

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 2/2006

Seznam příspěvků:

BOROVEC Karel, RICHTÁŘ Michal, OLIVKOVÁ Ivana: OXID DUSNÝ A JEHO EMISE Z PROVOZU AUTOMOBILŮ	2
BURÁK Ján: KONTAKTNÉ PLOCHY KOLESA A KOĽAJNICE MOSTOVÉHO ŽERIAVA PRI PRIEČENÍ	9
BRANŽOVSKÝ Radek: BEZPEČNOST, SPOLEHLIVOST, IDENTIFIKACE A ANALÝZA RIZIK PŘI PROVOZU DOPRAVNĚ- MANIPULAČNÍCH STROJŮ, SE ZAMĚŘENÍM NA OSOBNÍ VÝTAHY	16
HRABOVSKÝ Leopold: TEORETICKÉ PŘEDPOKLADY PŘETVOŘENÍ A ÚTLUMU KMITÁNÍ JEDNONOSNÍKOVÉHO MOSTOVÉHO JEŘÁBU	21
HRABOVSKÝ Leopold: URČENÍ TUHOSTI ZDVIHOVÉHO LANA Z ÚVAHY O ČASOVÉM PRŮBĚHU ZDVIHU BŘEMENE MOSTOVÝM JEŘÁBEM	28
KŘIVDA Vladislav, OLIVKOVÁ Ivana: ZMĚNY V PRAVIDLECH SILNIČNÍHO PROVOZU A TECHNICKÝCH PODMÍNKÁCH TÝKAJÍCÍ SE OKRUŽNÍCH KŘIŽOVATEK	35
PUŠKÁŠ Henrik, KULKA Jozef: VÝTAHY – VÝVOJ, SÚČASNOSŤ A TRENDY	41
RICHTÁŘ Michal, OLIVKOVÁ Ivana, KŘIVDA Vladislav, MATĚJKA Rostislav: VYBRANÉ ASPEKTY PROBLEMATIKY ZAVEDENÍ DLOUHÝCH A TĚŽKÝCH JÍZDNÍCH SOUPRAV	47
SLÍVA Aleš, OLIVKOVÁ Ivana: 3 DIMENZIONÁLNÍ SNÍMAČ VELIKOSTI TLAKŮ SYPKÝCH HMOT V ZÁSObNÍCÍCH	57

OXID DUSNÝ A JEHO EMISE Z PROVOZU AUTOMOBILŮ

Karel BOROVEC¹
Michal RICHTÁŘ²
Ivana OLIVKOVÁ³

Klíčová slova: Oxid dusný (N₂O), Skleníkový plyn, Emise z aut, Dynamická brzda, IR analýza

Abstrakt: Oxid dusný je jedním z nejvýznamnějších plynů, který se svou přítomností v atmosféře podílí na redukci ozónové vrstvy a na vzniku skleníkového efektu. Zhodnocení příspěvku emisí N₂O z mobilních zdrojů – automobilů k výše uvedeným jevům je závislé na dvou faktorech: (1) měření koncentrací oxidu dusného z emisí automobilů byly zkreslovány tvorbou artefaktů při diskontinuálním měření a interferencemi CO a CO₂ při analýzách infračervenou spektrofotometrií a (2) katalyzátory v určité době své životnosti zvyšují hodnotu emisí N₂O z aut. Na základě dřívějších prací řešitelů byla metodika měření „odrušena“ od interferující složek analyzovaných emisí. V této práci jsou prezentovány pilotní výsledky z experimentů věnujících se základním parametrům motorů a katalyzátorů, které mají hlavní vliv na tvorbu oxidu dusného.

1. Úvod

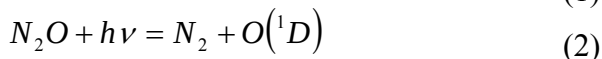
Oxid dusný je nejnižším a v životním prostředí také nejstálejším z oxidů dusíku. Vznik a přeměny oxidů dusíku v přírodě jsou součástí biogeochemického cyklu dusíku. Oxid dusný vzniká zejména přírodní cestou při denitrifikačních procesech za anaerobních podmínek v půdách, ostatních sedimentech, hydrosféře, tropických pralesích apod. Je bezbarvým plynem s mírně sladkou chutí a zápachem. Jeho bod varu je mínus 88°C, hustota vypařování 1,5 (při 20°C) a parní tlak 754 psi (při stejné teplotě).

Oxid dusný antropogenního původu je emitován do ovzduší při spalování fosilních paliv a biomasy, při provozu motorů, z některých výrobních procesů jako je například výroba kyseliny dusičné, nylonu atp., ale také v důsledku přeměny tropických pralesů na pastviny.

V hodnocení relativního i absolutního podílu jednotlivých zdrojů se od sebe jednotlivé studie poměrně značně liší. Za hlavní zdroj emisí se stále považují přírodní procesy s tím, že podíl antropogenních zdrojů se odhaduje mezi 25 – 50 % na celkové produkci. Objem emitovaného N₂O z přírodních zdrojů je však z dlouhodobého hlediska více méně konstantní, zatímco emise antropogenního původu neustále vzrůstají.

Zájem o N₂O byl vzbuzen hlavně díky jeho účinku jako jednoho ze skleníkových plynů. Koncentrace N₂O v ovzduší jsou malé ve srovnání s vodní párou a oxidem uhličitým, ale vzhledem k tomu, že potenciál globálního ohřevu (GWP - Global Warming Potential - hodnota která zjednodušeně uvádí, kolikrát je daný plyn z hlediska skleníkového efektu účinnější než CO₂, srovnává se stejné množství pro určitý časový horizont, nejčastěji 100 let.) oxidu dusného je 315, je celkový vliv N₂O asi 6 % antropogenního příspěvku ke skleníkovému efektu [1].

Oxid dusný je v současnosti začleňován nejen do kategorie skleníkových plynů, ale je také uváděn jako jeden z hlavních prvků, přispívajících k redukci ozónové vrstvy. Kvůli jeho dlouhé životnosti v atmosféře lze nalézt N₂O také ve stratosféře, kde dochází fotochemickými reakcemi k jeho přeměně na NO [2]:



Přesnost stanovení emisí tohoto typu je ve srovnání s oxidem uhličitým podstatně menší. Všeobecně se uvádí, že přesnost celkové emise je v typické evropské zemi přibližně

¹ Ing. Karel Borovec, Ph.D., VŠB - TU Ostrava, Výzkumné energetické centrum, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba, 708 33, tel. +420 597 323 868, fax: +420 597 324 295, karel.borovec@vsb.cz

² Ing. Michal Richtář, VŠB - TU Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba, 708 33, tel. 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: michal.richtar@vsb.cz

³ Ing. Ivana Olivková, Ph.D., VŠB - TU Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba, 708 33, tel. 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ivana.olivkova@vsb.cz

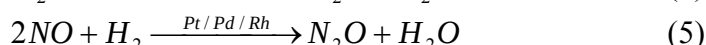
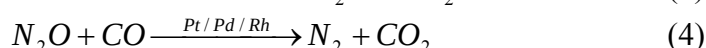
20 % (míně interval spolehlivosti), přičemž téměř polovina této nepřesnosti připadá na oxid dusný. S ohledem na Kjótský protokol je třeba přesnost stanovení N₂O zpřesnit.

Nejvýznamnějším mobilním zdrojem emisí je silniční doprava, která v zemích OECD spotřebovává 82 % paliv, následována leteckou dopravou se 13%[3]. V následující tabulce je prezentován vzrůstající počet automobilů v České republice.

Tab. č. 1 NÁRŮST POČTU SILNIČNÍCH MOTOROVÝCH VOZIDEL V ČR V LETECH 1993 – 2001[3]

	1993	1995	1997	1999	2001
Osobní auta	2 833 143	3 043 316	3 391 541	3 439 745	3 529 791
Nákladní auta	169 531	202 929	246 621	268 259	296 412
Silniční tahače	14 433	16 382	18 751	21 151	24 823
Autobusy, trolejbusy	19 203	20 474	21 476	19 702	19 123
Motocykly, mopedy	909 688	915 229	929 627	799 647	755 482

Emise N₂O z mobilních zdrojů jsou stále považovány za relativně malé vzhledem k celkovým antropogenním emisím. Nicméně, se ukazuje, že měrné emise N₂O výrazně vzrůstají při požívání všech typů zařízení ke snižování emisí – zejména katalyzátorů u automobilů. Tato zařízení sice poměrně výrazně redukuje emise CO, NO_x a nespálených uhlovodíků, ale zároveň způsobují růst emisí N₂O. Oxid dusný se formuje jako meziprodukt během katalytické redukce oxidu dusnatého na molekulární dusík (N₂)(Weis and Craig, 1976; Cho et al., 1989).



Při vysoké teplotě je NO přímo redukováno na N₂ na katalyzátoru. Nicméně při nižších teplotách je N₂O meziproduktem, jak je patrné z reakcí (3) a (5).

Vzhledem k tomu, že katalyzátory jsou užívány ve stále se zvětšujícím měřítku a to nejen u benzínových motorů, ale i dieselových, lze očekávat vzrůstající podíl emisí oxidu dusného z dopravy. Následující tabulka dokumentuje zvýšení emisí oxidu dusného vlivem používání katalyzátorů. Zvláště zajímavý je rozdíl emisních faktorů N₂O u třicestných katalyzátorů při srovnání mez novým a starým (přibližně pětinasobek).

Tab. č. 2 EMISNÍ FAKTORY OXIDU DUSNÉHO PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY [6]

	Evropská měření	Kanadská měření	Americká měření
Katalyzátor	mg/km	mg/km	mg/km
Bez katalyzátoru	5 - 20	20	1 - 3
Oxidační	75	75	2 - 40
Třicestný - nový	37 - 106	40	8 - 60
Třicestný - starší*	162 - 221	170	-

* po ujetí 15 000 km

2. Experimentální část

Emisní odhad emisí N₂O z mobilních zdrojů je stále předmětem polemik zejména z důvodu nedostatečného počtu studií a experimentů. Většina hodnot pochází z USA a Kanady, nutno však podotknout, že americké a evropské hodnoty vykazují často poměrně výrazné rozdíly.

Na Vysoké škole báňské – Technické univerzitě v Ostravě se této problematice věnujeme již od roku 1996. První série měření na těchto zařízeních byla na uskutečněna v letech 1996-1998. V této době byly vzorky emisí analyzovány jen pomocí chromatografu, protože výsledky zjištěné pomocí IR spektrofotometrie byly zatíženy velkou chybou, zapříčiněnou interferencí CO a CO₂. Druhá série měření emisí oxidu dusného z mobilních zdrojů byla provedena v letech 2001 – 2003 po doladění metodiky kontinuálního měření pomocí IR spektrofotometre v průběhu řešení projektu GAČR č.101/01/0785: Vznik a možnosti omezení tvorby N₂O z mobilních zdrojů, kdy byla vyřešen vliv interferujících složek emisí CO a CO₂.

U měřených automobilů byla sledována s ohledem na výši koncentrace oxidu dusného tato kritéria:

- Typ motoru
- Typ paliva
- Provozní výkon - otáčky motoru
- S katalyzátorem nebo bez

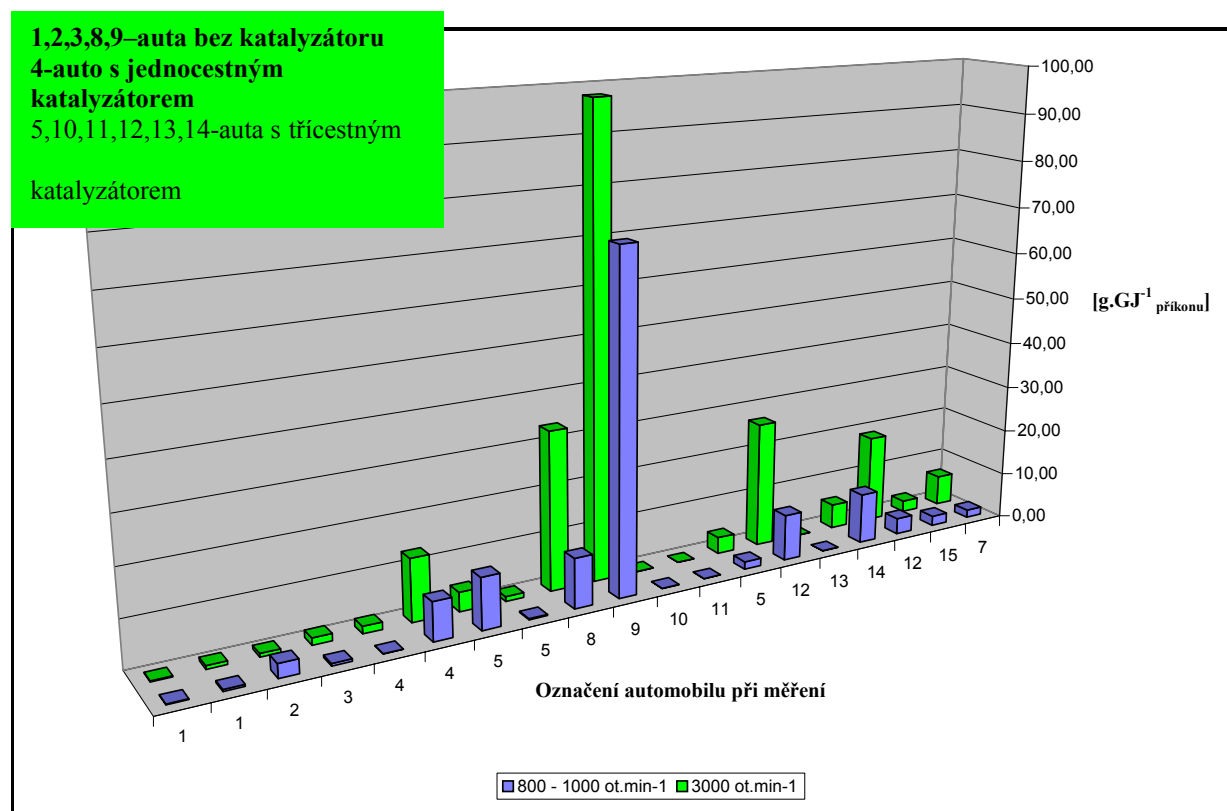
Během první série měření, která byla provedena ve zkušební laboratoři Výzkumného energetického centra, VŠB TUO, byly pro měření emisí N₂O z automobilů byly zvoleny dva provozní stavy a to provoz na volnoběh (cca 900 ot.min⁻¹) a provoz při zvýšeném výkonu (3000 ot.min⁻¹). Tato volba měřených stavů odpovídá běžně používané metodice při měření emisí mobilních prostředků (automobilů).

Postup každé zkoušky byl následující: před každým měřením byl motor automobilu zahříván na provozní teplotu jízdou 10 km. Po jeho zahřátí byl automobil zaparkován před zkušební laboratoř Výzkumného energetického centra, přičemž byl motor stále v chodu. Tab. č. 3 uvádí přehled měřených zdrojů rozdělených podle jejich typu:

Tab. č. 3 PŘEHLED MĚŘENÝCH MOBILNÍCH ZDROJŮ ROZDĚLENÝCH PODLE TYPU MOTORU

Benzínový motor	Počet měřených automobilů
bez katalyzátoru	12
s jednocestným katalyzátorem	4
s třícestným katalyzátorem	16
Dieselový motor	6
LPG	2

Obr. č. 1 znázorňuje výsledky z měření emisních faktorů ze spalovacích motorů automobilů.



Obr. č. 1 Emisní faktor N_2O u mobilních zdrojů v závislosti na typu a výkonu zařízení

Z výsledků měření byly určeny emisní faktory N_2O vztažené na energii přivedenou v palivu, viz. Tab. č. 4.

Tab. č. 4 EMISNÍ FAKTORY N_2O VE SPALINÁCH Z MOBILNÍCH ZDROJŮ

Typ zařízení/počet	Palivo	Otáčky ot.min ⁻¹	Emisní faktor N_2O	
			$g.GJ^{-1} \text{přikonu}$	sm. odchylka
mot. bez kat./6	benzín	900	14,3	28,3
mot. bez kat./6	benzín	3000	22,4	39,2
motor s kat.jednoc./2	benzín	900	4,1	5,7
motor s kat.jednoc./2	benzín	3000	7,4	8,2
motor s kat.třic./8	benzín	900	4,2	5,3
motor s kat.třic./8	benzín	3000	5,1	9,0
motor s kat.třic./1	LPG	900	1,0	-
motor s kat.třic./1	LPG	3000	18,9	-
dieslův motor/4	diesel	1000	1,0	1,1
dieslův motor/4	diesel	3000	2,2	3,0

Třetí série měření byla provedena v letech 2004 až 2006 na stendu dynamické brzdy, provozované Institutem dopravy při VŠB TUO.



Obr. č. 2 Fotografie z měření emisí N_2O na standu Maha LPS 2000

Experimenty byly zaměřeny na sledování vlivu stáří katalyzátoru a obsah palivového dusíku na produkci N_2O . Z přehledu naměřených emisních faktorů prezentovaných v

Tab. č. 6 EMISNÍ FAKTOR N_2O V ZÁVISLOSTI NA STÁŘÍ JEDNOCESTNÉHO KATALYZÁTORU

a **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je zřejmá závislost množství ujetých kilometrů katalyzátoru na produkci oxidu dusného: Nové katalyzátory (zvláště třicestrný) mají emise N_2O nízké, avšak po ujetí cca 20 tis. km tyto hodnoty výrazně vzrostou, více u jednocestného katalyzátoru.

Tab. č. 5 Emisní faktor N_2O v závislosti na stáří třicestrného katalyzátoru

MOTOR S TŘÍCESTNÝM KATALYZÁTOREM	PO UJETÍ 500 KM	PO UJETÍ 20 000 KM	PO UJETÍ 66 500 KM
	N_2O [G.GJ ⁻¹]		
900 OT.MIN ⁻¹	0,23	10,86	1,61
3000 OT.MIN ⁻¹	1,01	4,11	2,5

Tab. č. 6 Emisní faktor N_2O v závislosti na stáří jednocestného katalyzátoru

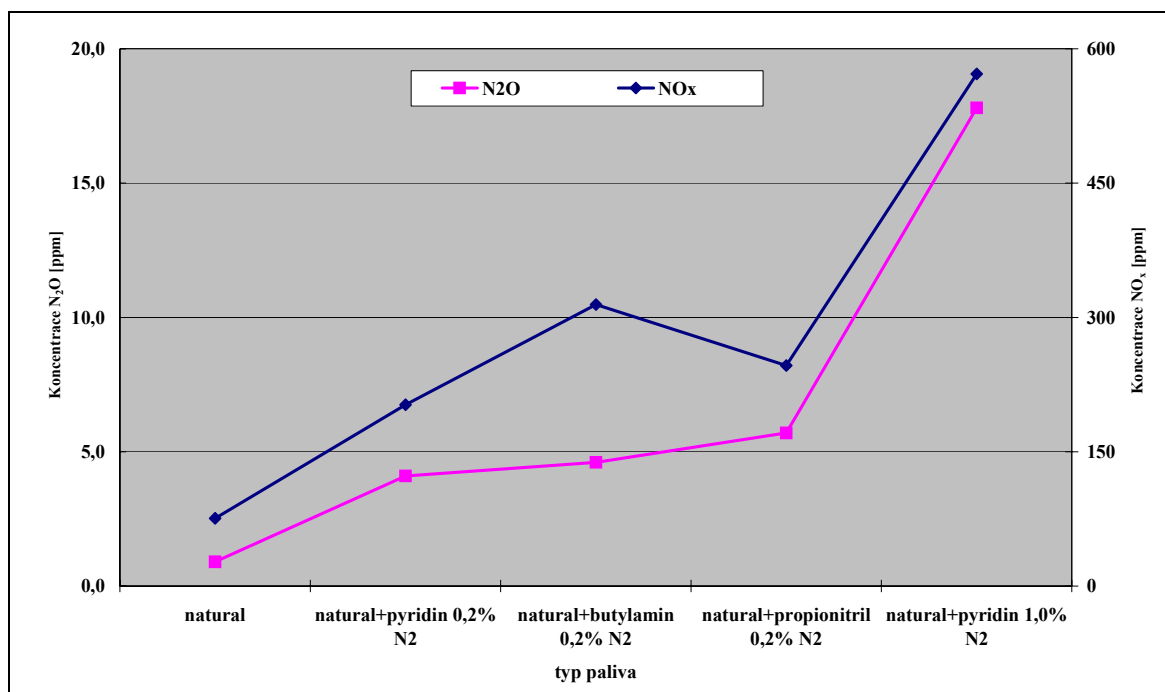
MOTOR S JEDNOCESTNÝM KATALYZÁTOREM	PO UJETÍ 5 000 KM	PO UJETÍ 25 000 KM
	N_2O [G.GJ ⁻¹]	
900 OT.MIN ⁻¹	0,1	17,2
3000 OT.MIN ⁻¹	3,1	24,7

Jedním z faktorů ovlivňujících množství oxidů dusíku ve spalínách z mobilních zdrojů je množství palivového dusíku. Tak jako při spalování ve stacionárních zdrojích se vychází z předpokladu, že oxid dusný vzniká zejména z palivového dusíku. Pro objasnění tohoto předpokladu bylo pro experiment v laboratoři připraveno pět vzorků benzínu s různým množstvím aditiva bohatého na dusík.

- benzín bez aditiva
- pyridin s obsahem $N_2 = 0,2 \%$
- butylamin s obsahem $N_2 = 0,2 \%$
- propionitril s obsahem $N_2 = 0,2 \%$
- pyridin s obsahem $N_2 = 1,0 \%$

Pro každou zkoušku bylo připraveno 5 litrů paliva. Ve spolupráci s Institutem dopravy na VŠB – TU Ostrava a Policií ČR Ostrava byla pro experiment připravena nová Škoda Fábria 1,4 MPi s třicestným katalyzátorem, která v době měření měla najeto 300 mil (zkušební verze automobilu pro anglický trh s tachometrem v milích).

Sledovanou závislost znázorňuje Obr. č. 3.



Obr. č. 3 Závislost množství palivového dusíku na emise N_2O a NO_x

3. Závěry a diskuse

Na základě zjištěných výsledků můžeme konstatovat tyto skutečnosti:

U nových vznětových motorů nebyly podle očekávání nalezeny měřitelné koncentrace oxidu dusného. U starších to byly desítky až jednotky ppm což vzhledem ke skladbě vozového parku v ČR není určitě zanedbatelná položka.

Nejnižší průměrné hodnoty emisního faktoru mají auta bez katalyzátoru jezdící na benzin natural. Tento závěr prezentovaný také v odborné literatuře, např. [6], by odpovídal, pokud bychom do výsledné bilance nezahrnuli výsledky z měření provedených na „starších“ automobilech. Z Obr. č. 1 je patrné, že příspěvek zařízení tohoto typu je značný (desítky $g \cdot GJ^{-1}_{příkonu}$) a vzhledem k tomu, že takovýchto automobilů jezdí v ČR několik stovek tisíc je výsledek prezentovaný v uvedené literatuře pravděpodobně značně nepřesný.

Průměrné hodnoty emisních faktorů u automobilů vybavených katalyzátory (jedno- i třicestnými) jsou velmi kolísavé. Nové automobily vykazují prakticky neměřitelné koncentrace oxidu dusného ve spalínách, naproti tomu automobily, které mají najeto několik desítek tisíc kilometrů se jeví jako významný zdroj emisí N_2O .

Vliv obsahu dusíku v palivu má jednoznačný vliv na koncentraci oxidu dusného ve spalínách z automobilů. S jeho rostoucím obsahem vzrůstají také emise N_2O .

Uvedená problematika vyžaduje rovněž spolupráci s odborníky v oblasti dopravního inženýrství silniční a městské dopravy, bezpečnosti silniční dopravy apod. [7].

Výsledky prezentované v tomto příspěvku byly z části získány při experimentech finančně podporovaných z projektu GAČR č.101/05/P278 na téma: Oxid dusný a jeho emise z mobilních zdrojů.

Literatura

- [1] A. N. Hayhurst and A. D. Lawrence, Prog. Energy Combust. Sci. 1992, díl 18, str. 529-552.
- [2] De Soete, G.G.: Nitrou oxide from combustion and industry. In: Proceedings of IPCC Workshop on Methane and Nitrou Oxide, Netherlands, Amersfoot 1993
- [3] Ministerstvo dopravy ČR, ročenka 2001
- [4] Čermák, J., Svoboda, K., Hartman, M.: Interference při měření N_2O ve spalínách infračervenými analyzátory a možnosti zlepšení, VŠCHT, 1999
- [5] Fuss, S.: Emission control of nitrou oxides: New type of adsorbents and catalysts, NO_x Conference, Industrial atmospheric pollution, Paris La Défense, Collection of papers, 2001
- [6] Fott, P. a kol.: Národní zpráva České republiky o inventarizaci skleníkových plynů, ČHMU, 2003
- [7] Křivda, V. *Bezpečný provoz dopravních prostředků v silniční dopravě*. Zdvihací zařízení v teorii a praxi. I/2006 (2. 10. 2006). Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků. ISSN 1802-2812

Recenzent: Doc. Ing. Petr Škapa, CSc.

KONTAKTNÉ PLOCHY KOLESA A KOĽAJNICE MOSTOVÉHO ŽERIAVA PRI PRIEČENÍ

Ján BURÁK⁴

Kľúčové slová: priečenie, mostový žeriav, kontaktná únava

Abstrakt:

Negatívnym dôsledkom priečenia mostových žeriavov je degradácia vodiacej štruktúry mostových žeriavov. Táto degradácia je inicializovaná aj kontaktným únavovým zaťažením od horizontálnych síl. Tvar kontaktnej plochy pri dotyku kolesa a koľajnice pri priečení je závislý od geometrie kolesa a koľajnice. V tomto článku je prezentovaný vplyv geometrie na tvar a miesto kontaktnej plochy.

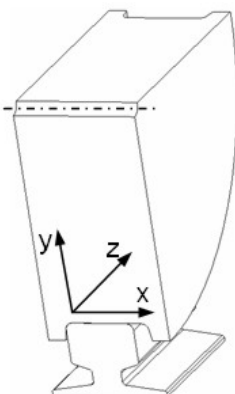
1. Úvod

Pri priečení mostových žeriavov s vedením pomocou nákolok je v podstatnej miere namáhaná vodiaca funkčná štruktúra mostových žeriavov. Pri priečení môže dochádzať ku dotyku medzi nákolkami kolies žeriava a bokmi hláv koľajníc žeriavovej dráhy. V miestach dotyku dochádza k opotrebeniu kolesa a koľajnice. Táto degradácia je spojená s predčasnou výmenou prvkov vodiacej štruktúry žeriava čo je ekonomicky neefektívne. Pomocou modelovacích programov a programov využívajúcich MKP je možné modelovať vodiacu funkčnú štruktúru a simulovať zaťaženie vznikajúce pri priečení pre rôzne typy analýzy. Na základe výsledkov z týchto simulácií je možné realizovať konštrukčné zásahy pre optimalizáciu podmienok vznikajúcich pri priečení mostových žeriavov. Optimalizácia podmienok vznikajúcich pri priečení v konečnom dôsledku ovplyvňuje životnosť vodiacej štruktúry mostového žeriava. Pre potreby vyhodnocovania výsledkov simulácií priečenia pomocou MKP a potrebu teoretického výpočtu kontaktných napätí je potrebné vykonať analýzu tvaru kontaktných plôch vodiacej štruktúry mostového žeriava pri priečení.

2. Model vodiacej štruktúry mostového žeriava

Na tvorbu geometrie 3D modelu vodiacej štruktúry mostového žeriava je možné použiť napr. CAD program Pro/ENGINEER WildFire. Model musí zodpovedať podmienkam pre nasledovné simulácie MKP. V modeli vodiacej štruktúry pri priečení je os kolesa posunutá o určitú vzdialenosť v smere zaťaženia tak, aby dochádzalo k dotyku boku nákolka s bokom hlavy koľajnice. Pre zjednodušenie je uvažovaný model podľa obr.1 kde je použitý princíp symetrie.

Je možné uvažovať s rovnakým tvarom prierezu kolesa a konštantným prierezom koľajnice. V tomto modeli je použitý profil žeriavovej koľajnice JKL 100 z [3], [4] a rozmery profilov kolies sú použité z [5] a [6].



