ACTA FACULTATIS TECHNICAE

TECHNICKÁ UNIVERZITA VO ZVOLENE

1

ROČNÍK: XVII

ZVOLEN 2012

OBSAH

VEDECKÉ ČLÁNKY

POSUDZOVANIE RIZÍK Z EXPOZÍCIE HLUKU: POROVNANIE VÝSLEDKOV SIMULAČNÉHO MODELU A MERANÍ IN SITU
OCCUPATIONAL NOISE EXPOSURE RISK ASSESSMENT: A COMPARISON BETWEEN RESULTS FROM SIMULATION MODEL AND MEASUREMENTS IN SITU 7
Miroslav Dado

VPLYV KONŠTRUKČNÉHO VYHOTOVENIA PÍLOVÝCH KOTÚČOV PRE ZNÍŽENIE HLUKU A VÝSLEDNÚ KVALITU OBROBENÉHO POVRCHU
THE INFLUENCE OF DESIGN OF CIRCULAR SAW TO REDUCE THE NOISE AND SURFACE ROUGHNESS AFTER CUTTING 15
Adam Droba – Ján Svoreň

PROTOTYPOVÉ SKÚŠKY NEKONVENČNÉHO LANOVÉHO SYSTÉMU URČENÉHO NA PREPRAVU NÁKLADU DO ŤAŽKO PRÍSTUPNÝCH MIEST
PROTOTYPE TESTING OF UNCONVENTIONAL CABLEWAY SYSTEM DESIGNED FOR TRANSPORT OF LOAD TO DIFFICULT AVAILABLE TERRAIN. 25
Matúš Franta – Milan Mikleš - Martin Remper – Jozef Krilek

VYVAŽOVANIE NÁSTROJOV V TECHNICKEJ PRAXI
TOOLS BALANCING IN ENGINEERING PRACTICE 35
Ľubomír Javorek – Ján Marienčík

GENEROVANIE TRAJEKTÓRIE POMOCOU NEURÓNOVEJ SIETE
TRAJECTORY GENERATION USING NEURAL NETWORK 43
Peter Koleda – Ľubomír Naščák

PRIEBEH OPOTREBOVANIA PÍLOVÝCH KOTÚČOV PRI REZANÍ DREVA
PROCESS OF THE WEARING SAW BLADES FOR THE CUTTING WOOD 51
Ján Kováč – Jozef Krilek

ZARIADENIE NA MERANIE ROVINNOSTI PILOVÝCH KOTÚČOV
DEVICE FOR MEASURING FLATNESS SAW BLADES 61
Jaroslav Ľalík – Márius Mikuš – Ľubomír Javorek

ODVAĽOVANIE HNACIEHO KOLESA LESNÉHO STROJA S ELASTICKOU PNEUMATIKOU
ROLLING OF ACTING WHEEL OF FOREST MACHINE WITH AN ELASTIC TIRE 67
Milan Mikleš

VÝSKUM VEĽKOSTI A PRIEBEHU ŠTIEPACEJ SILY PRI MENIACICH SA KONŠTRUKČNÝCH PARAMETROCH HORIZONTÁLNEJ ŠTIEPAČKY
RESEARCH COURSE AND SIZE SPLITTING FORCE AT VARYING DESIGN PARAMETERS HORIZONTAL SPLITTING MACHINE 79
Martin Remper – Jozef Krilek

POROVNANIE PRIEBEHU TEPLOTY REZACEJ ČASTI PRENOSNEJ REŤAZOVEJ PÍLY V ZÁVISLOSTI OD JEJ TYPU
TEMPERATURE DEVELOPMENT OF CHAIN SAW BAR ACCORDXING TYPE OF THE CHAIN SAW 89
Miroslav Stanovský – Marian Kučera – Valéria Messingerová – Ján Schürger – Martin Jankovský – Michal Allman – Michal Ferenčík

KVALITA PRÁCE ROZHADZOVAČA PRIEMYSELÝCH HNOJÍV AMAZONE ZA-M I 12-36 Z POHĽADU POŽIADAVIEK PRESNÉHO POĽNOHOSPODÁRSTVA
THE WORK QUALITY OF FERTILIZER SPREADER AMAZONE ZA-M I 12-36 ACCORDING OF THE PRECISION AGRICULTURE REQUIREMENTS 99
Tomáš Šima – Ladislav Nozdrovický – Koloman Krištof – Ján Jobbágy – Marián Fodora

REFERATY

POROVNANIE TECHNÍK ADAPTÍVNEJ EKVALIZÁCIE HISTOGRAMU V 3D SKENOVACÍCH SYSTEMOCH
COMPARISION OF ADAPTIVE HISTOGRAM EQUALIZATION TECHNIQUES IN 3D SCANNING SYSTEMS 111
Michal Čmarada – Jozef Šuriansky

NÁVRH PRACOVNÉHO ÚSTROJENSTVA PÔDNEJ FRÉZY
DESIGN OF OPERATIONAL MECHANISM OF ROTARY CULTIVATORS..... 119
Richard Hnilica – Juraj Kostúr

SKÚŠOBNO-DIDAKTICKÉ ZARIADENIE MOBILNEJ HYDRAULIKY
MOBILE HYDRAULICS TESTING-DIDACTIC EQUIPMENT..... 133
Milan Mikleš – Milan Helexa

NIEKTORÉ PRÍSTUPY K PROJEKTOVANIU MODULÁRNYCH ROBOTOV
SOME APPROACHES TO THE DESIGN OF MODULAR ROBOTS 143
Anton Palko

VEDECKÉ ČLÁNKY

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

POSUDZOVANIE RIZÍK Z EXPOZÍCIE HLUKU: POROVNANIE VÝSLEDKOV SIMULAČNÉHO MODELU A MERANÍ IN SITU

OCCUPATIONAL NOISE EXPOSURE RISK ASSESSMENT: A COMPARISON BETWEEN RESULTS FROM SIMULATION MODEL AND MEASUREMENTS IN SITU

Miroslav DADO

ABSTRACT: This paper presents results of a comparative study of two approaches for determination of workplace noise exposure. The goal of the study was verify suitability of noise maps for use as information tool in terms of legislative requirements for occupational health and safety provision. Results of this study indicate differences between approaches in term of occupational noise exposure assessment.

Key words: noise, prediction, risk assessment, simulation

ABSTRAKT: Príspevok prezentuje výsledky štúdie zameranej na porovnanie prístupov posúdenia rizika súvisiaceho s expozíciou hluku na pracovisku. Cieľom štúdie bolo na základe komparácie výsledkov posúdenia rizika súvisiaceho s expozíciou hluku získaných meraním a predikciou verifikovať vhodnosť použitia hlukových máp ako informatívneho nástroja v zmysle legislatívnych požiadaviek na zaistenie ochrany zdravia a bezpečnosti zamestnancov. Výsledky štúdie indikujú diferencie medzi prístupmi v kontexte posudzovania rizík z expozície hluku v pracovnom prostredí.

Kľúčové slová: hluk, predikcia, posudzovanie rizík, simulácia

1 ÚVOD

Predikcia hluku na pracoviskách je pomocný nástroj pri rozhodovaní, ktoré sa týka opatrení na monitorovanie a redukciu hluku. Umožňuje výpočet hladiny akustického tlaku v ľubovoľnom bode a stanovenie deskriptorov šírenia zvuku. Praktická realizácia postupov predikcie hluku vo vnútorných priestoroch zahŕňa pre danú situáciu vhodné modelovanie strojov a zariadení ako zdrojov hluku a vnútornú stavbu pracovnej miestnosti a jej vybavenia ako elementov, ktoré ovplyvňujú šírenie zvuku (Hnilica, 2007).

Existujú dve základné kategórie metód na predikciu hluku: metódy difúzneho poľa a geometrické metódy. Pri predikcii hluku prostredníctvom metód difúzneho poľa sa hladina akustického tlaku v bode získa súčtom príspevkov priamych a odrazených polí. Ak nie je zvukové pole v miestnosti difúzne, výpočet hladín akustického tlaku použitím týchto metód vedie vo všeobecnosti k nadhodnoteniu. Geometrické metódy sú založené na geometrickej reprezentácii šírenia zvuku v miestnosti, v ktorej sa predpokladá šírenie zvuku pozdĺž priamok. Geometrické metódy zahŕňajú techniky sledovania lúča, obrazu zdroja a difúznych odrazov (STN EN ISO 11 690-3, 2000). Výsledné hodnoty predikcie hluku je možné zobrazovať vo forme hlukových máp, ktoré zobrazujú imisné hladiny hluku alebo expozičné hladiny hluku. Hlukové mapy sú vhodným vizuálnym ukazovateľom prekročenia limitných hodnôt, ukazovateľom počtu osôb vystavených hluku a zároveň sú dobrým prostriedkom pre simuláciu, modelovanie a navrhovanie protihlukových opatrení (Liptai a kol., 2011).

Cieľom príspevku je na základe komparácie výsledkov posúdenia rizika súvisiaceho s expozíciou hluku získaných meraním a predikciou verifikovať vhodnosť použitia hlukových máp ako informatívneho nástroja v zmysle požiadaviek na zaistenie ochrany zdravia a bezpečnosti zamestnancov v súvislosti s expozíciou hluku na pracovisku.

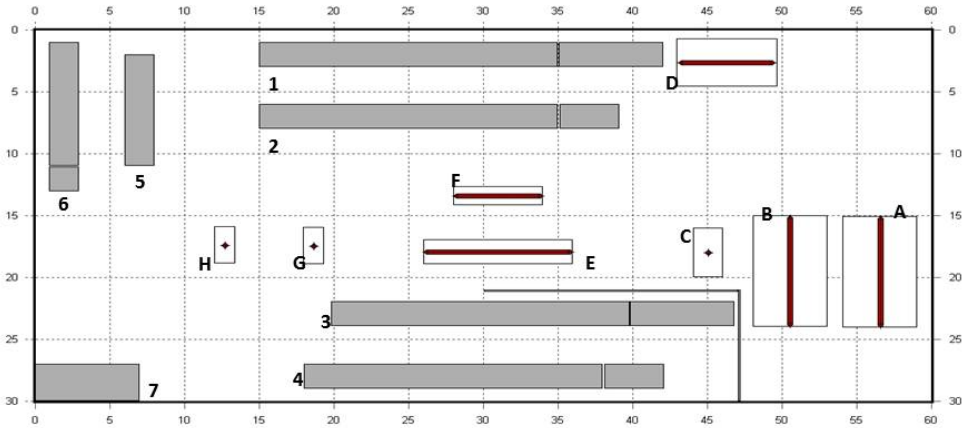
2 MATERIÁL A METÓDY

Posudzovaným objektom bola výrobná prevádzka drevospracujúceho podniku. Výrobná hala s rozmermi 60 × 18 × 4.5 metra má obvodové múry z tehál, resp. sendvičového panelu (hliníkový plech/minerálna vlna/plech). Podlahu tvorí betónová doska z betónu triedy B 25 s povrchovou úpravou (penetrácia akrylátovou živicou). Strop je vytvorený z polyuretánových panelov.

Hluková mapa bola vytvorená v počítačovom programe IZOFONIK ver. 4.05 (f. Ekosoft). Simulačný program umožňuje vypočítať predpokladané hladiny hluku v interiéroch priemyselných prevádzok prostredníctvom matematického modelu vytvoreného na základe technickej normy STN 01 1613.

Rozmiestnenie jednotlivých zdrojov hlukov a interiérových prvkov je zrejmé z obrázka 1. Pre vytvorenie matematického modelu predikcie imisií hluku v interiéri výrobnej haly (hlukovej mapy) bolo potrebné zistiť nasledovné vstupné parametre:

- rozmery objektu;
- celková stavebná situácia, z ktorej je zrejmé umiestnenie jednotlivých zdrojov hluku; priečok, okenných a dverových rámov a svetlíkov a so znázornením pracovných miest zamestnancov;
- stavebný materiál jednotlivých obvodových stien, priečok v interiéri vrátane stropu, typ okien a dverí, materiál použitý na svetlíky;
- rozmery zdrojov hluku a ich jednotlivé akustické výkony;
- doba a režim prevádzky jednotlivých zdrojov hluku.



Zdroje hluku
A, B – nárezové centrá HOLZMER CUT 85
C – formátovacia píla ALTENDORF
D – obrábacie centrum HOLZMER 7226
E – olepovačka hrán HOMAG
F – olepovačka hrán TRIATHLON
G, H – kolíkovačky VITAP

Telesá
1, 2 – medzisklad polotovarov
3, 4 – sklad hotových výrobkov
5, 6 – medzisklad hotových výrobkov
7 – kancelária

Obrázok 1 Rozmiestnenie jednotlivých zdrojov hluku a telies vo výrobnej hale

Meranie expozície hluku bolo vykonané v zmysle NV SR č. 115/2006 Z. z. o minimálnych zdravotných a bezpečnostných požiadavkách na ochranu zamestnancov pred rizikami súvisiacimi s expozíciou hluku v znení neskorších predpisov. Postup pri meraní bol v súlade s STN EN ISO 9612 – na základe analýzy práce bol vytvorený časový snímok práce. Pracovné operácie výroby nábytku a balenia nábytku sa vykonávajú v troch 8 hodinových pracovných zmenách – pričom 40 minút z jednej pracovnej zmeny tvoria prestávky na oddych a jedlo. Na meranie boli použité nasledovné prístroje:

- presný analyzátor zvuku Brüel & Kjaer Observer 2260,
- merací mikrofón Brüel & Kjaer 4189,
- akustický kalibrátor Brüel & Kjaer 4230.

Výsledná ekvivalentná hladina A zvuku bola vypočítaná podľa vzťahu:

$$L_{Aeq,T} = 10\log\left[\left(\frac{1}{T}\right)\sum_{i=1}^{m} T_i \cdot 10^{0,1\cdot L_{Aeq,T_i}}\right] \tag{1}$$

kde: $L_{Aeq,Ti}$ je ekvivalentná hladina A zvuku počas intervalu času merania T_i,

T sa rovná $\sum_{i=1}^{m} T_i$,

m je celkový počet meracích intervalov.

Normalizovaná hladina hlukovej expozície na menovitý pracovný deň bola vypočítaná podľa vzťahu:

$$L_{EX,8h} = L_{Aeq,T_e} + 10\log\left(\frac{T_e}{T_0}\right) \tag{2}$$

kde: T_e – doba trvania expozície hluku,
T_0 – normalizovaný (referenčný) časový interval (8 hod).

Výsledky meraní boli doplnené o neistoty merania, ktoré boli stanovené podľa postupu na určovanie rozšírenej neistoty normalizovanej hladiny A expozície hluku pre 8-hodinový menovitý pracovný deň v súlade s odborným usmernením HH SR č. 3116/05 *Určovanie neistôt merania zvuku*. Rozšírená neistota merania sa získala rozšírením kombinovanej neistoty koeficientom 2 pre 95%-nú pravdepodobnosť výskytu výsledkov v intervale, ktorý U vymedzuje. Vypočítané hodnoty normalizovaných hladín expozície hluku predstavovali referenčné hodnoty, na základe ktorých bolo možné posúdiť presnosť simulačného modelu.

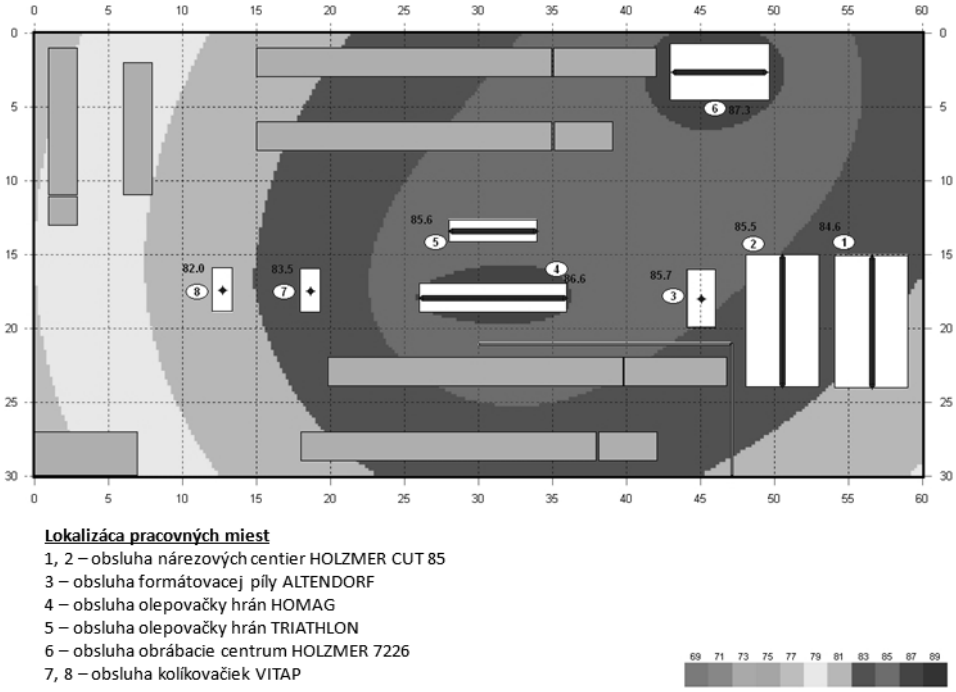
Štatistická analýza výsledkov bola spracovaná prostredníctvom Bland-Altmanovho (rozdielového) grafu v programe MedCalc® v. 12.1.4. Štatistická významnosť rozdielov získaných výsledných hodnôt normalizovaných hladín expozície hluku bola stanovená na základe porovnania rozdielu hodnôt vypočítaných meraním a predikciou a ich priemerov.

3 VÝSLEDKY

Po zadaní všetkých potrebných vstupných parametrov bolo možné uskutočniť samotný výpočet predpokladaných hladín hluku. Vo výške 1,5 metra od podlahy boli pre oktávové pásmo so strednou frekvenciou 1 kHz prostredníctvom simulácie získané nasledovné hodnoty:

- minimálna hladina hluku – 78,1 dB,
- maximálna hladina hluku – 88,7 dB,
- ekvivalentná hladina hluku – 84,1 dB,
- predpokladaná doba dozvuku podľa Eyringa – 4,27 sekundy,
- predpokladaná doba dozvuku podľa Sabina – 4,49 sekundy,
- veľkosť plochy, na ktorej je prekročená dolná akčná hodnota expozície – 90,7 %,
- veľkosť plochy, na ktorej je prekročená horná akčná hodnota expozície – 33,4 %,
- veľkosť plochy, na ktorej je prekročená limitná hodnota expozície – 2,5 %.

Výsledky výpočtu celkovej expozície hluku osôb na jednotlivých pracovných miestach sú uvedené na obrázku 2 a v tabuľke 1.



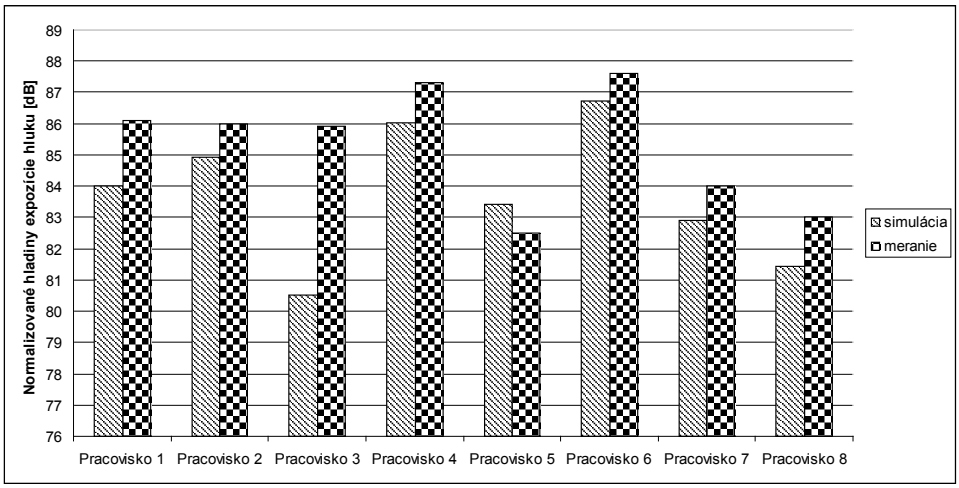
Obrázok 2 Hluková mapa prevádzky na výrobu nábytku

Podľa § 10 ods. 4 NV SR č. 115/2006 Z. z. limitná hodnota expozície hluku alebo akčná hodnota expozície nie je prekročená, ak nameraná alebo z nameranej odvodená hodnota určujúcej veličiny zväčšená o hodnotu neistoty neprekračuje limitnú hodnotu expozície hluku (87 db) alebo akčnú hodnotu expozície hluku (horná akčná hodnota – 85 dB, dolná akčná hodnota – 80 dB). Porovnanie výsledkov posúdenia rizika vyplývajúceho z expozície hluku získané na základe meraní a predikcie hluku sú uvedené na obrázku 3.

Tabuľka 1 Normalizované hladiny expozície hluku získané simuláciou

Pozícia pracovného miesta	$L_{Aeq,T}$ [dB]	Doba expozície [dB]	$L_{EX,8h}$ [dB]
1	84,6	420	84,02
2	85,5	420	84,92
3	85,7	145	80,50
4	86,6	420	86,02
5	85,6	290	83,41
6	87,3	420	86,72
7	83,5	420	82,92
8	82,0	420	81,42

Na základe vzájomného porovnania normalizovaných hladín expozície hluku je možné konštatovať, že z pohľadu hodnotenia dolnej akčnej hodnoty sú výsledky zhodné pre všetky posudzované pracoviská, t. j. dolná akčná hodnota je prekročená. Z hľadiska prekročenia hornej akčnej hodnoty bola medzi výsledkami dosiahnutá 62,5%-ná zhoda. Z hľadiska prekročenia limitnej hodnoty bola medzi výsledkami dosiahnutá 75%-ná zhoda. Minimálny absolútny rozdiel predstavuje hodnotu 0,91 dB a maximálny absolútny rozdiel 5,4 dB.



Obrázok 3 Porovnanie hodnôt normalizovaných hladín expozície hluku získané na základe merania a predikcie

4 DISKUSIA A ZÁVER

V posudzovanej prevádzke výroby nábytku hodnotenie rizík súvisiacich s expozíciou hluku ukázalo, že zamestnanci sú pri práci vystavení hodnotám hluku, ktoré prevyšujú legislatívou predpísané hodnoty a zamestnávateľ teda musí prijať opatrenia na zníženie expozície hluku, prioritne počnúc technickými cez organizačné až po vybavenie zamestnancov účinnými osobnými ochrannými pracovnými prostriedkami. Hodnoty normalizovaných hladín expozície hluku indikujú pri všetkých posudzovaných činnostiach prekročenie dolnej akčnej hodnoty expozície hluku. V tomto prípade je zamestnávateľ povinný:

- dať zamestnancom k dispozícii vhodné a primerané osobné ochranné pracovné prostriedky na ochranu sluchu;
- zabezpečiť, aby zamestnanci dostali primerané informácie a praktický výcvik súvisiace s možnými rizikami vyplývajúcimi z expozície hluku;
- zabezpečiť pre zamestnancov primeraný zdravotný dohľad, ktorého súčasťou je preventívne vyšetrenie sluchu.

V predkladanej štúdii bol pri porovnaní hodnôt normalizovaných hladín expozície hluku získaných na základe merania a predikcie najmarkantnejší rozdiel (5,4 dB) zaznamenaný na pracovnom mieste obsluhy formátovacej píly. Uvedený rozdiel bol spôsobený predovšetkým skutočnosťou, že pri tvorbe simulačného modelu sa vychádzalo z údajov uvedených v technickej dokumentácii zdroja hluku, v ktorej výrobca strojného zariadenia deklaroval emisnú hodnotu hluku 79,6 dB, zatiaľ čo ekvivalentná hladina hluku zistená meraním predstavovala hodnotu 90 dB.

Zistené rozdiely pri porovnaní výsledkov merania a simulácie spočívajú predovšetkým v určitých obmedzeniach programu IZOFONIK ako aj zjednodušeniach pri tvorbe samotného simulačného modelu. Výpočtový algoritmus programu neuvažuje s útlmom hluku, ktorý vznikne vzájomnou polohou posudzovaného bodu a zdroja hluku, takže do výpočtu sa nezohľadňuje útlm od bariér, telies a zdrojov hluku. Vytvorený simulačný model nezohľadňuje všetky reálne akustické parametre výrobnej haly – neboli použité odlišné hodnoty zvukovej pohltivosti a nepriezvučnosti materiálov stien a stropu v prístavbe, ďalej neboli namodelované všetky interiérové prvky (napr. stĺpy, svetlíky), z hľadiska akustických vlastností boli zjednodušene namodelované telesá v interiéri – medzisklady.

Hlukové mapy našli v praxi svoje uplatnenie predovšetkým pri posúdení expozície hluku vo vonkajšom (životnom) prostredí, t. j. hluku z dopravy na pozemných komunikáciách, železničnej dopravy, leteckej dopravy a priemyselnej činnosti. Možnosťami použitia hlukových máp pri posudzovaní a kontrole hluku v pracovnom prostredí sa zaoberali viacerí domáci i zahraniční autori (napr. Janeček, 1990; Christensen, 1998; Rindel, 2000; Hnilica, 2007; Probst, 2009; Liptai a kol., 2011). Rindel a Christiansen (2007) porovnali hodnoty ekvivalentných hladín hluku v strojovni elektrárne získaných prostredníctvom simulačného programu Odeon s nameranými hodnotami a zistili dobrú zhodu (priemerný rozdiel medzi hodnotami 0,3 dB s maximálnou odchýlkou 2,2 dB). K podobným výsledkom dospel aj Probst (2009), ktorý vytvoril simulačný model výrobnej haly v programe CadnaR.

Na základe dosiahnutých výsledkov je možné konštatovať, že v kontexte posudzovania rizík z expozície hluku v pracovnom prostredí, sú interiérové hlukové mapy vhodným informačným nástrojom pri vizualizácii dodržiavania najvyšších prípustných hodnôt v zmysle platnej legislatívy. Predmetom ďalšieho výskumu bude predovšetkým zistiť, do akej miery bude aproximatívnosť vstupných parametrov simulačného modelu ovplyvňovať variabilitu výsledkov simulácie.

LITERATÚRA

HNILICA, R. 2007. Hluková analýza pracovného prostredia. In *Humánne riziká v priemysle spracovania dreva – zborník príspevkov z kolokvia ku grantovej úlohe VEGA 1/3445/06.* Zvolen: TU vo Zvolene, 2007, s. 16–22. ISBN 978-80-228-1929-2

CHRISTENSEN, C. L., FOGED, H. T. 1998. A room acoustical computer model for industrial environments – the model and its verification. In *Proceedings of the third European Conference on Noise Control EURO-NOISE 98*, Munich, October 1998, pp. 671–676

JANEČEK, P. 1990. Výpočet předpokládaných hladin hluku podle ČSN 01 1613. *Bezpečná práca*, 1990, roč. 21, č. 4, s. 150–155. ISSN 0322-8347

LIPTAI, M., LUMNITZER, E., MORAVEC, M. 2011. Interiérové hlukové mapy a možnosti ich využitia v praxi. In *Fyzikálne faktory prostredia*, 2011, Roč. 1, Mimoriadne číslo, s. 34–37. ISSN 1338-3922

NOVOTNÝ, J. a kol. 1990. *Hluk – výpočet predpokladaných hladín hluku v priemyselných priestoroch*. Praha: Vydavatelství norem, 1990, 116 s. ISBN 80-85111-14-4

PROBST, W. 2009. The Calculation of Sound Propagation in Rooms to determine Noise Exposure at Workplaces. In *Proceedings of the International Conference on Acoustics NAG/DAGA 2009*, Rotterdam, March 2009

RINDEL, J. H. (2000). The Use of Computer Modeling in Room Acoustic. *Journal of Vibroengineering*, 2000, Vol. 4, No. 3, pp. 219–224

RINDEL, J. H., CHRISTENSEN, C. L. (2007). Odeon, a design tool for noise control in indoor environments. In *Proceedings of the International Conference Noise at work 2007*, Lille, July 2007

STN EN ISO 11 690-3:2000: Akustika – Odporúčané postupy na navrhovanie nízkohlučných pracovísk vybavených strojovými zariadeniami – Časť 3: Šírenie zvuku a predpovedanie hluku na pracovisku

Autor vyjadruje poďakovanie Kultúrnej a edukačnej grantovej agentúre MŠVVaŠ SR za podporu vedeckého grantového projektu KEGA 016TUZVO-4/2011 „Pracovné prostredie – príprava virtuálneho laboratória a učebných textov“, v rámci ktorého uvedený príspevok vznikol.

Kontaktná adresa:
Ing. Miroslav Dado, PhD.,
Katedra výrobných technológií a materiálov,
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene,
Študentská 26, 960 53 Zvolen,
e-mail: dado@vsld.tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 864.

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

VPLYV KONŠTRUKČNÉHO VYHOTOVENIA PÍLOVÝCH KOTÚČOV PRE ZNÍŽENIE HLUKU A VÝSLEDNÚ KVALITU OBROBENÉHO POVRCHU

THE INFLUENCE OF DESIGN OF CIRCULAR SAW TO REDUCE THE NOISE AND SURFACE ROUGHNESS AFTER CUTTING

Adam DROBA – Ján SVOREŇ

Abstract: This article is focused on the influence of various construction design of body of circular saw to reduce a noise and their effects on the surface roughness of wood. In most cases it is used a high cutting speed during cutting wood by circular saw, which is resulting to the excessive noise, which may be harmful for health of operator. To reduce the noise are used various construction design of body of circular saw such as (dilatation and radial grooves in the body of circular saw, uneven tooth pitch, etc.). These modifications lead to a reduction of noise, but may also lead to decreasing of surface roughness. Surface roughness parameters were chosen Ra, Rz, Ry.

Key words: circular saw blade, surface roughness, noise

Abstrakt. Pri rezaní dreva kotúčovými pílami sa používajú vo väčšine prípadov vysoké rezné rýchlosti, čo má za následok vznik nadmerného hluku, ktorý môže byť škodlivý pre zdravie obsluhy. Pre zníženie hluku sa využívajú rôzne konštrukčné vyhotovenia pílového kotúča (dilatačné a radiálne drážky v tele kotúča, nerovnomerný rozstup zubov, atď.). Tieto úpravy síce vedú k zníženiu hluku, ale môžu viesť aj k zhoršeniu kvality obrábaného povrchu. Tento článok sa zaoberá vplyvom úprav tela pílových kotúčov na výslednú drsnosť obrábaného povrchu dreva. Experimentálne boli hodnotené parametre drsnosti povrch Ra, Rz, Ry.

Kľúčové slová: pílový kotúč, drsnosť povrchu, hluk

ÚVOD

Najpoužívanejším zariadením na rezania dreva a drevných materiálov v drevárskom priemysle sú kotúčové píly, ktorých rezným nástrojom sú pílové kotúče rôzneho vyhotovenia (Svoreň 2002). Pri pílení, ako aj pri iných druhoch obrábania, je dôležité dosiahnutie vysokej kvality drsnosti povrchu, čo významne ovplyvňuje parametre funkčných povrchov súčiastok. Krása dreva je dôsledok jeho komplexnej štruktúry (Turis

2009). Drevo je zložené z nevyplnených predĺžených buniek, ktoré boli paralelne zoradené jedna k druhej pozdĺž kmeňa stromu. Kvôli tomu nebude povrch dreva nikdy úplne hladký (Sandak 2005). Drsnosť povrchu je jednou z vlastností, ktoré určujú použiteľnosť jednotlivých súčiastok v rámci rôznych konštrukčných celkov. Táto vlastnosť vo veľkej miere ovplyvňuje životnosť, správnu funkciu, kinematické a dynamické väzby povrchov, cenu a vzhľad jednotlivých súčiastok ako aj celej konštrukcie. Drsnosť vzájomne sa pohybujúcich funkčných povrchov ovplyvňuje odolnosť voči opotrebeniu, životnosť súčiastok, straty trením a podobne. Preto je potrebné, aby bola požadovaná drsnosť povrchu súčiastok predpisovaná na výrobných výkresoch, v normách, v technických podmienkach a pod. Je dôležité pri predpisovaní drsnosti povrchu poznať vzájomné vzťahy medzi jednotlivými súčiastkami, ich spôsob výroby, použitie, materiál, prevádzkové podmienky vplývajúce na drsnosť povrchu (Turis 2009).

Hluk je zvuk, ktorý vyvoláva nepríjemný, alebo rušivý vnem, ktorý má dokonca škodlivé účinky. Pri pílení je možné pozorovať tri zdroje hluku. Hluk pri chode naprázdno je spôsobovaný turbulenciami vzduchu v blízkosti zuba a priestoru drážky. Hluk pri rezaní materiálu vyplýva z kmitania pílového kotúča a obrobku, obidva sú budené pri náraze zuba. Hluk obrobku je významný najmä pri materiáloch náchylných na kmitanie napr. kovy, plast a pod. (Hargreaves 1989).

Pre dosiahnutie kvalitnejšieho povrchu obrábaného materiálu sa v praxi pri rezaní zvyšujú otáčky pílového kotúča a tým dochádza k zvýšeniu hladiny hluku. Keďže zníženie obvodovej rýchlosti kde sú získané významné redukcie hluku nie je cenovo efektívne, pretože sa zvyšuje čas rezania, čo nie je akceptovateľné v situácii kontinuálnej výroby, zníženie hladiny hluku sa dá dosiahnuť použitím kotúčov s reznými doštičkami so spekaného karbidu alebo rôznymi úpravami tela pílového kotúča ako sú dilatačné drážky rôznych tvarov a veľkosti, vkladanie medených nitov atď. (Prokeš 1985).

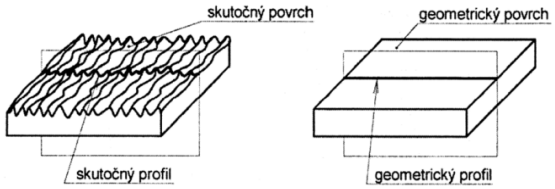
1 ZÁKLADNÉ POJMY A DEFINÍCIE

Drsnosť povrchu je súhrn nerovností s relatívne malými vzdialenosťami, ktoré zvyčajne obsahujú nerovnosti, ktoré vznikli hlavne použitou metódou výroby. Drsnosť povrchu však nezahrňuje chyby, ktoré sa vyskytujú len ojedinele (napr. náhodné poškodenie ryhami) alebo chyby materiálu (Turis 2009).

Pre objektívne posudzovanie a predpisovanie drsnosti povrchu boli zavedené rôzne normalizované charakteristiky drsnosti.

Skutočný povrch súčiastky je povrch ohraničujúci teleso a oddeľujúci ho od okolitého prostredia (obr. 1a), líši sa od geometrického povrchu, ktorý predstavuje ideálny povrch, ktorého menovitý tvar je určený výkresom (obr. 1b).

Základné vlastnosti drsnosti povrchu sa definujú v rozsahu základnej dĺžky l, ktorá vymedzuje dĺžku profilu. Dĺžka na ktorej sa vyhodnocuje kvalita drsnosti povrchu je vyhodnocovacia dĺžka ln, a je vytvorená z jednej alebo viacerých základných dĺžok l (obr. 2).



a b

Obr. 1 Skutočný a geometrický povrch profilu (STN ISO 4287 1999)

Obr. 2 Základná čiara, základná a vyhodnocovacia dĺžka (STN ISO 4287 1999)

2 MATERIÁL A METÓDY

Pri experimentálnych meraniach boli použité tri pílové kotúče rôznych vyhotovení. Kotúč č. 1 (PK1) s počtom zubov 24 mal v tele radiálne drážky ukončené nitmi a esovité kompenzačné drážky a nerovnomerný rozstup zubov. Kotúč č. 2 (PK2) s počtom zubov 36, mal v tele pomocou laseru vyrezané esovité kompenzačné drážky v radiálnom smere, medené nity a nerovnomerný rozstup viacerých zubov opakujúci sa po 1/6 obvodu. Kotúč č. 3 (PK3) s počtom zubov 36, mal v tele esovité kompenzačné drážky tangenciálnom smere, medené nity a nerovnomerný rozstup viacerých zubov opakujúci sa po 1/6 obvodu. Zuby všetkých kotúčov sú osadené SK doštičkami a sú striedavo šikmo brúsené. Upínacie príruby, ktoré boli použité mali vonkajší priemer d_u = 110 mm. Vyhotovenia jednotlivých kotúčov sú na obr. 3. Bližšia špecifikácia pílových kotúčov je v tab. 1.

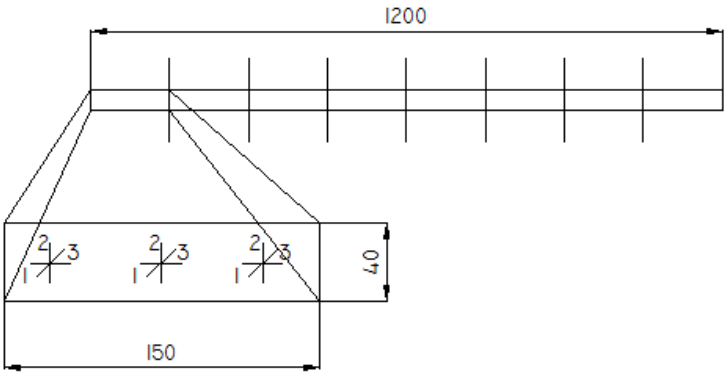
a) b) c)

Obr. 3 Vyhotovenie pílových kotúčov – a) PK1, b) PK2, c) PK3

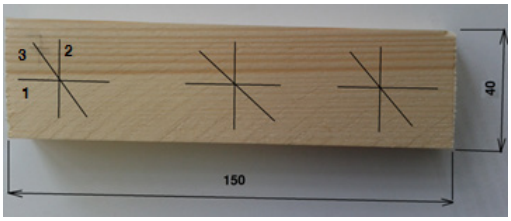
Tabuľka 1 Parametre použitých pílových kotúčov

Parametre PK	PK1	PK2	PK3
Priemer PK [mm]	350	350	350
Hrúbka PK [mm]	2,4	2,5	2,5
Počet zubov	24	36	36
Priemer upínacej diery [mm]	30	30	30
Šírka reznej hrany [mm]	4,5	4,5	4,5
Výška zuba [mm]	13	13	13
Rozstup zubov [mm]	nerovnomerný		rovnomerný
Geometria zuba	αf = 15°		
	βf = 65°		
	γf = 10°		
Typ zuba	WZ		

Základné dosky, ktoré boli pílené pri rôznych rezných podmienkach, boli vypílené na menšie vzorky (obr. 4) a z každej boli vybrané štyri náhodné, na ktorých boli vykonávané merania drsnosti obrobeného povrchu v 1-pozdĺžnom a 2-priečnom smere a 3-pod uhlom 45° (obr. 5), vzhľadom na smer drevných vlákien.



Obr. 4 Výroba vzoriek



Obr. 5 Miesta merania drsnosti obrobeného povrchu

Rezné podmienky boli volené na základe predchádzajúcich štúdií v rámci riešenia diplomovej práce, ktoré sú zobrazené v tab. 2.

Tabuľka 2 Rezné podmienky

Doska	Druh kotúča	Otáčky [min^{-1}]	Posuv [m.min^{-1}]
1	PK 1	3475	17
2	PK 1	3500	17
3	PK 2	3475	17
4	PK 2	3500	17
5	PK 3	3475	17
6	PK 3	3500	17

Meranie kvality obrobeného povrchu sa uskutočnilo na meracom zariadení od firmy MahrPocket Surf III (obr. 6).

Obr. 6 Meracia zariadenie Mahr Pocket Surf III

Meranie hluku sa uskutočnilo na zvukovom analyzátore Nor118 (obr. 7) od firmy Norsonic, ku ktorému bol pripojený mikrofón (obr. 8) pre zaznamenávanie hluku.

- vstavaný frekvenčný analyzátor
- meranie hluku do 150 dB
- spektrálne váhové filtre A, C, Z

Obr. 7 Norsonic Nor118

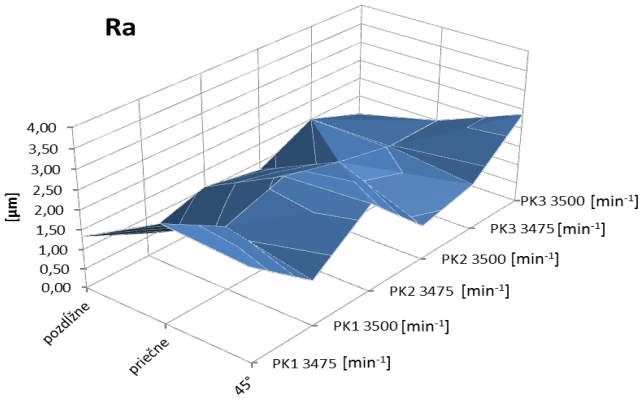
Obr. 8 Mikrofón pre meranie hluku

3 VÝSLEDKY A DISKUSIA

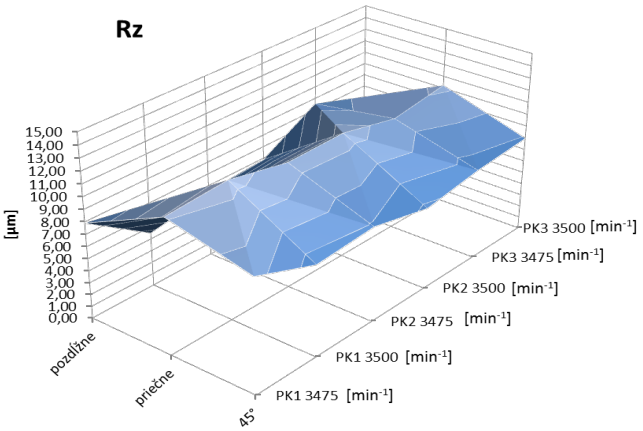
Drsnosť obrobeného povrchu bola hodnotená na základe strednej aritmetickej odchýlky profilu drsnosti Ra, najväčšej výšky profilu Ry, výšky nerovnosti profilu z desiatich bodov Rz. Získané hodnoty hluku a drsnosti Ra, Ry a Rz boli spracované tabuľkovým procesorom Microsoft Excel 2010. Grafické znázornenie nameraných výsledkov je zobrazené na obr. 9 až obr. 12. V tab. 3 sú uvedené namerané hodnoty pre jednotlivé úpravy tela pílových kotúčov a jednotlivé rezné podmienky.

