednonosníkový mostový jeřáb, amplituda kmitání mostu, průhyb nosníku.

Abstrakt:
Článek popisuje návrh modelového zařízení využívaného k experimentálnímu ověření nosné konstrukce jednonosníkového mostového jeřábu podle II. skupiny mezních stavů použitelnosti dle ČSN 270103.
V příspěvku jsou uvedeny postupy a výsledky experimentálního stanovení průhybu a doby útlumu kmitání nosníku.

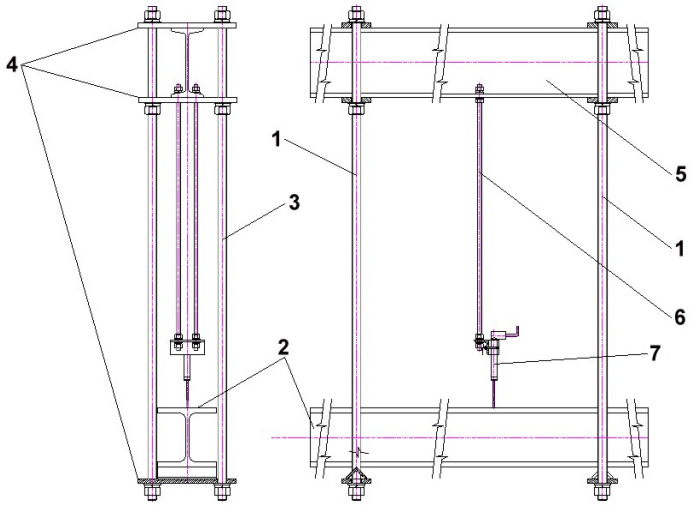
1. Úvod

Příspěvek navazuje na článek uveřejněný v předchozím čísle elektronického časopisu „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“ pod názvem „*Teoretické předpoklady přetvoření a útlumu kmitání jednonosníkového mostového jeřábu*“.

V laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví, Institutu dopravy, VŠB – Technické univerzity v Ostravě je instalován jednonosníkový mostový jeřáb délky L = 5,6 m, tvořený válcovaným nosníkem HEB120. Ve středu délky nosníku je na jeho spodní pásnici uchycen lanový kladkostroj Güde GSZ 300/600 hmotnosti 19 kg (maximální nosnost kladkostroje bez využití kladky 300 kg, maximální hmotnost zvedaného břemene s využitím kladky 600 kg). Prostřednictvím kladkostroje je manipulováno ve svislém směru s břemenem maximální hmotnosti m_b = 225 kg (násobky 25 kg), jež tvoří trakční závaží.

Využitím indukčního snímače pro měření dráhy (posunu a polohy), obchodního názvu WA-T o měřícím rozsahu 0 až 20 mm, zakoupeného u firmy Ing. Ivan Wasgestian HBP, která je výhradním zastoupením firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH se sídlem v Německu, je zaznamenáván průhyb nosníku mostu v závislosti na hmotnosti zvedaného (spouštěného) břemene.

2. Popis měřícího stanoviště

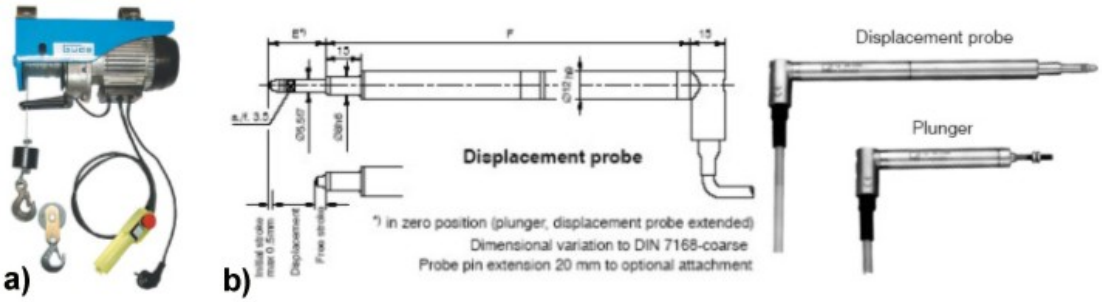


Obr.1. Návrh měřícího stanoviště pro určení doby útlumu kmitání a průhybu mostu

[3] **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185, fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

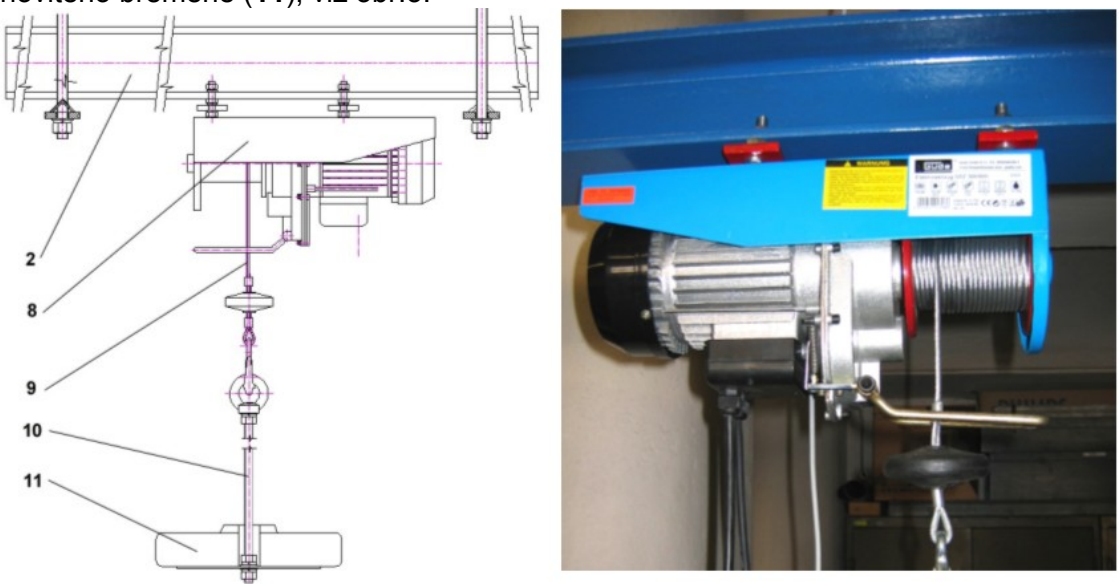
Měřící stanoviště (obr.1) sestává ze dvou závěsů (**1**), které podepírají jeřábový most (**2**) tvořený profilem HEB120 celkové délky 6 m. Závěsy (**1**) tvoří dvě závitové tyče M20 (**3**) délky 1 m a 3 kusy pásové oceli 6x10x200 mm (**4**), které jsou opatřeny otvory průměru 20 mm s roztečí 142 mm pro jejich zavěšení na závitové tyče (**3**).

Ve středu nosníku (**5**) (válcovaný profil I140) je na závitové tyči M10 (**6**) uchycen indukčnostní snímač dráhy (**7**), viz obr.2,b., který zaznamenává průhyb mostu (**2**) v závislosti na hmotnosti zvedaného (spouštěného) břemene.



Obr.2. a) lanový kladkostroj Güde GSZ 300/600; b) indukčnostní snímač dráhy WA-T

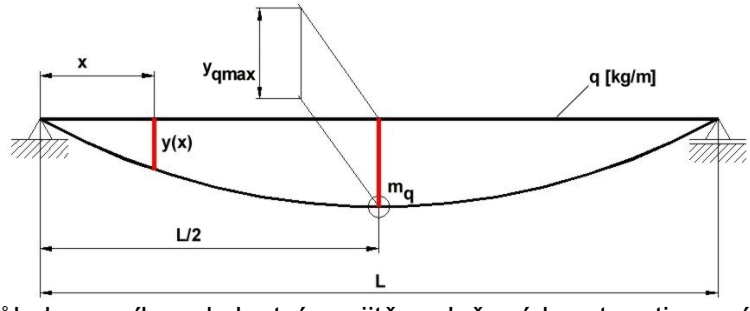
Ve středu spodní pásnice (**2**) nosníku HEB120 je instalován lanový kladkostroj Güde GSZ 300/600 (**8**) (viz obr.2,a), na jehož zdvihové lano (**9**) je zavěšen závěs (**10**) pro umístění jmenovitého břemene (**11**), viz obr.3.



Obr.3. Lanový kladkostroj se závěsem a břemenem (trakční závaží m_Q = 25 kg)

3. Redukce spojitě rozložené hmotnosti na osamělou hmotnost

Redukce spojitě rozložené hmotnosti q [kg/m] na osamělou hmotnost m_q [kg] uprostřed nosníku pomocí kinetické energie rozkmitaného nosníku je možno získat např. v [3, str.109-110].



Obr.4. Průhyb nosníku od vlastní spojitě rozložené hmotnosti nosníku q [kg/m]

Posuv libovolného bodu nosníku dle obr.4 je možno vyjádřit:

$$y = y(x).\ \sin(\Omega.t + \varphi_0)\ [m] \qquad (1)$$

kde Ω [Hz] – kruhová frekvence vlastních kmitů nosníku, viz (2),

φ_0 [deg] – počáteční stav.

$$\Omega = \sqrt{\frac{g}{y_{qmax}}}\ [Hz] \text{ nebo } \Omega = 2.\ \pi.\ f\ [Hz] \qquad (2)$$

y_{qmax} [m] – statický průhyb nosníku od vlastní hmotnosti nosníku (viz [1], vztah (47)),
f [Hz] – kruhová frekvence vlastních kmitů nosníku, viz [1], vztah (43).
Rychlost kmitání téhož bodu:

$$v = y' = \frac{dy}{dt} = \Omega.\ y(x).\ \cos(\Omega.\ t + \varphi_0)\ [m/s] \qquad (3)$$

Z rovnice (1) vyplývá maximální průhyb y_{qmax} [m]:

$$y_{qmax} = y(x) \Rightarrow \max\left[\sin(\Omega.t + \varphi_0)\right] = 1 \qquad (4)$$

Z rovnice (3) vyplývá maximální rychlost kmitání nosníku v_{max} [m/s]:

$$v_{max} = y'_{max} = \left(\frac{dy}{dt}\right)_{max} = \Omega.\ y(x)\ [m/s] \qquad (5)$$

Kinetická energie celého nosníku s rovnoměrně rozloženou hmotností q [kg/m]:

$$E_k = \frac{1}{2}.\int_0^L q.\ y'^2_{max}.\ dx = \frac{1}{2}.\ \Omega^2.\int_0^L q.\ y(x)^2.\ dx = \frac{\Omega^2}{2}.\ \sum q.\ y(x)^2.\ \Delta x \qquad (6)$$

Nahradí-li se spojitě rozložená hmotnost q [kg/m] n-hmotami osamělými $m_i = q.\ \Delta x$ [kg] je:

$$E_k = \frac{\Omega^2}{2}.\int_0^L q.\ y(x)^2.\ dx = \frac{\Omega^2}{2}.\ \sum_{i=1}^{n} m_i.\ y_i^2 \qquad (7)$$

Redukuje-li se hmotnost celého nosníku na hmotnost uprostřed rozpětí $y_i = y_{(0,5.\ l)}$, vychází z rovnosti kinetických energií:

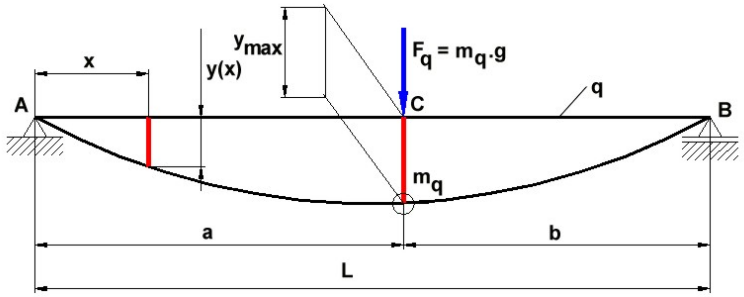
$$E_k = \frac{\Omega^2}{2}.\ \sum_{i=1}^{n} m_i.\ y_i^2 = \frac{\Omega^2}{2}.\ m.\ y^2_{(\frac{L}{2})} \qquad (8)$$

odtud

$$\sum_{i=1}^{n} m_i.\ y_i^2 = m.\ y^2_{(\frac{L}{2})} = m.\ y_{st}^2 \qquad (9)$$

Maximum $y_{qmax} = \frac{m_q.\ g.\ L^3}{48.\ E.\ I_x}$ [m], viz [1], vztah (32).

Průhybová čára je parabola, její průhyb v místě x je y(x), viz vztah (13). Vztah (13) je odvozen dle [4, str.29], nebo dle obr.4 s využitím vztahu (11).



Obr.5. Průhyb nosníku od vlastní spojitě rozložené hmotnosti nosníku q [kg/m]

Dle obr.5 a [4, str.29] platí, že:

$$y_C = \frac{F_q.\ a^2.\ b^2}{3.\ E.\ I_x.\ L} \text{ a současně } y_{max} = \frac{F_q.\ a.\ b}{27.\ E.\ I_x}.\ (a + 2.\ b).\ \sqrt{3.\ a.\ (a + 2.\ b)} \qquad (10)$$

Pro průhyb nosníku v místě x platí vztah dle [4, str.29]:

$$y(x) = \frac{F_q . a . x}{6 . E . I_x . L} . \left[b . \left(b + 2 . a \right) - x^2 \right] \qquad (11)$$

Vyjdeme-li z úvahy, že maximální průhyb nosníku y_{max} [m] je v okamžiku, nachází-li se břemeno hmotnosti m_q [kg] ve středu nosníku (tj. ve vzdálenosti rozpětí L/2), pak platí, že $a = b = L/2$ [m], tyto hodnoty dosadíme do vztahu (10) a (11), čímž obdržíme:

$$y_{max} = y_C = \frac{F_q . (L/2)^2 . (L/2)^2}{3 . E . I_x . L} = \frac{F_q . L^3}{48 . E . I_x} \text{ [m]},$$ tento vztah odpovídá maximálnímu průhybu nosníku od vlastní hmotnosti, viz [1, vztah (32)).

$$y(x) = \frac{F_q . a . x}{6 . E . I_x . L} . \left[b . \left(b + 2 . a \right) - x^2 \right] = \frac{F_q . (L/2) . x}{6 . E . I_x . L} . \left(b^2 + 2 . a . b - x^2 \right) =$$

$$= \frac{F_q . x}{12 . E . I_x} . \left(\frac{L^2}{4} + 2 . \frac{L}{2} . \frac{L}{2} - x^2 \right) = \frac{F_q . x}{12 . E . I_x} . \left(\frac{3 . L^2}{4} - x^2 \right) =$$

$$= \frac{F_q . L^3}{48 . E . I_x} . \left(3 . \frac{x}{L} - 4 . \frac{x^3}{L^3} \right) \Rightarrow y(x) = y_{max} . \left(3 . \frac{x}{L} - 4 . \frac{x^3}{L^3} \right) \qquad (12)$$

Vzhledem k značení, viz obr.4, maximálního průhybu nosníku od vlastní hmotnosti y_{qmax} [m] upravíme vztah (12) do konečného tvaru:

$$y(x) = y_{qmax} . \left(3 . \frac{x}{L} - 4 . \frac{x^3}{L^3} \right) \text{ [m]} \qquad (13)$$

Potom:

$$\int_0^L q . y(x)^2 . dx = m_q . y_{st}^2 \Rightarrow \int_0^L q . y_{st}^2 . \left(3 . \frac{x}{L} - 4 . \frac{x^3}{L^3} \right)^2 . dx = m_q . y_{st}^2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \int_0^L q . \left(9 . \frac{y^2}{L^2} - 24 . \frac{y^4}{L^4} + 16 . \frac{y^6}{L^6} \right)^2 . dx = m_q . y_{st}^2 \Rightarrow \qquad (14)$$

$$\Rightarrow q . \left[9 . \frac{y^3}{3 . L^2} - 24 . \frac{y^5}{5 . L^5} + 16 . \frac{y^7}{7 . L^7} \right]_0^L = m_q$$

$$m_q = q . \left[9 . \frac{L^3}{L^2} - 24 . \frac{L^5}{5 . L^5} + 16 . \frac{L^7}{7 . L^6} \right]_0^L = q . L . \left[3 - \frac{24}{5} + \frac{16}{7} \right] = \frac{17}{35} . q . L \text{ [m]} \qquad (15)$$

4. Teoretické předpoklady postupu měření

Ze známých hodnot vlastních hmotností kmitajících s nosníkem po odložení břemene je vyčíslena redukována hmotnost nosníku m_{red} [kg], viz vztah (16):

$$m_{red} = m_q + m_k = \frac{17}{35} . q . L + m_k \text{ [kg]} \qquad (16)$$

kde q [kg/m] – vlastní hmotnost 1 m nosníku HEB120 (q = 26,7 kg/m, viz [2]),

L [m] – vzdálenost podpěr nosníku mostu (L = 5,6 m),

17/35 – hodnota, kterou obdržíme z redukce spojitě rozložené hmotnosti na osamělou hmotnost uprostřed nosníku pomocí kinetické energie rozkmitaného nosníku (odvození viz kap.3, vztah (15) tohoto příspěvku),

m_k [kg] – hmotnost kladkostroje Güde GSZ 300/600 (m_k = 19 kg).

Z tuhosti nosníku k [$N.mm^{-1}$] (17) (blíže [1], vztah 41) a redukované hmotnosti m_{red} [kg] nosníku, kočky a všech hmotností, kmitajících s nosníkem po odložení jmenovitého břemene hmotnosti m_b [kg] (16) (blíže [1], vztah 42) je určena kruhová frekvence vlastních kmitů nosníku f [s^{-1}], (18) (blíže [1], vztah 43).

$$k = \frac{48 . E . I_x}{L^3} \text{ [N. mm}^{-1}\text{]} \qquad (17)$$

$$f = \frac{1}{2.\pi}.\sqrt{\frac{k}{m_{red}}}\ [s^{-1}] \qquad (18)$$

Maximální průhyb y_{st} [m] nosníku HEB120 od jmenovitého břemene hmotnosti m_b [kg], je snímán indukčnostním snímačem dráhy WA-T (viz obr.2,b), prostřednictvím měřící karty DAQ Card-6024E. Měřící karta zaznamenává zesílené (zesilovačem AE501) výstupní hodnoty půlmostového indukčnostního snímače a průběh měřené veličiny (polohy, tj. průhyb mostu) je graficky zobrazován v závislosti na čase programem vytvořeném v prostředí LabWiew, viz obr.6.

$$y_{st} = \frac{m_b.\,g.\,L^3}{48.\,E.\,I_x} = \frac{m_b.\,g}{k}\ [m] \qquad (19)$$

$$t_{tl} = \frac{\ln 2.\,y_{st}}{f.\,\upsilon}\ [s] \qquad (20)$$

Teoretické vyjádřené hodnoty maximálního průhybu y_{st} [m] nosníku od jmenovitého břemene hmotnosti m_b [kg], jakož i doba útlumu t_{tl} [s] jsou vyjádřeny v tabulce 1.

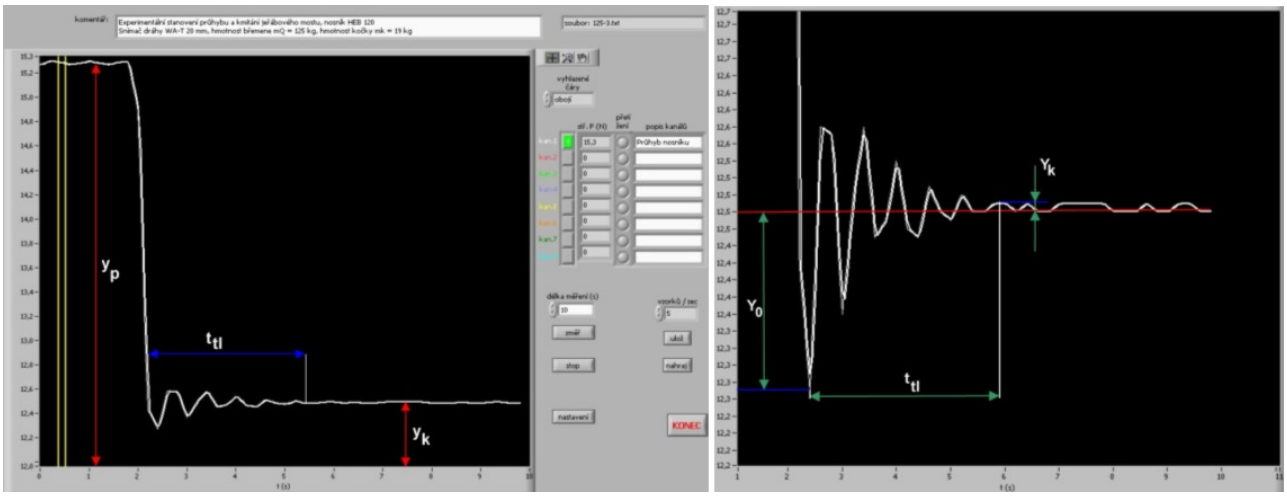
Tabulka 1: Teoretické hodnoty statického průhybu od hmotnosti břemene a doby tlumení

m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]
25	0,494	0	125	2,472	2,730	225	4,449	3,734
50	0,989	1,165	150	2,966	3,041			
75	1,483	1,857	175	3,461	3,305			
100	1,977	2,348	200	3,955	3,533			

Teoreticky vyjádřené hodnoty statického průhybu y_{st} [m] od vlastní hmotnosti odloženého břemene m_b [kg] (19) (blíže [1], vztah 44) a doba tlumení t_{tl} [s] (20) (blíže [1], vztah 45) jsou srovnávány s naměřenými hodnotami, uvedenými v tabulce 2.