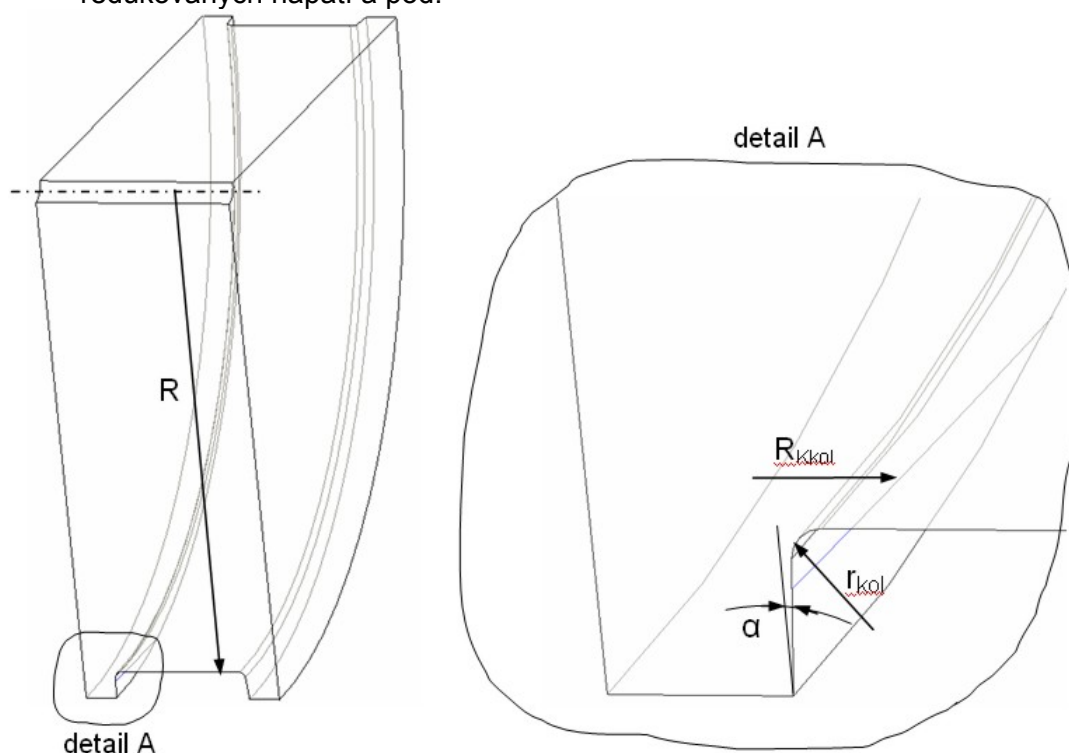
Obr.1 Model vodiacej štruktúry mostového žeriava pri priečení

⁴ Ing. Ján Burák: Technická univerzita Košice, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 04200, Košice, Slovensko, e-mail: janburak@szm.sk, www.janburak.szm.sk

2.1 Kontakt kolesa a koľajnice mostového žeriava pri priečení

V súvislosti so „statickou“ elimináciou opotrebenia vodiacej štruktúry mostového žeriava od priečenia je potrebné vykonať statickú napäťovú analýzu kolesa mostového žeriava pomocou MKP. Mal by byť pozorovaný vplyv:

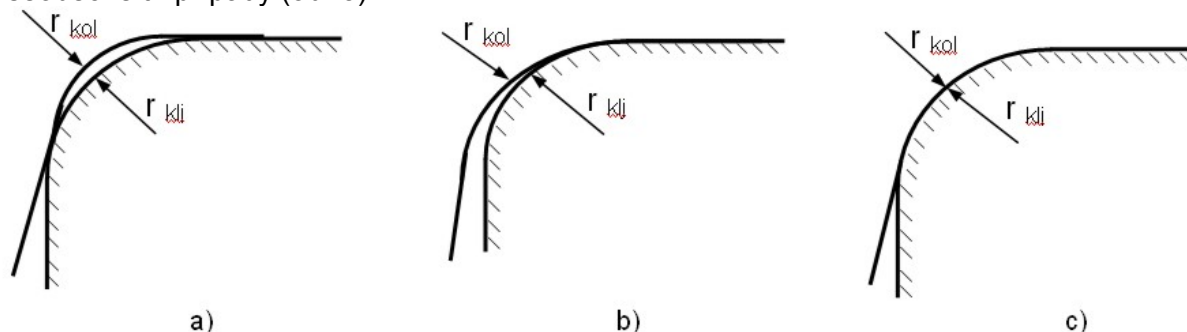
- polomerov krivosti kontaktnej plochy nákolka kolesa R_{Kkol}
- polomerov krivosti kontaktnej plochy koľajnice R_{Kklj}
- polomeru kolesa R
- prechodového polomeru kolesa r_{kol}
- prechodového polomeru koľajnice r_{klj}
- uhla nákolka α (obr.2)
- prípadne iných parametrov na priebeh zložiek kontaktných síl prípadne redukovaných napätí a pod.



Obr.2 Polomer krivosti nákolka kolesa R_{Kkol} , polomer kolesa R , prechodový polomer r_{kol} a uhol α

2.2 Prípady kontaktu kolesa a koľajnice

Podľa prierezu kolesa a koľajnice môžu pri kontakte pre prechodové polomery r_{kol} a r_{klj} nastať všeobecne tri prípady (obr.3).

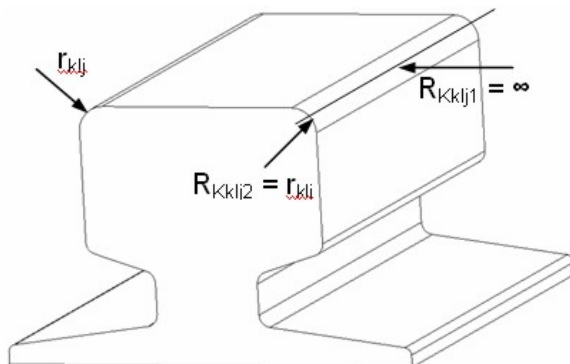


Obr.3 Prechodové polomery r : a) $r_{kol} < r_{klj}$, b) $r_{kol} > r_{klj}$, c) $r_{kol} = r_{klj}$

Podľa uvedených prípadov kontaktu medzi kolesom a koľajnicou mostového žeriava sa môžu horizontálne sily vznikajúce pri priečení (v smere osi x) prenášať na rôznych miestach. V prípade a) dochádza k prenosu horizontálnych síl priamo na nákolku kolesa. V prípade b) a c) je stanovenie miesta kontaktu nejednoznačné. Závisí to od uhla α

a prechodových polomerov r_{kol} a r_{klj} . Z uvedených prípadov rovnako vyplýva možná zmena polomerov krivosti R_K .

Pri výpočte kontaktných napätí podľa Hertzovej teórie je uvažované s polermi krivosti v dvoch hlavných oskulačných rovinách. V nadväznosti na to sú použité označenia pre polomery R_{Kkol1} , R_{Kkol2} , R_{Kklj1} , R_{Kklj2} . Hodnoty polomerov krivosti sú závislé od prípadov kontaktu teda od polohy kontaktnej plochy. Polomery krivosti koľajnice R_{Kklj1} a R_{Kklj2} môžu byť uvažované podľa obr.4.

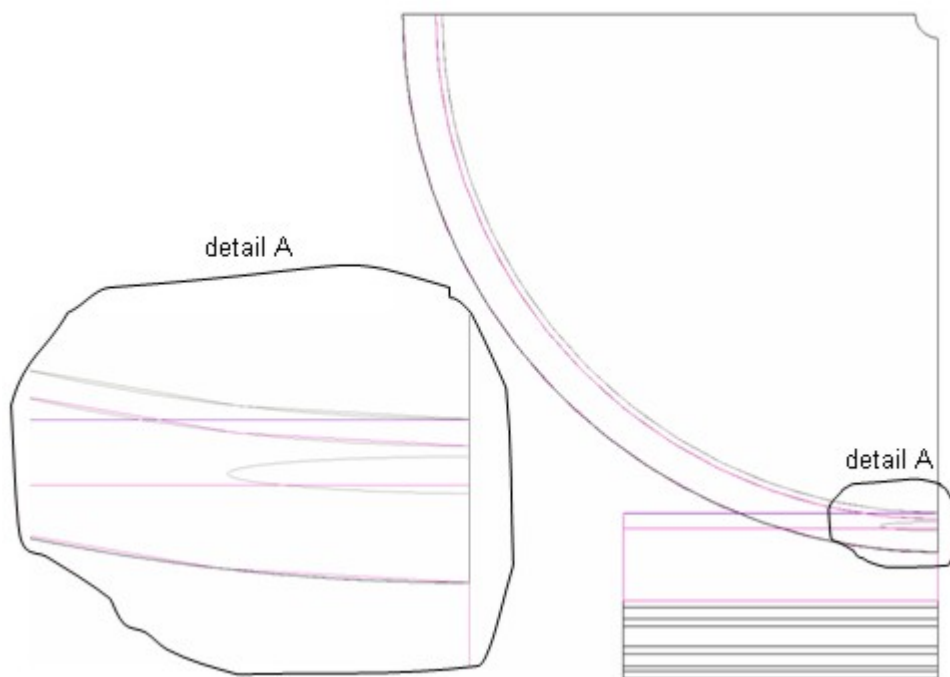


Obr.4 Polomery krivosti koľajnice R_{Kklj} a prechodový polomer r_{klj}

2.3 Poloha a tvar kontaktnej plochy kolesa a koľajnice

V programe Pro/ENGINEER pomocou príkazu pre zobrazovanie prieniku plôch – intersect je možné zistiť polohu a tvar kontaktnej plochy medzi kolesom a koľajnicou. V prípade kontaktu a) podľa obr.3 je tvar a poloha kontaktnej plochy na obr. 5. Pre polomer krivosti R_{Kkol2} platí:

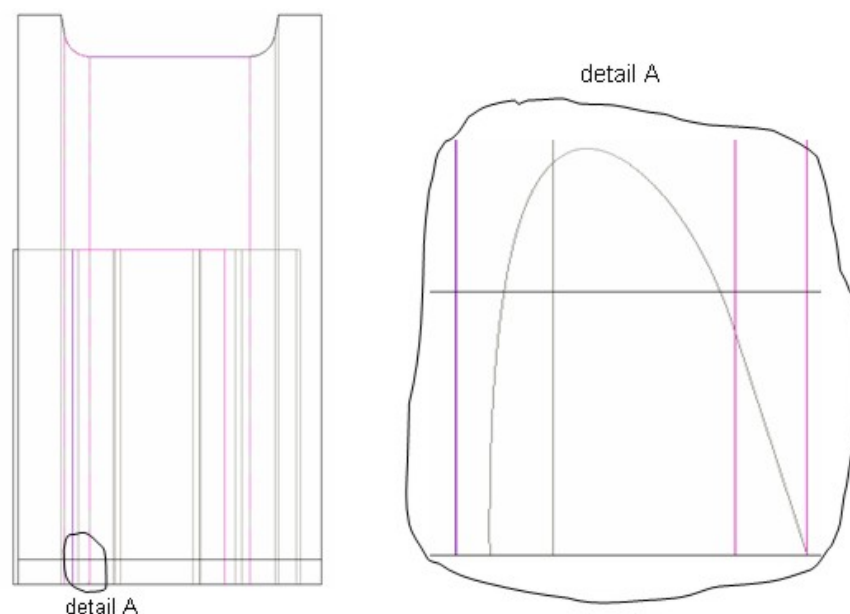
$$R_{Kkol2} = \infty$$



Obr.5 Bokorys – kontaktná plocha pre prípad a) $r_{kol} < r_{klj}$

V prípade kontaktu b) podľa obr.3 je tvar a poloha kontaktnej plochy na obr. 6. Pre polomer krivosti R_{Kkol2} platí:

$$R_{Kkol2} = r_{kol}$$

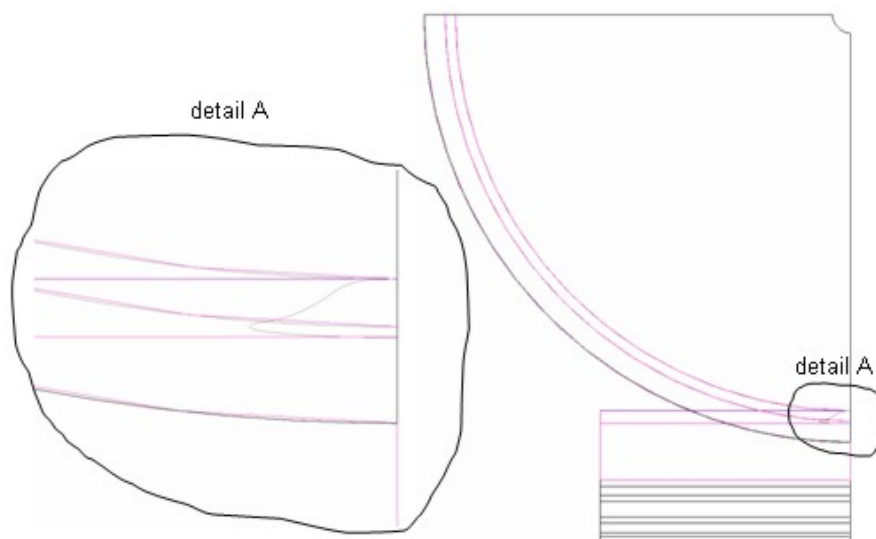


Obr.6 Pôdorys – kontaktná plocha pre prípad b) $r_{kol} > r_{klj}$

V prípade kontaktu c) podľa obr.3 je tvar a poloha kontaktnej plochy na obr.7. Pre polomer krivosti R_{Kkol2} v tomto prípade vzhľadom k zložitejšiemu tvaru a polohe kontaktnej plochy platí:

$$R_{Kkol2} \geq r_{kol}$$

Kontaktná plocha sa v tomto prípade vzhľadom na koľajnicu nachádza v miestach prechodu plochy boku hlavy koľajnice na plochu prechodového polomeru koľajnice. Vzhľadom na koleso je to v miestach prechodu plochy na boku nákolka na plochu prechodového polomeru kolesa.

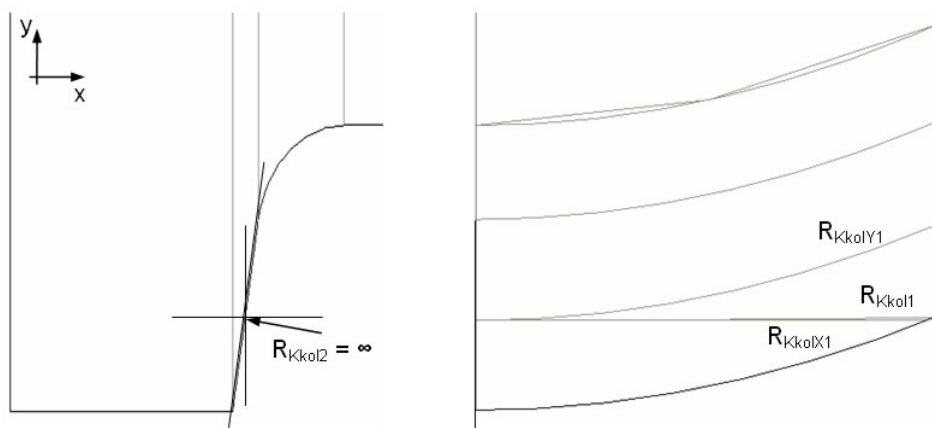


Obr.7 Bokorys – kontaktná plocha pre prípad c) $r_{kol} = r_{klj}$

2.4 Zložky polomerov krivosti

V programe Pro/ENGINEER pomocou príkazu intersect je možné vytvoriť krivku predstavujúcu polomer krivosti v oskulačnej rovine kontaktnej plochy v konkrétnom mieste (obr.8). Hodnotu polomeru krivosti je možné zmerať pomocou príkazu analysis – geometry – radius.

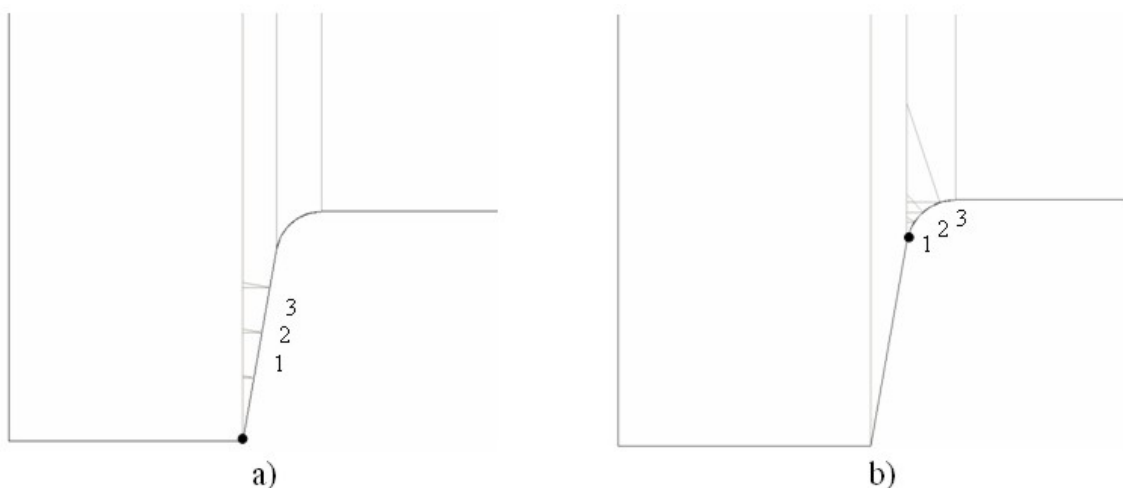
Pri uvažovaní zložiek kontaktných síl môže byť v prípade kontaktu a) polomer krivosti kontaktnej plochy nákolka kolesa R_{Kkol1} uvažovaný v zložkách v horizontálnej rovine ako R_{KkolX1} alebo v rovine vertikálnej R_{KkolY1} .



Obr.8 Polomery krivosti kontaktnej plochy nákolka kolesa R_{Kkol} pre prípad a)

2.5 Polohy polomerov krivosti

Hodnoty polomeru R_{Kkol1} sa menia aj so zmenou polohy na nákolku kolesa (pozri obr.9). Na obr.9a) je uvažovaný reálny prírastok vzdialenosti jednotlivých polôh 5 mm. Na obr.9b) je prírastok rovný 2 mm. Nárast vzdialenosti je od miesta označeného na obr.9 čiernou bodkou.



Obr.9 Polomery krivosti kontaktnej plochy nákolka kolesa R_{Kkol1} pri rôznych polohách na nákolku

3. Výsledky riešenia

Z výsledkov riešenia uvedených v tabuľke 1, 2, 3 pre $r_{kol} = 5\text{mm}$ vyplývajú závislosti znázornené na obr.10, 11 a 12. Trendy na obr.10, 11 a obr.12 poukazujú na zmeny polomeru krivosti kolesa R_{Kkol} pri zmene uhla nákolka kolesa α , polomeru kolesa R a polohy stanovenia polomeru krivosti resp. možnej polohy kontaktu pri priečení.

$\alpha = 5^\circ$, $r_{kol} = 5\text{mm}$

Tab. 1 Polomery krivosti kolesa

Poloha/priemer	D=630mm	D=710mm	D=900mm
1=5mm /	$R_{Kkol}=3840\text{mm}$	$R_{Kkol}=4299\text{mm}$	$R_{Kkol}=5389\text{mm}$
2=10mm	$R_{Kkol}=3778\text{mm}$	$R_{Kkol}=4237\text{mm}$	$R_{Kkol}=5328\text{mm}$
3=15mm	$R_{Kkol}=3716\text{mm}$	$R_{Kkol}=4175\text{mm}$	$R_{Kkol}=5266\text{mm}$
1=2mm ∩	$R_{Kkol}=415\text{mm}$	$R_{Kkol}=467\text{mm}$	$R_{Kkol}=590\text{mm}$
2=4mm	$R_{Kkol}=409\text{mm}$	$R_{Kkol}=457\text{mm}$	$R_{Kkol}=573\text{mm}$
3=6mm	$R_{Kkol}=327\text{mm}$	$R_{Kkol}=369\text{mm}$	$R_{Kkol}=468\text{mm}$

$\alpha = 10^\circ$, $r_{kol} = 5\text{mm}$

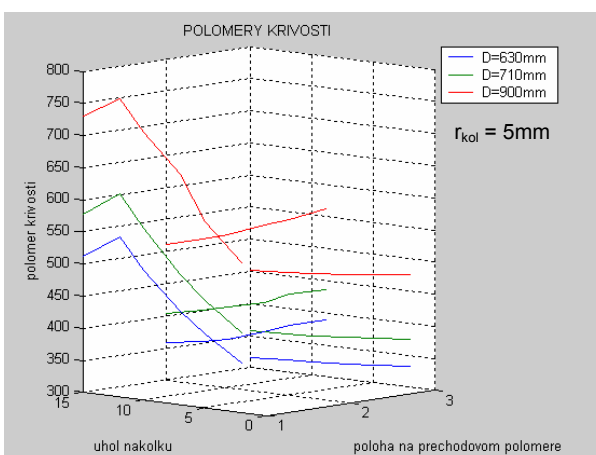
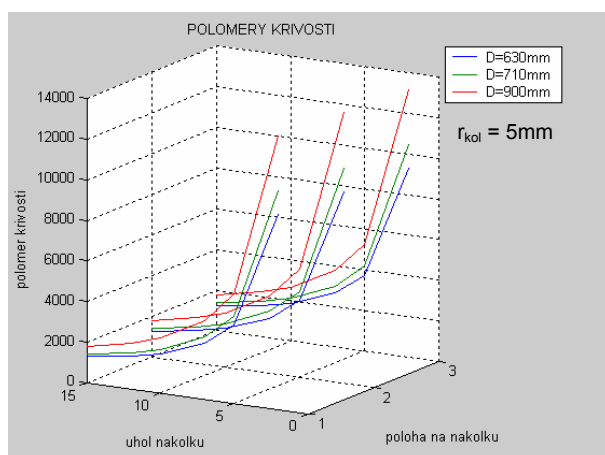
Tab. 2 Polomery krivosti kola

Poloha/priemer	D=630mm	D=710mm	D=900mm
1=5mm /	$R_{Kkol}=1927\text{mm}$	$R_{Kkol}=2158\text{mm}$	$R_{Kkol}=2705\text{mm}$
2=10mm	$R_{Kkol}=1897\text{mm}$	$R_{Kkol}=2127\text{mm}$	$R_{Kkol}=2675\text{mm}$
3=15mm	$R_{Kkol}=1866\text{mm}$	$R_{Kkol}=2097\text{mm}$	$R_{Kkol}=2644\text{mm}$
1=2mm $\cap$	$R_{Kkol}=503\text{mm}$	$R_{Kkol}=567\text{mm}$	$R_{Kkol}=717\text{mm}$
2=4mm	$R_{Kkol}=376\text{mm}$	$R_{Kkol}=425\text{mm}$	$R_{Kkol}=539\text{mm}$
3=6mm	$R_{Kkol}=321\text{mm}$	$R_{Kkol}=361\text{mm}$	$R_{Kkol}=458\text{mm}$

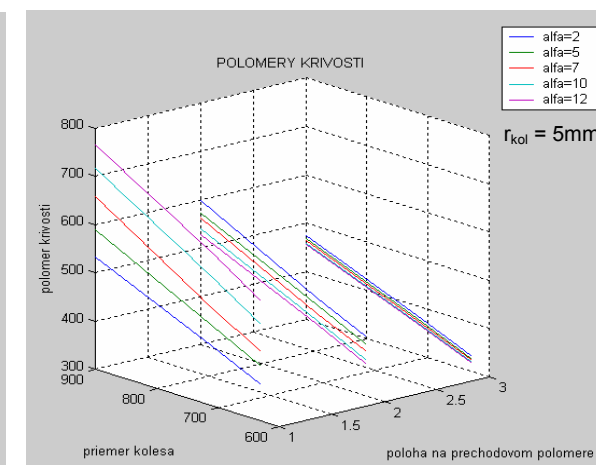
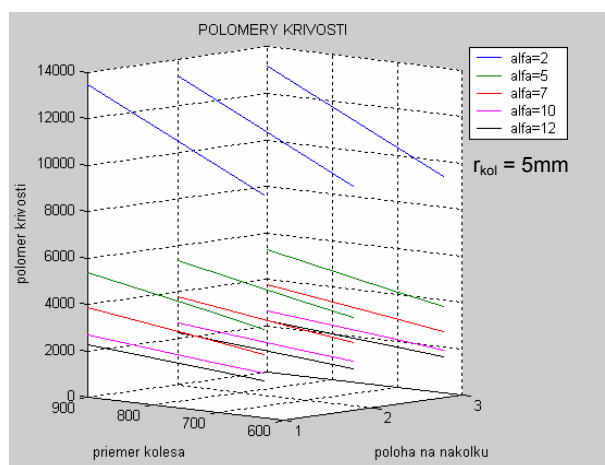
$\alpha = 15^\circ$, $r_{kol} = 5\text{mm}$

Tab. 3 Polomery krivosti kola

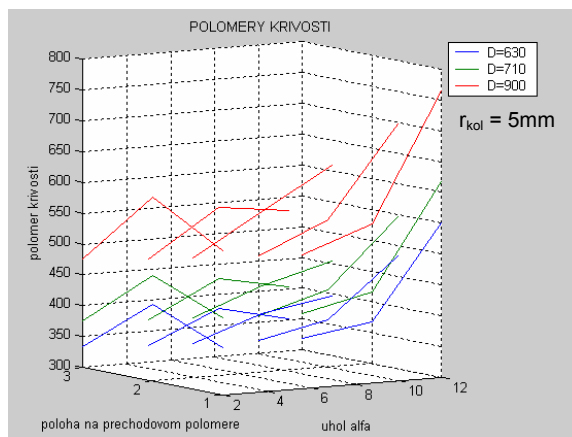
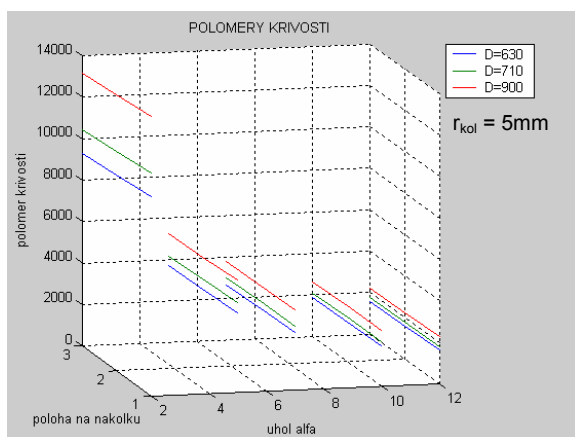
Poloha/priemer	D=630mm	D=710mm	D=900mm
1=5mm /	$R_{Kkol}=1293\text{mm}$	$R_{Kkol}=1448\text{mm}$	$R_{Kkol}=1815\text{mm}$
2=10mm	$R_{Kkol}=1274\text{mm}$	$R_{Kkol}=1428\text{mm}$	$R_{Kkol}=1795\text{mm}$
3=15mm	$R_{Kkol}=1253\text{mm}$	$R_{Kkol}=1408\text{mm}$	$R_{Kkol}=1775\text{mm}$
1=2mm $\cap$	$R_{Kkol}=513\text{mm}$	$R_{Kkol}=577\text{mm}$	$R_{Kkol}=731\text{mm}$
2=4mm	$R_{Kkol}=358\text{mm}$	$R_{Kkol}=404\text{mm}$	$R_{Kkol}=512\text{mm}$
3=6mm	$R_{Kkol}=316\text{mm}$	$R_{Kkol}=357\text{mm}$	$R_{Kkol}=452\text{mm}$



Obr.10 Trendy závislosti polomeru krivosti R_{Kkol}



Obr.11 Trendy závislosti polomeru krivosti R_{Kkol}



Obr.12 Trendy závislosti polomeru krivosti R_{Kkol}

4. Záver

Zo vzťahov Hertzovej teórie pre výpočet kontaktných napätí jednoznačne vyplýva, že so znižovaním polomeru krivosti kontaktnej plochy R_K narastajú kontaktné napätia. Podľa uvedených závislostí pre $r_{kol} = 5\text{mm}$ preto vyplývajú pre riešiteľa informácie potrebné v rámci konštrukčných zásahov pre podmienky vodiacej štruktúry mostového žeriava vznikajúce pri priečení žeriava.

Vybrané výsledky uvedenej analýzy tvaru kontaktných plôch sú vstupnou informáciou pre analýzu kontaktného zaťaženia pri priečení pomocou MKP [2].

Problematika stanovenia životnosti vodiacej štruktúry mostového žeriava od priečenia a s tým spojená analýza kontaktu kolesa a koľajnice je v súčasnosti riešená na katedre konštruovania, dopravy a logistiky 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.

5. LITERATÚRA

- [1] BIGOŠ, P., BURÁK, J., BOCKO, P.: In.: Vplyv priečenia mostového žeriava na rozloženie kontaktných tlakov vodiacej štruktúry žeriava, Loado, 2003, str.263-267.
- [2] CVEKL, Z., DRAŽAN, F.: Teoretické základy transportních zařízení, Alfa, Praha, 1976.
- [3] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby I., SNTL, Praha, 1974.
- [4] ON 27 15 28 – Pojezdová kola s ozubeným vencem a bez vence na valivých ložiskách.
- [5] ON 27 22 41
- [6] www.ortec.cz

BEZPEČNOST, SPOLEHLIVOST, IDENTIFIKACE A ANALÝZA RIZIK PŘI PROVOZU DOPRAVNĚ-MANIPULAČNÍCH STROJŮ, SE ZAMĚŘENÍM NA OSOBNÍ VÝTAHY

Radek BRANŽOVSKÝ⁵

Klíčová slova: Bezpečnost, spolehlivost, analýza rizik, osobní výtah

Abstrakt:

Zásady při posuzování provozních rizik jsou souhrnem znalostí a zkušeností z konstrukce, používání, nehod, úrazovosti a škod u strojních zařízení ve všech fázích životnosti strojního zařízení (v našem případě výtahů) - viz. ČSN EN 1050, kde jsou popsány postupy vedoucí k důsledné a systematické identifikaci stupně nebezpečí a zhodnocení rizika.

V disertační práci byla zařazena rizika dle místa výskytu (Strojovna, pohon výtahu, elektrická a bezpečnostní výbava strojovny, kKlec výtahu a Šachta výtahu) byla popsána nebezpečí/nebezpečné situace, která se mohou vyskytnout u výtahů v provozu. U každé takové situace bude uveden i stupeň nebezpečí a možný způsob odstranění každé této nebezpečné situace.

1. Úvod

Výtahový průmysl je jak ve světovém pojetí, tak v Evropě dynamicky se rozvíjející obor s cílem průběžného zvyšování jakosti výroby, servisu a odstraňování provozních rizik u provozovaných výtahů v zájmu zvyšování bezpečnosti uživatelů.