Tabuľka 3 Namerané hodnoty drsnosti povrchu a hluku

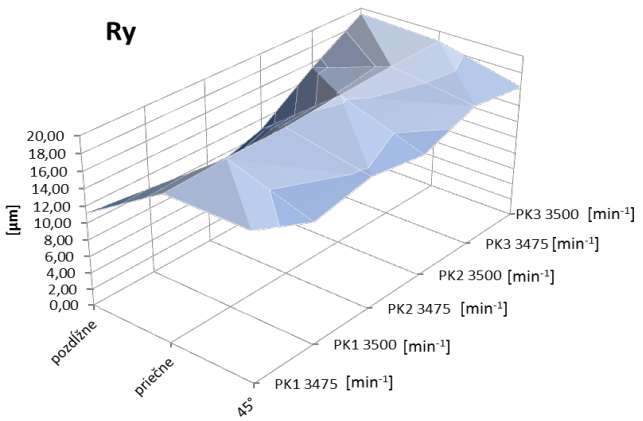
		pozdĺžne	priečne	45°	dB
PK1	Ra [μm]	1,335	2,503	2,346	96,64
3475 [min^{-1}]	Rmax [μm]	11,167	17,317	17,300	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	7,917	11,083	9,383	
PK1	Ra [μm]	0,602	1,628	1,149	96,75
3500 [min^{-1}]	Rmax [μm]	9,442	17,633	14,358	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	4,492	11,433	7,517	
PK2	Ra [μm]	1,069	2,128	2,238	94,9
3475 [min^{-1}]	Rmax [μm]	8,650	17,758	15,750	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	5,509	10,433	7,867	
PK2	Ra [μm]	0,791	1,768	0,878	95,4
3500 [min^{-1}]	Rmax [μm]	10,692	18,258	14,742	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	5,867	10,525	6,808	
PK3	Ra [μm]	1,500	1,481	1,205	101,6
3475 [min^{-1}]	Rmax [μm]	15,325	18,617	17,142	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	8,517	9,508	7,533	
PK3	Ra [μm]	0,978	1,494	2,366	98,2
3500 [min^{-1}]	Rmax [μm]	19,258	18,767	16,283	
17 [m.min^{-1}]	Rz [μm]	6,292	10,217	7,925	



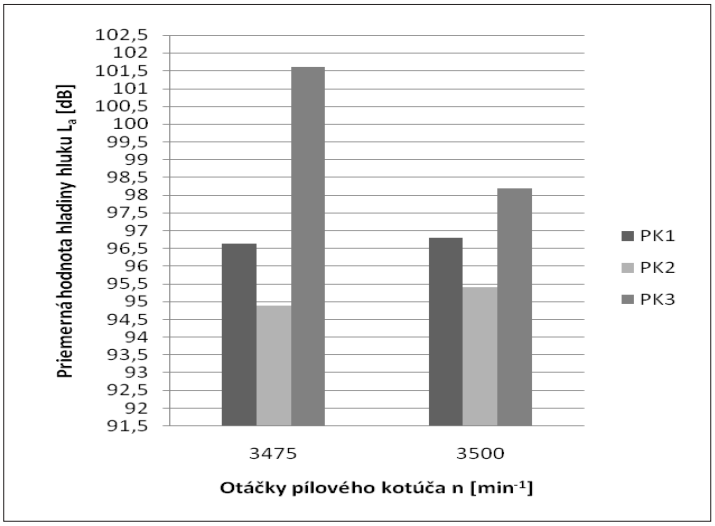
Obr. 9 Závislosť typu PK na drsnosť povrchu Ra



Obr. 10 Závislosť typu PK na drsnosť povrchu Rz



Obr. 11 Závislosť typu PK na drsnosť povrchu Ry



Obr. 12 Vplyv úpravy tela PK na hluk

Experimentálne merania vplyvu úprav tela pílových kotúčov na výslednú drsnosť obrobeného povrchu a hluku vedú k nasledujúcim záverom:

- Úprava tela pílového kotúča vyrezaním dilatačných a radiálnych drážok výrazne znižuje hluk pílového kotúča oproti neupravenému kotúču, či už je to kotúč s 24, alebo 36 zubami. Najnižšie hodnoty hluku dosiahol PK2.
- Drsnosť povrchu obrábaného kotúčom PK1 sa javila ako najlepšia, aj napriek menšiemu počtu zubov, pri vyšších otáčkach t. j. 3 500 min^{-1}, čo mohlo byť v dôsledku menšieho kmitania kotúča vplyvom úpravy jeho tela.
- Pri otáčkach 3 475 min^{-1} bola dosiahnutá najvyššia kvalita drsnosti obrábaného povrchu kotúčmi PK2 a PK3.
- Nepotvrdilo sa, že úprava tela pílového kotúča zlepšuje drsnosť obrobeného povrchu pri pílení, avšak s istotou môžeme tvrdiť, že takáto úprava kotúča, aká bola použitá pri meraniach spracovaných v tomto článku, znižuje hladinu hluku pílového kotúča. V niektorých prípadoch až o takmer 7 dB.
- Pre presnejšie vyhodnotenie vplyvu úpravy tela pílového kotúča na drsnosť povrchu dreveného materiálu by bolo potrebné vykonanie väčšieho počtu meraní na zariadení, ktoré umožňuje meranie topografie celkového povrchu vzorky.

ZÁVER

Neustálym zvyšovaním produktivity, rastúcimi požiadavkami na finálny produkt, dochádza k rozvoju nových technológií a technických zariadení, ktorými je možné tieto požiadavky dosiahnuť. Vytvárajú sa predpoklady k zavádzaniu nových a ekonomicky

výhodnejších spôsobov obrábania. Jednou z týchto požiadaviek je aj výsledná drsnosť obrobeného povrchu, ktorá je závislá na fyzikálnych vlastnostiach a podmienkach technologického procesu. Ak chceme zisťovať požadovanú kvalitu obrobeného povrchu, je potrebné pristupovať k hodnoteniu ako ku komplexnému problému. Použitie vhodných úprav tela pílových kotúčov vedú v praxi k zvyšovaniu kvality obrobeného povrchu, presnosti obrobku a rovnako priaznivo vplývajú na kvalitu pracovného prostredia z hľadiska znižovania nadmerného hluku. Pri návrhu pílových kotúčov musíme brať do úvahy aj minimálne kritické otáčky pílových kotúčov a musíme sa im snažiť vyhnúť.

LITERATÚRA

AGUILERA, A.: Cutting energy and surface roughness in medium density fireboard ripsawing, Springer – Verlaf 2009, 8 s.

HARGREAVES, Geoff: Noise Abatement for Circular Saws. Wellington, New Zealand: Safety& HealthService, 1989. 20 s. ISBN 0-477-03455-1

NORSONIC. 2001.: Sound Level Meter 118 [online]. 4/2011 [cit. 2012-24-01]. Dostupné na internete: <http//www.norsonic.com/uploads/kundefiler/Downloads/pd_118_en_screen.pdf

PROKEŠ, S. 1985v: Snižování hluku v dřevospracujícím průmyslu. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1985. 122 s. ISBN 04-844-85

SANDAK, J., NEGRI, M.: Wood surface roughness – what is it?, Italy, Trees and Timber Research Institute IVALSA/CNR, 2005, 9 s.

SVOREŇ, J.: Drevárske stroje. časť 1, Zvolen: TU, 2002, 169 s., ISBN 80-228-1188-2

TURIS, J., SEKEREŠ, J., MIKLEŠ, M.: Technické kreslenie, Zvolen: TU, 2009, 192 s., ISBN 978-80-228-2007-3

STN EN ISO 4287: 1999, Charakter povrchu: Profilová metóda. Termíny, definície a parametre charakteru povrchu

Tento príspevok vznikol počas riešenia vedeckého grantového projektu VEGA 1/0022/09 ako výsledok vedeckej aktivity autorov s výraznou finančnou podporou Vedeckej grantovej agentúry Slovenskej republiky.

Kontaktná adresa:
Ing. Adam Droba
Katedra drevárskych strojov a zariadení
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24, SK – 960 53 Zvolen
e-mail: droba@vsld.tuzvo.sk

doc. Ing. Ján Svoreň, CSc.
Katedra drevárskych strojov a zariadení
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24, SK – 960 53 Zvolen
e-mail: svoren@vsld.tuzvo.sk

PROTOTYPOVÉ SKÚŠKY NEKONVENČNÉHO LANOVÉHO SYSTÉMU URČENÉHO NA PREPRAVU NÁKLADU DO ŤAŽKO PRÍSTUPNÝCH MIEST

PROTOTYPE TESTING OF UNCONVENTIONAL CABLEWAY SYSTEM DESIGNED FOR TRANSPORT OF LOAD TO DIFFICULT AVAILABLE TERRAIN

Matúš FRANTA – Milan MIKLEŠ – Martin REMPER – Jozef KRILEK

Abstract: The present article is the basis for future solutions dissertation. The paper deals with prototype testing unconventional cable system, that accelerate and make easier the transport a load of smaller dimensions and weight in terrain inaccessible for wheeled equipment. Unconventional cable system can find employment in various areas such as forestry, forest fire fighting, construction, rescue work and supply. This article describes the methodological approach of experimental measurements and its implementation in the primary testing designed prototype in operation.

Keywords: unconventional cable system, operational tests, tension sensor, noise

Abstrakt: Predkladaný článok je východiskom pre budúce riešenie dizertačnej práce. Príspevok sa zaoberá prototypovými skúškami nekonvenčného lanového systému, ktorý urýchli a uľahčí prepravu nákladu menších rozmerov a hmotností, v terénoch neprístupných pre kolesovú techniku. Nekonvenčný lanový systém môže nájsť uplatnenie v rôznych oblastiach lesníckeho hospodárstva, pri hasení lesných požiarov, v stavebníctve, v záchranárstve a zásobovaní. Článok popisuje metodický postup experimentálneho merania a jeho realizáciu pri prvotných skúškach navrhnutého prototypu v prevádzke.

Kľúčové slová: nekonvenčný lanový systém, prevádzkové skúšky, snímač ťahu, hluk

1. ÚVOD

Územie Slovenskej republiky i ostatných okolitých štátov je značne členité. Zložité lesné terény svojim tvarom podstatne ovplyvňujú výber mechanizačných prostriedkov používaných pri ťažbe dreva, lesopestovateľských činnostiach, hasení lesných požiarov alebo pri zásahoch na záchranu ľudského života. Pri lesnej ťažbe dreva sa do značnej miery v strmých neprístupných terénoch osvedčili lanové dopravné zariadenia – lesnícke

lanovky. Lesnícke lanovky vyrábané v dnešnej dobe sú z konštrukčného hľadiska pomerne zložité strojné zariadenia, ktoré sú pomerne drahé, náročné na čas montáže a demontáže. Vyžadujú tiež kvalifikovanú a sofistikovanú obsluhu. A práve kvôli týmto faktom je ich etablovanie do iných odvetví ako napr. pestovanie lesa, či úloh v hasičskom zbore nevhodné a málo progresívne.

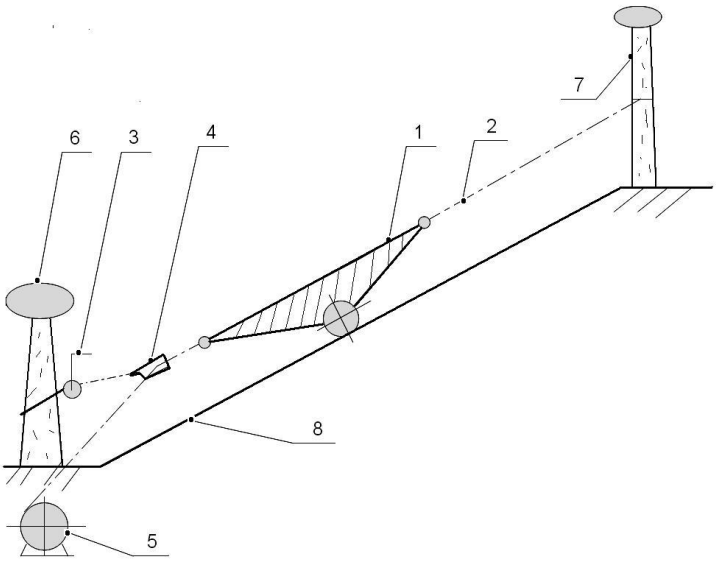
U nekonvenčných lanoviek je princíp pohybu vozíka po nosnom lane iný, ako u klasických lesníckych lanoviek. Základným princípom je autonómny pohyb vozíka, v ktorom sú zabudované všetky technologické prvky činností (motor a jeho ovládanie, zdvíhanie, pohyb hore a dole svahom, riadiaca jednotka, pohonné látky, atď.). Ich obsluha je vo väčšine riešená diaľkovým ovládaním stroja. V zásade sú vyvíjané dva základné varianty týchto lanoviek.

Prvý variant pracuje s jedným lanom, ktoré je zároveň nosné aj pohonné. Druhý variant pracuje s dvomi lanami. Nosné lano slúži len ako dráha, pohonné lano sprostredkováva pohyb a zároveň slúži ako bezpečnostný prvok pri roztrhnutí nosného lana.

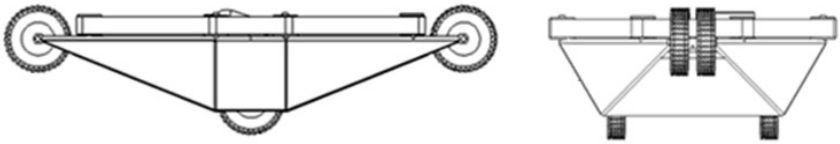
2. MATERIÁL A METODIKA

Navrhnutý nekonvenčný lanový systém je koncepčne pojatý ako systém pozostávajúci z pojazdovo-nosného lana a samohybného lanovkového vozíka. Lano je ukotvené medzi dvomi pevnými bodmi (strom, peň, skala) a tým vytvára lanovkovú trasu, pričom nie je podmienkou vedenie lana vo výške (obr. 1). Uvedená skutočnosť zjednodušuje montáž lanového systému a skracuje jej čas na minimum. Konštrukcia vozíka článkovitého tvaru zvyšuje priechodnosť v členitom teréne, zabezpečuje ľahké prekonávanie vertikálnych a horizontálnych prekážok v lesnom prostredí (obr. 2). Hnacím agregátom je spaľovací motor, ktorý spolupracuje s mechanickou (alebo hydrostatickou) prevodovkou. Samotný pohyb vozíka po pojazdovo-nosnom lane zabezpečuje lanáč. Lanový vozík sa môže pohybovať smerom nahor aj nadol, v polozávese alebo plnom závese v závislosti na tvare terénu a momentálnej veľkosti predpätia v pojazdovo-nosnom lane.

Výhody hybridného lanového systému sú najmä:
- vo vysokej terénnej dostupnosti,
- v rýchlej montáži a demontáži,
- v prekonávaní vertikálnych i horizontálnych prekážok,
- v možnosti lomeného trasovania,
- v neobmedzenej dĺžke trasy (obmedzenie dĺžkou pojazdovo-nosného lana).



Obrázok 1 Principiálna schéma nekonvenčného lanového systému
1 – nekonvenčný lanový vozík, 2 – pojazdovo-nosné lano, 3 – lanový napinák, 4 – posuvné zverné čeľuste lana, 5 – zásobný bubon pojazdovo-nosného lana, 6 – dolná kotva, 7 – horná kotva



a, b,

Obrázok 2 Ideový návrh nekonvenčného lanovkového vozíka
a, pohľad zboku b, pohľad spredu

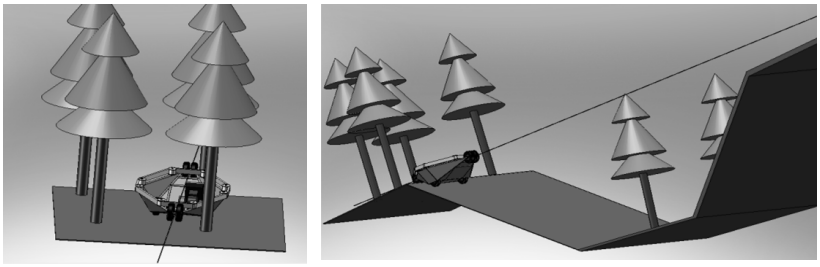
Čas montáže a demontáže nekonvenčného lanového systému je podstatne kratší, ako pri bežných lanových systémoch. Toto je dôležité z hľadiska rýchlosti nasadenia a fyzickej nenáročnosti montáže lanovky.

Celá montáž spočíva v nasledujúcich krokoch:

- prevlečenie pojazdovo-nosného lana vodiacimi kladkami samohybného vozíka (operácia č. 1),
- vynesenie voľného konca pojazdovo-nosného lana na vrchný koniec trasy a jeho ukotvenie lanovými svorkami (operácia č. 2),
- opásanie pojazdovo-nosného lana okolo lanáča (operácia č. 3),

- napnutie pojazdovo-nosného lana ručným lanovým napinákom, ktorý je na dolnom konci trasy pevne ukotvený o strom (operácia č. 4).

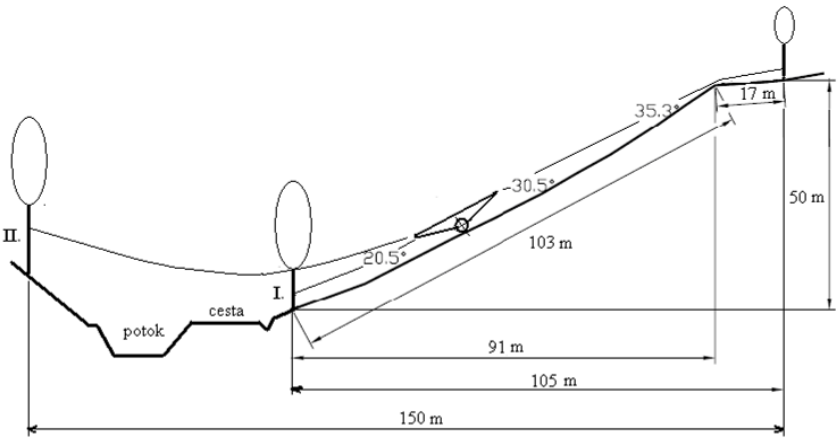
Ďalšou dôležitou výhodou je, že lanový systém možno jednoducho a rýchlo prepravovať vlečením za štvorkolkou, terénnym alebo osobným autom.



a, b,

Obrázok 3 Prekonávanie terénnych prekážok:
a, prekonávanie stojacej prekážky; b, prekonávanie priepasti.

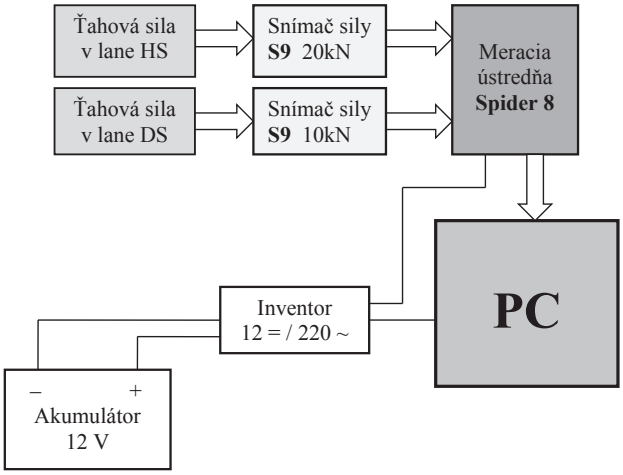
Ako miesto realizácie meraní bol vybraný lesný lanovkový terén, v poraste Včelien – Lesná správa Budča VšLP Zvolen. Terén plne vyhovoval požiadavkám nadmernej svažitosti, s priemerným sklonom svahu 30° a dĺžkou až 150 m. Profil trasy bol zakreslený pomocou sklonomera, vytyčovacích palíc a meracieho pásma. Na obrázku 4 sú znázornené obe trasy I. a II., pričom pri trase I. vozík bol vlečený po podloží a pri trase II. v spodnej časti dochádzalo k úplnému zaveseniu vozíka na pojazdovo-nosnom lane.



Obrázok 4 Pozdĺžny profil lanovkovej trasy **I.** a **II.**

Počas prevádzky sa zaznamenávali priebehy síl v pojazdovo-nosnom lane pri práci lanovkového vozíka v jednotlivých fázach prepravy pri meniacich sa parametroch (rýchlosť vozíka – otáčky motora a prevodový stupeň, hmotnosť nákladu, jazda hore alebo dole

svahom). Na tento účel bol navrhnutý merací reťazec pozostávajúci z meracej ústredne SPIDER 8 od firmy HBM a snímača sily S9 20 kN umiestnený na hornej stanici (HS) a obdobného snímača S9 10 kN umiesteného na dolnej stanici (DS) (obr. 5, obr. 6),



Obrázok 5 Bloková schéma meracieho reťazca

Obrázok 6 Univerzálna meracia ústredňa **Spider 8** a snímač sily S9 20kN

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

3.1 Časové pozorovania

Čas potrebný na jednotlivé operácie pri montáži trasy sa zaznamenával stopkami.

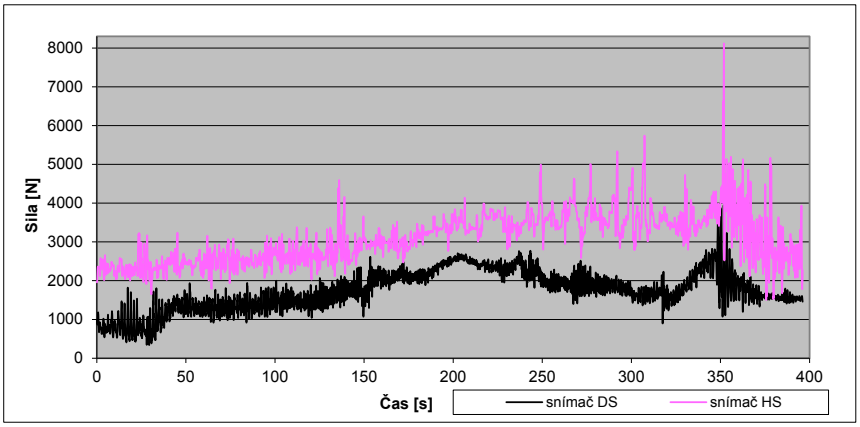
Tabuľka 1 Časová náročnosť jednotlivých operácií pri montáži lanového systému

Časová náročnosť montáže nekonvenčného lanového systému, 3 osoby, lano 10 STN 02.4341.41 (DIN 3058)						
Operácia č.		1.	2.	3.	4.	∑
Čas [min]	Trasa **I.**	3	23	5	6	37
	Trasa **II.**	3	30	5	10	48

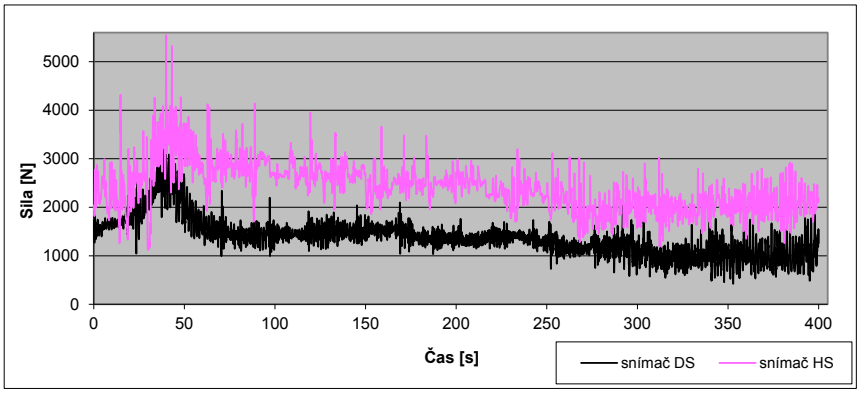
3.2 Pozorovanie ťahových síl v pojazdovo-nosnom lane

Počas prevádzky bolo predpätie v pojazdovo-nosnom lane 2000 N. Na prevádzkové merania bolo použité oceľové lano – LANO 10 STN 02.4341.41 (DIN 3058), maximálna dovolená ťažná sila 73160 N pri maximálnom dovolenom napätí v lane 1 570 MPa. Z grafu 1 vidieť, že pri jazde prázdneho vozíka hore svahom je maximálna sila v lane 8 000 N z čoho vyplýva, že pre daný prototyp a terénne podmienky lano vyhovuje s koeficientom bezpečnosti $k = 9,1$.

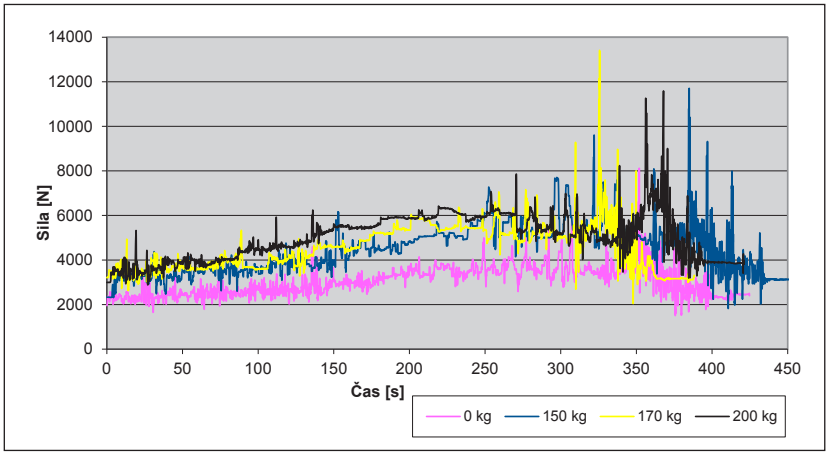
Zo záznamu ťažnej sily v grafe 2 (jazda vozíka dole svahom) bola odčítaná najväčšia hodnota 5 408 N, takže v tomto prípade lano vyhovuje s koeficientom bezpečnosti $k = 13,5$.



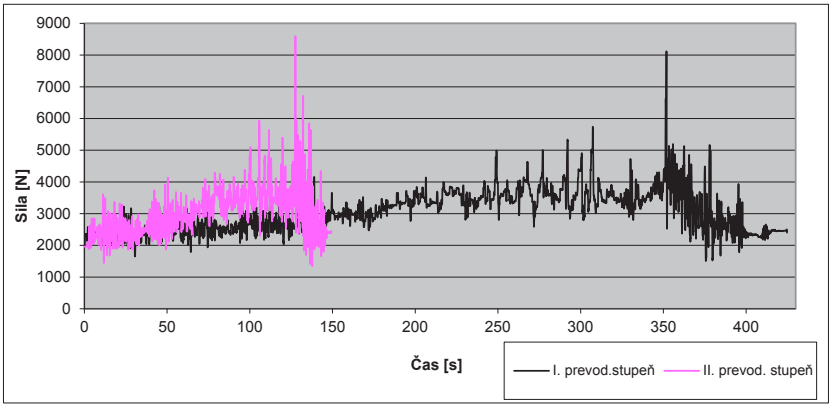
Graf 1 Priebehy síl merané na HS a DS pri jazde hore svahom na 1. prevodovom stupni



Graf 2 Priebehy síl merané na HS a DS pri jazde dole svahom na R. prevodovom stupni



Graf 3 Priebehy síl merané na HS pri jazde hore svahom na 1. prevodovom stupni, pri rôznych hmotnostiach nákladu



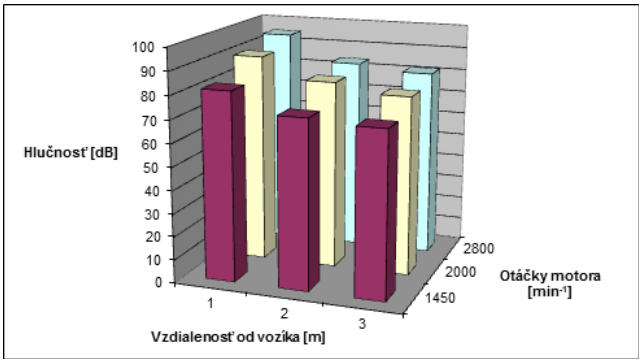
Graf 4 Priebehy síl merané na HS pri jazde hore svahom na 1. a 2. prevodovom stupni

V grafe 3 sú znázornené priebehy síl pri jazde bez nákladu a s nákladom vo vozíku (150 kg, 170 kg, 200 kg). Je možné sledovať úmerné narastanie ťažnej sily v lane, pri jazde hore svahom pri I. prevodovom stupni. V časovom pásme 300–400 sekúnd sa vozík nachádzal v značne členitom teréne (mikroreliéf, pne, konáre, ...) z čoho vznikali vysoké dynamické rázy ťažnej sily, pri prekonávaní prekážok. Maximálna ťažná sila v lane počas prevádzkových meraní bola 13 200 N, čomu sa rovná koeficient bezpečnosti použitého lana k = 5,5.

V grafe 4 sú znázornené priebehy síl pri I. a II. prevodovom stupni, vozík bol bez nákladu. Pri I. prevodovom stupni bol čas $t = 420\ s$ a pri II. prevodovom stupni bol čas $t = 150\ s$, z čoho vyplýva že pri II. prevodovom stupni je jazda vozíka 2,8 krát rýchlejšia ako pri I. prevodovom stupni. Priemerné vypočítané rýchlosti hore svahom pri I. prevodovom stupni $v_{I.st.} = 0{,}285\ m.s^{-1}$ a pri II. prevodovom stupni $v_{II.st.} = 0{,}8\ m.s^{-1}$.

3.3 Ergonomické merania

Nekonvenčný lanový systém sa ovláda prostredníctvom diaľkového ovládania, preto na jeho obsluhu priamo nepôsobia hluk a vibrácie. Napriek tomu sa orientačné hlukové emisie nekonvenčného lanového vozíka odmerali pomocou dozimetra Brüel & Kjaer 2250.



Graf 5 Maximálne hlukové emisie nekonvenčného lanovkového vozíka pri rôznych otáčkach motora

4. ZÁVER

Cieľom príspevku je priblížiť prototypové skúšky nekonvenčného lanového systému, ktorý uľahčí a urýchli prepravu nákladu menšieho objemu a hmotnosti. Hlavnými prioritami nekonvenčného lanového systému je kompaktnosť, jednoduchá preprava, časovo nenáročná montáž a demontáž, jednoduchá obsluha a hlavne vysoká svahová dostupnosť.

Obrázok 7 Preprava komponentov jazierkového systému používaného pri hasení požiarov v svažitých lesných terénoch

Z výsledkov merania sa zistilo, že použité oceľové lano je predimenzované a pre obdobné zaťaženie by vyhovovalo lano PYTHON 6S-V (max. ťahová sila 49,45 kN). S týmto lanom by sa skrátil čas montáže a demontáže, uľahčilo by sa jeho vyťahovanie do terénu, prípadne je možné predĺženie trasy pri zachovaní celkovej hmotnosti systému. Pri prvotných prevádzkových skúškach sa poukázala potreba zmien niektorých konštrukčných uzlov (vodiace kladky, ovládanie, krytovanie).

Nekonvenčný lanový systém je určený na prepravu nákladu do ťažko prístupných miest a v tejto súvislosti bol prezentovaný zložkám HaZZ Banská Bystrica. Prepravované boli komponenty jazierkového systému (motorové čerpadlá, hasičské hadice, vodné vaky) používané pri hasení požiarov v strmých lesných terénoch. V závere ukážky prejavil zbor HaZZ Banská Bystrica záujem o navrhnutý prototyp lanového systému.

Meraní sa zúčastnili:
Ing. Matúš Franta, Ing. Martin Remper, PhD., Ing. Jozef Krilek, PhD., Ing. Peter Dobrota, Ing. Lucia Dobrotová, Ing. Jozef Čuchran, Ing. Juraj Kostúr, Ing. Michal Muránsky.

LITERATÚRA

1. BINDER, R.: Lanové dopravné zariadenia a šmyky. Bratislava, Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, 1957. 149 s.
2. HOREK, P.: Lesní lanovky. Praha. 2007. 101 s. ISBN : 978-80-87154-10-6
3. LUKÁČ, T.: Lanovky v lesníctve. Zvolen: ÚVVP LVH SR Zvolen, 2001. 167 s. ISBN 80-88677-82-3
4. MIKLEŠ, M., HOLÍK, J.: Lanové dopravné zariadenia. Zvolen : ES TU, 2003 Zvolen. 212 s. ISBN 80-228-1291-9
5. MIKLEŠ, M., DANKO, M.: Lesnícke mechanizačné prostriedky II. TU Zvolen, 1992
6. JASENSKÝ, L.: Lanové systémy v sústreďovaní dreva, Príroda Bratislava, 1987

Tento článok je prezentovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA č. 1/0048/09 „Výskum znižovania negatívnych vplyvov pôsobenia lesnej techniky na lesné prostredie s určením technických parametrov lesných mechanizmov pri spracovaní lesnej biomasy.“

Kontaktná adresa:
Ing. Matúš Franta, prof. Ing. Milan Mikleš DrSc.,
Ing. Martin Remper PhD., Ing. Jozef Krilek PhD.,
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene,
T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: matusfranta@gmail.com

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

VYVAŽOVANIE NÁSTROJOV V TECHNICKEJ PRAXI

TOOLS BALANCING IN ENGINEERING PRACTICE

Ľubomír JAVOREK – Ján MARIENČÍK

ABSTRACT: This arcitles is focused on balancing techniques, basic terms, definitions, processes, fixatures and machineries. Nowadays, when high speed of modern drilling and milling machineries is needed, tools and clamping parts must be balanced very precisely. If not, the needed machined part accuracy is not provided and the service life of tools is shortened rapidly. The aim of this articles was to compare ways of balancing the tools on industrially made technical machine (balancing machine) and balancing on a fixature procurable in every workshop conditions.

Key words: static unbalance, balancing, unbalance, dynamic unbalance

ABSTRAKT: Tento článok sa zaoberá technikou vyvažovania, základnými pojmami, definíciami, postupmi, prípravkami a zariadeniami. V súčasnej dobe, kedy sa vyžadujú, na moderných vŕtacích a frézovacích zariadeniach vysoké otáčky, musia byť nástroje a upínacie prvky dostatočne vyvážené. V opačnom prípade sa znižuje presnosť obrábaných dielov, pri nástrojoch a strojoch dochádza k znižovaniu životnosti. Cieľom článku bolo porovnanie spôsobov vyvažovania nástrojov na priemyselne vyrábanom technickom zariadení (vyvažovačke) s vyvažovaním na prípravku, ktorý je bežne dostupný v dielenských podmienkach.

Kľúčové slová: Vyvažovanie, nevyváženosť, statická nevyváženosť, dynamická nevyváženosť

1. ÚVOD

V súčasnej dobe, kedy neustále narastá produktivita práce a rezné rýchlosti sa neustále zvyšujú, je potrebné na moderných vŕtacích a frézovacích zariadeniach používať rezné nástroje, ktoré musia spĺňať vysoké požiadavky. Jednou z najdôležitejších požiadaviek je vyváženie nástrojov a upínacích prvkov. V opačnom prípade sa znižuje presnosť obrábaných dielov, pri nástrojoch dochádza k znižovaniu životnosti, ložiská drahých vretien sa z dôvodu vibrácií spôsobenej nevyváženosťou stávajú nepoužiteľné v krátkej dobe (Příhoda 2006). Stáva sa nevyhnutnosťou, a najmä v oblastiach, kde sa vyžaduje čo možno najväčšia spoľahlivosť a čo možno najmenej časových prestojov zaviesť bežne dostupné prípravky na vyvažovanie.

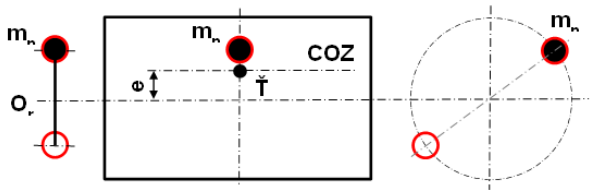
2. CHARAKTESTIKA VYVAŽOVANIA

2.1 Druhy nevyváženosti

V praxi jav – splynutie centrálnej osi zotrvačnosti a osi rotácie nastane zriedka, pretože ložiská znemožňujú voľné kývanie a tým hľadanie stabilnej polohy. Teleso uložené v dvoch ložiskách, ktoré určujú stálu os jeho rotácie sa chová ako vyvážené, ak os rotácie telesa (OS) a hlavná centrálna os zotrvačnosti telesa (COZ) sú totožné. Ak tomu tak nie je, môžu nastať, podľa polohy akú zaujíma hlavná os momentu zotrvačnosti voči osi rotácie, rôzne prípady nevyváženosti.

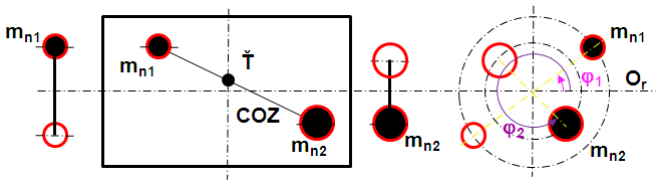
Vzájomná poloha osi rotora a centrálnej osi zotrvačnosti závisí od vzájomnej polohy (uhla ϕ) a veľkosti nevyvážkov m_n.

V prípade, ak roviny I a II sú umiestnené symetricky vzhľadom k ťažisku rotora a ak veľkosť nevyvážkov m_{n1} a m_{n2} a polohové uhly φ_1 a φ_2 sú rovnaké, nastane len posunutie centrálnej, t. j. hlavnej osi zotrvačnosti mimo os rotora. Takáto nevyváženosť sa potom nazýva statická (obr. 1). Pri otáčaní takéhoto rotora vznikajú len odstredivé sily, ale momenty týchto síl vzhľadom ťažisku sú nulové (Dvořák 2011). Pri statickom vyvažovaní, je snaha posunúť ťažisko rotora vhodným spôsobom späť do osi rotácie odobratím, alebo pridaním hmotnosti v jednej vyvažovacej rovine.



Obrázok 1 Statická nevyváženosť (Javorek, 2010)

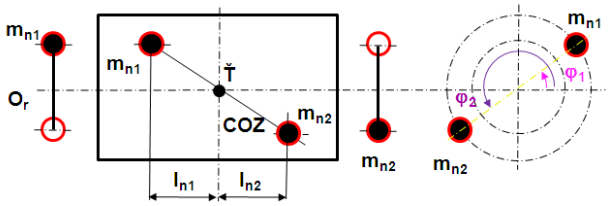
V technickej praxi sa najčastejšie vyskytuje dynamická nevyváženosť (obr. 2), polohové uhly φ_1 a φ_2 sú rôzne a aj nevývažky m_{n1} a m_{n2} sú rôzne. V tomto prípade sú obe osi mimobežné. Z toho vyplýva, že dva nevývažky rovnakej veľkosti, pôsobiace v dvoch radiálnych rovinách v rovnakom zmysle, spôsobujú väčší rušivý efekt, ako rovnako veľké nevývažky pôsobiace v rovnakých rovinách ale umiestnené proti sebe.



Obrázok 2 Dynamická nevyváženosť (Javorek, 2010)

Špeciálnym prípadom dynamickej nevyváženosti je tzv. čistá dynamická nevyváženosť alebo dvojicová nevyváženosť. V takomto prípade budú nevývažky m_{n1} a m_{n2},

rovnako veľké, umiestnené v dvoch rovinách symetrických k ťažisku, pričom polohový uhol $\varphi_2 = 180 + \varphi_1$(obr. 3). Centrálna os zotrvačnosti a os rotácie sú rôznobežky pretínajúce sa v ťažisku rotora. Výslednica vektorov nevývažkov m_{n1} a m_{n2} je nulová. Dvojicová nevyváženosť sa odstráni odobratím resp. pridaním dvoch rovnako veľkých nevyvážkov, resp. vývažkov v dvoch vyvažovacích rovinách.



Obrázok 3 Čistá dynamická nevyváženosť (Javorek, 2010)

Na základe vyššie uvedeného je zrejmé, že dynamická nevyváženosť je zložená zo statickej a dvojicovej nevyváženosti, pričom účinok statickej nevyváženosti zvyčajne prevyšuje účinok dvojicovej.