Tabulka 2: Naměřené hodnoty statického průhybu od hmotnosti břemene a doby tlumení

m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m_b [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]
25	0,59	0	125	2,78	2,5	225	4,63	3,6
50	1,02	1,3	150	3,12	3,1			
75	1,63	1,7	175	3,68	3,3			
100	2,04	2,1	200	4,06	3,4			

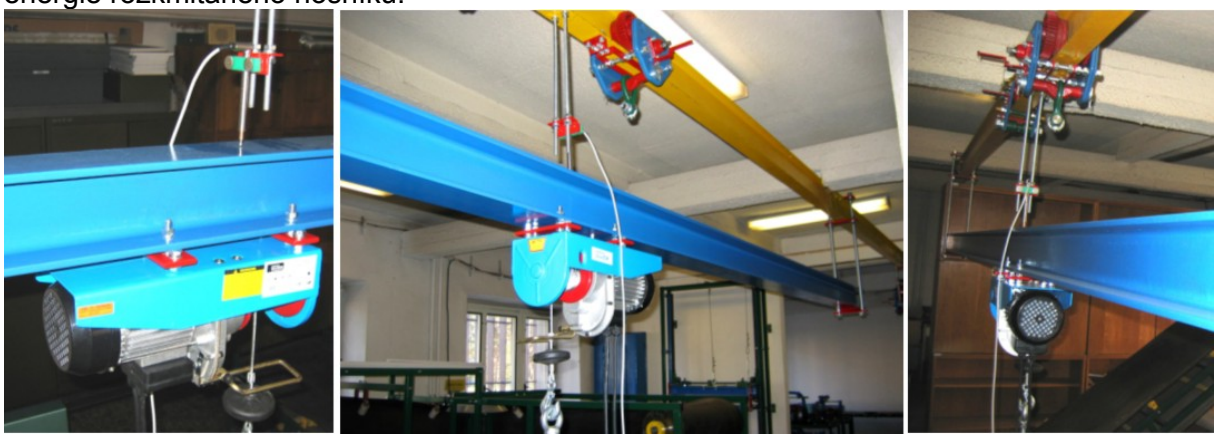


Obr.6. Grafický průběh měření průhybu a kmitání nosníku od jmenovité hmotnosti odloženého břemene m_Q = 125 kg

5. Závěr

Předložený příspěvek pod názvem „Experimentální ověření nosné konstrukce jeřábu podle II. skupiny mezních stavů použitelnosti dle ČSN 27 0103“ navazuje na příspěvek publikovaný v elektronickém časopisu „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“ pod názvem „Teoretické předpoklady přetvoření a útlumu kmitání jednonosníkového mostového jeřábu“, který byl uveřejněn ve 2 čísle tohoto časopisu.

V příspěvku ve třetí kapitole je uveden postup výpočtu redukce spojitě rozložené hmotnosti q [kg/m] na osamělou hmotnost m_q [kg] uprostřed nosníku pomocí kinetické energie rozkmitaného nosníku.



Obr.7. Realizace měřícího stanoviště pro ověření nosné konstrukce jeřábu podle II. skupiny mezních stavů použitelnosti dle ČSN 270103

Ve čtvrté kapitole jsou srovnány v tabulce 1 a tabulce 2 teoreticky vypočtené a měřením získané hodnoty statického průhybu nosníku mostu od vlastní hmotnosti zvedaného břemene. V tabulkách jsou rovněž uvedeny experimentální a teoretické hodnoty doby útlumu kmitání nosníku mostu jednonosníkového mostového jeřábu, který tvoří válcovaný profil HEB120.

Měřící stanoviště znázorněné na obr.7 bude sloužit studentům bakalářského studia v rámci praktických cvičení předmětu „Jeřáby“.

Seznam literatury

[1] Hrabovský, L.: Teoretické předpoklady přetvoření a útlumu kmitání jednonosníkového mostového jeřábu. Elektronický časopis „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“, 2/2006. Zdroj: www.342.vsb.cz/zdvihacizarizeni.

[2] Tyče průřezu HEA a HEB – katalog f-y Ferona, a.s.

[3] Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talacko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. ČVUT Praha 1984

[4] Vávra, P., Leinveber, J.: Strojnické tabulky pro SOU. SNTL Praha 1986.

[5] Molnár, V.: Využitie výpočtovej techniky pri navrhovaní konštrukcií oceľových lán a modelovanie ich namáhania. Doprava a logistika Transport & Logistics mimoriadne číslo časopisu, Košice, 2004, s. 27-34, ISSN 1451-107X.

Abstract:

The article describe proposal of the modelling arrangement exploited for experiment verification of bearing construction roadway crane according to II. groups limiting state usability according to by CSN 270103.

In the entry are state progress and records experimental assesment deflextion and time inhibition oscillating girder.

Recenzoval: Doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

POJEZDOVÝ MECHANISMUS PODVĚSNÉHO JEŘÁBOVÉHO VOZÍKU

Leopold HRABOVSKÝ[4]

Klíčová slova: podvěsný jeřábový vozík, součinitel adheze, pojezdový mechanismus.

Abstrakt:
Článek teoreticky popisuje měřící stanoviště součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku a uvádí postup a výsledky experimentálního stanovení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku.
Článek doplňuje předchozí příspěvek uveřejněný v [1], kde jsou uvedeny teoretická odvození, a předpoklady přenosu tažné síly mezi hnaným pojezdovým kolem jeřábu a jeřábovou kolejnicí.

1. Úvod

Pojezdový mechanismus mostových jeřábů, jakož i jeřábových vozíků (koček) a to jak podpěrných, tak i podvěsných je obecně v praxi realizován třemi způsoby: (blíže viz [2], kap.9.2, str.55-56),

- ***centrální pohon s pomaluběžným hřídelem***, kde je poháněcí elektromotor zpravidla umístěn u převodové skříně (bez vloženého hřídele) a spojení je provedeno buď dvojitou zubovou spojkou s brzdovým kotoučem nebo pružnou čepovou spojkou s brzdovým kotoučem. Při značném rozpětí mostu je hřídel složen z několika dílčích částí, spojených spojkami a uložených v ložiskách na ocelové konstrukci mostu jeřábu. Poháněcí jednotka je umístěna na plošině uprostřed rozpětí.
- ***centrální pohon s průběžným hřídelem o středních otáčkách***, kde je na plošině uprostřed rozpětí mostu uložen vlastní hnací mechanismus, sestávající z elektromotoru, brzdy a jedno nebo dvoustupňové převodové skříně. Průběžný hřídel má střední otáčky a tak je jej možno uložit v kluzných ložiscích. Na každém příčníku je ve dvou ložiskách uložen pastorek, zabírající s ozubeným věncem pojížděcího kola, uloženého kluzně na pevné ose usazené v příčníku.
- ***vícemotorový pohon***, každá strana jeřábového mostu je poháněná vlastním motorem s převodovou skříní a brzdou, odpadá tak průběžný hřídel. Hnací mechanismus je umístěn na plošině u příčníku. Vazba mezi elektromotory na obou stranách je elektrická, tzv. elektrickým hřídelem (tzn. propojení rotorů obou elektromotorů). Při návrhu elektrické vazby je nutno docílit nejen stejných otáček obou motorů, ale i otáček pojížděcích kol. V určitých případech však nemusí být zabráněno předjíždění jedné strany a tedy i příčení jeřábu, např. při různých průměrech pojížděcích kol na obou stranách vlivem výrobní tolerance, eventuálně nepřesnosti montáže a nestejného opotřebení v důsledku nerovnoměrného zatížení poháněcích pojezdových kol.

V současné době je zajišťováno shodných otáček obou kol prostřednictvím elektronické vazby, pojezdy jsou plynule regulovány a synchronizovány pulsními měniči.

2. Teoretické předpoklady

Přenos tažné síly od pohonu do tažného prvku je v praxi obecně realizován třemi základními principy: ***třením***, ***řetězovým kolem*** a ***adhezí***.

Zdvihací zařízení, které v sobě zahrnují celou škálu zařízení od jednoduchých zdvihadel, až po procesně složité jeřáby využívané v hutních provozech, využívají (dle

[4] **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185, fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

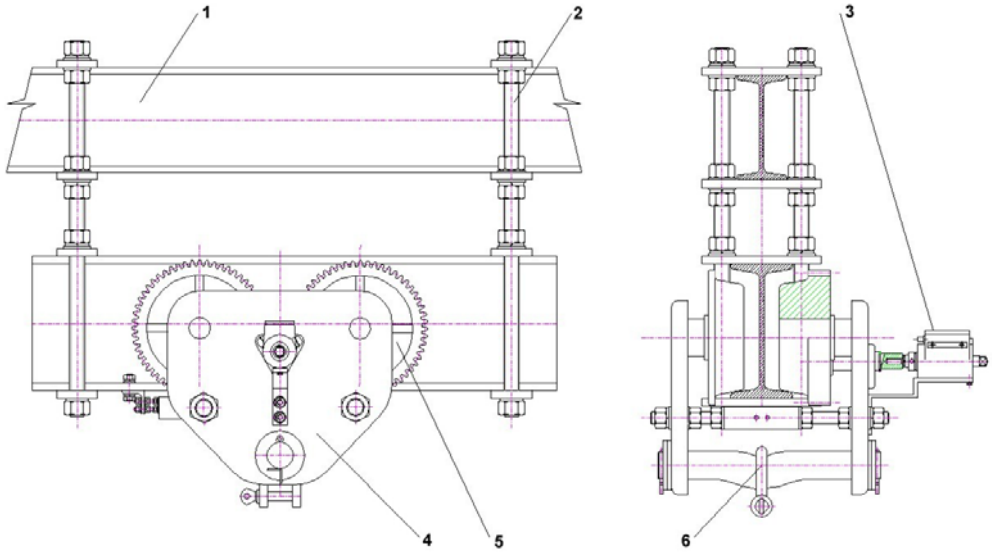
svému způsobu činnosti) k pojezdu zpravidla pevně vedenou dráhu, tvořenou jeřábovou dráhou, kterou tvoří kolejnice.

Vlastní jeřáb se po jeřábové dráze přesunuje prostřednictvím adheze. Adheze je schopnost materiálů spolu soudržet, v dopravní technice se tak označuje schopnost vozidla přenášet tažnou sílu mezi koly a jízdní dráhou. Vzhledem k tomu, že u jeřábů je nízký součinitel tření (nabývá hodnoty 0,1 až 0,15) mezi kolem a kolejnicí, je důležitým parametrem jeřábů jejich adhezní hmotnost. Adhezní hmotnost je ta část jeřábového vozíku, která působí na hnaná pojezdová kola, neboť pouze ty prostřednictvím tření vyvozují tažnou sílu.

Příspěvek doplňuje a navazuje na článek uveřejněný v odborném časopise [1], pod názvem „Diagnostika přenosu tažné síly adhezí“.

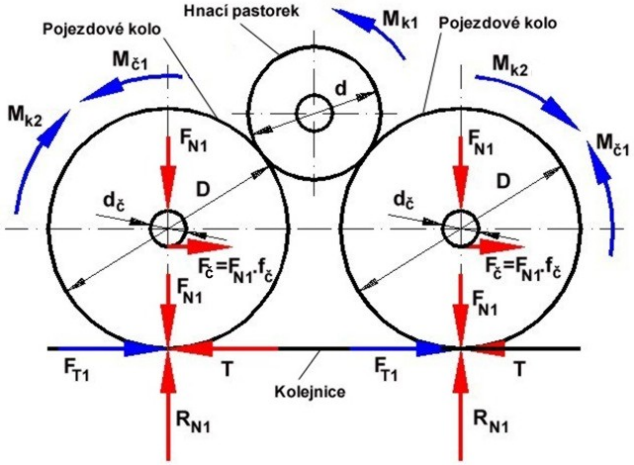
3. Popis měřícího stanoviště

Stanovení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku bylo prováděno na měřícím stanovišti, znázorněném na obr.1 a obr.3.



Obr.1. Návrh měřícího stanoviště pro určení součinitele adheze při rozjezdu jeřábového vozíku

Jeřábový vozík (**4**), viz obr.1 a obr.3, (hmotnosti m_k [kg]) je opatřen čtyřmi pojezdovými kuželovými koly (**5**) průměru D = 145 mm (rozchod a = 75 mm a rozvor b = 215 mm), která pojíždějí po jeřábové drážce tvořené válcovaným I profilem výšky 180 mm. Jeřábová drážka tvořená profilem I180 je prostřednictvím dvou závěsů (**2**) zavěšena na jeřábové drážce (**1**), která je realizována válcovaným profilem I140.



Obr.2. Schéma přenosu kroutícího momentu od hnacího pastorku na obvod pojezdových kol

Dvě jeřábová kola (**5**) jsou provedena jako hnací, kroutící moment M_{k2} [Nm] v ose kola (**5**) je vyvozován hnacím ozubeným pastorkem, viz obr.2, (počet zubů pastorku $z_1 = 16$), který zapadá do vnějších zubů ($z_2 = 56$) instalovaných na obvodu poháněných kol. Kroutící moment M_{k1} [Nm] je vyvozován závažím známé hmotnosti na rameni páky, přes tenzometrický snímač kroutícího momentu (**3**).

Jeřábový vozík (**4**) je postupně zatěžován v těžišti břemenem, známé hmotnosti m_Q [kg], přes závěs (**6**) hmotnosti m [kg]. Vzhledem k symetrii uložení pojezdových kol je možno dle vztahu (1) vyčíslit adhezní tíhu F_N [N] jeřábového kola (**5**) působící na jeřábovou kolejnici.

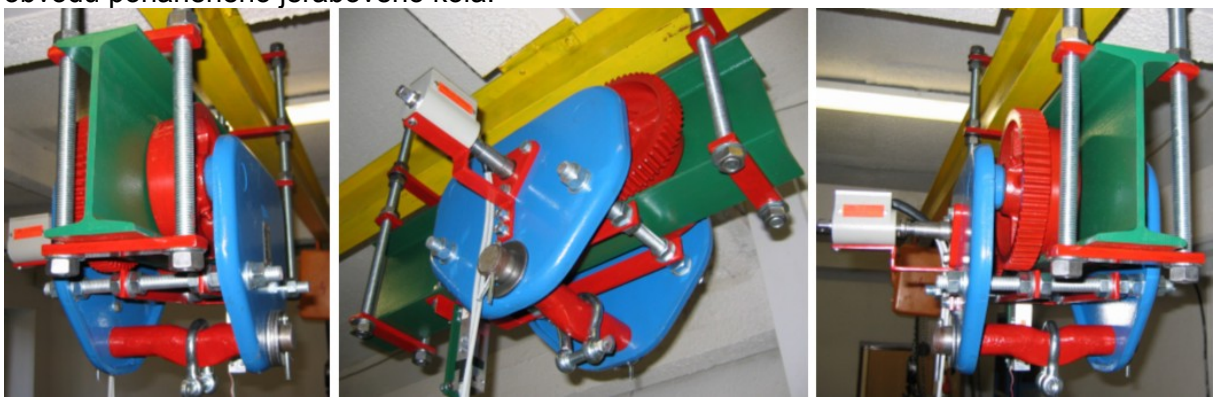
$$F_N = m_N . g = \frac{(n - n_1)}{n} . (m_k + m + m_Q) . g \text{ [N]} \quad (1)$$

kde m_N [kg] – adhezní hmotnost jeřábového vozíku působící na hnací kolo, n – počet všech pojezdových kol, n_1 – počet nepoháněných jeřábových kol.

Velikost kroutícího momentu M_k [Nm] na obvodu poháněcích kuželových kol je možno vyčíslit dle vztahu (2), za předpokladu zanedbání ztrát v ozubeném převodu.

$$M_k = M_{k1} . i = M_{k1} . \frac{z_2}{z_1} \text{ [Nm]} \quad (2)$$

kde i – převodový poměr, z_1 – počet zubů hnacího pastorku, z_2 – počet zubů na obvodu poháněného jeřábového kola.



Obr.3. Realizace měřícího stanoviště pro určení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku

4. Postup určení součinitele adheze při rozjezdu

Účinkem vyvozeného kroutícího momentu (od břemene na rameni páky) vzniká na obvodu jeřábového kola tažná síla T [N]. Tato síla je v rovnováze s adhezní silou F_T [N], viz obr.2. V jistém okamžiku dochází vlivem nárůstu točivého momentu k prokluzu jeřábového kola po kolejnici. Okamžik prokluzu, jakož i velikost kroutícího momentu je zaznamenáván tenzometrickým snímačem kroutícího momentu a úhlu natočení. Nárůst točivého momentu a úhel natočení jeřábového kola je snímán prostřednictvím měřící karty (typového označení DAQCard-6024E) a průběh obou veličin je graficky znázorněn v měřícím programu vytvořeném v prostředí LabWiew (viz obr.4).

V okamžiku prokluzu poháněného jeřábového kola po kolejnici dochází ke změně jeho úhlu natočení, který je schopen snímač (v důsledku instalovaného děrovaného kotouče, který je pevně spojen s měřícím rotorem a dvou vidlicových optických snímačů upevněných na statoru) zaznamenat, neboť děrovaný kotouč pohybující se současně s rotorem přerušuje svou řadou otvorů a můstků světlo vidlicových optických snímačů. Vzniklé změny světelné intenzity se fototranzistory převádějí na napěťové impulsy, jejichž počet (90 otvorů) je mírou pro úhel natočení, které jsou přes měřící kartu zaznamenávány v grafu měřícího programu.

Číselná hodnota součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku je vyčíslena dle vztahu (3).

$$\mu = \frac{M_k - F_N . f_č . r_č}{F_N . R} \text{ [-]} \quad (3)$$

kde $f_č$ [-] – součinitel ramene čepového tření (pro kluzné uložení $f_č$ = 0,07÷0,1); R [m] – poloměr jeřábového kola; $r_č$ [m] – poloměr čepu uložení jeřábového kola; F_N [N] - adhezní tíha jeřábového kola působící na jeřábovou kolejnici, viz vztah (1).

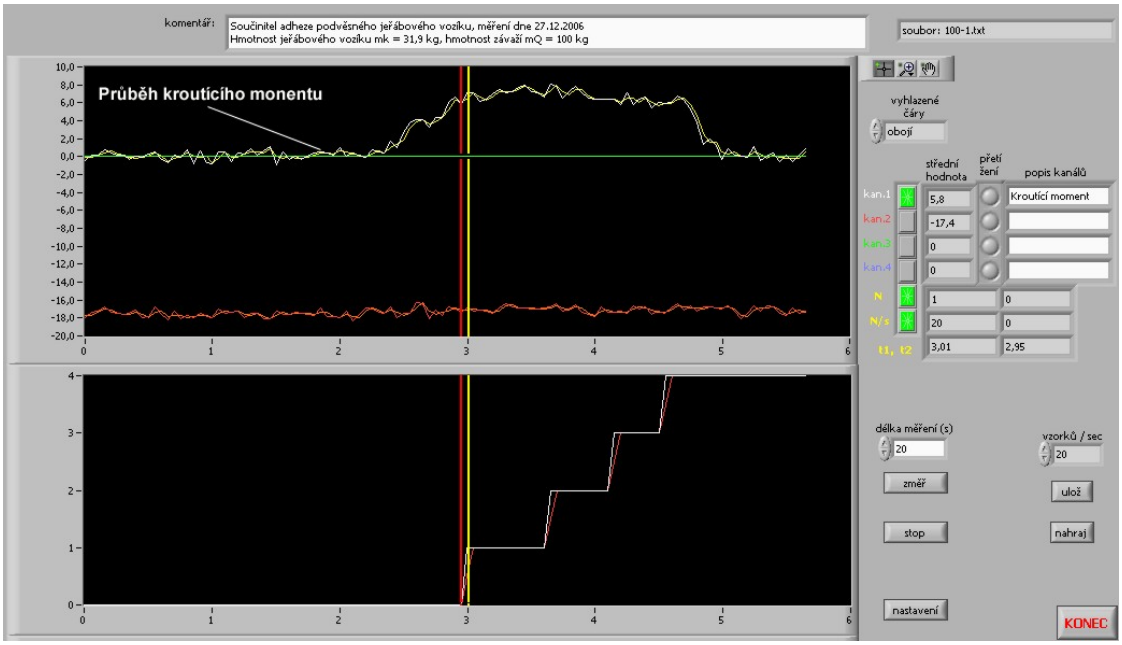
Odvozený vztah (3) vyplývá z momentové rovnice (4) sestavené k ose hnacího pojezdového kola, blíže viz [1].

$$\sum M = 0: M_k - M_č - F_T . R = 0 \quad (4)$$

kde $M_č$ [Nm] – moment čepového tření, nabývá hodnoty, viz vztah (5).

$$M_č = F_N . f_č . r_č \text{ [Nm]} \quad (5)$$

Hodnota velikosti kroutícího momentu M_{k1} [Nm] je odečítána z grafického průběhu, viz obr.4, při potočení jeřábového kola, což odpovídá prokluzu kola po kolejnici, (je znázorněno posunem přímky o 1 impuls ve směru osy „y“, viz spodní část obr.4).