Jak již bylo zmíněno v úvodní části tezí, správa věcí veřejných v oblasti provozu výtahů v technicky vyspělých státech se ztotožnila nejen s potřebou zvýšení požadavků na provádění servisu, ale také se zvyšováním technické úrovně stávajících konstrukcí provozovaných výtahů. V Evropské unii byla tato řídicí technická činnost jednotlivých států promítnuta do snahy o vytvoření jednotného společného evropského prostoru, ve kterém vzniknou a budou shodné nebo alespoň podobné technické charakteristiky provozovaných výtahů. Proto bylo k uplatňování principu zvyšování bezpečnosti provozovaných výtahů vypracováno nejprve Doporučení Evropské komise členskými státy 95/216/ES, potom byla schválena mezinárodní metodologie analýzy provozních rizik u výtahů ISO/TS 14798 a na těchto základech vypracována evropská norma EN 81-80.

V České republice byla mezinárodní metoda analýzy provozních rizik (viz ISO/TS 14798) promítnuta do ČSN 27 4007:2003 a jejich uplatnění přineslo skutečný obraz současného technického stavu provozovaných výtahů na území ČR. Přijatý princip zvyšování bezpečnosti provozovaných výtahů je ve výsledku vůči majitelům nebo provozovatelům výtahů značně nemilosrdný, protože ve svém požadavku konstatuje, že **pouze výtahy instalované po 1. říjnu 1999** (datum plné účinnosti nařízení vlády č. 14/1999 Sb.) **nevykazují provozní rizika vysoké a střední úrovně.**

Poznámka: Vezmeme-li v úvahu, že v ČR je přibližně v provozu 80 000 výtahů pro přepravu osob a nákladů, a že výrobci v ČR jsou schopni zabezpečit přibližně 3 000 výtahů za rok, pak by k zajištění všech výtahů v současnosti na našem území bylo potřeba následujících 26 let.

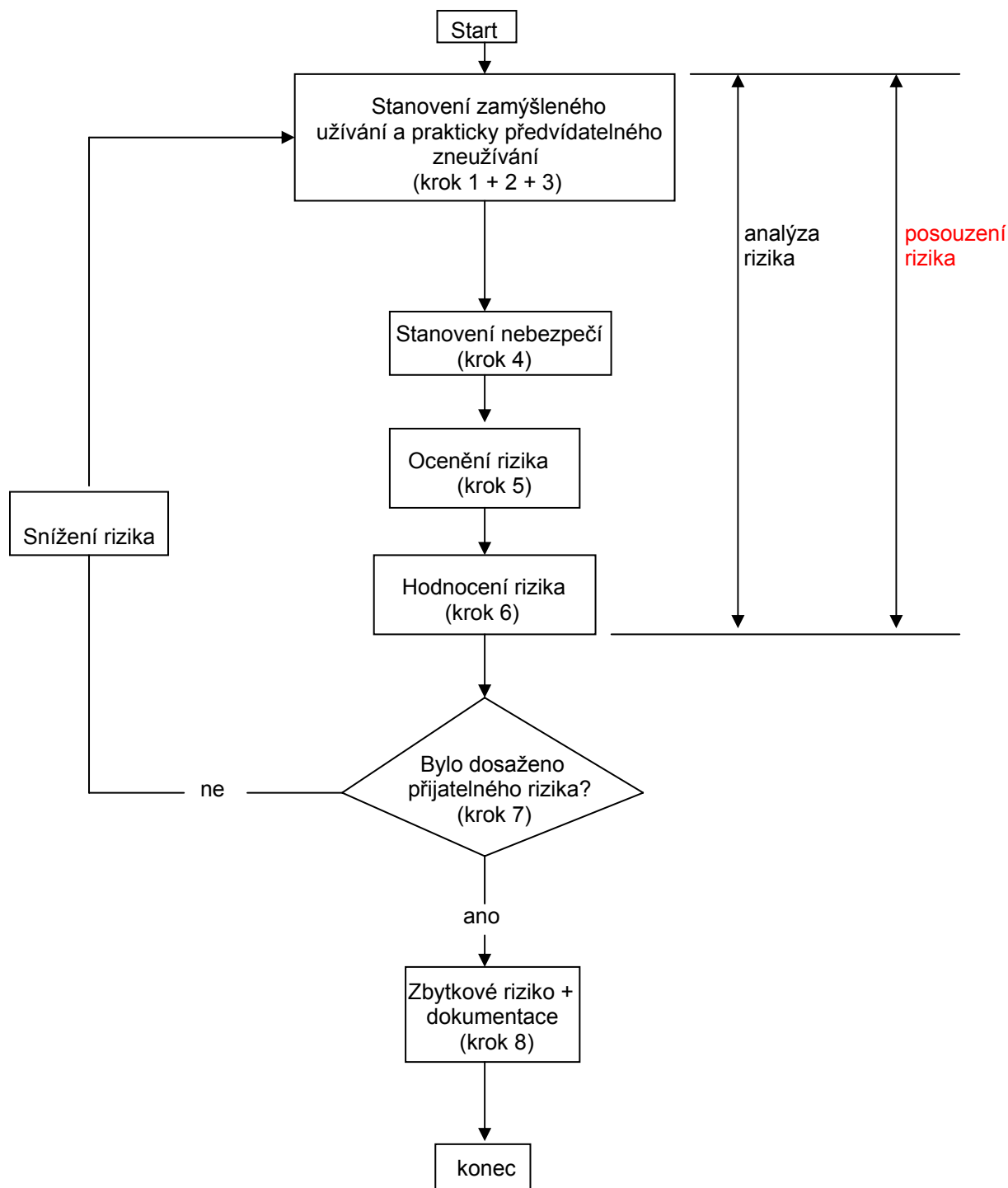
Základy současných problémů byly založeny v období minulých 30 - 40 let zejména tím, že:

- v rámci komplexní bytové výstavby byly od konce 70tých let minulého století instalovány z cenových důvodů pouze nejlevnější typy výtahů, jejichž konstrukční provedení již v této době vykazovalo minimálně **desetiletou technickou zastaralost**,
- politika státu k zajištění bezpečnosti provozu technických zařízení s vysokým stupněm provozního rizika byla po zániku Ústavu technického dozoru v roce 1968 postavena zejména na přístupech, které upřednostňovaly, že

⁵ Ing. Radek Branžovský, Fakulta strojního inženýrství v Brně

1) **se může bezpečnost technických zařízení s vysokým stupněm provozního rizika „vykontrolovat“**, nebrat na použité konstrukční řešení žádný zřetel a provoz zajistit organizačními opatřeními (vznik funkce revizního technika),

2) jestliže **provozované technické zařízení odpovídá požadavkům předpisů platných v době uvedení do provozu, je zařízení bezpečné** a stupeň technického poznání nehraje v tomto principu žádnou roli,



Obr.1. Vývojový diagram analýzy rizika

- právní úprava provozu vyhrazených technických zařízení (doposud platná) vyhláškami vydanými Českým úřadem bezpečnosti práce pod. č. 18, 19, 20 a 21/1979 Sb., **umožňující plnění požadavků k zajištění bezpečnosti provozu technických zařízení pouze formálním postupem**, vyústila do zanedbávání preventivní údržby a bezvýznamného odstraňování nebo omezování výskytu nebezpečných situací u provozovaných výtahů.

(Neboť přítomnost razítka revizního technika byla zcela postačujícím průkazem, že zařízení je bezpečné. Právní odpovědnost revizních techniků však v tomto směru nikdo doposud řádně nezkoumal.)

2. navrhovaný postup řešení metodou pro analýzu nebezpečí a odhad rizika – FMEA FMECA

FMEA (Failure mode and effect analysis – analýza způsobů a důsledků poruchových stavů) stejně jako FMECA (Failure mode and effect critical analysis – analýza kritičnosti identifikovaných způsobů poruchových stavů), jsou metody, které byly vytvořeny pro potřeby sledování poruch v systémech. Je aplikovatelná na různé systémy (elektrické, hydraulické, mechanické atp.) včetně kombinovaných.

ANALÝZA RIZIK – ZÁKLADNÍ KONCEPCE

Analýza rizik je řada logických kroků, které dovolují systematické studium nebezpečí a odpovídajících příčin a následků. (Analýza rizik se uplatňuje u nových výtahů (typů), které neodpovídají normě.)

Analýza rizik je tedy identifikace nebezpečí, po kterém následuje posouzení jejich závažnosti a četnosti (pravděpodobnosti výskytu), míra rizika spojená s individuálním nebezpečím. S použitím opakovaného postupu každé nebezpečí a následek se vyhodnocuje a buď odstraňuje nebo, je-li to nutné, reguluje s použitím vhodných ochranných opatření, která snižují odpovídající riziko na přijatelnou úroveň.

Postup analýzy rizik

1. Krok: **Formulace důvodů pro analýzu rizik**

2. Krok: **Prostudování výrobku a kontaktování odborníků**

3. Krok: **Určení výrobků, postupů a aplikací, které mají být analyzovány**

4. Krok: **Stanovení nebezpečí, příčiny a následku**

Stanovení postupu by mohlo zahrnovat tato nebezpečí:

a) Nebezpečí v systému

b) Nebezpečí vznikající ze špatné funkce systému nebo zařízení

c) Nebezpečí vznikající vnějšími vlivy

d) Nebezpečí vznikající z provozních postupů a užívání

e) Nebezpečí vznikající z cyklu životnosti zařízení

5. Krok: **Ocenění rizika**

Posouzení příčiny a následku každého nebezpečí v souvislosti s pravděpodobností výskytu nebezpečí a četností jeho následků. Kombinací závažnosti a četnosti se kvantifikuje riziko spojené s nebezpečím. Tabulka 1 představuje schematické znázornění posouzení rizika.

Tabulky 2 a 3 stanovují stupnici posouzení rizika, která určuje kategorie závažnosti nebezpečí a její úroveň četnosti.

6. Krok: **Hodnocení rizika**

Hodnocení výsledků posouzení rizika pomocí zbytkového rizika a přijatelného rizika –

Tabulky 4 a 5

Odstranit nebezpečí, pokud je to možné (provedením nebo náhradou).

Nemůže-li být nebezpečí odstraněno, je nutno přijmout opatření ke snížení rizika tak, aby se stalo přijatelným.

7. Krok: **Opakované posouzení**

8. Krok: **Dokumentace a hodnocení**

Riziko (vztah k uvažovanému nebezpečí) je kombinací **závažnosti** (možného působení uvažovaného nebezpečí) a **četnosti** (pravděpodobnosti výskytu případu). Je funkcí

- četnosti a trvání ohrožení;
- četnosti nebezpečných událostí;
- možnosti se vyhnout nebo omezit škodu.

Poznámka 1: Závažnost by se měla hodnotit podle následku na život, majetek a prostředí.

Poznámka 2: Při posouzení četnosti nebezpečí by se mělo vzít v úvahu:

- četnost nebezpečných událostí;
- četnost a trvání působení nebezpečí;
- lidské a technické možnosti vyhnout se nebo omezit škodu (např. uvědoměním si rizika, omezením rychlosti, pohotovostí, zastavením zařízení, otevíracím zařízením).

Příp.	Nebezpečí (Nebezpečná situace)	Nebezpečná údálost (příčina)	Incident (následek)	Původní posouzení		Nápravná činnost (opatření ke snížení rizika)	Nové posouzení		Zbytkové riziko
				s	f		s	f	
S – závažnost; kategorie následku nebezpečí: (skutečné, nejisté) I: extrémní II: kritická A: frekventovaná B: pravděpodobná C: příležitostná III: okrajová IV: zanedbatelná D: malá E: nepravděpodobná F: nereálná F – četnost; úroveň příčiny nebezpečí									

Tabulka 1 – Vzor dokumentace

Stupnice posuzování

KATEGORIE ZÁVAŽNOSTI	DEFINICE
I extrémní	Smrt člověka, systémová ztráta nebo mimořádně závažné poškození životního prostředí
II kritická	Závažný úraz, závažné pracovní onemocnění, závažné poškození lidského zdraví větší poškození systému nebo životního prostředí
III okrajová	Menší úraz, menší pracovní onemocnění, menší poškození lidského zdraví, nebo menší poškození systému nebo životního prostředí
IV zanedbatelná	Žádný úraz, pracovní onemocnění, poškození systému nebo životního prostředí
Poznámka: Za systémovou ztrátu nebo poškození systému se považuje např. ztráta na majetku k níž došlo v důsledku poškození nebo selhání funkce zařízení. Poznámka: Definice kategorií závažnosti musí odrážet obecný úkol, který byl analyzován, např.: - použití požárního výtahu; - použití výtahů osobami s omezenou schopností pohybu.	

Tabulka 2 – Kategorie závažnosti

ÚROVNĚ ČETNOSTI	DEFINICE
A Frekventovaná	Velmi častá pravděpodobnost výskytu nebezpečí / nebezpečné situace
B Pravděpodobná	Vyskytne se několikrát v životním cyklu systému, technického zařízení
C Příležitostná	Vyskytne se nejméně jednou v životním cyklu systému, technického zařízení
D Malá	Nepravděpodobné, ale může se vyskytnout v životním cyklu systému, technického zařízení
E Nepravděpodobná	Tak nepravděpodobné, že se dá předpokládat, že se nevyskytne
F Nereálná	Nebezpečný případ se nemůže vyskytnout, pokud nebude způsoben záměrně

Tabulka 3 – Úrovně četnosti

VELIKOST RIZIKA

ČETNOST (P)	ZÁVAŽNOST (S)			
	I extrémní	II kritická	III okrajová	IV zanedbatelná
A frekventovaná	I A	II A	III A	IV A
B pravděpodobná	I B	II B	III B	IV B
C příležitostná	I C	II C	III C	IV C
D malá	I D	II D	III D	IV D
E nepravděpodobná	I E	II E	III E	IV E
F nereálná	I F	II F	III F	IV F

Tabulka 4 – Posouzení rizika

Nepřijatelné – I A, I B, II A, II B, III A	Požaduje se nápravné opatření k odstranění rizika
Nežádoucí - I D, II C, III B	Požaduje se nápravné opatření ke snížení rizika
Přijatelné s přezkoumáním – I E, II D, II E, III C, III D, IV A, IV B	Požaduje se přezkoumání k určení, zda je třeba provést nějaké opatření
Přijatelné bez přezkoumání – I F, II F, III E, III F, IV C, IV D, IV E, IV F	Nepožaduje se žádné opatření

Četnost/ pravděpodobnost nebezpečí	A				
	B				
	C				
	D				
	E				
	F				
Posouzení	I	II	III	IV	
	Závažnost/kategorie nebezpečného následku				
Četnost, úroveň nebezpečné příčiny			Závažnost, kategorie nebezpečného následku		
A: frekventovaná pravděpodobná C: příležitostná E: nepravděpodobná			B: malá F: nereálná I: extrémní II: kritická III: okrajová IV: zanedbatelná		

Tabulka 5 – Posouzení rizika

3. Seznam literatury

[1] Hrabovský, L.: Teoretické předpoklady přetvoření a útlumu kmitání jednonosíkového mostového jeřábu. Elektronický časopis „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“, 2/2006.

[2] JANOVSKÝ, L. *Výtahy a eskalátory I*. Praha: ČVUT Praha, 1971.

[3] JANOVSKÝ, L.; DOLEŽAL, J. *Výtahy a eskalátory II*. Praha: SNTL Praha, 1980
tvo rizika. Košice: VSŽ TU Košice, 1997

TEORETICKÉ PŘEDPOKLADY PŘETVOŘENÍ A ÚTLUMU KMITÁNÍ JEDNONOSNÍKOVÉHO MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Leopold HRABOVSKÝ⁶

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

Abstrakt:

Článek popisuje teoretické odvození kruhové frekvence vlastních kmitů nosníku jednonosníkového mostového jeřábu, dobu utlumení amplitudy kmitání a hodnoty maximálních průhybů nosníku od hmotnosti jmenovitého břemene, hmotnosti jeřábové kočky (kladkostroje) a vlastní hmotnosti nosníku na základě rovnice kmitání nosníku tlumeného odporem úměrným rychlosti. Současně je proveden výpočet nosné konstrukce podle II. skupiny mezních stavů použitelnosti.

1. Úvod

U jeřábů mostového typu s nosníky válcovanými (obr.1), plnostěnnými nebo skříňovými a kočkou nebo otočným svrškem, jejichž pohon je realizován třením mezi kolem a kolejnicí požadujeme ze zdravotních důvodů, aby amplituda vlivem odložení jmenovitého břemene rozkmitaného mostu klesla v místě jeřábové kabiny během doby maximálně $T = 15$ s (viz [5], čl.66 a příloha VIII čl.2) na hodnotu maximálně $y_n = 0,5$ mm [1, str.107].



Obr.1. Jednonosníkový mostový jeřáb s podvěsným elektrickým kladkostrojem

2. Teoretické předpoklady a odvození

Ze základní rovnice kmitání tlumeného odporem úměrným rychlosti, sestavené pro náhradní schéma mostu (obr.2), vyplyne čas tlumení t_{tl} [s]. Tento druh tlumení modelujeme hydraulickým tlumičem, paralelně připojeným k pružině, jehož odpor je úměrný rychlosti [8, str.253] a je vyjádřen rovnicí (1).

$$F_{\text{tl}} = -b \cdot y' \text{ [N]} \quad (1)$$

Pohybová rovnice modelu:

$$m \cdot y'' + b \cdot y' + k \cdot y = 0 \quad (2)$$

Úpravou vztahu získáváme:

$$y'' + \frac{b}{m} \cdot y' + \frac{k}{m} \cdot y = 0 \quad (3)$$

Ve vztahu (3) zavedeme **kruhovou frekvenci útlumu** (konstantu doznívání):

$$\Omega_b = \frac{b}{2 \cdot m} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

$$\text{a vlastní úhlovou frekvenci netlumených kmitů } \Omega_0^2 = \frac{k}{m} \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

kde k [N. mm⁻¹] – tuhost pružiny (nosníku), viz vztah (30).

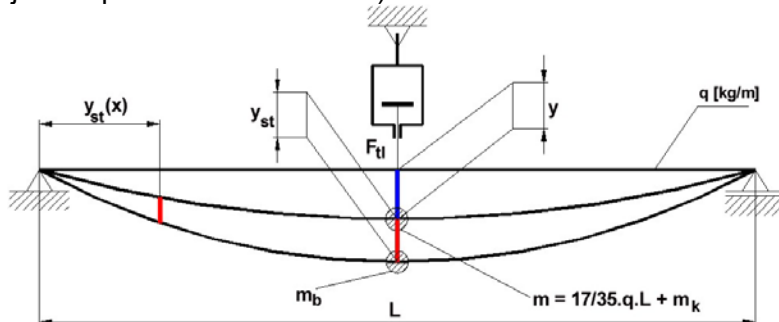
⁶ **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185, fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

$$y'' + 2 \cdot \Omega_b \cdot y' + \Omega_0^2 \cdot y = 0 \quad (5)$$

Předpokládáme, že síla útlumu F_{tl} [N] je úměrná konstantě $2 \cdot \Omega_b$ [s^{-1}], kmitající hmotě m [kg] a rychlosti kmitání $y' = \frac{dy}{dt}$:

$$F_{tl} = -b \cdot y' = 2 \cdot m \cdot \Omega_b \cdot y' \quad (6)$$

kde m [kg] – redukována hmotnost nosníku a kočky bez břemene (včetně hmotností zůstávajících na jeřábu po odložení břemene).



Obr.2. Náhradní schéma jeřábového mostu

Rovnice (4) je homogenní lineární diferenciální rovnici druhého řádu s konstantními koeficienty, jejíž řešení lze předpokládat ve tvaru:

$$y = C \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (7)$$

Provedeme první a druhou derivaci vztahu (7):

$$y' = \frac{d(C \cdot e^{\lambda \cdot t})}{dt} = C \cdot \lambda \cdot e^{\lambda \cdot t}, \quad y'' = \frac{d^2(C \cdot e^{\lambda \cdot t})}{dt^2} = C \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (8)$$

Vztahy (7) a (8) dosadíme do rovnice (5) a úpravou získáváme:

$$y'' + 2 \cdot \Omega_b \cdot y' + \Omega_0^2 \cdot y = C \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda \cdot t} + 2 \cdot \Omega_b \cdot C \cdot \lambda \cdot e^{\lambda \cdot t} + \Omega_0^2 \cdot C \cdot e^{\lambda \cdot t} = 0 / C \cdot e^{\lambda \cdot t} \Rightarrow \lambda^2 + 2 \cdot \Omega_b \cdot \lambda + \Omega_0^2 = 0 \quad (9)$$

Určíme kořeny kvadratické rovnice (9):

$$\text{Diskriminant: } D = b^2 - 4 \cdot a \cdot c = (2 \cdot \Omega_b)^2 - 4 \cdot 1 \cdot \Omega_0^2 = 4 \cdot (\Omega_b^2 - \Omega_0^2)$$

Kořeny kvadratické rovnice:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{D}}{2 \cdot a} = \frac{-2 \cdot \Omega_b \pm \sqrt{4 \cdot (\Omega_b^2 - \Omega_0^2)}}{2} = \frac{-2 \cdot \Omega_b \pm 2 \cdot \sqrt{\Omega_b^2 - \Omega_0^2}}{2} = -\Omega_b \pm \sqrt{\Omega_b^2 - \Omega_0^2} \quad (10)$$

Kořeny rovnice (10) závisí na hodnotách Ω_b [s^{-1}] a Ω_0 [s^{-1}] a mohou být reálné různé, reálné shodné nebo komplexně sdružené. Charakter pohybu, který vznikne, závisí na tvaru těchto kořenů.

Pro další řešení zavedeme tzv. **poměrný útlum**, definovaný bezrozměrným vztahem:

$$b_r = \frac{\Omega_b}{\Omega_0} \text{ dosadíme-li za } \Omega_b \text{ [s}^{-1}\text{] vztah (4) získáváme:}$$

$$b_r = \frac{\Omega_b}{\Omega_0} = \frac{b}{2 \cdot m \cdot \Omega_0} = \frac{b}{b_{kr}} \quad (11)$$

kde $b_{kr} = 2 \cdot m \cdot \Omega_0 = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$ se nazývá **součinitel kritického tlumení**.

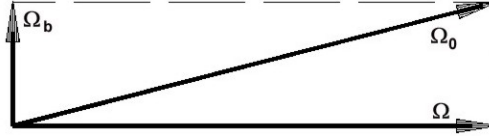
Podle velikosti poměrného útlumu rozlišujeme tři případy tlumení:

- podkritické, kdy $b_r < 1$,
- kritické, kdy $b_r = 1$,
- nadkritické, kdy $b_r > 1$.

Protože kruhová frekvence útlumu Ω_b [s^{-1}] je malá, není prakticky rozdíl mezi frekvencí tlumeného Ω_0 [s^{-1}] a netlumeného kmitání Ω [s^{-1}] (viz obr.3). Pro podkritické tlumení bude $\Omega_b \ll \Omega_0$, kořeny charakteristické rovnice, vyjádřené rovnicí (10), budou komplexně sdružené. Zavedeme-li značení

$$\Omega = \sqrt{\Omega_0^2 - \Omega_b^2} = \sqrt{\Omega_0^2 - \Omega_0^2 \cdot \frac{\Omega_b^2}{\Omega_0^2}} = \Omega_0 \cdot \sqrt{1 - b_r^2} \quad (12)$$

je veličina reálná.



Obr.3. Znázornění frekvence útlumu Ω_b [s⁻¹], frekvence tlumeného Ω_0 [s⁻¹] a netlumeného kmitání Ω [s⁻¹]

Vztah (12) je možno vyjádřit dle obr.3, kde:

$$\Omega_0^2 = \Omega_b^2 + \Omega^2 \Rightarrow \Omega^2 = \Omega_0^2 - \Omega_b^2 \Rightarrow \Omega_b^2 - \Omega_0^2 = -\Omega^2 \quad (13)$$

Dosazením rovnice (13) do rovnice (10) získáváme:

$$\lambda_{1,2} = -\Omega_b \pm \sqrt{\Omega_b^2 - \Omega_0^2} = -\Omega_b \pm \sqrt{-\Omega^2} = -\Omega_b \pm i\Omega \quad (14)$$

Použitím těchto kořenů bude mít rovnice (7) tvar (viz [4], str.672):

$$y = e^{-\Omega_b \cdot t} \cdot (C_1 \cdot e^{i\Omega \cdot t} + C_2 \cdot e^{-i\Omega \cdot t}) \quad (15)$$

Využitím Eulerových vztahů (viz [4], str.366) $e^{\pm i\Omega \cdot t} = \cos \Omega t \pm i \sin \Omega t$, lze vztah (15) upravit na tvar:

$$y = e^{-\Omega_b \cdot t} \cdot (C_1 \cdot \cos \Omega t + C_2 \cdot \sin \Omega t) \quad (16)$$

Hodnota Ω [s⁻¹] má význam **úhlové frekvence netlumeného kmitavého pohybu**. Závislost (16) lze zapsat také ve tvaru, dle [4], str.672:

$$y(t) = Y_0 \cdot e^{-\Omega_b \cdot t} \cdot \sin(\Omega t + \varphi_0) \quad (17)$$

Přejdeme od integračních konstant C_1, C_2 ke konstantám Y_0, φ_0 vzájemně svázaným vztahy:

$$Y_0 \cdot \sin \varphi_0 = C_1, \quad Y_0 \cdot \cos \varphi_0 = C_2 \quad (18)$$

resp.

$$Y_0 = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \text{ a } \sin \varphi_0 = \frac{C_1}{Y_0}, \quad \cos \varphi_0 = \frac{C_2}{Y_0}.$$

Hodnota Y_0 přitom vyjadřuje **amplitudu** a hodnota φ_0 **počáteční fázi kmitavého pohybu**.

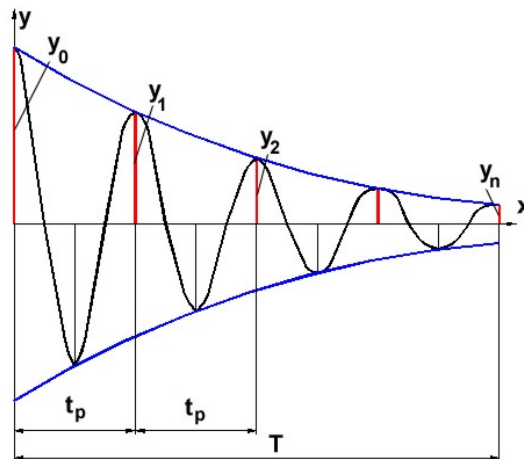
Konstanty Y_0 a φ_0 jsou integrační konstanty závislé na počátečních podmínkách.

Pro $t = 0$ platí:

$$y(0) = Y_0 \cdot e^{-\Omega_b \cdot 0} \cdot \sin(\Omega \cdot 0 + \varphi_0) = Y_0 \cdot \sin \varphi_0 = y_0 \quad (19)$$

Pro $t = T$ platí:

$$y(t_p) = Y_0 \cdot e^{-\Omega_b \cdot t_p} \cdot \sin(\Omega \cdot t_p + \varphi_0) = y_1 \quad (20)$$



Obr.4. Znázornění průběhu amplitud tlumeného kmitání

V praxi se velikost útlumu vyjadřuje **logaritmickým dekrementem útlumu**. Jeho hodnota je dána přirozeným logaritmem poměru dvou po sobě následujících amplitud (viz obr.4).

$$\nu = \ln \frac{y_0}{y_1} = \ln \frac{y_1}{y_2} = \dots = \ln \frac{y_{n-1}}{y_n} \quad (21)$$

Dosadíme-li do vztahu (21) hodnotu amplitudy y_0 [m] (19) a y_1 [m] (20), získáváme:

$$\nu = \ln \frac{y_0}{y_1} = \ln \frac{Y_0 \cdot \sin \varphi_0}{Y_0 \cdot e^{-\Omega_b \cdot t_p} \cdot \sin(\Omega \cdot t_p + \varphi_0)} = \ln e^{\Omega_b \cdot t_p} = \Omega_b \cdot t_p \quad (22)$$

Protože doba jedné periody $t_p = \frac{1}{f}$ [s] je **kruhová frekvence útlumu**:

$$\nu = \Omega_b \cdot t_p = \Omega_b \cdot \frac{1}{f} \Rightarrow \Omega_b = f \cdot \nu \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (23)$$

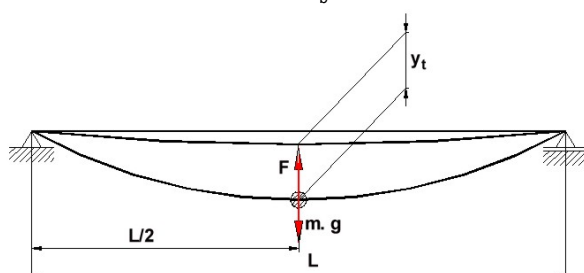
Účelem dalšího výpočtu je určit dobu kmitání T [s] až do útlumu a při známé periodě t_p [s] a počtu kmitů n , který v té době nosník mostu vykoná. Za praktické kritérium úplného útlumu považujeme ten okamžik, kdy amplituda n -tého kmitu klesne na 1/20, tj. na 5% původní amplitudy Y_0 [m] [3, str.97], platící pro $t = 0$. Toto kritérium bylo zvoleno proto, že amplitudy s časem ubývají stále pomaleji a malé amplitudy jsou již těžko měřitelné, tím by mohlo dojít ke značným chybám v určení celkové doby útlumu.