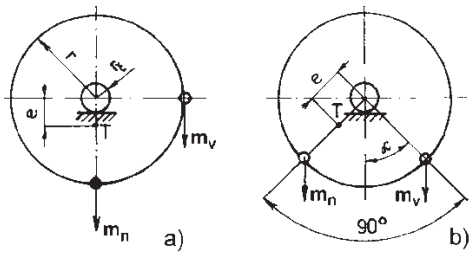
2.2 Vyvažovanie s pomocným vyvážkom

Je to jedna z metód používanej sa v technickej praxi, v dielenských podmienkach – princíp je znázornený na obrázku (obr. 4a, b). Rotor je nevyvážený nevyvážujúcou hmotou s hmotnosťou m_n na polomere r. Pri tejto metóde s pomocným vyvážkom, ktorého hmotnosť je m_v a je umiestnený na polomere r nastane rovnováha podľa obr. 4b. V tejto polohe je moment spôsobený nevyvážkom m_n v rovnováhe s momentom vyvolaným pomocným vývažkom m_v pri platnosti vzťahu:

$$m_n \cdot r \cdot \cos\alpha = m_v \cdot r \cdot \sin\alpha$$

Hmotnosť nevyvažujúcej hmoty, ktorú treba odobrať v ťažkom mieste, resp. hmotnosť vyvažujúcej hmoty, ktorú treba pridať v ľahkom mieste sa určí podľa vzťahu (pri predpoklade, že nevyvažujúci materiál bude odoberaný na tom istom polomere na ktorom je umiestnený pomocný vyvážok):

$$m_n = m_v \cdot tg\alpha$$

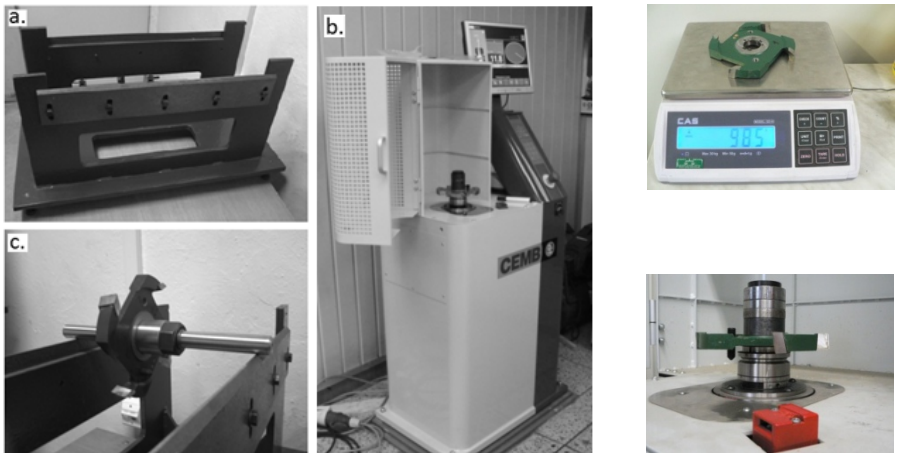


Obrázok 4 Vyvažovanie s pomocným vyvážkom (Juliš a kol. 1976)

3. CIEĽ A METODIKA EXPERIMENTU

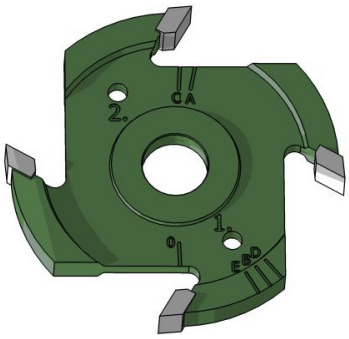
Cieľom experimentu bolo porovnať dosiahnuteľnú presnosť vyvažovania v dielenských podmienkach a na dostupných dielenských prípravkoch s presnosťou dosahovateľnou na priemyselných vyvažovacích zariadeniach (Marienčík, 2011).

Ako dielenský prípravok sa použili vyvažovacie pravítka (obr. 5a), ako priemyselné vyvažovacie zariadenie sa použila vertikálna vyvažovačka nástrojov VTB15M (obr. 5b). Je určená na vyvažovanie v jednej alebo dvoch rovinách s napovedaním vhodného spôsobu odstránenia materiálu v ťažkom mieste. Upínanie nástrojov je pneumatické s korekciou prípadnej excentricity (t. j. nevyváženosti) upínača nástrojov.



Obrázok 5 a. vyvažovací prípravok b. vyvažovací stroj VTB15M (Marienčík, 2011)
c. priebeh vyvažovania na prípravku

Vyvažovaným rotorom boli frézy (obr. 6), ktoré boli od výrobcu vyvážené tak, aby vyhovovali normám. Pre dosiahnutie stavu nevyváženosti sa použili skrutky známej hmotnosti, ktoré boli zaskrutkovávané do pripravených otvorov so závitom.



Obrázok 6 Vyvažovaný rotor – fréza (Marienčík, 2011)

Pri meraní sa použili kombinácie nevyvažujúcich hmôt (viď tab. 1). $O_1 = 0$ znamená, že v otvore 1 nebol nevyvážok, resp. $O_2 = 2$ znamená, že v otvore 2 bol nevyvážok 2 a pod. Celkovo bolo v experimente použitých 5 kombinácii označených A až E.
Parametre frézy a podmienok vyvažovania:

- Hmotnosť frézy: 985 g.
- Požadovaný stupeň vyváženia: G 16.
- Pracovné otáčky: 6 000 min^{-1}.
- Priemer s umiestnenými pomocnými vyvážkami: 90 mm.
- Priemer na odstránenie nevyvažujúcej hmoty: 90 mm.
- Použité skrutky: Skrutka 1 – M10 × 25 STN 02 1181 (hmotnosť 10,7 g).
  Skrutka 2 – M10 × 35 STN 02 1185 (hmotnosť 14,5 g).

4. VÝSLEDKY A DISKUSIA

4.1 Vyvažovanie na vyvažovačke VTB15M

Výsledkom experimentu je stanovenie veľkosti nevyváženosti a uhlovej polohy nevyváženosti.

Tabuľka 1 Výsledné hodnoty nevyváženosti a polohy nevyvážku pri meraní na vyvažovačke

Číslo merania	A		B		C		D		E	
	$O_1 = 0, O_2 = 0$		$O_1 = 1, O_2 = 0$		$O_1 = 1, O_2 = 1$		$O_1 = 2, O_2 = 1$		$O_1 = 2, O_2 = 0$	
	Nevyváženosť [g]	Uhlová poloha [°]	Nevyváženosť [g]	Uhlová poloha [°]	Nevyváženosť [g]	Uhlová poloha [°]	Nevyváženosť [g]	Uhlová poloha [°]	Nevyváženosť [g]	Uhlová poloha [°]
1	1,737	195,8	9,261	323,3	1,095	191,3	2,853	317,7	12,846	327,7
2	1,734	196,1	9,263	323,3	1,087	192,2	2,850	318,7	12,847	328,1
3	1,737	196,6	9,261	323,2	1,085	191,8	2,847	319,0	12,850	328
4	1,738	197,1	9,251	322,5	1,081	191,4	2,833	318,8	12,847	327,6
5	1,741	197,1	9,267	322,9	1,083	191,9	2,840	317,7	12,847	327,6
AVG	**1,73**	**196,5**	**9,26**	**323,0**	**1,09**	**191,7**	**2,84**	**318,4**	**12,85**	**327,8**
$n_{max.}$	**2018**		**376**		**3241**		**1228**		**272**	
G	**352,16**		**255,17**		**29,62**		**78,14**		**352,16**	

4.2 Vyvažovanie na prípravku

Polomer, na ktorom sa nachádzajú otvory $R_1 = 45$ mm
Polomer, na ktorý sa umiestňoval pomocný vývažok $R_V = 45$ mm

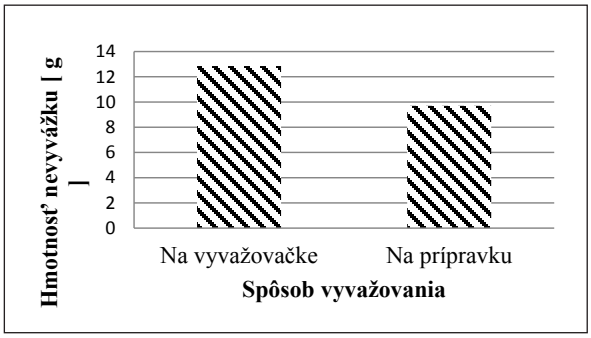
Tabuľka 2 Výsledné hodnoty frézy pri meraní na prípravku

Spôsob merania (hmotnosť pomocného vývažku)	Uhlová poloha [°]	Nevyváženosť [g]
A (14,64 g)	37	11,03
B (6,55 g)	51	8,08
C (3,22 g)	72	9,92
	priemer	**9,7**

Porovnávali sa merania, pri ktorých bol použitý nevývažok (hmotnosť 14,5 g) v otvore č. 1 čiže priemerná hodnota nevyváženosti na priemyselnej vyvažovačke pri spôsobe E a priemerná hodnota nevyváženosti pri experimente na dielenskom prípravku. Hodnoty nevyváženosti pri oboch experimentoch sú zapísané v tabuľke (Tab. 3), Grafické znázornenie nevýváženosti oboch experimentoch možno vidieť na (obr. 7).

Tabuľka 3 Porovnanie experimentov

Merané na vyvažovačke m_n [g]	Merané na prípravku m_n [g]	Rozdiel [%]
12,85	9,7	24,5



Obrázok 7 Porovnanie stanovenej nevyváženosti

Z tohto porovnania možno vidieť rozdiely medzi nameranými hodnotami pri meraní obidvomi spôsobmi. Pri fréze č. 1 je rozdiel medzi metódami najväčší a to 3,15 g čo v percentuálnom vyjadrení predstavuje 24,5 %. Pričom nevyváženosť na prípravku bola menšia oproti hodnotám nameraným na prípravku. Pri fréze č. 2 bol rozdiel najmenší 0,5 g čo predstavovalo – 6,3 %. Pri fréze č. 3 je rozdiel opäť značný a to 2,89 g v percentách –21,2 %.

5. ZÁVER

Príspevok porovnáva výsledky získané pri vyvažovaní rotora na dostupnom dielenskom prípravku s výsledkami pri vyvažovaní na priemyselnej vyvažovačke. Z nameraných

hodnôt a podľa skúsenosti nadobudnutých pri meraní vyplýva, že meranie na vyvažovačke je niekoľkonásobne presnejšie, rýchlejšie a jednoduchšie. Meranie na dielenskom prípravku je oproti vyvažovačke menej presné, technika vyvažovania vyžaduje čas, skúsenosti a cit, napriek tomu sa nedá jednoznačne povedať, že meraním na prípravku nedosiahneme požadovanú presnosť vyváženia. Je to spôsobené tým, že vyváženie je závislé od viacerých faktorov, hlavne hmotnosti, otáčok a v neposlednom rade podľa určenia, na ktoré ma byť súčiastka využívaná. Ďalším ovplyvňujúcim faktorom je veľkosť tolerancie vyváženia, ktorá je predpisovaná pri konštrukcií. Tá má značný vplyv na určenie metódy a voľby vyvažovacieho zariadenia.

6. ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

DVOŘÁK, L.: 2011. *Vyvažování nástrojů zvýší* řezný výkon a kvalitu povrchu. In MM Průmyselné spektrum. ISSN 1212-2572, roč. 2011, č. 3, s. 50–51

JAVOREK, Ľ. 2010. *Nástroje*. Prednášky

JULIŠ, K., BORŮVKA, V., FRYML, B.: 1976. *Základy dynamického vyvažováni*. Praha: SNTL, 1976, 264 s. ISBN 04-226-76

MARIENČÍK, J.: 2011. *Vyvažovanie nástrojov v technickej praxi*: diplomová práca. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene. Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky. 2011. 79 s.

PŘIHODA, K.: 2006. *Vyvažovací stroje a jejich použití v průmyslu.* In MM Průmyselné spektrum. ISSN 1212-2572, roč. 2006, č. 11, s. 40–41

STN ISO 1940-1. 2007: *Mechanické kmitanie, Požiadavky na kvalitu vyváženia rotorov v nemennom (tuhom stave),* Časť 1: Špecifikácia a overovanie tolerancií vyváženia

Návod k obsluhe vyvažovacieho zariadenia firmy CEMB, VTB15 M.

Kontaktná adresa:
doc. Ing. Ľubomír Javorek, CSc.
Katedra drevárskych strojov a zariadení, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
SK – 960 53 Zvolen
e-mail: lubomir.javorek@tuzvo.sk

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

GENEROVANIE TRAJEKTÓRIE POMOCOU NEURÓNOVEJ SIETE

TRAJECTORY GENERATION USING NEURAL NETWORK

Peter KOLEDA – Ľubomír NAŠČÁK

ABSTRACT: In the introduction, this article analyses some innovative principles and scientific theories aimed on smooth trajectory generation. The main part of article deals with a possibility of trajectory generation of biaxial manipulator, which is optimal according to its length. A neural network suitable with its properties and structure for mentioned problem is chosen as a means of optimization. Both the technique and behaviour of network in the learning phase, and the propagation of target and obstacle information are described by means of an elementary model with U-shaped obstacle.

Key words: neural network, trajectory generation, optimal trajectory, biaxial manipulator

ABSTRAKT: Článok v úvode rozoberá niektoré inovačné vedecké princípy a teórie zamerané na generovanie spojitej trajektórie. Hlavná časť je venovaná jednej z možností generovania optimálnej trajektórie dvojosového manipulátora vzhľadom na dĺžku tejto trajektórie. Ako prostriedok optimalizácie je zvolená neurónová sieť vhodná svojimi vlastnosťami a štruktúrou k uvedenej problematike. Na jednoduchom príklade je opísaná technika a správanie sa siete v štádiu učenia a šírenie informácií o cieli a prekážke tvaru U.

Kľúčové slová: neurónová sieť, generovanie trajektórie, optimálna trajektória, dvojosový manipulátor

1. ÚVOD

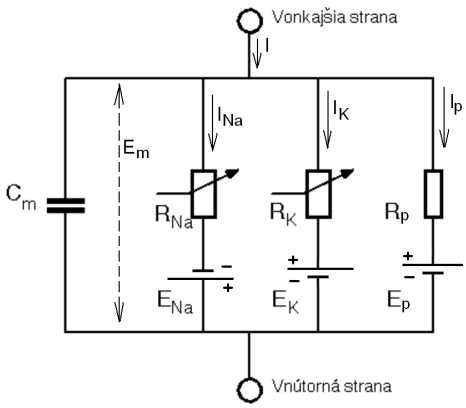
Problematikou generovania trajektórie pre mobilné zariadenia sa v súčasnosti zaoberá mnoho prác, ktoré si za cieľ kladú nájsť v definovanom priestore trajektóriu spĺňajúcu rôznorodé požiadavky. Medzi tieto požiadavky sa dá zahrnúť optimalizácia výslednej trajektórie, prekonanie a obídenie prekážok v manipulačnom priestore alebo sledovanie pohyblivého cieľa a úprava výslednej trajektórie v reálnom čase (Yang, 2001). V špecifických a z rôznych príčin nedostupných prostrediach je preferované bezkontaktné riadenie pohybov zariadenia (mikrorobota), príp. predprogramovanie vygenerovanej trajektórie, ktorú potom mikrorobot opisuje (Petráš, 2011). Mnohé dostupné práce sa zaoberajú aplikáciami v oblasti robotiky, kde je potrebné prekonať prekážku tvaru U. Niektoré inovačné

modely plánovania trajektórie sú náročné na výpočet najmä v reálnom prostredí. Li a Bui (Li, 1998) navrhli tekutinový model plánovania trajektórie v statickom prostredí využitím simulácie tekutiny pomocou Poissonových rovníc a heuristických algoritmov. Pre zabránenie kolízií dvojrozmerného robota využívajú navrhnutú techniku bitovej mapy. Ong a Gilbert (Ong, 1998) uviedli model, ktorý počíta vzdialenosti na základe možných kolíznych udalostí namiesto hľadania voľnej cesty. Ich algoritmus počíta index prekrytí robota a prekážky, pričom za bezkolíznu trajektóriu sa považuje tá, ktorá má tento index nulový. Uvádzajú tiež prípady, kde ich postup môže doplniť alebo úplne nahradiť existujúce algoritmy hľadania trajektórie.

V oblasti použitia neurónových sietí existujú ich aplikácie pre modely generujúce trajektóriu v reálnom čase pomocou učenia. Ritter (Ritter, 1989) navrhol Kohonenovu samoorganizujúcu mapu založenú na neurónovej sieti na učenie transformácie z karteziánskeho súradnicového systému do manipulačného priestoru robota. Kinematiku a dynamiku robotického ramena sa susediace neuróny učia spoluprácou. Fujii (Fujii, 1998) navrhol viacvrstvový model so zložitým algoritmom pre zabránenie kolízií v multirobotickom prostredí s viacerými prekážkami, pričom ale generované trajektórie nie sú optimálne najmä v inicializačnej učiacej fáze. Choi (Choi a kol., 2009) vytvoril algoritmus generovania trajektórie ramena pomocou neurónovej aktivity zohľadňujúcej mieru naučenia na základe predchádzajúcich riešení. Neurónovú sieť rozdelil na dve časti – jednu pre riadenie pohybu a druhú pre riadenie statickej polohy, pričom vstupná vrstva je naučená prepínať medzi týmito sieťami.

2. MODEL NEURÓNU

Hodgkin a Huxleey (Hodgkin, 1952) navrhli model pre záklopku membrány v biologických nervových systémoch použitím prvkov elektrických obvodov znázornený na obr. 1.



Obrázok 1 Elektrický obvod reprezentujúci membránu neurónu (Hodgkin, 1952); $R_{Na} = 1/g_{Na}$, $R_K = 1/g_K$, $R_l = 1/g_l$; R_{Na} a R_K sa menia s časom a membránovým potenciálom, ostatné premenné sú konštantné

Dynamika napätia U_m pozdĺž membrány môže byť vyjadrená vzťahom

$$C_m \frac{dU_m}{dt} = -\left(E_p + U_m\right) g_p + \left(E_{Na} - U_m\right) g_{Na} - \left(E_K + U_m\right) g_K , \tag{1}$$

C_m – kapacita membrány,
E_K, E_{Na} a E_p – Nernstove potenciály (saturačné potenciály určené koncentráciou iónov vnútri a okolo bunky) pre ióny draslíka, sodíka a pasívny zvodový prúd v membráne,
g_K, g_{Na} a g_p – vodivosti draslíka, sodíka a pasívneho kanála.

Nahradením $C_m = 1$, $x_i = E_p + U_m$, $A = g_p$, $B = E_{Na} + E_p$, $D = E_K - E_p$, $S_i^+ = g_{Na}$ a $S_i^- = g_K$ získame vzťah

$$\frac{dx_i}{dt} = -Ax_i + \left(B - x_i\right) S_i^+\left(t\right) - \left(D + x_i\right) S_i^-\left(t\right), \tag{2}$$

x_i – neurónová aktivita (membránový potenciál) i-teho neurónu,
A, B a D – nezáporné konštanty reprezentujúce mieru útlmu a hornú a dolnú hranicu neurónovej aktivity,
S_i^+ a S_i^- – budiace a tlmiace vstupy neurónu.

2.1 Algoritmus modelu

Rovnicu (2) môžeme vzhľadom na okolie neurónu a znamienko vstupných neurónových signálov prepísať nasledovne (Yang, 2001)

$$\frac{dx_i}{dt} = -Ax_i + \left(B - x_i\right)\left(\left[I_i\right]^+ + \sum_{j=1}^{N} w_{ij}\left[x_i\right]^+\right) - \left(D + x_i\right)\left[I_i\right]^- , \tag{3}$$

N – celkový počet neurónov v neurónovej sieti,
$\left[I_i\right]^+ + \sum_{j=1}^{N} w_{ij}\left[x_i\right]^+$ a $\left[I_i\right]^-$ – budiace a tlmiace vstupy,
I_i – externý vstup do i-teho neurónu definovaný ako

$$I_i = \begin{cases} E, \text{ak tu leží cieľ} \\ -E, \text{ak tu leží prekážka} \\ 0, \text{v inom prípade} \end{cases} \tag{4}$$

$E >> B$ – kladná konštanta.

Matica váh prepojení medzi neurónom i a j je symetrická a definovaná ako

$$w_{ij} = f\left(d_{ij}\right). \tag{5}$$

Premenná d_{ij} reprezentuje Euklidovu vzdialenosť medzi neurónom i a j v stavovom priestore S. Neurón má prepojenie len v ohraničenom priestore s okolitými neurónmi a nie s celým počtom neurónov N. Susedstvo neurónu býva najčastejšie $k = 2$.

3. SIMULÁCIA NEURÓNOVEJ SIETE

V rámci uvažovanej problematiky je skúmaný dvojrozmerný manipulačný priestor mobilného prostriedku, ktorý v našom prípade predstavuje dvojosový krížový stôl. Neurónová sieť musí zabezpečiť dosiahnutie cieľovej polohy a obídenie prekážky. Sieť tvorí 20×20 neurónov usporiadaných v pravouhlej topológii, každý neurón má prepojenia so susediacimi neurónmi. Vplyv cieľového neurónu na celú sieť je vyjadrený aktivitou každého neurónu na svoje okolie a váhovými funkciami medzi susediacimi neurónmi. Nájdená trajektória, ak taká existuje, je optimálna vzhľadom na svoju dĺžku.

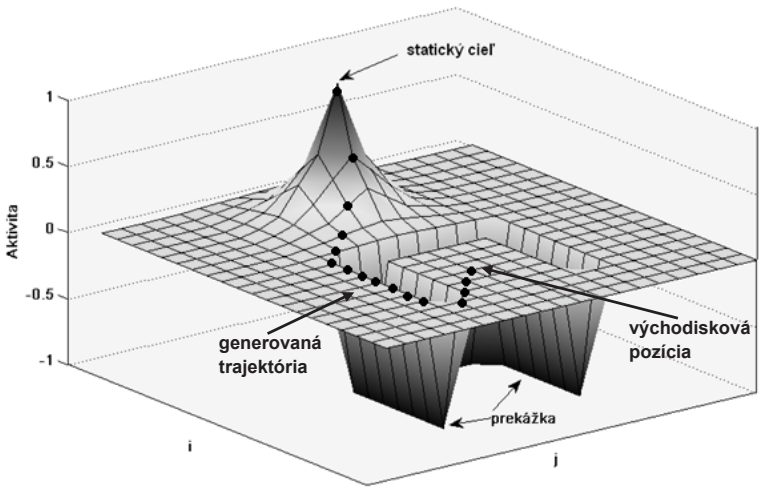
Pre učenie siete boli zvolené nasledovné parametre: $A = 10$, $B = 1$, $D = 1$, $E = 100$. Aktivitu neurónov naučenej siete v stabilnom prostredí zobrazuje obr. 2. Prepojenia cieľového neurónu ovplyvnili aktivitu okolitých neurónov, pričom veľkosť okolia je vybraná ako $k = 2$. Funkcia vyjadrujúca aktivitu neurónov je upravená nasledovným spôsobom

$$f\left(x_{ij}\right) = \begin{cases} x_{ij}/a & \text{ak neurón } n_{ij} \text{ patrí do okolia} \\ 0 & \text{ak neurón } n_{ij} \text{ nepatrí do okolia} \end{cases} \tag{6}$$

kde a je definované ako

$$a = \max\left\{\sum_{j=1}^{N} w_{ij}\left[x_i\right]^{+}\right\}, \tag{7}$$

i – počet neurónov patriacich okoliu.



Obrázok 2 Aktivita neurónov a generovaná trajektória v statickom prostredí

Aby mohla byť nájdená trajektória optimálna vzhľadom na svoju dĺžku, je potrebné, aby sa prekážka mohla obísť v čo najmenšej vzdialenosti. Záporná aktivita neurónov pamätajúcich si prekážku nemôže ovplyvniť okolité neuróny, aby sa informácia o prekážke nešírila do susediacich neurónov, cez ktoré sa manipulátor môže pohybovať. Nájdená trajektória znázornená na obr. 2 predstavuje optimálne riešenie vzhľadom na svoju dĺžku. Informácia o aktivite cieľového neurónu sa pomocou prepojení šíri do celej siete a manipulátor vyhľadáva neuróny, kde je kvantita tejto informácie najvyššia. Ak je aktuálna pozícia p_a, tak nasledujúca pozícia p_n je určená výberom

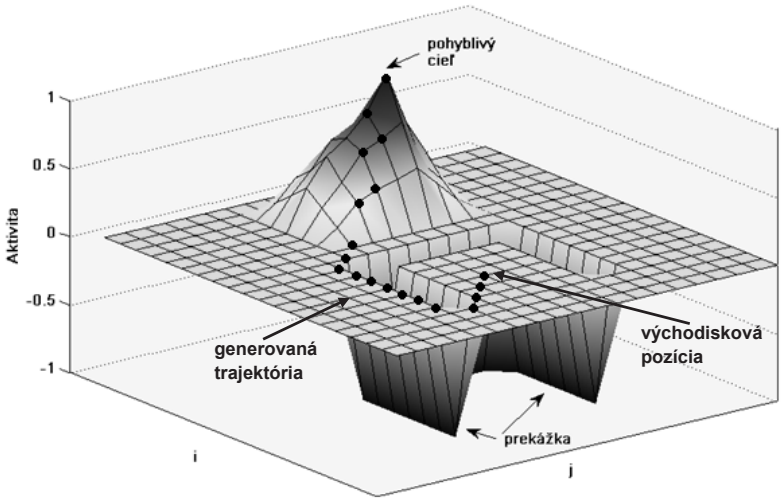
$$p_n \Leftarrow x_{p_n} = \max\left\{x_i, i = 1, 2, \ldots k\right\}, \tag{8}$$

k – určuje počet susediacich neurónov k neurónu s polohou p_a.

Ak žiadny susediaci neurón nemá vyššiu aktivitu, aktuálna pozícia zostane nezmenená a manipulátor nemení svoju polohu.

Vo vzťahu (3) sa aktivita zvyšuje mierou danou výrazom $\left(B - x_i\right)S_i^+$. Pri rovnakom vstupe S_i^+ sa aktivita x_i zvyšuje tým menej, čím je x_i bližšie ku B. Ak $x_i < B$, budiaci vzťah je pozitívny a x_i sa zvyšuje. Ak $x_i = B$, aktivita sa nezvyšuje, ak $x_i > B$, potom je aktivita potláčaná naspäť k hodnote B. Aktivita neurónu sa teda pohybuje v úzkom intervale hodnôt okolo B. Podobne to platí aj s hodnotou D, ktorá určuje dolnú hranicu aktivity. Ak sa aktivita x_i nachádza v intervale hodnôt $\langle -D, B\rangle$, je zaručené, že zostane v tomto intervale pre ľubovoľné hodnoty budiacich a tlmiacich signálov. Stabilita a smerovanie navrhnutého modelu sa dá overiť tiež pomocou Lyapunovej teórie stability (Yang, 2001).

Pre dynamickú simuláciu s pohyblivým cieľom sa aktivita neurónov mení spolu s polohou cieľa a generovaná trajektória má tvar hladkej krivky. Dôležitým parametrom je tu relatívna rýchlosť medzi pohyblivým cieľom a manipulátorom. Ak sa manipulátor pohybuje rýchlejšie než cieľ, čas na jeho dosiahnutie je kratší. Pre prípad, že manipulátor má nižšiu rýchlosť ako cieľ, jeho absolútne dosiahnutie je možné pri znížení rýchlosti cieľa, príp. jeho zastavení. Aktivita neurónov pre pohyblivý cieľ je znázornená na obr. 3.



Obrázok 3 Aktivita neurónov a generovaná trajektróra v dynamickom prostredí

Pohyblivý cieľ menil aktivitu neurónov vzhľadom na svoju aktuálnu polohu. Avšak len samotný aktuálny cieľový neurón mal najvyššiu možnú aktivitu $x_i = 1$. Generovanie nasledujúcej polohy p_n bolo ovplyvnené práve touto aktuálnou polohou cieľa, keďže informácia o nej sa šírila cez matice váh do celej siete. To má za následok, že generovaná trajektória sa nemusí javiť ako optimálna, ak sa zoberie do úvahy len výsledný statický stav, keď sa cieľ prestal pohybovať. V čase generovania nasledujúcej pozície bol však jej výber určovaný vzťahom (8).

4. ZÁVER

Trajektória generovaná použitím uvedenej metódy spĺňa požiadavku minimálnej dĺžky, ktorá býva často najdôležitejším parametrom pri premiestnení pracovných nástrojov priemyselných manipulátorov. Skúmané statické a dynamické prostredie s prekážkou tvaru U ilustruje správanie sa zvolenej neurónovej siete v podobných elementárnych prípadoch. Keďže existuje rozpracovaných mnoho teórií o rozličných typoch neurónových sietí hodiacich sa aj pre spomínanú situáciu, určitou obmenou popísaného algoritmu je predkladanie sieti vzorové umiestnenia cieľa, prekážok, a príp. optimálnych trajektórií v štádiu učenia či už s alebo bez učiteľa (Šipoš, 2006). V štádiu testovania je možné navrhnúť tvar trajektórie aj pre nenaučené vstupné parametre.

LITERATÚRA

FUJII, T.: 1998. Multilayered reinforcement learning for complicated collision avoidance problems. In. Proceedings of IEEE international conference on Robotics and Automation, Leuven, Belgicko, 16.–20. máj 1998. s. 2186–2191. ISBN 0-7803-4300-X

HODGKIN, A. L., HUXLEY, A. F.: 1952. A quantitative description of membrane current and its application to conduction and excitation in nerve. In *Journal of physiology*, 1952, č. 117 (4), s. 500–544. ISSN 1469-7793

CHOI, K. a kol.: 2009. Prediction of arm trajectory from the neural activities of the primary motor cortex with modular connectionist architecture. In *Neural Networks*, 2009, roč. 22, č. 9, s. 1214-1223. ISSN 0893-6080

LI, Z. X., BUI, T. D.: 1998. Robot path planning using fluid model. In. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 1998, roč. 21, zv. 1, s. 29–50. ISSN 0921-0296

ONG, C. J., GILBERT, E. G.: 1998. Robot Path planning with penetration growth distance, In. *Journal of robotics systems*, 1998, roč. 15, zv. 2, s. 57–74. ISSN 1097-4563

PETRÁŠ, R., ŠURIANSKY, J.: 2011. Mikroroboty v environmentálnej technike. In. *Informatika a automatizácia v riadení procesov, VII. vedecká konferencia s medzinárodnou účasťou*, Zvolen, 13. október 2011. Zvolen: Vydavateľstvo TU vo Zvolene, 2011, s. 43–49. ISBN 978-80-228-2267-1

RITTER, H. J.: 1989. Topology-conserving maps for learning visuo-motor-coordination. In. *Neural Networks*, 1989, roč. 2, zv. 3, s. 159–189. ISSN 0893-6080

ŠIPOŠ, Ľ., CSONGRÁDY, T.: 2006. *Umelá inteligencia*. Zvolen: Vydavateľstvo TU vo Zvolene, 2006, 99 s. ISBN 80-228-1591-8

YANG, S. X., MENG, M.: 2001. Neural Network Approaches to Dynamic Collision-Free Trajectory Generation. In. *IEEE Transaction on Systems, Man, and Cybernetics – part B: Cybernetics*, 2001, roč. 31, zv. 3, s. 302–318. ISSN 1083-4419

Kontaktná adresa:
Ing. Peter Koleda
doc. Ing. Ľubomír Naščák, CSc.
Katedra informatiky a automatizačnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

PRIEBEH OPOTREBOVANIA PÍLOVÝCH KOTÚČOV PRI REZANÍ DREVA

PROCESS OF THE WEARING SAW BLADES FOR THE CUTTING WOOD

Ján KOVÁČ – Jozef KRILEK

ABSTRCT: Due to deterioration of the quality of the cutting knife there is a certain phenomenon, which in turn affect the whole cutting process. The Article discusses the possibilities of evaluation of wear of saw blades. Since the wear of cutting wedges circular saws have a significant influence on the behavior of the system: the machine – tool – work piece, it is necessary to know to assess the size of the abrasion of cutting wedges. The above issues indicate that there is no uniform methodology for measuring wear of the cutting wedge when working with wood, which is a problem of comparability of experimental results. In the future it would be very effective to consolidate the methodology for measuring wear of the cutting wedge, though not universally, at least for individual types of operations

Key words: cutting process, measurement methods, wear**,** saw blades, wood cutting

ABSTRAKT: Vplyvom zhoršovania kvality rezného klina dochádza k určitým javom, ktoré následne ovplyvňujú celý proces rezania. Článok sa zaoberá možnosťami hodnotenia opotrebovania pílových kotúčov. Pretože opotrebovanie rezných klinov pílových kotúčov má značný vplyv na správanie sa celého systému: stroj – nástroj – obrobok, je potrebne, aby sme vedeli vyhodnotiť veľkosť opotrebovania rezných klinov. Z uvedenej problematiky vyplýva, že neexistuje jednotná metodika merania opotrebenia rezného klina pri obrábaní dreva, čo je problém z hľadiska porovnateľnosti experimentálnych výsledkov. Do budúcnosti by bolo veľmi účinné zjednotiť dané metodiky merania opotrebenia rezného klina, keď nie všeobecne aspoň pre jednotlivé typy operácií

Klúčové slová: proces rezania, metódy merania, opotrebovanie, pílové kotúče, rezanie dreva

1. ÚVOD

Rezanie dreva je základným technologickým procesom pri akejkoľvek výrobe z dreva a má zásadný vplyv na organizáciu výroby, efektívnosť a bezpečnosť práce, kvalitu výrobkov, množstvo spotrebovanej energie. Mimo toho, je poznanie procesu rezania dreva veľmi dôležité pre konštruktérov obrábacích strojov a nástrojov.

Pod pojmom rezania dreva sa chápe porovnávanie rôznych nástrojov s výberom toho najvhodnejšieho pre dané podmienky a voľba parametrov procesu pílenia: reznej rýchlosti, posuvnej rýchlosti. Rezné mechanizmy okrem toho musia spĺňať ďalšie kritéria:

vysokú reznosť, pevnosť materiálu, trvanlivosť, prevádzkovú spoľahlivosť, vysokú opraviteľnosť a udržiavateľnosť, nízku energetickú náročnosť a vyhovujúcu kvalitu rezu (Kováč, J., Mikleš, M., 2009).

1.1 Sprievodné javy opotrebovania reznej hrany

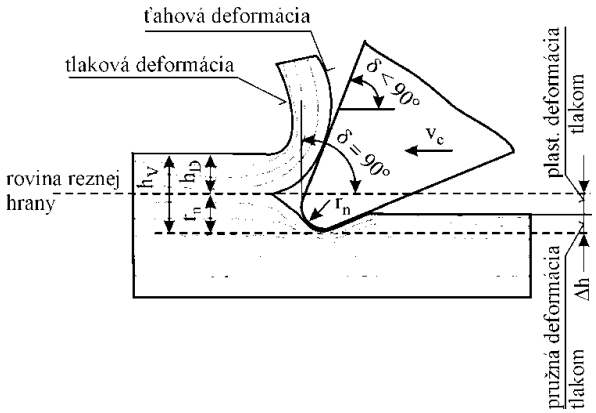
Vplyvom zhoršovania kvality rezného klina dochádza k určitým javom, ktoré následne ovplyvňujú celý proces rezania. Sú sprevádzané deformáciou obrábaného materiálu (obrobku) rezným klinom so vznikom napäťového stavu v ňom; trením medzi obrábaným materiálom a rezným klinom.

Technologický cieľ procesu rezania – vznik nových povrchov na opracovanom materiáli sa dosahuje cestou mechanického rozrušenia tuhého telesa – obrobku. Pri odstránení zrezanej vrstvy sa v dreve vytvorí napäťový stav, spôsobujúci deformáciu tejto vrstvy až do jeho rozrušenia. Oblasti napätia i rozrušenia zabiehajú v materiáli i za hranice nominálneho povrchu rezania, čo v konečnom dôsledku vplýva na kvalitu skutočného obrobeného povrchu. Priebeh procesu rezania materiálu s bunečnou štruktúrou reznou hranou s polomerom krivosti r_n ($r_n \approx 6 \div 10$ mm) možno pri malej reznej rýchlosti charakterizovať nasledovnými štádiami (Rousek, M., 2004):

- ohybová počiatočná deformácia bunečnej steny v medziach pružnosti,
- zbortenie buniek a prisunutie (nakopenie) bunečných stien k sebe,
- tlaková postupná deformácia (pružná → plastická) prisunutých bunečných stien s konečným prestrihnutím bunečných stien.

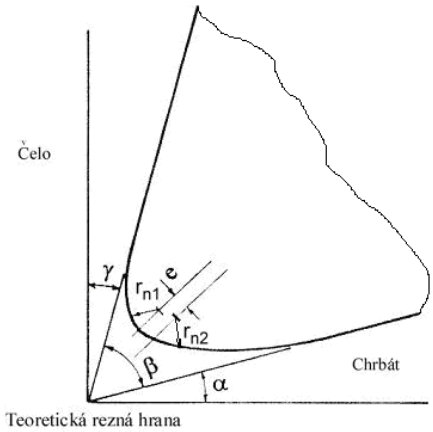
Skutočným stavom rezného klinu môžeme dospieť k nasledovným stavom spôsobených pružením materiálu (Buda, J., Souček, J., Vasilko, K., 1983):

- Ak je polomer zaoblenia reznej hrany r_n je väčší ako teoretická hrúbka triesky $r_n \geq h_v$, tak v takomto prípade nevzniká trieska a rezný klin pracuje s uhol rezu $\delta > 90^o$. Nástroj len stláča hmotu obrobku pod rezný klin a materiál sa naspäť „vypruží“ o hrúbku Δ_h.
- Pri dostatočnom rozdiele $h_v > r_n$ vzniká skutočná trieska o hrúbke $h_D = h_v - r_n$ (Obr. 1).



Obrázok 1 Vznik triesky o hodnote h_D
Rozdielom $r_n - \Delta_h$ je vyjadrená miera plastickej deformácie reznej plochy rezným klinom, závislá okrem hodnoty r_n i na druhu dreva, jeho vlhkosti a modeli rezania ($\Delta_{h^\wedge} > \Delta_{hçç}$).

Na základe mnohých štúdií je vonkajší prejav opotrebovaného rezného klina pri obrábaní dreva charakterizovaný nasledovne (Obr. 2):
- zaoblením reznej hrany zväčšovaním polomeru zaoblenia
- ustúpením skutočnej reznej hrany od optimálnej
- krivkou (zaoblenej reznej hrany) so zväčšujúcim sa polomerom od čela po chrbát rezného klina
- excentricitou reznej hrany e, ktorá je posunutá smerom k čelu nástroja
- väčším oterom na chrbtovej ploche nástroja.



Obrázok 2 Vonkajší prejav opotrebovania rezného klina pri obrábaní dreva
α – uhol chrbta, β – uhol rezného klina, γ – uhol čela, r_{n1} a r_{n2} – polomer zaoblenia reznej hrany, e – excentricita reznej hrany

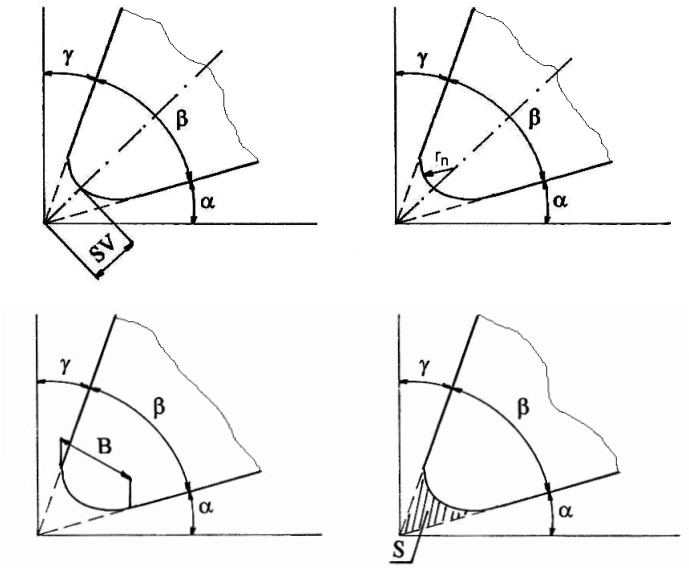
1.2 Metódy hodnotenia opotrebovania rezného klina

Na určenie opotrebovania môžeme použiť dve metódy a to:
- nepriame metódy
- priame metódy

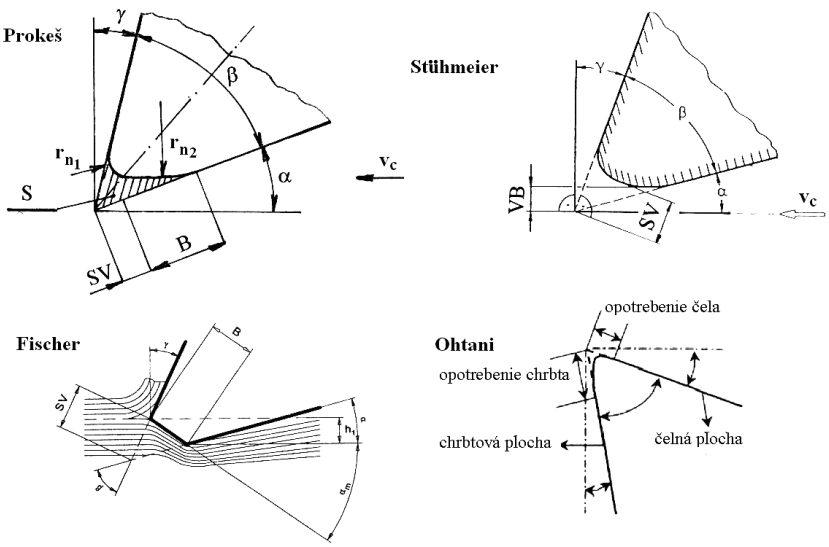
Nepriame metódy využívajú na určenie opotrebenia meranie inej veličiny, ktorá úzko súvisí s opotrebením nástroja a má obdobný priebeh (napr. rezná sila, rezný výkon, dĺžka rezu, rezná rýchlosť). Nepriame metódy neinformujú o zmene profilu (geometrii) reznej hrany.