Obr.4. Snímané hodnoty průběhu kroutícího momentu a úhlu natočení měřící kartou

Kroutící moment M_k [Nm] na obvodu poháněných jeřábových kol je vyčíslen dle vztahu (2) (při známé měřené hodnotě M_{k1} [Nm], počtu zubů pastorku z_1 a pojezdového kola z_2), tato hodnota je dosazována do vytvořeného vztahu (3) v programu MathCad 2000 Professional, z něhož je vyčíslen požadovaný součinitel adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku μ [-].

5. Vyhodnocení měření

Ze známých hodnot počtu zubů pastorku z_1 = 16 a počtu zubů na obvodu pojezdového kola z_2 = 56 je dle vztahu (2) vyčíslen převodový poměr i [-]:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{16} = 3,5$$

Hřídel snímače kroutícího momentu je zatěžován kroutícím momentem M_{k1} [Nm], jehož velikost je snímána prostřednictvím měřící karty a zaznamenávána vytvořeným program v prostředí LabWiew.

Pro vyčíslení součinitele adheze, dle vztahu (3), je volena ta hodnota kroutícího momentu M_{k1} [Nm], kdy děrovaný kotouč, pohybující se současně s rotorem, přeruší můstkem světlo vidlicových optických snímačů, pak vzniklá změna světelné intenzity se fototranzistory převede na napěťový impuls, který je přes měřící kartu zaznamenáván v grafu měřícího programu (viz obr.4). V tomto okamžiku dochází k pootočení hřídele snímače kroutícího momentu o hodnotu 4 deg.

Pro určení kroutícího momentu M_k [Nm] (dle vztahu 2) je nutno známou měřenou hodnotu kroutícího momentu M_{k1} [Nm] násobit převodovým poměrem i [-], např. pro hmotnost závaží m_Q = 100 kg, je hodnota M_{k1} = 5,8 Nm. Hodnota kroutícího momentu na obvodu pojezdového kola je vyčíslena při zanedbání ztrát v ozubeném převodu:

$$M_k = M_{k1}. i = M_{k1}. \frac{z_2}{z_1} = 5,8. 3,5 = 5,8. \frac{56}{16} = 20,3 \text{ Nm}$$

Jeřábový vozík (viz obr.1, pozice (4)) vlastní hmotnosti m_k = 31,9 kg je postupně zatěžován v těžišti břemenem známé hmotnosti m_Q [kg], přes závěs hmotnosti m_z = 1,9 [kg]. Vzhledem k symetrii uložení pojezdových kol je možno dle vztahu (1) vyčíslit adhezní tíhu F_N [N] jeřábového kola působící na jeřábovou kolejnici, pro závaží hmotnosti m_Q = 100 kg.

$$F_N = \frac{(n - n_1)}{n}. (m_k + m_z + m_Q). g = \frac{(4 - 2)}{4}. (31,9 + 1,8 + 100). 9,81 = 655,575 \text{ N}$$

Číselná hodnota součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku je vyčíslena dle vztahu (3), který získáme z momentové rovnice sestavené k ose hnacího pojezdového kola. Součinitel čepového tření je pro kluzné uložení kola volen dle [2] hodnotou $f_č$ = 0,1.

$$\mu = \frac{M_k - F_N. f_č. r_č}{F_N. R} = \frac{20,3 - 655,575. 0,1. 0,05}{655,575. 0,145} = 0,393$$

Obr.5. Určení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku

V tabulce 1 a tabulce 2 jsou vyčísleny hodnoty součinitele adheze pro známé hodnoty velikosti zátěže m_Q [kg] a měřené hodnoty kroutícího momentu M_{k1} [Nm]. Hodnoty součinitele adheze byly vyčíslovány dle výše uvedeného postupu.

Tabulka 1: Součinitel adheze

	m_Q = 0 kg			m_Q = 25 kg			m_Q = 50 kg		
č. měření	M_{k1} [Nm]	M_k [Nm]	μ [-]	M_{k1} [Nm]	M_k [Nm]	μ [-]	M_{k1} [Nm]	M_k [Nm]	μ [-]
1	1,36	4,76	0,363	2,59	9,07	0,400	3,80	13,30	0,413
2	1,66	5,81	0,450	2,34	8,19	0,358	3,76	13,16	0,408
3	1,46	5,11	0,392	2,91	10,19	0,454	3,59	12,57	0,388
4	1,58	5,53	0,427	2,82	9,87	0,439	4,01	14,04	0,437
5	1,39	4,87	0,372	2,62	9,17	0,405	3,63	12,71	0,393
	∑ μ_i		2,004	∑ μ_i		2,056	∑ μ_i		2,039
	∑ μ_i/i		**0,401**	∑ μ_i/i		**0,411**	∑ μ_i/i		**0,408**

Tabulka 2: Součinitel adheze

	m_Q = 75 kg			m_Q = 100 kg		
č. měření	M_{k1} [Nm]	M_k [Nm]	μ [-]	M_{k1} [Nm]	M_k [Nm]	μ [-]
1	4,85	17,01	0,406	5,80	20,30	0,393
2	5,03	17,61	0,421	6,30	22,50	0,429
3	4,78	16,73	0,398	5,88	20,58	0,399
4	4,92	17,22	0,411	6,07	21,25	0,413
5	4,82	16,87	0,402	5,85	20,48	0,396
	$\sum \mu_i$		2,038	$\sum \mu_i$		2,03
	$\sum \mu_i/i$		**0,408**	$\sum \mu_i/i$		**0,406**

6. Závěr

Měřící stanoviště určené ke stanovení součinitele adheze μ [-] při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku je znázorněno na obr.5.

Snímané hodnoty kroutícího momentu M_{k1} [Nm] na hřídeli pastorku, jež je opatřen 16 zuby, jsou uvedeny v prvním sloupci tabulky 1 a 2. Kroutící moment M_{k1} [Nm] na hřídeli pastorku je snímán pomocí tenzometrického snímače kroutícího momentu a úhlu natočení, typ T4WA-S3, který je trh dodáván firmou Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH se sídlem v Německu (zastoupení pro ČR viz www.hbm.cz).

Hodnoty součinitele adheze při rozjezdu, viz tabulka 1 a 2, jsou vyčísleny dle vztahu (3), který je odvozen z momentové rovnice působících sil sestavené k ose pojezdového kola dle obr.2, při zanedbání ztrát v ozubeném převodu.

Hodnoty součinitele adheze uvedené v tabulce 1 a tabulce 2 dosahují vyšších hodnot ve srovnání s provozními hodnotami součinitele adheze. Tato skutečnost zřejmě vyplývá z podmínek, při kterých byla měření prováděna, např. ideální stav stykových povrchů, neznečištěné stykové plochy, suché prostředí bez vlivu povětrnostních podmínek atd.

7. Seznam literatury

[1] Hrabovský, L.: Diagnostika přenosu tažné síly adhezí. 26. mezinárodní konference DIAGO 2006 (Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení). Hotel Dlouhé Stráně, Kouty nad Desnou, Jeseníky, 30.-31.1.2006, ISSN 1210-311X, příloha sborníku příspěvků na CD – ROM.

[2] Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. ES VŠB-TU Ostrava, 2004.

Abstract:

The article abstractedly describe measuring standing of the coefficient adhesion at start of overhead crane truck and show in progress and record experimental assesment of coefficient adhesion at start overhead crane truck.

Article expletive of the previous benefit article in [1], where they are state theoretic pedigree, and groundwork, transmission ductile force among driven travelling wheel of crane and crane rail.

Recenzent: Doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

LEGISLATÍVNE PROSTREDIE PRE STROJNÉ ZARIADENIA – VÝŤAHY

Jozef KUĽKA[5], Henrik PUŠKÁŠ[2], Melichar KOPAS[1]

Kľúčové slová: výťahy, bezpečnosť, vyhradené technické zariadenie, normy

Abstrakt:
Narastajúce nároky na bezpečnosť výťahov sú adekvátne dobe a technickému pokroku, ktorý zasiahol aj túto oblasť priemyslu. Vzťah bezpečnosť – spľahlivosť je konkretizovaný súborom príslušných noriem a predpisov. Zároveň je vysvetlená charakteristika výťahu ako vyhradeného technického zariadenia.

1. Úvod

Základným pravidlom je skutočnosť, že bezpečnostné hľadiská sú u výťahov prvoradé, tzn. nadradené aj nad spoľahlivosťou. Preto sú výťahy navrhované, vyrábané a nainštalované tak, aby možné porušenie (alebo strata) bezpečnostných ukazovateľov vyvolala úmyselnú zmenu prevádzkovej spoľahlivosti (tzn. obmedzenie alebo úplné zamedzenie prevádzky).

2. Požiadavky na bezpečnosť pre strojové zariadenia

Všeobecné technické požiadavky pre strojové zariadenia sú spracované a konkretizované súborom príslušných noriem a predpisov. V nich sú stanovené bezpečnostné požiadavky a pravidlá na vylúčenie špecifického nebezpečenstva vyvolaného zdvíhaním alebo premiestňovaním osôb [9,10].

Pre strojové zariadenia, pri ktorých môže nastať ohrozenie osôb následkom zdvíhania alebo premiestňovania musia byť navrhnuté a vyrobené tak, aby spĺňali nasledovné požiadavky:

- navrhovanie a výroba komponentov (a zariadení) musí zodpovedať špecifickým prevádzkovým koeficientom,
- zariadenia bez ohľadu na nosnosť musia byť vybavené takými prostriedkami (zariadeniami), ktoré obsluhu varujú a zabránia pohybu v prípade preťaženia užitočným bremenom,
- zariadenie musí byť navrhnuté tak, aby sa vylúčilo ohrozenie v dôsledku nadmernej rýchlosti,
- zariadenie musí byť navrhnuté tak, aby sa vylúčil jeho pád alebo prevrátenie kabíny,
- časti zariadenia, v ktorých alebo na ktorých sa zdržiavajú osoby (kabíny) musia byť navrhnuté a vyrobené tak, aby zabraňovali pošmyknutiu sa alebo potknutiu v nich a pádu z nich,
- kabíny musia byť navrhnuté tak aby sa podlaha počas pohybu nenaklonila tak, že by to malo za následok vypadnutia osôb z nej,
- všetky uzávery otvorov v kabíne musia byť navrhnuté a vyrobené tak, vylúčili vypadnutie osôb z nej aj pri ich neočakávanom otvorení,
- zrýchľovanie a brzdenie kabíny pri preprave osôb (obsluhy) alebo pri spúšťaní bezpečnostného zariadenia nesmie počas maximálne stanovenej rýchlosti a nosnosti spôsobiť žiadne ohrozenie prepravovaných osôb (obsluhy),
- ovládače zariadení obsluhujúce stanovené výškové úrovne (tzn. aj výťahy) môžu mať ovládače skonštruované tak, aby sa na ne nemuselo nepretržite pôsobiť,

[5] **Ing. Jozef Kuľka, PhD.**, **Ing. Henrik Puškáš, Ing. Melichar Kopas**, TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail: jozef.kulka@tuke.sk, melichar.kopas@tuke.sk

- účinok bezpečnostných a núdzových ovládačov musí mať prednosť před ovládačmi ovládajúcimi pohyb zariadenia vo vertikálnom smere (hore a dolu).

3. Výťah ako vyhradené technické zariadenie

Výťah patrí podľa [1] medzi také strojové zariadenia, ktoré sú v priamom vzťahu (väzbe) s jeho užívateľom.

Legislatívne je výťah zaradený do skupiny tzv. určených výrobkov, čo znamená, že patrí medzi zariadenia s vyššou mierou ohrozenia a je vyhradeným technickým zariadením (VTZ).

Definovať výťahové zariadenie je možné viacerými spôsobmi – podľa [9] sa výťah definuje ako zariadenie na prepravu osôb a nákladov, obsluhujúce rôzne úrovne, jeho klietka je vedená v pevných vodidlách, ktorých uhol odklonu od vodorovnej roviny je väčší ako 15°.

Za výťah sa považuje aj zariadenie, ktorého klietka síce nie je vedená pevnými vodidlami, ale má určenú dráhu pohybu (napr. nožnicový mechanizmus). Návrh, projektovanie, výroba, inštalácia, skúšky, prevádzka a údržba výťahov je podriadená celému radu legislatívnych opatrení – predpisov a nariadení [11 - 15], noriem a predpisov [5 - 11].

Subjekty (firmy) zaoberajúce sa výťahovou technikou, preukazujú svoju odbornú spôsobilosť :

- ***„ oprávnením k činnosti “*** s uvedeným rozsahom, zaradením a obmedzeniami - oprávnenie sa vydáva orgánmi štátneho odborného dozoru nad bezpečnosťou práce. Previerku odbornej spôsobilosti vykonávajú orgány dohľadu so štatútom autorizovanej osoby na základe plnenia predpísaných podmienok (overovaním odbornej spôsobilosti pracovníkov - zváračov, skúšobných technikov, odborných pracovníkov) pre zabezpečenie výkonu činnosti v súlade s predpismi. Oprávnenie je časovo obmedzené a po uplynutí stanovenej doby alebo pri zmene podmienok stráca svoju platnosť.

- ***vypracovaním a schválením vnútornej smernice systému zabezpečovania kvality a akosti podľa príslušných predpisov a noriem*** *(napr. ISO 9000)*. Smernica je schvaľovaná príslušnými orgánmi dohľadu so štatútom autorizovanej osoby.

Pre proces tvorby výťahu platia nasledovné nariadenia:

- musí byť spracovaná konštrukčná dokumentácia (projekt) zodpovedajúca predpísaným bezpečnostne - technickým požiadavkám.

- Projekt výťahu (s určením miesta jeho zabudovania) posudzuje a osvedčuje autorizovaná osoba na základe predloženej dokumentácie v predpísanom rozsahu. Osvedčenie má obmedzenú platnosť (najviac 5 rokov),

- každý výťah a jeho časti počas výroby a dodávky musí zodpovedať bezpečnostne – technickým požiadavkám,

- výrobca (dovozca) – tzn. držiteľ oprávnenia musí v procese výroby (dodávky) umožniť orgánom dohľadu - autorizovanej osobe overiť skutočnosti dôležité z hľadiska bezpečnosti – napr. poskytnutím požadovaných doplňujúcich informácií, dokladmi o výsledkoch skúšok (atesty, protokoly, ...) alebo odskúšaním zariadenia (jeho uzlov) počas výroby (dodávania),

- každý výťah sa po inštalácii (nové zariadenie), rekonštrukcii alebo oprave vo väčšom rozsahu musí podrobiť skúškam v predpísanom rozsahu,

- pri každom výťahu sa musí viesť príslušná dokumentácia (výrobná, montážna, prevádzková alebo o údržbe a opravách), ktorá sa archivuje minimálne 10 rokov po jeho inštalácii, rekonštrukcii alebo oprave,

- súčasťou každého nainštalovaného výťahu je sprievodná technická dokumentácia spracovaná minimálne v stanovenom rozsahu,

- výkon práce (výrobná, montážna, údržbárska, ...) sa musí zabezpečiť pracovníkmi odborne spôsobilými,

- prevádzka musí byť v súlade s podmienkami určenými sprievodnou technickou dokumentáciou, bezpečnostne - technickými požiadavkami a návodmi.

Aplikácia technických požiadaviek popísaných v 2 a 3 pre konkrétne použitie sa v praxi rieši jednak dodržaním overených riešení (postupov), výberom najvhodnejších konštrukčných návrhov a použitím bezpečnostných zariadení.

V dôsledku toho navrhovať, vyrábať či dokonca prevádzkovať zariadenie (výťah), ktorý nespĺňa stanovené kritéria je v súčasnosti neprípustné.

4. Výťah v prostredí harmonizovaných noriem

Základnými normami pre výťahy sú európske normy rady EN 81 [5 až 8], ktoré stanovujú bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov. Tieto normy boli pripravené a schválené na základe mandátu udeleného CEN a podporujú základné požiadavky smerníc ES, konkrétne Smernicu 95/16/ES z roku 1994 a jej dodatku prA1 z roku 1994.

Účelom týchto noriem je stanoviť bezpečnostné predpisy na osobné a nákladné výťahy s cieľom chrániť osoby a predmety pred nebezpečenstvom nehôd, ku ktorým môže dôjsť pri prevádzke údržbe alebo v núdzových situáciách.

Pre každú súčasť, ktorá môže byť inštalovaná (zabudovaná) do kompletného výťahového zariadenia sa zvažovali možné riziká - tzn. pravdepodobnosť vzniku nebezpečnej alebo škodlivej udalosti a veľkosti jej následkov a podľa toho sa stanovili aj pravidlá zohľadňujúce pravidelnú údržbu, osobitné prevádzkové podmienky, predvídateľné účinky prostredia, nepozornosť a náhodnú neopatrnosť užívateľov.

Odhad rizika v rámci vyššie uvedených noriem pozostáva z 3 základných prvkov :

- dôsledok sledovanej udalosti (čo sa môže stať),
- pravdepodobnosť výskytu daného stavu,
- miera akceptovateľnosti rizika (časová expozícia a zabránenie nebezpečného stavu).

Uvedené normy neuvažujú nad :

- možnosťou dvoch súčasných neopatrných alebo nedbanlivých úkonov,
- úmyselným vyradením bezpečnostných zariadení, ktoré je normálnemu užívateľovi neprístupné,
- vplyvmi, ktoré nie sú rozhodujúce pre bezpečné používanie (hluk, vibrácie).

5. Záver

Z globálneho hľadiska technický stav výťahov na Slovensku nie je uspokojivý. Z jednej strany sa na to treba pozerať ako na dedičstvo minulosti a zároveň pomaly rozbiehajúci sa proces obnovy.

Veľkú záťaž predstavujú predovšetkým tisíce výťahov, ktoré sú niekoľko desiatok rokov v prevádzke len s minimálnymi servisnými alebo modernizačnými zásahmi, kedy u mnohých rekonštruovaných alebo modernizovaných výťahov z obdobia pred rokom 1993 mnohé komponenty často neboli vymenené.

Významne sa pri prehodnocovaní technického stavu preukázalo, akou dôležitou mierou sa na poruchovosti podieľajú opotrebované spínacie prvky riadiaceho systému – rozvádzača a ovládacích tlačidiel. Tu naozaj možno hovoriť o hromadnejšom nasadzovaní nových mikroprocesorových rozvádzačov a antivandal tlačidiel. Ešte dlho bude trvať, kým sa užívatelia ekonomicky vyrovnajú, že napríklad výťahové stroje – ich brzdy, motory a ozubenia ale aj šachtové (a kabínové) dvere budú naďalej vysokými podielnikmi medzi zdrojmi porúch.

Okrem toho stav mnohých komponentov (dvere, kabíny, fotobunky, tlačidlá) v mnohom ovplyvňuje ich umiestnenie, nakoľko prichádzajú do bezprostredného kontaktu s užívateľom alebo obsluhou. Negatívne prejavy a dôsledky tejto „spolupráce“ sa konštrukčne eliminujú dosť obtiažne a tak často ich vnímame ako poruchový stav.

V praxi overenou formou prevencie je prirodzené obmedzenie zásahu užívateľom napríklad použitím samočinných dverí, pevných podláh, zmenšovanie rozmerov dosiahnuteľných povrchov komponentov, dodatočné krytovanie alebo skosenie hrán.

Súbežne s kontinuálnym zlepšovaním systému údržby a prevádzkovej starostlivosti je potrebná okrem prípravy legislatívnych opatrení zamerať sa aj na zákaznícku osvetu.