Doba do utlumení amplitudy kmitání, dle obr.4, pro prvotní předpoklad, že amplituda odložením břemene rozkmitaného mostu klesla v místě jeřábové kabiny na hodnotu maximálně $y_k = 0,5$ mm $t_{tl} = n \cdot t_p$.

$$\text{Dle obr.2 vyplývá } Y_0 \cdot e^{-n \cdot \Omega_b \cdot t_p}, \text{ tj. } 0,5 = y_k \cdot e^{-\Omega_b \cdot t_{tl}} \quad (24)$$

Úpravou vztahu (24) získáváme:

$$e^{\Omega_b \cdot t_{tl}} = \frac{y_k}{0,5} \Rightarrow \Omega_b \cdot t_{tl} = \ln 2 \cdot y_k \Rightarrow t_{tl} = \frac{\ln 2 \cdot y_k}{\Omega_b} = \frac{\ln 2 \cdot y_k}{f \cdot \nu} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (25)$$



Obr.5. Náhradní schéma mostu jeřábu pro určení frekvence vlastních kmitů mostu

Frekvenci vlastních kmitů mostu f [Hz] je možno určit z náhradního schématu mostu, viz obr.5. Síla F [N], viz vztah (26) je úměrná výchylce, ale opačného směru, proto se jedná o kmitavý pohyb.

$$F = m \cdot a_n \text{ [N]} \quad (26)$$

kde a_n [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je normálové zrychlení popsané vztahem (27).

$$a_n = r \cdot \Omega^2 = y_n \cdot \Omega^2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]} \quad (27)$$

Dosazením výrazu (27) do vztahu (26) získáváme:

$$F = m \cdot g = m \cdot y_n \cdot \Omega^2 \Rightarrow \Omega = \sqrt{\frac{g}{y_n}} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (28)$$

Maximální (statický) průhyb nosníku od jmenovitého břemena:

$$y_{st} = \frac{m \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{m \cdot g}{k} \text{ [m]} \quad (29)$$

kde k [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] – tuhost nosníku, popsána vztahem (30):

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot I_x}{L^3} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]} \quad (30)$$

Kruhová frekvence vlastních kmitů nosníku:

$$\Omega = 2 \cdot \pi \cdot f \Rightarrow f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \Omega = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y_n}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot k}{m \cdot g}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (31)$$

3. Experimentální stanoviště

V laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví je instalován jednonosníkový jeřáb délky $L = 5,6 \text{ m}$. Ve středu délky nosníku je na spodní pásnici nosníku (válcovaná tyč průřezu HEB120) uchycen lanový kladkostroj Güde GSZ 300/600 hmotnosti $m_k = 19 \text{ kg}$. Maximální hmotnost zvedaného břemene (s ohledem na nosnost jeřábové drážky tvořené profilem I 140) $m_b = 225 \text{ kg}$.

Dle [5, str.67], [6, str.22] je maximální hodnota podílu průhybu $y_{\max}$ [m] a rozpětí L [m] pro jeřáby mostové s ručním pohonem 1/400.

Dle [7, str.61] je pro nosník podepřený na dvou podporách možno vyčíslit maximální hodnotu průhybu $y_{\max}$ [m] dle vztahu (32):

$$y_{\max} = \frac{m \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \text{ [m]} \quad (32)$$

Dosadíme-li do vztahu (32) výraz $\frac{y_{\max}}{L} = \frac{1}{400} \Rightarrow y_{\max} = \frac{L}{400}$ [m], je možno vztah (32) upravit do tvaru:

$$y_{\max} = \frac{m \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \Rightarrow \frac{L}{400} = \frac{m \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \Rightarrow I_x = \frac{400 \cdot m \cdot g \cdot L^2}{48 \cdot E} \text{ [m}^4\text{]} \quad (33)$$

$$\text{kde } m = m_k + m_b \text{ [kg]} \quad (34)$$

E = modul pružnosti v tahu. $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$.

Dosazením skutečných hodnot do vztahů (33) a (34) je možno dle vztahu (33) vyčíslit moment setrvačnosti I_x [m⁴] voleného profilu nosníku mostového jeřábu.

Dle [6, str.51] je nutno určit štíhlost prutu λ [-] (35) pro příslušný směr vybočení a tu zkontrolovat s mezní hodnotou štíhlosti $\lambda_{\max}$ [-] (je-li pro tlačené prvky, oceli třídy 37, hodnota štíhlosti menší než 180, není třeba mít obavy z překročení mezní štíhlosti, je-li štíhlost větší než 250, nevyhoví v žádném případě pro žádný druh konstrukce a je-li štíhlost mezi 180 a 250 je třeba dodatečně ověřit, zda daný prvek vyhovuje) [6, str.54], [9, str.560].

$$\lambda = \frac{L_{cr}}{i_y} \text{ [-]} \quad (35)$$

kde L_{cr} [m] – vzpěrná délka prvku,

i_y [m] – poloměr setrvačnosti průřezu prvku.

Dle [5, str.67] je doba útlumu t_{tl} [s⁻¹] (pro jednohmotový náhradní systém) vyjádřená vztahem:

$$t_{\text{tl}} = \frac{\ln 2 \cdot y_{\text{st}}}{f \cdot v} \text{ [s]} \quad (36)$$

který odpovídá výrazu (25). Kde y_{st} [mm] max. průhyb nosníku od jmenovitého břemene hmotnosti m_b [kg], f [1/s] – frekvence vlastních kmitů nosníku (viz vztah 37), v [-] - logaritmický dekrement útlumu kmitání.

Tabulka 1: Volba hodnoty logaritmického dekrementu útlumu kmitání [5, str.67]

Typ nosníku	h/L	Logaritmický dekrement útlumu
skříňový	< 1/20	0,05
skříňový	1/18 až 1/20	0,07
skříňový	1/16 až 1/17	0,1
skříňový	> 1/16	0,12
plnostěnný svařovaný s vyztuženým tlačným pásem	> 1/20	0,1
plnostěnný svařovaný s vyztuženým tlačným pásem	< 1/20	0,08

Logaritmický dekrement útlumu kmitání je volen na základě poměru výšky h [m] a rozpětí nosníku L [m], dle tab.1.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{\text{red}}}} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (37)$$

kde k [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] tuhost nosníku (pružinová konstanta), viz vztah (30); m_{red} [kg] – redukovaná hmotnost nosníku, kočky a všech hmotností, kmitajících s nosníkem po odložení jmenovitého břemene (viz 38).

$$m_{\text{red}} = \frac{17}{35} \cdot q \cdot L + m_k \quad [\text{kg}] \quad (38)$$

4. Experimentální stanovení doby útlumu

Moment setrvačnosti I_x [m^4] voleného profilu nosníku mostového jeřábu vyčíslíme dle vztahu (33).

$$I_x = \frac{400 \cdot m \cdot g \cdot L^2}{48 \cdot E} = \frac{400 \cdot (225 + 19) \cdot 9,81 \cdot 5,6^2}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,978 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 = 297,773 \text{ cm}^4 \quad (39)$$

Dle katalogu [2] volím profil HEB120, jehož moment setrvačnosti $I_x = 864 \text{ cm}^4$.

Štíhlost prutu λ [-] pro příslušný směr vybočení dle vztahu (35):

$$\lambda = \frac{L_{\text{cr}}}{i_y} = \frac{5600}{30,6} = 183,007 \leq \lambda_{\text{krit}} \quad 180 \div 250 \quad (40)$$

Tuhost nosníku, dle vztahu (30):

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot I_x}{L^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 8,64 \cdot 10^{-6}}{5,6^3} = 4,959 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 495,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (41)$$

Redukovaná hmotnost nosníku, kočky a všech hmotností, kmitajících s nosníkem po odložení jmenovitého břemene, dle vztahu 38.

$$m_{\text{red}} = \frac{17}{35} \cdot q \cdot L + m_k = \frac{17}{35} \cdot 26,7 \cdot 5,6 + 19 = 91,624 \text{ kg} \quad (42)$$

kde q [kg/m] – jmenovitá hmotnost nosníku HEB120 (dle [10]: $q = 26,7 \text{ kg/m}$).

Kruhová frekvence vlastních kmitů nosníku, dle vztahu (37):

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{\text{red}}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{4,959 \cdot 10^5}{91,624}} = 11,709 \text{ s}^{-1} \quad (43)$$

Logaritmický dekrement útlumu kmitání je volen na základě poměru výšky h [m] a rozpětí nosníku L [m]:

$$\frac{h}{L} = \frac{0,12}{5,6} = 0,021 \leq \frac{1}{20} = 0,05 \text{ dle tab.1, je volena hodnota logaritmického}$$

dekrementu útlumu kmitání $\nu = 0,05$.

Maximální průhyb nosníku HEB120 od jmenovitého břemene hmotnosti $m_b = 225 \text{ kg}$, dle vztahu (33):

$$y_{\text{st}} = \frac{m_b \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{m_b \cdot g}{k} = \frac{225 \cdot 9,81}{4,959 \cdot 10^5} = 4,449 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,449 \text{ mm} \quad (44)$$

Doba útlumu vyjádřená dle vztahu (36):

$$t_{\text{tl}} = \frac{\ln 2 \cdot y_{\text{st}}}{f \cdot \nu} = \frac{\ln (2 \cdot 4,449 \cdot 10^{-3})}{11,709 \cdot 0,05} = 3,734 \text{ s} \quad (45)$$

Tabulka 2: Hodnoty statického průhybu a doby tlumení od hmotnosti břemene

m [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m [kg]	y_{st} [mm]	t_{tl} [s]	m [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			

Maximální průhyb $y_{\max}$ [m] (48) nosníku HEB120 je dán součtem dílčích průhybů; tj. průhybu od hmotnosti jmenovitého břemene y_{st} [m] (44), průhybu od hmotnosti jeřábové kočky y_k [m] (46) (dle [7, str.61]) a průhybu od vlastní hmotnosti nosníku y_q [m] (47) (dle [7, str.61]).

$$y_k = \frac{m_k \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = \frac{m_k \cdot g}{k} = \frac{19 \cdot 9,81}{4,959 \cdot 10^5} = 3,757 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,376 \text{ mm} \quad (46)$$

$$y_q = \frac{5 \cdot q \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x} = \frac{5 \cdot Q \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I_x} = \frac{5 \cdot 26,7 \cdot 9,81 \cdot 5,6^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 8,64 \cdot 10^{-6}} = 1,848 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1,848 \text{ mm} \quad (47)$$

Dosazením hodnot dílčích průhybů ze vztahů (44), (46) a (47) do vztahu (48) získáváme hodnotu $y_{\max}$ [m] maximálního průhybu:

$$y_{\max} = y_{st} + y_k + y_q = 4,449 + 0,376 + 1,848 = 6,673 \text{ mm} \quad (48)$$

Dle [5, str.67], [6, str.22] je maximální dovolená hodnota průhybu $y_{\max(\text{dov})}$ [m] vyjádřená v závostlosti na rozpětí L [m] jeřábu, pro jeřáby mostové s ručním pohonem 1/400, viz vztah (49):

$$\frac{y_{\max(\text{dov})}}{L} = \frac{1}{400} \Rightarrow y_{\max(\text{dov})} = \frac{L}{400} = \frac{5600}{400} = 14 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 14 \text{ mm} \quad (49)$$

Hodnota skutečného maximálního průhybu $y_{\max} = 6,673 \text{ mm}$ (48) je nižší než hodnota dovoleného maximálního průhybu $y_{\max(\text{dov})} = 14 \text{ mm}$.

5. Závěr

Předložený příspěvek v kapitole „Teoretické předpoklady a odvození“ teoreticky popisuje tlumené kmitání mostu jednonosíkového mostového jeřábu, v závěru této kapitoly je uveden vztah pro určení kruhové frekvence vlastních kmitů nosníku, vztah pro vyčíslení doby útlumu a hodnota maximálního (statického) průhybu nosníku od jmenovitého břemene.

Ve třetí kapitole je popisováno měřicí stanoviště, jež je v současné době budováno v laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví, Institutu dopravy, VŠB - Technické univerzity Ostrava.

Kapitola 4 uvádí konkrétní výpočet doby útlumu kmitání a hodnoty statického průhybu nosníku HEB120 (délky 5,6 m) pro rozdílné hodnoty hmotnosti jmenovitého břemene, ve vztazích (46) a (47) jsou vyčísleny hodnoty průhybů od hmotnosti použitého kladkostroje Güde GSZ 300/600 a vlastní hmotnosti nosníku.

V příspěvku v následujícím čísle časopisu budou prezentovány výsledky měření statického průhybu a doby útlumu kmitání nosníku mostu tvořeného profilem HEB120.

6. Seznam literatury

- [1] Cvekl. Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talácko, J.: Teorie dopravních a maniulačních zařízení, ČVUT Praha 1984.
- [2] Tyče průřezu HEA a HEB – katalog f-y Feron, a.s.
- [3] Cvekl. Z.: Teorie a stavba zdvihacích strojů – část II. ČVUT Praha 1972.
- [4] Bartsch, H. J.: Matematické vzorce. SNTL Praha 1983.
- [5] ČSN 27 0103 - Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů. Praha, 1989.
- [6] ČSN 731401 – Navrhování ocelových konstrukcí. Praha, 1998.
- [7] Vávra, P. a kol.: Strojnické tabulky, SNTL Praha 1981.
- [8] Brousil, J., Slavík, J., Zeman.: Dynamika. SNTL/ALFA Praha 1989.
- [9] Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Jeřáby. Technický průvodce 13. SNTL Praha 1968.

Anotace:

The article describe theoretic eduction of circular frequence self-sustained oscillations of crane-runway girder, the time inhibition oscillation of amplitude and values of maximum sag of beams from materiality explicit empty weight, materiality of derrick crane truck (tackle) and dead weight girder pursuant to quadratic oscillating girder absorbing resistance proportional rate. At the same time is make calculation of the bearing construction according to II. insider limiting state usability.

Oponent: Doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

zdvihového lana z lanového bubnu zdvihového mechanismu $L_L > y_1$ [m], pro $n = 1$ počtu průřezů nosných lan, viz obr.1,a).

Po zavěšení břemene, na hák zdvihového lana, je uveden v činnost lanový buben, na nějž je zdvihové lano navíjeno, rychlostí v_b [m.s⁻¹]. Dochází ke zkracování odvinuté délky zdvihového lana L_L [m], v jistém okamžiku je odvinutá délka lana z bubnu L_L [m] rovna výšce y_1 [m] (viz obr.1,a).

Tahová síla F_L [N] působící v laně je nulová.

Celkový průhyb mostu y_p [m] jednoosíkového mostového jeřábu odpovídá hodnotě dle obr.1,a, průhyb mostu je možno vyjádřit jako součet dvou dílčích průhybů:

$$y_p = y_q + y_k \text{ [m]} \quad (1)$$

kde y_q [m] průhyb od vlastní hmotnosti nosníku q [kg.m⁻¹], viz [1, vztah (47)],

y_k [m] průhyb od hmotnosti jeřábové kočky (kladkostroje), viz [1, vztah (46)].

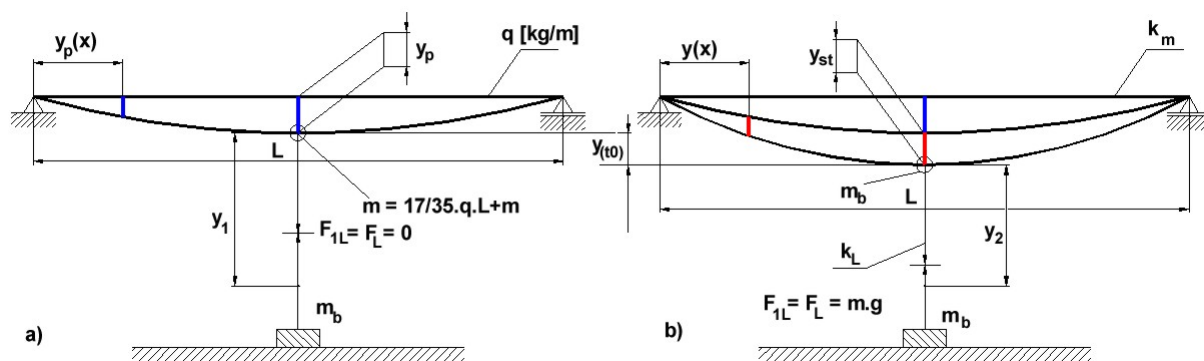
Při zavěšování břemene (prostřednictvím lanových úvazků) na hák kladnice zdvihového mechanismu je zdvihové lano („n“ nosných průřezů) uvolněno (odvinutá délka L_L [m] zdvihového lana z lanového bubnu zdvihového mechanismu, zajistí posunutí kladnice do polohy $(y_1 - h) > y_1$ [m], pro „n“ počtu průřezů nosných lan, viz obr.1,b).

Je-li k zavěšení břemene využito „n“ nosných průřezů lan, je možno odvinutou délku lana L_L [m] z lanového bubnu vyjádřit dle zákona o zachování energie (dle obr.1,b platí):

$$m_b \cdot g \cdot v_z = F_{1L} \cdot v_b \text{ nebo } m_b \cdot g \cdot (y_1 - h) = F_{1L} \cdot L_L \quad (2)$$

Dle vztahu pro určení kladkového převodu i_k [-] (3) [2] je možno vyjádřit požadovanou délku L_L [m] odvinutého zdvihového lana z lanového bubnu:

$$L_L = i_k \cdot (y_1 - h) \text{ [m]} \quad (3)$$



Obr.2. Průhyb jeřábového mostu v průběhu II.fáze zdvihu, břemeno zdvíháno 1 nosným průřezem lana

2) II. Fáze:

Po ukončení I.fáze zdvihu ($L_L = y_1$ [m], $F_L = 0$ N), dochází vlivem otáčejícího se lanového bubnu (úhlovou rychlostí ω [rad.s⁻¹] k navíjení zdvihového lana na lanový buben, břemeno hmotnosti m_b [kg] setrvává stále ve své výchozí poloze (neodpoutává od úrovně podlahy).

II.fáze zdvihu popisuje stav, kdy se břemeno ještě neodpoutává od úrovně podlahy, ale dochází však ke zkracování délky lana L_L [m] (vlivem navíjení zdvihového lana na lanový buben) ze stavu po ukončení I.fáze zdvihu $L_L = y_1$ [m] na hodnotu $L_L = y_2$ [m].

Délka zdvihového lana L_B [m] navinutá na lanový buben (v průběhu II.fáze zdvihu je závislá na hodnotě tuhosti lana k_L [N.m⁻¹] a hodnotě průhybu mostu jeřábu y [m] od vlastní hmotnosti břemene.

Průhyb mostu y [m] v průběhu II.fáze zdvihu mění svou hodnotu od nuly do maxima (y_{st} [m], viz obr.2,b a obr.3,b, (4) a [1, (44)]), okamžitá hodnota průhybu mostu y [m] (viz obr.2,b a obr.3,b) závisí na síle v laně F_L [N], vztah (2), která v průběhu II.fáze zdvihu lineárně narůstá do maxima $F_L = m_b \cdot g$ [N].

$$y = \frac{F_L \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \text{ [m]} \quad (4)$$

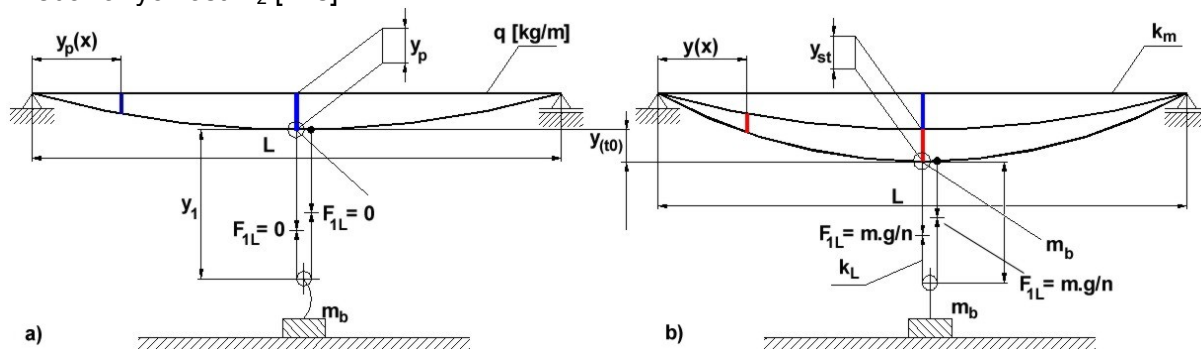
kde L [m] – rozpětí jeřábu,

E [Pa] - modul pružnosti v tahu, $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa,

I_x [m⁴] - moment setrvačnosti nosníku mostového jeřábu.

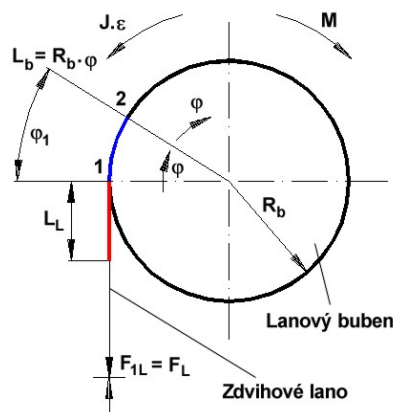
3) III. Fáze:

Dosáhne-li průhyb mostu hodnoty y_c [m], viz obr.2,b a 3,b a celková síla F_L [N] (dána součtem působících tahových sil F_{1L} [N] v jednotlivých průřezech lana) hodnoty $F_L = m_b \cdot g$ [N], dochází k odpoutání břemene od úrovně podlahy. Břemeno je v následujícím okamžiku zvedáno rychlostí v_z [m/s].



Obr.3. Průhyb jeřábového mostu v průběhu II.fáze zdvihu, břemeno zdvíháno „n“ nosnými průřezy lana

Počáteční okamžik této III.fáze zdvihu nastává při pootočení lanového bubnu o hodnotu φ_1 [rad], viz obr.4, při délce navinutého zdvihového lana na lanový buben $L_B = R_b \cdot \varphi_1$ [m]. Délka odvinutého lana z bubnu $L_L < y_2$ [m].



Obr.4. Úhel pootočení lanového bubnu a délka navinutého lana na buben v průběhu II.fáze zdvihu

3. Teoretické předpoklady II. fáze zdvihu břemene

Počátek II.fáze zdvihu (viz obr.2,a) ($L_L = y_1$, $\varphi = 0$) je znázorněn bodem (1) a okamžik ukončení II.fáze zdvihu (viz obr.3,b) ($L_L = y_2$, $\varphi = \varphi_1$) odpovídá bodu (2), viz obr.4.

V průběhu II.fáze zdvihu dochází k navíjení zdvihového lana na lanový buben, délku navinutého lana na buben L_B [m] je v určitém okamžiku II.fáze zdvihu možno vyjádřit dle vztahu:

$$L_B = R_b \cdot \varphi \quad (5)$$

Vzhledem k tomu, že břemeno (hmotnosti m_b [kg]) dle úvodních předpokladů nemění svou polohu, je možno navinutou délku zdvihového lana L_B [m] na lanový buben vyjádřit součtem průhybu mostu y [m] a celkového prodloužení nosného lana y_L [m].

Je-li břemeno zavěšeno na „n“ nosných průřezích lana (viz obr.1,b a obr.3,b) pak výsledné prodloužení lana vyjádříme:

$$y_L = n \cdot y_{1L} \quad (6)$$

V libovolném okamžiku II.fáze zdvihu je možno matematicky zapsat výše uvedené předpoklady jako:

$$L_B = R_b \cdot \varphi = n \cdot y + y_L = n \cdot y + n \cdot y_{1L} = n \cdot (y + y_{1L}) \quad (7)$$

Maximální navinutá délka zdvihového lana L_B [m] na lanový buben je v okamžiku ukončení II.fáze zdvihu, kdy $y_2 = y_1 - y_{st}$ [m] (viz obr.2), pak je možno vztah (7) upravit do tvaru:

$$L_{B(max)} = R_b \cdot \varphi_1 = n \cdot y_{st} + y_L = n \cdot y_{st} + n \cdot y_{1L} = n \cdot (y_{st} + y_{1L}) [m] \quad (8)$$

kde $y_{st} [m]$ – maximální průhyb mostu od jmenovitého břemene [1, vztah (44)].

Prodloužení zdvihového lana je možno určit z Hookova zákona, využitím vztahu (6) zavedeme prodloužení lana $\Delta y_L = y_L [m]$ a $\Delta y_{1L} = y_{1L} [m]$, viz obr.2:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta y_L}{y_1} = E \cdot \frac{n \cdot \Delta y_{1L}}{y_1} \Rightarrow \Delta y_L = \frac{\sigma \cdot y_1}{E} = y_L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \Delta y_{1L} = \frac{\sigma \cdot y_1}{n \cdot E} = n \cdot y_{1L} = y_L [m] \quad (9)$$

kde $y_1 [m]$ – délka závěsu na konci I.fáze zdvihu (viz obr.1,a).

Úpravou vztahu (9) získáváme:

$$\sigma = \frac{E \cdot y_L}{y_1} = \frac{E \cdot n \cdot y_{1L}}{y_1} [Pa] \Rightarrow F_{1L} = \sigma \cdot S = \frac{E \cdot y_L}{y_1 \cdot n} \cdot S = \frac{E \cdot y_{1L}}{y_1} \cdot S [N] \quad (10)$$

kde $S [m^2]$ – nosný průřez lana.

Označíme-li ve vztahu (10) výraz $\frac{E \cdot S}{y_1}$ jako $k_L [N \cdot m^{-1}]$, je možno zapsat vztah (10) ve tvaru:

$$F_{1L} = k_L \cdot y_{1L} = k_L \cdot \frac{y_L}{n} [N] \quad (11)$$

kde $k_L [N \cdot m^{-1}]$ - tuhost nosného lana.

Dle obr.1 a obr.4 je možno sestavit rovnici rovnováhy sil, viz vztah (12):

$$m \cdot y'' + k_m \cdot y - n \cdot F_{1L} = 0 [N] \quad (12)$$

Dosadíme-li za výraz $F_{1L} [N]$ ze vztahu (11), upravíme rovnici (12) do tvaru:

$$n \cdot k_L \cdot y_{1L} - m \cdot y'' - k_m \cdot y = k_L \cdot y_L - m \cdot y'' - k_m \cdot y = 0 [N] \quad (13)$$

Do vztahu (13) dosadíme za hodnotu prodloužení lana $y_L [m]$ výraz (12), který získáme úpravou vztahu (7), viz výraz (15):

$$R_b \cdot \varphi = n \cdot y + y_L = n \cdot y + n \cdot y_{1L} \Rightarrow y_L = R_b \cdot \varphi - n \cdot y [m]$$

$$\Rightarrow y_{1L} = \frac{R_b \cdot \varphi}{n} - y [m] \quad (14)$$

$$m \cdot y'' + k_m \cdot y - k_L \cdot (R_b \cdot \varphi - n \cdot y) = 0 [N] \quad (15)$$

Rovnici (15) upravíme do tvaru, viz (16):

$$y'' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} \right) \cdot y - \frac{k_L}{m} \cdot R_b \cdot \varphi = 0 [N] \quad (16)$$

Dle obr.4 je možno sestavit rovnici rovnováhy momentů, viz vztah (17):

$$M - J \cdot \varphi'' - F_{1L} \cdot R_b = 0 [Nm] \quad (17)$$

Do rovnice (17) dosadíme za velikost síly v laně $F_{1L} [N]$ výraz dle vztahu (11):

$$M - J \cdot \varphi'' - k_L \cdot y_{1L} \cdot R_b = M - J \cdot \varphi'' - k_L \cdot \frac{y_L}{n} \cdot R_b = 0 [Nm] \quad (18)$$

Rovnici (18) upravíme do tvaru:

$$\varphi'' + \frac{k_L \cdot R_b}{J} \cdot y_{1L} - \frac{M}{J} = \varphi'' + \frac{k_L \cdot R_b}{J \cdot n} \cdot y_L - \frac{M}{J} = 0 [Nm] \quad (19)$$

Ve vztahu (19) dosadíme za výraz $y_{1L} [m]$ a $y_L [m]$ hodnotu ze vztahu (7), úpravou vztahu (19) získáváme:

$$\varphi'' + \frac{k_L \cdot R_b}{J} \cdot \left(\frac{R_b \cdot \varphi}{n} - y \right) - \frac{M}{J} = 0 [Nm] \quad (20)$$

Z rovnice (16) vyjádříme úhel pootočení lanového bubnu $\varphi [deg]$:

$$\varphi = \frac{m}{k_L \cdot R_b} \cdot \left(y'' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} \right) \cdot y \right) [deg] \quad (21)$$

Provedeme dvojí derivaci výrazu (21) úhlu pootočení lanového bubnu φ [deg]:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y'''' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} \right) \cdot \left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y' \text{ [rad. s}^{-1}\text{]} \quad (22)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{d\dot{\varphi}}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y''''' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} \right) \cdot \left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y'' \text{ [rad. s}^{-2}\text{]} \quad (23)$$

Výraz úhlového zrychlení $\ddot{\varphi}$ [rad/s²] viz vztah (23) a výraz úhlu pootočení lanového bubnu φ [deg], viz vztah (21), dosadíme do vztahu (20):

$$\left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y''''' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y'' - \frac{k_L \cdot R_b}{J} \cdot y + \frac{k_L \cdot R_b^2}{J \cdot n} \cdot \varphi - \frac{M}{J} = 0 \quad (24)$$

Do vztahu (24) dosadíme za výraz úhlu pootočení lanového bubnu φ [deg] vztah (21):

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y''''' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{k_L \cdot R_b} \right) \cdot y'' - \frac{k_L \cdot R_b}{J} \cdot y + \\ & + \frac{k_L \cdot R_b^2}{J \cdot n} \cdot \frac{m}{k_L \cdot R_b} \cdot \left(y'' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} \right) \cdot y \right) - \frac{M}{J} = 0 \end{aligned} \quad (25)$$

Výraz (25) upravíme do tvaru (26):

$$\begin{aligned} & y''''' + \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} + \frac{k_L \cdot R_b^2}{J \cdot n} \right) \cdot y'' + \left(\frac{k_L \cdot R_b^2 \cdot (k_m + n \cdot k_L)}{m \cdot n \cdot J} - \frac{k_L^2 \cdot R_b^2}{J \cdot m} \right) \cdot y - \\ & - \frac{M \cdot R_b \cdot k_L}{J \cdot m} = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

Zavedeme-li, konstanty A, B a C, je možno rovnici (26) přepsat do konečného tvaru (27):

$$\begin{aligned} A &= \left(\frac{k_m + n \cdot k_L}{m} + \frac{k_L \cdot R_b^2}{J \cdot n} \right); B = \left(\frac{k_L \cdot R_b^2 \cdot (k_m + n \cdot k_L)}{m \cdot n \cdot J} - \frac{k_L^2 \cdot R_b^2}{J \cdot m} \right); C = \frac{M \cdot R_b \cdot k_L}{J \cdot m} \\ y''''' + A \cdot y'' + B \cdot y &= C \end{aligned} \quad (27)$$

Rovnice (27) je **nehomogenní lineární diferenciální rovnici 4. řádu s konstantními koeficienty**.