Priame metódy delíme do dvoch skupín, a to:
I. skupina priamych metód – sú metódy, ktoré sú založené na meraní toho, čo sa odstránilo (váhová metóda, metóda otlačkov). Metódy tejto skupiny opäť presne nevystihujú podstatu opotrebeného rezného klina, pretože nepostihujú jeho geometriu.

II. skupina priamych metód – metódy mikrometrické, ktoré sú založené na meraní lineárnych rozmerov vybraných charakteristík opotrebeného rezného klina. Metódy tejto skupiny popisujú zmeny v geometrii rezného klina (Prokeš, 1980), ustúpenie reznej hrany SV, polomer zaoblenia reznej hrany r_n, opotrebenie pozdĺž čela VF, opotrebenie pozdĺž chrbta VB, šírka oteru B, plocha oteru S, KT – hĺbka žliabku na čele, KV_s – rozmerové opotrebenie obr. 3.



Obrázok 3 Základné charakteristiky opotrebovania rezného klina



Obrázok 4 Priame metódy merania opotrebovania rezného klina

Z prehľadu priamych metód merania opotrebenia rezného klina obr. 4 možno konštatovať, že jednotliví autori (Darmawan, 1999; Gottloeber, 2001; Salje, 1985; Prokeš, 1980) sa snažia čo najlepšie zachytiť mieru opotrebenia rezného klina a využívajú rôzne charakteristiky pre jej určenie. Jedna a tá istá charakteristika sa meria u jednotlivých autorov v rôznych smeroch a získané hodnoty sú navzájom neporovnateľné. Nie vždy stačí meranie jednej charakteristiky pre vyjadrenie úplnej miery opotrebenia rezného klina a je potrebné merať viac charakteristík, prípadne dať grafický opis reznej hrany rezného klina pred a po opotrebení. Veľkou nevýhodou meraní jednotlivých charakteristík opotrebenia sú aj ich veľmi malé hodnoty, nevýrazné prechody z oblúkovej do priamej formy a pod. Z daného rozboru vyplýva, že neexistuje jednotná metodika merania opotrebenia rezného klina pri obrábaní dreva, čo je problém z hľadiska porovnateľnosti experimentálnych výsledkov. Do budúcnosti by bolo veľmi účinné zjednotiť dané metodiky merania opotrebenia rezného klina, keď nie všeobecne aspoň pre jednotlivé typy operácií.

Všetky tieto metódy sú v princípe rovnaké. Na základe zmeny jedného parametra usudzujeme zmenu iného parametra – ostrosti reznej hrany. Kvalita rezu môže byť ovplyvnená drevinou aj jej vlastnosťami, modelom rezania a podobne. (Kalincová, D., 2010)

2. MATERIÁL A METÓDY

Meranie veľkosti miery opotrebovania bolo robené za účelom získania poznatkov o veľkosti opotrebovania rezných klinov pílových kotúčov, ich technické parametre a materiálové charakteristiky sú uvedené v tab. 1. Veľkosť miery opotrebovania bola meraná na nasnímaných vzorkách plošných výbrusoch rezných klinov pílového kotúča. Opotrebovanie bolo merané za pomoci softwaru Shinyvision II, a boli využité dve metódy merania z ponuky, ktoré tento software ponúka.

Tabuľka 1 Základné rozmery a materiál pílových kotúčov

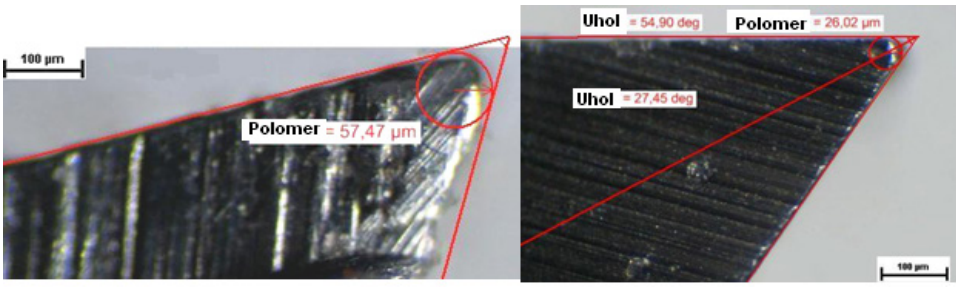
Základné rozmery	Priemer kotúča D (mm)	Hrúbka kotúča a (mm)	Uhol chrbta α (°)	Uhol čela γ (°)	Počet zubov	Zloženie materiál
Pilový kotúč s HSS ocele	600	3,5	10	20	56	**nástrojová oceľ typu 75 Cr 1** (0,74 – 0,8 % C; 0,25 – 0,4 % Si; 0,65 – 0,8 % P; 0,01 % S; 0,3 – 0,45 % Cr.)
Pilový kotúč s SK plátkami	600	3,5	15	20	54	70 – 97 % hmotnosti tvorí Wolfrám, spojivo Cobalt

Kompaktný digitálny mikroskop TQC je ideálny pre analýzu a poškodenia povrchov, nedokonalostí a kvalitu povrchu. Tento mikroskop je pripojený k PC pomocou USB rozhrania a môže byť použitý s priamym prepojením s meraným povrchom na veľké vzdialenosti. Tento mikroskop má 8 integrovaných vysoko svietivých bielych LED diód, ktoré obsluhe zaisťujú kvalitnú intenzitu podsvietenia bez akýchkoľvek odleskov. S programom je možné nameraný povrch nielen editovať, ale tiež dôkladne merať. Software umožňuje merať objekty v mikrónoch (0,001 mm) rozlíšenie obsahuje kruhové priemery, meranie oblastí, uhlov atď.

Prvou metódou bolo meranie opotrebovania vyjadrené vzdialenosťou od ideálneho profilu rezného klina. Druhou metódou bolo meranie opotrebovania vyjadrené polomerom kružnice r_o opísanej z ideálnej reznej hrany a dotýkajúcej sa najbližšieho bodu skutočnej reznej hrany. Treťou metódou bolo meranie zmeny veľkosti uhla β rezného klina opotrebovaného rezného nástroja. Na zistenie zmeny geometrie rezných klinov bolo použité zariadenie, ktorý pozostáva z mikroskopu TQC, ktorý bol ovládaný cez počítač pomocou príslušného softvéru. Pomocou aparatúry sme zaznamenali snímku rezného klina pri 230 násobnom zväčšení. Snímka bola v najvyššej kvalite, a to o hodnote 2 megapixelov, čo nám umožnilo vyhodnocovať snímku v softvéri Shinyvision II aj pri ďalšom zväčšení.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Momentálne nie je určená žiadna metóda nepriameho merania, opotrebovania reznej hrany pílových kotúčov, ktorá by bola uznaná za presnú metódu. Opotrebovanie reznej hrany sa vyhodnocovalo dvomi metódami vzhľadom na veľkosť indikovanej dĺžky triesky l_t. Meranie na každom zube sa opakovalo 6× (obr. 5) a vyhodnotila sa priemerná hodnota polomeru vpísanej kružnice ρ do profilu rezného klina pílových zubov, zmeny uhla $\Delta\beta$.



a b

Obrázok 5 HSS, SK – vyhodnocovanie opotrebovania metódou vpísanej kružnice Δρ
a.) HSS – l_t = 40 m, b.) SK plátok – l_t = 320 m

Zistené opotrebenie rezného klina sa vyhodnocovalo priamou metódou. V tabuľke 2, 3 sú priemerné hodnoty polomeru vpísanej kružnice viacerými bodmi pri veľkosti indikovanej dĺžky triesky $l_t = 40\,m$ a $l_t = 320\,m$. Z daných priemerných hodnôt je viditeľné, že opotrebovanie pílových zubov nie je konštantné po celom obvode kotúča. Z daných výsledkov v tabuľke 2, 3 je viditeľný nárast polomeru reznej hrany o 100 %.

Tabuľka 2 Opotrebovanie HSS podľa vpísanej kružnice Δρ

l_t = 40 m Δρ (µm)	78,88	57,37	82,71	77,96
l_t = 320 m Δρ (µm)	196	180,4	209,6	190,3

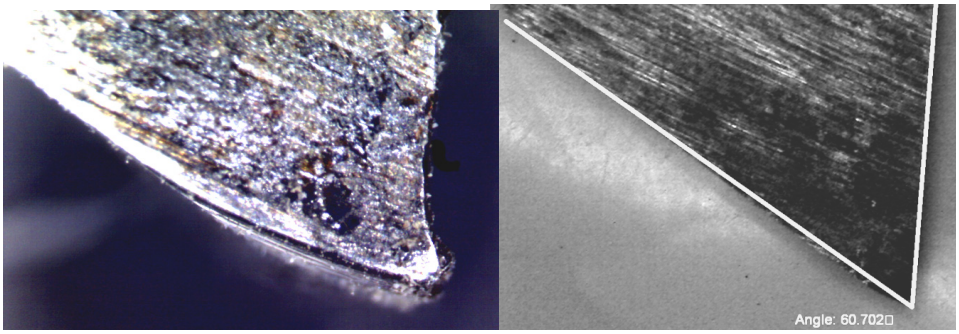
Tabuľka 3 Opotrebovanie SK podľa vpísanej kružnice Δρ

l_t = 40 m Δρ (μm)	12,6	18,04	15,96	14,03
l_t = 320 m Δρ (μm)	24,42	28,17	25, 29	29,32

V tabuľke 4 sú uvedené priemerné hodnoty opotrebenia zmeny uhla Δβ. Zmenou uhla Δβ je možné zistiť opotrebenie na čelnej a chrbtovej ploche rezného klina (obr. 5). V tabuľke je badateľný rozdiel medzi vyhodnotenými priemernými hodnotami pred a po rezaní pílovými kotúčmi HSS a s SK plátkami.

Tabuľka 4 Opotrebovanie HSS 60° a SK 55° podľa zmeny uhla Δβ

HSS Δβ (°)	60,11	59,69	56,77	54,89
SK Δβ (°)	55	54,92	55,15	54,86



a b

Obrázok 6 HSS a SK – opotrebovanie rezného klinu zmenou uhla β

Na obrázku 6 je značne viditeľné opotrebovanie čela a chrbta rezného klina (vyvreniny, krátery).

Pri vyjadrení opotrebovania reznej hrany sa dospelo, že hodnota polomeru vpísanej kružnice ρ do profilu rezného klina pílových zubov sa rýchlo zvyšuje do $\rho \approx 90\ \mu m$ pri malom množstve porezaného dreva (50 m). Ďalej opotrebovanie prebiehalo rovnomerne až do l_t=*240 m.* Dané výsledky potvrdzujú teoretické predpoklady, že opotrebovanie rezného klina je pri priečnom pílení o 1,7 krát vyššie ako pri pozdĺžnom pílení.

Môžeme konštatovať, že je zrejmá zhoda nášho merania s teoretickým predpokladom pre priečne pílenie. Pri posudzovaní ďalšieho vývoja otupenia pre priečne pílenie je vhodné pokračovať v ďalšom výskume a doplnení meraní pre presnejšie vyhodnotenie v závislosti indikovanej dĺžky triesky a prerezanej plochy pre HSS a SK plátky.

4. ZÁVER

Cieľom článku je analýza merania opotrebovania rezného klinu pílových kotúčov. Nedostatočné poznatky sú aj pri hodnotení nástroja. Hovoriť o tom, kedy je nástroj ostrý a kedy

zase opotrebený je obtiažne. Nie vždy stačí meranie jednej charakteristiky pre vyjadrenie úplnej miery opotrebenia rezného klina a je potrebné merať viac charakteristík, prípadne dať grafický opis reznej hrany rezného klina pred a po opotrebení. Veľkou nevýhodou meraní jednotlivých charakteristík opotrebenia sú aj ich veľmi malé hodnoty, nevýrazné prechody z oblúkovej do priamej formy a pod. (Nováček, E., Novák, V., 2006). Z daného hodnotenie vyplýva, že neexistuje jednotná metodika merania opotrebenia rezného klina pri obrábaní dreva, čo je problém z hľadiska porovnateľnosti experimentálnych výsledkov.

V niektorých prácach (Siklienka, M., Šustek, J., 2007) sa rezná sila, alebo potrebná práca, výkon používa ako jediná pomôcka pre vyjadrenie stavu rezného klina. Všetky vplyvy, ktoré na reznú silu pôsobia (sú ďaleko výraznejšie než otupenie), znemožňujú porovnateľnosť výsledkov; zdrojom chýb je nielen kolísanie vlastností rezaného materiálu, ale tiež zanášanie bočných plôch nástrojov, rôzne zaplňovanie medzery zuba rezného nástroja, ubúdanie pilín na rezných plochách, zmena šírky reznej škáry spôsobené zmenšovaním rozšírení v hrotnici alebo zmenou bočných výchyliek pílového kotúča v procese rezania dreva. Všetky okolnosti, ktoré spôsobujú vyššie trenie, budú spolupôsobiť tiež na zvýšenie teploty rezného nástroja, takže ani teplota nemôže byť jediným kritériom pre posúdenie stavu rezného klina nástroja.

Môžeme konštatovať, že je zrejmá zhoda nášho merania s teoretickým predpokladom pre priečne pílenie.

LITERATÚRA

BUDA, J., SOUČEK, J., VASILKO, K., 1983: *Teória obrábania*. SNTL Praha 1983, s. 296.

DARMAWAN, W., TANAKA, CH., USUKI, H., OHTANI, T. 1999: *Performance of coated carbide tools when grooving wood-based materials: effect of work materials and coating materials on the wear resistance of coated carbide tools.* In: Annual Meeting of the Chugoku Shikoku branch of the Japan Wood Research Society, Matsue, Shimane 1999, 25. september, s. 94–101.

GOTTLOEBER, H., FISCHER, R. J., FISCHER, R. 2001: *Development of a procedure to determine the wear of tools.* In: trendy lesníckej, drevárskej a environmentálnej techniky a jej aplikácie vo výrobnom procese. Sekcia 1. Zborník MVK. Zvolen 4–6. september 2001, s. 67–71.

KALINCOVÁ, D., 2010: *Pílové pásy – analýza vplyvu zvárania na kvalitu ich materiálových vlastností.* Technická univerzita vo Zvolene. 66 s. ISBN 978-80-228-2195-7.

KOVÁČ, J., MIKLEŠ, M., 2009: *Analysis a cuttung edge geometry influence on circular saw teeht at the process of crosscuttung wood.* Medzinárodný vedecký časopis Acta universitas agriculturae et silviculturae mendelianae brunensis. Č.5 ročník LVII . MZLU v Brne. s. 177–183. ISSN 1211-8516.

NOVÁČEK, E., NOVÁK, V., 2006: *Možnosti merania opotrebenia nástrojov.* In: Trendy lesníckej, drevárskej a environmentálnej techniky a jej aplikácie vo výrobnom procese. Medzinárodná vedecká konferencia, sekcia č. 1 Lesná, mobilná a drevárska technika, Zvolen, 4.–6. september, s. 330–335. ISBN 80-228-1648-5.

PROKEŠ, S., 1980: Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva, SNTL , Praha 1982, 369 s.

ROUSEK, M., 2004: *Specifické problémy vysokorychlostního obrábění dřeva : Specific problems of high-speed machining of wood.* 1. vyd. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 67 s. Folia Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis. ISBN 80-7157-859-2.

SALJE, E., DRÜCKHAMMER, J., STÜHMEIER, W., 1985: *Neue Erkenntnisse beim Fräsen von Spanplatten mit unterschiedlichen Schnittbedingungen*. Holz als Roh und Werkstoff, number 43, 1985, s. 501–506.

SIKLIENKA, M., ŠUSTEK, J.,2007: *The influence of the circular saw blade clearance on the unevenness of the worked surface.* In Woodworking technique : proceedings of the 2nd international scientific conference : 11.–15. 9. 2007 Zalesina, Croatia. – Zagreb : University of Zagreb. Faculty of Forestry, 2007. ISBN 953-6307-94-4.P.303-310.

Kontaktná adresa:
Ing. Ján Kováč, Ph.D, Ing. Jozef Krilek Ph.D,
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
E-mail: kovac@vsld.tuzvo.sk, jkrilek@gmail.com, tel.: 045/ 5206 550

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

ZARIADENIE NA MERANIE ROVINNOSTI PILOVÝCH KOTÚČOV

DEVICE FOR MEASURING FLATNESS SAW BLADES

Jaroslav ĽALÍK – Márius MIKUŠ – Ľubomír JAVOREK

ABSTRACT: The theme of article is the design and construction of devices for measuring flatness saw blade. The article describes the mechanical and electrical equipment for measurement of flatness saw blade. It is described as a methodology for measuring and processing and evaluation of measured data. The main idea of this device is to increase accuracy, speed and convenience when measuring flatness saw blade. The main part of the plant's design drawings.

Keywords: saw blades, measurement, flatness

ABSTRAKT: Témou článku je návrh a konštrukcia zariadenia na meranie rovinnosti pílových kotúčov. V článku je opísaná mechanická a elektrická časť zariadenia spolu s opisom metodiky merania, spracovania a vyhodnocovania nameraných údajov. Zariadenie umožňuje zmerať rovinnosť pílových kotúčov vo zvolenom počte kružníc na rôznom počte normál. Namerané údaje je možné exportovať i iných programoch, napr. Excell.

Kľúčové slová: pílové kotúče, meranie, rovinnosť

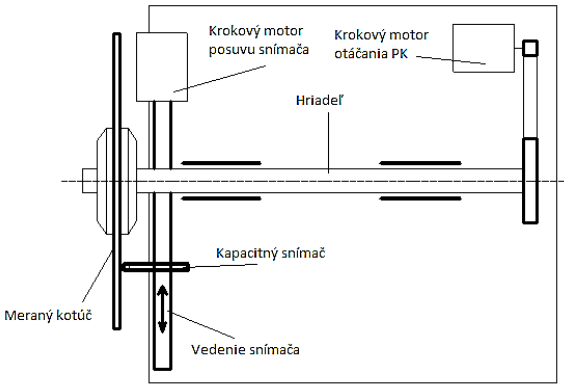
1. ÚVOD

Rovinnosť pílových kotúčov je parameter vyjadrujúci úroveň ich výroby a súčasne aj kvalitu samotného pílového kotúča. Pílový kotúč, v prevádzke zaťažený odstredivými silami, vysokou teplotou v zóne rezania, kmitaním môže stratiť svoju stabilitu, prípadne aj integritu a nekontrolovateľným roztrhnutím ohroziť, aj s fatálnymi následkami obsluhu kotúčovej píly. Rovinnosť pílových kotúčov je stanovená bezpečnostnými predpismi, prípadne aj štátnymi normami a preto je nevyhnutné merať a vyhodnocovať získané údaje.

Zariadenie predstavené v tomto príspevku je výsledkom aktivity autorov a umožňuje pílové kotúče zhodnotiť rýchlo a pomerne presne. Skladá z mechanickej časti, elektrickej časti a softvérovej časti; je ovládané priamo z personálneho počítača pomocou vlastného softvéru autorov.

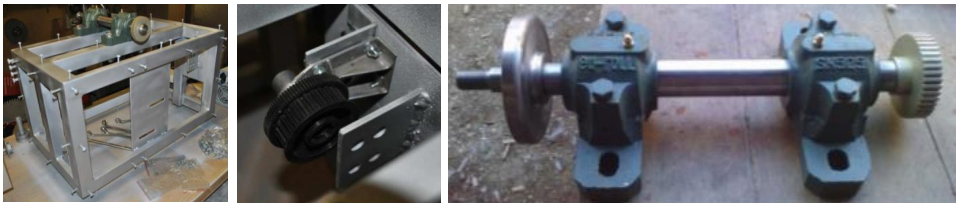
2. KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

Kinematická schéma zariadenia je na obr. 1. Dva nezávisle krokové motory, jeden pre otáčanie pílového kotúča, druhý pre posuv kapacitného snímača tvoria princíp zariadenia.



Obrázok 1: Principiálna schéma zariadenia

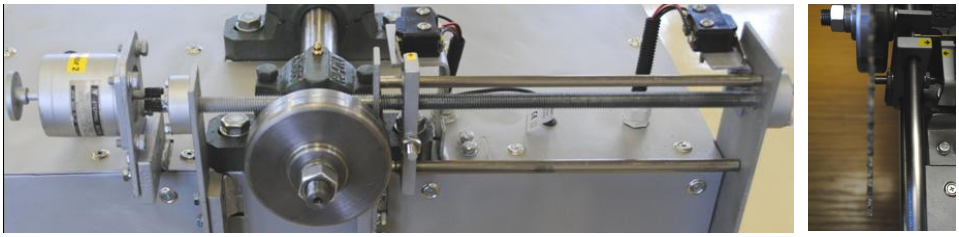
Základné prvky, t. j. krokové motory, hriadeľ pre upevnenie a otáčanie pílového kotúča, prevodové ústrojenstvo ale aj elektrické prvky ako napájací zdroj, dosky na ovládanie snímača sú umiestnené v oceľovom ráme. Niektoré jeho časti i priebeh výroby sú zobrazené na obr. 2.



Obrázok 2: Mechanické časti zariadenia: rám, kladka, hriadeľ

Táto časť je zložená z viacerých dielov (Obr. 3), ktoré majú zabezpečiť presun meracieho člena v horizontálnej rovine. Medzi pravým a ľavým držiakom je uložená závitová tyč M12 pomocou ktorej je zabezpečená zmena rotačného pohybu krokového motora na posuvný pohyb meracieho člena. Aby bolo zamedzené posúvanie závitovej tyče v osovom smere a zároveň možné otáčanie závitovej tyče okolo vlastnej osi sú konce závitovej tyče uložené v ložiskách 6000ZZ. Na pravej strane je závitová tyč ukončená v ložisku a na ľavej strane prechádza cez ložisko a je ukončená ozubeným kolesom, ktorého zuby zapadajú do ozubenia na hriadeli krokového motora. Medzi pravým a stredovým držiakom sú uložené dve vodiace tyče, ktoré zabezpečujú vedenie meracieho člena. Zároveň mu zabraňujú v otáčaní. V meracom člene je vytvorený závit M12, cez ktorý prechádza

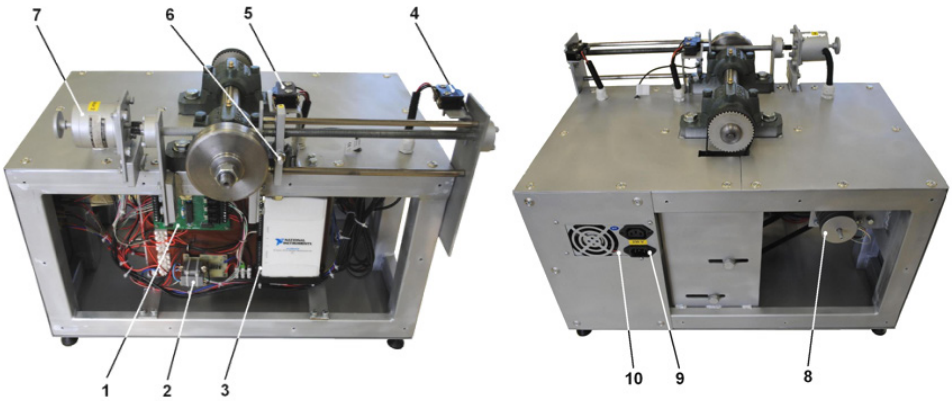
závitová tyč, a keďže sa merací člen nemôže otáčať tak sa rotačný pohyb závitovej tyče mení na priamočiary pohyb meracieho člena. Pri zmene smeru otáčania sa mení smer priamočiareho pohybu.



Obrázok 3: Mechanizmus posuvu snímača

K elektrickým častiam zariadenia patria (obr. 4):

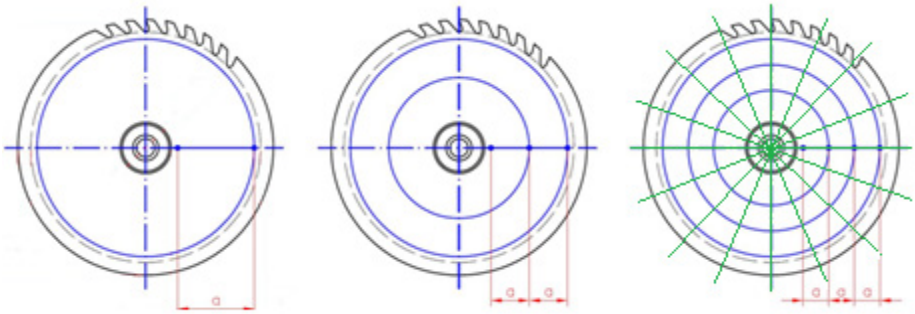
[1] Ovládacia karta ovládania krokových motorov
[2] Napájací zdroj 24 V pre snímač vzdialenosti
[3] Meracia karta pre zaznamenávanie rovinnosti
[4] Koncový snímač pre zabezpečenie posuvu snímača
[5] Koncový snímač pre zabezpečenie posuvu snímača
[6] Bezkontaktný snímač vzdialenosti BAW M08EI-UAD15B-BP03 Hnací krokový motor posuvu snímača – krokový motor s uhlom kroku 1,8°
[7] Pohonný krokový motor otáčania pílového kotúča – krokový motor s uhlom kroku 1,8°
[8] Hlavný prívod elektrického sieťového napätia 230 V
[9] Napájací zdroj 200 XA1 (5 V a 12 V) krokových motorov



Obrázok 4: Základné elektrické časti zariadenia

3. METODIKA MERANIA A SPRACOVANIA ÚDAJOV

Rovinnosť pílového kotúča je meraná na priesečníku meracích kružníc a normál (obr. 5). Ich počet sa nastavuje na začiatku merania a môže sa meniť od 1 po 10, resp. od X do Y.



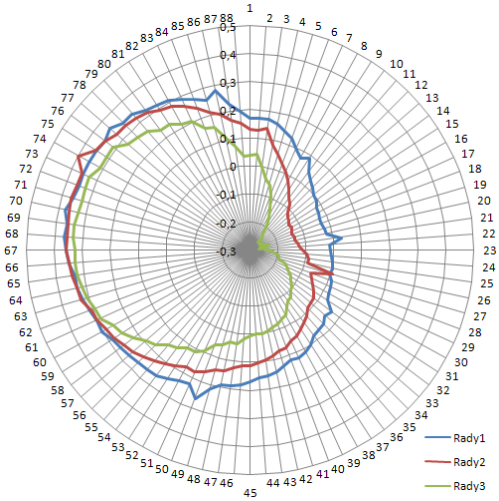
Obrázok 5: Kružnice a normály

Po zadaní základných parametrov meraného pílového kotúča a voľbe počtu meracích bodov cez zadanie počtu kružníc a normál prebehne vlastné meranie. Namerané hodnoty sú priebežne zobrazované na obrazovke meracieho okna (obr. 6) a sú zaznamenávané do tabuľkového súboru pre ďalšie spracovanie.

Obrázok 6: Priebežné zobrazovanie hodnôt pri meraní

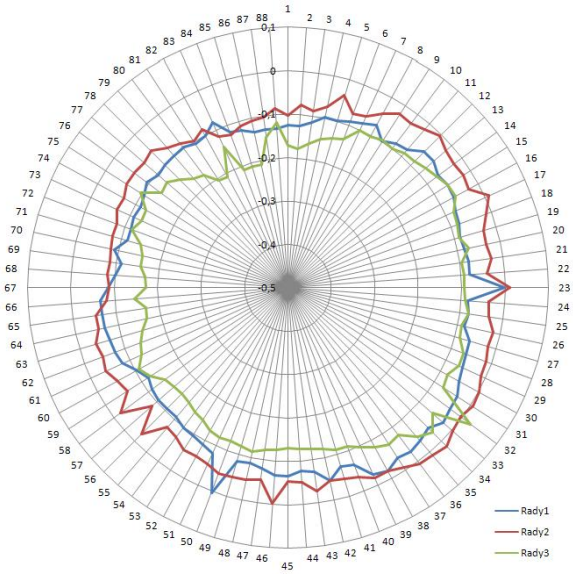
Z nameraných údajov ktoré sú zaznamenané v tabuľkovom súbore je pre prehľadnosť nameraných údajov a vizualizáciu odchýlok meraného kotúča najvhodnejšie vytvorenie radarového grafu, ktorý názorne zobrazí odchýlky na všetkých meraných kružniciach v jednom obrázku. Na (obr. 7) je výsledný priebeh rovinnosti používaného pílového kotúča s priemerom 350 mm. Na tomto obrázku je vidieť značné odchýlky rovinnosti pílového

kotúča, spôsobené pravdepodobne vplyvom účinkov uvedených v úvode príspevku. Rovinnosť pílového kotúča je meraná v milimetroch.



Obrázok 7: Výsledný priebeh rovinnosti používaného PK

Na (obr. 8) je výsledný priebeh rovinnosti **nového** pílového kotúča s priemerom 450 mm. Z obrázka je zjavné že nový pílový kotúč má odchýlky rovinnosti menšie ako používaný a odchýlky nie sú ani také rozdielne v rámci jednotlivých meracích kružníc.



Obrázok 8: Výsledný priebeh rovinnosti nového PK

4. ZÁVER

Zariadenie umožňuje rýchlo a primerane zhodnotiť jeden z parametrov pílového kotúča – jeho rovinnosť. Namerané hodnoty sú po vytvorení radarových grafov veľmi prehľadné. Môžu sa použiť pri posudzovaní vhodnosti pílového kotúča na ďalšiu prevádzku ako aj pri oprave pílových kotúčov, keďže z grafov je vidieť, v ktorej oblasti a do ktorej strany je kotúč zdeformovaný.

LITERATÚRA

JAVOREK, Ľ. (2006): *Nástroje I.,* ES TU Zvolen, s.175. ISBN 978-80-22-1714-1

ĽALÍK, J. (2011): *Zariadenie na meranie rovinnosti pílových kotúčov*. Diplomová práca. FEVT TU Zvolen, s. 55

MIKUŠ, M. (2011): *Návrh systému ovládania zariadenia na meranie rovinnosti pílových kotúčov.* Diplomová práca. FEVT TU Zvolen, s. 63

Spol s r. o. REGULACE – AUTOMATIZACE BOR. In *Krokové motory :* všeobecné údaje. [online]. 2010, [cit. 2011.02.24.]. Dostupné na internete: <http://www.regulace.cz/CZ/KM/km_vu.html>

Co., Ltd. PC – Control. In *Stepperbee+, Large stepper motor control from a PCs USB port : Installation and Users manual.* [online]. 2010. Dostupné na internete: <http://www.pc-control.co.uk/images/StepperBee+%20Manual.pdf>

GmbH, BALLUFF. In *Inductive distance sensors.* [online]. 2010. Dostupné na internete:<http://www.balluf.com/Balluff/Documents/datasheets/BAWM08EI_UAD15B_BP03_en.pdf>

Kontaktná adresa:
Ing. Jaroslav Ľalík
e-mail: lalikj@vsld.tuzvo.sk

doc. Ing. Ľubomír Javorek, CSc.
e-mail: lubomir.javorek@tuzvo.sk

Katedra drevárskych strojov a zariadení
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
SK – 960 53 Zvolen

Ing. Márius Mikuš
Gazdovská 111/75
966 22 Lutila
e-mail: marius.mikus@gmail.com

ODVAĽOVANIE HNACIEHO KOLESA LESNÉHO STROJA S ELASTICKOU PNEUMATIKOU

ROLLING OF ACTING WHEEL OF FOREST MACHINE WITH AN ELASTIC TIRE

Milan MIKLEŠ

ABSTRACT: V práci sa upresňujú poznatky výskumu teórie odvaľovania elastického telesa a ako použiť nové postupy k zdokonaleniu konštrukcie pneumatík. Funkčné vzťahy silového a momentového pôsobenia na odvaľujúce sa elastické teleso pneumatiky umožňujú riešiť energetiku telesa pneumatiky pri odvaľovaní a objasniť stupeň jeho namáhania. Tieto otázky treba riešiť komplexne a zistiť ich aj pre podmienky, pri ktorých sa má teleso pneumatiky odvaľovať, a pre príslušné kombinované deformácie telesa. Práca je tiež venovaná meraniu závislosti medzi hnacou silou a preklzom terénnych vozidiel.

Key words: deformácia radiálna, tangenciálna, obvodová, valivý odpor, preklz

ABSTRAKT: In this work is defined more precisely the knowledge of the research in the theory rolling of elastic body and how to use the new technology for improving the tire design. The functional relations of the forces and moments acting on the rolling elastic body can be used to solve energetics of a tire body during rolling and to elucidate the degree of its load. These problems should be solved in a complex manner and should be elucidated for the conditions of body rolling and for the corresponding combined deformations. This work also deals with problems of measuring the relationship between the traction and slippage of terrain vehicles, especially the instantaveons values of these quantitics.

Kľúčové slová: radial, tangential and peripheral deformations, tire drag, slippage

1 ÚVOD

Odvaľovaniu tuhého kolesa na rôznom druhu podložky bolo venovaných mnoho prác a tento problém je možné považovať za objasnený (Z. Souček, 1962; Išlinskij 1986; Wong (2010); Bekker (1969).

Podstatne menej je objasnené odvaľovanie elastického kolesa. Viac autorov sa venovalo vplyvu dezénu, prípadne celkových rozmerov pneumatiky na ich energetické a ťahové vlastnosti, význam elastických deformácií pneumatiky bol skúmaný menej. Ide o prípady, keď sa pneumatika odvaľuje za rôznych podmienok po podložke s rôznymi povrchmi.

Nevyhnutné sú vyčerpávajúce analýzy parametrov, ktoré charakterizujú proces odvaľovania hnacieho kolesa s elastickou pneumatikou.

Na začiatku rozoberieme jednoduchý prípad, ktorý sa vzťahuje k odvaľovaniu hnacieho kolesa s elastickou pneumatikou po hladkom a tvrdom opornom povrchu. Experimentálnymi výskumami je zistené, že pri odvaľovaní pneumatikového kolesa v mieste kontaktu pneumatiky s oporným povrchom možno spozorovať niekoľko zón, ktoré sú charakterizované relatívnym kľudom a relatívnym preklzom elementov protektora v mieste kontaktu.

Pri odvaľovaní hnacieho kolesa s pneumatikou a pri pohybe bez preklzu uvedené zóny sa rozkladajú takým spôsobom, že v strednej časti kontaktu sa nachádza zóna relatívneho kľudu, kde pôsobia sily trenia za relatívneho pokoja a na vstupe do kontaktu a na výstupe z neho sa nachádzajú zóny sklzu, kde pôsobia sily trenia pri sklze.

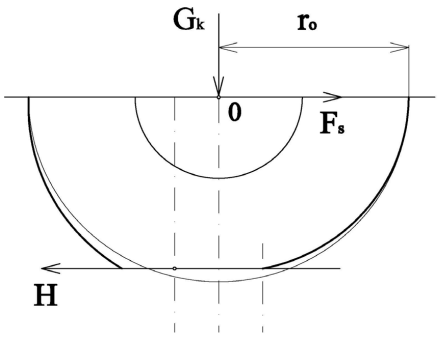
Preklz elementov behúňa v mieste kontaktu je sprevádzaný stratami energie privádzanej kolesom, ktorá môže byť zhodnotená silou a koeficientom odporu valenia. Pre určenie týchto strát je nevyhnutné sledovať mechanizmus vzájomného pôsobenia hnacieho kolesa s pneumatikou s oporným povrchom odvaľovania a taktiež odkryť jeho fyzikálnu podstatu.

2 ROZBOR PROBLEMATIKY

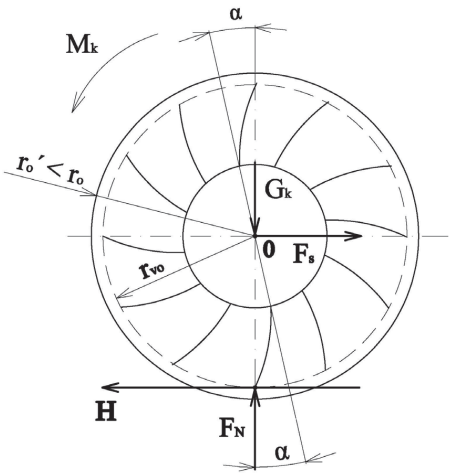
Pri pracovnej činnosti mobilného prostriedku v teréne je jeho pojazdové ústrojenstvo, a s ním aj príslušná pneumatika kolesa, vystavená pôsobeniu síl a silových momentov v rôznych smeroch a veľkostiach. Pôsobením týchto síl a momentov dochádza k rôznej deformácii pneumatiky, jej telesa a jej dezénu (Andert, 1983).

Elastické deformácie pneumatiky môžeme rozdeliť (obr. 1, obr. 2):

1. deformácie pneumatiky v rovine jej otáčania
   - obvodová deformácia elastického telesa pneumatiky
   - tangenciálna deformácia elastického telesa pneumatiky
   - radiálna deformácia telesa pneumatiky
2. deformácia v rovine kolmej k jej otáčaniu
3. deformácie kombinované

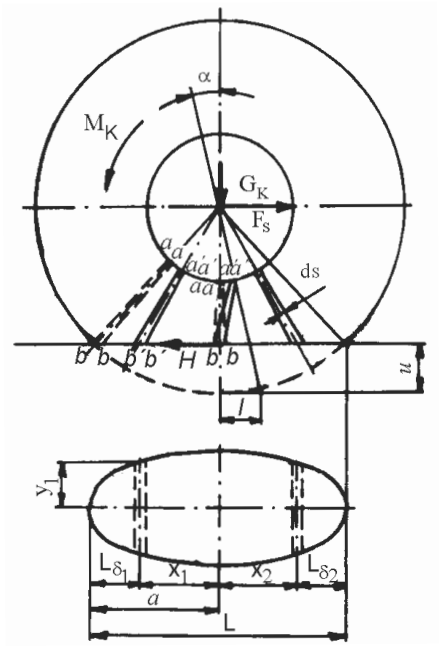


Obrázok 1 Obvodová deformácia telesa pneumatiky



Obrázok 2 Tangenciálna a radiálna deformácia pneumatík

Posúdime koleso s pneumatikou, u ktorého na povrch priečneho profilu pre jednoduchosť posúdenia sú nanesené radiálne línie nachádzajúce sa vedľa seba na vonkajšom obvode kolesa vo vzdialenosti, rovnej *ds* (obr. 3). Časť uzavretú medzi zobrazenými radiálnymi rovinami, prechádzajúcimi v priečnom smere cez dve susedné línie nazveme elementom pneumatiky.



Obrázok 3 Výpočtová schéma pre určenie parametrov preklzu kolesa

Ak na koleso s pneumatikou priložíme vertikálne zaťaženie G_K a hnací moment M_K, koleso sa bude deformovať v radiálnom smere o veličinu u, a pod pôsobením hnacieho momentu v tangenciálnom smere o veličinu l. Ako výsledok tangenciálnej deformácie, obvod kolesa sa pootočí okolo stredu O o určitý uhol α. Pritom body elementov pneumatiky, na obvode kolesa sa z polohy *aa* premiestnia do polohy $a'a'$. Body elementov *bb*, nachádzajúce sa v kontakte, v závislosti od miesta polohy sa môžu posunúť rôzne. To je podmienené tým, že pod pôsobením pružných síl tangenciálnej deformácie elementy pneumatiky sa budú snažiť obnoviť svoj počiatočný stav, keď sa premiestňujú časťou *bb* v rovine kontaktu s podložkou. Ak sa pritom ukáže, že sily pružnej deformácie elementov sa vyvažujú trecími silami na povrchu *bb*, v prednej časti kontaktu. Pri pôsobení pružných síl sa budú premiestňovať t. j. kĺzať v smere jeho hĺbky dovtedy, pokiaľ sa nedostanú do polohy $b'b'$, kde pružné sily budú v rovnováhe so silami trenia elementárneho prierezu povrchu v mieste kontaktu. Elementy pneumatiky b, ktoré sa nachádzajú v zadnej časti, pri nedostatočnej adhézii sa pri pružnej tangenciálnej deformácii, budú sa taktiež premiestňovať, t.j. kĺzať v smere k výstupu z kontaktu.