Tento príspevok vznikol v rámci riešenia grantového projektu VEGA 1/2196/05 Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

6. LITERATÚRA

[1] Verner, P.: Nebezpečné výtahy nás do Evropy nevytáhnou , Internet a výtahy – server, http://www.i-vytahy.cz/clanek vytahy.

[2] Bilkovič, R., Dušanič, R. :Posudzovanie bezpečnosti strojových zariadení Technickou inšpekciou, http://www.infoma.sk/strojarsto-enegetika/pos bezp.1html.

[3] Ulbrich, R. : Program analýza rizík , http://www.bozp.sk/aktual/bozp/aktual.

[4] Posudzovanie rizík – 4, Postup posudzovania rizika v praxi http://www.bozp.sk/aktual/bozp/firmy/vvubp/rizika/posriz4.html

[5] STN EN 81–1 + AC – bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov Časť 1 : elektrické výťahy (Zmena AC 1999).

[6] STN EN 81–2 + AC – bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov Časť 2 : hydraulické výťahy (Zmena AC 1999).

[7] STN EN 81–1 – bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov. Časť 1: elektrické výťahy.

[8] STN EN 81–2 – bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov. Časť 2: hydraulické výťahy.

[9] STN 274000 a súvisiace normy.

[10] STN 274030 – elektrické výťahy , projektovanie a konštruovanie, výpočty.

[11] Vyhláška č.74 Úradu bezpečnosti práce Slovenskej republiky na zaistenie bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci ,bezpečnosti tlakových ,zdvíhacích elektrických a plynových technických zariadení a o odbornej spôsobilosti - uverejnená v Zbierke zákonov Slovenskej republiky, 20.marca 1996.

[12] Nariadenie vlády SR č.391/1999 ktorým sa ustanovujú podrobnosti o technických požiadavkách na strojové zariadenia - uverejnená v Zbierke zákonov Slovenskej republiky, 16.decembra 1999.

[13] Zákon č.264/1999 o technických požiadavkách na výrobky a o posudzovaní zhody a o zmene a doplnení niektorých zákonov - uverejnená v Zbierke zákonov Slovenskej republiky, 7.septembra 1999.

[14] Nariadenie vlády SR č.571/2001 ktorým sa ustanovujú podrobnosti o technických požiadavkách a postupoch posudzovania zhody na výťahy - uverejnená v Zbierke zákonov Slovenskej republiky, 6.decembra 2001.

[15] Vyhláška č.718 Ministerstva práce, sociálnych vecí a rodiny Slovenskej republiky, Úradu bezpečnosti práce Slovenskej republiky na zaistenie bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci a bezpečnosti technických zariadení- uverejnená v Zbierke zákonov Slovenskej republiky, 20.novembra 2002.

Recenzent: doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

IDENTIFIKÁCIA STOCHASTICKY NAMÁHANÝCH SYSTÉMOV ZDVÍHACÍCH A DOPRAVNÝCH STROJOV PROSTREDNÍCTVOM VEKTOROVÝCH AUTOREGRESNÝCH MODELOV

Bohuš LEITNER [6], Branislav BEŇO [7]

Kľúčové slová: mechanické systémy, stochastické namáhanie, identifikácia, modelovanie, ARMA a ARMAV modely, ArmaGet, Excel, virtuálny model výložníka.

Abstrakt: V článku je uvedený možný spôsob popisu stochasticky namáhaných mechanických systémov strojov za účelom možnosti ich prediktívneho riadenia v reálnych podmienkach prevádzky. Konkrétne sa jedná o návrh využitia vektorových autoregresných modelov (ARMAV), ktorých parametre je možné identifikovať aplikáciou vektorovej modifikácie nelineárnej metódy najmenších štvorcov. Článok obsahuje teoretický základ riešenej problematiky, postup realizácie testovania navrhovaného prístupu k identifikácii a stručnú interpretáciu výsledkov verifikácie funkčnosti spracovanej softvérovej podpory.

1. Úvod

Napriek maximálnemu úsiliu konštruktérov nie je možné zabezpečiť úplnú pripravenosť konštrukcií rozličných strojov a zariadení na všetky možné prevádzkové situácie a stavy. Je zrejmé, že prevádzka väčšiny stavebných a dopravných strojov je vo veľkej miere ovplyvňovaná rôznymi druhmi stochastického zaťaženia (napr. pri pohybe kolesovej techniky v teréne najmä vplyv terénnych nerovností na trase presunu alebo napr. činnosť zdvíhacích zariadení je počas pracovného cyklu ovplyvňovaná stochastickým zaťažením, predovšetkým vo fáze zdvihu a položenia bremena príp. zaťažením od vetra a pod.). Vzhľadom na aktuálny trend znižovania energetickej a materiálovej náročnosti výroby a prevádzky strojov však predimenzovanie jeho funkčných častí nie je tou najvhodnejšou cestou, ako sa s negatívnym vplyvom prevádzkovania vyrovnať. Je potrebné hľadať iné, sofistikovanejšie spôsoby, akým je napríklad možnosť riadenia (ovplyvňovania) prevádzky zariadenia počas jeho činnosti. To však vyžaduje sledovanie odozvy konštrukcie na pôsobiace prevádzkové zaťaženie, vyhodnotenie vplyvu konkrétneho zaťaženia a následné zásahy do činnosti zariadenia v reálnom čase.

2. Charakteristika riešeného problému

K realizácii takto chápanej prevencie voči vplyvom nežiaducich prevádzkových zaťažení je potrebné v prvom rade identifikovať takýto stochasticky namáhaný systém (konštrukciu, mechanizmus a pod.), tzn. získať jeho dostatočne presný náhradný matematický model. Pomocou určeného matematického modelu systému, dostatočne rýchleho a pružného riadiaceho systému a vhodného softvérového vybavenia je možné predikovať správanie sa konštrukcie v najbližších časových okamihoch a tým získať možnosť vykonania zásahu do činnosti systému skôr, ako sa dostane do nestabilnej oblasti.

Ako vhodné riešenie pri identifikácii (hľadaní adekvátneho náhradného matematického modelu) stochasticky namáhanej konštrukcie, vyhovujúce požiadavkám na rýchlosť algoritmu a dostatočnú presnosť vyjadrenia dynamiky systému, je použitie **diskrétnych autoregresných modelov s kĺzavým priemerom - ARMA** (Auto Regresive Moving Average), vhodných pre mechanizmy s odozvou na zaťaženie sledovanou v jednom bode konštrukcie, resp. **ARMAV - vektorových autoregresných modelov** (Vectors Auto

[6] **doc. Ing. Bohuš Leitner, PhD.**, docent, Katedra technických vied a informatiky, Fakulta špeciálneho inžinierstva, Žilinská univerzita v Žiline, ul. 1.mája 32, 010 26 Žilina, Slovenská republika, tel. +421-41-513 6863, e-mail: Bohus.Leitner@fsi.uniza.sk

[7] **Ing. Branislav Beňo, PhD.**, Transportation Systems, Siemens s.r.o, nám. M.R. Štefánika 129, 011 01 Žilina, Slovenská republika, tel. +421-41-507 9056, e-mail: branislav.beno@siemens.com

Regresive Moving Average), vhodných pre identifikáciu mechanizmov s odozvou na stochastické zaťaženie sledovanou súčasne vo viacerých bodoch konštrukcie.

3. Teoretické základy autoregresného modelovania

Z uvedeného je zrejmé, že stochasticky zaťažený prvok konštrukcie stroja v konkrétnych podmienkach používania je teoreticky možné identifikovať prostredníctvom modelu ARMA, pričom je použitý záznam priebehu odozvy konštrukcie na zaťaženie len z jej „jediného“, vopred zvoleného elementu (bodu). Avšak ani pri najdôkladnejšom výbere tohto miesta konštrukcie nie je prakticky možné, aby takto získaný model dostatočne presne vystihoval správanie sa skúmaného systému ako celku v rozličných prevádzkových režimoch.

Spôsob ako zvýšiť presnosť a adekvátnosť náhradného matematického modelu je použitie vektorových autoregresných modelov – ARMAV. Prednosti matematických modelov ARMAV sú:

- vystihujú fyzikálnu podstatu reálneho mechanizmu (t.j. umožňujú získať vlastné frekvencie a vlastné tvary kmitov reálneho mechanizmu),
- s požadovanou presnosťou popisuje správanie sa reálneho mechanizmu,
- matematický aparát pre získanie modelu je relatívne jednoduchý, dostatočne presný a plne algoritmizovateľný tak, aby bolo možné riadiť prevádzku systému v reálnom čase.

Na rozdiel od jednoduchých ARMA modelov, pre modely ARMAV doteraz nebolo žiadne programové vybavenie spracované a preto bolo hlavným cieľom autorov :

- na základe formulovaných teoretických predpokladov vytvoriť vhodnú softvérovú podporu (program ArmaGet), umožňujúcu efektívnu identifikáciu stochasticky namáhanej konštrukcie náhradným matematickým modelom typu ARMAV,
- verifikácia funkčnosti vytvoreného softvérového produktu zatiaľ na jednoduchších praktických aplikáciách stochasticky namáhaných prvkov zdvíhacích a dopravných strojov a
- overenie adekvátnosti získaného náhradného modelu konštrukcie.

Detailnejšie informácie o teoretických základoch analýzy stochastických časových postupností a z nej vychádzajúceho teoretického aparátu autoregresného modelovania sú prezentované napr. v prácach [1], [2], [3].

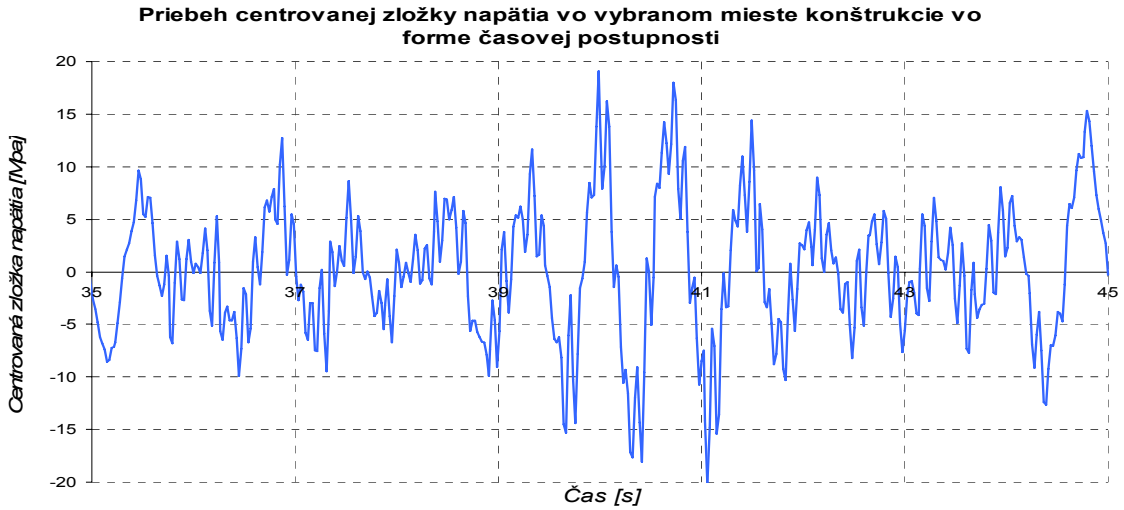
Pôvodne sa uvažovalo s možnosťou hľadať matematický model namáhanej konštrukcie v tvare, ako ho popisujú ARMA modely. Tie totiž spĺňajú obe vyššie uvedené kritériá (adekvátnosť modelu a model získaný v relatívne krátkom čase). Ako súbor vstupných údajov, pri uvedenom spôsobe identifikácie namáhanej konštrukcie je použitý záznam priebehu napätí (príp. výchyliek) v určenom mieste konštrukcie vo forme časovej postupnosti (Obr.1).

Hľadaný matematický model ARMA(m,n) je možné charakterizovať v tvare

$$X_t - a_1 \;.\; X_{t-1} - a_2 \;.\; X_{t-2} - \ldots - a_n \;.\; X_{t-n} = \varepsilon_t - b_1 \;.\; \varepsilon_{t-1} - b_2 \;.\; \varepsilon_{t-2} - \\ - \ldots - b_{n-1} \;.\; \varepsilon_{t-n+1} \qquad (1)$$

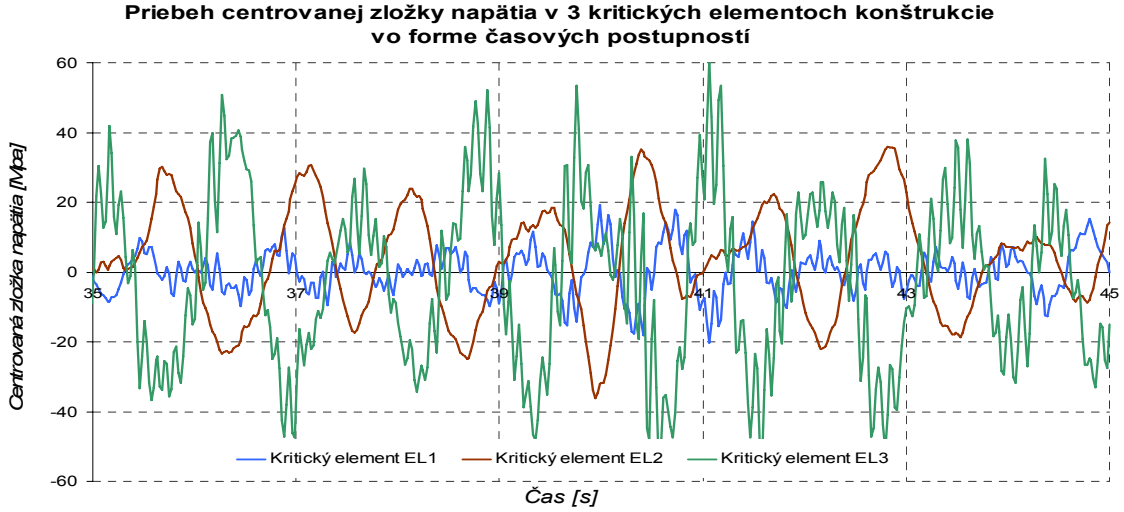
Základnými charakteristikami ARMA modelov je *funkcia impulznej odozvy* tzv. Greenova funkcia, pomocou ktorej možno vyjadriť podmienky stability modelov a *inverzná funkcia*, popisujúca dynamiku modelu vyjadrením vplyvu minulých hodnôt procesu na hodnoty súčasné.

Uvedené riešenie, využívajúce ARMA modely, má však podstatnú nevýhodu. Konštrukciu možno identifikovať len pomocou jednoduchej časovej postupnosti, čo znamená, že zaťaženie resp. kmitanie je snímané len v jednom bode konštrukcie. Z praktického pohľadu je však nereálne identifikovať konštrukciu len na základe sledovania priebehu napätí (resp. výchyliek) v jedinom jej bode. Z uvedených dôvodov bolo potrebné hľadať spôsob ako identifikovať konštrukciu skúmaného systému na základe sledovania priebehu skúmanej veličiny súčasne vo viacerých, vopred určených bodoch.



Obr.1. Časová postupnosť priebehu napätia

Vhodné riešenie poskytlo využitie vektorovej modifikácie ARMA modelov, tzv. ARMAV modelov. V podstate sa jedná o vytvorenie matematického aparátu a odpovedajúceho algoritmu, pri ktorom by ako vstupný súbor pre hľadaný matematický model boli použité vektorové časové postupnosti. Príklad vektorovej časovej postupnosti je na Obr.2.



Obr.2. Vektorová časová postupnosť priebehov napätia v troch bodoch konštrukcie

Hľadaný vektorový matematický model rádu m,n - ARMAV(m,n) je popísaný vektorovou rovnicou v tvare

$$\mathbf{X_t} - \mathbf{a_1}.\mathbf{X_{t-1}} - \mathbf{a_2}.\mathbf{X_{t-2}} - \ldots - \mathbf{a_m}.\mathbf{X_{t-m}} = \boldsymbol{\varepsilon}_t - \mathbf{b_1}.\boldsymbol{\varepsilon}_{t-1} - \mathbf{b_2}.\boldsymbol{\varepsilon}_{t-2} - \ldots - \mathbf{b_n}.\boldsymbol{\varepsilon}_{t-n} \qquad (2)$$

alebo po rozpísaní vektorovej rovnice v tvare

$$\begin{bmatrix} X_{1t} \\ X_{2t} \\ \ldots \\ X_{kt} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} a_{111} & a_{121} & \ldots & a_{1k1} \\ a_{211} & a_{221} & \ldots & a_{2k1} \\ \ldots & & & \\ a_{k11} & a_{k21} & \ldots & a_{kk1} \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} X_{1t-1} \\ X_{2t-1} \\ \ldots \\ X_{kt-1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} a_{112} & a_{122} & \ldots & a_{1k2} \\ a_{212} & a_{222} & \ldots & a_{2k2} \\ \ldots & & & \\ a_{k12} & a_{k22} & \ldots & a_{kk2} \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} X_{1t-2} \\ X_{2t-2} \\ \ldots \\ X_{kt-2} \end{bmatrix} -$$

$$-\ldots-\begin{bmatrix} a_{11m} & a_{12m} & \ldots & a_{1km} \\ a_{21m} & a_{22m} & \ldots & a_{2km} \\ \ldots & & & \\ a_{k1m} & a_{k2m} & \ldots & a_{kkm} \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} X_{1t-m} \\ X_{2t-m} \\ \ldots \\ X_{kt-m} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \varepsilon_{1t} \\ \varepsilon_{2t} \\ \ldots \\ \varepsilon_{kt} \end{bmatrix}-$$

$$-\begin{bmatrix} b_{111} & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & b_{221} & \ldots & 0 \\ \ldots & & & \\ 0 & 0 & \ldots & b_{kk1} \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \varepsilon_{1t-1} \\ \varepsilon_{2t-1} \\ \ldots \\ \varepsilon_{kt-1} \end{bmatrix}-\ldots-\begin{bmatrix} b_{11n} & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & b_{22n} & \ldots & 0 \\ \ldots & & & \\ 0 & 0 & \ldots & b_{kkn} \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \varepsilon_{1t-n} \\ \varepsilon_{2t-n} \\ \ldots \\ \varepsilon_{kt-n} \end{bmatrix} \tag{3}$$

ktorý je možné ďalej upraviť na sústavu „k“ nezávislých lineárnych rovníc (4), kde „k“ vyjadruje počet bodov konštrukcie, v ktorých je snímaná jej odozva na dynamické zaťaženie. Ľavá strana vektorovej rovnice (2) vyjadruje závislosť hodnôt vektorovej časovej postupnosti na hodnotách predchádzajúcich a pravá strana vyjadruje závislosť vektorov náhodných odchýlok.

$$\begin{aligned} X_{1t} &= a_{111}.X_{1t-1} + a_{121}.X_{2t-1} + \ldots + a_{1k1}.X_{kt-1} \\ &+ a_{11m}.X_{1t-m} + a_{12m}.X_{2t-m} + \ldots + a_{1km}.X_{kt-m} + \varepsilon_{1t} - \\ &- b_{111}.\varepsilon_{1t-1} - b_{112}.\varepsilon_{1t-2} - \ldots - b_{11n}.\varepsilon_{1t-n} \\ &---------- \\ X_{2t} &= a_{211}.X_{1t-1} + a_{221}.X_{2t-1} + \ldots + a_{2k1}.X_{kt-1} \\ &+ a_{21m}.X_{1t-m} + a_{22m}.X_{2t-m} + \ldots + a_{2km}.X_{kt-m} + \varepsilon_{2t} - \\ &- b_{221}.\varepsilon_{2t-1} - b_{222}.\varepsilon_{2t-2} - \ldots - b_{22n}.\varepsilon_{2t-n} \\ &---------- \\ &\ldots \\ &---------- \\ X_{kt} &= a_{k11}.X_{1t-1} + a_{k21}.X_{2t-1} + \ldots + a_{kk1}.X_{kt-1} \\ &+ a_{k1m}.X_{1t-m} + a_{k2m}.X_{2t-m} + \ldots + a_{kkm}.X_{kt-m} + \varepsilon_{kt} \\ &- b_{kk1}.\varepsilon_{kt-1} - b_{kk2}.\varepsilon_{kt-2} - \ldots - b_{kkn}.\varepsilon_{kt-n} \end{aligned} \tag{4}$$