Výsledné řešení y , vztah (28), nehomogenní diferenciální rovnice (27) nalezneme jako součet příslušné zkrácené diferenciální rovnice y_0 a řešení příslušející pravé straně, tzv. partikulární integrál y_p .

$$y = y_0 + y_p \quad (28)$$

Zkrácená diferenciální rovnice, viz (29), je **homogenní lineární diferenciální rovnici 4. řádu s konstantními koeficienty** (pravá strana rovnice $s(y) = 0$).

$$y''''' + A \cdot y'' + B \cdot y = 0 \quad (29)$$

Je možno předpokládat, že řešení zkrácené rovnice (29) může být funkce $y_0 = e^{\lambda \cdot t}$

Dle [3 str.684] vyplývá řešení zkrácené diferenciální rovnice (29) s využitím kořenů kvadratické rovnice ve tvaru, viz (30):

$$y_0 = C_1 \cdot \cos(\lambda_1 t) + C_2 \cdot \sin(\lambda_1 t) + C_3 \cdot \cos(\lambda_3 t) + C_4 \cdot \sin(\lambda_3 t) \quad (30)$$

Řešení pravé strany diferenciální rovnice (27), tzn. určení partikulárního řešení nehomogenní diferenciální rovnice y_p (tj. rovnice s pravou stranou) řešíme metodou variace konstant. Dle [3, str.680] vyplývá partikulární řešení y_p nehomogenní diferenciální rovnice (27), ve tvaru, viz (31):

$$y_p = C_6(t) = \frac{C}{B} = \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \quad (31)$$

Výsledné řešení nehomogenní diferenciální rovnice 4. řádu, vztah (32), je dáno součtem obecného řešení zkrácené homogenní diferenciální rovnice y_0 , viz (30) a partikulárního řešení nehomogenní diferenciální rovnice y_p , viz (31):

$$y = y_0 + y_p = C_1 \cdot \cos(\lambda_1 t) + C_2 \cdot \sin(\lambda_1 t) + C_3 \cdot \cos(\lambda_3 t) + C_4 \cdot \sin(\lambda_3 t) + \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \quad (32)$$

Provedeme-li první a druhou derivaci vztahu (32), a tyto derivace dosadíme do rovnice (21), úpravou získáváme:

$$\varphi = C_1 \cdot \cos(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) + C_2 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) + C_3 \cdot \cos(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) + C_4 \cdot \sin(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) + A_2 \cdot \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \quad (33)$$

$$\text{kde } A_1 = -\frac{m}{k_L \cdot R_b}, \quad A_2 = \frac{k_m + n \cdot k_L}{k_L \cdot R_b}.$$

Provedeme derivaci vztahu (33):

$$\varphi' = -C_1 \cdot \lambda_1 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) + C_2 \cdot \lambda_1 \cdot \cos(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) - C_3 \cdot \lambda_3 \cdot \sin(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) + C_4 \cdot \lambda_3 \cdot \cos(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) \quad (34)$$

Vyjádříme integrační podmínky:

V čase $t = 0$ je průhyb nosníku (viz obr.2,b a obr.3,b) mostu jednonosníkového jeřábu $y = 0$ [m]. Počáteční podmínku $y = 0$ m dosadíme do vztahu (32):

$$y = 0 = C_1 \cdot \cos(\lambda_1 \cdot 0) + C_2 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot 0) + C_3 \cdot \cos(\lambda_3 \cdot 0) + C_4 \cdot \sin(\lambda_3 \cdot 0) + \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \Rightarrow C_1 + C_3 + \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \Rightarrow C_1 = -C_3 - \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \quad (35)$$

V čase $t = 0$ je $y = 0 \Rightarrow y' = 0 \Rightarrow y'' = 0$, tyto počáteční podmínky dosadíme do první a druhé derivace vztahu (32), úpravou získaných vztahů obdržíme:

$$C_2 = -C_4 \cdot \frac{\lambda_3}{\lambda_1}; \quad C_1 = \frac{C_3 \cdot \lambda_3^2}{\lambda_1^2} \quad (36)$$

Úhlová rychlost otáčení lanového bubnu v okamžiku počátku II.fáze zdvihu $\varphi' = \varphi_0' = \omega_0$ [deg]. Počáteční podmínku $\varphi' = \varphi_0' = \omega_0$ [deg] dosadíme do vztahu (34), úpravou vztahu obdržíme:

$$C_4 \cdot \lambda_3 \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) = \omega_0 - C_2 \cdot \lambda_1 \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) \quad (37)$$

Dosadíme-li jednotlivé konstanty C_1, C_2, C_3, C_4 a A_1 do vztahu (32) obdržíme:

$$y = \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \cdot \left[1 + \left(\frac{\lambda_3^2 \cdot \cos(\lambda_1 \cdot t) - \lambda_1^2 \cdot \cos(\lambda_3 \cdot t)}{\lambda_1^2 + \lambda_3^2} \right) \right] + \frac{\omega_0 \cdot k_L \cdot R_b}{m} \cdot \left(\frac{\lambda_1 \cdot \sin(\lambda_3 \cdot t) - \lambda_3 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t)}{\lambda_1 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_1^2 - \lambda_3^2)} \right) \quad (38)$$

Dosadíme-li jednotlivé konstanty C_1, C_2, C_3, C_4 a A_1 do vztahu (33) obdržíme:

$$\varphi = C_1 \cdot \cos(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) + C_2 \cdot \sin(\lambda_1 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_1^2 + A_2) + C_3 \cdot \cos(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) + C_4 \cdot \sin(\lambda_3 \cdot t) \cdot (A_1 \cdot \lambda_3^2 + A_2) + A_2 \cdot \frac{M \cdot n}{R_b \cdot k_m} \quad (39)$$

Dle vztahu (7) vyplývá, že

$$L_B = R_b \cdot \varphi = n \cdot y + y_L = n \cdot y + n \cdot y_{1L} \Rightarrow y_{1L} = \frac{R_b \cdot \varphi}{n} - y \text{ [m]} \quad (40)$$

Dle vztahu (11) vyplývá, že

$$F_{1L} = k_L \cdot y_{1L} \text{ [N]} \quad (41)$$

Dle počáteční úvahy o předpokladech II.fáze zdvihu břemene je na konci II.fáze zdvihu síla v laně F_L [N] rovna tíze zvedaného břemene $m_b \cdot g$ [N], viz obr.2,b a obr.3,b. Je-li břemeno zavěšeno na „n“ nosných průřezích lana, pak působící tahovou sílu v jednom průřezu lana F_{1L} [N] je možno vyjádřit dle vztahu (11).

$$F_{1L} = k_L \cdot y_{1L} = \frac{m_b \cdot g}{n} \text{ [N]} \quad (42)$$

Dosadíme-li do vztahu (42) výraz (40) získáváme teoretický vztah pro určení tuhosti lana:

$$F_{1L} = k_L \cdot y_{1L} = \frac{m_b \cdot g}{n} = k_L \cdot \frac{R_b \cdot \varphi_1}{n} - y_{st} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow k_L = \left(\frac{m_b \cdot g}{n} + y_{st} \right) \cdot \frac{n}{R_b \cdot \varphi_1} = \frac{m_b \cdot g}{R_b \cdot \varphi_1} + \frac{n \cdot y_{st}}{R_b \cdot \varphi_1} \text{ [N.m}^{-1}\text{]} \quad (43)$$

4. Závěr

Teoretický vztah (43) vyjadřující tuhost zdvihacího lana k_L [N.m⁻¹], v závislosti na tuhosti nosníku mostového jeřábu a hmotnosti zvedaného břemene, bude ověřován na modelovém zařízení jednonosíkového mostového jeřábu v laboratoři Ústavu výzkumu a zkušebnictví, FS, VŠB- TU v Ostravě.

Tuhost lana bude vyjádřena z prodloužení zdvihacího lana, které bude určeno dvěma nezávislými metodami.

První metoda bude založena na určení deformace zdvihového lana podrobeného tahové zkoušce a trhacím stroji. Druhá metoda bude založena na stanovení délky navinutého lana na lanový buben L_B [m] a úhlu pootočení lanového bubnu na ručním lanovém navijáku, kde prostřednictvím snímače úhlu natočení bude snímána hodnota úhlu φ [deg], (v závislosti na hmotnosti břemene m_b [kg], bude odečítána síla v laně F_{1L} [N]) při známých hodnotách hmotnosti břemene, průměru bubnu lanového navijáku R_b [m] a okamžitého průhybu nosníku mostu (průhyb y [m] bude snímán indukčním snímačem polohy).

Popis měřicí metody a experimentální výsledky budou prezentovány v příspěvku v následujícím čísle tohoto elektronického časopisu.

5. Seznam literatury

[1] Hrabovský, L.: Teoretické předpoklady přetvoření a útlumu kmitání jednonosíkového mostového jeřábu. Elektronický časopis „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“, 2/2006.

[2] 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

[3] Bartsch, H. J.: Matematické vzorce. SNTL Praha 1983.

[4] Fedorko, G.: POROVNANIE MODELOVANIA OCEĽOVÝCH LÁN V CAD SYSTÉMOCH PRO/ENGINEER WILDFIRE 2 A CATIA V5 R16. Transport & Logistics mimoriadne číslo časopisu, Košice, 2006, ISSN 1451-107X

Anotace:

The Article abstractedly describe in singles phase stroke empty weight by means of crane caths install on Wednesday span girder roadway crane. At stroke empty weight happen to deflexion bridge and extension bearing ropes. V due come out progress theoretic calculation stiffness bearing ropes.

Oponent: Doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

ZMĚNY V PRAVIDLECH SILNIČNÍHO PROVOZU A TECHNICKÝCH PODMÍNKÁCH TÝKAJÍCÍ SE OKRUŽNÍCH KŘIŽOVATEK

Vladislav KŘIVDA⁸
Ivana OLIVKOVÁ⁹

Klíčová slova: silniční doprava, bezpečnost, okružní křižovatka

Abstrakt:

Článek pojednává o novém rozdělení okružních křižovatek podle nových technických podmínek. Dále informuje o nových pravidlech silničního provozu týkající se okružních křižovatek, které přináší novelizace zákona č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích. Článek se opírá o zkušenosti a návrhy pracovníků Laboratoře silniční dopavy při Institutu dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava.

1. Úvod

Jako každý vědní obor i problematika provozu na pozemních komunikacích prochází neustálými změnami. Změny v pravidlech silničního provozu jsou snad ještě více častější a nutnější, což dokazuje i stálá diskuze nad novelou č. 411/2005 Sb., kterou se mění zákon č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích, a která platí teprve několik měsíců.

V následujícím textu se zabýváme dvěma základními změnami v zákoně, týkající se právě okružních křižovatek. Jde jednak o upřesnění přednosti v jízdě na okružních křižovatkách a jednak, a to především, o upřesnění problematiky týkající se používání znamení o změně směru jízdy při průjezdu okružní křižovatkou, což je problematika, která je v naší Laboratoři silniční dopavy již řadu let sledována. Na úvod je však uvedeno nové rozdělení okružních křižovatek podle nových technických podmínek týkající se projektování okružních křižovatek.

2. Nové rozdělení okružních křižovatek

Okružní křižovatky byly ještě donedávna (do roku 2005) děleny na velké, malé a mini okružní křižovatky. Směrodatným parametrem byl vnější průměr okružní křižovatky D:

- velká okružní křižovatka: $D > 40$ m
- malá okružní křižovatka: $D = 25 \div 40$ m
- mini okružní křižovatka: $D < 25$ m



Obr. 1. Okružní křižovatka s jednopruhovým okružním jízdním pásem (Jyväskylä, Finsko)

⁸ Ing. Vladislav Krivda, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopavy, Laboratoř silniční dopavy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: vladislav.krivda@vsb.cz; <http://www.id.vsb.cz/krivda>

⁹ Ing. Ivana Olivková, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopavy, Laboratoř silniční dopavy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ivana.olivkova@vsb.cz

Toto rozdělení vycházelo z technických podmínek TP 135 Projektování okružních křižovek na silnicích a místních komunikacích, jenž byly vydány roku 2000. Aktualizované znění těchto technických podmínek z roku 2005 přineslo nové rozdělení okružních křižovek na:

- okružní křižovatky (řadíme zde dřívější malé i velké okružní křižovatky)
- mini okružní křižovatky

Okružní křižovatka [6] je pak ta, jejíž vnější průměr $D > 23$ m a jeho rozměr je závislý na počtu připojených větví křižujících komunikací, které jsou napojeny na okružní jízdní pás a na způsobu připojení vjezdů i na místních možnostech připojení komunikací na okružní jízdní pás. Okružní jízdní pás okružní křižovatky může mít jeden (viz obr. 1) nebo více jízdních pruhů (viz obr. 2).



Obr. 2. Okružní křižovatka s dvoupruhovým okružním jízdním pásem
(Ostrava, u obchodního centra Futurum – v současné době je již však tato křižovatka upravena jako jednoprhová)

Mini okružní křižovatka [6] je ta, jejíž vnější průměr $D \leq 23$ m, a je vždy se zpevněným středovým ostrovem (viz obr. 3). Má podobnou charakteristiku jako okružní křižovatka, kde však větší vozidla nemohou projet po okružním jízdním pásu. Průjezd větších vozidel je ojediněle možný, ale tak, že mini okružní křižovatkou projedou jako průsečnou křižovatkou, tj. přes zpevněný středový ostrov. Takto projíždějící vozidlo musí dát přednost v jízdě všem vozidlům, které mini okružní křižovatkou projíždějí, nebo do ní vjíždějí. Mini okružní křižovatka se umísťuje zejména na komunikacích malého dopravního významu uvnitř měst a obcí na místních komunikacích funkční skupiny C (ČSN 73 6110).



Obr. 3. Mini okružní křižovatka
(na tomto příkladu z Karviné, u Hypernovy, je vidět chybná jízda osobního automobilu)

Jako o posledním typu okružní křižovatky (i když o něm TP 135 nehovoří) se zmiňme o *mimoúrovňové okružní křižovatce*. Základem je okružní křižovatka (tzn. možnost napojení i více komunikací), do které jsou zapojeny i větve z mimoúrovňově vedené hlavní komunikace. Tyto křižovatky se začínají v současné době objevovat u nových staveb dálnic – příkladem může být v současné době stavěná křižovatka dálnice D 47 a ulice Rudné v Ostravě (obr. 4). Dalším příkladem je mimoúrovňová křižovatka v Žilině (obr. 5).



Obr. 4. Mimoúrovňová okružní křižovatka dálnice D47 – Rudná v Ostravě (schéma)



Obr. 5. Mimoúrovňová okružní křižovatka (Žilina, Slovensko)

3. Nová pravidla silničního provozu na okružních křižovatkách

Zákon č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích byl novelizován zákonem č. 411/2005 Sb., který vstoupil v platnost 1. července 2006. Po této změně se již v zákoně věnuje provozu na okružních křižovatkách větší pozornost než dříve. O některých návrzích na změnu bylo již zmiňováno například v [3] a také ve zprávě [2], která byla před lety zaslána pracovníky Laboratoře silniční dopravy (Institut dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava) na Ministerstvo dopravy ČR.

Na tomto místě bychom rádi zmínili jednu důležitou poznámku. Pro pojmenování okružní křižovatky se obecně vžil název „Kruhový objezd“. Rovněž zákon č. 361/2001 Sb. používá pojem „Kruhový objezd“. Z odborného hlediska je však pojem „Kruhový objezd“ nevhodný. Okružní křižovatka se řadí mezi usměrněné křižovatky a nejedná se tudíž o objezd. Rovněž odborná literatura (normy, technické podmínky atp.) uvádí pouze pojem „Okružní křižovatka“. *V následujícím textu je tedy mnohdy použit pojem „Kruhový objezd“, jakožto přesná citace příslušného zákona.*

První změnou, provedenou v zákoně č. 361/2001 Sb. a týkající se okružních křižovatek, bylo doplnění paragrafu č. 22 „Jízda křižovatkou“ v odstavci 5. Původní znění bylo:

„Řidič vjíždějící na kruhový objezd musí dát přednost v jízdě vozidlům jedoucím po kruhovém objezdu.“

Změna přinesla toto rozšíření tohoto odstavce (změny jsou vyznačeny kurzívou):

"Řidič vjíždějící na kruhový objezd označený dopravními značkami „Kruhový objezd“ společně se značkou „Dej přednost v jízdě!“ nebo „Kruhový objezd“ společně se značkou „Stůj, dej přednost v jízdě“ musí dát přednost v jízdě vozidlům a jezdcům na zvířatech jedoucím po kruhovém objezdu a organizovanému útvaru chodců a průvodci vedených a hnaných zvířat se zvířaty jdoucimi po kruhovém objezdu."

Tato změna v podstatě přesněji definuje, jak je označena okružní křižovatka a upřesňuje účastníky provozu, kteří mají na této křižovatce přednost v jízdě, resp. v chůzi.

Druhou podstatnou změnou bylo doplnění paragrafu č. 30 „Znamení o změně směru jízdy“ o zcela nový odstavec č. 5:

"Při vjíždění na kruhový objezd a jízdě po kruhovém objezdu, nepřejíždí-li z jednoho jízdního pruhu do druhého podle § 12 odst. 5¹⁰, řidič nedává znamení o změně směru jízdy; při vyjíždění z kruhového objezdu řidič je povinen dát znamení o změně směru jízdy."

Tento velice důležitý odstavec, resp. jeho dodržování, může mít pozitivní účinek vedoucí ke zvýšení plynulosti provozu na okružních křižovatkách. Řidič jedoucí do křižovatky je tak lépe informován o úmyslu řidiče vozidla jedoucího po okružním páse, zda hodlá opustit křižovatku nebo pokračovat v jízdě po okružním páse. Naopak nutnost použití znamení o změně směru jízdy na vjezdu do křižovatky by byla nejen zbytečná (řidič nemá vlastně jinou možnost odbočení) a také by zbytečně ovlivňovala řidičovu pozornost, který se při zapínání ukazatelů o změně směru jízdy nedostatečně věnoval řízení. Navíc při opouštění křižovatky již na prvním výjezdu by řidič mnohdy (v případě okružních křižovatek menších rozměrů) neměl ani dostatek času na zapínání a vypínání ukazatelů.

Původní zákon č. 361/2000 Sb. (tj. před novelizací) tedy chování na okružních křižovatkách (co se použití znamení o změně směru jízdy týče) nedefinoval dostatečně zřetelně. Paragraf č. 30 „Znamení o změně směru jízdy“ obsahoval pouze tyto odstavce:

Odst. 1: „Znamení o změně směru jízdy musí řidič dávat kromě případů uvedených v jednotlivých ustanoveních také vždy při změně směru jízdy, vybočování z něho, nebo jestliže to vyžaduje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích.“

Odst. 2: „Znamení o změně směru jízdy musí řidič dávat včas před započítím jízdního úkonu s ohledem na okolnosti provozu na pozemních komunikacích, zejména na řidiče jedoucí za ním a na povahu jízdního úkonu.“

Odst. 3: „Znamení o změně směru jízdy se dává směrovými světly. ...“

Odst. 4: „Znamení o změně směru jízdy davané směrovými světly ponechá řidič jen do doby ukončení změny směru jízdy, vybočení z něho, nebo pokud vozidlo nezaujme místo v jízdním pruhu, do kterého přejíždí. ...“

Další paragrafy, které se rovněž vztahovaly (i když nepřímo) k okružním křižovatkám byl paragraf č. 21 „Odbočování“, odst. 1:

„Při odbočování na křižovatce nebo na místo ležící mimo pozemní komunikaci musí řidič dávat znamení o změně směru jízdy; ...“,

a paragraf č. 12 „Jízda v jízdních pruzích“ odst. 5:

„Přejíždět z jednoho jízdního pruhu do druhého smí řidič jen tehdy, neohrozí-li a neomezí-li řidiče jedoucí v jízdním pruhu, do kterého přejíždí; přitom musí dávat znamení o změně směru jízdy. ...“.

¹⁰

§ 12 Jízda v jízdních pruzích:

(5) Přejíždět z jednoho jízdního pruhu do druhého smí řidič jen tehdy, neohrozí-li a neomezí-li řidiče jedoucího v jízdním pruhu, do kterého přejíždí; přitom musí dávat znamení o změně směru jízdy. Při souběžné jízdě umožní řidiči vozidel jedoucích v průběžném pruhu řidičům vozidel do tohoto pruhu přejíždějících z pruhu, který přestal být průběžným, vjet tak, aby se vozidla jedoucí v průběžném pruhu a vozidla do něho přejíždějící mohla řadit střídavě po jednom do jízdního proudu průběžného pruhu. Tam, kde se dva jízdní pruhy sbíhají v jeden, aniž by bylo zřejmé, který z nich je průběžný, nesmí řidič jedoucí v levém jízdním pruhu ohrozit řidiče jedoucího v pravém jízdním pruhu.

Zákon č. 361/2000 Sb. tedy popisoval, v jakých případech a jakým způsobem měl řidič používat *znamení o změně směru jízdy* (dále rovněž *směrová světla*). Tento popis byl však velmi obecný a stručný. Způsob použití směrových světel konkrétně na okružní křižovatce však zákon přesně nestanovoval. Uvedené paragrafy si mohl každý řidič vyložit jiným způsobem.

Ani v dřívější vyhlášce č. 99/1989 Sb. o pravidlech provozu na pozemních komunikacích, která platila do února 2001, nebylo použití směrových světel na okružní křižovatce přesně popsáno. Výjimku tvořila však některá knižní vydání této vyhlášky, která se o této problematice zmiňovala, ale pouze v komentářích. Tyto komentáře popisovaly použití směrových světel takto: „Při jízdě po kruhovém objezdu se znamení o změně směru jízdy nedává. Je však nezbytné jej dávat při vjíždění (odbočování) na tento objezd a při vyjíždění (odbočování) z něj.“ Je nutné si uvědomit, že toto pravidlo vzniklo v době, kdy se na našich silnicích vyskytovaly většinou pouze okružní křižovatky větších rozměrů.

V dnešní době je však situace jiná. Ve městech a obcích vznikají nové okružní křižovatky, které jsou ale většinou menších rozměrů. Na malé okružní křižovatce není změna směru jízdy při vjezdu i výjezdu tolik patrná jako na okružní křižovatce větších rozměrů, kde řidič více vnímá změnu směru jízdy při vjíždění na okružní pás a při vyjíždění z okružního pásu. Řidič prakticky odbočuje do pravého úhlu a podle toho také volí směrové světlo. Měření prováděná pracovníky Laboratoře silniční dopravy při Institutu dopravy, FS, VŠB-TUO tuto hypotézu potvrzují [3].

Otázkou k diskuzi zůstávalo, zda je nezbytné použití směrového světla při vjezdu na okružní křižovatku. Zde je to v podstatě zbytečné, protože je zde jen jediná možnost směru jízdy. Na okružním páse tak, jak to také zákon ukládá, je rovněž zbytečné použití směrového světla a to hlavně z toho důvodu, aby se řidič mohl více věnovat samotnému řízení vozidla, než se zabývat zapínáním a vypínáním směrových světel. Samozřejmě, jde-li o vícepruhový okružní pás, je nutné při přejíždění z jednoho jízdního pruhu okružního pásu do druhého příslušné směrové světlo použít. Na výjezdu je však nutné, aby řidiči pravé směrové světlo použili. Je to především proto (jak již bylo řečeno), aby řidič, který hodlá vjet na okružní pás ze stejného ramene, do kterého jiný řidič z okružního pásu vyjíždí, mohl bezpečně vjet a přispět tak k plynulosti provozu na křižovatce. Pokud řidič jedoucí po okružním páse směrové světlo nedává, je patrné, že pokračuje v jízdě po okružním páse. Povinnost dávat správné směrové světla na okružní křižovatce bylo však nutné uvést v příslušném zákoně č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích, čehož bylo již po novelizaci zákonem č. 411/2005 Sb. dosaženo. Jak již bylo uvedeno dříve, byla tato změna mj. navržena pracovníky Laboratoře silniční dopravy (Institut dopravy, FS, VŠB-TUO Ostrava) zprávou zaslanou na Ministerstvo dopravy ČR v říjnu 2001 [2].

4. Závěr

Závěrem nutno říci, že nové rozdělení okružních křižovatek podle technických podmínek TP 135 již potlačuje rozdíl mezi křižovatkami velkých rozměrů (dříve velké okružní křižovatky) a rozměrů menších (dříve malé okružní křižovatky). Vložení nového odstavce o použití znamení o změně směru jízdy na okružních křižovatkách do zákona o provozu na pozemních komunikacích je nutno brát jako jedno z pozitivních opatření, které tento zákon přináší.

Výše uvedenou problematikou se mj. zabývají pracovníci Laboratoře silniční dopravy (<http://www.id.vsb.cz/lsd>) při Institutu dopravy (Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava).

5. Literatura a zdroje informací

- [1] Folprecht, J.; Křivda, V. *Organizace a řízení dopravy I*. Ostrava: VŠB-TUO, 2006. 158 s. ISBN 80-248-1030-1
- [2] Folprecht, J.; Müller, J.; Křivda, V.; Frič, J. *Přípomínky ke znění zákona č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích*. 22. 10. 2001
- [3] Křivda, V. *Posouzení účinnosti okružních křižovatek* – disertační práce. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2003 (autoreferát: ISBN 80-248-0207-4)
- [4] Křivda, V. *Základy organizace a řízení silniční dopravy*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy – v tisku
- [5] Richtář, M. *Pasivní bezpečnost nákladních automobilů*. 5. pracovní seminář Těžká, nadrozměrná a speciální přeprava. Institut dopravy, FS, VŠB-TU Ostrava. 1. – 2. 12. 1998. str.39-43. ISBN 80-7078-617-5
- [6] *Technické podmínky TP 135. Projektování okružních křižovatek na silnicích a místních komunikacích*. Ostrava: V-projekt, Ministerstvo dopravy ČR, 2005
- [7] *Zákon č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů*
- [8] *Zákon č. 411/2005 Sb., kterým se mění zákon č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích...* (platnost od 1. 7. 2006)

Changes in Highway Code and Technical Requirements Related to Roundabouts

The paper deals with new separation of roundabouts according to new technical requirements. Also it gives information about new Highway Code related to roundabouts by amendment of law No. 361/2000 Sb. (Highway Code). The paper is based on experiences and proposals by staff of Laboratory of Road Transport, Institute of Transport, VŠB-TU Ostrava.

Key words: Road Transport, Safety, Roundabout

Oponent: Doc. Ing. Petr Škapa, CSc.

VÝŤAHY – VÝVOJ, SÚČASNOSŤ A TRENDY

Henrik PUŠKÁŠ, Jozef KULKA¹¹

Kľúčové slová: výťah, kabína, ovládacie prvky

Abstrakt:

Zamyslenie sa nad miestom, ktoré zaberajú v živote človeka výťahy, jednak z pohľadu historického, jednak z pohľadu súčasného a ako adekvátne dobe narastajú nároky na bezpečnosť a technické požiadavky jednotlivých skupín zariadenia.

1. Úvod

Požiadavky na spoľahlivosť takých strojových zariadení akým sú výťahy sa určujú na základe nielen ekonomických ukazovateľov ale dôležitá je aj otázka bezpečnosti pre obsluhu a okolie. V praxi tieto skutočnosti znamenajú stále nové nároky na výťahy, aby dosahovali stále lepšie technické a bezpečnostné parametre, boli v súlade s platnou legislatívou [5] a [6] a v požadovanej kvalite podľa požiadaviek užívateľa.

Jedným z rozhodujúcich kritérií ich využitia v systéme človek (obsluha) – výrobok je vytvoriť podmienky pre ich bezpečnú a bezporuchovú prevádzku resp. užívanie, kde vyvstáva otázka, že aká bude jej skutočná úroveň po dobu predpokladanej životnosti. Za účelom teoretického a praktického zvyšovania bezpečnosti a spoľahlivosti výťahov (ich elementov, podsústav a sústav) sa v súčasnosti aplikujú *metódy riadenia kvality a akosti* v priebehu celého reťazca tvorby, realizácie a prevádzky - [1].