Rozoberieme mechanizmus prenosu tangenciálnej sily v mieste kontaktu jednotlivými elementami pneumatiky a celým kolesom. Ak ku kolesu je privedený hnací moment M_K, ako to bolo uvedené vyššie, koleso bude deformované v tangenciálnom smere o veličinu rovnú l. V tangenciálnom smere budú maximálne deformované všetky elementy pneumatiky, sila záberu v mieste kontaktu je väčšia alebo rovná sile pružnej deformácie. Časť styčnej plochy, v ktorej elementy ostanú nepohyblivé, bude patriť k zóne kľudu.

Elementy pneumatiky, u ktorých je sila záberu menšia od síl pružnej deformácie, budú sa kĺzať v rovine styčnej plochy až do rovnováhy medzi silami adhézie (záberu) a silami pružnej deformácie. Oblasť kontaktu, v ktorom elementy preklzujú, bude patriť k zóne preklzu.

Známe je, že sily trenia pri sklze čo do veľkosti sú menšie ako sily trenia v kľude. Výsledkom toho je, že veľkosť sily prenášaná elementami pneumatiky v zóne sklzu je menšia. Pritom vzrastá podiel tangenciálnej – záberovej sily, odovzdávanej elementami pneumatiky v zóne kľudu. Rast záberovej sily je sprevádzaný v zóne kľudu tangenciálnou deformáciou elementov pneumatiky. Na túto hodnotu deformácie sa snaží vzrásť i tangenciálna deformácia elementov pneumatiky v zónach sklzu. Výsledkom je, že rastom pružných síl prebehne doplnkové preklzovanie elementov v kontakte a bude posunutá smerom do hĺbky stopy hranica rovnováhy medzi silami pružnej deformácie elementov dezénu a silami adhézie, t. j. v danom prípade prebehne zmenšenie zóny kľudu a rozšírenie zón sklzu. Opísaný proces bude prebiehať dovtedy pokiaľ tangenciálna záberová sila elementu pneumatiky, ktorý sa nachádza na priečnej osi symetrie kolesa, nedosahuje veličinu rovnú súčinu sily dG_K (pripadajúcu na element) a koeficientu záberu μ, t. j. $dG_K.\mu$. Pritom zóna kľudu zmizne a začína sa preklzovanie kolesa, ktoré je sprevádzané preklzovaním všetkých elementov pneumatiky, ktoré sa nachádzajú v kontakte s podložkou.

V okamihu, keď vzrastá tangenciálna deformácia elementov pneumatiky v zóne kľudu, následne za ňou v zóne sklzu začína preklz kolesa a prebehne spätné prerozdelenie dotykovej hnacej sily od stredu kolesa k jeho okraju. Spätné prerozdelenie dotykovej hnacej sily sa objasňuje tým, že pri preklze kolesa elementy pneumatiky, rozložené v strednej časti kontaktu a nachádzajúce sa dovtedy v nepohyblivom stave, začínajú preklzovať voči podložke v mieste styčnej plochy. Elementy pneumatiky, ktoré sa nachádzajú v zóne sklzu

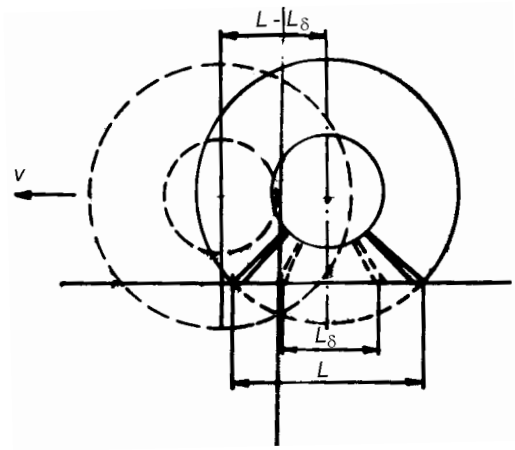
k začiatku preklzu kolesa, stabilizujú svoju polohu a ich sklz sa pritom utlmí. Výsledkom toho je, že v okamihu preklzu kolesa elementy pneumatiky, nachádzajúce sa v zóne sklzu, ostanú nejaký čas nepohyblivými vďaka zotrvačným vlastnostiam materiálu pneumatiky, deformujúc sa pritom len v tangenciálnom smere. Takým spôsobom v počiatočnom okamihu preklzu, predná a zadná časť styčnej plochy z dôvodu šmykového trenia a vnútorného trenia v materiáloch pneumatiky, pohlcuje časť hnacej sily zo strednej časti styčnej plochy a nemôže byť prenesená elementmi pneumatiky z dôvodu klzného trenia.

Proces spätného rozdelenia vedie k vyrovnávaniu merných tangenciálnych hnacích síl na povrchu v mieste styčnej plochy a tvorí viac prijateľné podmienky pre prenos hnacieho momentu kolesom. Pritom veličina dotykovej hnacej sily *dH*, ktorá pôsobí na element pneumatiky, sa nachádza v mieste styčnej plochy kolesa na priečnej osi symetrie, bude menšia od sily $dG_K.\mu$ a preklz sa prerušuje.

V priebehu pohybu sa proces prerozdelenia dotykovej hnacej sily stabilizuje a v zóne sklzu sa znovu začína premiestňovanie elementov k povrchu kontaktu s podložkou. Celý proces opísaný vyššie, ktorý sprevádza odvaľovanie hnacieho kolesa s pneumatikou sa opakuje od začiatku.

Pre určenie veličiny preklzu v priebehu odvaľovania kolesa s pneumatikou sledujme schému (obr. 4).

Zo schémy vyplýva, že pri pohybe bez preklzu element pneumatiky od okamihu začiatku kontaktu kolesa s podložkou do okamihu straty kontaktu s podložkou musí prejsť dráhu, rovnú dĺžke kontaktu kolesa s podložkou L. Túto dráhu spolu so sledovaným elementom pneumatiky, bez preklzu prejde aj celé koleso.



Obrázok 4 Výpočtová schéma pre určenie dráhy kolesa s preklzom

3 VÝSLEDKY

Pri odvaľovaní s preklzom od okamihu vstupu kolesa s pneumatikou do kontaktu do okamihu výstupu z kontaktu element pneumatiky a následne tiež celé koleso na dráhe,

rovnej dĺžke kontaktu s preklzom, prejde vzdialenosť L_δ, zodpovedajúcu sume dĺžky dvoch zón sklzu (na začiatku kontaktu L_{δ_1} a na jeho konci L_{δ_2}). Ostatná časť kontaktu $L - L_\delta$ elementom pneumatiky a tiež celým kolesom bude prejdená bez preklzu. Tento úsek dráhy bude zodpovedať vzdialenosti, ktorú prejde koleso za určitý čas. Rovnako uhol jeho otočenia kolesa pritom bude zodpovedať úseku, rovnému dĺžke kontaktu. Preto koeficient preklzu kolesa sa určuje vzťahom

$$\delta = \frac{L_\delta}{L} = \frac{L_{\delta_1}}{a} \tag{1}$$

Určíme veľkosť dráhy preklzovania kolesa L_{δ_1}, ktorá sa dosadí do rovnice (1).

Ak ku kolesu bude privedený hnací moment, tak podmienka rovnováhy elementu pneumatiky, ktorý sa nachádza na hranici zóny sklzu a zóny kľudu, kde pružné sily tangenciálnej deformácie *dH´* budú v rovnováhe so silami adhézie (priľnavosti) môžeme vyjadriť

$$dH' = dG_K \cdot \mu \tag{2}$$

kde *dH´* – sila, vyvolaná pružnou deformáciou elementu pneumatiky.

Veličina tangenciálnej deformácie pneumatiky sa určuje podľa deformácie elementu, nachádzajúceho sa v rovine kontaktu na priečnej osi symetrie kolesa (pozri obr. 3).

V danom prípade s dostatočnou presnosťou možno uvažovať, že sila *dH´* vyvolaná pružnou deformáciou elementu pneumatiky, čo do veľkosti je rovná dotykovej sile *dH*, pôsobiacej na element, nachádzajúci na ploche kontaktu na priečnej osi symetrie kolesa, t. j.

$$dH' = dH \tag{3}$$

Veličina síl *dH´* a dG_K z rovnice (2) závisia od druhu podložky. V súlade s tým určíme hodnoty týchto síl oddelene pre prípady pohybu kolesa po tvrdej ceste a po podajnej podložke terénu.

Ak predpokladáme, že na tvrdej podložke odtlačok má tvar elipsy a šírka elementu pneumatiky v styku s podložkou je rovná 1 cm, tak hodnota síl, vypočítaná z rovnice (2) bude rovná:

$$dH = \frac{2bH}{\pi \cdot ab} = \frac{2H}{\pi\sqrt{Du - u^2}}; \tag{4}$$

$$dG_K = \frac{2 \cdot y_1 G_K \cdot \mu}{\pi \cdot ab} = \frac{2 y_1 G_K \cdot \mu}{\pi\sqrt{Du - u^2} \cdot \sqrt{Bu - u^2}}; \tag{5}$$

kde:

H – dotyková tangenciálna hnacia sila pôsobiaca v oblasti kontaktu kolesa s oporným povrchom valenia [kN],

G_K – vertikálne zaťaženie na pneumatiku [kN],

a – väčšia poloos odtlačku elipsy (alebo polovica dĺžky kontaktu kolesa [cm]; $a = \sqrt{Du - u^2} \cong \sqrt{Du}$,
b – menšia poloos odtlačku elipsy [cm]; $b = \sqrt{Bu - u^2} \cong \sqrt{Bu}$,
D – priemer pneumatiky [cm],
B – šírka priečneho profilu pneumatiky, [cm],
D – priemer pneumatiky, [cm],
$2y_1$ – šírka kontaktu elementu pneumatiky v oblasti odtlačku kolesa, kde sila pružnej deformácie bude v rovnováhe so silami trenia,
μ – koeficient záberu kolesa s podložkou s príslušným povrchom odvaľovania,

Keď dosadíme stanovené výrazy veličín dH a dG_K do rovnice (2) dostaneme

$$H = \frac{G_K \cdot \mu \cdot y_1}{\sqrt{Bu}} \tag{6}$$

Ak uvažujeme, že odtlačok kolesa má tvar elipsy, tak hodnota veličiny y_1, z rovnice (6) bude určená z nasledovného výrazu:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \tag{7}$$

Odtiaľ

$$y = \sqrt{b^2\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)} \tag{8}$$

kde x – vzdialenosť od priečnej osi symetrie kolesa do hranice, rozdeľujúcej v mieste styku kolesa s podložkou zóny sklzu a kľudu, kde pružné sily tangenciálnej deformácie elementu pneumatiky sú v rovnováhe so silami adhézie (pozri obr. 1).

$$x_1 = \left(a - L_{\delta_1}\right) \tag{9}$$

Riešením rovníc (8) a (9) dostaneme

$$y_1 = \sqrt{b^2\left[1 - \frac{\left(a - L_{\delta_1}\right)^2}{a^2}\right]} = \sqrt{Bu\left[1 - \frac{\left(\sqrt{Du} - L_{\delta_1}\right)^2}{Du}\right]} \tag{10}$$

Dosadením hodnoty y_1 z rovnice (10) do rovnice (6) nájdeme veličinu dotykovej hnacej sily (sila záberu) so zreteľom na premiestnenie elementov pneumatiky voči povrchu odtlačku.

$$H = G_K \mu \sqrt{1 - \frac{\left(\sqrt{D \cdot u} - L_{\delta_1}\right)^2}{Du}} \tag{11}$$

Riešením rovnice (11) môžeme určiť veličinu L_{δ_1}
potom

$$L_{\delta_1} = \sqrt{Du}\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K \cdot \mu}\right)^2}\right] \tag{12}$$

Keď dosadíme hodnotu L_{δ_1} do rovnice (1) dostaneme koeficient preklzu pneumatikového kolesa pri valení po tvrdom opornom povrchu

$$\delta = \frac{\sqrt{Du}\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K \cdot \mu}\right)^2}\right]}{\sqrt{Du}} = 1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K \cdot \mu}\right)^2} \tag{13}$$

Ak na koleso pri odvaľovaní po poddajnej podložke (terén) bude privedený hnací moment, tak v tom prípade takisto, ako pre tvrdú podložku (terén), podmienka rovnováhy elementu pneumatiky, nachádzajúceho sa na hranici zón sklzu a zóny kľudu, kde pružné sily tangenciálnej deformácie dH' budú v rovnováhe so silami adhézie (záberu) $dG_{Kpp} \cdot \mu$, vyjadria sa rovnicou

$$dH_{PP} = dG_{KPP} \cdot \mu$$

Rovnako: $dH'_{PP} = dH_{PP}$

Následne: $$dH_{PP} = dG_{KPP} \cdot \mu \tag{14}$$

Pri valení kolesa po poddajnej podložke s dostatočnou presnosťou možno predpokladať, že nezávisle od hĺbky vtlačenia kolesa do podložky plocha priemetu kontaktu je rovná sume poloelíps, u ktorých väčšie poloosi majú rozličnú dĺžku, malé poloosi sú približne rovnaké t. j.

$$S = \frac{\pi b' L_{PP}}{2} = \frac{\pi b'(a_1 + a_2)}{2} = \frac{\pi b'}{2}\sqrt{D} \cdot \left(\sqrt{h_z} + \sqrt{u}\right) \tag{15}$$

kde

b' – malá poloos pre obidve poloelipsy, [cm]

$L_{PP} = a_1 + a_2$ – dĺžka kontaktu pri pohybe pneumatikového kolesa po poddajnej podložke,

a_1 – väčšia poloos odtlačku tvaru elipsy nabiehajúcej časti kontaktu kolesa,

a_2 – väčšia poloos odtlačku odbiehajúcej časti kontaktu kolesa,

h_z – hĺbka koľají, ktorú zanecháva po svojom prechode tuhé koleso s takými geometrickými rozmermi ako pneumatikové koleso.

V súlade s rovnicou (15) pri podmienke, že šírka elementu pneumatiky, ktorá je v kontakte je rovná 1 cm, hodnoty síl v rovnici (14), pre nabiehajúcu časť kontaktu budú rovné

$$dH_{PP} = \frac{4H}{\pi\sqrt{D}\cdot\left(\sqrt{h_z+\sqrt{u}}\right)}; \tag{16}$$

$$dG_{KPP} = \frac{4\cdot y_1 G_K\cdot\mu}{\pi\sqrt{D}\cdot B\cdot h'_z\cdot\left(\sqrt{h_z+\sqrt{u}}\right)}; \tag{17}$$

Dosadíme uvedené hodnoty veličín dH_{PP} a dG_{KPP} do rovnice (14) dostaneme

$$H = \frac{y_1 G_K\cdot\mu}{\sqrt{B\cdot h_z}} \tag{18}$$

Analogicky ako predtým (rovnice (7), (8), (9) a (10)) nájdeme hodnotu veličiny y_1 v rovnici (18)

$$y_1 = \sqrt{Bh_z\left[1-\frac{\left(\sqrt{Dh_z}-L_{\delta_1 PP}\right)^2}{\sqrt{Dh_z}}\right]} \tag{19}$$

Keď dosadíme hodnotu y_1 do rovnice (18) určíme

$$H = \mu G_K\sqrt{1-\frac{\left(\sqrt{Dh_z}-L_{\delta_1 PP}\right)^2}{Dh_z}} \tag{20}$$

Odtiaľ

$$L_{\delta_1 PP} = \sqrt{Dh_z}\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K\mu}\right)^2}\right] \tag{21}$$

V zmysle rovníc (1) a (21) koeficient preklzu pneumatikového kolesa pri jeho pohybe na poddajnej podložke bude rovný:

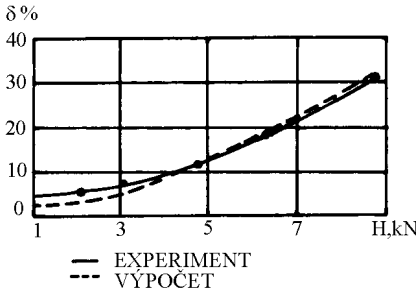
$$\delta_{PP} = \frac{\sqrt{Dh_z}\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K\mu}\right)^2}\right]}{\sqrt{Dh_z}} = 1-\sqrt{1-\left(\frac{H}{G_K\mu}\right)^2} \tag{22}$$

Môžme konštatovať, že rovnice pre určenie koeficientu preklzu (13) a (22) pre prípady pohybu pneumatikového kolesa po tvrdej opornej podložke a po poddajnej podložke sú zhodné.

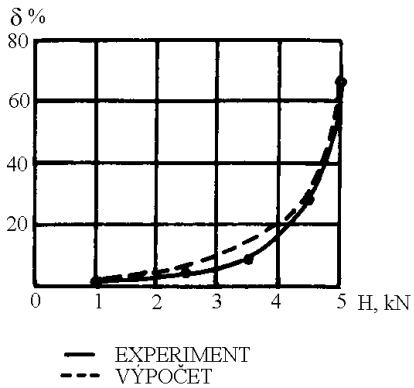
$$\delta = \delta_{PP} = \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{H}{G_K \mu} \right)^2} \right] \tag{23}$$

Na obr. 5 a 6 sú uvedené grafy ako sa mení preklz v závislosti od hnacej sily kolesa, grafy boli zostrojené podľa experimentálnych podkladov a výpočtov podľa rovnice (23).

Použitý výpočtový postup len vo všeobecných črtách opisuje proces preklzu kolesa s pneumatikou, neodráža pritom celý rad zvláštností preklzu zvlášť pri pohybe po poddajnej podložke. Ukazuje sa, že výpočtový postup z kvalitatívnej strany v dostatočnej miere odráža fyzikálnu podstatu javu, aby bolo možné získať z praktického hľadiska zodpovedajúca kvantitatívne zhodnotenie parametrov preklzu kolesa s pneumatikou v závislosti od rozličných faktorov.



Obrázok 5 Závislosť preklzu kolesa od hnacej sily pneu 7,50–20;
Podložka – utlačený sneh



Obrázok 6 Závislosť preklzu kolesa od hnacej sily, pneu 15,00–24;
Podložka – zorané pole

ZÁVER

Postup výpočtu použitý v tejto práci dáva z praktického hľadiska možnosť vykonať kvalitatívnu a kvantitatívnu analýzu parametrov preklzu pneumatikového kolesa v závislosti od rozličných faktorov.

Rovnica (23) získaná na základe tohto postupu výpočtu dokumentuje, že koeficient preklzu pneumatikového kolesa sa určuje z hnacej sily a vertikálneho zaťaženia, ktoré pôsobia na koleso a z koeficienta záberu kolesa s oporným povrchom pri valení. Pri konštantných nemenných podmienkach preklzu pneumatikového kolesa, koeficient preklzu rastie so zväčšovaním záberovej sily, so zmenšovaním vertikálneho zaťaženia a so zmenšovaním koeficientu adhézie.

LITERATÚRA

ANDERT, A.; (1983): Teorie energetických ztrát elastické pneumatiky. In: Zemědělská technika, 29(LVI), Praha, 1983. Č. 7, s. 433–448

ANDERT, A.; (1983): Upřesnení teorie silového a momentového působení u odvalujícího se tělesa s pneumatikou, In: Zemědělská technika, 29(LVI), Praha, 1983, č. 10, s. 579–597

BEKKER, M. G.; (1969) Introduction to terrain – vehicle systems. Ann Arbor, Michigan, 1969, The University of Michigan Press, 377 s.

IŠLINSKIJ, A. J.; (1986): Prikladnyje zadači mechaniki 1, Nauka, Moskva, 1986, 360 s.

KOUTNÝ, F.; (2009): Konstrukce výrobku, geometrie a mechanika pneumatik, Univerzita T. Bati v Zlíne, Zlín, 2009, 140s. ISBN 978-80-7318-796-5

PACEJKA, H. B.; (2006): Tyre and Vehicle Dynamics (second edition), Butter worth – Heinemann, London, 2006, 620 s.

ROGALJUK, L. A.; (1970): Kačenije veduščego pnevmatičeskogo kolesa, In: Trudy CNIIME, No.103, Chimki, 1970, s. 15–26

SOUČEK, Z.; (1962): Valivé odpory kol s tuhou obručí, In: Sborník prací Vyzkumného ústavu zemědělských strojů, Chodov u Prahy, 1961, s. 63–105

WONG, J. Y.; (2010): Terramechanics and off – Road Vehicle Engineering, Elsevier Ltd., Oxford – Amsterdam, 2010, 460 s., ISBN 978-0-7506-8561-0

Príspevok bol spracovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/0048/09 „Výskum znižovania negatívnych vplyvov pôsobenia lesnej techniky na lesné prostredie s určením technických parametrov lesných mechanizmov pri spracovaní lesnej biomasy“.

Kontaktná adresa:
prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc.,
Katedra lesnej a mobilnej techniky,
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene,
T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
E-mail: mikles@vsld.tuzvo.sk

ACTA FACULTATIS TECHNICAE
ZVOLEN – SLOVAKIA

XVII
2012

VÝSKUM VEĽKOSTI A PRIEBEHU ŠTIEPACEJ SILY PRI MENIACICH SA KONŠTRUKČNÝCH PARAMETROCH HORIZONTÁLNEJ ŠTIEPAČKY

RESEARCH COURSE AND SIZE SPLITTING FORCE AT VARYING DESIGN PARAMETERS HORIZONTAL SPLITTING MACHINE

Martin REMPER – Jozef KRILEK

Abstract: The article deals with research size and course of splitting force in changing the design parameters of horizontal splitters. Experimental measurements were carried out splitter forces change in shape with a simple wedge fission, double cranked a concave shape. Experiments pointed out that, based on theoretical analysis and its application in practice it is possible to search optimization methods. This article describes the methodological approach of experimental measurements and its implementation in the longitudinal splitting logs, and points to less energy-intensive designs of the selected device. Experimental measurements showed that the lowest splitting force is with convex splitting wedge.

Keywords: horizontal splitter, energy consumption, splitting force, splitting wedge

Abstrakt: Článok sa zaoberá výskumom veľkosti a priebehom štiepacej sily pri meniacich sa konštrukčných parametroch horizontálnej štiepačky. Boli vykonané experimentálne merania potrebnej štiepnej sily pri zmene tvaru štiepneho klina s jednoduchým, lomeným a vydutým tvarom. Experimentom bolo poukázané, že na základe teoretického rozboru a jeho uplatnení do praxe je možné hľadať optimalizačné metódy.
Článok popisuje metodický postup experimentálneho merania a jeho realizáciu pri pozdĺžnom štiepaní výrezov, a poukazuje na energeticky menej náročné konštrukčné riešenia vybraného zariadenia. Experimentálnym meraním sa zistilo, že najnižšia štiepacia sila je pri vydutom štiepacom kline.

Kľúčové slová: horizontálna štiepačka, energetická náročnosť, štiepacia sila, štiepací klin

1. ÚVOD

V súčasnosti ceny energií stále rastú a ľudia sa opäť vracajú k najstaršiemu spôsobu výroby tepla a to k spaľovaniu dreva. Každým rokom narastá počet domácností, ktoré využívajú na výrobu tepla drevnú hmotu. Drevo na výrobu tepla môže byť vo viacerých

formách ako napr.: štiepka, drevné pelety alebo naštiepané drevo. Naštiepané drevo nazývané aj palivové drevo získané po skrátení kmeňa stromu na požadovanú dĺžku s následným pozdĺžnym štiepaním na požadovaný priečny rozmer.

Taktiež výroba výrezov je nevyhnutná a dôležitá operácia, bez ktorej sa neobíde ani jeden lesnícky a drevospracujúci podnik (Kováč 2009).

Na prípravu palivového dreva sa používajú štiepačky pracujúce na princípe zarážania, alebo zatlačovania klinu do dreva v pozdĺžnom smere, čím porušujú súdržnosť drevných vlákien, ktoré sa účinkom tlaku klina oddeľujú.

Štiepačky sú mechanické stroje, navrhnuté na štiepanie drevených polien rýchlejšie a bezpečnejšie ako obyčajné sekery (kálačky, kliny). Sú bezpečné a jednoduché na obsluhu. Stlačením tlačidla alebo pohybom páky sa ovláda pohyb štiepacieho klina. Poleno je rozštiepené pôsobením tlakovej sily bez potreby rýchleho kinetického pohybu reznej hrany. To je hlavný dôvod prečo je práca s nimi omnoho bezpečnejšia ako pri klasickom ručnom štiepaní. Štiepačky využívajú malé domácnosti, ale aj veľké lesnícke drevospracujúce firmy.

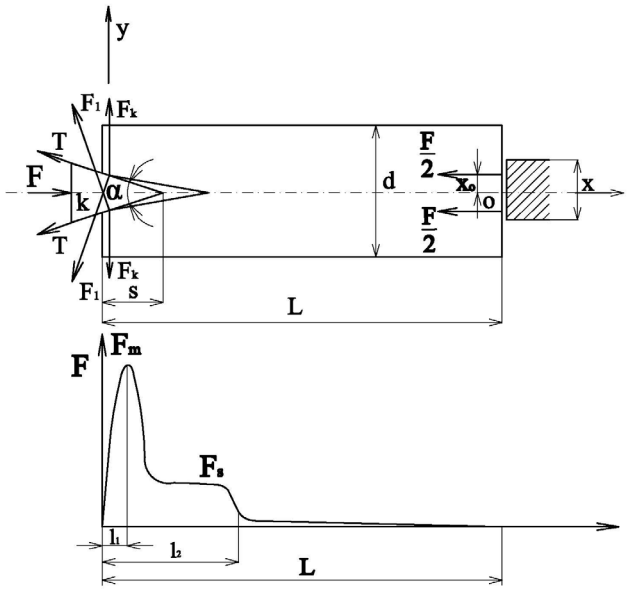
Štiepačky dreva sa rozlišujú podľa výkonu aký dosahujú, polohy polena pri štiepaní, *maximálnej sily akú vyvinú*, veľkosti, hmotnosti, mobility, pohonu, veľkosti polena, ktoré je možné rozštiepnuť a v neposlednom rade aj produktivity. K správnej a spoľahlivej práci štiepačiek sú rozhodujúce najmä jej výkon, *štiepacia sila* a konštrukcia stroja. A práve progresívnou konštrukciou stroja je možné znižovať energetické ako aj ekonomické aspekty, pri príprave palivového dreva. Podrobným skúmaním vybraných závislostí a parametrov konštrukcie je možné eliminovať potrebnú štiepnu silu už pri jej návrhu a tým zabezpečiť *nižšiu energetickú náročnosť pri zachovaní tej istej produktivity stroja.*

2. MATERIAL A METÓDY

2.1 Teoretický rozbor problematiky

Štiepaním nazývame proces vtláčania rezného nástroja medzi drevné vlákna za účelom odtiahnutia ich od seba a vytvorenia tak deliacej plochy, rovnobežnej s vláknami, t. j. bez porušenia ich dĺžky (Mikleš, 2011). Podstatou tohto procesu je porušenie pevnosti dreva v ťahu v smere kolmom na vlákna dôsledkom kolmého tlaku akčných plôch rezného klina na vlákna. Štiepanie patrí medzi beztrieskové obrábanie drevnej hmoty. Smer vtláčania rezného klina môže byť s drevnými vláknami rovnobežný alebo kolmý.

Štiepací klin sa pri strojnom štiepaní zatlačuje medzi drevné vlákna najčastejšie na čele výrezu v pozdĺžnom smere. V tomto smere kladú drevné vlákna najmenší odpor proti oddeleniu od seba. Štiepací klin najskôr drevné vlákna stláča a len potom medzi vlákna vniká a svojimi bokmi rozširuje vznikajúcu trhlinu; zároveň ich odtrháva od seba v rovine pôsobenia tlaku klina (obrázok 1) (Mikleš, 1993).



Obrázok 1 Schéma síl pôsobiacich pri strojnom štiepaní dreva (Mikleš, 2011)
k – štiepací klin, o – opora, d – priemer štiepaného výrezu, L – dĺžka štiepaného výrezu,
F – tlačná sila na klin, α – lícny uhol klina, F_m – maximálna tlačná sila, F_1 – sila kolmá na líca klina,
F_k – sila spôsobujúca rozštiepnutie výrezu, s – dráha klina, x – šírka opory,
x_o – rameno pôsobiska opornej reakcie, l_1 – dĺžka vniknutia klina s maximálnou tlačnou silou,
l_2 – dlžka vniknutia klina s priemernou tlačnou silou, Fs – priemerná tlačná sila

Na počiatku vnikania klina medzi drevné vlákna prudko narastá potrebná sila F_m a to úmerne k hĺbke vniknutia klina. Dosahuje maxima pri vniknutí klina do hĺbky l_1, ktorá je približne:

$$l_1 = \frac{L}{20-25} \qquad (m) \tag{1}$$

kde: L – celková dĺžka výrezu (m).

Pri ďalšom vnikaní klina do vznikajúcej trhliny klesá potrebná sila F_s až do dĺžky vniknutia klina l_2 a je približne:

$$F_s = \frac{F_m}{8-10} \qquad (N) \tag{2}$$

Sila na kline v priemernej hodnote F_s sa udrží až do hĺbky vniknutia klina l_2, ktorá je približne rovná vzťahu:

$$l_2 = \frac{L}{5-6} \qquad (m) \tag{3}$$

Potom opäť sila na kline značne klesne a po roztrhnutí výrezu klesne na nulu. Hĺbka vniknutia klina l_2 i potrebná maximálna sila F_m, pri ktorej sa výrez roztrhne, sú veľmi závislé na lícnom uhle klina α, lebo jeho zväčšovaním sa hĺbka vniknutia zmenšuje. Tiež druh dreviny a stav dreva, rovnako ako dĺžka štiepaného výrezu má na štiepanie dreva značný vplyv. Pri tlaku F pôsobiacom na klin sa vyvodzujú sily F_1 na oboch lícach. Pri vnikaní klina do dreva je potrebné prekonať treciu silu T, ktorá je daná vzťahom:

$$T = f \cdot F_1 \qquad (N) \tag{4}$$

kde: *f – súčiniteľ šmykového trenia klina po dreve,*
F_1 – kolmá sila pôsobiaca na líca klina *(N)*

Maximálna tlaková sila na klin F_m je daná týmto vzťahom:

$$F_m = 2 \cdot F_1 \cdot \left(f \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + \sin\frac{\alpha}{2} \right) \qquad (N) \tag{5}$$

kde: *α – lícny uhol klina* (Mikleš, 2011).

Na štiepaný výrez pôsobí líce klina silou F_k, ktorá je kolmá k pozdĺžnej osi vznikajúcej trhliny. Táto sila je daná vzťahom:

$$F_k = k \cdot d \cdot L \qquad (N) \tag{6}$$

kde: *k – merný štiepny odpor dreva (kPa),*
d – priemer štiepaného výrezu (m),
L – dĺžka štiepaného výrezu (m).

Merný štiepny odpor závisí na druhu dreviny, stave dreva, priemere a dĺžke výrezu, aj na lícnom uhle klina:

$$k = k_z \cdot k_d \cdot k_s \cdot k_v \cdot k_k \qquad (kPa) \tag{7}$$

kde: k_z *– základná hodnota merného štiepneho odporu,* *(kPa)*
k_d *– súčiniteľ dreviny (napr. u borovice = 1, u brezy = 1, u brezy = 1,1 – 1,2),* *(–)*
k_s *– súčiniteľ stavu dreva (preschlé = 1, surové = 1,1 – 1,2),* *(–)*
k_v *– súčiniteľ tvaru štiepaného výrezu (guliač = 1, hranol = 1,25 – 1,3),* *(–)*
k_k *– súčiniteľ zatupenia klina (normálne = 1,1 – 1,2),* *(–)*

Tlakovú silu, ktorá pôsobí lícami zarážaného štiepacieho klina F_1 je možné vyjadriť týmto vzťahom:

$$F_1 = \frac{F_k}{\cos\frac{\alpha}{2} - \sin\frac{\alpha}{2}} \qquad (N) \tag{8}$$

kde: F_k *– sila vyvolávajúca roztrhnutie štiepaného výrezu klinom (N),*
α *– lícny uhol klina* (Mikleš, 2011).

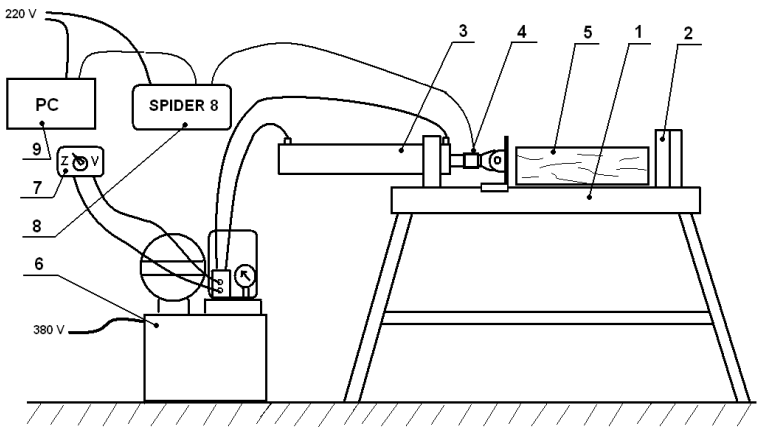
Maximálna tlaková sila F_m vyvolávajúca roztrhnutie výrezu sa môže vyjadriť týmto vzťahom:

$$F_m = 2 \cdot F_k \cdot k_k \qquad (N) \tag{9}$$

Aby bola potrebná tlačnásila klina k rozštiepeniu výrezu čo najmenšia, je okrem potrebného nízkeho merného odporu dreva nutné, aby boli tiež priemer a dĺžka štiepaného výrezu malé, aby klin mal malý uhol a aby boli plochy líc rovné. Opora štiepacích strojov nesmie byť široká.

2.2 Experimentálne meracie zariadenie

Experimentálne meracie zariadenie (obrázok 2) je navrhnuté tak aby plynule zaznamenávalo priebeh a veľkosť štiepacej sily pri pozdĺžnom štiepaní dreva. Jeho základ vychádza z konštrukcie horizontálnej štiepačky (1) s tlačnou doskou a pevným štiepacím klinom (2), ktorý je vymeniteľný. Priamočiary hydromotor (3) vytvára silu na tlačnú dosku, ktorá posúva výrez (5) proti klinu (2). Tlak hydraulického oleja vytvára hydraulická jednotka (6), a ovládanie procesu zabezpečuje riadiaci panel (7).



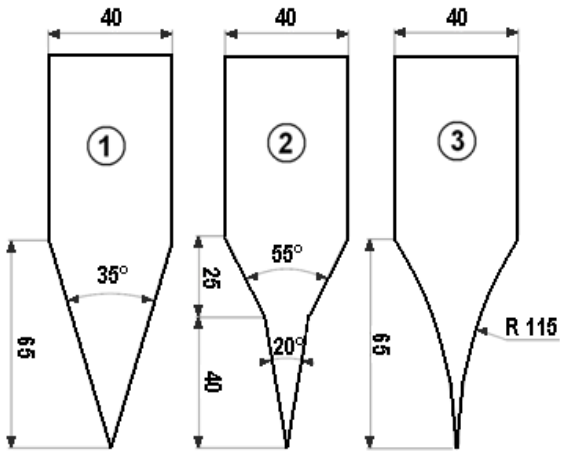
Obrázok 2 Horizontálna štiepačka spolu s meracím reťazcom
1 – rám horizontálnej štiepačky, 2 – štiepací klin, 3 – priamočiary hydromotor
4 – fóliové tenzometre, 5 – štiepaný výrez, 6 – hydraulická jednotka, 7 – riadiaci panel,
8 – meracia ústredňa, 9 – osobný počítač

Na oku piestnice priamočiareho hydromotora sú vhodne nalepené tenzometre, ktoré nahrádzajú snímač tlačnej sily. Tenzometre sú zapojené v plnom mostíku na snímanie tlakových a ťahových síl. Overenie správnosti aplikácie tenzometrov bolo zabezpečené kalibráciou na trhacom stroji *Testometric M500-100 CT.* Výstupný signál je prenášaný

do meracej ústredne *SPIDER 8*, kde je vhodne upravený a následne ukladaný na pevný disk PC pomocou programu *ConmesSpider,* vo formáte*txt.* Tabuľkové alebo grafické zobrazenie nameraných údajov je možné cez *MS Excel.*

2.3 Metodika merania

Samotné experimentálne meranie prebiehalo v priestoroch VšLP Zvolen na Stredisku služieb Lieskovec. Počas merania sa menili tri typy štiepacích klinov (obrázok 3). Na základe prieskumu boli navrhnuté druhy štiepacích klinov s odlišným geometrickým tvarom a rozmerov. Merané vzorky – *bukové výrezy* boli napílené na *dĺžku ~ 85 cm*, o *stredovej hrúbke kmeňa 30 cm* a *relatívnej vlhkosti ~ 30 %.*

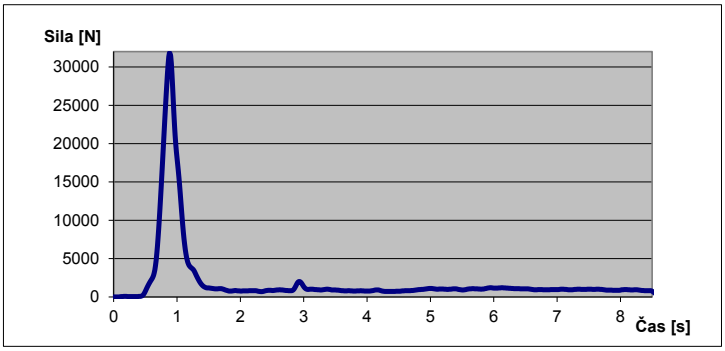


Obrázok 3 Rôzne tvarové prevedenia štiepacích klinov
1 – jednoduchý štiepací klin, 2 – lomený štiepací klin, 3 – vydutý štiepací klin

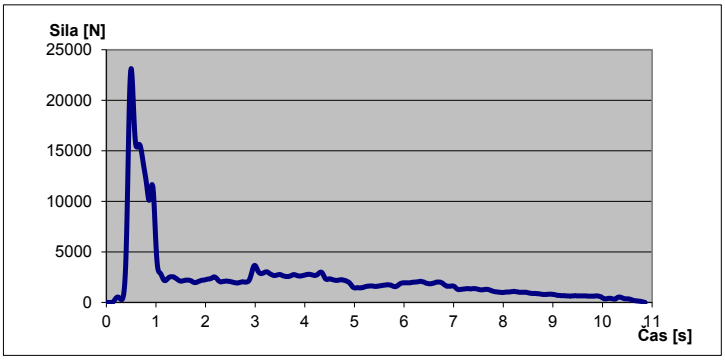
4. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Pri použití jednoduchého štiepacieho klina (graf 1), s vrcholovým uhlom 35° vznikala najvyššia štiepacia sila pri porovnaní s ostatnými klinmi. Pri kline č. 1 narastá maximálna sila značne lineárne až po hodnotu kedy sa štiepaný výrez roztrhne a trhlina sa začne narastať rýchlejšie ako štiepny klin. Následne F_{max} poklesne na hodnotu, ktorá je potrebná na predelenie vlákien v celej dĺžke kmeňa, táto sila je mnoho násobne nižšia ako sila $F_{max.}$

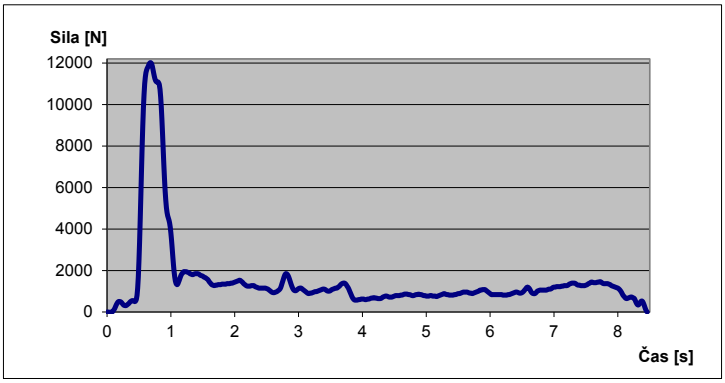
Pri použití lomeného(stupňového) štiepacieho klina (graf 2), s vrcholovým uhlom 20° je potrebná nižšia štiepacia sila ako pri jednoduchom kline. Menší vrcholový uhol zabezpečuje ľahšie vnikanie klina do kmeňa, a jeho širšia časť zabezpečuje následné zvýšenie zložky sily, ktorá roztláča poliace polky kmeňa od seba. Priebeh sily pri tomto štiepaní je viacej kmitavý, pretože rozštiepené časti sa otierajú o hrany klina a tým vznikajú vibrácie a štiepna sila je deformovaná (graf 2).