Každú z rovníc systému (4) možno riešiť aj samostatne, čím je zabezpečené, že modely ARMAV sú plne využiteľné aj pri určovaní vektora vlastných frekvencií konštrukcie a im odpovedajúcich vlastných vektorov a dovoľujú tak vyhnúť sa použitiu systémov diferenciálnych rovníc, ktorých riešenie je náročné a pri použití numerických metód zväčša nepresné. Použitie modelov ARMAV ako alternatívy k systémom diferenciálnych rovníc pri identifikácii stochasticky namáhaných konštrukcií strojov je však vhodné aj z iného dôvodu. Ak totiž zapíšme systém diferenciálnych rovníc v zjednodušenom tvare (5) resp. v maticovom zápise (6)

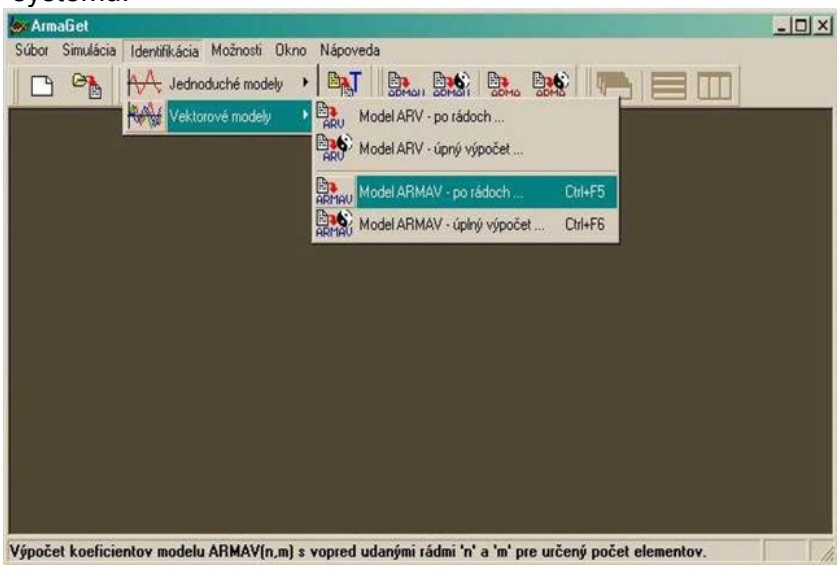
$$M.\ddot{x} + K.\dot{x} + C.x = F(t) \tag{5}$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & m_2 & \ldots & 0 \\ \ldots & & & \\ 0 & 0 & \ldots & m_n \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ldots \\ \ddot{x}_n \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \ldots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \ldots & k_{n2} \\ \ldots & & & \\ k_{n1} & k_{n2} & \ldots & k_{nn} \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ldots \\ \dot{x}_n \end{bmatrix}+\begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \ldots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \ldots & c_{n2} \\ \ldots & & & \\ c_{n1} & c_{n2} & \ldots & c_{nn} \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \ldots \\ x_n \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ \ldots \\ f_n(t) \end{bmatrix} \tag{6}$$

je možné považovať maticu tlmenia **K** a maticu pruženia **C** za matematické vyjadrenie vzájomných vzťahov medzi jednotlivými prvkami popisovanej konštrukcie. Analogicky k tomu sú maticové koeficienty $\mathbf{a}_1, \mathbf{a}_2, ..., \mathbf{a}_m$ vektorového modelu ARMAV matematickým vyjadrením vzájomných vzťahov jednotlivých prvkov konštrukcie s ohľadom na ich interakciu pri stochastickom zaťažovaní v reálnej prevádzke.

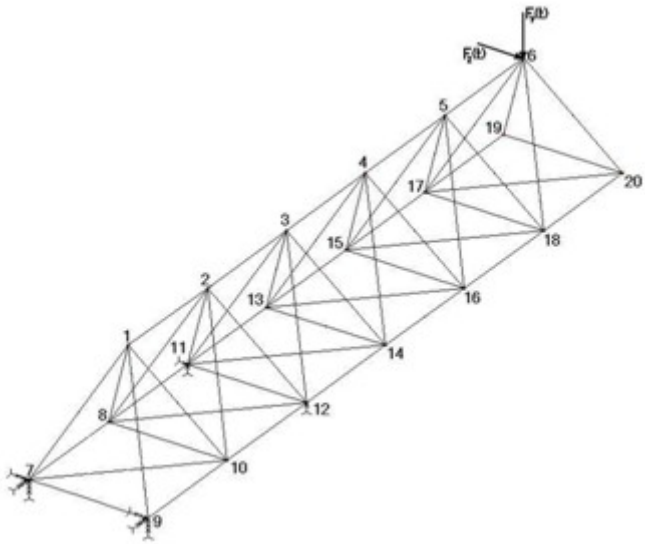
4. Aplikácia autoregresných modelov pri identifikácii mechanických konštrukcií

Ako vhodný matematický aparát pre identifikáciu pomocou modelov ARMAV bola vytvorená a použitá vektorová modifikácia nelineárnej metódy najmenších štvorcov. Ako výsledok aplikácie navrhnutého teoretického postupu bol vytvorený výpočtový program ArmaGet (Obr.3), ktorý je schopný zo zadanej vektorovej časovej postupnosti určiť maticové koeficienty $\mathbf{a_1...a_m}$ a $\mathbf{b_1...b_n}$, a tým jednoznačne určiť (identifikovať) štatisticky adekvátny náhradný matematický model skutočnej stochasticky zaťažovanej konštrukcie skúmaného mechanického systému.



Obr.3. Okno programu ArmaGet

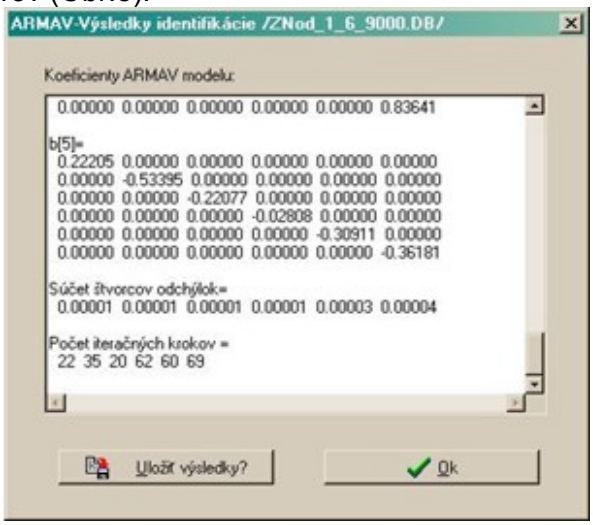
Aby mohla byť uvedená vektorová nelineárna metóda najmenších štvorcov považovaná za dostatočne presnú a výsledné ARMAV modely za adekvátne, bolo potrebné vykonať jej overenie.



Obr.4. Testovací model výložníka virtuálneho zdvíhacieho zariadenia

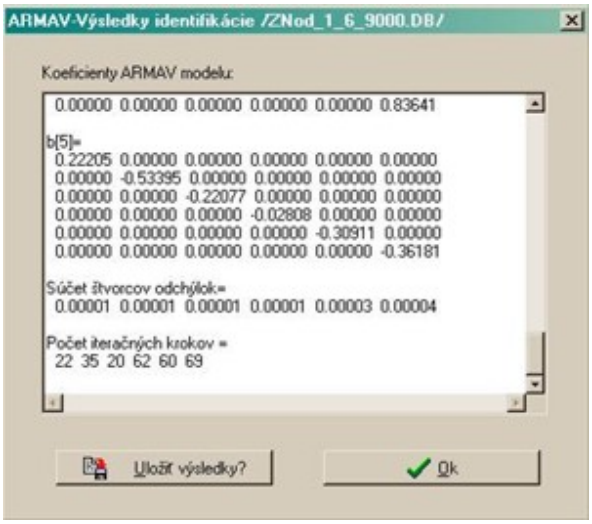
Pre tento účel bol vytvorený model výložníka zdvíhacieho mechanizmu (Obr.4) a bola vykonaná v prostredí MATLAB simulácia jeho zaťaženia kinematickým budením, vyvolaným pôsobením dvoch dynamicky pôsobiacich síl s náhodným priebehom. Numerickou metódou priamej integrácie pohybových rovníc modelu podľa Crank - Nicolsona boli určené napätia i posunutia vznikajúce v smere osí (x, y, z) vo všetkých 20 uzloch modelu. Vzorkovanie prebiehalo v časovom intervale $t \in \langle 0{,}100\ s \rangle$ s krokom vzorkovania Δt_{vz} = 0,01 s. Výsledné posunutia v jednotlivých uzloch konštrukcie boli usporiadané do vektorových časových postupností.

Takto pripravené časové postupnosti boli použité ako vstupné dáta pre výpočet maticových koeficientov modelov ARMAV s vopred určeným rádom autoregresnej časti, ako aj časti kĺzavých priemerov (Obr.5).



Obr.5. Zadanie vstupných parametrov identifikácie

Prostredníctvom každého získaného modelu ARMAV, boli spätne simulované nové postupnosti hodnôt (3 krát pre každý model). V testovacom modelovom prípade bola vybratá vektorová časová postupnosť výchyliek v uzloch 1-2-3-4-5-6 konštrukcie výložníka v smere osi „z“, t.j. odozva horného ramena výložníka na kinematické budenie v smere osi z.. Po výbere vektorovej časovej postupnosti nasledovalo určenie vstupných parametrov identifikácie, ako je uvedené na Obr.5. Príklad zobrazenia výsledkov identifikácie je uvedený na Obr.6.



Obr.6. Výsledky identifikácie horného ramena výložníka - model ARMAV(6,5)

Na verifikáciu správnosti fungovania programu ArmaGet boli zvolené dva odlišné spôsoby. Prvým bola aplikácia výpočtového modulu *Solver,* implementovaného v

tabuľkovom procesore *Microsoft Excel.* Ako alternatívny spôsob verifikácie bol zvolený prístup generovania nových vektorových časových postupností zo získaných parametrov ARMAV modelu, k čomu boli využité simulačné vlastnosti identifikačného programu *ArmaGet 3*, prístupné cez ponuku hlavného menu *Simulácia→Model ARMAV*.

Z dôvodu obmedzeného rozsahu príspevku sa musíme uspokojiť iba s niektorými výsledkami a obmedzeným priestorom na interpretáciu výsledkov. V Tab.1 sú preto uvedené iba výsledky z identifikácie prostredníctvom aplikácií ArmaGet a Excel prostredníctvom porovnania zistených hodnôt súčtov štvorcov odchýlok.

Tab.1 Komparácia výsledkov identifikácie aplikáciami ArmaGet a Excel

	ARMAV(6,5)		**ARMAV(8,7)**		**ARMAV(10,9)**	
	ArmaGet 3	***Excel***	ArmaGet 3	***Excel***	***ArmaGet 3***	***Excel***
Uzol 1	$7{,}9591.10^{-6}$	$7{,}9606.10^{-6}$	$7{,}9251.10^{-6}$	$7{,}8991.10^{-6}$	$7{,}8985.10^{-6}$	$7{,}8398.10^{-6}$
Uzol 2	$1{,}0659.10^{-5}$	$1{,}1381.10^{-5}$	$1{,}0493.10^{-5}$	$1{,}1243.10^{-5}$	$1{,}0365.10^{-5}$	$1{,}1953.10^{-5}$
Uzol 3	$1{,}1204.10^{-5}$	$1{,}2789.10^{-5}$	$1{,}0689.10^{-5}$	$1{,}1868.10^{-5}$	$1{,}0424.10^{-5}$	$1{,}1307.10^{-5}$
Uzol 4	$1{,}4823.10^{-5}$	$2{,}4128.10^{-5}$	$1{,}4327.10^{-5}$	$2{,}1467.10^{-5}$	$1{,}4028.10^{-5}$	$2{,}0833.10^{-5}$
Uzol 5	$2{,}5955.10^{-5}$	$4{,}3874.10^{-5}$	$2{,}3396.10^{-5}$	$4{,}2690.10^{-5}$	$2{,}2255.10^{-5}$	$3{,}5906.10^{-5}$
Uzol 6	$4{,}1240.10^{-5}$	$8{,}4167.10^{-5}$	$3{,}8608.10^{-5}$	$6{,}4402.10^{-5}$	$3{,}7822.10^{-5}$	$6{,}2980.10^{-5}$

Je zrejmé, že vytvorenie aplikácie schopnej identifikovať stochasticky namáhané konštrukcie strojných mechanizmov, charakterizovaných vektorovou časovou postupnosťou, prostredníctvom matematických vektorových modelov ARMAV je len prvým krokom na ceste aplikovania prediktívneho riadenia stochasticky namáhaných mechanizmov.

Ak teda dnes hovoríme o tvorbe identifikačného softvéru, musíme jeho konečnú podobu prispôsobiť tomu, aby bolo kedykoľvek v budúcnosti možné tú jeho časť, ktorá zabezpečuje samotné identifikačné výpočty, použiť v inej, komplexnejšej aplikácii, ktorá by identifikáciu používala len ako súčasť prediktívneho riadenia konkrétneho mechanizmu.

5. Záver

Predkladaný článok súvisí s problematikou možností minimalizácie nepriaznivých vplyvov stochastického namáhania konštrukcií stavebných a dopravných strojov na ich praktickú činnosť. Ukazuje sa, že najvhodnejším spôsobom minimalizácie nepriaznivých vplyvov stochastického namáhania konštrukcií a systémov rozličných stavebných, dopravných a iných technologických zariadení je predpovedať (odhadovať) úroveň zaťaženia a odozvy konštrukcie na toto stochastické zaťaženie v čase $t+\Delta t$. Na základe predikcie je v prípade potreby možné vykonať korekciu vplyvov spôsobujúcich napr. kmitanie skôr ako namáhanie konštrukcie presiahne stanovené hranice.

Aby bolo možné vykonať predikciu správania sa namáhanej konštrukcie, je potrebné nájsť (identifikovať) jej matematický model a práve s využitím matematického modelu je možné dostatočne presne predpovedať správanie sa konštrukcie v zadaných podmienkach používania. Pokiaľ má byť minimalizácia vplyvu stochastického namáhania prostredníctvom predikcie správania sa konštrukcie v praxi použiteľná, je potrebné použiť takú matematickú metódu, ktorá je schopná „dodať" matematický model namáhanej konštrukcie v reálnom čase, pričom získaný matematický model musí tiež dostatočne presne popisovať správanie sa reálneho systému, t.j. musí byť adekvátny.

Použitá literatúra

[1] MÁCA, J. 1991: Identifikácia a modelovanie dynamických systémov. VF VŠDS, Žilina.

[2] LEITNER, B. 2001: Stochastic Time Series and Possibilities of Their Use for selected Modal Characteristics Determination of Mechanical Structures. Vedecké listy Žilinskej univerzity "Komunikácie", ŽU, Žilina. ISSN 1335 – 4205.

[3] BEŇO, B. 2003: Stochastické metódy identifikácie dynamických systémov dopravných a stavebných strojov. [Dizertačná práca]. FŠI ŽU, Žilina.

[4] LEITNER, B. 2000: A Stochastic Method of Structures Dynamic Characteristics Determination and Modelling. Zborník konferencie doktorandov „Perners Contact", DFJP, Pardubice, ČR. ISBN 80–7194–321–5.

[5] LEITNER, B., CHOVANEC, A. 2004: A Stochastic Method for Modelling of Dynamics Behaviour of random Excited Structures. In: Proceedings of International Conference "TRANSPORT 2004", VTU of Todor Kableshkov, Sofia, Bulgaria. ISBN 954-12–0104-0.

[6] LEITNER, B., MÁCA, J. 2005: Theoretical Principles of Mechanical Structures Identification and Their Use For selected Modal Characteristics Determination. In: Proceedings of International Conference "TRANSPORT 2005", VTU of Todor Kableshkov, Sofia, Bulgaria. ISBN 954-12–0104-0.

Práca bola podporovaná agentúrou VEGA prostredníctvom projektu č. 1/3154/06.

Recenzent: prof. Dr. Ing. Milan SÁGA

HADICOVÉ DOPRAVNÍKY NA SLOVENSKU

Peter MICHALIK [8]

Klíčová slova: hadicový dopravník, životné prostredie.

Abstrakt:
Článok sa zaoberá vznikom, výhodami, princípom hadicového dopravníka a jeho použitím pre slovenský priemysel.

1. Úvod

Prvé pásové dopravníky sa začali konštruovať pred 150 rokmi. Myšlienka hromadnej dopravy priestorových materiálov pomocou pásu sa odvtedy nezmenila. Zmenili, zlepšili sa odvtedy už iba jednotlivé diely dopravníkov a ich konštrukčné materiály.

Všetky doteraz spomínané vývojové zmeny sa vzťahovali iba na zvýšenie prepravných výkonov. To že samotná doprava rôznych materiálov svojou podstatou a vplyvom prostredia cez ktoré sú prepravované spôsobuje aj znečistenie životného prostredia bola veľmi dlho podceňovaná, až keď sa začali prejavovať negatívne dôsledky znečistenia začali sa riešiť aj tieto problémy. Jedným z nich je aj vývoj enviromentálnych dopravných systémov, ktoré by zabezpečovali ekologickú dopravu materiálov a zároveň by spĺňali čo najvyššie technické parametre.

Výsledkom tohto vývoja sú nové perspektívne dopravné zariadenia, ktoré vyhovujú prísnym ekologickým požiadavkám s minimálnym vplyvom na životné prostredie.

Medzi takéto ekologické dopravné zariadenia vhodné na prepravu sypkých materiálov a surovín môžeme zaradiť hadicové dopravníky.

2. Vývoj hadicových dopravníkov

Pôvodná technológia hadicového dopravníka bola patentovaná v Japonsku a prvý bol inštalovaný v roku 1978 spoločnosťou JPC. Túto technológiu neskôr prepracovala firma Bridgestone a Krupp Robins, Inc. V súčasnej dobe je v prevádzke niekoľko stovák týchto dopravníkov po celom svete a niekoľko z nich je aj na Slovensku.

3. Výhody hadicových dopravníkov

Najväčšou výhodou je zníženie, alebo odstránenie vplyvu prepravovaného materiálu na životné prostredie.

- dokážu sa vysporiadať s vertikálnymi a horizontálnymi oblúkmi,
- uhol stúpania môže byť až 30°,
- doprava materiálu je možná v obidvoch smeroch,
- dopravovaný materiál je chránený pred vonkajšími vplyvmi,
- nie je potrebná energia navyše, ako u klasických dopravníkov,
- konštrukcia dopravníkov je jednoduchá, čo znižuje náklady na údržbu,
- kompaktná konštrukcia bez potreby presýpacích staníc znižuje hladinu hluku a zapadá do okolia [1].