Obr.1. Skrytý raj výťahov

^{11 1} **Ing. Henrik Puškáš, Ing. Jozef Kulka, PhD.**, TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Letná 9, 042 00 Košice, e-mail: jozef.kulka@tuke.sk

2. Výťahy – rozdelenie, vývoj a súčasnosť

Výťah je zariadenie, zložené zo súboru spolupracujúcich mechanizmov a komponentov vytvárajúcich pomerne zložitý konštrukčný celok. Svojou zložitosťou je ho možné porovnávať s inými dopravnými zariadeniami (dopravníkom, žeriavom, eskalátorom ale aj automobilom).

Ich konštrukcia a zostava je podriadená najhlavnejšej úlohe a tou je zvislá preprava osôb alebo bremien po vertikálnej ose medzi dvoma alebo viac miestami. V zásade je zostava každého výťahu rovnaká. Rozdiely v počte a spektre použitých hlavných sústav alebo zariadení vyplývajú z jeho technických, prevádzkových, bezpečnostných parametrov, ako aj z konkrétneho účelu, pre ktorý je výťah používaný a v akom prostredí sa nachádza.



Obr.2. Pohľad do výťahovej šachty

Podľa druhu pohonu delíme výťahy na :

- Výťahy s elektrickým pohonom
- Výťahy s hydraulickým pohonom
- Výťahy s pneumatickým pohonom (veľmi zriedkavé)

Podľa druhu prepravovaného nákladu delíme výťahy na :

- Výťahy osobné
- Výťahy nákladné s možnosťou prepravy osôb
- Výťahy nákladné so zakázanou prepravou osôb

2.1. Charakteristika a vývoj výťahov

Ak by bolo potrebné charakterizovať prácu výťahu tak treba mať na zreteli, že v prevažnej väčšine prebieha nastupovanie (vystupovanie) osôb a nakladanie (vykladanie) nákladu pri stojacej kabíne (výnimku tvoria iba tzv. obežné výťahy – paternostery). Z tohto dôvodu je možné konštatovať, že práca výťahu je väčšinou prerušovaná [2]. Dôvody, ktoré viedli ku vývoju a konštrukcii výťahov sú celkom prirodzené – bola to snaha o mechanizáciu vertikálnej dopravy najprv bremien a neskôr osôb.

Počiatky – prvé pokusy o zostrojenie a úspešné prevádzkovanie podobných zariadení sa datujú ešte z obdobia starovekého Grécka a Ríma. Boli to však len primitívne zariadenia na ľudský pohon. Obdobie stredoveku je poznamenané používaním „výťahov“ na kráľovských dvoroch a vo Vatikáne. Tieto zariadenia ale neplnili úlohu pracovného prostriedku alebo verejného dopravného prostriedku ale boli skôr symbolom výnimočného postavenia svojho majiteľa.

Rozvoju stavby výťahov bránili v tomto období spoločenské pomery ale aj technické poznatky. Začiatok 19. storočia spojený s vynálezom parného stroja pohol veci dopredu. Výťah v modernom pojatí tzn. klietka (plošina) vedená vo vodičkach a zavesená na nosnom prostriedku (lane) sa objavil až v roku 1853.

Prevratnou novinku na tomto výťahu primitívny západkový systém, ktorý mal zabrániť pádu klietky v prípade pretrhnutia nosného prostriedku. K ďalšiemu rozvoju výťahov prospel

pokrok vo vývoji parného pohonu, použitie oceľových lán ale najmä potreba riešenia vertikálnej dopravy s väčším počtom podlaží .

Pohon výťahov v tomto období sa rozdelil na dva smery – bubnový a hydraulický (kde bola pracovným médiom voda). V roku 1868 bol zároveň patentovaný hydraulický výťah s nepriamym pohonom. Zásadnú zmenu vo vývoji výťahov priniesol vynález elektrického pohonu – jedná sa o obdobie rokov 1880 – 1890. Ale už v roku 1890 bolo predstavené prvé výťahové zariadenie s trakčným (trecím) pohonom v Európe a v roku 1900 boli prvé 2 kusy nainštalované v USA. Od tohto roku zaznamenávajú výťah najväčší vývojový rozmach (najmä v USA) kde je potrebné riešiť dopravu vo výškových budovách. Nasledujúce obdobie zároveň znamená dočasný ústup hydraulických výťahov a trvalý ústup bubnových výťahov (kvôli obmedzenej výške zdvihu).

Obdobie po II. svetovej vojne je charakterizované troma základnými typmi výťahov:

- najrozšírenejším sa stáva trakčný s elektrickým pohonom (s asynchrónnym motorom),
- druhým typom je trakčný výťah s elektrickým pohonom (s bezprevodovým pomalobežným jednosmerným motorom v Leonardovom zapojení),
- tretím typom je hydraulický výťah s priamym (zriedka s nepriamym pohonom).

Prenikavým vývojom prešiel riadiaci systém – hlavne u osobných výťahov, pretože tlačidlové riadenie je postupne prekonávané riadením zberným, ktoré je neskôr aplikované do skupín výťahov (duplex, triplex) s možnosťou programovania prevádzkových režimov (ranný, obedňajší, večerný).

U mechanických sústav a zariadení sa uplatňuje snaha o typizáciu a unifikáciu komponentov zo zreteľom na maximálne zjednodušenie montážnych prác na stavbe. Veľké nároky na koordináciu sú kladené už aj na projekčné a konštrukčné zložky (konštruktér výťahu + projektant stavby).

Charakteristickým rysom vývoja, konštrukcie a výroby výťahov sa v 60. a 70. rokoch minulého storočia stáva snaha o špecializáciu. Vzniká mnoho malých a stredných firiem, ktoré sa špecializujú na výrobu jedného alebo dvoch komponentov (typovej rady) a tie distribuujú do siete firiem vyrábajúcich, kompletizujúcich alebo dodávajúcich kompletne výťahy.

2.2. Výťahy v súčasnom období

Súčasnú dobu je vo výťahovej technike poznamenané neustálym zlepšovaním jestvujúcich konštrukcií, aplikáciou nových netradičných návrhov a spôsobov ich využitia [3], [4].

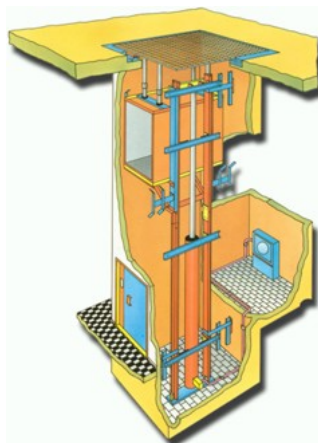
Zistilo sa, že v oblasti bežných výťahov už nebude nutné zvyšovať ich nominálnu rýchlosť, nakoľko vzhľadom na krátke dráhy medzi stanicami, by bolo nutné zvýšiť aj hodnotu zrýchlenia resp. spomalenia čo by sa u cestujúcich spôsobovalo negatívne prechodové stavy.

Taktiež aj rýchlosť otvárania a zatvárania samočinných dverí je už z hľadiska bezpečnosti prevádzky výťahu a prepravovaných osôb na optimálnej úrovni [2].

- Lanové výťahy s oddelenou strojovňou (ako samostatným priestorom nad šachtou alebo vedľa šachty) budú aj naďalej tvoriť významnú časť výťahového parku, pretože v oblasti výškových budov ešte nemajú rovnocennú náhradu;

- hydraulické výťahy - tento spôsob pohonu výťahu je podľa [2] síce veľmi starý (minimálne rovnako starý ako lanový pohon) ale k jeho väčšiemu rozšíreniu došlo až v 1. polovici 20. storočia (na Slovensku až v deväťdesiatich rokoch nástupom európskych noriem).

- Výhodou hydraulických výťahov je nielen kultivovanejšia prevádzka, ale že strojovňa môže byť umiestnená na ľubovoľnom podlaží budovy v okruhu do 15 metrov od šachty. Uvedené prednosti sú dôležité najmä pri rekonštrukciách jestvujúcich stavieb, historických a pamiatkovo chránených budov, pretože sa nevyžaduje zásah do strešných konštrukcií a nemení sa vonkajší vzhľad stavieb;



Obr.3. Hydraulický výťah

- výťahy bez strojovne - trend ich používania je natoľko silný (veď ide o šetrenie priestorom), že postupne ho prevzala väčšina väčších či menších výrobcov- [2]. Takmer každý výrobca si pre tieto typy výťahov postupne vytvára svoj vlastný konštrukčný systém – napr. za účelom použitia vlastných (osvedčených) komponentov a svoje nové riešenia si dáva patentovať alebo certifikovať za účelom ich ochrany autorstva;

- skrutkové, reťazové a nožnicové výťahy sú výhodné v oblasti nenáročných aplikácií - nízkych zdvihov, malých nárokov na rýchlosť a nosnosť, alebo v prípadoch ekonomickej neefektívnosti klasických výťahov. V budúcnosti nájdú širšie využitie najmä v oblasti prepravy materiálu (bez prepravy osôb) alebo budú inštalované do menších objektov pre úzky okruh užívateľov (rodinné domy);



Obr.4. Rez šachtou

- mikroelektronika vo výťahoch prechádza obrovským rozmachom v oblasti riadenia, ovládania a signalizácie. Takmer bez výnimky dnes výťahy riadia mikroprocesory, ktoré umožňujú dosiahnutie a dodržanie resp. zmenu užívateľských parametrov výťahov v reálnom čase, v závislosti na požiadavkách v konkrétnych aplikáciách.

Riadenie pohonov - do popredia sa dostáva riadenie asynchrónnych elektromotorov frekvenčnou či napäťovou reguláciou, čo má za následok nielen znižovanie energetickej náročnosti prevádzky ale aj nižšie nároky na servis a údržbu,

- výťahy prevádzkované v aktívnom prostredí (výbušné, prašné alebo vlhké prostredie, klimatické a seizmické podmienky, doprava nebezpečných nákladov,...) okrem

splnenia požiadaviek platných bezpečnostných predpisov, musia sa spĺňať ďalšie nariadenia a predpisy v závislosti na konkrétnych aplikáciách,

- výťahy pre osoby s obmedzenou schopnosťou pohybu a orientácie majú na vertikálnej preprave osôb telesne postihnutých neodmysliteľný podiel a často sa jedná o jediný spôsob ich pohybu medzi podlažiami v budovách. Okrem výťahov je možné medzi takéto dopravné zariadenia zaradiť aj pohyblivé chodníky – travolátory, výklopné plošiny alebo sedačky pohybujúce sa pozdĺž schodiska. V obmedzenom využití aj pohyblivé chody – eskalátory.

V období posledných rokov je citeľný legislatívny tlak na prispôsobenie výťahov (najmä svojim vybavením) potrebám osôb s obmedzenou schopnosťou pohybu a orientácie.

Minimálne požiadavky na výťahy pre osoby s obmedzenou schopnosťou pohybu a orientácie:

- minimálne pôdorysné rozmery kabíny sú 1100 x 1400 mm – čomu zodpovedajú výťahy s nosnosťou 630 kg, t.j. sú určené na prepravu max. 8 osôb,
- minimálne v kabíne musia byť použité dvere so samočinným otváraním a zatváraním a ich minimálna svetlá šírka je 800 mm,
- podlaha kabíny musí byť v protišmykovej úprave (zakazuje sa použitie koberca alebo textilných materiálov),
- výškové umiestnenie ovládacích prvkov (tlačidiel) je v rozpätí 900 až 1200 mm nad úrovňou podlahy,
- v blízkosti ovládacích prvkov v kabíne má byť umiestnené sklopné sedadlo s primeranou nosnosťou,
- madlá v kabíne majú byť umiestnené po jej obvodě a musia byť dvojité (jeden „rad“ vo výške 900 mm a druhý nad ním vo výške 1200 mm),



Obr.5. Riadiaci systém výťahu

- madlá v kabíne majú byť umiestnené po jej obvodě a musia byť dvojité (jeden rad vo výške 900 mm a druhý nad ním teda vo výške 1200 mm),
- ovládacie prvky musia byť označené aj znakmi čitateľnými hmatom tak, že je použitý hmatom čitateľný znak a zároveň aj brailovo písmo (doporučuje sa aby sa obidva tieto označenia nachádzali po obidvoch stranách ovládacieho prvku),
- dojazd kabíny do stanice (nástupišťa) musí byť akusticky signalizovaný, zároveň je potrebné aby v kabíne bola príslušná stanica (nástupište) akusticky označená tzn. prepravované osoby boli informované o stanici (čísle podlažia, účele podlažia,...), v ktorej bude výťah zastavovať.

3. Literatúra:

- [1] Bílý, M., Sedláček, J.: Spolehlivost' mechanických konstrukcí, VEDA Bratislava 1983.
- [2] Janovský, L. , Doležal, J.: Výtahy a eskalátory, SNTL Praha, 1980.
- [3] Vrána,V. : Modernizace výtahových strojů na VŠB-TU Ostrava, Zdvíhací zařízení v teorii a praxi – Sborník přednášek mezinárodní konference, Brno 2003.
- [4] Hrabovský, L., Nečas, J.: Meřicí stend k testování rychlosti omezovačů rychlosti výtahů, Zdvíhací zařízení v teorii a praxi – Sborník přednášek mezinárodní konference, Brno 2003.
- [5] STN EN 81–1 + AC – Bezpečnostné pravidlá pre konštrukciu a montáž výťahov. Časť 1 : elektrické výťahy (Zmena AC 1999).
- [6] 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.

Tento článok vznikol v rámci riešenia projektu projektu VEGA pod číslom 1/2196/05.

Logistické prvky a systémy v materiálových a informačných tokoch, ich inovácie a použitie výpočtových a experimentálnych metód na zabezpečenie ich životnosti.

Recenzent: doc. Ing. Karol Kubín, CSc.

VYBRANÉ ASPEKTY PROBLEMATIKY ZAVEDENÍ DLOUHÝCH A TĚŽKÝCH JÍZDNÍCH SOUPRAV

Michal RICHTÁŘ¹²
Ivana OLIVKOVÁ¹³
Vladislav KŘIVDA¹⁴
Rostislav MATĚJKA¹⁵

Klíčová slova: jízdní souprava, okružní křižovatka, jízdní výkony, hmotnost, rozměry, bezpečnost, řidič, přeprava, dopravní výkon, legislativa, limity, Euro-Modul-System, návěs, přívěs, nákladní doprava

Abstrakt:

Příspěvek se zabývá stále diskutovanější problematikou zavedení a provozování velmi dlouhých a velmi těžkých jízdních souprav na evropských silnicích a dálnicích. Stále totiž probíhá v odborných i neodborných kruzích rozsáhlá diskuze na téma jaké pozitivní a negativní efekty zavedení uvedených jízdních souprav z dopravního a bezpečnostního pohledu přinese. Je samozřejmé, že tento posun hmotnostních a rozměrových limitů vyvolává celou řadu otázek, na něž je třeba hledat odpovědi. Jedná se jak technické, tak i o ekologické a legislativní aspekty uvedené problematiky. V tomto článku se chceme věnovat ovladatelnosti jízdních souprav, hlavně problematice okružních křižovatek.

1. Úvod

Česká republika, stejně jako její sousedé, prochází procesem úvah na téma zavedení a provozování velmi dlouhých a velmi těžkých jízdních souprav na evropských silnicích a dálnicích. Tyto nově navrhované a zaváděné silniční jízdní soupravy jsou označovány jako Longer and Heavier Vehicle Combination - **LHV** (delší a těžší vozidlové kombinace). Dopravci ve Finsku, Švédsku a Norsku již úspěšně tyto soupravy o délce 25,25 metru a celkové hmotnosti 60 tun provozují.

Ač příklad skandinávských zemí ukazuje, že zavedení a provozování velmi dlouhých a velmi těžkých jízdních souprav je jednou z cest jak snížit počet nákladních automobilů a jízdních souprav na silničních komunikacích, kontinentální Evropa se zatím, pro jejich zavedení nerozhodla. Jedinou výjimkou je Nizozemí, kde je v současnosti na vybraných komunikacích v testovacím provozu 135 nových jízdních souprav a přepravci usilují o souhlas vlády k jejich regulérnímu provozu.

Stále totiž probíhá v odborných i neodborných kruzích rozsáhlá diskuze na téma jaké pozitivní a negativní efekty zavedení uvedených jízdních souprav z dopravního a bezpečnostního pohledu přinese. Hlavně jsou zvažovány dlouhodobější dopady, neboť před námi stojí otázky ovladatelnosti těchto jízdních souprav v křižovatkách, čerpacích stanicích, výcviku řidičů jízdních souprav, reakce řidičů ostatních vozidel na velkou délku souprav a tedy problematického předjíždění, pohon atd.

¹² Ing. Michal Richtář, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, Laboratoř silničních vozidel, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: michal.richtar@vsb.cz

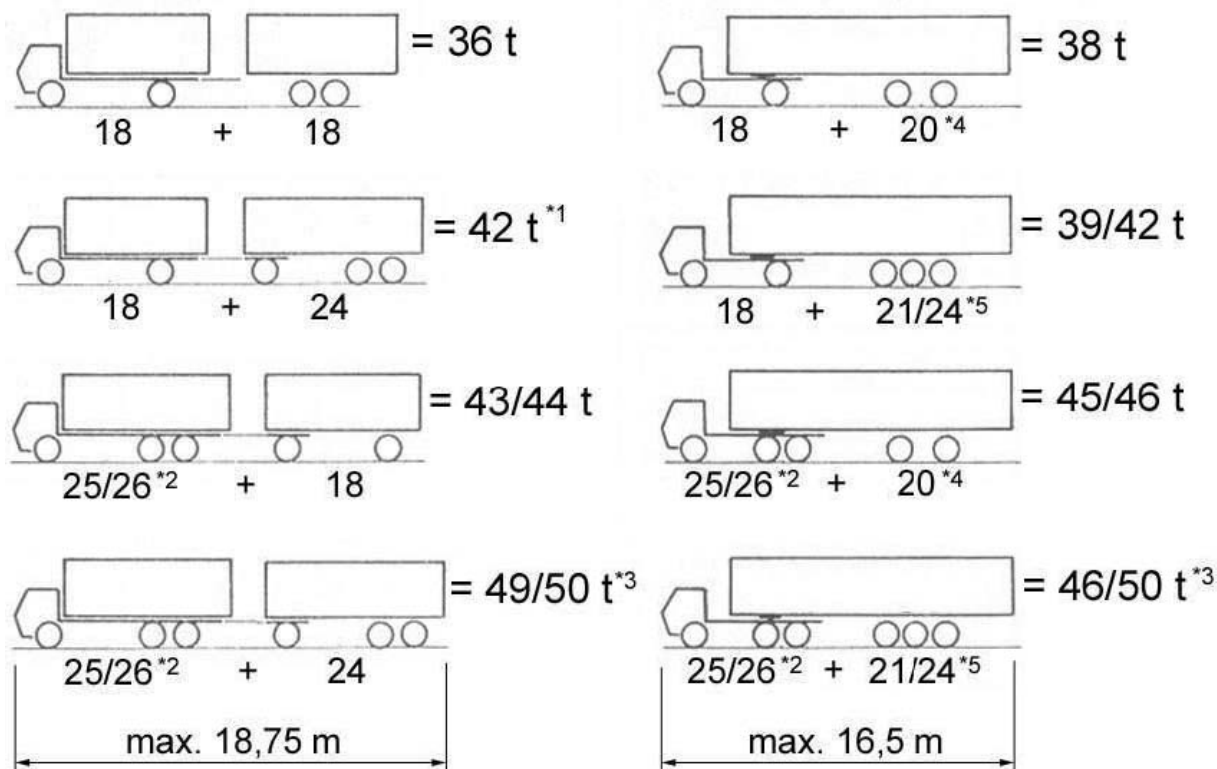
¹³ Ing. Ivana Olivková, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ivana.olivkova@vsb.cz

¹⁴ Ing. Vladislav Krivda, Ph.D., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: vladislav.krivda@vsb.cz; <http://www.id.vsb.cz/krivda>

¹⁵ doc. Ing. Rostislav Matějka, CSc., Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silničních vozidel, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490,

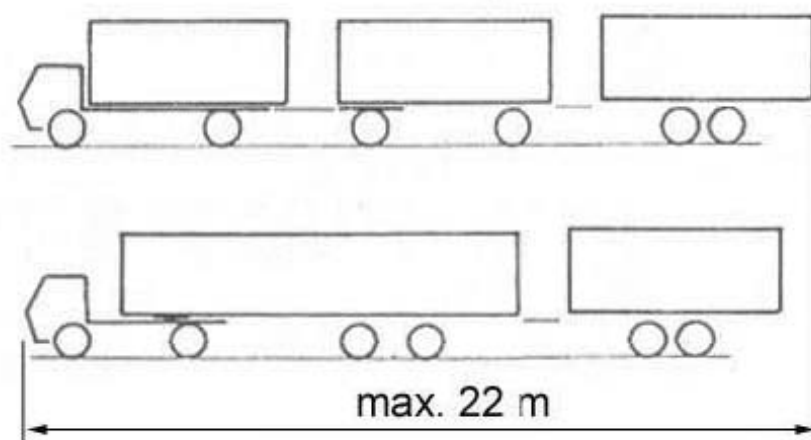
2. Legislativní situace

Současný stav v oblasti legislativních omezení pro rozměrové a hmotnostní limity jízdních souprav, tvořených motorovými vozidly a přípojnými vozidly je uveden ve vyhlášce MDS č.341/2002 Sb., v § 14, 15 a 16. Rozměrové a hmotnostní limity jednotlivých vozidel resp. souprav jsou uvedeny v obr. 2.1.



Obr. 2.1 Současný stav rozměrových a hmotnostních limitů jízdních souprav

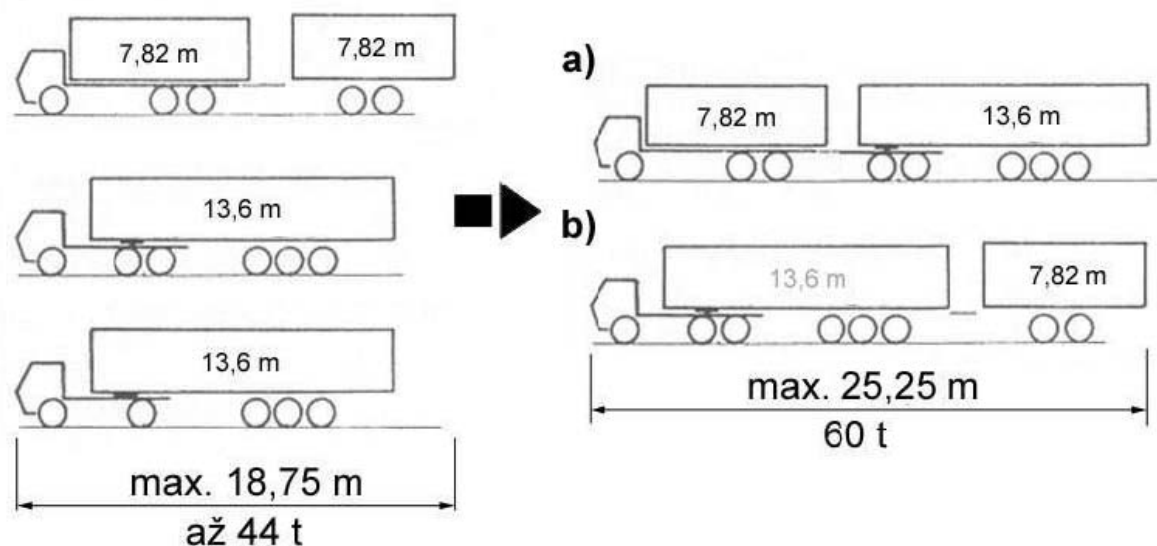
Vyhláška kromě toho rozměrově připouští i provoz jízdních soupravy tvořených motorovým vozidlem se dvěma přívěsy nebo s návěsem a jedním přívěsem. Jejich délky nesmí přesáhnout 22 m - obr.2.2.



Obr. 2.2 Přípustné uspořádání jízdních souprav tvořených dvěma přívěsy nebo návěsem a přívěsem (tzv. kombinovaná JS).

V současnosti jsou v Evropě v provozu takové jízdní soupravy, jejichž celková hmotnost se pohybuje mezi 40 až 44t.

Základ pro zvětšování celkové délky jízdních souprav dala již v roce 1996 směrnice EU 96/53/EC. Nový limit 25,25 m celkové délky se začal poprvé uplatňovat ve Švédsku a Finsku. Vznikl tzv. Euro-Modul-Systém, vycházející z délek výměnných nástaveb, užívaných jako logistická jednotka. Systém pracuje s výměnou nástavbou třídy C 782 o délce 7,82 m, určenou pro MV či přívěs a s nástavbou třídy A 1360 o délce 13,6 m určenou pro návěs – obr. 2.3. Zvětšení délky pochopitelně vyvolala i zvýšení celkové hmotnosti na 60 t. Takto se tedy zrodily jízdní soupravy LHV.



Obr. 2.3 Srovnání 40 t a nově navržených 60 t jízdních souprav a skutečná souprava

Hlavní přednost Euro-Modul-Systému spočívá v tom, že ze standardních vozidel a ložného prostoru, lze bez velkých nákladů sestavit dvě rozdílné, 25,25 m dlouhé soupravy o celkové hmotnosti 60 t. Návrh přichází ve formě kombinovaných souprav s osmi nápravami:

- jednu kombinovanou soupravu tvoří třínápravové MV s nesenou výměnnou nástavbou a pětinápravový přívěs – obr. 2.3a vpravo (Dolly),
- druhou kombinovanou soupravu tvoří třínápravové MV (tahač návěsu), třínápravový návěs a dvounápravový přívěs s centrální nápravou – obr. 2.3b vpravo.

Při porovnání s v Evropě obvyklou návěsovou jízdní soupravou se 40 t celkové hmotnosti, nabízí takováto kombinovaná souprava pro užitečné zatížení nejméně 40 t místo 26 t, dále nabízí ložnou plochu pro až 52 místo 34 palet a ložný objem se 130 až 150 m³ místo 80 až 100 m³ běžné jízdní soupravy. To dává při hrubém výpočtu téměř o 60 % větší plochu pro umístění palet a až o 50 % větší ložný objem. Nebo jinak: dvě 60 t soupravy přepraví při dovolené užitečné hmotnosti či objemu totéž co tři klasické soupravy – obr. 2.3. Délka půdorysné plochy soupravy, včetně potřebných bezpečnostní vzdáleností mezi soupravami, se sníží z 172 m (3 soupravy) na 130 m (2 soupravy).

3. Problematika průjezdu nadrozměrných vozidel přes okružní křižovatku

Zavedení nových jízdních souprav LHV tedy vnese díky jejich délce na naše silniční komunikace zcela nový problém. Při průjezdu obcemi s úzkými komunikacemi je sice možné si poněkud přivyknout na 25,25 m dlouhou kombinovanou soupravu, ale přece jen je třeba v některých místech více místa. Dobrým příkladem toho je, rozšiřující se používání malých okružních křižovatek.

3.1 Rozdělení okružních křižovatek

Okružní křižovatky jsou zvláštním typem usměrněné křižovatky. Vozidla na okružní křižovatku vjíždí odbočením vpravo, dále jedou po jednosměrném okružním pásu (proti směru hodinových ručiček) a na zvoleném výjezdu odbočují opět vpravo. Okružní křižovatky se doposud dělily na malé okružní křižovatky, velké okružní křižovatky a mini okružní křižovatky. Toto rozdělení vycházelo z TP 135, jenž byly vydány roku 2000. Aktualizované znění těchto technických podmínek z roku 2005 přineslo nové rozdělení okružních křižovatek na okružní křižovatky (řadíme zde dřívější malé i velké okružní křižovatky) a na mini okružní křižovatky

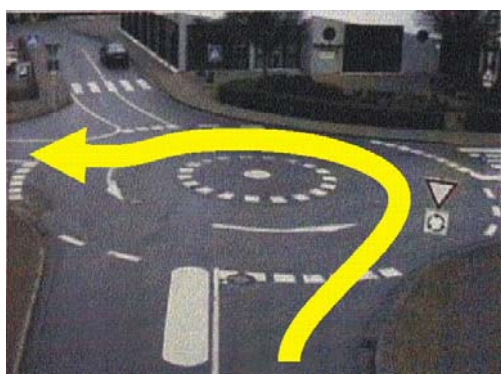
Okružní křižovatka (obr. 3.1) je ta, jejíž vnější průměr $D > 23$ m a jeho rozměr je závislý na počtu připojených větví křižujících komunikací, které jsou napojeny na okružní jízdní pás. Okružní jízdní pás okružní křižovatky může mít jeden nebo více jízdních pruhů. *Mini okružní křižovatka* (obr. 3.2) je naopak ta, jejíž vnější průměr $D \leq 23$ m, a obsahuje vždy zpevněný středový ostrov. Má podobnou charakteristiku jako okružní křižovatka, kde však větší vozidla nemohou projet po okružním jízdním pásu. Průjezd větších vozidel je ojedinele možný, ale tak, že mini okružní křižovatkou projedou jako průsečnou křižovatkou, tj. přes zpevněný středový ostrov – viz obr. 3.3.