Graf 1 Priebeh síl pri použití štiepacieho klina č. 1



Graf 2 Priebeh síl pri použití štiepacieho klina č. 2

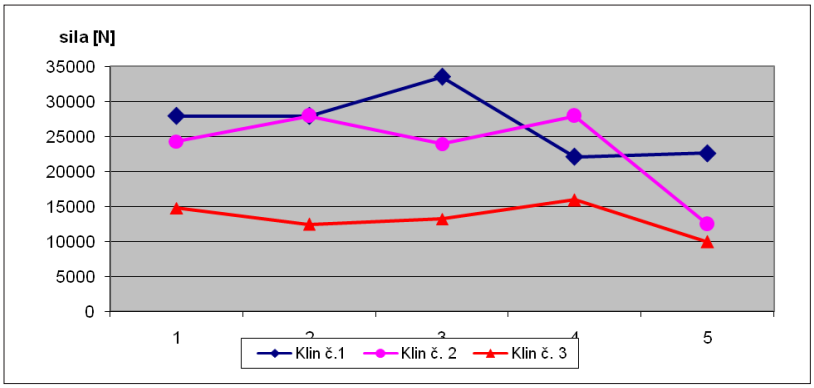


Graf 3 Priebeh síl pri použití štiepacieho klina č. 3

Pri použití vydutého štiepacieho klina (graf 3), je potrebná nižšia štiepacia sila ako aj pri lomenom kline. Maximálna sila je v porovnaní so silou pri použití jednoduchého klina takmer o 2/3 nižšia. Obdobne ako v druhom prípade vznikajú značné kmitavé priebehy síl, spôsobené odieraním sa rozštiepených častí o bočné hrany štiepacieho klina. Úspora veľkosti štiepnej sily je v tomto prípade značná a z hľadiska optimalizácie za účelom zníženia štiepacej sily ako vysoko vhodná. Následné opakované merania sú znázornené v grafe 4 a tabuľke 1.

Tabuľka 1 Namerané hodnoty F_m pri opakovaných meraniach

Číslo merania	Klin č. 1 sila [N]	Klin č. 2 sila [N]	Klin č. 3 sila [N]
1	27920	24280	14760
2	27 935	27920	12440
3	33480	23920	13200
4	22080	27 910	15920
5	22600	12440	9920
Priemer hodnôt	26800	23296	13248



Graf 4 Zaznamenané maximálne štiepacie sily pri opakovaných meraniach

Pri porovnaní priemerných hodnôt vytvorených z piatich opakovaných meraní, je možné sledovať zníženie štiepnej sily. Pri porovnaní štiepnych klinov č. 1 a č. 2 je úbytok štiepnej sily na úrovni približne 13 %, no pri porovnaní štiepnych klinov č. 1 a č. 3 je úbytok štiepnej sily až nad 50 %. Treba však dodať, že z hľadiska zníženia štiepnej sily je klin č. 3 vysoko efektívny, no z hľadiska životnosti je menej vhodný, pretože jeho tenké a dlhé ostrie je náchylné na otupenie ako aj na ohyb ostria a tým sa vyžaduje použitie vysokopevnej oceli. Zvýšenú náročnosť si vyžaduje taktiež opätovné ostrenie otupeného klina vzhľadom na jeho vydutý tvar. Z vyššie uvedeného je možné stanoviť záver, že vydutý tvar klina je vysoko vhodný na pozdĺžne štiepanie výrezov, no jeho konštrukcia a nutnosť použitia kvalitných materiálov vplýva negatívne na jeho ekonomický aspekt, preto v dnešnej dobe je možné ho vidieť iba na niektorých štiepačkách renomovaných výrobcov.

5. ZÁVER

V dnešnej dobe je vytváraná maximálna snaha o hľadanie a využívanie energeticky úsporných riešení v každom priemysle. Medzi takéto riešenia môžeme zaradiť aj zmenu tvaru štiepacieho klina pri pozdĺžnom štiepaní výrezov. Z vyššie uvedeného teoretického rozboru ako aj vykonaného experimentu je zrejmé, že vhodne navrhnutý štiepací klin vo veľkej miere ovplyvňuje energetickú náročnosť štiepačky. Treba však podotknúť, že je nutné sa zaoberať následne jeho životnosťou prípadne trvanlivosťou. Ďalšou možnosťou znižovania energetickej náročnosti je znižovanie trenia medzi nástrojom a výrezom napr. metódou povrchového povlakovania, čo môže viesť k novým témam výskumu znižovania adhézie a tým aj štiepacej sily.

LITERATÚRA

KOVÁČ, J., MIKLEŠ, M.: 2009. Analysis a cutting edge geometry influence on circular saw teeht at the process of crosscuttung wood. Medzinárodný vedecký časopis Acta universitat agriculturae et silvicukturae Mendelianae Brunensis. Č. 5 ročník LVII. MZLU v Brne. 2009. s. 177–183. ISSN 1211-8516.

HOFFMANN, K.: 1989. An Introduction to Measurements using Strain Gages. Alsbach, HBM GmbH, 1989. 257 s.

LISIČAN, J. a kol.: 1996. Teória a technika spracovania dreva. Zvolen: MATCENTRUM, 1996. 626 s. ISBN 80-967315-6-4

MIKLEŠ, M. a kol.:. 2011. *Lesnícke stroje a zariadenia*. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2011, 294 s. ISBN 978-80-228-2302-9

MIKLEŠ, M.: 1993. *Teória a stavba lesných strojov II*. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 1993. 274 s. ISBN 80-228-0281-6

NORMA STN 47 0075 – EN 609-1 + A2, Poľnohospodárske a lesnícke stroje, Bezpečnosť štiepačov polien, Časť 1: Klinové štiepače, február 2010, ICS 65.060.80

NORMA STN 49 0015 – EN 844-5, Guľatina a rezivo, Názvoslovie, Časť 5: Termíny pre rozmery guľatiny, november 1999, ICS 01.040.79; 79.040

Tento článok je prezentovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu IPA č. 14/2011 „Výskum veľkosti a priebehu štiepnej sily pri meniacich sa konštrukčných parametroch horizontálnej štiepačky.“

Kontaktná adresa:
Ing. Martin Remper, PhD., Ing. Jozef Krilek, PhD.,
Katedra lesnej a mobilnej techniky,
Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky, Technická univerzita vo Zvolene,
T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, E-mail: mremper@gmail.com, jkrilek@gmail.com

POROVNANIE PRIEBEHU TEPLOTY REZACEJ ČASTI PRENOSNEJ REŤAZOVEJ PÍLY V ZÁVISLOSTI OD JEJ TYPU

TEMPERATURE DEVELOPMENT OF CHAIN SAW BAR ACCORDXING TYPE OF THE CHAIN SAW

Miroslav STANOVSKÝ – Marian KUČERA – Valéria MESSINGEROVÁ – Ján SCHÜRGER – Martin JANKOVSKÝ – Michal ALLMAN – Michal FERENČÍK

ABSTRACT: Portable chain saw is a basic operational instrument in forestry. To ensure long-lasting performance of a chain saw, it is necessary to perform the necessary maintenance of its cutting system. Fundaments of this maintenance lay in lubrication of the chain, which protects it from excessive wearing and deterioration. Various lubricating oils are used for lubricating the chain. Biodegradable oils are promoted nowadays, with their main advantage being shorter decomposition time in the environment, and simultaneously keeping declared lubricating characteristics of conventional lubricants. This paper is aimed to evaluate and compare the ability to lubricate and cool the cutting mechanism of the portable chain saw between different chainsaw types. Conditions of measurements were specified to simulate actual conditions of operation on duty. During the evaluation no major differences between these oils were observed.

Key words: biodegradable oil, portable chain saw, temperature, thermograph

ABSTRAKT: Prenosná reťazová píla predstavuje základný pracovný prostriedok v súčasnom lesníctve. Aby bolo možné pílu používať dlhodobo, je potrebné zabezpečiť starostlivosť o jej rezací systém. Základom takejto starostlivosti je mazanie reťaze, ktoré ju chráni pred opotrebením a znehodnotením materiálu. Na mazanie reťazí sa používajú rôzne druhy olejov, pričom v súčasnosti sa presadzuje používanie biologicky rozložiteľných mazacích olejov. Hlavnou výhodou používania týchto olejov je kratšia doba rozkladu v lesných ekosystémoch, pri deklarovanom zachovaní mazacích charakteristík konvenčných olejov používaných na tieto účely. Predkladaný článok sa zaoberá hodnotením a porovnaním schopnosti mazať a chladiť rezací mechanizmus prenosnej reťazovej píly u rôznych typov píl. Podmienky merania boli stanovené tak, aby čo najviac simulovali reálne podmienky použitia v prevádzke. Pri meraniach neboli zistené zásadné rozdiely medzi jednotlivými druhmi olejov.

Kľúčové slová: bioolej, prenosná reťazová píla, teplota, termograf

1. PROBLEMATIKA

Stínka pomocou prenosnej reťazovej píly (PRP), sa využíva vo veľkej miere v lesníctve na celom svete. Pohonom PRP zvyčajne býva benzínový dvojtaktný motor s vnútorným spaľovaním, hoci existujú aj systémy využívajúce ako zdroj energie napríklad elektrinu, stlačený vzduch alebo hydraulické sily (BAKALJAR, 1996).

Konštrukčné riešenia sú rôzne, no v prípade PRP poháňaných spaľovacím motorom obsahujú spravidla nasledovné časti:

– motor,
– mechanizmus prenosu sily (typicky tvorený odstredivou spojkou a systémom ozubených kolies),
– vodiacu lištu,
– rezacia, resp. hobľovacia reťaz.

Pri práci PRP sa chemická energia prítomná v palive premení na mechanickú prácu jeho spaľovaním, pri ktorom sa uvoľňuje teplo. Takto získaná energia je cez prevodový mechanizmus prenášaná na ozubené kolesá poháňajúce hobľovaciu reťaz, ktorá svojou rýchlosťou vo vodiacej lište umožňuje rezanie materiálu.

Pri využití PRP je potrebné zabezpečiť mazanie rezacieho mechanizmu, ktoré znižuje jeho trenie o rezaný materiál, ale aj vzájomné trenie jednotlivých jeho súčiastok. Pokiaľ by nebolo zabezpečené dostatočné mazanie rezacieho mechanizmu, dochádzalo by ku predčasnému opotrebeniu jeho jednotlivých súčiastok, pričom opotrebenie môže mať charakter jednak fyzického („zbrúsenie“ súčiastok o rezaný materiál) a materiálového (zvýšenie teploty a následné znehodnotenie súčiastok zmenou ich vlastností) opotrebenia.

Objektom výskumu je porovnanie správania sa jednotlivých typov PRP v podmienkach stanovených v tejto stati, pričom sa kladie dôraz na sledovanie teploty ako indikátora zvýšenej možnosti opotrebenia.

2. MATERIÁL A METÓDY

Ako už bolo uvedené vyššie, hlavnou príčinou opotrebenia rezacieho mechanizmu je trenie jednotlivých jeho súčiastok medzi sebou, ale hlavne trenie reťaze o rezaný materiál. Jedným z efektom trenia je uvoľňovanie tepla a následné zvyšovanie teploty v mieste, kde ku treniu dochádza (ŠIMKO, CHUPÁČ, 2007). V prvom momente bude zvýšenie teploty bodové, resp. lokálne, následne sa vplyvom tepelnej vodivosti materiálov tvoriacich rezaciu sústavu bude zvyšovať teplota celého mechanizmu. Ukazuje sa teda, že teplota je vhodným indikátorom dejov prebiehajúcich pri činnosti PRP. Jej sledovanie bolo zabezpečené termografickým snímkovaním za pomoci zariadenia Fluke Ti 25.

Pri meraniach bol sledovaný celý rezací mechanizmus, pričom boli vybraté tri miesta, ktorých teplotné charakteristiky boli použité pre vyhodnotenie. Tieto miesta boli:

1. Hobľovacia reťaz,
2. Horná strana vodiacej lišty,
3. Ložisko uložené v špičke lišty.

Merania boli rozdelené do trochu skupín:
1. Termografické snímkovanie PRP pri prevádzke bez reznej záťaže,
2. Termografické snímkovanie PRP pri rezaní tvrdého (bukového) dreva,
3. Termografické snímkovanie PRP pri rezaní mäkkého (smrekového) dreva.

Jeden merací cyklus pozostával z vyhotovenia štyroch snímok:
1. Snímanie teploty rezacieho mechanizmu bez predchádzajúceho chodu reťaze, pri chode motora PRP,
2. Snímanie teploty rezacieho mechanizmu po jednej minúte chodu reťaze, pri plnom vyťažení motora PRP,
3. Snímanie teploty rezacieho mechanizmu po dvoch minútach chodu reťaze, pri plnom vyťažení motora PRP,
4. Snímanie teploty rezacieho mechanizmu po troch minútach chodu reťaze, pri plnom vyťažení motora PRP.

Medzi jednotlivými meracími cyklami boli PRP uložené v pokoji a v chladnom prostredí, aby sa eliminovali vplyvy teplôt dosiahnutých pri predchádzajúcich meraniach.

Každá píla bola podrobená snímaniu s dvomi typmi mazacieho média – bioolej STIHL BioPlus a Shell Helix Ultra, keďže vyšetrovanie mazacích schopností použitých médií bolo jedným z cieľov tejto práce.

Celkový počet prijatých meracích cyklov bol 36, pričom bolo nasnímaných 144 termogramov. Merania zabrali cca štyri a pol hodiny čistého času prevádzky PRP. Pri meraniach bolo jedno meranie neúspešné z dôvodu poškodenia reťaze, výsledky z tohto merania neboli brané do úvahy.

Merania v reznej záťaži boli navrhnuté tak, aby v čo najväčšej miere simulovali reálne podmienky použitia v lesníctve. Bol kontrolovaný priemer rezu, počet rezov jednom meraní a teplota okolia počas meracích dní, ktorá slúžila na korekciu teplôt pri vyhodnotení. Pri meraniach bolo napínanie reťaze prevádzkové – previs nulový, prehyb cca 4–5 mm, pri zachovaní voľného chodu reťaze vo vodiacej lište.

V článku boli porovnávané reťazové píly Husqvarna 346 XP a STIHL MS 440, ktoré sú rozdielne vo viacerých ohľadoch, pričom sa predovšetkým jedná o rozdiel vo veľkosti, otáčkach (motora a reťaze), dĺžky vodiacej lišty a reťaze a pod. Špecifikácie udávané výrobcom PRP sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

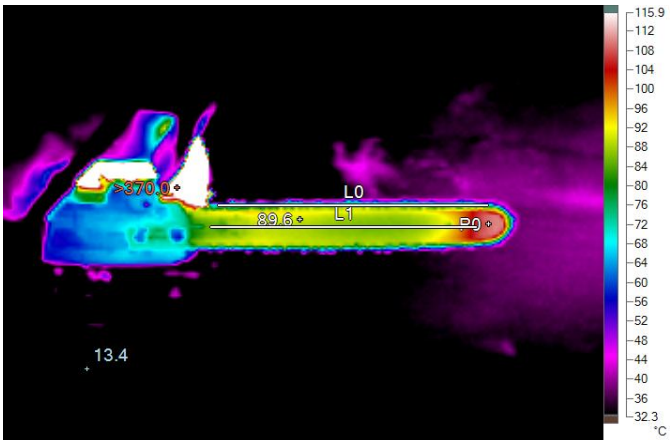
Tabuľka 1 Špecifikácie porovnávaných motorových píl

Motor	M.J	H 346XP	S MS440
Zdvihový objem	cm^3	50,1	70,7
Nominálny výkon	kW	2,7	4
Maximálne otáčky motora	$ot. \times min^{-1}$	9600	13500
Výkon olejového čerpadla	$ml \times min^{-1}$	6-10	neudáva
Krútiaci moment	Nm	2,7	neudáva
Rezací mechanizmus			
Delenie reťaze	″	0,325	3/8
Dĺžka vodiacej lišty	cm	33–50	40
Rýchlosť reťaze	$m \times s^{-1}$	18,5	neudáva
Hmotnosť	kg	5	6,3

Zdroj: stihl.sk, husqvarna.sk

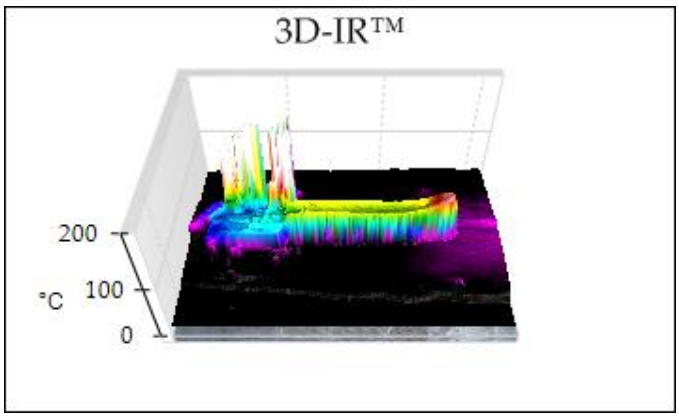
3. VÝSLEDKY

V rámci termografických meraní boli porovnávané tri miesta na PRP – reťaz, lišta a ložisko umiestnené v špičke lišty.



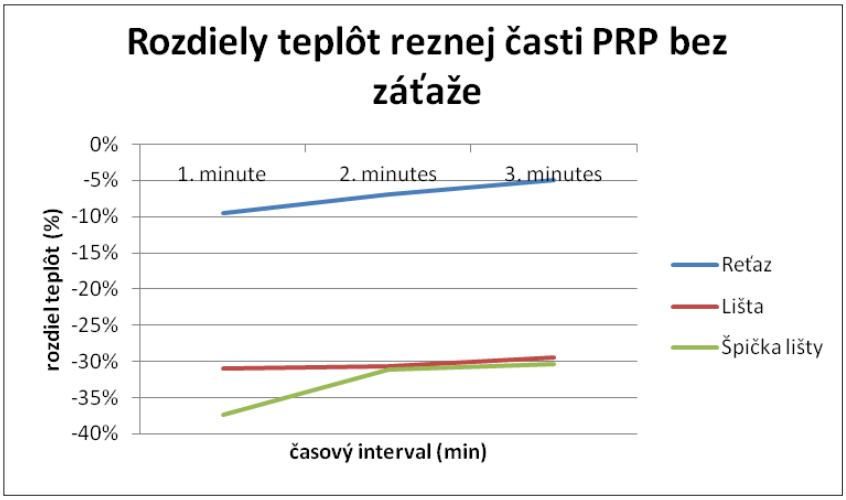
Obrázok 1 Termogram PRP po trojminútovej reznej záťaži

Z obrázka je možné vidieť, že najvyššie teploty dosahuje PRP na špičke lišty, kde dochádza ku najväčšiemu treniu reťaze o lištu a zároveň ku treniu vznikajúcemu pri odvaľovaní ložiska umožňujúceho pohyb reťaze. Z nasledujúceho grafu je možné vidieť, že vyššie teploty lišta PRP dosahuje po svojom obvode, kde dochádza ku treniu reťaze. Reťaz PRP dosahuje nižšie teploty, než lišta, čo spôsobuje hlavne fakt, že väčšia časť jej povrchu je vystavená chladiacemu účinku okolia.



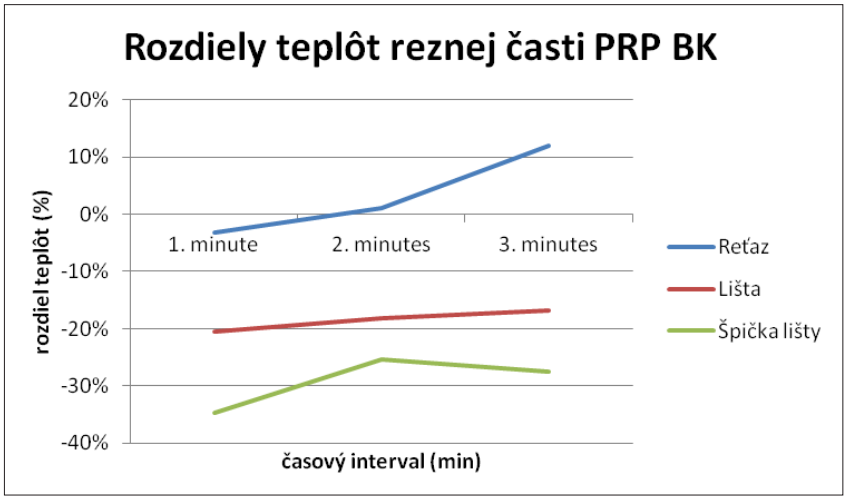
Obrázok 2 3D graf zobrazujúci teploty PRP dosiahnuté po trojminútovej záťaži

Pri použití PRP Husqvarna 346 XP a STIHL MS 440 sme v zmysle vypracovanej metodiky sledovali priebeh stúpania teploty rezacej časti PRP v závislosti od použitých mazacích olejov, dĺžky prevádzkového intervalu a rezanej dreviny. Zistené výsledky sme interpretovali v nasledujúcich grafoch.



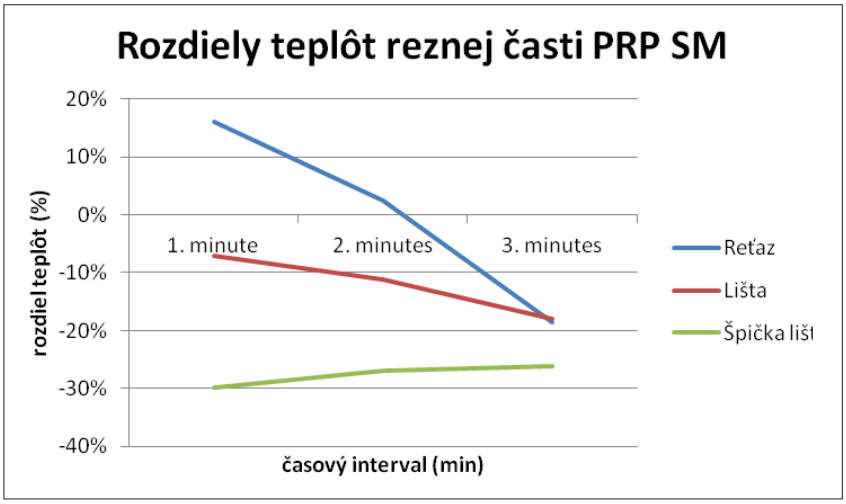
Obrázok 3 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL bez reznej záťaže pri použití biooleja

Z grafu je možné vidieť, že píla Husqvarna nedosahuje mazacie schopnosti píly STIHL, hoci pri chladení z hľadiska nárokov na chladenie najdôležitejšej časti rezacieho mechanizmu (reťaz) dosahuje porovnateľné výsledky.



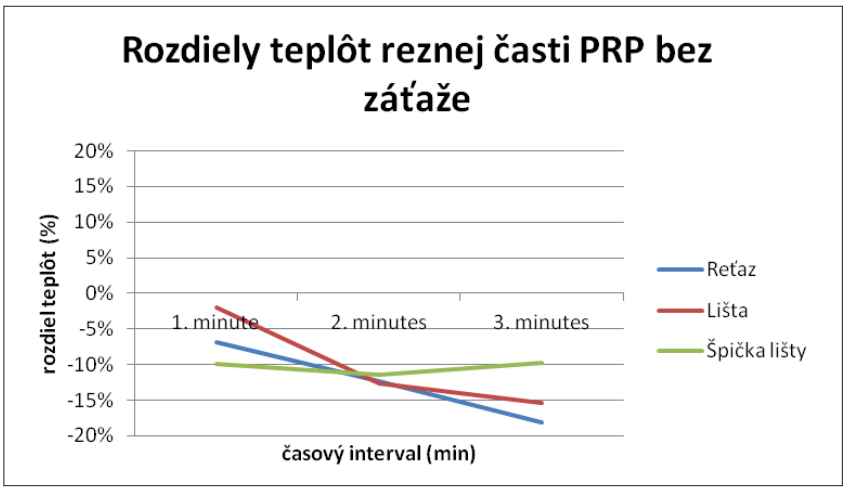
Obrázok 4 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL pri reze bukového dreva pri použití biooleja

Je zrejmé, že píla Husqvarna nie je schopná dodať rezaciemu mechanizmu potrebné množstvo oleja na porovnateľné chladenie lišty a špičky lišty. Reťaz je chladená dostatočne.



Obrázok 5 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL pri rezaní smrekového dreva za použitia biooleja

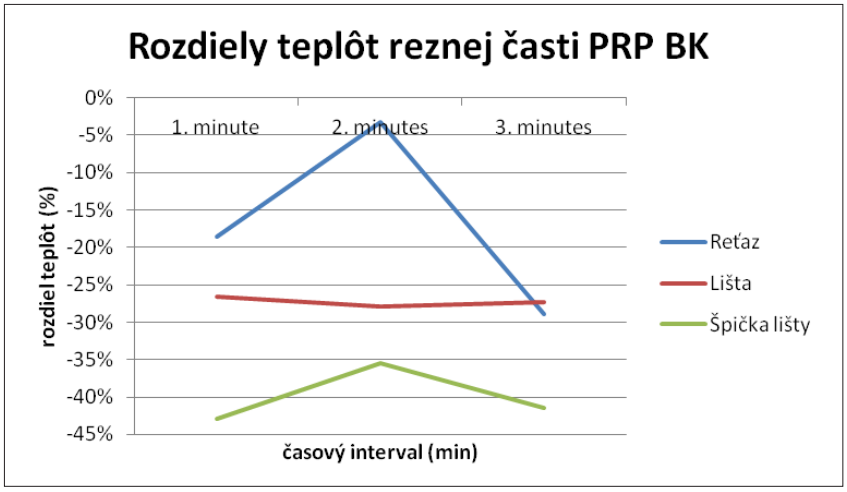
Pri rezaní smrekového dreva je možné vidieť, že píla Husqvarna postupne stráca schopnosť chladiť v porovnateľnej miere celý rezací mechanizmus oproti píle STIHL.



Obrázok 6 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL bez reznej záťaže pri použití oleja Shell

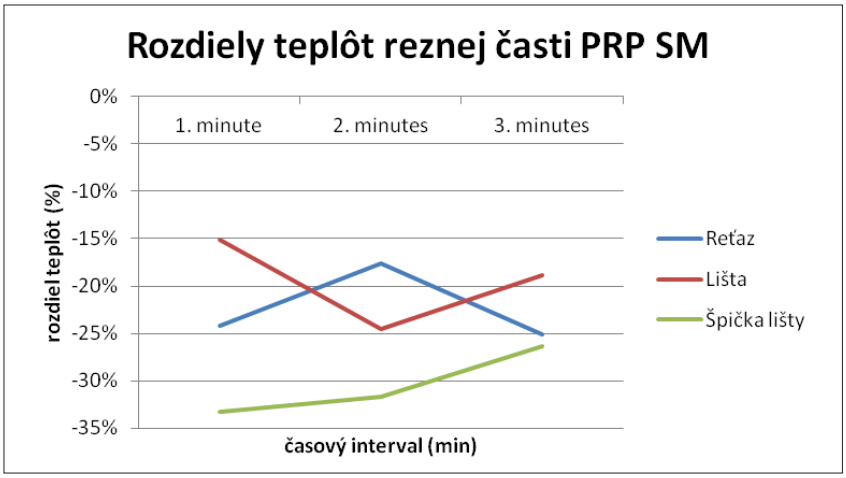
Ako je možné vidieť na vyššie uvedenom obr. 6, pri použití opotrebovaného motorového oleja píla Husqvarna nedosahuje porovnateľné výsledky pri dodávaní mazacieho média

do celého rezného mechanizmu, čo je pravdepodobne spôsobené rozdielom vo vlastnostiach mazacích médií.



Obrázok 7 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL pri rezaní bukového dreva za použitia oleja Shell

Zaujímavé na obr. 7 je, že píla Husqvarna, počas stredného, dvojminútového intervalu vykazuje lepšiu schopnosť mazať reťaz, keďže nárast teploty medzi prvým a druhým intervalom je len cca 3 °C, kým u píly STIHL je to takmer 10 °C. Naopak pri trojminútovom rezacom intervale píla STIHL bola schopná udržať teplotu takmer identickú s dvojminútovým intervalom, kým teplota reťaze píly Husqvarna stúpla o takmer 20 °C.



Obrázok 8 Teplotné rozdiely medzi pílami Husqvarna a STIHL pri rezaní smrekového dreva za použitia oleja Shell

Píla Husqvarna dosahuje opäť výrazne vyššie teploty celého rezacieho systému než píla STIHL.

ZÁVER

Z uvedených grafov vyplýva, že píla Husqvarna v takmer všetkých meraniach vykazovala horšie výsledky, než píla STIHL. Jej mazací systém v porovnaní s pílou STIHL nie je schopný rezaciemu mechanizmu dodať potrebné množstvá mazacieho média. Občasné výkyvy (napr.: obr. 5 a obr. 7) môžu byť spôsobené množstvom faktorov (rezaná drevina, chyba v konkrétnom rezanom kuse dreva rezultujúca v znížené trenie, rozdielna iniciačná teplota rezacieho systému a pod.). Pílu Husqvarna je preto vhodné používať v kratších rezacích intervaloch s dostatočne dlhými prestávkami, aby mohla PRP aspoň čiastočne vychladnúť.

Hoci z našich meraní vyplýva, že rezací mechanizmus píly STIHL je chladený lepšie, nemožno hovoriť o nedostatočnom chladení u píly Husqvarna. Vzhľadom na vývoj teploty v rezacích intervaloch je zrejmé, že pokiaľ budú dodržiavané pokyny výrobcu o údržbe a prevádzke PRP, nebude dosiahnutá teplota, ktorá by z krátkodobého hľadiska mohla byť príčinou zlyhania rezacieho mechanizmu, resp. píly.

Čo sa týka porovnania mazacích médií, podľa STANOVSKÉHO a kol. (2012) dosahuje bioolej porovnateľné výsledky ako v prevádzke stále bežne používaný opotrebovaný motorový olej. Limitujúcim faktorom je však vyššia teplota tuhnutia, ktorá vytvára problémy hlavne v zimnej prevádzke. Ako nevýhodu je možné spomenúť aj cenu bioolejov. Na druhej strane sú biooleje ekologicky vhodnejšie, nepredstavujú tak rozsiahlu záťaž pre lesné ekosystémy. Problémom opotrebovaných motorových olejov je aj fakt, že sú závadné nielen pre ekosystém, ale aj pre používateľa. Keďže je mazanie PRP stratové (olej sa uvoľňuje do prostredia vo forme aerosólu) je možné ho pri práci vdýchnuť alebo môže dôjsť k jeho usadeniu na pokožke používateľa. Dlhodobé vystavenie účinkom takýchto olejov je pritom nebezpečné, hlavne kvôli vysokej karcinogénnosti týchto látok, pričom môže dôjsť aj k iným zdravotným komplikáciám. Pri dostupnosti takýchto informácií je preto zrejmé, že pokiaľ to dovoľujú okolité podmienky je vhodné používať ako mazacie médium biooleje.

LITERATÚRA

http://www.stihl.sk/produkty/stihl/motorove-vyvetvovacie-pily/motorove-pily-pre-lesnictvo/stihl--ms-440.html 13. 1. 2012 10:58.

http://www.husqvarna.com/sk/forest/products/xp-saws/346-xp/13. 1. 2012 10:58.

BAKALJAR, L., 1996. Práce s ručnou motorovou reťazovou pílou v ťažbe a manipulácii dreva, Zvolen, vydal Ústav pre výchovu a vzdelávanie pracovníkov lesného a vodného hospodárstva SR, Zvolen 1996, 180 s., ISBN 80-88677-41-6.

STANOVSKÝ, M., 2012. Použitie ekologicky vhodných médií v hydraulických a mazacích systémoch lesných strojov, Technická univerzita vo Zvolene, Zvolen 2012, 76 s. ISBN 978-80-228-2320-3.

ŠIMKO, M., CHUPÁČ, M., 2007. Termovízia a jej využitie v praxi, Žilinská univerzita 2007, 110 s., ISBN 8080706548.

Tento príspevok vznikol s podporou projektu VEGA 1/0525/09 Použitie ekologicky vhodných mazacích médií v hydraulických a mazacích systémoch lesných strojov.

Kontaktná adresa:
Ing. Miroslav Stanovský, CSc., Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: stanov@vsld.tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 287.

doc. Ing. Marián Kučera, PhD., Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen,
e-mail: kucera @vsld.tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 500.

prof. Ing. Valéria Messingerová, CSc., Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: messin @vsld.tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 284.

Ing. Ján Schurger, Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: jan.schurger @szm.sk, tel.: + 421 45 5206 282.

Ing. Martin Jankovský, Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: jankovskyma @gmail.com, tel.: + 421 45 5206 832.

Ing. Michal Allman, Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: allman.michal @gmail.com, tel.: +421 45 5206 832.

Ing. Michal Ferenčík, PhD., Katedra lesnej ťažby a mechanizácie, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T.G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: ferencik@vsld.tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 832.

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

KVALITA PRÁCE ROZHADZOVAČA PRIEMYSELÝCH HNOJÍV AMAZONE ZA-M I 12-36 Z POHĽADU POŽIADAVIEK PRESNÉHO POĽNOHOSPODÁRSTVA

THE WORK QUALITY OF FERTILIZER SPREADER AMAZONE ZA-M I 12-36 ACCORDING OF THE PRECISION AGRICULTURE REQUIREMENTS

Tomáš ŠIMA – Ladislav NOZDROVICKÝ – Koloman KRIŠTOF – Ján JOBBÁGY – Marián FODORA

ABSTRACT: The aim of the experiment was to study the effect of working speed and size of the application rate on the quality of work fertilizer spreader AMAZONE ZA-M I 12-36. Tested fertilizer spreader was set according manufacturer recommendations for the fertilizer type. It was carried 6 variants of experiment and each was repeated three times. Was used two working speed 8 and 12 km.h^{-1} with three application rates 100, 200 and 300 kg.ha^{-1}. They were subsequently modeled 0,5 and 1 m deviations from ideal center driving line for each spread pattern. The value of the coefficient of variation was used as a basic parameter to assess the quality of the fertilizer spreader work. Obtained results have been compared with the national standard STN EN 13739, which defines maximum value of coefficient of variation 15 %. The article shows effect of working speed and application rate on the quality of work.

Key word*s:* fertilizer spreader, fertilizer, quality of work, working speed, application rate

ABSTRAKT: Cieľom experimentu bolo preskúmať vplyv pojazdovej rýchlosti, veľkosti aplikačnej dávky hnojiva a presnosti jednotlivých prejazdov na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív AMAZONE ZA-M I 12-36. Rozhadzovač bol nastavený podľa odporúčaní výrobcu pre daný typ hnojiva. Uskutočnilo sa 6 variantov experimentu a každý bol zopakovaný 3 krát. Boli použité 2 pojazdové rýchlosti 8 a 12 km.h^{-1} a 3 aplikačné dávky hnojiva 100, 200 a 300 kg.ha^{-1}. Následne boli namodelované priečne profilové obrazce jednotlivých jázd pri odchýlke od ideálnej osi jazdy 0,5 a 1 m. Variačný koeficient je základným parametrom pre hodnotenie kvality práce rozhadzovačov priemyselných hnojív a jeho maximálna hodnota je určená normou STN EN 13739 na 15 %. Príspevok analyzuje vplyv pojazdovej rýchlosti a veľkosti aplikačnej dávky hnojiva na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív.

Kľúčové slová: rozhadzovač priemyselných hnojív, hnojivo, kvalita práce, pojazdová rýchlosť, aplikačná dávka

1. ÚVOD

Neustále sa zvyšujúce požiadavky na kvalitné a cenovo dostupné potraviny pre zabezpečenie výživy obyvateľstva si vyžadujú používanie priemyselných hnojív. Vzhľadom na zvýšené náklady a negatívne environmentálne dôsledky v prípade nesprávnej aplikácie je nevyhnutné poznať kvalitu práce rozhadzovačov priemyselných hnojív, čím možno zabezpečiť čo najefektívnejšie a najhospodárnejšie využitie týchto cenných surovín s rešpektovaním agronomických a environmentálnych zásad. Jedným z hlavných zdrojov emisií v ovzduší je celosvetovo stále intenzívnejšie poľnohospodárstvo. Najväčší vplyv na tvorbu emisií v poľnohospodárstve má chov hospodárskych zvierat, hnojenie dusíkatými hnojivami a spaľovanie pohonných hmôt (Remde, Conrad, 1990; Sanhueza, 1997; Šiška, Igaz, 2005; Chirinda et al., 2011; Li et al., 2011; Ludwig et al., 2011, Majdan et al., 2011). Nerovnomernosť rozhodenia priemyselného hnojiva spôsobuje lokálne prehnojenie pozemku, nerešpektovanie výživových nárokov rastlín, čo má za následok zvýšený únik emisií CO_2 a N_2O z pôdy do atmosféry. Zvýšenie kvality práce rozhadzovačov priemyselných hnojív vo vzťahu k rovnomernému rozptýleniu hnojiva na pozemku ma pozitívny environmentálny efekt. Kvalita práce aplikačných strojov je ovplyvnená rôznymi faktormi: typ rozhadzovacieho ústrojenstva, individuálne technické riešenie samotného výrobcu, fyzikálno mechanické vlastnosti hnojiva, poveternostné vplyvy, pojazdová rýchlosť a veľkosť aplikačnej dávky (Páltik, 1989; Hofstee, 1993; Paulen, 1998; Paulen, 1999; Hofstee, 1999; Macák, Nozdrovický a Krupička, 2009; Macák et al., 2011, Šima et al., 2011 a,b,c).

2. MATERIÁL A METÓDY

2.1 Materiálové vybavenie

V práci bol testovaný dvojkotúčový odstredivý rozhadzovač priemyselných hnojív AMAZONE ZA-M I 12-36 (rok výroby 1999) v agregácii s traktorom Zetor 16145. Meranie bolo uskutočnené na rovinatom pozemku s vyrovnaným mikroreliéfom v rámci predsejbového hnojenia. Použité bolo komplexné granulované hnojivo DUSLOFERT® NPK 10-15-15 od výrobcu Duslo, a. s. Z hľadiska kvality práce je z vlastností použitého hnojiva podstatné granulometrické zloženie.

Tabuľka 1 Základné technické parametre rozhadzovača AMAZONE ZA-M I 12-36

Typ aplikačného ústrojenstva	Odstredivé dvojkotúčové
Pracovný záber	24 m
Kapacita zásobníka	1500 l
Max. pracovná rýchlosť	18 km.h^{-1}
Max. svahovitosť pozemku	11° (20 %)
Max. tlak v hydraulickej sústave	18 MPa
Otáčky vývodové hriadeľa	540 min^{-1}
Užitočná hmotnosť	2000 kg
Použitý typ rozhadzovacích lopatiek	OS 20-28 (Opti-et)

Tabuľka 2 Granulometrické zloženie hnojiva DUSLFERT® NPK

Druh hnojiva	Percentuálne zastúpenie častíc hnojiva podľa veľkosti, %		
	0–1 mm	2–5 mm	5+ mm
DUSLOFERT® NPK	Max.1	Min. 90	0

Obrázok 1 Anemometer Testovent 4000

Norma STN EN 13739-1 udáva maximálne hodnoty rýchlosti vetra, vlhkosti vzduchu a rozmedzie teplôt. Pre kontrolu týchto faktorov ovplyvňujúcich kvalitu práce sme použili Anemometer Testovent 4000 (obr. 1). Prístroj umožňuje okrem merania rýchlosti vetra v rozsahu 0,4 až 40 $m.s^{-1}$ merať aj teplotu a vlhkosť vzduchu.

Na zachytenie hnojiva pri meraní priečnej rovnomernosti rozhadzovania boli použité zberacie misky s blokovacími vložkami. Zberacia miska má štvorcový tvar s rozmermi 500 × 500 mm (obr. 2). Blokovacia vložka vymedzuje bunky s rozmermi 60 × 60 mm. Technické parametre spĺňajú normu ISO 5690.

Obrázok 2 Zberacia miska s blokovacou vložkou

2.2 Metodický postup

Základné požiadavky na uskutočnenie merania vyplývajúce z normy STN EN 13739:

- naplnenie základného objemu zásobníka v rozmedzí 10 až 80 %,
- rýchlosť vetra pri meraniach nesmie prekročiť hodnotu 2 $m.s^{-1}$ (7,2 $km.h^{-1}$),
- maximálna vlhkosť vzduchu 65 %, teplota vzduchu má byť v rozmedzí 10 až 25 °C,
- rozmery dna zberacích misiek by mali byť 500 × 500 mm,
- tolerancia odchýlky od požadovanej rýchlosti jazdy súpravy počas testu (8 $km.h^{-1}$ ± 0,4 $km.h^{-1}$; 12 $km.h^{-1}$ ± 0,6 $km.h^{-1}$).

Na začiatku merania bol rozhadzovač nastavený podľa odporúčaní výrobcu pre konkrétne vlastnosti použitého hnojiva. Pri meraní boli nastavované 3 rôzne aplikačné dávky hnojiva 100, 200 a 300 $kg.ha^{-1}$. Odstupňovanie dávok bolo zvolené s cieľom zachytenia najpoužívanejšieho spektra veľkostí aplikačnej dávky s ktorými rozhadzovač v danom podniku pracuje. Rovnomernosť aplikácie je významne ovplyvnené aj pracovnou rýchlosťou súpravy. Použili sme dve rýchlosti jazdy súpravy 8 a 12 $km.h^{-1}$. Týmto spôsobom vzniklo 6 variantov experimentu.

Zberacie misky boli rozmiestnené kolmo na smer jazdy rozhadzovača tak, aby pokryli celú šírku záberu stroja, v tomto prípade 24 m. pre umožnenie prejazdu traktora bolo potrebné vynechať priestor pre kolesá traktora. Šírka medzery môže byť iba celočíselný násobok šírky použitej zberacej misky. V našom prípade sme zvolili medzeru o šírke 2 zberacích misiek = 1 m pre každé koleso. Medzi kolesami traktora zostalo miesto na umiestnenie jednej misky do osi jazdy pracovnej súpravy. Celkovo bolo použitých 45 kusov zberacích misiek.