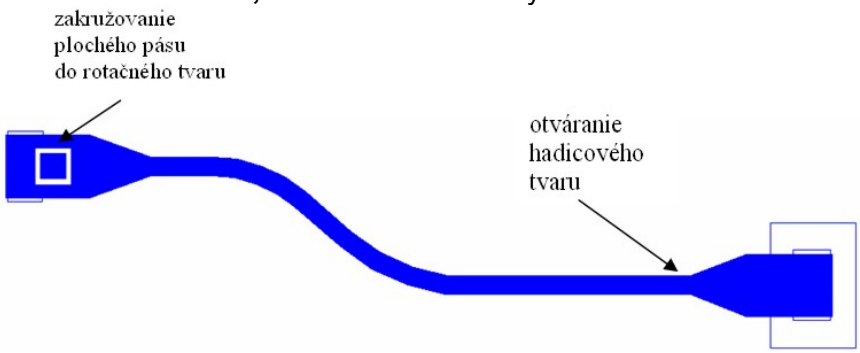
4. Princíp hadicového dopravníka

Hadicový dopravník dopravuje materiál v páse, ktorý je uzavretý do tvaru kruhovej rúrky. V mieste nakladania je pás otvorený. Ako náhle pás prejde okolo uhlových valčekov obidve strany pásu za zrolujú do uzatvorenej rúrky. Počas celej dĺžky dopravníka sa pohybuje v tvare rúrky a ako náhle dosiahne iné plniace miesto alebo miesto vyloženia

[8] **Ing. Peter MICHALIK**, externý doktorand, F BERG TU Košice, e-mail: peter.michalik1@post.sk

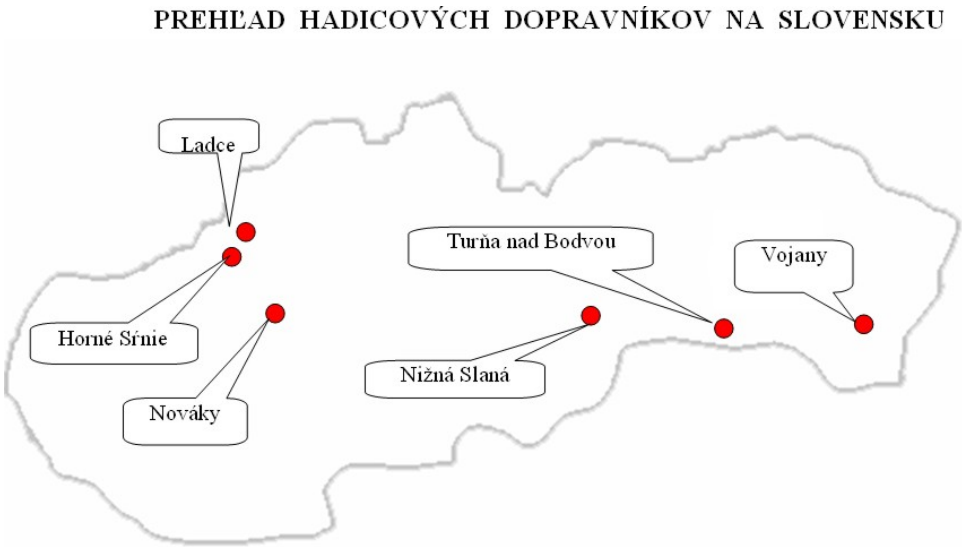
materiálu otvára sa do pôvodného korýtkového tvaru. Pás v spodnej vetve sa opäť zroluje do tvaru kruhovej rúrky a otvára sa až pred miestom nakladania (obr.1a, obr.1b)

Obr.1,a. Pohľad s vertikalnými oblúkmi



Obr.1,b. Pohľad s horizontalnými oblúkmi

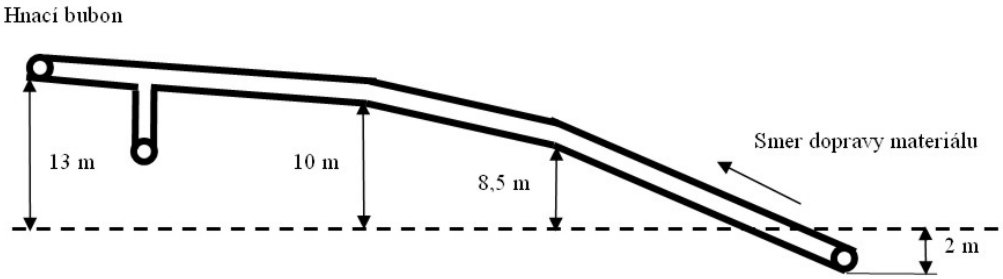
V súčasnosti je na Slovensku inštalovaných 12 hadicových dopravníkov. Deväť hadicových dopravníkov sa využíva na prepravu materiálov v stavebnom priemysle (cementáreň Ladce, Horné Sŕnie a Turňa nad Bodvou), dva hadicové dopravníky sa používajú v energetických komplexoch (elektráreň Vojany a Nováky) a jeden v banskom priemysle (Nižná Slaná), ktoré sú zobrazené na mape (obr.2).



Obr.2. Mapa umiestnenia hadicových dopravníkov v SR

4.1. Hadicové dopravníky v cementárni Ladce, a.s.

V cementárni Ladce sú inštalované dva hadicové dopravníky. Prvý hadicový dopravník bol inštalovaný v roku 2001 a slúži na prepravu antracitu, (obr.3, obr.4).



Obr.3. Schéma hadicového dopravníka v cementárni Ladce

V roku 2004 bol v cementárni uvedený do prevádzky aj druhý hadicový dopravník, ktorým sa prepravujú alternatívne palivá, (obr.5).

Obr.4. Hadicový dopravník č.1

Obr.5. Hadicový dopravník č.2

4.2 Hadicový dopravník v Elektrárni Nováky, o.z.

Hadicový dopravník v Elektrárni Nováky, o.z. je inštalovaný na prevádzke *„Odsírenie blokov 1,2 ENO – B“.* Prepravuje sa pomocou neho stabilizát – stafit.

4.3 Hadicový dopravník vo firme Siderit, s.r.o. , Nižná Slaná

Hadicový dopravník v Siderit, s. r. o. Nižná Slaná bol uvedený do prevádzky v roku 2006. Nahradil klasický pásový dopravník. Zvláštnosťou hadicového dopravníka je, že pri jeho konštrukcii bola využitá spodná vetva pôvodného pásového dopravníka s jeho vratným a hnacím bubnom s pôvodným pohonom (Obr.6). Používa sa na prepravu praženca.

Obr.6. Hadicový dopravník v Nižnej Slanej

4.4. Hadicové dopravníky vo firme CEMMAC, a.s., Horné Sŕnie

V spoločnosti CEMMAC, a.s., Horné Sŕnie, ktorá sa zaoberá cementárskou výrobou, boli v priebehu rokov 2002 až 2004 inštalované štyri hadicové dopravníky (obr.7, obr.8, obr.9).

Obr.7. Hadicový dopravník č.1

Obr.8. Hadicový dopravník č.3

Hadicový dopravník č.3 je jedinečný svojim konštrukčným prevedením. Trasa dopravníka bola navrhnutá tak, aby ju bolo možné umiestniť už do existujúcej mostnej konštrukcie, v ktorej bol umiestnený a prevádzkovaný klasický pásový dopravník (obr.8).

Obr.9. Hadicový dopravník č.4

Obr.10. Hadicový dopravník v Turni nad Bodvou

4.5. Hadicové dopravníky v VSH Turňa nad Bodvou

V cementárni VSH, a.s., Turňa nad Bodvou sa využíva jeden hadicový dopravník, ktorý bol inštalovaný v roku 2006 (obr.10). Inštalácia ďalších dvoch hadicových dopravníkov je pripravená na rok 2007.

Tabulka č.1 *Technické parametre hadicových dopravníkov umiestnených na Slovensku*

Priemyselná oblasť mesto	**Číslo dopravníka**	**Dĺžka dopravníka** [m]	**Prepravné množstvo** [t/hod]	**Rýchlosť dopr. pása** [m/s]	**Výkon elektromotora** [kW]	**Šírka dopr. pása** [mm]	**Priemer zvinutého pása** [mm]	**Prepravovaný materiál**	**Napínanie**
Banský priemysel Nižná Slaná	č.1	40	100	1,25	30	800	220	praženec	gravitačné
Cementráreň Horné Sŕnie	č.1	44	60	1,5	15	550	150	sádrovec struska	gravitačné
	č.2	98	110	1,5	30	780	200	mletý cement	gravitačné
	č.3	92	60	1,5	22	550	150	sádrovec	mechanické
	č.4	83	30	1,35	11	550	150	alternatívne palivá	gravitačné
Cementráreň Ladce	č.1	205	100	1,85	45	780	200	antracit	gravitačné
	č.2	108	15	1,35	18,5	550	150	alternatívne palivá	gravitačné

Cementráreň Turňa nad Bodvou	č.1	235	130	1,8	90	780	200	vysokope-cná struska	gravitačné
	č.2	185	300	—	—	1200	350	mletý cement	gravitačné
	č.3	185	300	—	—	1200	350	mletý cement	gravitačné
Elektráreň Novaky	č.1	350	300	1,5	110	1200	350	stabilizát stafit	gravitačné
Elektráreň Vojany	č.1	180	140	2,4	50	780	250	popolček	gravitačné

5. Záver

Hadicové dopravníky ako perspektívny spôsob kontinuálnej prepravy surovín nachádzajú čoraz väčšie uplatnenie aj v priemyselných podnikoch v Slovenskej republike a počíta sa aj naďalej s ich nasadzovaním. Na prelome prvého a druhého štvrťroka 2007 je naprojektovaná montáž ďalších dvoch hadicových dopravníkov v cementárni Turňa nad Bodvou. Slovensko sa tak dostáva medzi krajiny sveta, v ktorých je spôsob kontinuálnej prepravy surovín riešený s minimálnym vplyvom na životné prostredie.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY:

[1] Fedorko, G. - Husáková, N. - Koniarik, A. – Brindza J.: Návrh konštrukcie hadicového dopravníka v Nižnej Slanej. In: Transport & Logistics : International journal. č. mimoriadne (2006), ISSN 1451-107X.

[2] Fedorko, G.: Hadicové dopravníky - modifikácia klasických pásových dopravníkov. In: Slovak rubber conference : 14. ročník medzinárodnej konferencie. Púchov : Matador, a.s., 2002. 5 s.. ISBN 80-968099-7-0.

[3] Hrabovský, L.: Ocelová drátěná lana – Bezpečnost - dle ČSN EN 12385. XIII. medzinárodná konferencia „Výskum, výroba a použiti oceľových lán“. Podbanské – Vysoké Tatry, 24. - 26.5.2004, Transport & Logistika, ISSN 1541-107X, str.147-150.

[4] Marasová, D., Taraba, J.: Pásová doprava, F BERG, Košice 2006, s. 85,86, ISBN 80-8073-628-6.

[5] Marasová, D. - Fedorko, G. - Molnár, V.: Hadicový dopravník a výpočet jeho základných parametrov. Acta Montanistica Slovaca 2/2002, s.101-107, ISSN 1335-1788.

[6] Ristović I., Hamović J., 2002: The latest development tendencies in combined conveyance at opencast metal mines, Transport and Logistic, No 3/02, ISSN 1451-107X, p.p. 69-79, FMG, Belgrade, BERG Faculty TU, Košice.

[7] Stanová, Eva - Molnár, Vieroslav: Possibilities for optimization of steel rope cross-section and their verification. In: Underground Mining Engineering. vol. 12, no. 14 (2005), p. 151-156. ISSN 0354-2904.

[8] Vidanović N; Tokalić R. (2000): APPLICATION OF THE WIRE ROPES FOR SUPPLYING OF MINE BY USING OF THE EXISTING EQUIPMENT; XI International Conference Výskum, výroba a použite oceľovych lán, Book of Proceedings, pages 267-272, Vysoke Tatry, Slovakia.

[9] ZAJAC, J.: Trendy vo vývoji procesných médií. Výrobné inžinierstvo, roč. 5, č. 2, 2006, s. 56-58, ISSN 1335-7972.

Tento článok je časťou riešeného grantového projektu č.1/2162/05 - Aplikácia moderných matematických a štatistických metód pri tvorbe nových ekologických systémov dopravy v stavebnom a ťažobnom priemysle a grantového projektu č. 1/3307/06 - Návrh, vývoj a implementácia modulov ekologických systémov dopravy surovín v ťažobnom a stavebnom priemysle CAD systémami Pro/Engineer a Catia.

Recenzoval: Doc. Ing. Vieroslav Molnár, Ph.D.

OMEZENÍ PŘÍČENÍ A PŘÍČIVÝCH ÚČINKŮ PŘÍ BRZDĚNÍ POJEZDU JEŘÁBU

Václav SOUČEK[9]

Klíčová slova: příčení jeřábu, excentrické brzdění, pojezd jeřábu.

Abstrakt:
Při pojíždění jeřábů po pojezdových kolejích dochází k jejich nežádoucímu příčení, které způsobuje přídavná zatížení, především ve vodorovném směru, která působí na jeřábovou dráhu. Stejný charakter zatížení vyvolává excentrické brzdění jeřábu s kočkou a břemenem sjetou ke krajní poloze dráhy kočky.

1. Úvod

Při pojíždění jeřábů po pojezdových kolejích dochází k jejich nežádoucímu příčení, které způsobuje přídavná zatížení, především ve vodorovném směru, která působí na jeřábovou dráhu. Stejný charakter zatížení vyvolává excentrické brzdění jeřábu s kočkou a břemenem sjetou ke krajní poloze dráhy kočky.

Příčiny příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění pojezdu jeřábu jsou především tyto:

1) rozdílný průměr hnacích kol,

2) nezcela přesné uložení hnacích kol pojezdu jeřábu ve směru svislém i vodorovném,

3) rozdílnost otáček hnacích kol pojezdu jeřábu,

4) nesprávná poloha jeřábových kolejí ve svislém, ale především ve vodorovném směru,

5) rozdílný stav drsnosti povrchu hlav kolejí jeřábových drah,

6) kočka s břemenem je sjetá ke krajní poloze pojezdové dráhy kočky.

Tím vzniká při excentrickém brzdění k „předjetí“ více zatížené strany pojezdu jeřábu oproti straně druhé. Vznikne přídavné nežádoucí zatížení obdobné účinkům od příčení, avšak velmi často s účinky podstatně vyššími (viz ČSN P ENV 1991-5).

2. Vliv příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění na provoz jeřábů a popis zařízení na jejich omezení

Výše uvedené příčiny příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění nutí projektanty jeřábů tento problém řešit. Snaze o snížení těchto přídavných zatížení od příčení a excentrického brzdění při pojezdu jeřábů je věnována v technické praxi značná pozornost. Byla vyvinuta celá řada zařízení pro snížení příčení při pojezdu jeřábů, jak mechanických, tak i elektrických, optických a kombinovaných.

Dosažené výsledky těchto zařízení snižujících nepříznivé účinky od příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění, však stále nejsou uspokojivé. Směr většiny řešení je veden k tomu, aby jeřáb v daném čase ujel na obou stranách pojezdu stejnou dráhu. Tato řešení vycházejí z toho, že usazení kol a geometrie pojezdových drah nevykazují žádné odchylky, což je v technické praxi nemožné a neraálné. Proto dochází při jízdě jeřábu k značnému přídavnému zatížení, které vyvolává nepřiměřeně rychlé opotřebení nejenom pojezdových kol, ale i pojezdových mechanismů a kolejí. Často tak dochází k přetěžování nejenom konstrukce jeřábu, jeřábových drah a jejich uložení.

Srovnáním normy ČSN 270103 pro navrhování jeřábů a nově navrhované normy ČSN P-ENV 1991-5 „Zatížení jeřábových drah od jeřábů“ a ČSN ISO 8686-1 „Jeřáby - Zásady zatížení a kombinací zatížení - Část 1“, je zřejmé, že účinky od příčení a příčivých

[9] **Ing. Václav Souček**, Konstrukce, Na bělidle 25, 73564 Havířov 4, tel.: +420 732 517 706, e-mail: vaclav.soucek@tiscali.cz

účinků při excentrickém brzdění jsou uvažovány (v ČSN P-ENV 1991-5 a ČSN ISO 8686-1) podstatně vyšší, což potvrzuje námi provedená měření příčení, které jsme provedli od roku 1997 na dvanácti různých jeřábech. Oproti ČSN 27 0103 jsou účinky od příčení nebo od excentrického brzdění 1,5 až 2,5 x vyšší než ČSN 270103 uvádí.

Společnosti skupiny VÍTKOVICE (Heavy Machinery a.s. a Vítkovice Mechanika s.r.o) ve spolupráci s ÚAM Brno a firmou TEMEX s.r.o a ELEKTROPOHONY s.r.o vyvinuly nový systém, snižující u oddělených pojezdových pohonů jeřábů vybavených frekvenčními měniči účinky od příčení a excentrického brzdění na minimum. V současné době vývoj a aplikační činnost tohoto systému rozvíjí mimo výše uvedených i Institut dopravy, Ústav výzkumu a zkušebnictví a katedra Obecné elektrotechniky při VŠB-TU v Ostravě. Rovněž VÚT Brno katedra konstrukcí má o toto řešení zájem ve vztahu k jeřábovým drahám jejich podpůrných konstrukcí.

Chráněné řešení, podrobně popsané v českém patentu č. 291108 z roku 2003, je založeno na tom, že na nosné konstrukci jeřábu jsou místa, kde poměrné deformace od příčení a excentrického brzdění jsou hodnotově nejvyšší. Do těchto míst jsou umístěny mechanické zesilovače, které jsou v místech nejvyšších poměrných deformací vyvozených příčením, nebo excentrickým brzděním, osazeny tenzometrickými snímači poměrných deformací. Jednotlivé tenzometrické snímače jsou zapojeny do specielního řetězce tak, aby se naměřené hodnoty poměrných deformací od příčení nebo od excentrického brzdění sčítaly a ostatní zatížení, především zatížení symetrická, aby se anulovala, což specielní tenzometrický řetězec spolehlivě vykonává. Tím získáváme výrazný signál avizující začátek příčení nebo excentrického brzdění pro zpětnovazebnou regulaci oddělených pohonů pojezdů jeřábů, ovládaných frekvenčními měniči, které nepatrnou změnou otáček pravé oproti levé straně pohonu, která je polaritně i velikostně určena signály z tenzometrického řetězce, sníží příčení a excentrické brzdění na minimum. Velikost signálu z tenzometrického řetězce je výrazná, činí $\pm$ 0,5mV/V a více.

Při návrhu nových jeřábů využitím tohoto zařízení lze hodnoty od příčení a excentrického brzdění uvažovat max. 30% z hodnot uvedených v ČSN 270103.

Obr.1. Kovací jeřáb nosnosti 330 t, rozpětí 30 m, vlastní hmotnost 650 t

3. Výhody navrhovaného řešení

Instalováním tohoto zařízení je možno docílit:

A) u nově instalovaných jeřábů:

1) snížení hmotnosti konstrukce jeřábu až o 20%,

2) snížení namáhání pojezdových pohonů o 20-30%,

3) snížení spotřeby elektrické energie na pojezdových motorech o 15-25%,

4) snížení nároků na přesnost jeřábových drah, především ve vodorovné rovině, dle současně platné normy je předepsána hodnota zakřivení kolejnice v podélném směru na měřenou délku 2 m maximálně ±1 mm, ale využitím výše popsaného zařízení lze tuto několikrát zvýšit,

5) zmenšení rozvoru jeřábu a tím ušetřit na prostoru pro manipulaci,

6) snížení účinků od příčení a excentrického brzdění jeřábů na pojezdové koleje a jejich nosníky včetně jejich podpěr, a tak omezit snížit i jejich hmotnost o 10-15%,

7) snížení účinků od příčení a excentrického brzdění jeřábů, umožní prodloužit životnost jeřábů i jeřábových drah a sníží nároky na jejich údržbu a rektifikaci pojezdových drah o cca 30-40%.

B) u stávajících jeřábů:

Výše uvedené výhody viz A2, A3, A4, A6 a A7 mimo A1 a A5.

Toto zařízení na omezení příčení a excentrické brzdění bylo úspěšně odzkoušeno a ověřeno devítiletým provozem ve VÍTKOVICÍCH a.s. kovárna Kunčice na dvou kovacích jeřábech nosnosti 330 t o rozpětí 30 m a hmotností 650 t, které obsluhují 12000 t lis, viz obr.1.

Dále bylo toto zařízení instalováno v roce 2001 na svitkovém teleskopickém jeřábu v drátovně ŽBD Bohumín, a.s. V roce 2002 bylo nainstalováno při rekonstrukci pohonu pojezdu na mostový jeřáb 12,5 t ve VÍTKOVICÍCH a.s. v mostárně. V roce 2003 jsme uplatnili toto řešení na portálovém jeřábu drapákovém o nosnosti 32 t o rozpětí 76,2 m a hmotnosti 750 t v ZÁPOROŽSTALU na UKRAJINĚ a na dalších jeřábech.

Výsledky získané z těchto aplikací výše popsaného zařízení jsou velmi dobré a dávají nám oprávnění k jeho propagaci.

Z provedeného porovnání různých mostových jeřábů o nosnosti od 5 t do 50 t rozpětí od 10,5 m a 28,5 m viz příloha E), je zřejmé, že nejvyššího snížení účinků od příčení a excentrického brzdění docílíme u jeřábů vyšší nosnosti, hmotnosti a větších rozpětí.

Přílohy:

A) simulace příčení na klešťovém jeřábu 25 t x 27,3 m TŽ Třinec a. s., za účelem cechování tenzometrického řetězce pro snímání příčení na hodnoty dle ČSN 270103, viz obr.2 až obr.4.

B) Měření příčení a excentrického brzdění na klešťovém jeřábu 25 t x 27,3 m, za provozu bez použití zpětnovazebné regulace, viz obr. 5 až 7.

C) Výsledky měření s využitím regulace dle č. patentu č. 291108 na jeřábu v ŽDB Bohumín, a.s., viz obr.8 a obr.9.

D) Jeřáb 50 t x 28,5 m dle ČSN 27 0200,

D1) Posun příčníku ve směru kolejí o 30,43 mm, viz obr.10,

D2) Posun příčníku kolmo na směr kolejí o 4 x ± 4,11 mm.