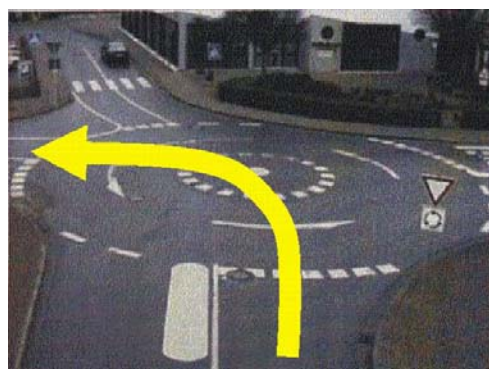
Obr. 3.1. Okružní křižovatka s částečně pojížděným ostrůvkem (Jyväskylä, Finsko)



Obr. 3.2. Mini okružní křižovatka s plně pojížděným ostrůvkem (Karviná)



a) Osobní automobil



b) Nákladní automobil

Obr. 3.3. Průjezd vozidel mini okružní křižovatkou

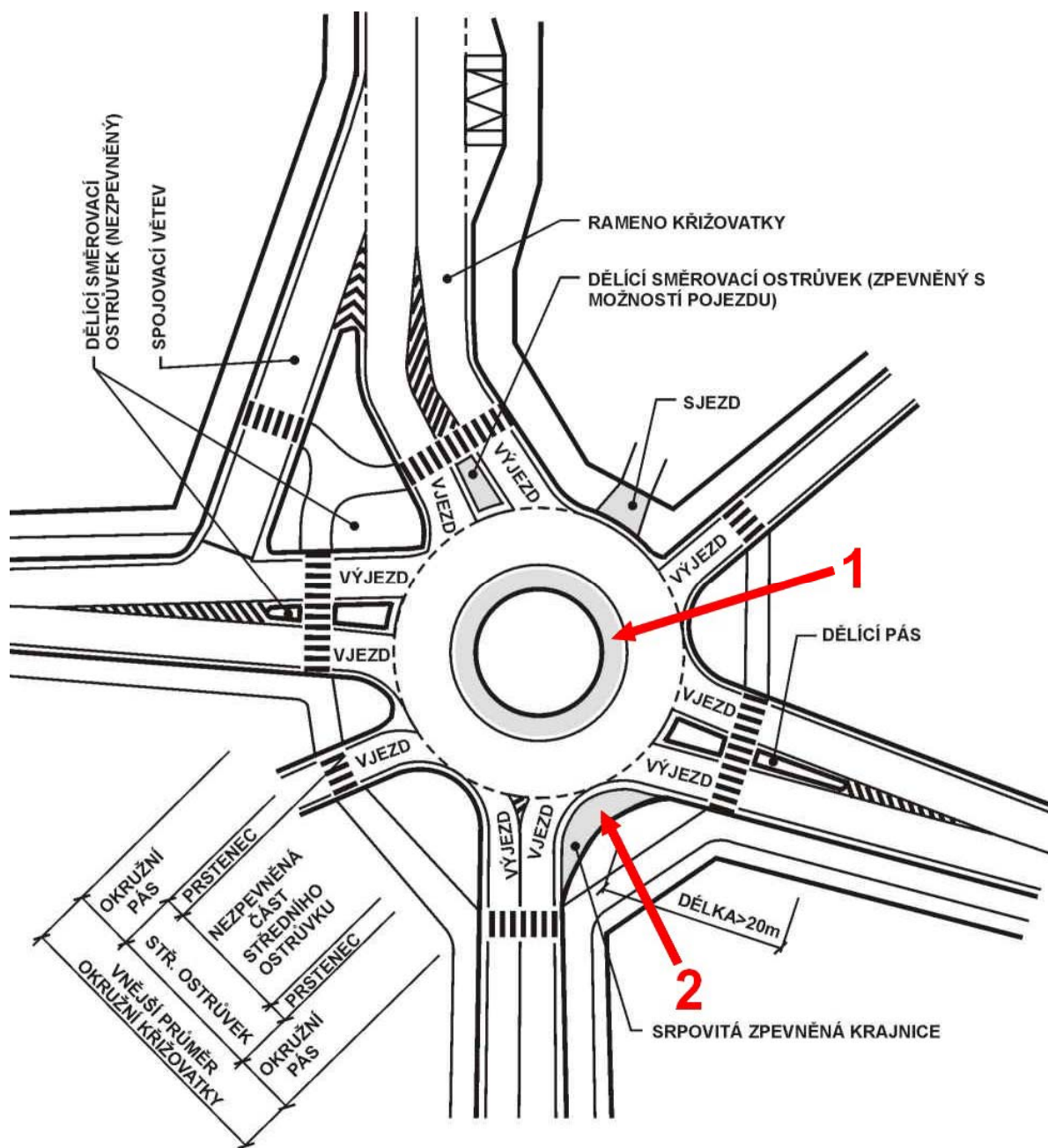
3.2 Základní rozměry okružních křižovatek podle TP 135

Velikost *vnějšího průměru* (D) okružní křižovatky a mini okružní křižovatky již byla zmíněna dříve (rozhodující pro určení typu křižovatky je průměr 23 m). Zmíňme se krátce o dalších rozměrech vycházejících z TP 135. Minimální *šířka vjezdových jednopruhových větví* je 3,00 m, obvykle však 3,50 m (samozřejmě s korekcí podle vlečných křivek). K jízdnímu pruhu se pak přiřadí vodící, příp. odvodňovací proužek a krajnice. *Poloměry připojovacích směrovacích oblouků* v pravém okraji jízdního pásu z vjezdové větve na okružní pás jsou u křižovatek s D 23 – 50 m 8,0 – 15,0 m, u křižovatek s D nad 50 m pak 15,0 – 30,0 m.

Šířka jízdního pásu na výjezdových větvích se navrhuje 4,0 – 5,0 m. *Poloměry odbočovacích směrových oblouků* v pravém okraji jízdního pásu z okružní křižovatky jsou u křižovatek s D 23 – 50 m 15,0 – 30,0 m, u křižovatek s D nad 50 m pak 30,0 m a více.

Šířka jízdních pruhů na jednopruhovém okružním páse se u křižovatek s D menším než 50 m navrhuje od 7,5 do 4,0 m. U dvou a vícepruhových okružních pásech jsou tyto jízdní pruhy široké 4,0 m. *Prstenec* okolo středního ostrova okružní křižovatky je součástí tohoto ostrova a jeho minimální doporučená šířka je 1,0 m.

Pro snadnější průjezd nadrozměrných vozidel okružní křižovatkou slouží, jak již bylo uvedeno, nejen částečně pojížděný ostrůvek, resp. jeho prstenec, u okružních křižovatek a plně pojížděný u mini okružních křižovatek, ale také tzv. pojížděná srpovitá zpevněná krajnice – viz schéma na obr. 3.4.



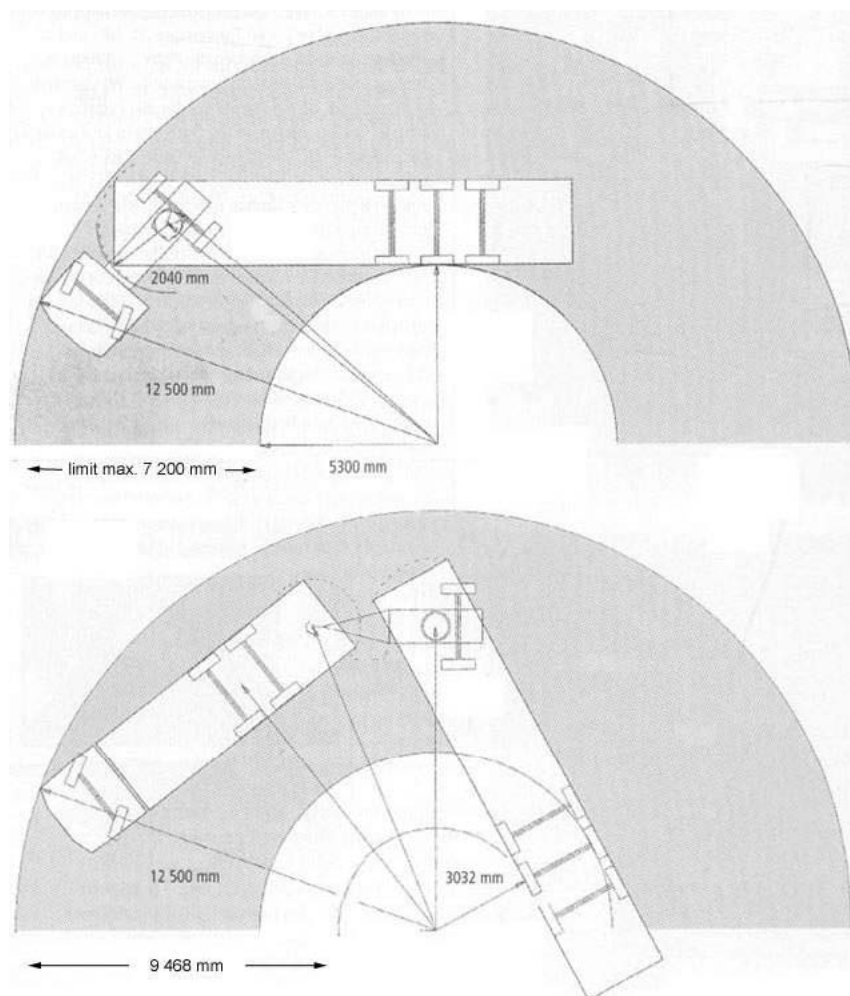
Obr. 3.4. Základní prvky okružní křižovatky s pojižděným prstencem (1) a pojižděnou srpovitou zpevněnou krajnicí (2) usnadňující průjezd nadrozměrných vozidel.

3.3 Průjezd vozidel větších rozměrů okružní křižovatkou

V Evropě platí požadavek, že při průjezdu soupravy kruhovou zatáčkou s vnějším obrysovým poloměrem zatáčení 12,5 m může souprava zabírat nejvýše 7,2 m šířky vozovky, tj. vnitřní obrysový poloměr soupravy musí být $\geq 5,3$ m – obr.3.5.

Obvyklá jízdní souprava (obr. 3.5 nahoře) tento limit splňuje, ale nově vytvářená kombinovaná souprava délky 25,25 m (obr.3.5 dole) již limitní hodnotu šířky jízdního pruhu překračuje. Souprava pak potřebuje u přívěsové varianty okolo 9,5 m šířky vozovky.

Na tomto místě lze jen litovat, že mnoho malých kruhových křižovatek tuto podmínku tj. poloměr vnitřního oblouku menší jak 5,3 m nesplňuje.



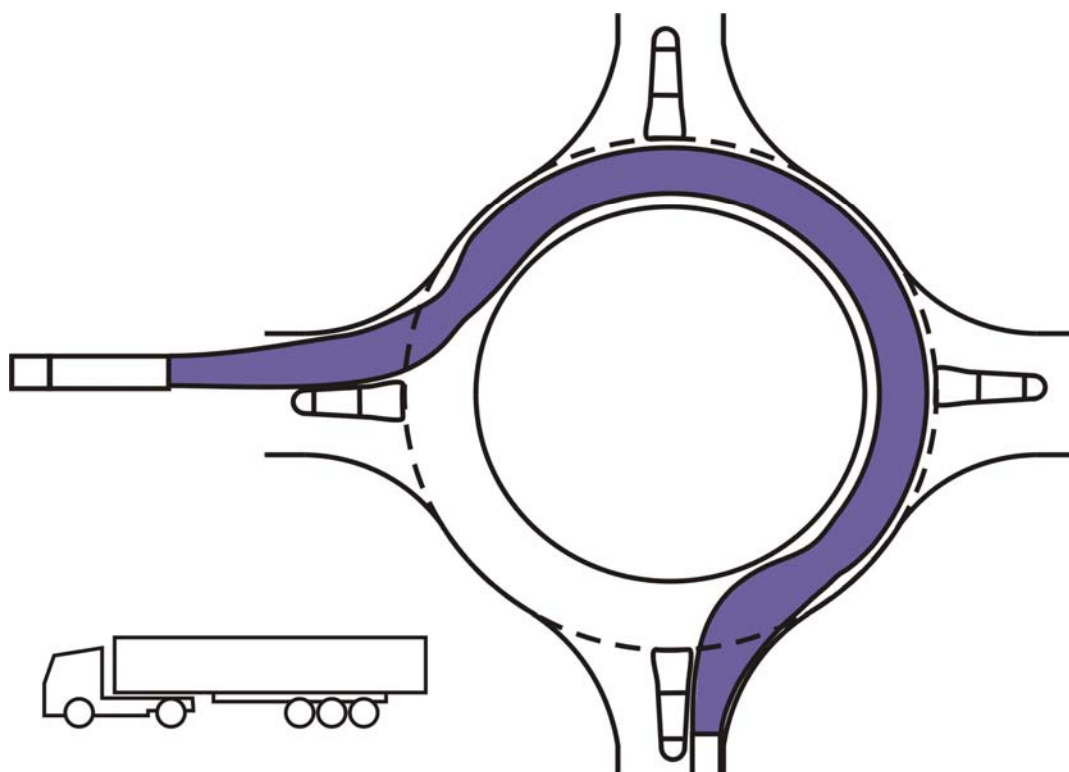
Obr. 3.5 Šířka jízdního pruhu při průjezdu zatáčkou o předepsaném vnějším obrysovém poloměru $R = 12,5$ m.

Zavedení LHV souprav tedy přinese nové podněty i pro dopravní inženýrství. Bude proto nutné zabývat se blíže otázkou ověřování průjezdnosti.

Průjezd vozidla okružní křižovatkou se obvykle skládá ze tří protisměrných oblouků (vjezd do křižovatky pravým obloukem, jízda po okružním pásu levým obloukem, výjezd opět pravým obloukem) ve tvaru obráceného písmene S (viz obr. 3.6).

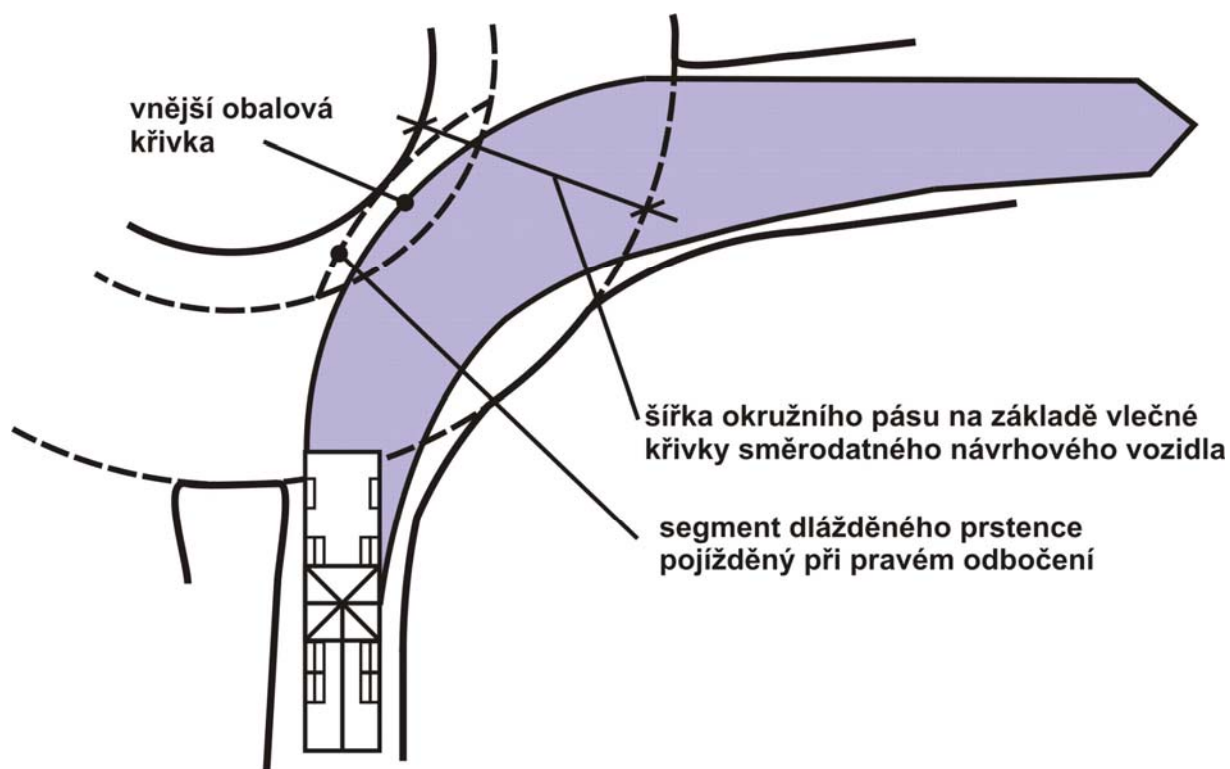
Užití vlečných křivek pro tento účel je sice teoreticky možné (předpokládá střídavé přikládání křivek pro změnu směru jízdy vpravo a vlevo), vede však ke značným nepřesnostem (není možné postihnout přechodnicové úseky vznikající při natáčení volantu z jednoho směru jízdy do druhého).

Stejně problematické je užívání vlečných křivek pro ověřování průjezdnosti osových posunů jízdní dráhy (šikan), neboť i v tomto případě jde o křivku tvaru S (tři protisměrné oblouky).



Obr. 3.6. Princip průjezdu okružní křižovatky sledem tří protiběžných oblouků [TP 171]

Podmíněně možné je ověřování průjezdnosti sousedících větví okružní křižovatky nejrozměrnějšími vozidly, které tento křižovatkový vztah projíždějí zatáčením vpravo (přejíždějí dlážděnou část okružního pásu). Tato vozidla okružní pás projíždějí proti jeho smyslu a jedná se proto o jednoduchý oblouk, nikoli tři protiběžné oblouky, viz obr. 3.7.



Obr. 3.7. Ověřování průjezdnosti sousedících větví okružní křižovatky vlečnou křivkou [TP 171]

Vhodnější metodou ověřování průjezdnosti okružních křižovatek je výpočetní modelování pomocí specializovaných programů (např. SISKURV, Autotrack, AutoTurn 4, apod.). Zavedení LHV souprav proto bude vyžadovat patřičnou pozornost.

Proti zavedení 25,25 m dlouhých a 60 t těžkých souprav se staví zejména pracovníci silničního stavitelství. Argumentují, že zvyšování dovolené celkové hmotnosti souprav ze 40 na 60 t vede nutně k zvýšení zatížení na nápravu. Vysoké zatížení náprav ale pak také ovšem poškozuje povrch komunikací a konstrukci mostů a propustků a to údajně se 4. mocninou. Náprava pro zatížení 10 t, je pro komunikaci již asi 2,44 x škodlivější než 8 t náprava. Tudíž musí být zvýšen počet náprav, aby bylo zachováno dovolené zatížení na nápravu. Protože 60 t soupravy budou provozovány hlavně v dálkové nákladní dopravě, budou mít vliv především na dálnice a rychlostní komunikace. Na základě vyšších požadavků se pak musí přepracovat normy pro stavbu komunikací a také se značně zvýší náklady na jejich údržbu a obnovu. Vyšší potřeba plochy 25 m souprav vyžaduje mimo to i přestavbu dosavadních parkovacích zařízení (ploch) pro těžkou dopravu. Tomu se mnohá města i průmyslová sféra staví na odpor a často se proto stávají rozhodujícím faktorem ovlivňující stavební řízení. Překládání na menší dopravní jednotky vyvolává požadavek výstavby překládacích terminálů v okolí obcí a jejich výstavba by byla spojena s obrovskými investičními náklady v infrastruktuře dopravy.

Z uvedeného vyplývá nutnost zohlednění LHV souprav při stavebně – technickém návrhu nejen okružních křižovatek, pro jejich odlišnou schopnost vozidel tyto křižovatky projíždět, ale také dalších stavebně – technických řešení..

4. Závěr

Z dosavadních zkušeností vyplývají pozitivní dojmy, jež se týkají jak bezpečnosti na silničních komunikacích, tak i snížení počtu vozidel a zatížení komunikací. Protože je daná problematika předmětem zájmu v EU, je potřebné se těmito otázkami zabývat i u nás. Prvním krokem, vyžadujícím politická rozhodnutí, bude změna příslušné legislativy. V dalších krocích musí následovat řešení všech případných provozních problémů o kterých se již ví a také těch, jež teprve vzniknou.

Výše uvedenou problematikou se mj. zabývají pracovníci Laboratoře silničních vozidel (<http://www.id.vsb.cz/lsv>) a Laboratoře silniční dopravy (<http://www.id.vsb.cz/lzd>) při Institutu dopravy (Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava).

Literatura a zdroje informací

- [1] Mannschatz, A. *Schwere Frage*. Časopis Lastauto Omnibus, 2004, č.1. Verlag: EuroTransportMedia Stuttgart. ISSN 1613-1606
- [2] Matějka, R. *Zvyšování celkové délky a hmotnosti jízdních souprav v Evropě*, 10 let ID,FS, VSB Ostrava, ISBN 80-248-0589-8
- [3] Zeitzen, F. *Masse macht Kasse*. Časopis Lastauto Omnibus, 2004, č.1. Verlag: EuroTransportMedia Stuttgart. ISSN 1613-1606
- [4] Vyhláška Ministerstva dopravy a spojů č. 341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích
- [5] Křivda, V. *Posouzení účinnosti okružních křižovatek* – disertační práce. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy, 2003 (autoreferát: ISBN 80-248-0207-4)
- [6] Křivda, V. *Základy organizace a řízení silniční dopravy*. Ostrava: VŠB-TUO, FS, Institut dopravy – v tisku
- [7] Cvengroš, S. Úpravy LHV, Fernfahrer magazin Truckem, č. 10/2006
- [8] *Technické podmínky TP 135. Projektování okružních křižovatek na silnicích a místních komunikacích*. Ostrava: V-projekt, Ministerstvo dopravy ČR, 2005
- [9] *Technické podmínky TP 171. Vlečné křivky pro ověřování průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací*. Ministerstvo dopravy ČR, 2005

Selected aspects of longer and heavier vehicles combinations

This paper deals with problematic of the overall length and gross weight of truck-trailer combinations, especially problematic of roundabout.

Keywords: vehicle combination, maneuverability, road safety, limits, Euro-Modul-System, driver, crossroads, length, weight, roundabout

Oponent: Doc. Ing. Petr Škapa, CSc.

3 DIMENZIONÁLNÍ SNÍMAČ VELIKOSTI TLAKŮ SYPKÝCH A HMOT V ZÁSOBNÍCÍCH

Aleš SLÍVA¹⁶
Ivana OLIVKOVÁ¹⁷

Klíčová slova: 3Dimenzionální snímač, sypká hmota, napětí

Abstrakt:

Článek zkoumá a popisuje novou metodu měření napětí (tlaků) ve skladovacích systémech pomocí nově vyvinutého 3Dimenzionálního snímače založeného na principu sledování deformace prvku konstrukce vloženého do uvažovaného skladovacího zařízení. Součástí celého přístroje je také softwarové vybavení, které dokáže snímat a zachytit napětí sypké hmoty ve všech třech směrech. Z tohoto důvodu je celé zařízení unikátní a rozšiřuje možnosti identifikace skutečných napětí měřených v reálných skladovacích zařízeních.

1. Úvod

Proces dopravy, manipulace a skladování často provází vznik nežádoucích poruch v dopravních systémech [6]. Tyto poruchy mají za příčinu vznik nerovnoměrného toku materiálu, klenbování, komínování, vznik oblouku, jádrového toku ve skladovacích systémech, apod. Zajištění rovnoměrně regulovatelného toku materiálu vlivem přidání měřicích a automatizačních prvků do dopravních systémů [3] je podstatné pro bezproblémové fungování všech logistických řetězců podniku a tím garanci konkurenceschopnosti podniku a následného uplatnění v podmínkách EU.

Otázka zajištění rovnoměrnosti hmotového toku se týká především oblasti sypkých hmot, které představují asi 40% veškerého hmotového toku v průmyslu [5]. Chování ovlivňující rovnoměrnost toku sypkých hmot je dáno podmínkami skladování, vlivy okolního prostředí a všeobecně pak přirozenými a naprosto nepředvídatelnými vlastnostmi sypkých hmot, konstrukce skladovacího zařízení, apod. Z tohoto pohledu patří sypké hmoty, zvláště pak práškové struktury [3], mezi nejméně předvídatelné materiály ve vztahu k výše zmiňovaným jevům, ke kterým se ještě přidávají faktory mechanicko-fyzikálních vlastností (smyková pevnost, úhel vnitřního tření, počáteční smykové napětí, tokový faktor, apod.), geometrických vlastností (částicová distribuce, tvar, pórovitost, apod.) a faktory mezičásticové povahy, u kterých všeobecně platí, že čím menší částice, tím je jejich vliv větší (elektrostatické a kapilární síly, Van der Wallsovy síly, apod.).

V současné době neexistují vhodné prostředky-detekovací zařízení (indikátory tlaku-napětí), které by bylo schopné přesně určit místo a čas možného výskytu poruchy, speciálně pro skladovací systémy. Dnešní komerčně vyráběné detekovací zařízení pracují v režimu 2D a jsou situovány na obvod pláště skladovacího zařízení [4]. To je také důvod, proč často stěnové napětí nebo tlak sypké hmoty na skladovacím zařízení je měřen místo reálného tlaku sypké hmoty skladované v zásobníku. Problém se týká zejména oblasti skladování [6], kde tyto poruchy jsou nejproblematictější a mají za příčinu vznik nežádoucích prostojů a následně finanční ztrátu podniku projevující se špatnou návazností logistických funkcí.

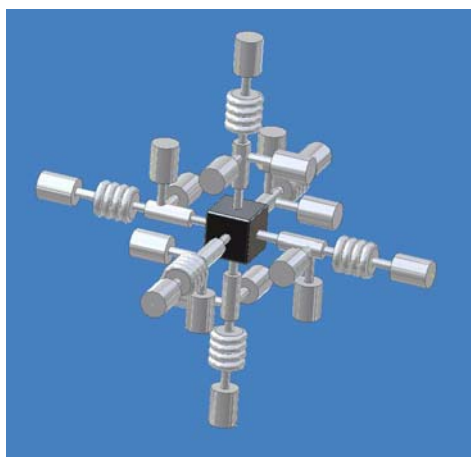
¹⁶ **doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, Laboratoř sypkých hmot, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5110, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ales.sliva@vsb.cz; <http://www.lsh.vsb.cz>

¹⁷ **Ing. Ivana Olivková, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, Laboratoř silniční dopravy, tř. 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ivana.olivkova@vsb.cz

2. Konstrukce a vývoj 3Dimenzionálního (trojosového) přístroje

Současný stav vývoje měřicích přístrojů pro zjišťování napětových stavů sypkých hmot ustrnul a nepřinesl žádné převratné novinky do oblasti vývoje zcela nových měřicích aparatur. Představené aparatury vyvíjené v posledních několika letech posunuly současné možnosti odhalování poruch toku sypkých hmot, ale vycházejí z koncepce obdobných zařízení vyvíjených v 60. a 70. letech 20. století (FT3 Powder Rheometer-viz. Vrtulová zkouška [3], apod.).

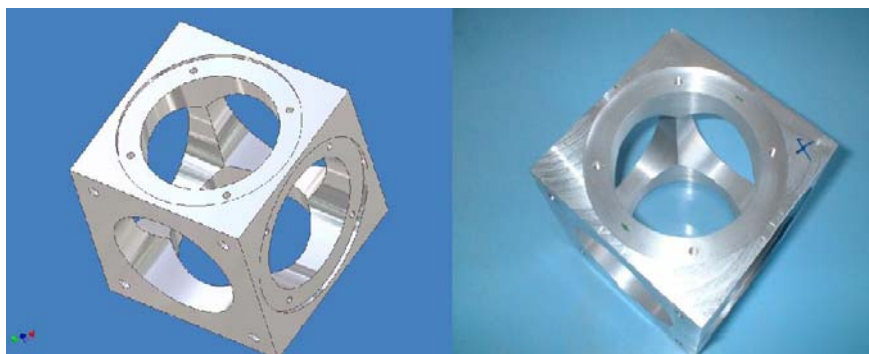
První vlaštovkou přinášející pokrok v této oblasti byla studie modelu umožňujícího snímat trojosé napětí ve skladovacích systémech (viz. obr. č. 1) a zaznamenávat nejaktuálnější děj v sypké hmotě v libovolném místě skladovacího systému. Poprvé tento model byl představen v Gainesville, University of Florida v r. 2003. Tento „ryze teoretický“ model je schopný snímat všech 18 vyskytujících se smykových a normálních napětí (tlaků) na elementu sypké hmoty pomocí snímačů ukotvených na konstrukci a posléze na plochu krychle představující nosnou základovou konstrukci celého zařízení (obr. 1).



Obr. 1. Model plně popisující napětový stav všech normálových a smykových napětí působící na element sypké hmoty

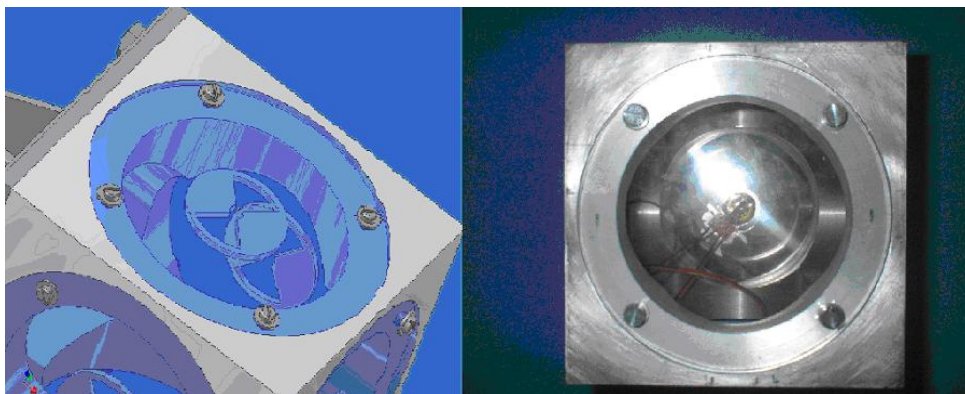
Zdroj: SSIW, University of Florida, Gainesville, 2003

Koncepce modelu (obr. č. 1) bohužel nebyla dokončena a to převážně z důvodů praktické nemožnosti snímání všech 18-ti různých smykových a normálových napětí (tlaků) a následně jejich komplikovaného vyhodnocování. Toto vlastně byla výzva k navržení zcela koncepčně nového a odlišného modelu snímače tlaku (napětí) schopného snímat hlavní napětový stav v podobě hlavních normálových napětí (σ_1 , σ_2 , σ_3 , obr. č. 11) a následně zobrazení napětového stavu snímané sypké hmoty ve skladovacím zařízení včetně teoretické analýzy napětového stavu. Také bylo přihlédnuto k ekonomickým hlediskům a vybráno pouze nezbytné množství součástí potřebných k navržení a sestavení modelu i s ohledem k optimálnímu množství navržených snímačů.