Rozhadzovač bol uvedený do prevádzky 50 m pred líniou tvorenou zberacími miskami na hnojivo. Po prejdení tejto línie pokračoval v jazde ďalších 50 metrov a následne bol zastavený. Po otočení traktora a obídení línie zberacích misiek, bol experiment zopakovaný ešte 2 krát v tom istom smere jazdy. Následne bolo zozberané množstvo hnojiva v zberacích miskách a odvážené s presnosťou na stotinu gramu. Výsledná hodnota pre každú zberaciu misku bola počítaná ako aritmetický priemer 3 prejazdov (podelená číslom 3).

Množstvo hnojiva vo vynechaných koľajových riadkoch bolo potrebné dopočítať (STN EN 13739-2). Pri odstredivom rozhadzovači vychádzame z predpokladu, že priečny obrazec rozhadzovania má tvar rovnoramenného trojuholníka.

$$x_{23} = x_{22} + \left(\frac{x_{25} - x_{22}}{3}\right) \tag{1}$$

$$x_{24} = x_{25} - \left(\frac{x_{25} - x_{22}}{3}\right) \tag{2}$$

$$x_{26} = x_{25} - \left(\frac{x_{25} - x_{28}}{3}\right) \tag{3}$$

$$x_{27} = x_{28} + \left(\frac{x_{25} - x_{28}}{3}\right) \tag{4}$$

x_{23}, x_{24}, x_{26}, x_{27} – hmotnosť hnojiva vo vynechaných zberacích miskách, g
x_{22}, x_{25}, x_{28} – hmotnosť hnojiva v susedných zberacích miskách, g

Pri výpočte variačné koeficientu sme vychádzali z normy STN EN 13739-2. Uvažovali sme s člnkovým spôsobom jazdy súpravy po poli, následkom čoho sa prekrýva ľavá strana s ľavou a pravá strana s pravou stranou rozhadzovacieho obrazca. Prekrytie dosahovalo hodnotu 12 m, čiže 50 % šírky záberu stroja.

$$V_K = \frac{1}{x}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \bar{x}\right)^2}{N}} * 100; \quad \% \tag{1}$$

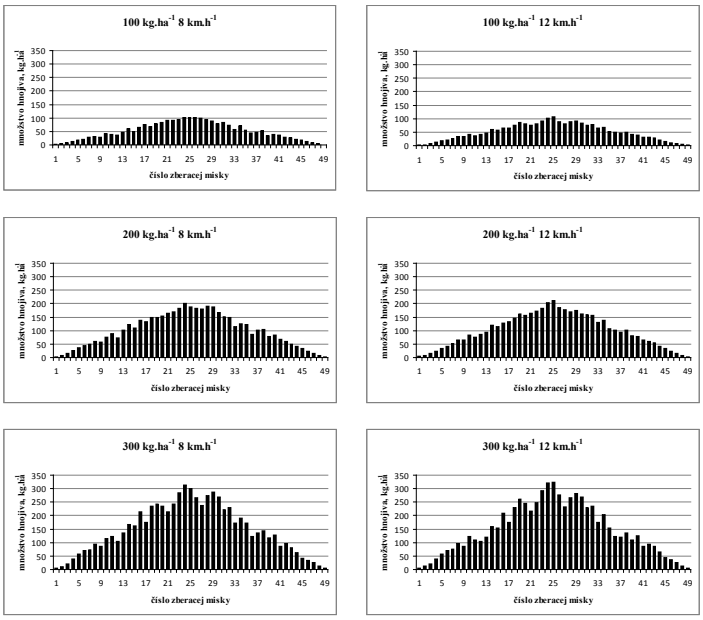
Následne sme vypočítali hodnotu variačného koeficientu pre jednotlivé varianty experimentu.

V poľných podmienkach dochádza k určitým nepresnostiam v navigácii strojových súprav. Vzhľadom na rozmery zberacích misiek bolo možné namodelovať varianty prekrytí s odstupňovaním po 0,5 m. Z tohto dôvodu boli namodelované varianty s odchýlkou od reálneho prekrytia v rozsahu 0; ± 0,5 m a ± 1 m pre ľavú aj pravú stranu priečneho profilového obrazca rozhadzovania.

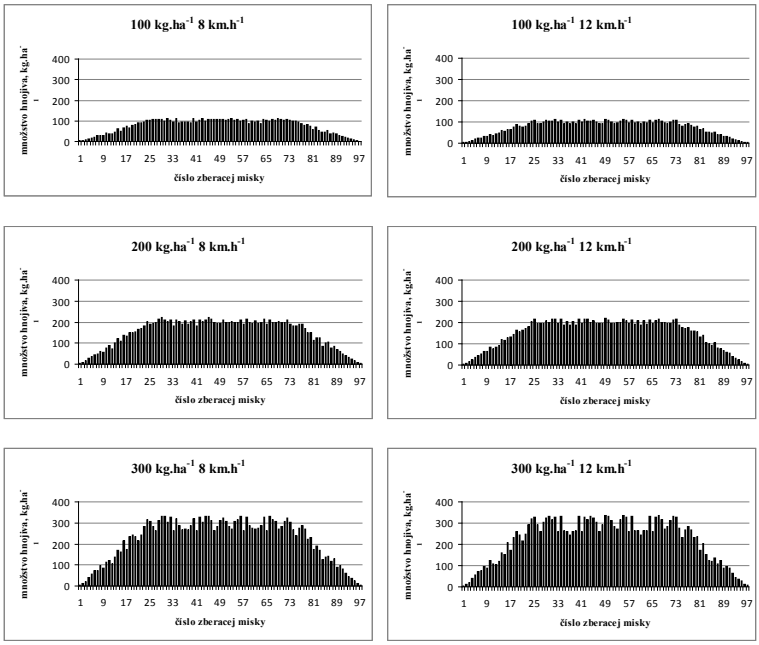
3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Cieľom práce bolo zistenie a porovnanie kvality práce rozhadzovača priemyselných hnojív AMAZONE ZA-M I 12-36 s použitím hnojiva DUSLOFERT® NPK 10-15-15 pri použití aplikačnej dávky hnojiva 100, 200 a 300 kg.ha^{-1} a pri rýchlostiach jazdy súpravy 8 a 12 km.h^{-1}.

Z množstva zachyteného hnojiva v zberacích miskách boli vytvorené priečne profilové obrazce rozhadzovania jednotlivých jázd (obr. 3).



Obrázok 3 Priečne profilové obrazce rozhadzovania pre jednotlivé jazdy



Obrázok 4 Priečne profilové obrazce rozhadzovania s 12 m prekrývaním susedných jázd

Za predpokladu člnokvého pohybu súpravy po pozemku je možné vytvoriť ideálne priečne rozhadzovacie obrazce s 50 % (12 metrov) prekrývaním susedných jázd (obr. 4) a následne vypočítať hodnotu variačného koeficientu pre každý variant experimentu (tab. 4 – prekrytie ľavá aj pravá strana 12 m).

Všetky podmienky na uskutočnenie merania vyplývajúce z noriem boli dodržané v priebehu celého experimentu.

Vzhľadom na fakt, že v poľných podmienkach dochádza k určitým nepresnostiam pri navigácii strojových súprav v jednotlivých jazdách, boli vypočítané hodnoty variačného koeficientu pre rôzne varianty prekrytí ľavej a pravej strany priečneho profilového obrazca rozhadzovania (tab. 4). Vzhľadom na rozmery zberacích misiek bolo možné namodelovať prekrytia odstupňované po hodnote 0,5 m. Ideálne prekrytie predstavuje 50 % šírky záberu stroja, čiže 12 m.

Tabuľka 4 Namodelované varianty prekrytia – vplyv rýchlosti jazdy a veľkosti aplikačnej dávky hnojiva na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív AMAZONE ZA-M I 12-36

Prekrytie		Variačný koeficient V_K, %						
Ľavá strana, m	Pravá strana, m	Aplikačná dávka, kg.ha^{-1}						Priemerná hodnota VK, %
		100	200	300	100	200	300	
		Pojazdová rýchlosť, km.h^{-1}						
		8	8	8	12	12	12	
11	11	8,46	6,55	9,38	7,23	5,48	11,18	8,05
11	11,5	7,41	5,79	8,50	6,92	5,15	10,58	7,39
11	12	8,10	6,20	9,06	7,84	6,51	11,45	8,19
11	12,5	9,94	8,13	9,71	8,80	7,66	11,55	9,30
11	13	10,69	9,12	11,06	10,61	9,45	13,00	10,65
11,5	11	8,95	7,35	9,71	7,27	5,50	11,09	8,31
11,5	11,5	7,40	6,01	8,37	6,35	4,29	10,06	7,08
11,5	12	7,49	5,76	8,46	6,77	5,04	10,54	7,34
11,5	12,5	8,95	7,28	8,77	7,45	5,90	10,33	8,11
11,5	13	9,39	7,96	9,94	9,20	7,66	11,67	9,30
12	11	8,74	7,56	10,49	8,31	6,78	12,22	9,02
12	11,5	7,40	6,01	8,37	6,35	4,29	10,06	7,08
12	**12**	**6,06**	**4,66**	**8,33**	**6,54**	**4,71**	**10,75**	6,84
12	12,5	7,27	5,88	8,21	6,72	4,87	10,17	7,19
12	13	7,40	6,27	9,11	8,21	6,38	11,21	8,10
12,5	11	9,72	8,98	11,31	9,26	7,92	12,69	9,98
12,5	11,5	7,34	6,83	9,26	7,43	5,77	10,94	7,93
12,5	12	6,27	5,42	8,37	6,53	4,72	10,45	6,96
12,5	12,5	6,92	5,92	7,84	6,22	4,17	9,51	6,76
12,5	13	6,63	5,83	8,45	7,43	5,33	10,35	7,34
13	11	11,96	10,96	13,19	11,00	9,92	14,29	11,89
13	11,5	9,74	8,88	11,12	9,11	7,85	12,41	9,85
13	12	8,53	7,41	10,00	7,93	6,57	11,61	8,68
13	12,5	8,62	7,38	9,25	7,33	5,72	10,50	8,13
13	13	8,07	6,99	9,53	8,10	6,24	11,05	8,33

Z výsledkov namodelovaných prekrytí (tab. 4) možno konštatovať, že prekrytie susedných jázd má výrazný vplyv na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív. Pri pojazdovej rýchlosti 8 km.h^{-1} a pri aplikačných dávkach 100 a 200 kg.ha^{-1} pracoval rozhadzovač s najnižšou hodnotou variačného koeficientu, čo znamená najvyššiu kvalitu práce, pri ideálnom prekrytí 12 m (50 %) pre pravú i ľavú stranu priečneho profilového obrazca. V ostatných variantoch experimentu, 300 kg.ha^{-1} pri 8 km.h^{-1}, 100, 200 a 300 kg.ha^{-1} pri 12 km.h^{-1}, pracoval rozhadzovač s najnižšou hodnotou variačného koeficientu pri prekrytí 12,5 m pre obe strany. Najnižšia priemerná hodnota V_K bola dosiahnutá pri prekrytí oboch strán 12,5 m (V_K = 6,76 %). Najvyššia hodnota variačného koeficientu, najnižšia kvalita práce, bola dosiahnutá pre všetky varianty experimentu pri prekrytí ľavej strany 13 m a pravej strany 11 m (V_K = 11,89 %). Norma STN EN 13739 udáva maximálnu hodnotu variačného koeficientu 15 %. Táto hodnota nebola prekročená v žiadnom

variante experimentu. Z toho vyplýva, že rozhadzovač priemyselných hnojív AMAZONE ZA-M I 12-36 pri aplikácii hnojiva DUSLOFERT® NPK 10-15-15, pri aplikačnej dávke hnojiva 100, 200 a 300 kg.ha^{-1} a pri rýchlostiach jazdy súpravy 8 a 12 km.h^{-1}, spĺňa požiadavky normy pri odchýlkach jazdy súpravy od ideálnej osi do 1 metra.

4. ZÁVER

Z výsledkov práce vyplýva, že zvyšovanie pojazdovej rýchlosti má negatívny vplyv na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív, nakoľko pri všetkých variantoch ideálneho prekrytia bola zaznamenaná vyššia hodnota variačného koeficientu pri zvýšení pojazdovej rýchlosti. Najlepšia kvalita práce pri ideálnom prekrytí bola dosiahnutá pri veľkosti aplikačnej dávky 200 kg.ha^{-1} a pojazdovej rýchlosti súpravy 8 km.h^{-1}. Najnižšia efektívnosť, kvalita práce, bola zaznamenaná pri veľkosti aplikačnej dávky 300 kg.ha^{-1} a pojazdovej rýchlosti súpravy 12 km.h^{-1}. Vo všetkých variantoch experimentu bola dodržaná požiadavka normy na maximálnu hodnotu variačného koefientu 15 %. Modelovaním variantov prekrytí možno vypočítať kvalitu práce pre rôzne odchýlky od ideálnej osi jazdy súpravy. Rozhadzovač AMAZONE ZA-M I 12-36 pri aplikácii priemyselného hnojiva DUSLOFERT® NPK 10-15-15 spĺňa požiadavky normy STN EN 13739 na kvalitu práce pri veľkostiach aplikačnej dávky 100, 200 a 300 kg.ha^{-1}, pri oboch pojazdových rýchlostiach 8 a 12 km.h^{-1} a pri odchýlkach od ideálnej osi jazdy súpravy do 1 metra. Štandardné satelitné navigačné systémy používané v poľnohospodárstve dokážu zabezpečiť túto presnosť navádzania (do 1 metra) bez potreby dodatočných korekčných signálov (zväčša spoplatnených služieb).

LITERATÚRA

CHIRINDA, N., KRACHER, D., LAEGDSMAND, M., PORTER, J. R., OLESEN, J. E., PETERSEN, B. M., DOLTRA, J., KIESE, R., BUTTERBACH-BAHL, K., 2011. Simulating soil N2O emissions and heterotrophic CO2 respiration in arable systems using FASSET and MoBiLE--DNDC. In: *Plant and Soil* 343. pp 139–160. ISSN 0032-079X

HOFSTEE, J. W. 1993. *Physical properties of fertilizer in relation to handling and spreading*. Thesis Wageningen, 1993. ISBN 90-5485-149-X

HOFSTEE, J. W. et al., 1999. Fertilizer Distributors. In: *CIGR Handbook of Agricultural Engineering. 1999*. ASAE St. Joseph, Mich., p. 240–268, ISBN 1-892769-02-6

ISO 5690/1 : 1985. Equipment for distributing fertilizers – Test methods – Part 1: Full width fertilizer distributors. 1985

ISO 5690/2 : 1984. Equipment for distributing fertilizers – Test methods – Part 2: Fertilizer distributors in lines. 1984

LI, C., MOSIER, A., WASSMANN, R., CAI, Z, ZHENG, X., HUANG, Y., TSURUTA, H., BOONJAWAT, J., LANTIN, R., 2004. Modeling greenhouse gas emissions from rice-based production systems: Sensitivitiy and upscaling. In: *Global Biogeochemical cycles*. 2004. VOL. 18, GB1043, doi:10.1029/2003GB002045. ISSN 0886-6236

LUDWIG, B., JÄGER, N., PRIESACK, E., FLESSA, H., 2011. Application of the DNDC model to predict N_2O emissions from sandy arable soils with differing fertilization in a long-term

experiment. In: *Journal of Plant Nutrition and Soil Science*, 174: 350–358. doi: 10.1002/jpln.201000040. ISSN 1436-8730

MACÁK, M., NOZDROVICKÝ, L., KRUPIČKA, J., 2009. *Vplyv fyzikálno-mechanických vlastností priemyselných hnojív na funkciu rozhadzovačov z pohľadu požiadaviek presného poľnohospodárstva.* Vědecká monografie. Praha: ČZU Praha, 210 str., ISBN 978-80-213-2023-9

MACÁK, M., ŽITŇÁK, M., NOZDROVICKÝ, L., 2011. Kvalita aplikácie tuhých priemyselných hnojív. In: *XIII International conference of young scientist 2011: Conference Proceedings: Czech university of Life Sciences Prague.* Praha, 2011, Praha: TF ČZU Praha. pp. 132–137. ISBN 978-80-213-2194-6

MAJDAN, R., TKÁČ, Z., KOSIBA, J., CVÍČELA, P., DRABANT, Š., TULÍK, J., STANČÍK, B.: Zisťovanie súboru vlastností pôdy z dôvodu merania prevádzkových režimov traktora pre aplikáciu ekologickej kvapaliny. In: *Technika v technológiách agrosektora 2011: zborník vedeckých prác SPU v Nitre 2011*. TF SPU v Nitre. ISBN 978-80-552-0684-4. pp. 71–75

PAULEN, J. 1998. *Technika na aplikáciu hnojív a pesticídov*. ÚVTIP – NOI, 1998, ISBN 80-85330-41-5

PAULEN, J. 1999. *Aplikácia tuhých priemyselných hnojív odstredivými rozhadzovačmi*. Habilitačná práca. MF, SPU v Nitre

PÁLTIK, J. 1989. Stroje na hnojenie. In: *Stroje pro rostlinnou výrobu*. Státní zemědělské nakladatelství Praha 1989

REMDE, A., CONRAD, R., 1990. Production of nitric oxide in Nitrosomonas europaea by reduction of nitrite, In. *Archives of Microbiology*. Volume 154.Number 2. 1990. DOI: 10.1007/BF00423331 s. 187–191

SANHUEZA E. 1997. Impact of human activity on NO siol fluxes. Nutrient Cycling in Agroecosystems p. 61 – 68, 1997 Kluwer Academic Publishers, Netherlands

STN EN 13739-1 – Poľnohospodárske stroje. Rozhadzovače naširoko a aplikátory tuhých priemyselných hnojív. Ochrana životného prostredia. Časť 1: Požiadavky

STN EN 13739-2 – Poľnohospodárske stroje. Ukladače a rozhadzovače na tuhé umelé hnojivo. Ochrana životného prostredia. Časť 2: Skúšobné metódy

ŠIMA, T., MACÁK, M., KROŠTOF, K., NOZDROVICKÝ, L., 2011. Analýza faktorov vplývajúcich na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív Rauch Axis 30.1. In: *XIII International conference of young scientist 2011: Conference Proceedings: Czech university of Life Sciences Prague.* Praha, 2011, Praha: TF ČZU Praha. pp 190–195. ISBN 978-80-213-2194-6

ŠIMA, T., NOZDROVICKÝ, L., KRIŠTOF, K. 2011. Analysis of the work quality of the VICON RS-L fertilizer spreader with regard to application attributes. In: *Poljoprivredna tehnika*, 2011/2. pp 1–11. ISSN 0554-5587. [5.12.2011] Available at: http://www.agrif.bg.ac.rs/files/publications/181/POLJOPRIVREDNA%20TEHNIKA%2002%202011.pdf

ŠIMA, T., NOZDROVICKÝ, L., KRIŠTOF, K., KRÁLIK, S. 2011. Vplyv pojazdovej rýchlosti na kvalitu práce rozhadzovača priemyselných hnojív AMAZONE ZA M-I 12-36. In: *Technika v technológiách agrosektora 2011: zborník vedeckých prác SPU v Nitre 2011*. TF SPU v Nitre. ISBN 978-80-552-0684-4. pp 109–114

ŠIŠKA, B., IGAZ, D., 2005. Emissions of N2O from agricultural sector during years 1990 – 2003 in Slovakia. In: *Jubilee Scientific Conference – State-of-the-art and problems of Agricultural Science and Education. Agricultural University-Plovdiv*, Scientific Works, vol. L, book 6, pp. 359–364

Príspevok vznikol v rámci riešenia výskumného projektu VEGA č. 1/0055/12 „Výskum environmentálnych vplyvov technologických procesov rastlinnej výroby a energetického využívania biomasy na uvoľňovanie emisií NOx do atmosféry“.

Kontaktná adresa:
Ing. Tomáš Šima,
Katedra strojov a výrobných systémov,
Technická fakulta,
Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre,
Trieda A. Hlinku 2, 949 76 Nitra, Slovenská republika,
e-mail: tomasko.sima@gmail.com

REFERATY

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

POROVNANIE TECHNÍK ADAPTÍVNEJ EKVALIZÁCIE HISTOGRAMU V 3D SKENOVACÍCH SYSTEMOCH

COMPARISION OF ADAPTIVE HISTOGRAM EQUALIZATION TECHNIQUES IN 3D SCANNING SYSTEMS

Michal ČMARADA – Jozef ŠURIANSKY

ABSTRACT: The article deals with the detailed comparison of several methods for adaptive histogram equalization. It is mainly focused on methods of exponential, uniform, Rayleigh and CLAHE equalization. Consequently these methods are evaluated by subjective and objective methods. For an objective assessment several mathematical methods are implemented, which are then used for determining the resulting image quality. These results are then clearly evaluated and graphically illustrated.

Keywords: histogram equalization, image quality determination, adaptive equalization techniques

ABSTRAKT: Článok sa podrobnejšie zaoberá porovnaním viacerých metód adaptívnej ekvalizácie histogramu. Prevažne sa orientuje na metódy exponenciálnej, rovnomernej, rayleighovej a CLAHE ekvalizácie. Následne sú tieto metódy vyhodnotené subjektívnou a objektívnou metódou. Pri objektívnom hodnotení je použitých niekoľko matematických metód pre určenie výslednej kvality, pričom výsledky sú názorne a prehľadne graficky vyhodnotené.

Kľúčové slová: ekvalizácia histogramu, určovanie kvality obrazu, techniky adaptívnej ekvalizácie

1 ÚVOD

Pri spracovaní obrazu v 3D skenovacích systémoch požadujeme, aby obrazy z digitalizačných zariadení dosahovali určitú kvalitatívnu úroveň. Preto našim cieľom je použitie čo najvhodnejších techník úpravy obrazov pre dosiahnutie požadovanej kvality. Jednou z najdôležitejších techník je adaptívna ekvalizácia histogramu, ktorou môžeme zabezpečiť zvýšenie kvality týchto obrazov.

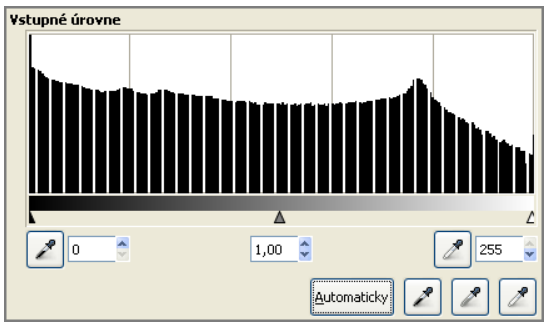
Pri využití rôznych techník ekvalizácie histogramu v 3D skenovacích systémoch musíme brať ohľad aj na rýchlosť jednotlivých algoritmov. Musíme si uvedomiť, že obrazy zväčša snímame z dvoch kamier pri rýchlostiach od 15 snímkov za sekundu. Preto musíme byť schopný spracovať 30 a viac snímkov za sekundu, na čo je potrebný aj značný výpočtový výkon.

1.1 Histogram

Histogram predstavuje graf početností pre určitý digitálny obraz. Takýto obraz býva spravidla 8-bitový digitálny obraz v úrovniach šedej, z čoho vyplýva že obsahuje 256 úrovní jasu ($2^8 = 256$). Najnižšia úroveň jasu (intenzita „0“) predstavuje v obraze čiernu farbu a najvyššia (intenzita „255“) predstavuje bielu farbu. Histogram, pre každú jednu hodnotu intenzity, graficky znázorňuje počet obrazových bodov prislúchajúcich k tejto úrovni (Obrázok 1) (Gonzales, 2003).

Používa sa ako základný nástroj analýzy digitálnych obrazov. Vďaka tomuto nástroju vieme jednoducho a rýchlo určiť jasové aj kontrastné vlastnosti obrazu. Už z prvého pohľadu na histogram hneď vieme, či je obraz príliš tmavý, prejasený alebo málo kontrastný.

Tento nástroj sa využíva aj v mnohých korekčných nástrojoch, ktoré slúžia na vylepšenie kvality obrazu. Najdôležitejšie z nich sú nástroje a techniky na ekvalizáciu histogramu. Tieto techniky môžu využívať rôzne postupy ako napríklad adaptívne algoritmy, ktorými môžeme upravovať rôzne vlastnosti obrazu (napríklad jas, kontrast...). Tieto techniky potom označujeme ako adaptívnu ekvalizáciu histogramu.

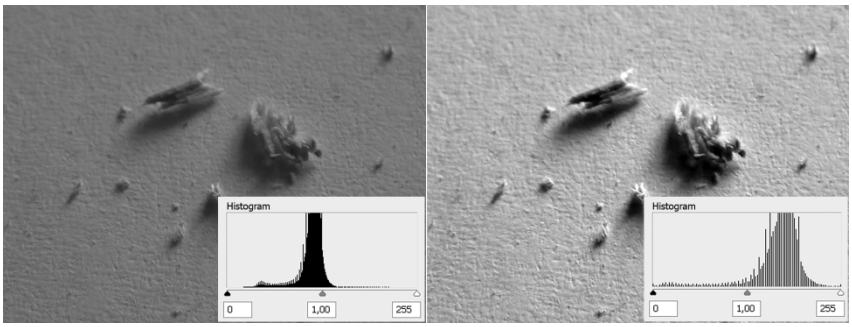


Obrázok 1 – Ukážka histogramu

2 ADAPTÍVNA EKVALIZÁCIA HISTOGRAMU

Tieto techniky používame prevažne na zvyšovanie kontrastu (Obrázok 2) digitálnych obrazov. Adaptívne algoritmy oproti normálnym využívajú menšie časti obrazov, čím dosahujeme vyššieho kontrastu vo výsledných obrazoch. Celkový obraz je rozdelený na menšie časti a ekvalizácia sa vykonáva pre každú časť osobitne.

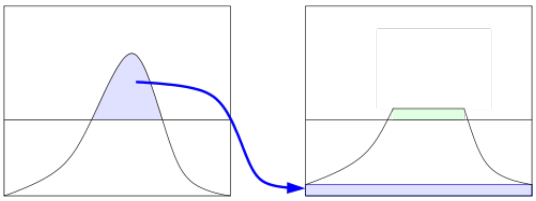
Poznáme rôzne algoritmy adaptívnej ekvalizácie. Keďže histogram je graf početnosti, väčšina algoritmov vychádza z rozdelenia hodnôt jasu naprieč úrovniam histogramu. Zo štatistiky poznáme viacero rozdelení náhodných veličín, ktoré je možné aplikovať aj v týchto algoritmoch. Preto poznáme napríklad rovnomerné, exponenciálne a raileighove algoritmy ekvalizácie histogramu (Mathworks). Zaujímavou skupinou sú aj CLAHE algoritmy, ktoré berú do úvahy aj isté nastaviteľné hranice pri ekvalizácii histogramu.



Obrázok 2 – Porovnanie originálneho obrazu a obrazu upraveného adaptívnou ekvalizáciou histogramu

2.1.1 CLAHE algoritmy ekvalizácie histogramu

Tento názov pochádza z anglického „Contrast-limited adaptive histogram equalization“. Čo naznačuje, že sa jedná o adaptívne algoritmy pre ekvalizáciu histogramu, ktoré dokážu limitovať kontrast v obraze. Pri týchto algoritmoch je možné obmedziť amplitúdy určitých úrovní na základe definovaných hraníc (Obrázok 3). Výhodné pri tejto metóde je ponechať obmedzené hodnoty a rovnomerne ich rozprestrieť naprieč histogramom.



Obrázok 3 – CLAHE – obmedzovanie amplitúdy v určitých úrovniach histogramu

2.1.2 Algoritmus s rayleigovým, exponenciálnym a rovnomerným rozdelením

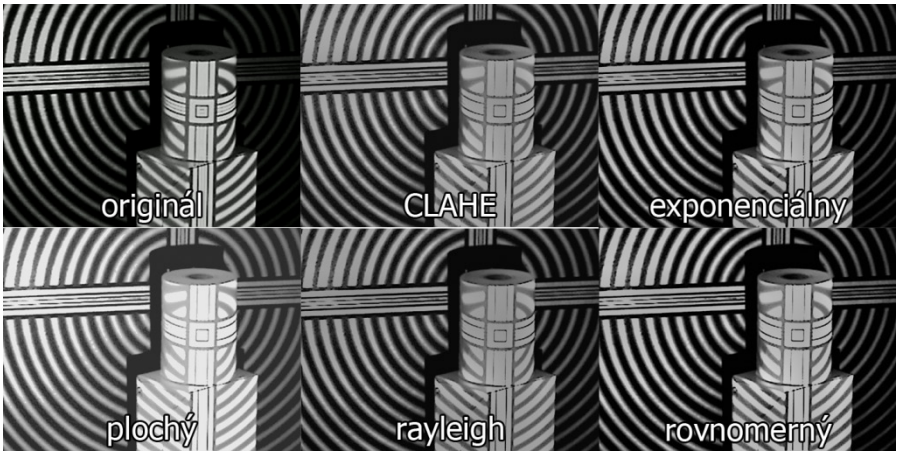
Tieto algoritmy vychádzajú zo štatistiky a využívajú rôzne rozdelenia náhodnej veličiny. Pri vykonávaní samotnej ekvalizácie sú nastavené tak, aby hodnoty jasu jednotlivých obrazových bodov v histograme upravovali do podoby konkrétneho rozdelenia. Výsledkom čoho sú obrazy s histogramom, ktorý má napríklad rovnomerné, exponenciálne alebo iné rozdelenie.

2.1.3 Algoritmus s plochým rozložením

Tento typ algoritmu má za ciel upraviť hodnoty jasu obrazových bodov tak, aby výsledný histogram v každej úrovni obsahoval rovnaký počet obrazových bodov.

3 POROVNANIE METÓD ADAPTÍVNEJ EKVALIZÁCIE HISTOGRAMU

V rámci skúmania techník predspracovania obrazu bolo otestovaných niekoľko algoritmov pre adaptívnu ekvalizáciu histogramu. Všetky techniky boli skúmané v programe Matlab od firmy Mathworks. Pre vyhodnotenie takto získaných údajov boli zvolené dva postupy. Prvý bol založený na subjektívnom zhodnotení výsledných obrazov (Obrázok 4) skupinou dobrovoľníkov. Na základe čoho boli tieto algoritmy zoradené podľa kvality.



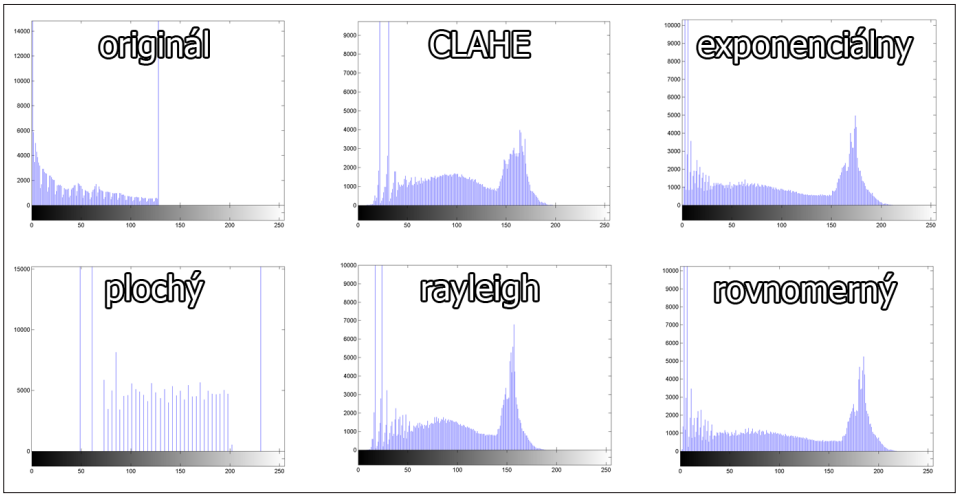
Obrázok 4 – Obrazy získané po adaptívnej ekvalizácii

Výsledky sú uvedené v tabuľke 2. Z tabuľky vyplýva, že najlepšie rozpoznateľné obrazy boli pri použití exponenciálnej ekvalizácie histogramu a druhé najlepšie s využitím rovnomernej ekvalizácie histogramu.

Tabuľka 2 – Výsledky subjektívneho hodnotenia respondentov

	algoritmus adaptívnej ekvalizácie histogramu				
	CLAHE	Exponenciálny	Plochý	Rayleigh	Rovnomerný
Percentuálny počet respondentov	0 %	42 %	8 %	17 %	33 %

Druhý postup bol založený na matematickom porovnaní výsledných obrazov (Obrázok 4) a ich príslušných histogramov (Obrázok 5) voči originálnemu obrazu. Boli využité metódy na výpočet priemernej kvadratickej chyby, špičkového pomeru signálu k šumu a normalizovanej absolútnej chyby.



Obrázok 5 – Histogramy získané po adaptívnej ekvalizácii

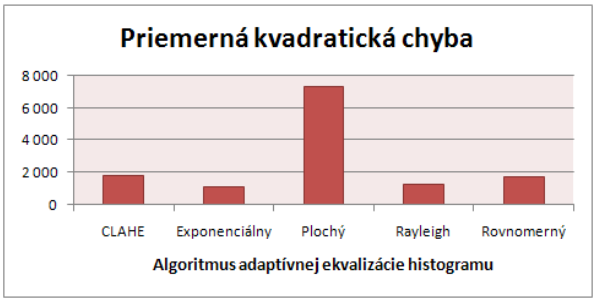
3.1 Priemerná kvadratická chyba (MSE – z anglického Mean Square Error):

Vychádza zo štatistiky a je rovná rozptylu, ktorý vyjadruje variabilitu rozdelenia súboru náhodnej veličiny okolo strednej hodnoty tohto súboru. Výsledky sú uvedené v grafe priemernej kvadratickej chyby (Obrázok 6), pričom nižšie hodnoty chyby predstavujú vyššiu kvalitu obrazu. Pri obrazoch v 256 úrovniach šedej sa vypočíta podľa vzorca:

$$MSE = \frac{1}{mn}\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}\left(O_{i,j} - O'_{i,j}\right)^2, \tag{1}$$

kde

m, n – rozmer obrazu,
O – výstupný upravený obraz,
O' – originálny obraz,
i,j – prislúchajúce indexy v obraze.



Obrázok 6 – Graf: Priemerná kvadratická chyba pre rôzne algoritmy adaptívnej ekvalizácie histogramu

Z grafu je možné vidieť, že najlepšie obstál exponenciálny algoritmus a rayileghov algoritmus. Približne s rovnakou chybou skončili rovnomerný algoritmus a CLAHE. Najhoršie dopadol algoritmus s plochým rozložením, ktorého chyba bola niekoľkonásobne vyššia v porovnaní s ostatnými algoritmami.

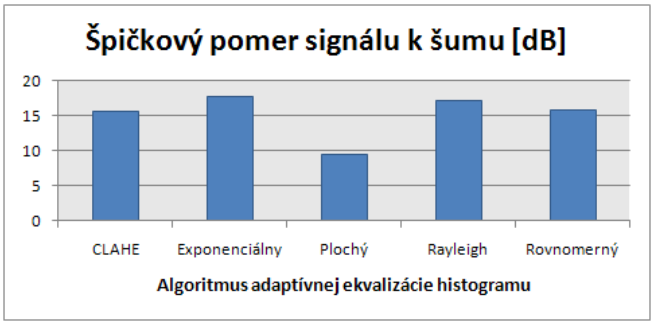
3.2 Špičkový pomer signálu k šumu (PSNR – z anglického Peak Signal to Noise Ratio):

Vyjadruje pomer medzi maximálnou možnou energiou vstupného obrazového signálu k energii šumu. Obvykle sa vyjadruje v logaritmickej mierke, pretože spravidla zahŕňa veľmi široké spektrum signálov. Pre výpočet špičkového pomeru signálu k šumu v programe Matlab bol použitý matematický vzťah (2) vyjadrený v logaritmickej mierke. Výsledné hodnoty (Obrázok 7) sú preto uvádzané v decibeloch a čím sú tieto hodnoty vyššie tým je obraz kvalitnejší.

$$PSNR = 10\log\frac{MAX_I^{\,2}}{MSE} = 10\log\frac{255^2}{MSE} \qquad (2)$$

MAX_I – Maximálna hodnota úrovne pre jeden obrazový bod. Ak máme 8 bitový obraz v úrovniach šedej potom $MAX_I = 255$.

MSE – Hodnota priemernej kvadratickej chyby.



Obrázok 7 – Graf: Špičkový pomer signálu k šumu pre rôzne algoritmy adaptívnej ekvalizácie histogramu

Z porovnania grafu vychádza ako najlepší exponenciálny a rayleghov algoritmus. Podobne ako v predošlom prípade aj v tomto teste obstál najhoršie algoritmus s plochým rozložením. Ak by sme porovnali špičkový pomer signálu k šumu s priemernou kvadratickou chybou vidíme, že výsledky poukazujú na rovnaké závery a teda rovnako zhodnotili kvalitu jednotlivých algoritmov.

3.3 Normalizovaná absolútna chyba (NAE – z anglického Normalised Absolute Error):

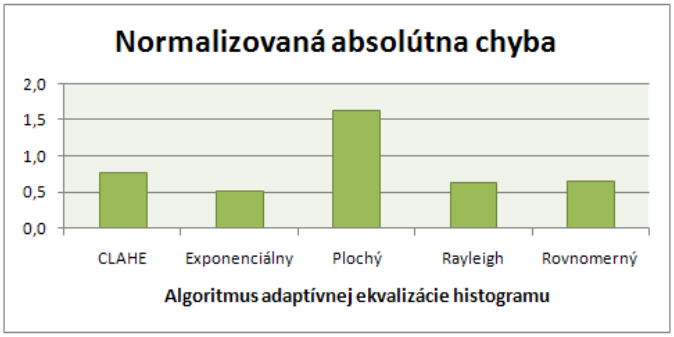
Vyjadruje mieru odlišnosti upraveného obrazu od originálu, kde nulová hodnota predstavuje zhodu s originálom. Preto čím je táto hodnota nižšia tým viac prvkov z pôvodného

obrazu ostalo zachovaných. Výsledky sú uvedené v grafe (Obrázok 8), z ktorého môžeme dospieť k rovnakým záverom ako v predošlích dvoch prípadoch. Pre výpočet bol použitý matematický vzťah:

$$NAE = \frac{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}\left|O_{i,j} - O'_{i,j}\right|}{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n}\left|O_{i,j}\right|}, \tag{3}$$

kde

m,n – rozmer obrazu,
O – výstupný upravený obraz,
O' – originálny obraz,
i,j – prislúchajúce indexy v obraze.



Obrázok 8 – Graf: Normalizovaná absolútna chyba pre rôzne algoritmy adaptívnej ekvalizácie histogramu

Porovnaním hodnôt v tomto grafe dochádzame k rovnakým záverom ako v predošlých prípadoch. Najlepšie dopadol exponenciálny algoritmus a najhoršie v tomto hodnotení obstál algoritmus s plochým rozložením.

4 ZÁVER

Výhodou použitia správnych metód adaptívnej ekvalizácie je zvýšenie kvality a rozpoznateľnosti získaného obrazu. Porovnaním niekoľkých metód článok poskytuje jasný obraz o kvalitách a výhodách jednotlivých metód. Výsledky objektívneho hodnotenia poukazujú na kvalitatívne najlepšie techniky adaptívnej ekvalizácie, ktorými sú exponenciálna a rayleghova metóda. Pri subjektívnych hodnoteniach dopadli najlepšie exponenciálne a rovnomerné algoritmy. Kombináciou výsledkov získame najlepší algoritmus adaptívnej ekvalizácie histogramu pre 3D skenovacie systémy, ktorým je exponenciálny algoritmus.

LITERATÚRA

GONZALEZ, R. C, WOODS, R. E., EDDINS, S. L.: 2003. *Digital Image processing using MATLAB*. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2003, 609. ISBN 0130085197

MATHWORKS: *MATLAB – Product documentation*. Online: <http://www.mathworks.com/help/techdoc/>

Kontaktná adresa:
Ing. Michal Čmarada
Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Študentská 26, 960 53 Zvolen, Slovenská republika
e-mail: xcmarada@is.tuzvo.sk

prof. Ing. Jozef Šuriansky, CSc.
Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Študentská 26, 960 53 Zvolen, Slovenská republika
e-mail: surian@vsld.tuzvo.sk

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

NÁVRH PRACOVNÉHO ÚSTROJENSTVA PÔDNEJ FRÉZY

DESIGN OF OPERATIONAL MECHANISM OF ROTARY CULTIVATORS

Richard HNILICA – Juraj KOSTÚR

ABSTRACT: This work is focused on rotary cultivators. In first part is described construction of rotary cultivator and some of its funcional parts. In main part of this work is introduced basic calculation of working parameters so as some of funcional parts of rotary cultivator and then control of theirs stronghold and complete project of machine.

Key words: rotary cultivator, soil cultivation, concept of rotary cultivator.

ABSTRAKT: Táto práca je zameraná na pôdne frézy. V úvodnej časti je opísaná konštrukcia pôdnej frézy a jej funkčných prvkov. V hlavnej časti tejto práce je uvedený základný výpočet prevádzkových parametrov ako aj niektorých funkčných častí pôdnej frézy a následne ich pevnostná kontrola a kompletný návrh vyhotovenia stroja.