E) Porovnání velikostí příčných sil od příčení a excentrického brzdění pro dvanáct jeřábů, od nosnosti 5 t do 50 t:

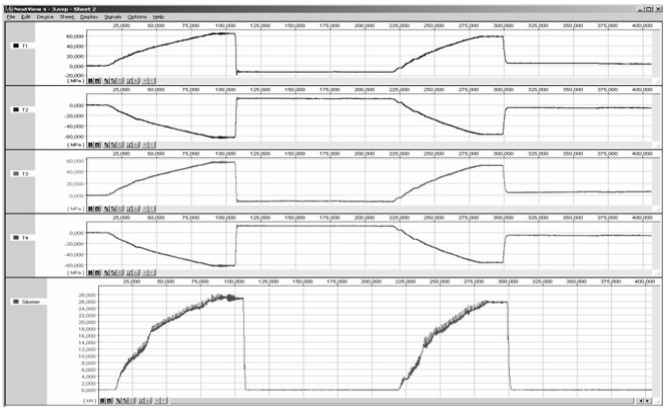
E1) dle ČSN270103 a dle regulace (tab.1),

E2) dle ČSN270103 a dle ČSN P-ENV1991-5, dynamický součinitel $\varphi = 3$ a dle regulace (tab.2),

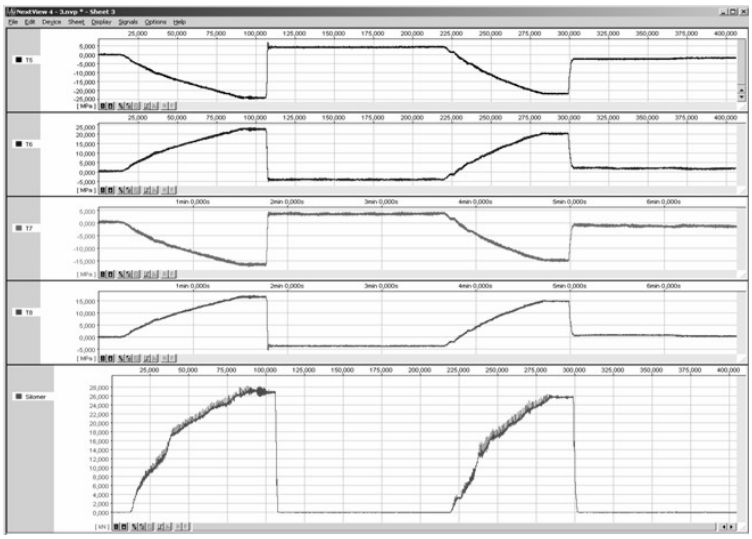
E3) dle ČSN 270103 a dle ČSN ISO 8686-1 a dle regulace (tab.3),

E4) srovnávací graf příčných vodorovných sil působících mezi pojezdovými koly jeřábu a jeho kolejnici (obr.11).

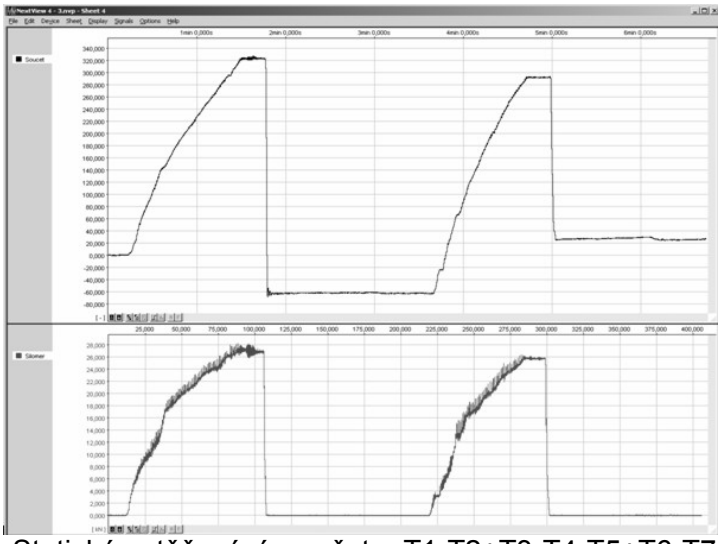
Příloha A:



Obr.2. Statické zatěžovaní: průběhy na jednotlivých tenzometrech (hlavní měřící)

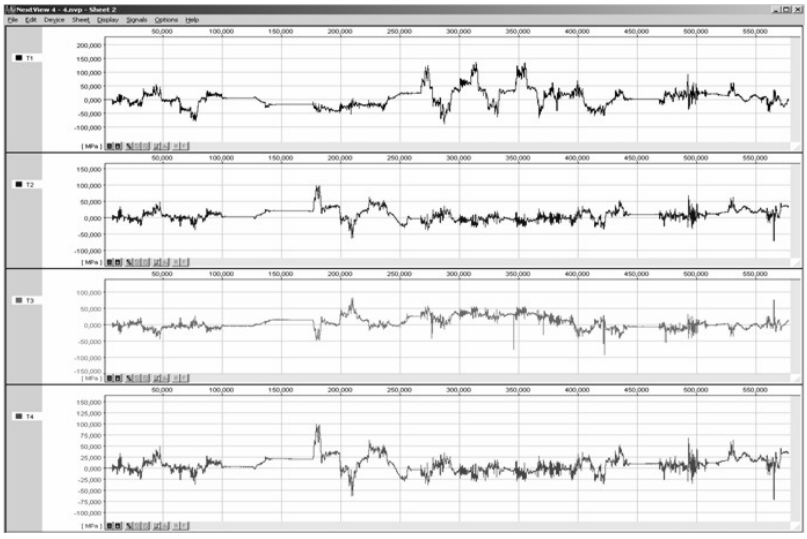


Obr.3. Statické zatěžování: průběhy na jednotlivých tenzometrech (příčné – kompenzační)

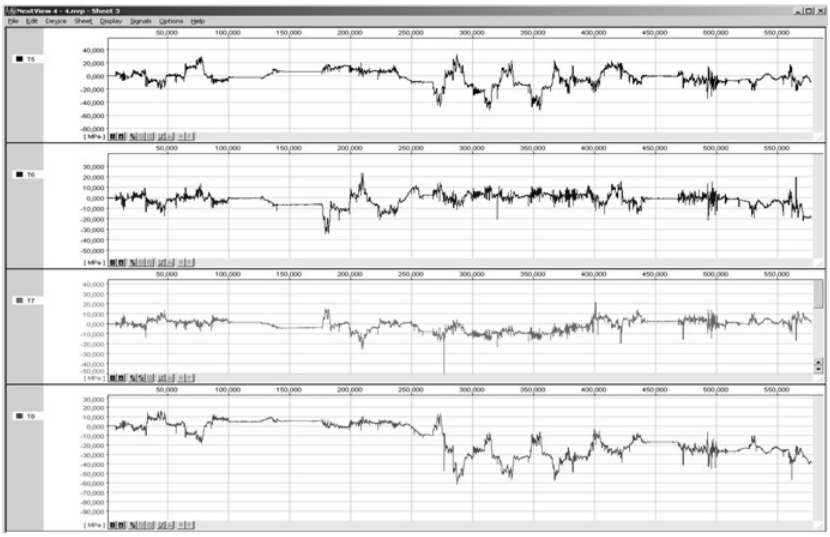


Obr.4. Statické zatěžování: součet = T1-T2+T3-T4-T5+T6-T7+T8 [-]

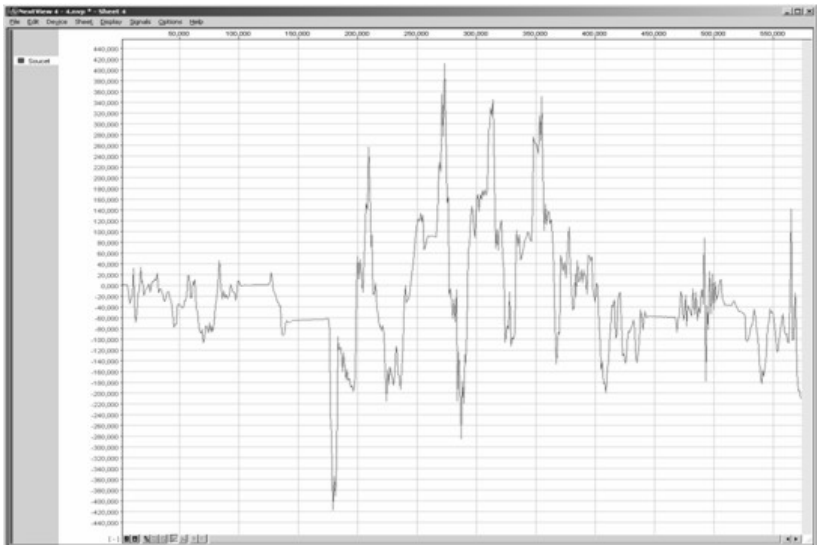
Příloha B:



Obr.5. Dynamické měření jízdy jeřábu (hlavní měřící tenzometry)

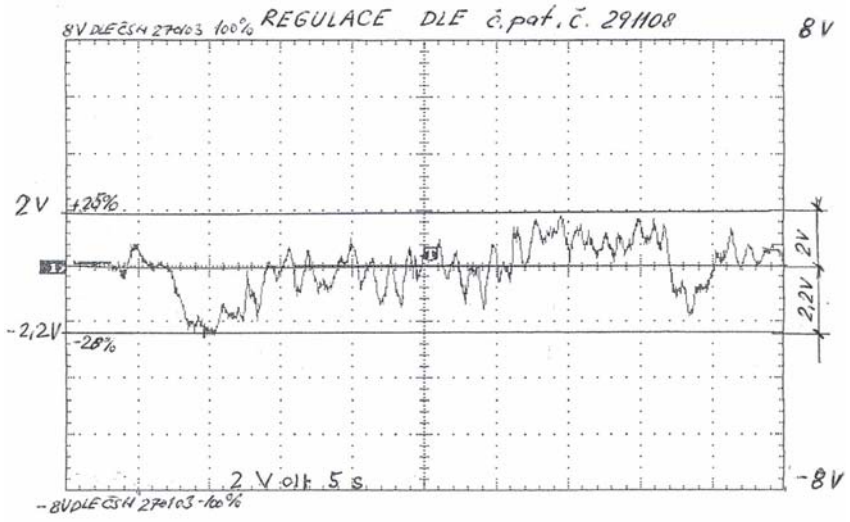


Obr.6. Dynamické měření jízdy jeřábu (příčné kompenzační tenzometry)

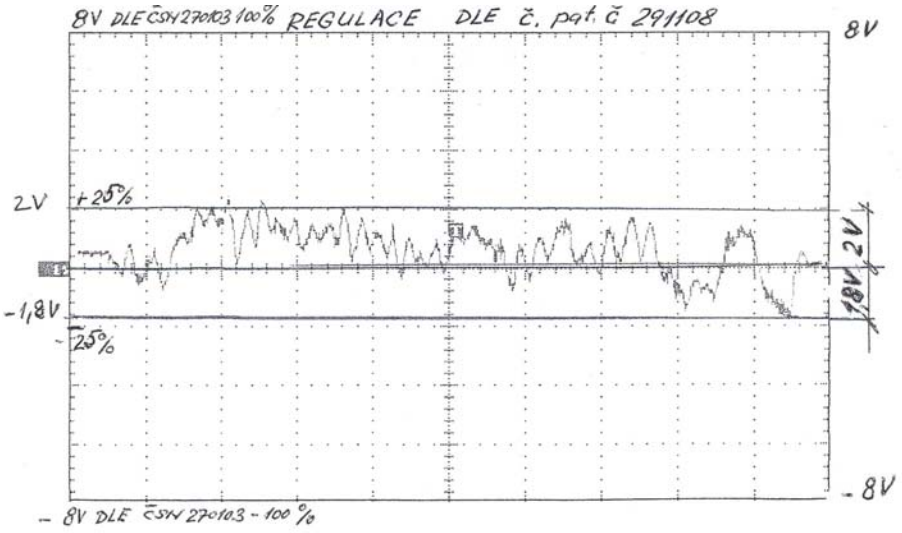


Obr.7. Dynamické měření jízdy jeřábu: algebraický součet signálů S = T1 - T2 + T3 -T4 - T5 + T6 - T7 + T8 [-]

Příloha C:

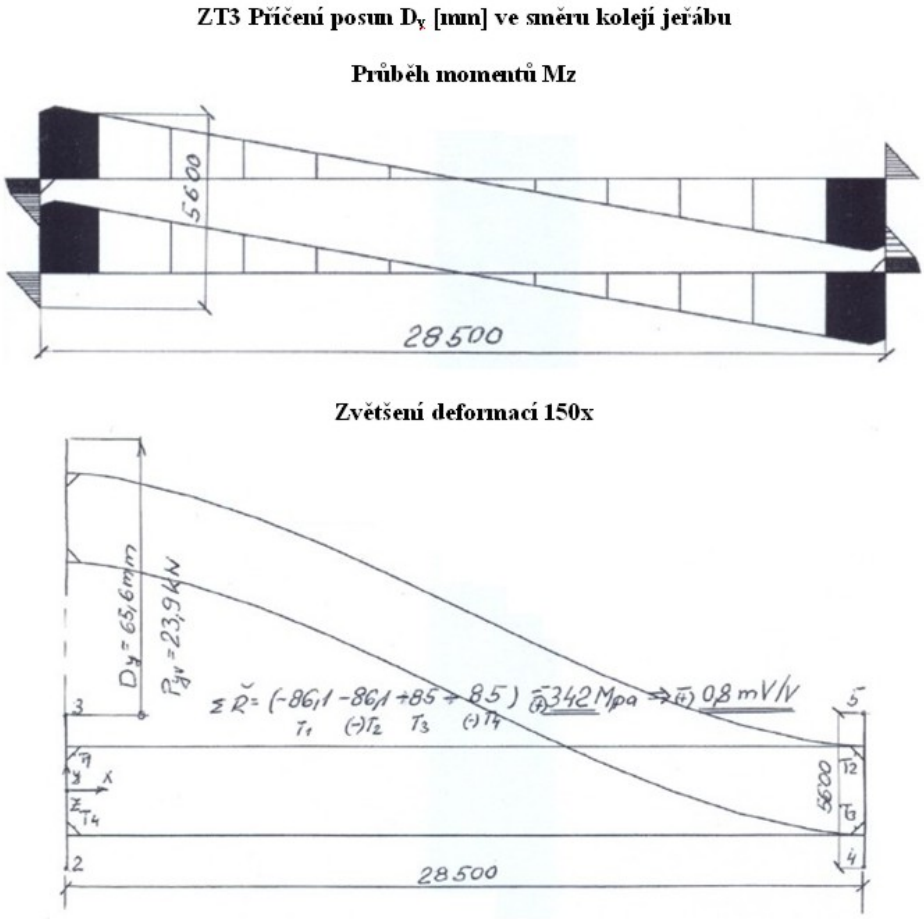


Obr.8. Jízda vzad – pohyb kočky směrem od vrat



Obr.9. Jízda vpřed – pohyb kočky směrem od vrat

Příloha D:



Obr.10. Jeřáb 50 t x 28,5 m dle ČSN 27 0200, posun příčníku ve směru kolejí

Příloha E:

Tabulka 1 Porovnání velikostí příčných sil od příčení a excentrického brzdění pro dvanáct jeřábů, od nosnosti 5 t do 50 t, dle ČSN270103 a dle regulace

1	2	3	4	5		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Jeřáb L x Q	Rozvor s	Celková hmotnost m_c	Hmotnost kočky m_k	Tlak na kolo		L/s	λ = =0,025. .L/s	ZTS3 ΔDy	ZTS3 Py_{ij} = γ_{ij}. ∑K.λ	ZTS4 4 x Dx	ZTS3,4 4 x 0,5.Hty = Htp. 1,1	REG. 4 x 0,5. H_{tj}	Zesil. 2Ø/TR/t	Řetězec ±10 V	REG. ± 2,5 V
				K_{max}	K_{min}										
[t] x [m]	[m]	[t]	[t]	[kN]	[kN]	[m]/[m]	[-]	[mm]	[kN]	[mm]	[kN]	[kN]		[mV/V]	[mV/V]
5 x 10,5	3,1	10,4	1,9	55	22	10,5/3,1 3,387	0,085	4,48	3	-0,66 0,66 -0,66 0,66	4x ± 5,1	**4x ± 1,28**	**2Ø78 TR 40x3**	10V± 0.42	**2,5V± ± 0,1**
8 x 10,5	3,6	11,8	2,2	75	24	10,5/3,6 2,917	0,073	6,08	4,2	-1,04 1,04 -1,04 1,04	4x ± 6,1	**4x ± 1,53**	**2Ø78 TR 40x3**	10V± 0.598	**2,5V± ± 0,15**
12,5 x 10,5	3,6	15,7	3,4	108	33	10,5/3,6 2,917	0,073	4,3	5,9	-0,74 0,74 -0,74 0,74	4x ± 8,6	**4x ± 2,15**	**2Ø78 TR 40x3**	10V± 0.586	**2,5V± ± 0,146**
20 x 10,5	4,1	21,6	5,8	158	50	10,5/4,1 2,561	0,064	5,23	8,7	-1,02 1,02 -1,02 1,02	4x ± 11,1	**4x ± 2,78**	**2Ø78 TR 40x3**	10V± 0.741	**2,5V± 0,185**
32 x 10,5	4,4	26,2	8,6	226	65	10,5/4,4 2,386	0,0596	5,14	12,5	-1,08 1,08 -1,08 1,08	4x ± 14,9	**4x ± 3,73**	**2Ø78 TR 40x3**	10V± 0.75	**2,5V± 0,188**
50 x 10,5	5,4	34	12	330	90	10,5/5,4 1,944	0,049	6,88	18	-1,76 1,76 -1,76 1,76	4x ± 17,5	**4x ± 4,38**	**2Ø58 TR 40x3**	10V± 0.765	**2,5V± 0,191**
5 x 28,5m	4	23	1,9	92	48	28,5/4 7,125	0,178	30,93	5,0	-2,17 2,17 -2,17 2,17	4x ± 18	**4x ± 4,5**	**2Ø58 TR 40x3**	10V± 0.591	**2,5V± 0,148**
8 x 28,5m	4,2	23,8	2,2	110	49	28,5/4,2 6,786	0,17	35,6	6	-2,62 2,62 -2,62 2,62	4x ± 20,4	**4x ± 5,1**	**2Ø58 TR 40x3**	10V± 0.733	**2,5V± 0,183**
12,5 x 28,5	4,2	30,9	3,4	154	63	28,5/4,2 6,786	0,17	35,88	8,3	-2,64 2,64 -2,64 2,64	4x ± 28,1	**4x ± 7,03**	**2Ø58 TR 40x3**	10V± 0.678	**2,5V± 0,17**
20 x 28,5	4,4	37	5,8	211	74	28,5/4,5 6,477	0,162	46	11,6	-3,35 3,35 -3,35 3,35	4x ± 37,6	**4x ± 9,4**	**2Ø58 TR 40x4**	10V± 0.8	**2,5V± 0,2**
32 x 28,5	4,5	49	8,6	307	98	28,5/4,5 6,33	0,158	50,8	17	-4,01 4,01 -4,01 4,01	4x ± 53,9	**4x ± 13,48**	**2Ø58 TR 40x5**	10V± 0.79	**2,5V± 0,2**
50 x 28,5	5,6	62,2	12	433	128	28,5/5,6 5,089	0,127	65,6	23,9	-6,44 6,44 -6,44 6,44	4x ± 60,7	**4x ± 15,18**	**2Ø58 TR 40x7**	10V± 0.815	**2,5V± 0,2**