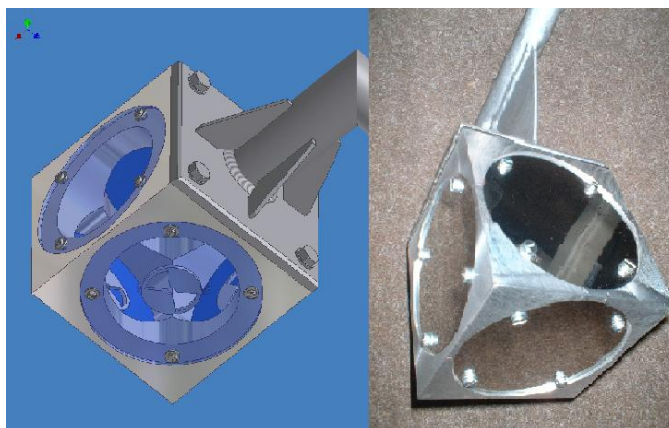
Obr. 2. Počítačový návrh modelu krychlového tvaru (vlevo) a vyrobený tvar krychle (vpravo)

Již při samotné úvaze konstrukčního modelu byla vzata v potaz nutnost pevného základu pro samotné detektory (obr. č. 3) s cílem maximálně snížit deformační vlivy nosné konstrukce základu měřicí aparatury ponořené do sytké hmoty skladovacího systému. Za tímto účelem byl navržen nosný základ krychlového tvaru (obr. č. 2) vycházející z počáteční inspirace teoretického napětového stavu. Pro výrobu nosného základu byl použit materiál s obchodním označením DURAL (hliník s příměsí 1,2 % manganu a dalších prvků), dostatečně pevný a deformačně odolný. V úvahu byly brány také agresivní schopnosti skladované sytké hmoty přicházející do permanentního styku s měřicí aparaturou v průběhu sledování napětového stavu.



Obr. 3. Počítačový návrh modelu vsazení deformačního prvku s detektory deformace (vlevo) a deformační čelo s umístěním detektoru (vpravo)

Základ krychlového tvaru byl opatřen osazením (obr. č. 2), aby tam mohly být vsazeny čtyři deformační čela (obr. č. 3 vpravo) pomocí čtyř válcových šroubů. Deformační čela byla navržena kruhového tvaru za účelem zachycení deformací v ose x , y a z a následné kontrole deformace v ose y (celkem tedy 4 čela). Právě kruhový tvar čela splňuje kritérium symetrické deformace a napětového radiálního a tangenciálního namáhání (obr. č. 6) při přesném umístění detektorů deformace (tenzometrů) uprostřed vnitřní strany deformačního čela.



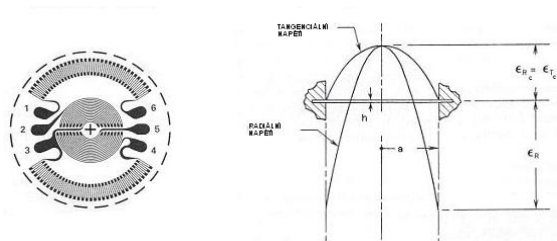
Obr. 4. Počítačový návrh sestavy modelu se snímači a uchycení (vlevo) a smontovaný 3D snímač (vpravo)

Uvedená deformační čela byla vyrobena z nerezového materiálu s příměsí zušlechťujících prvků (fosfor, apod.) zajišťujících pružnou deformaci bez creepových efektů až do meze úměrnosti deformačního materiálu čela. Patříčná tloušťka plechu deformačního čela vychází z počítačového modelování zatížení 3D snímače.

Vnitřní otvor nosného základu krychlového tvaru (obr. č. 2) vzniklý vyfrézováním otvorů pro deformaci čel byl využit pro umístění konstrukce snímacích a zesilovacích prvků deformačních detektorů včetně přívodu zdroje jejich napájení a signálů deformačních napětí přes nosnou ukotvující konstrukci (obr. č. 10). Základem této konstrukce (obr. č. 5 a 4) je klasická 1" trubka opatřená svarem do pravého úhlu a vyztužená plechem pro zabezpečení max. tuhosti nosné konstrukce. Celá konstrukce snímače, u které se předpokládá, že bude ponořena do sypké hmoty je konstruována vodotěsně a tudíž zamezuje vniknutí nečistot a poškození vnitřní elektroniky ukryté v nosné konstrukci. Styčné plochy deformačních čel a plocha mezi nosnou konstrukcí a ukotvením jsou utěsněny pomocí silikonu a pryže zabezpečující odolnost proti vlhkosti a nečistotám.



Obr. 5. Nosný základ krychlového tvaru se čtyřmi deformačními čely opatřenými detektory napětí

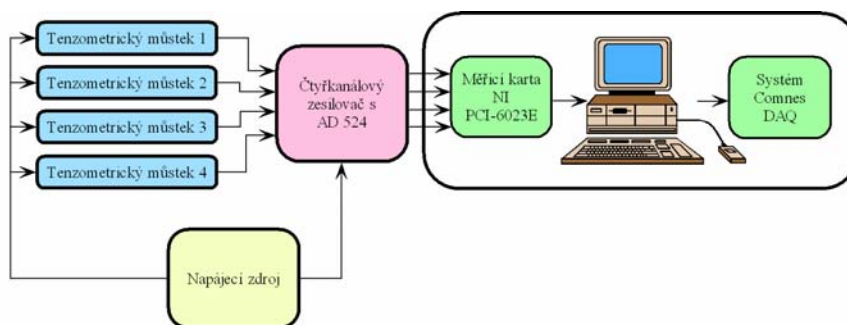


Obr. 6. Růžice detektoru a průběh radiálních a tangenciálních na tenzometru (vlevo)

Deformační čelo 3Dimenzionálního snímače bylo navrženo kruhového průřezu a tudíž rozložení deformace a napětí potvrzené analyticky a modelováním při zatěžování je soustředné se středem v ose deformačního čela (obr. č. 3).

Tato skutečnost vedla k použití speciálních kruhových membránových tenzometrů pro snímání deformace od sypké hmoty (obr. č. 6). Tyto tenzometry jsou schopné zachytit jak radiální tak tangenciální napětí od deformačního čela. Ve skutečnosti se zjišťuje napětíový stav sypké hmoty na základě deformace čela, tzn. tenzometru. Deformace drátků tenzometru se projeví změnou jejich délky (tj. odporů drátků) umocněné zapojením odporů do můstku a použitím zesilovačů (obr. č. 7). Tato deformace tenzometru vyvolá napětí na svorkách můstku [V] úměrné napětí v konkrétním místě skladovacího zařízení plněné sypkou hmotou [Pa~V]. Samozřejmě předpokládáme perfektní přilnavost tenzometrů na vnitřní stranu deformačního čela vhodným lepidlem. (viz. obr. č. 3).

Z důvodu toho, že membránový tenzometr je pevně umístěn uprostřed kruhového deformačního čela, plyne nesčetné množství výhod. Především se jedná o výhodu detekce kladné hodnoty radiálního napětí a záporné hodnoty tangenciálního napětí (obr. č. 6). Rozlišení kladné a záporné hodnoty napětí je podstatné pro identifikaci druhu způsobeného napětí zvláště při malých deformacích tenzometru.

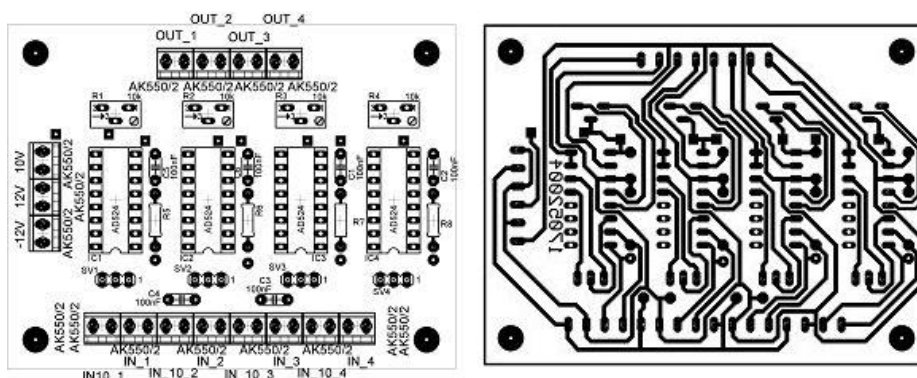


Obr. 7. Popis měřicího systému skládající se z zdroje napětí, tenzometru, zesilovače, měřicí karty NI a PC

Za účelem snímání třech působících napětí v sypkých hmotách tj. σ_1 , σ_2 , σ_3 bylo použito 4 deformačních čel s tenzometry, tj. 4 snímacích kanálů (obr. č. 11). Předpokládá se, že jeden kanál bude sloužit ke kontrolním účelům. Výstupní napětí z tenzometrických můstků je však řádově v mV a pro další zpracování a přenos signálu po vedení je třeba jej zesílit. K tomuto účelu byl navržen precizní čtyřkanálový zesilovač, který je osazen měřicími zesilovači společnosti Analog Device AD524.

Velkou výhodou těchto zesilovačů je jejich značná teplotní nezávislost, vysoké zesílení, velmi malé zkreslení atp. Navržený zesilovač obsahuje prvky pro nulování vstupního offsetu a nastavené zesílení 1000, aby zpracovávané signály byly dostatečné úrovně a měřicí karta tak pracovala v celém vstupním rozsahu s využitím všech 12 bitů pro A/D konverzi měřených signálů.

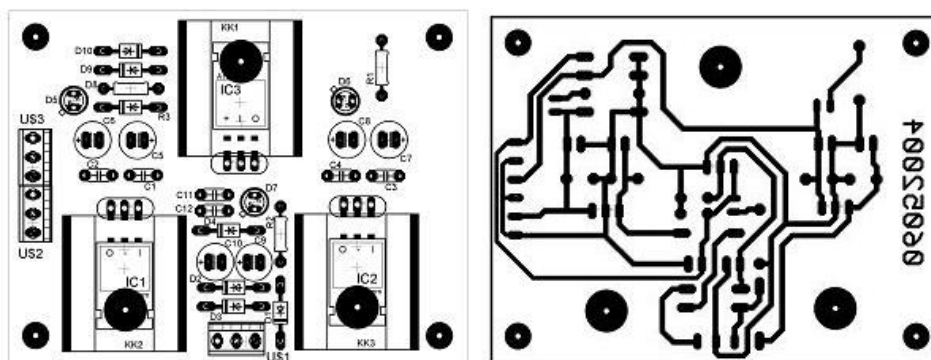
Návrh a realizace zapojení těchto 4 zesilovačů AD 524C je nakreslen na obr. č. 8.



Obr. 8. Návrh obvodu zapojení plošného spoje 4x zesilovač AD 524C

Protože zesilovače a můstek potřebují pro spolehlivou funkci být napájeny vstupním napětím, byl navržen zdroj symetrického stabilizovaného napětí pro napájení obvodů zesilovače a zdroj stabilizovaného napětí pro napájení tenzometrických můstků.

Vlastní návrh desky plošného spoje zesilovače a napájecích obvodů byl realizován v software Eagle (obr. č. 9) a obě desky plošných spojů mají stejnou velikost a jsou umístěny ve stínících krabičkách přímo v těle snímače.

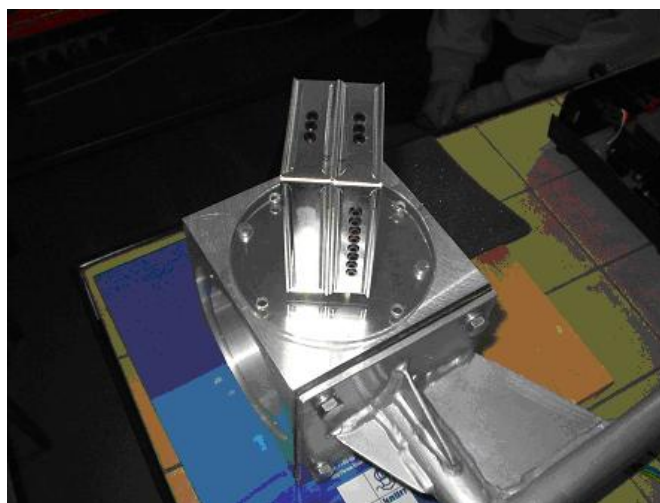


Obr. 9. Návrh obvodu zdroje vstupního napájení

Poté proběhlo utěsnění deformačních čel silikonem pro zabránění vniknutí prachových částic sypké hmoty dovnitř základu a realizace zapojení na měřicí kartu (obr. č. 10).

3. Snímání napětového stavu sypké hmoty pomocí 3D snímače

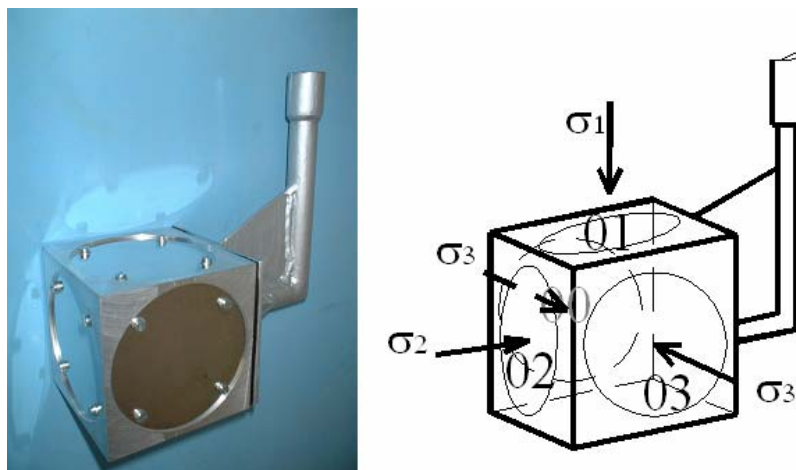
Napětový stav sypké hmoty, tzn. velikost a charakter působícího napětí na element sypké hmoty v skladovacím systému je možné zachytit a přesně identifikovat pomocí 3Dimenzionálního snímače. Velikost napětí (tlaku) na čelo deformačního detektoru je napětí sypké hmoty v daném místě. Při kalibraci těchto deformačních detektorů, tzn. vystavení různým napětím a sledování jejich deformace, lze sestavit kalibrační křivku a následně přesně přiřadit zachycené zesílené deformaci (V) jednotlivých čel velikost normálových napětí (Pa).



Obr. 10. Konstrukce a uzavření zesilovačů do schránky

Při umísťování snímače (obr. č. 11) do těla skladovacího zařízení je nezbytné, aby snímač byl umístěn v hlavních směrech os x, y a z, tak aby byla splněna podmínka přesné identifikace hlavních normálových napětí σ_1 , σ_2 , σ_3 v hlavních směrech os kartézského souřadnicového systému.

Za účelem přesného snímání napětí tenzometrů na deformačních čelech 3D snímače byl použit měřicí systém Comnes DAQ od fy. Consymea, spol. s r.o. Tento systém je schopný s přesností 0,001 V~1 Pa identifikovat napětí na deformačních čelech 3Dimenzionálního snímače.



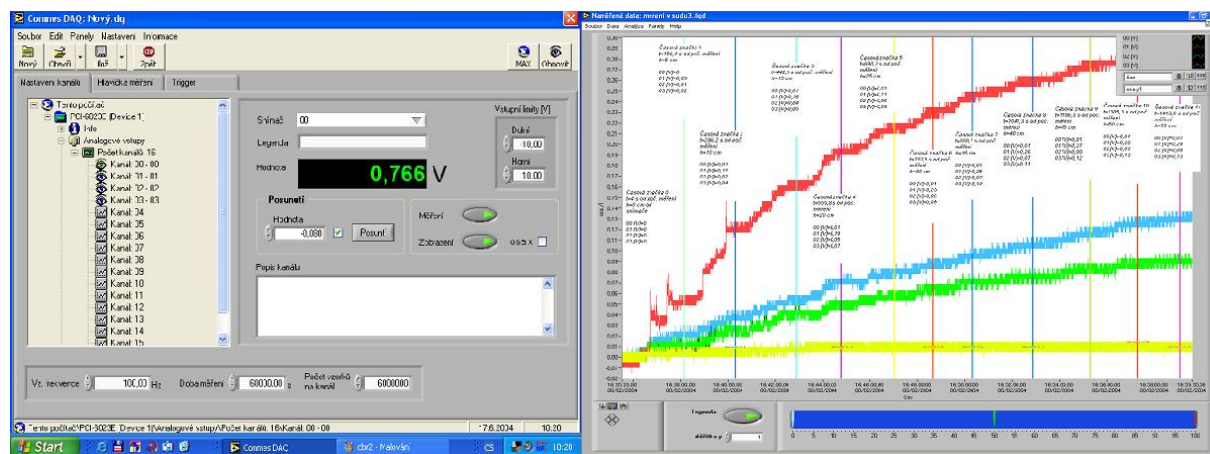
Obr. 11. Konstrukce 3D snímače napětí (vlevo) se zobrazením označení 4 tenzometrů, tj. 4 měřicích kanálů

Zdroj: [7]

4. Měřicí systém pro snímání a zpracování signálů: COMNES DAQ

Měřicí systém Comnes DAQ od fy. Consymea, spol. s r.o. společně s použitím měřicí karty National Instrument slouží pro laboratorní účely ke zpracování měřených signálů. Systém se skládá z měřicí karty umístěné v PC, ke které se připojují s pomocí svorkovnice snímače měřených fyzikálních veličin (obr. č. 7) a vývojového softwarového prostředí (obr. č. 12). Tyto prostředky zajišťují sběr a archivaci naměřených dat, jejich analýzu a prezentaci.

Kalibraci a aktuální zobrazení jednotlivých signálů, kde jejich počet je dán kapacitou karty (pro náš případ byla použita karta NI PCI-6023E = 16 analogových vstupů) je možné realizovat v základním zobrazovacím okně SW Comnes DAQ (obr. č. 12). Zobrazování všech signálů, analýza a další zpracování záznamů ze signálů, jejich integrace, apod. je možné na základě grafického zobrazení ve stejném vývojovém prostředí.



Obr. 12. Vývojové prostředí COMNES DAQ pro snímání 4 signálů od 3D snímače
Vývoj SW-Consymea, spol. s r.o.

5. Měření sypké hmoty-šterku pomocí 3D snímače

Za účelem ověření správnosti teoretických úvah o napětovém stavu sypké hmoty, porovnání dosavadní teorie a praxe, bylo realizováno zkoumání napětového stavu na šterku. U tohoto vzorku byly zjištěny geometrické vlastnosti (částicová distribuce a morfologie) a mechanicko-fyzikální vlastnosti (úhel vnitřního tření, smyková pevnost, tokový faktor, apod.) v Laboratoři sypkých hmot při VŠB-TU Ostrava pod vedením Doc. Ing. Jiřího Zegzulky, CSc.

Při samotném vyšetřování napětového stavu zkoumaného materiálu v dané hloubce byl zkonstruovaný 3Dimenzionální snímač ponořen do malého modelu sila o rozměrech ϕ 353 x 650 mm a postupně zasypáván zkoumaným materiálem, přičemž byla zaznamenávána a zpracována data z měřicích detektorů deformace (obr. č. 12) a sledována hladina materiálu vzhledem k poloze celého snímače. Výsledkem zkoumání je porovnání dosavadních používaných metod Rankinea (1867) a Janssena (1895) a 3D napětového stavu v souladu s rozvíjenou teorií.

Štěrk patří mezi nejzákladnější a nejrozšířenější materiály, používaný ve stavebnictví. Pro svoji povahu partikulárního složení, kdy částicová distribuce se nachází v širokém rozsahu, má štěrk tendenci k samozpevňování a zajištění vysoké pevnosti ve spojení s dalšími pojivovými materiály. Tento efekt je způsobem zaplněním meziprostor velkých zrn celou škálou rozličných malých částic. Navíc efekt převážně ostrých tvarů pískových zrn zajišťuje perfektní morfologii vhodnou ke zajištění pevnosti. Byla stanovena hodnota sypné hmotnosti $\rho_s=1560 \text{ kg.m}^{-3}$ pro zkoumaný vzorek štěrku. Z výsledků měření (obr. č. 12) je patrný zásadní vliv geometrie modelu sila na boční tenzometry 00, 02 a 03 (obr. č. 13). Zjištěné hodnoty měření napětí jsou ovlivněny především konstrukcí modelu 3D snímače. Uvedené změřené hodnoty napětí štěrku pro jednotlivé tenzometry jsou porovnány s teoretickými hodnotami v grafu na obr. č. 13.

V grafu (obr. č. 13) se promítá také citlivost jednotlivých tenzometrů.

6. Závěr

Porovnáním teoretických hodnot vyjádřených analyticky v obr. č. 13 dle Rankinea (1867) [2] a Janssena (1895) [1] se skutečnými hodnotami napětí naměřených na jednotlivých snímačích 00, 01, 02 a 03 (obr. č. 12) vyplývá relativně dobrý soulad blížící se teorii Janssena (1895, [1]). Tato teorie [1] zohledňuje přesněji vliv geometrie skladovacího zařízení zvláště pro případy, kdy výška zásobníku H je 8 až 10x menší než hydraulický poloměr výpustního otvoru tj. $h \leq (8 \text{ až } 10) \cdot R$ a vliv mechanicko-fyzikálních vlastností skladovaných hmot ve formě koeficientu sypnosti k a úhlu vnitřního tření skladované sypké hmoty φ [5]. U těchto teorií ovšem nejsou zohledněna další velice podstatná kritéria jako geometrické vlastnosti sypkých hmot, tj. částicové složení, tvarovitost, dále vlivy okolního prostředí jako vlhkost, teplota [5], kontaktní elektrostatické jevy, apod.

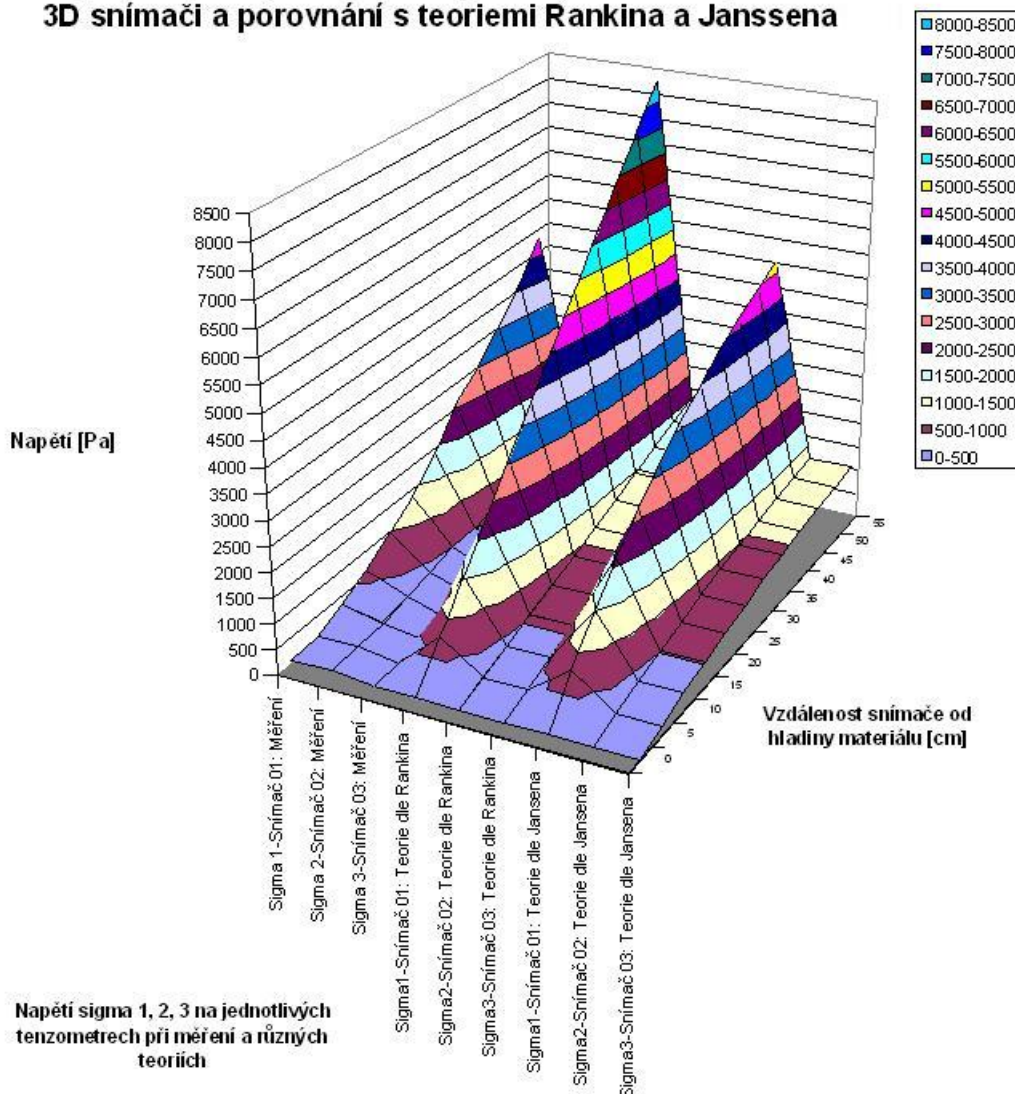
U všech experimentálních měření je patrná tendence vyjádřit rovnici závislosti normálového napětí σ_1 , σ_2 nebo σ_3 v mocninovém tvaru $\sigma = C_1 \cdot h^2 + C_2 \cdot h$ s chybou dost podstatně se lišící v závislosti na citlivosti jednotlivých snímačů v nastavených v příslušných směrech. Nejpresnější je rozptyl měřené hodnoty napětí od analyticky vyjádřené hodnoty u měření štěrku na snímači 01 (směr σ_1). Toto je částečně způsobeno velkou citlivostí snímače, což bylo kompenzováno měřeními na snímači 03 (také směr σ_3).

Lze tedy říci, že měření je tím přesnější, čím je zatížení větší a citlivost menší. Nehledě na to, že u napětí σ_2 a σ_3 se vyskytly stěnové efekty, které částečně zkreslily měření.

Obecně lze říci, že uvedené změřené hodnoty odpovídají přesněji Janssenově teorii [1] pro štěrk.

Tento příspěvek vznikl za přispění Grantové agentury České republiky (GAČR) v rámci grantu č. 101/03/D039 a projektu Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy MSM 6198910016.

3D graf vzájemných normálových napětí šterku při měření na 3D snímači a porovnání s teoriemi Rankina a Janssena



Obr. 13. 3D graf vzájemných normálových napětí šterku zaznamenaných na 3D snímači

Literatura a zdroje informací

- [1] Janesen, H., A.: Versuche uber Getreidedruck in Silozellen, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1895, p. 1045-1049.
- [2] Rankine, W., J., M.: A Manual of Civil Engineering. 5th edn., Griffin, TE. R. Gerstein Library, London , 1867.
- [3] Slíva A.: Sledování napětového stavu sypké hmoty pomocí 3Dimenzionálního (třiosového) snímače. ES Ostrava: VŠB-TU Ostrava-Fakulta strojní, 2004, ISBN 80-248-0629-0.
- [4] Slíva, A.: The 3Dimensional Indicator for a Silo Stress/Pressure Measurement, iCEER 2004. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Olomouc 2004, CD, p.763-768, ISSN 1562-3580.
- [5] Zegzulka, J.: Mechanika sypkých hmot, ES Ostrava: VŠB-TU Ostrava-Fakulta strojní, 2004, ISBN 80-248-0699-1.
- [6] Zegzulka, J., Koval, L., Slíva, A.: The Mass and Central Flow in Bulk Material, 5th International Symposium on the Reclamation, Treatment and Utilization of Coal Mining Wastes. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 1996, p. 515-523. ISBN 80-7078-349-4.
- [7] www.hbm.cz

3Dimensional Indicator of Pressure Values of Bulk Solids in Silos

The paper investigates a bulk solid pressure observation inside a silo using new developed 3Dimensional (Triaxial) Indicator. New design and conception of the 3D indicator have been developed exclusively for detecting of real stresses/pressures inside vessels, bunkers and silos. The unique design of the 3D indicator in cooperation with appropriate used software, and with a silo model is able to assure a clear image to pressure/stress identifications in particulate solid. Moreover, the third dimension is unique and enriches the area of the pressure knowledge. The measurement process incl. the procedure of processing values using the created interactive software environment has been explained in the project intimately and investigated in a real silo loaded by a poured bulk solid.

Key words: 3Dimensional Indicator, Bulk Solid, Stress

Recenzent: Prof. Ing. Jaromír Polák, CSc.