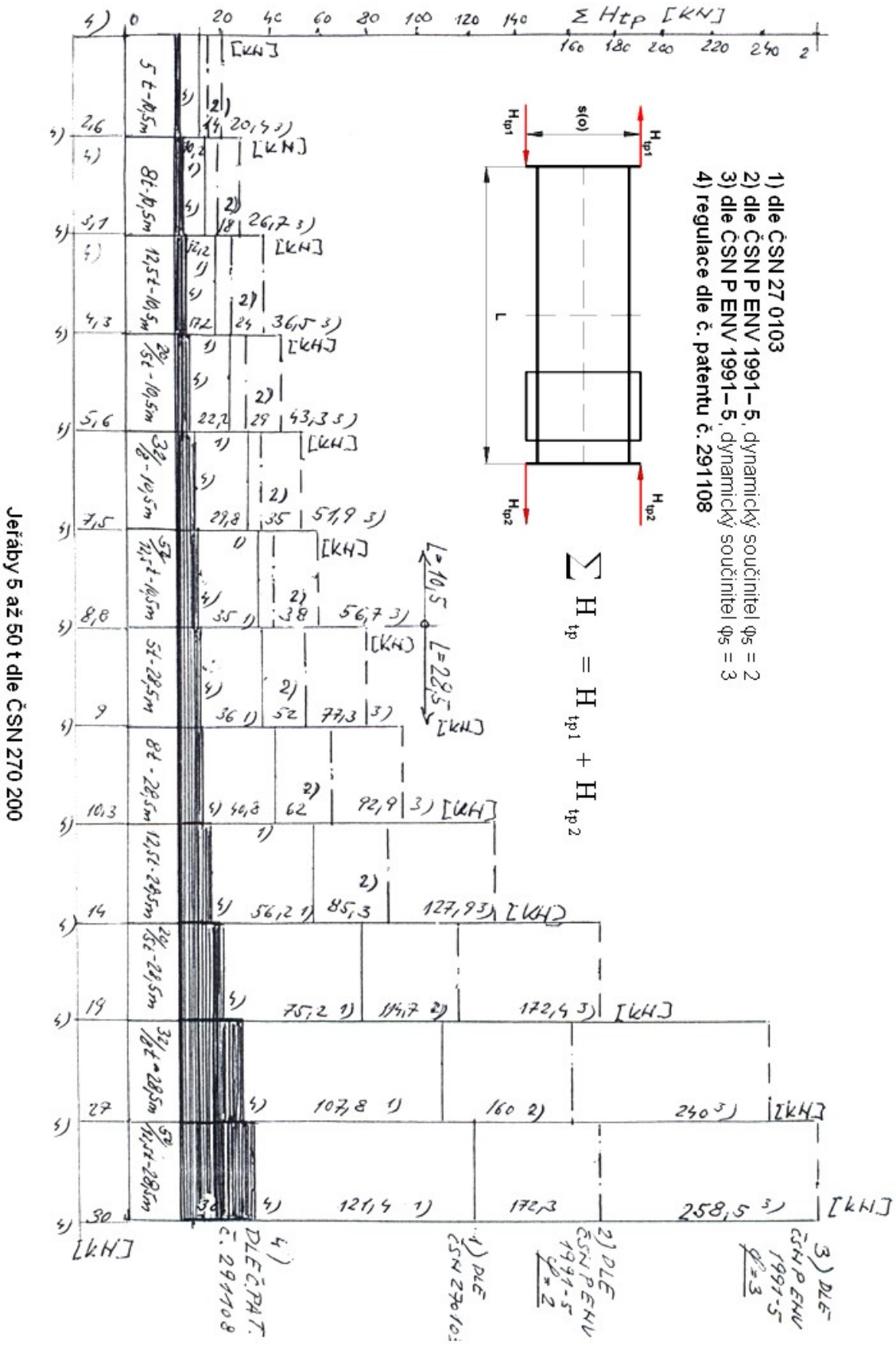
Dle ČSN 02 200 sloupec 1,2,3,4,5 Dle ČSN 27 0103 sloupec 6 až 11 a 14 Dle č. patentu č. 291108 sloupec 12,13 a 15

Tabulka 2 Porovnání velikostí příčných sil od příčení a excentrického brzdění pro dvanáct jeřábů, od nosnosti 5 t do 50 t, dle ČSN270103 a dle ČSN P-ENV1991-5, dynamický součinitel φ = 3 a dle regulace

					Dle ČSN 270103 $\lambda = 0,025.\frac{L}{s}$ $\sum K_{max}.\lambda = H_{\varphi}$				Dle ČSN P ENV 1991-5 (brzdění) φ [dle ČSN P ENV 1991-5, tab.2.6]						Dle ČSN 270103 $\sum Htp_V = Htpv_{max}$	Dle ČSN P ENV 1991-5 $\sum Htp = Htp_{max} + Htp_{min}$	Dle zařízení pro omezení příčení Dle patentu č.291108
Nosnost [t]	L/S	λ	$Htpv_{max}$	$Htpv_{min}$	Qtr_{max}	Qtr_{max}	Qtr_{min}	Qtr_{min}	Ht_{max}	Ht_{min}	$\sum Htp_V$	$\sum Htp$	$\sum Htp_V$. 0,25					
	[m/m]	[-]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]					
5	10,5/3,1	0,085	±10,2	0	55	22	19,3	32,7	± 13,9	± 6,5	± 10,2	± 20,4	± 1,3					
	28,5/4	0,178	±36	0	92	48	47	68	± 50,7	± 26,6	± 36	± 77,3	± 4,5					
8	10,5/3,6	0,073	±12,2	0	75	24	19,6	39,4	± 20,2	± 6,5	± 12,2	± 26,7	± 1,6					
	28,5/4,2	0,17	±40,8	0	110	49	47,4	71,6	± 64,3	± 28,6	± 40,8	± 92,9	± 5,1					
12,5	10,5/3,6	0,073	±17,2	0	108	33	25,6	52,9	± 28	± 8,5	± 17,2	± 36,5	± 2,2					
	28,5/4,2	0,17	±56,2	0	154	63	60,3	94,2	± 89,9	± 38	± 56,2	± 127,9	± 7					
20/5	10,5/4,1	0,064	±22,2	0	158	50	35,2	73,2	± 32,9	± 10,4	± 22,2	± 43,3	± 2,8					
	28,5/4,4	0,162	±75,2	0	211	74	68,4	116,6	± 127,6	± 44,8	± 75,2	± 172,4	± 9,4					
32/8	10,5/4,4	0,06	±29,8	0	226	65	40,6	90,4	± 40,3	± 11,6	± 29,8	± 51,9	± 3,7					
	28,5/4,5	0,158	±107,8	0	307	98	89,1	156	± 182	± 58	± 107,8	± 240	± 13,5					
50/12,5	10,5/5,4	0,043	±35	0	330	90	51,9	118,1	± 44,6	± 12,1	± 35	± 56,7	± 4,4					
	28,5/5,6	0,127	±121,4	0	438	128	114	197	± 199,5	± 59	± 121,4	± 258,5	± 15					

Tabulka 3 Porovnání velikostí příčných sil od příčení a excentrického brzdění pro dvanáct jeřábů, od nosnosti 5 t do 50 t, dle ČSN 270103 a dle ČSN ISO 8686-1 a dle regulace

						Dle ČSN 270103				Dle ČSN ISO 8686-1						Dle ČSN ISO 8680-1 ∑ Fvc (∑ Htp)	Dle ČSN 270103	DLE ZAŘÍZENÍ PRO OMEZENÍ PŘÍČENÍ DLE Č, PAT, 291108 (~ 25 % z výpočtové, DLE ČSN 278103)	
Nosnost	L/S	λ	Htp_{max}	Htp_{min}	m,g + Q	v_1	v_2	y_s	Fv_1	Fv_2	∑ Fvc	∑ $Htpv_{max}$	0,25. ∑ Htpv						
[t]	[m/m]	[-]	[kN]	[kN]	[t]	[-]	[-]	[-]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[kN]						
5	10,5/3,1	0,085	±10,2	0	154	0,142	0,368	0,5	6,4	16,15	**± 22,5**	**± 10,2**	**± 2,6**						
	28,5/4	0,178	±36	0	280	0,172	0,328	0,5	14,1	26,9	**± 41**	**± 36**	**± 9**						
8	10,5/3,6	0,073	±12,2	0	198	0,121	0,379	0,5	7	22	**± 29**	**± 12,2**	**± 3,2**						
	28,5/4,2	0,17	±40,8	0	318	0,154	0,346	0,5	14,4	32,2	**± 46,6**	**± 40,8**	**± 10,2**						
12,5	10,5/3,6	0,073	±17,2	0	283	0,117	0,383	0,5	12,4	29,1	**± 41,5**	**± 17,2**	**± 4,4**						
	28,5/4,2	0,17	±56,2	0	439	0,149	0,351	0,5	15,4	48,77	**± 64,17**	**± 56,2**	**± 14**						
20/5	10,5/4,1	0,064	±22,2	0	416	0,120	0,380	0,5	14,6	46,33	**± 60,93**	**± 22,2**	**± 5,6**						
	28,5/4,4	0,162	±75,2	0	570	0,130	0,370	0,5	21,7	61,8	**± 83,5**	**± 75,2**	**± 18,8**						
32/8	10,5/4,4	0,06	±29,8	0	582	0,112	0,388	0,5	19,1	66,16	**± 85,26**	**± 29,8**	**± 7,4**						
	28,5/4,5	0,158	±107,8	0	810	0,121	0,379	0,5	28,6	89,4	**± 118**	**± 107,8**	**± 27**						
50/12,5	10,5/5,4	0,043	±35	0	840	0,107	0,393	0,5	26,3	96,8	**± 123,1**	**± 35**	**± 8,8**						
	28,5/5,6	0,127	±121,4	0	1122	0,114	0,386	0,5	37,5	126,9	**± 164,4**	**± 121,4**	**± 30**						



Obr.11 Porovnání velikostí příčných sil od příčení a excentrického brzdění pro dvanáct jeřábů, od nosnosti 5 t do 50 t. Srovnávací graf příčných vodorovných sil působících mezi pojezdovými koly jeřábu a jeho kolejnici.

4. Závěr

Z výše popsaného zařízení je zřejmé, že je možno tímto snížit přídavná zatížení od příčení a přířivých účinků od excentrického brzdění na minimum. Tím docílíme podstatně plynulejšího pojezdu jeřábu po jeřábové dráze. Umožní se průjezd jeřábu po dráze s větším souběžným zakřivením křivosti ve vodorovném směru než předepisují normy.

Princip představeného zařízení je založen na jasně matematicky doložených vztazích.

Nasazením tohoto zařízení prodloužíme podstatně životnost jeřábů i jejich drah.

Poměrně snadným způsobem můžeme první část tohoto zařízení, od tenzometrických snímačů na mechanických zesilovačích zapojených do součtového řetězce, až po zesilovač těchto signálů využít pro diagnostické účely sledování příčivých jevů při pojezdu konkrétních jeřábů.

Desetiletá zkušenost s výše popsaným zařízením nasazeným na silně zatížených jeřábech nás opravňuje k jeho propagaci .

Věříme, že nám tato konference umožní rozšíření „Zařízení na omezení příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění pojezdu jeřábu“ do širší technické veřejnosti, ať se jedná o výrobce jeřábů nebo jejich uživatele.

5. Literatura

[1] ČSN 27 0200

[2] ČSN 27 0103 – Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů. 1989.

[3] ČSN P ENV 1991-5: Eurokód 1: Zásady navrhování a zatížení konstrukcí – část 5: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení. 1998.

[4] ČSN ISO 8686-1: Jeřáby. Zásady výpočtu zatížení a kombinace zatížení. Část 1: Všeobecně. Federální úřad pro normalizaci a měření 1993.

[5] Souček, V., Hrabovský, L.: Zařízení na omezení příčení a příčivých účinků při excentrickém brzdění pojezdu jeřábu. Mezinárodní kongference Zdvihací zařízení v teorii a praxi. 10.–11.4.2007, Hotel Santon, Brno. ISBN 978-80-214-3391-5, str.13-24.

[6] HRABOVSKÝ, L. Zatížení jeřábové dráhy vodorovnými silami od příčení. Časopis Technický magazín – Stroje a nářadí pro stavbu, údržbu a těžbu, ročník V, č.3/2007. ISSN 1211-6718.

Abstract

At traversing crane after runway tracks give out to undesirable go against, that causes secondary storage load, above all in horizontal direction, which effects on derrick tracks. Same character load evokes eccentrically braking crane with crane truck and empty weight call-down to extreme position crane tracks.

In article is in detail describe a method as these efects remove. Here are presentation concrete aplication of instalation arrangement.

Recenzent: Ing. Vlastimil Kaplarczyk

POUŽITIE KATALÓGOVÝCH LISTOV PRE ANALÝU RIZIKA OCEĽOVÝCH LÁN

Marianna TOMKOVÁ[1], Melichar KOPAS[2]

Klíčová slova: oceľové lano, riziko, katalógový list, ...

Abstrakt:
V systéme človek - stroj - prostredie musia byť z hľadiska riadenia technického rizika vyšetrované všetky jeho zložky. V rámci riadenia rizika je potrebné poznať zložité vzťahy medzi technikou, organizáciou práce a humánnym faktorom. Riziko, ako funkciu pravdepodobnosti vzniku negatívneho javu a jeho dôsledku, je možné považovať za reálne a ako také ho aj správne vyhodnotiť len vtedy, ak obidva jeho základné parametre, t.j. pravdepodobnosť a dôsledok, nie sú zaťažené chybami a ak sú tieto kvantifikovateľné pomocou veličín, ktoré je možné získať na základe sledovania technického stavu zariadenia počas jeho prevádzky, prípadne na základe vyhodnocovania priebehu negatívneho javu.

1. Úvod

Oceľové laná sú súčasťou predovšetkým zdvíhacích, resp. dopravno-manipulačných strojov a zariadení, ktoré sú z hľadiska legislatívy kategorizované ako tzv. „Vyhradené technické zariadenia“ v zmysle Vyhlášky 718/2002 Z.z.. Táto vyhláška rozdeľuje zdvíhacie zariadenia pomocou ich 3-stupňovej klasifikácie podľa miery ohrozenia: vysoká, vyššia, nižšia. Tým je daná miera rizika prevádzky oceľového lana v konkrétnom mechanizme, z čoho následne vyplýva aj použitie konkrétneho minimálneho koeficientu bezpečnosti lana.

V tabuľke č.1 [1] sú orientačné rozsahy koeficientov bezpečnosti oceľových lán pre dôležité aplikačné oblasti.

Tab.1 Koeficienty bezpečnosti oceľových lán

Použitie lana	Koeficient bezpečnosti lana
Žeriavové laná	5 ÷ 9
Výťahové laná	8 ÷ 14
Banské ťažné stroje	6 ÷ 8
Nosné laná lanových dráh	3 ÷ 4
Ťažné laná lanových dráh	5 ÷ 6
Laná lyžiarskych vlekov	4 ÷ 5

V tabuľke č. 2 [2] sú uvedené koeficienty bezpečnosti žeriavových lán pri zaradení žeriavov do 4 prevádzkových skupín podľa ich pracovného zaťaženia: I – prevádzka ľahká, II - stredná, III - ťažká, IV - veľmi ťažká.

Tab.2 Bezpečnosť žeriavových lán

Skupina žeriavov			
I	**II**	**III**	**IV**
5 ÷ 6	6 ÷ 7	7 ÷ 8	8 ÷ 9

V súčasnosti sa mechanizmy zdvíhacích zariadení klasifikujú podľa prevádzkových podmienok stanovených v norme ISO 4301 do 8 kategórií, ktorým sú priradené jednotlivé minimálne súčinitele bezpečnosti lana v rozsahu od 3 po 9.

[1]**Ing. Marianna Tomková, PhD.** SjF, TU v Košiciach, Katedra bezpečnosti a kvality produkcie, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail: marianna.tomkova@tuke.sk,
[2]**Ing. Melichar Kopas,** SjF, TU v Košiciach, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail:melichar.kopas@tuke.sk

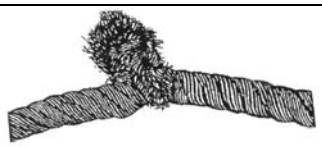
2. Hodnotenie rizika metódou katalógových listov

Katalógový list je formou zápisu kauzálnej závislosti pre sledovanú skupinu rizík. Obsahuje minimálne informácie o type nebezpečenstva, druhu ohrozenia a jeho dôsledku. V nasledujúcej časti sú uvedené vybrané katalógové listy pre závažné poruchy lán, akými sú napr. zlomy drôtov, deformácie, vytvorenie slučky, pretrhnutie oceľového lana, korózia a zmenšenie priemeru lana. [4]

Tab. 3 Katalógový list – deformácie

<table>
<tr><td>Katalógový list č.</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>Typ rizika:</td><td colspan="2">Deformácie</td></tr>
<tr><td colspan="2">Popis rizika:
Deformácie sú viditeľné zmeny tvaru lana oproti jeho normálnemu tvaru.
Košíková deformácia sa prejavuje na lanách s oceľovou dušou, ak vonkajšia vrstva sa predĺži viac než vnútorná vrstva, alebo ak vonkajšia vrstva začne meniť svoju polohu</td><td>Obr.1 košíková alebo lucernová deformácia</td></tr>
<tr><td colspan="2">Technické rizikové faktory</td><td>Zostatkové riziko</td></tr>
<tr><td colspan="2">- Manipulácia s lanom,
- Nevhodné navíjanie lana na bubon,
- Žliabok kladky,
- Nevhodne dimenzovaná vložka,
- Nahromadenie krutov.</td><td>- Zníženie priemeru v čase naloženia,
- Nadmerné predĺženie drôtených duší,
- Mechanické poškodenie,
- Navíjanie lana na bubon.</td></tr>
<tr><td colspan="3">Vplyv ľudského faktora na riziko</td></tr>
<tr><td colspan="3">- Manipulácia s lanom,
- Pravidelné prehliadky.</td></tr>
<tr><td>Bodová hodnota rizika [3]</td><td colspan="2" rowspan="2">Súvisiace dokumenty (normy, smernice, predpisy, doporučenia)</td></tr>
<tr><td>C
II
6
nežiadúca úroveň rizika</td></tr>
<tr><td colspan="2"></td><td>ISO 4309:
- Prehliadky lana
- Grafická príloha E.</td></tr>
</table>

Tab. 4 Katalógový list - vytváranie slučiek

<table>
<tr><td>Katalógový list č.</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>Typ rizika:</td><td colspan="2">Vytvorenie slučky</td></tr>
<tr><td colspan="2">Popis rizika:
Slučky vznikajú predovšetkým pri neodbornej práci, hlavne u rovnosmerných lán. Ak je silne zatiahnutá, spôsobuje trvalú deformáciu drôtov a poškodenie celej štruktúry lana.</td><td>  </td></tr>
<tr><td colspan="2">Technické rizikové faktory</td><td>Zostatkové riziko</td></tr>
<tr><td colspan="2">- Nevhodná manipulácia s rovnosmernými lanami,
- Zníženie nosnosti lana o 15%.</td><td>- Odvíjanie alebo navíjanie lana.</td></tr>
<tr><td colspan="3">Vplyv ľudského faktora na riziko</td></tr>
<tr><td colspan="3">- Odborná manipulácia,
- Prehliadky.</td></tr>
<tr><td>Bodová hodnota rizika [3]</td><td colspan="2" rowspan="2">Súvisiace dokumenty (normy, smernice, predpisy, doporučenia)</td></tr>
<tr><td>A
I
1
neprijateľná úroveň rizika</td></tr>
<tr><td colspan="2"></td><td>ISO 4309</td></tr>
</table>

Tab.5 Katalógový list - zmenšenie priemeru lana

<table>
<tr><td>Katalógový list č.</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>Typ rizika:</td><td colspan="2">Zmenšenie priemeru lana</td></tr>
<tr><td colspan="2">Popis rizika:
Zmenšenie priemeru lana vzniká zhoršením stavu duše lana.
Vzniká vnútorným opotrebením, zhoršením stavu textilnej duše, prasknutím oceľovej duše.
Na Obr.1 je dôsledok nesprávneho navíjanie lana na bubon.
Na Obr.2 je zmenšenie priemeru lana spôsobené tým, že vonkajšie pramene zaujali miesto textilnej duše.</td><td>obr.2 obr. 3
 </td></tr>
<tr><td colspan="2">Technické rizikové faktory</td><td>Zostatkové riziko</td></tr>
<tr><td colspan="2">- Vnútorné opotrebenie a otlačenie povrchu lana,
- Porušenie textilnej alebo oceľovej duše,
- Trenie medzi jednotlivými prameňmi a drôtmi v lane pri ohýbaní lana.</td><td>Spôsob navíjania lana.</td></tr>
<tr><td colspan="3">Vplyv ľudského faktora na riziko</td></tr>
<tr><td colspan="3">- Manipulácia s lanom,
- Prehliadky lana.</td></tr>
<tr><td colspan="2">Bodová hodnota rizika [3]</td><td>Súvisiace dokumenty (normy, smernice, predpisy, doporučenia)</td></tr>
<tr><td colspan="2">C
III

11

prijateľné s prehliadkami</td><td>STN 02 43 00
ISO 4309</td></tr>
</table>

3. Záver

Základnou podmienkou moderných prístupov v etape projektovania a konštruovania, ako aj v etape prevádzky, opráv, údržby a recyklingu, je zohľadňovanie požiadaviek bezpečnosti. K tomu prispieva aj sústava legislatívnych predpisov v oblasti bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci, resp. bezpečnosti technických zariadení. Podľa Zákona č.124/2006 Z.z. o Bezpečnosti a ochrane zdravia pri práci musí byť každý zamestnávateľ schopný identifikovať a ohodnotiť riziko, určiť a vykonať potrebné opatrenia pre minimalizáciu rizika. Ako pomôcka môže slúžiť katalógový list v kombinácii s bodovou metódou.

Literatúra

[1] SCHEFFLER, M.: Grundlagen der Fördertechnik, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1994.

[2] SINAY, J.: Teória a stavba zdvíhacích strojov, ALFA, Bratislava, 1982,

[3] SINAY, J., a kol.: Manažérstvo rizika, OTA Bratislava, 1997,

[4] TOMKOVÁ, M.: Analýza rizík oceľových lán, Dizertačná práca, KDZaL, Košice, 2001.

Recenzent: prof. Ing. Juraj Sinay, CSc.