Kľúčové slová: pôdna fréza, spracovanie pôdy, návrh pôdnej frézy.

ÚVOD

Pre správnu funkciu lesného hospodárstva v krajine, tak na území štátnych ako aj súkromných lesov, je potrebné zabezpečiť obnovu lesných porastov, ktoré boli z rôznych dôvodov odstránené.

V prípade umelého opätovného zalesňovania je potrebné množstvo kvalitných sadeníc ktoré sú zabezpečené vďaka sieti lesných škôlok špeciálne vybavených na ich pestovanie. V lesných škôlkach sú vytvorené vhodné predpoklady pre správny rast a vývoj sadeníc. Medzi hlavné predpoklady pre správny rast sadeníc patrí správne spracovanie pôdy. Jedným zo spôsobov spracovania pôdy je využitie pôdnych fréz. Pôdne frézy sa používajú pri príprave pôdy pre sadenice, teda pri pletí, kyprení, ošetrovaní kultúr v lesných škôlkach, ako aj pri zraňovaní lesnej pôdy a príprave pôdy pre zalesňovanie priamo v poraste. Výhodou ich použitia je, že pôdne frézy vykonávajú súčasne niekoľko pracovných operácií, ako je kyprenie, vláčenie, smykovanie, spracovanie kompostu a uhrabovanie.

Zlúčenie uvedených činností do jedného pracovného nástroja je značnou výhodou z hľadiska ekonomizácie činností a znižovania finančnej aj časovej náročnosti prác.

1. MATERIÁL A METÓDY

Pri pôdnych frézach je možné nájsť rôzne klady a zápory ich použitia. Medzi hlavné zápory patrí ich vyššia energetická náročnosť a zložitejšia konštrukcia oproti klasickým druhom náradia, ako sú pluhy, brány, smyky a pod., a s tým spojené aj väčšie nároky na údržbu. Avšak už spomenutá efektivita práce a teda menší počet prejazdov energetického prostriedku po upravovanej ploche, prevažuje nad zápormi ich využitia v praxi.

Pri návrhu konštrukcie a použití pôdnych fréz je nutné brať do úvahy všetky faktory, ktoré môžu ovplyvňovať ich funkciu. K takýmto faktorom patria podnebno-klimatické, terénne a pôdne podmienky v oblasti použitia. V závislosti od týchto podmienok sa rozhoduje aj o použití rôznych bázových strojov určených na nesenie pôdnej frézy. Najdôležitejším faktorom ovplyvňujúcim vhodnosť nasadenia, životnosť a efektívnosť pôdnej frézy je samotná pôda, s ktorou prichádza do styku v pracovnom procese. Preto pri navrhovaní pôdnej frézy sa musia brať do úvahy všetky vlastnosti pôdy, ktoré budú ovplyvňovať jej životnosť a výkonnosť. Za hlavné vlastnosti pôdy sa považuje priľnavosť, súdržnosť, konzistencia, tvrdosť, plastickosť, mazľavosť, vlhkosť a priepustnosť. Všetky uvedené vlastnosti ovplyvňujú trenie pôdy pri obrábaní, čím určujú jej obrobiteľnosť. V procese obrábania pôdy rozoznávame dva hlavné druhy trenia, a to trenie vnútorné a trenie vonkajšie. Vonkajšie trenie pôdy sa prejavuje ako trenie na styku pôdy s nástrojom a vnútorné trenie je trením medzi čiastočkami pôdy pri vzájomnom kontakte. Maximálne trenie dosahujú pôdy pri 55 % vlhkosti. (Páltik, 1987)

1.1 Konštrukcia pôdnej frézy

Pohon nesenej pôdnej frézy môže byť riešený niekoľkými spôsobmi. Prenos krútiaceho momentu z UKT na pôdnu frézu je takmer vo všetkých prípadoch zabezpečený od vývodového hriadeľa pomocou kĺbového hriadeľa. V spôsoboch riešenia nasledovných častí prenosu sa rôzne modely pôdnych fréz líšia.

Pohyb nožov rotačného stroja s horizontálnou osou rotácie kolmou na smer pohybu je počas práce zložený z dvoch základných druhov pohybu. Nože vykonávajú rotačný pohyb vzhľadom na rám stroja a zároveň sú strojom unášané v smere jazdy. Výsledný pohyb vo vzťahu k pôde teda získame superpozíciou týchto dvoch základných pohybov. Za predpokladu rovnomernosti oboch pohybov, opisuje ostrie noža cykloidu.

Jednou z možností prenosu krútiaceho momentu na rotor frézy je pomocou hydrostatickej alebo pomocou hydrodynamickej sily. V tomto prípade je krútiaci moment z kĺbového hriadeľa alebo motora (LKT) prenášaný na hydrogenerátor. Hlavnými charakteristikami sú jeho vstupný objem a vyvinutý tlak. Od hydrogenerátora sa tlaková energia prenáša pomocou príslušných hydraulických vedení k hydromotoru. Hydromotor môže byť priamo spojený s rotorom, ale vo väčšine prípadov je medzi ne vradený mechanický

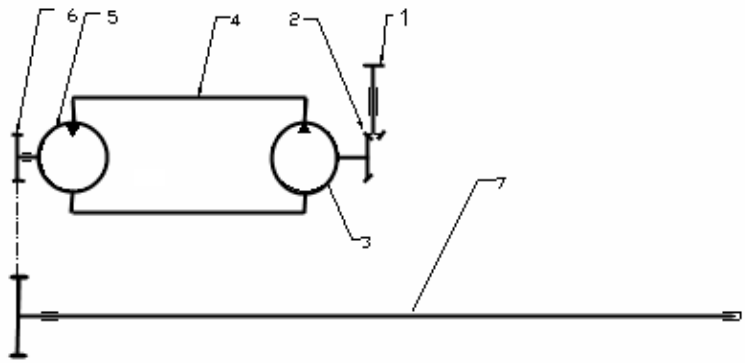
prevod, ktorý môže byť reťazový, ozubený alebo výnimočne remeňový, z ktorého je krútiaci moment prenášaný na rotor pôdnej frézy (pozri Obrázok 1). Výhody a nevýhody tohto spôsobu prenosu energie vyplývajú zo samotného hydraulického prenosu, a tak hlavnými výhodami sú vysoká odolnosť proti preťaženiam, jednoduchá montáž a zapojenie, naproti tomu medzi nevýhody radíme náročnú údržbu, možnosť poškodenia tesnenia alebo hydraulického vedenia a následný únik hydraulického média do pôdy.

Ďalšími možnosťami prenosu krútiaceho momentu z kĺbového hriadeľa na rotor frézy sú mechanické spôsoby prenosu. Mechanický prenos môže byť z hľadiska umiestnenia riešený ako jednostranný, obojstranný alebo centrálny. Pričom obojstranný prenos sa využíva najmä pri väčších strojoch (nad záber 3 m).

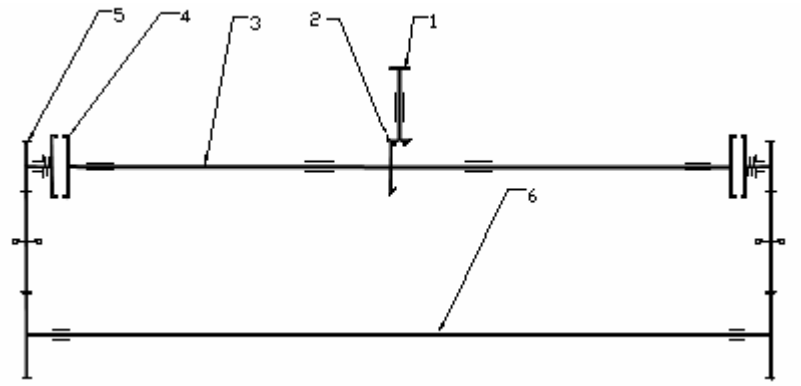
Pri mechanickom prenose energie sa krútiaci moment prenáša z kĺbového hriadeľa do kužeľovej prevodovky, ktorá mení os otáčania z pozdĺžnej na priečnu (vzhľadom na smer pohybu stroja). Prevodovka býva spravidla riešená ozubeným prevodom.

Za kužeľovou prevodovkou je väčšinou vradený hriadeľ, len v prípade centrálneho pohonu rotora je hriadeľ vynechaný, za kužeľovým prevodom nasleduje priamo čelný, prípadne reťazový prevod, od ktorého je priamo prenesený krútiaci moment na rotor frézy.

V prípade jednostranného (pozri Obrázok 1) alebo obojstranného prenosu (pozri Obrázok 2) je za kužeľovou prevodovkou hriadeľ a následný čelný alebo reťazový prevod. Ozubený prevod sa využíva hlavne pri väčších a reťazový prevod pri menších frézach. Čelná prevodovka býva umiestnená na vonkajšej strane rámu pôdnej frézy. Pomocou čelného prevodu môže byť riešený jednoduchý prenos krútiaceho momentu alebo sa môže meniť počet otáčok rotora (reduktor/multiplikátor), prípadne môže meniť aj zmysel otáčania. V niektorých vyhotoveniach čelných prevodov je možné jednoducho a rýchlo obmieňať ozubené kolesá, a tým meniť prevodové pomery a teda aj intenzitu obrábania pôdy. Výstup z čelnej prevodovky je priamo spojený s rotorom pôdnej frézy.



Obrázok 1 Hydraulicko mechanický prenos krútiaceho momentu.
1 – vstupný hriadeľ, 2 – kužeľový reduktor, 3 – hydrogenerátor, 4 – hydraulické vedenie, 5 – hydromotor, 6 – reťazový prevod, 7 – rotor frézy



Obrázok 2 Mechanická prenosová sústava s obojstranným prenosom.
1 – vstupný hriadeľ, 2 – kužeľový reduktor, 3 – hriadeľ, 4 – poistná zubová spojka,
5 – ozubený prevod, 6 – rotor frézy

Pri mechanickom spôsobe prenosu, býva medzi niektoré časti vradený mechanicky slabší prvok, ako poistka proti preťaženiu a poškodeniu hodnotnejších častí. Väčšinou je táto časť riešená poistnou spojkou na jednom konci hriadeľa medzi prevodovkami.

Tak ako pri použití hydraulického prenosu sily, aj pri mechanickom prenose sily vychádzajú hlavné výhody a nevýhody zo samotného typu prenosu. V tomto prípade sú výhodami jednoduchosť konštrukcie, nízka poruchovosť, jednoduchá montáž a ľahká údržba a nevýhodami sú vyššia hmotnosť a možnosť preťaženia a následného poškodenia mechanických častí.

Ďalšími prvkami konštrukcie sú u pôdnych fréz taniere, prípadne lyže slúžiace na ochranu rámu a u niektorých typov aj na reguláciu hĺbky záberu, ďalej je to ochranný rám, v ktorom sú umiestnené, alebo sú naň priamo upevnené všetky spomínané súčasti.

Pôdna fréza môže byť prípadne vybavená aj hrabľami, zarovnávacím valcom, alebo iným náradím na dodatočné zarovnanie pôdy.

Pôdne frézy majú pracovné nástroje (nože) rozmiestnené na valcovom rotore. Nože sú väčšinou rozmiestnené v tvare závitovky, čo spôsobuje postupný záber nožov do pôdy a tým umožňuje rovnomerný chod stroja. U väčšiny modelov je zmysel otáčania rotora pôdnej frézy totožný so zmyslom otáčania kolies energetického prostriedku (UKT, LKT). V prípade použitia opačného smeru rotácie je rýchlosť vstupu nožov do pôdy výrazne vyššia. Výsledkom vysokej rýchlosti vstupu nožov do pôdy je poškodzovanie štruktúry pôdy a vyššia energetická náročnosť, a zároveň vyššie opotrebovanie nožov a aj ich väčšie dynamické namáhanie.

Pracovná časť (rotor) pôdnej frézy pozostáva, z hriadeľa s upevnenými pracovnými nástrojmi (nožmi). Z dôvodu rovnomerného zaťaženia sú nože na hriadeli upevnené tak, aby sa vždy striedali v zábere pravostranný a ľavostranný nôž. Na jednom kotúči je teda umiestnený párny počet nožov (okrem krajných kotúčov u niektorých modelov). Zvyčajne je na kotúči umiestnených 4 alebo 6 nožov. Hlavnou výhodou šesťnožového usporiadania je, že umožňuje znížiť obvodovú rýchlosť rotora pri rovnakej hrúbke odrezávanej vrsvy a zároveň sa intenzívnejšie mieša a drobí pôda. Avšak nevýhodou je menší priestor medzi

nožmi, v dôsledku čoho vzniká nebezpečenstvo upchávania stroja. Niektoré súčasné modely pôdnych fréz majú možnosť použiť tak štvornožové ako aj šesťnožové usporiadanie kotúča.

Z konštrukčného hľadiska je riešenie nožov, a teda najmä ich tvar, daný druhom pôdy, jej stavom a účelom použitia. Jedným z najpoužívanejších tvarov nožov je tvar „L“, takéto nože vytvárajú vyrovnaný povrch pôdy. Ďalšou skupinou nožov sú nože kosákového tvaru (tzv. mulčovacie nože). (Páltik, 2003)

Vo všeobecnosti môžeme povedať, že čím širší nôž je použitý, tým dochádza k väčšiemu premiestňovaniu pôdy, k lepšiemu drobeniu a urovnávaniu povrchu.

Z hľadiska konštrukcie, zaradenia a použitia sa pôdne frézy prelínajú s ďalšími typmi poľnohospodárskych, pôdoobrábacých a lesopestovných mechanizmov, ako sú rotačné pluhy, rotačné kypriče a tanierové pôdne zraňovače.

2. DOSIAHNUTÉ VÝSLEDKY

2.1 Výpočet odporu pôdy

Pre spoľahlivý návrh strojov a náradia je nutné uvažovať s najnepriaznivejším namáhaním. Pri strojoch pracujúcich s pôdou je teda nutné počítať s maximálnym možným odporom pôdy, s akým sa môže dané náradie stretnúť v priebehu pracovného procesu.

Pre pôdnu frézu boli zadané nasledovné lesotechnické parametre:

hĺbka záberu	250 mm,
otáčky rotora frézy	150 min^{-1},
šírka pracovného záberu	max 2,5 m,
priemer rotora, vrátane pracovných nožov	0,80 m,
počet nožov umiestnených na jednom kotúči	6,
počet kotúčov	7.

Pre veľmi ťažké pôdy (ílovité pôdy) je maximálny merný odpor $k = (0{,}9 – 1{,}5).10^5$ $N.m^{-2}$ ($k = 1{,}5.10^2$ $N.m^{-2}$). Maximálny koeficient trenia pôdy o kov je pre ťažké pôdy (hlinité pôdy) $f = 0{,}6 – 0{,}9$ ($f = 0{,}9$). (Páltik, 1987)

Potom:

približná maximálna plocha noža vnikajúca do pôdy	$S_N = 0{,}004500\ m^2$
odpor pôdy na jeden nôž	$F_1 = 602{,}5\ N$
celkový maximálny odpor pôdy	$F = 4252{,}5\ N$
krútiaci moment	$M_k = 1701\ Nm$
výkon	$P = 26{,}72\ kW$

Kvôli vypočítanému výkonu sa navrhuje pre danú pôdnu frézu využiť ako bázový stroj univerzálny kolesový traktor alebo lesný kolesový traktor minimálnej výkonovej triedy 30 kW.

2.2 Prenosová sústava

Ako prenosovú sústavu medzi vývodovým hriadeľom mobilného energetického prostriedku a rotorom pôdnej frézy, sa zvolil mechanický prenos a následne reťazový prevod.

Z vývodového hriadeľa mobilného energetického prostriedku bude krútiaci moment prenášaný pomocou kĺbového hriadeľa na vstupný hriadeľ pôdnej frézy a následne na kužeľový reduktor, odtiaľ bude vedený hriadeľom na ľavú stranu telesa frézy, kde bude cez kolíkovú spojku prenesený na reťazové koleso, následne bude krútiaci moment reťazou prenesený na reťazové koleso umiestnené na rotore frézy.

2.2.1 Návrh prevodového mechanizmu pôdnej frézy

Na prenos krútiaceho momentu z energetického prostriedku na pracovný nástroj frézy bol zvolený mechanický spôsob prenosu. Pre prenos z kužeľového reduktora na pracovný nástroj pôdnej frézy bol zvolený jednostranný reťazový prevod.

Predpokladá sa kinematicky správny prevod, teda tento prevod je možné považovať za ideálny prevod, z toho pre ďalší výpočet vyplýva:

$$\mathrm{u} = \mathrm{i} = \frac{\mathrm{z}_2}{\mathrm{z}_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \qquad \text{(Beňo, 1999)} \qquad (1)$$

Celkový požadovaný prevodový pomer i_{cp} je daný vzťahom: $i_{cp} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{540}{150} = 3,6$ (2)

kde: n_1 – sú výstupné otáčky mobilného energetického prostriedku [min^{-1}],
n_2 – otáčky rotora [min^{-1}].

V tomto prípade je celkový prevodový pomer daný súčinom prevodového pomeru kužeľového prevodu a prevodového pomeru reťazového pomeru.

Pre dosiahnutie zodpovedajúceho celkového pomeru bol zvolený kužeľový prevod s počtom zubov 20 na hnacom pastorku a 40 zubov na hnanom venci. Následne bol pre reťazový prevod stanovený počet zubov 20 na hnacom kolese a 36 zubov na hnanom kolese.

Z uvedeného vyplýva:

– prevodový pomer kužeľového prevodu $i_k = \frac{z_v}{z_p} = \frac{40}{20} = 2$ (3)

kde: z_p – počet zubov pastorka,
z_v – počet zubov venca.

– prevodový pomer reťazového prevodu $i_r = \frac{z_v}{z_m} = \frac{36}{20} = 1,8$ (4)

kde: z_m – počet zubov malého reťazového kolesa,
z_v – počet zubov veľkého reťazového kolesa.

– celkový prevodový pomer pôdnej frézy $i_c = i_k \cdot i_r = 2 \cdot 1,8 = 3,6$ (5)

čo sa zhoduje s požadovaným prevodovým pomerom a otáčkami.

Uvedeným počtom zubov reťazových kolies zodpovedajú nasledujúce priemery:

– veľké reťazové koleso: $d_v = \dfrac{t}{\sin\dfrac{\alpha_v}{2}} = \dfrac{25,4}{\sin\dfrac{10°}{2}} = 291,432\ mm$ (6)

– malé reťazové koleso: $d_m = \dfrac{t}{\sin\dfrac{\alpha_m}{2}} = \dfrac{25,4}{\sin\dfrac{18°}{2}} = 162,368\ mm$ (7)

kde: t – rozstup článkov reťaze,
α_v – uhol prislúchajúci na jeden zub veľkého reťazového kolesa [°],
α_m – uhol prislúchajúci na jeden zub malého reťazového kolesa [°].

a obvody rozstupových kružníc:

– veľké reťazové koleso: $o_v = 2 \cdot r_v \cdot \pi = d_v \cdot \pi = 291,432 \cdot \pi = 915,561\ mm$ (8)

– malé reťazové koleso: $o_v = 2 \cdot r_v \cdot \pi = d_v \cdot \pi = 291,432 \cdot \pi = 915,561\ mm$ (9)

Silové pomery v prevodovom mechanizme:

Rotor: $M_{kb} = F \cdot R = 4,2525 \cdot 0,4 = 1,7\ kNm$ (10)

kde: F – celkový maximálny odpor pôdy [kN],
R – polomer pracovného bubna frézy [m],
M_{kb} – krútiaci moment pôsobiaci pracovný bubon frézy [kNm].

Veľké reťazové koleso: $M_k = F_r \cdot r_v \Rightarrow F_r = \dfrac{M_k}{r_v} = \dfrac{1,7}{0,145716} = 11,6665\ kN$ (11)

kde: F_r – sila pôsobiaca v reťazovom prevode [kN],
r_v – polomer veľkého reťazového kolesa [m],
M_k – krútiaci moment pôsobiaci na veľkom reťazovom kolese [kNm] ($M_k = M_{kb}$).

Malé reťazové koleso: $M_{km} = F_r \cdot r_m = 11,6665 \cdot 0,081184 = 0,947133\ kNm$ (12)

kde: r_m – polomer malého reťazového kolesa [m],
M_{km} – krútiaci moment pôsobiaci na malom reťazovom kolese [kNm].

Overenie výpočtu: $M_{km} = \dfrac{M_{kb}}{i_r} = \dfrac{1,7}{1,8} = 0,944444\ kNm$ (13)

2.2.2 Návrh reťazového prevodu

Vzhľadom na prenášanú silu v reťazovom prevode (F_r = 11,6665 kN) po použití bezpečnostného koeficientu k = 1,5 a po zohľadnení vzdialenosti osí reťazových kolies a opásania reťaze, bola pre reťazový prevod zvolená jednoradová valčeková reťaz (76 článkov, 1,93 m 16B-1). Parametre pre vybranú reťaz podľa STN 02 3311.2 sú:

– rozstup reťaze: $t = 25{,}4$ mm;
– vnútorná šírka reťaze: $b_{1r} = 17{,}02$ mm;
– vonkajší priemer valčeka: $d_{1r} = 15{,}88$ mm;
– celková šírka reťaze: $b_{4r} = 36{,}1$ mm;
– plocha kĺbu: $S_r = 210$ mm^2,
– hmotnosť 1 m: $m_{1r} = 2{,}75$ kg,
– sila pri pretrhnutí: $F_{Pt} = 65$ kN.

Reťazové kolesá budú zhotovené z ocele 12 020 cementované a kalené, s otvormi na odľahčenie.

2.2.3 Veľké reťazové koleso

Rozmery reťazových kolies pre daný reťazový prevod sa počíta podľa normy STN 01 4811. Veľké reťazové koleso sa bude zhotovovať s nasledujúcimi rozmermi:
– uhol stien zubov $2\gamma = 60°$,
– vzdialenosť rozstupovej kružnice od dna drážky $v = 15{,}24$ mm,
– šírka zuba $b_{1z} = 14{,}64$ mm,
– polomer dna zubovej medzery $r_1 = 7{,}988$ mm,
– polomer prechodu dna zubovej medzery do boku zuba $r_2 = 20{,}644$ mm.
– šírka výstupkov na hriadeli $b = 10$ mm,
– malý priemer žliabkov $d_1 = 51$ mm.

Otáčky veľkého reťazového kolesa: $n_2 = 150$ min^{-1}.

Obvodová rýchlosť veľkého reťazového kolesa na rozstupovej kružnici: $v_{ov} = 2{,}289$ m.s^{-1}.

Prenos krútiaceho momentu z reťazového kolesa na pracovný nástroj pôdnej frézy bude zabezpečený pomocou žliabkovaného. Pre žliabkovaný spoj sa volí stredný rad rovnobokého (hrubého) žliabkovania vhodný pre priemery hriadeľov 11 ÷ 112 mm, so stredením na vonkajšom priemere. Podľa normy STN 01 4942 sa volí pre daný hriadeľ žliabkovanie s rozmermi D – 8 × 52 × 60 H7/f7 × 10 F8/f7. (Vávra, 2006)

Kontrola čapu pracovného nástroja pôdnej frézy (oceľ 12 050.0; R_e = 400 MPa; $\tau_D = R_e/3$).
– minimálny potrebný priemer čapu

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_{kb}}{\tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 1700000}{133}} = 39{,}98\ mm \tag{14}$$

<u>priemer čapu vyhovuje</u>

– namáhanie hriadeľa na krútenie

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{1700000}{\frac{\pi \cdot 51^3}{16}} = 65{,}27 MPa \tag{15}$$

<u>čap vyhovuje kontrole na krútenie</u>

Potrebná dĺžka styku čapu s nábojom: $l_m = \dfrac{2 \cdot M_k}{p_D \cdot f' \cdot D_s} = \dfrac{2 \cdot 1700000}{120 \cdot 32 \cdot 56} = 15{,}81\, mm$ (16)

kde: D_s – stredný priemer žliabkovania [mm], $D_s = D - d/2$ (17)
p_D – dovolený tlak [MPa],
f' – plocha styku na 1mm žliabkovania [mm^2].

Žliabkovanie je vhodné, keďže prenos sa bude uskutočňovať na celej hrúbke reťazového kolesa h_k = 20 mm.

2.2.4 Malé reťazové koleso

Malé reťazové koleso bolo navrhnuté analogickým postupom k veľkému reťazovému kolesu.

Otáčky malého reťazového kolesa: $n_m = \dfrac{n_1}{i_k} = \dfrac{540}{2} = 270\,\text{min}^{-1}$ (18)

Obvodová rýchlosť malého reťazového kolesa na rozstupovej kružnici: v_{om} = 2,295 m.s^{-1},
Maximálny priemer náboja: D_n = 126,8 mm.

Rozdiel vypočítaných obvodových rýchlostí v_{ov} a v_{om} je možné považovať za zanedbateľný.

U valčekovej reťaze musí zodpovedať počet zubov malého kolesa obvodovej rýchlosti na rozstupovej kružnici – pre rýchlosti do 8 m.s^{-1} zodpovedá minimálny počet 19 zubov. Túto podmienku reťazové koleso spĺňa.

Prenos krútiaceho momentu z hnacieho hriadeľa na reťazové koleso bude zabezpečený pomocou žliabkovaného. Pre žliabkovaný spoj sa volí stredný rad rovnobokého (hrubého) žliabkovania. Podľa normy STN 01 4942 sa zvolilo pre daný hriadeľ žliabkovanie s rozmermi D – 8 × 46 × 54 H7/f7 × 9 F8/f7. (Vávra, 2006)

Kontrola hnacieho hriadeľa (oceľ 12 050.0; R_e = 400 MPa; τ_D= R_e/3):

<u>priemer hriadeľa vyhovuje</u>
<u>hriadeľ vyhovuje kontrole na krútenie</u>

Potrebná dĺžka styku hriadeľa s nábojom: $l_m = \dfrac{2 \cdot M_{km}}{p_D \cdot f' \cdot D_s} = \dfrac{2 \cdot 944444}{120 \cdot 32 \cdot 50} = 9{,}84\, mm$ (19)

Žliabkovanie je vhodné, keďže prenos sa bude uskutočňovať na celej hrúbke reťazového kolesa h = 20 mm.

2.2.5 Návrh ložísk

Uloženie hriadeľov bude prevedené pomocou valivých ložísk. Pre uloženie pracovného nástroja frézy na strane pohonu, bolo zvolené dvojradové guľkové ložisko 1219 podľa STN 02 4650. Pre uloženie pracovného nástroja frézy na strane bez pohonu, bolo zvolené

dvojradové guľkové ložisko 1212 podľa STN 02 4650. Pre uloženie hriadeľa malého reťazového kolesa, bolo zvolené jednoradové valčekové ložisko NJ 211 podľa STN 02 4670. Zvolené ložiská vyhovujú predpokladanému zaťaženiu, trvanlivosť ložísk je dostatočná.

2.2.6 Návrh kolíkovej spojky

Pre spojenie výstupného hriadeľa kužeľového reduktora a hriadeľa na ktorom bude upevnené malé reťazové koleso bola zvolená kolíková spojka. Materiál objímky bude oceľ 12 050.0 (R_e = 400MPa). Kolíky budú z materiálu oceľ 16 240 (R_e = 600 MPa). (Vávra, 2006)

Stanovenie potrebného priemeru hriadeľa: $$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{km}}{\pi \cdot \tau_D}} = 33{,}1\ mm \qquad (20)$$

Vzhľadom na oslabenie nosného prierezu dierou na kolík bol zvolený hriadeľ o priemere D = 60 mm.

Stanovenie priemeru kolíka: $$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{km}}{\pi \cdot D \cdot \tau_D}} = 10{,}01\ mm \qquad (21)$$

Podľa STN EN 22 339 bol zvolený kolík d = 12 mm s dĺžkou l = 85 mm.

Kontrola kolíkového spoja na tlak:

– pre hriadeľ: $$p_{\max} = \frac{6 \cdot M_{km}}{D^2 \cdot d} = 131{,}17 MPa < p_D = 133\text{MPa} \qquad (22)$$

<u>spojenie kolíka s hriadeľom kontrole na tlak vyhovuje</u>

– pre objímku: $$p_{\max} = \frac{6 \cdot M_{km}}{D^2 \cdot d} = 131{,}17 MPa < p_D = 133\text{MPa} \qquad (23)$$

<u>spojenia kolíka s objímkou kontrole na tlak vyhovuje</u>

kde: D_1 – veľký priemer objímky [mm],
D – malý priemer objímky = priemer hriadeľa [mm],
p_D – dovolený tlak pre daný materiál [MPa],
τ_D – dovolené namáhanie v šmyku pre daný materiál [MPa].

Kontrola hriadeľa na krútenie:

$$p_{\max} = \frac{4 \cdot M_{km}}{\left(D_1^2 - D^2\right) \cdot d} = 112{,}43\ MPa \qquad (24)$$

<u>hriadeľ v mieste kolíka vyhovuje kontrole na krútenie</u>

2.3 Pevnostná kontrola konštrukčných uzlov

Pevnostná kontrolá jednoduchších konštrukčných uzlov bola prevedená pomocou manuálnych výpočtov. Zložitejšie konštrukčné uzly boli prekontrolované aplikáciou konštruktérskeho softvérového nástroja Solidworks.

2.3.1 Pevnostná kontrola kútových zvarov

K najviac namáhaným zvarom navrhovanej pôdnej frézy patria kútové zvary na rotore frézy, čiže zvary medzi čapmi a hriadeľom (jednostranné kútové zvary) a zvary medzi hriadeľom a nožovými kotúčmi (obojstranné kútové zvary).

Zvary spájajúce čapy s hriadeľom budú mať rovnaké rozmery, pričom väčšie zaťaženie bude prenášať zvar na strane pohonu rotora, z tohto dôvodu je kontrola vykonaná pre tento zvar.

Kontrola na namáhanie krútiacim momentom:

- krútiaci moment $M_k = 1\,700$ Nm,
- hrúbka zvaru $a = 0{,}0025$ m,
- priemer zvaru $d_3 = 0{,}095$ m,
- vonkajší priemer zvaru $D = d_3 + 2.a = 0{,}1$ m,

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d_3^4}{D}} \leq \tau_{D_{zv}} = \alpha_{\tau II} \cdot \sigma_D \qquad 46{,}676\,MPa \leq 150\,MPa \tag{25}$$

<u>zvar s udanými parametrami kontrole na namáhanie krútiacim momentom vyhovuje</u>

kde: τ – šmykové napätie [MPa],
W_k – prierezový modul v ohybe [m^3],
τ_{Dzv} – dovolené šmykové napätie zvaru [MPa],
$\alpha_{\tau II}$ – prevodový súčiniteľ pre bočný kútový zvar,
σ_D – dovolené ťahové napätie [MPa].

Zvary spájajúce hriadeľ rotora s nožovými kotúčmi, budú vyhotovené ako obojstranné kútové zvary čím sa namáhanie krútiacim momentom rozdelí medzi jednotlivé zvary.

Kontrola na namáhanie krútiacim momentom:

krútiaci moment $M_k = 1\,700$ Nm,
hrúbka zvaru $a = 0{,}0025$ m,
priemer zvaru $d_3 = 0{,}12$ m,
vonkajší priemer zvaru $D = d_3 + 2.a = 0{,}125$ m,

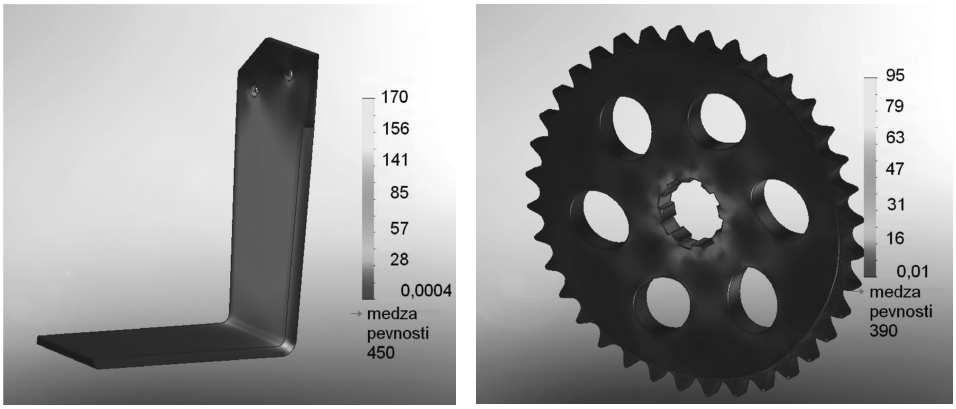
$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d_3^4}{D}} \cdot \frac{1}{n_z} \leq \tau_{D_{zv}} = \alpha_{\tau II} \cdot \sigma_D \qquad 2{,}102\,MPa \leq 150\,MPa \tag{27}$$

<u>zvar s udanými parametrami kontrole na namáhanie krútiacim momentom vyhovuje</u>

kde: n_z – počet zvarov.

2.3.2 Kontrola súčastí pomocou softvérového nástroja

Nôž ako pracovné ústrojenstvo pôdnej frézy je veľmi namáhanou časťou, aj napriek tomu jeho koeficient bezpečnosti je vyšší ako 2, pričom len v oblasti skrutkového spoja je menší ako 5. K najväčšiemu posunutiu dochádza podľa očakávaní na konci reznej hrany, ale aj toto posunutie je z konštrukčného hľadiska zanedbateľné. Napätie je, ako vyplýva aj z koeficientu bezpečnosti, omnoho nižšie ako je dovolené napätie (pozri Obrázok 3a).



a) b)

Obrázok 3 Pevnostná analýza – simulácia napätia von Mises
a) noža, b) reťazového kolesa.

Reťazové kolesá sú tak isto cyklicky namáhanými súčasťami stroja, ale ich koeficient bezpečnosti je vyšší ako 3, pričom len v oblasti žliabkovania je menší ako 5. K najväčšiemu posunutiu dochádza v oblasti koncov zaťaženého ozubenia, ale aj toto posunutie je z konštrukčného hľadiska zanedbateľné. Napätie je, ako vyplýva aj z koeficientu bezpečnosti, oveľa nižšie ako je dovolené napätie (pozri Obrázok 3b).

ZÁVER

V modernom lesnom hospodárstve, v ktorom sa kladie čím ďalej väčší dôraz na dopestovanie kvalitných sadeníc kvôli efektívnej obnove lesných porastov, sa zvyšujú aj nároky na predsejbovú prípravu pôdy, kde má svoje miesto aj príprava pôdy pomocou fréz. Vzhľadom na kvalitu spracovania pôdy je pravdepodobné, že pôdne frézy nájdu v budúcnosti ešte širšie uplatnenie v rámci lesopestovnej činnosti. Pôjde hlavne o prípravu pôdy v pásoch rôznej dĺžky a hĺbky. Zabezpečí vhodné prefrézovanie, premiešanie a prekyprenie zeminy a uloží ju vo frézovanom pruhu v požadovanej hĺbke (výške), alebo rozptýli v určitej šírke aj mimo frézovaného pruhu. To sa využije hlavne pri príprave pôdy na očakávané prirodzené zmladenie.

Vhodný nosič pre navrhnutú pôdnu frézu môže byť použitý univerzálny kolesový traktor alebo lesný kolesový traktor výkonovej triedy nad 30 kW. Frézu je možné pripojiť jednoducho a rýchlo na mobilný energetický prostriedok, napr. zadný alebo predný trojbodový záves príp. hydraulickú ruku.

LITERATÚRA

[1] Beňo, P. 1999. Časti a mechanizmy strojov. Zvolen : Technická univerzita vo Zvolene. 1999. 390 s. ISBN 80-229-0985-3

[2] Černeyová, M. 2011. Prehľad metód monitorovania stavu hydraulického oleja programom analýzy olejov. In *Sborník referátu XIII MVK Mladých.* Praha : ČZU Praha, 2011. ISBN 978-80-213-2194-6. s. 22–27

[3] Dado, M. 2005. LCA štúdia špeciálneho lesného kolesového traktora. In *Acta Mechanica Slovaca*. ISSN 1335-2393, 2005, roč. 9, č. 2-B, s. 169–176

[4] Kučerová, M. 2001. Metodika procesu zlepšovania. In *Vedecké práce MTF STU v Bratislave so sídlom v Trnave. Zväzok 11.* Bratislava : STU v Bratislave, 2001. ISBN 80-227-1648-0

[5] Páltik, J. a kol. 2003. Stroje pre rastlinnú výrobu obrábanie pôdy, sejba. Nitra : Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre. 2003. 241 s. ISBN 80-8069-200-9

[6] Páltik, J. 1987. Stroje pre rastlinnú výrobu, spracovanie pôdy. Nitra : VŠP Nitra, 1987

[7] Vávra, P. a kol. 2006. Strojnícke tabuľky pre SPŠ strojnícke. Bratislava : Alfa-press s.r.o. 2006. 781 s. ISBN 80-89223-07-09

[8] Slugeň, J., Kostúr, J. 2011. Prehľad súčasného stavu pôdnych fréz. In *Sborník referátu XIII MVK Mladých.* Praha : ČZU Praha, 2011. ISBN 978-80-213-2194-6. s. 196–202

[9] Stanovský, M., Hnilica, R. 2000. Removal of Undesirable Advance Growth and Mechanized Soil Preparation for Reforestation under the Conditions of Slovak Republic. In *Proceedings of the International Scientific Conference. Forest and wood technology vs. environment.* ULDT LDF MZLU Brno, 2000, s. 339–35

Príspevok bol spracovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu APVV-0145-10 „Vývoj adaptérov pre mechanizáciu prác pri zakladaní a výchove lesa“.

Kontaktná adresa:

Ing. Richard Hnilica, PhD., Katedra výrobných technológií a materiálov, FEVT, TU vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen, tel.: +421-455206596, e-mail: hnilica@vsld.tuzvo.sk

Ing. Juraj Kostúr, Katedra lesnej a mobilnej techniky, FEVT, TU vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen, tel.: +421-455206554, e-mail: kostur@vsld.tuzvo.sk

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

SKÚŠOBNO-DIDAKTICKÉ ZARIADENIE MOBILNEJ HYDRAULIKY

MOBILE HYDRAULICS TESTING-DIDACTIC EQUIPMENT

Milan MIKLEŠ – Milan HELEXA

ABSTRACT: The article deals with testing-didactic equipment designated to simulate the operation of hydraulic mechanisms in mobile working machines. It also explains the significance of the given equipment in terms of the educational process, as well as the research-oriented intentions of the Institution. Furthermore, the article provides a more detailed description of the structural design of the equipment, as well as a description of its functions. The article concludes with a future outlook of the equipment development.

Key words: hydraulic mechanisms, mobile hydraulics, didactic equipment

ABSTRAKT: Článok sa venuje popisu skúšobno – didaktického zariadenia určeného pre simuláciu práce hydraulických mechanizmov mobilných pracovných strojov. Uvedený je význam daného zariadenia pre pedagogický proces ako aj výskumné zámery pracoviska. Ďalej sa článok venuje podrobnejšiemu opisu konštrukčnej skladby zariadenia ako aj popisu jeho funkčnosti. Záver práce je venovaný výhľadovému rozvoju zariadenia v budúcnosti.

Kľúčové slová: hydraulické mechanizmy, mobilná hydraulika, didaktické zariadenie

1. ÚVOD

Hydraulické systémy sa stali nevyhnutnou súčasťou strojov a zariadení v priemysle, stavebníctve, poľnohospodárstve, lesníctve ako aj v ďalších odvetviach hospodárstva. Umožňujú podstatne zlepšiť úžitkové vlastnosti strojov, pohodlie obsluhy a vo veľkom rozsahu automatizovať pracovné cykly strojov. Svoje nezastupiteľné miesto našli aj v konštrukcii mobilných pracovných strojov, kde častokrát zabezpečujú pohon celého komplexu pracovných a pojazdových mechanizmov. V súčasnosti sa stále viac dostáva do popredia aj schopnosť hydraulických systémov komunikovať s elektronickými riadiacimi systémami. Ako uvádzajú autori Kučík, P., Strážovec, I. a Kriššák, P. (2000, s. 13), „ak k uvedenému pripočítame ďalšie všeobecne známe prednosti hydraulických systémov, stáva sa hydraulický prenos energie na mobilných pracovných strojoch v kombinácii s mechanickým prenosom a elektronickým riadením prakticky jedinou reálnou alternatívou, ktorá umožňuje

projektovať a konštruovať mobilné pracovné stroje aj pre najzložitejšie technologické podmienky.“

Aby sme boli schopný pripraviť budúcich projektantov a konštruktérov, ktorí budú kompetentní túto požiadavku napĺňať, musíme ich už v priebehu štúdia oboznámiť nielen so základmi fyzikálneho princípu práce hydraulických mechanizmov ale aj s praktickými otázkami realizácie konštrukčného riešenia týchto mechanizmov. Z tohto dôvodu vznikla na našej katedre myšlienka postaviť modelové simulačné zariadenie, ktoré v laboratórnych zjednodušených podmienkach dokáže simulovať prácu a konštrukciu hydraulického mechanizmu mobilného pracovného stroja.

2. POUŽITÉ METÓDY

Hydraulický systém akéhokoľvek mobilného pracovného stroja môžeme v podstate rozdeliť na dva samostatne pracujúce celky. Prvý zabezpečuje pojazd (mobilitu), smerové riadenie a brzdenie mobilného pracovného stroja. Zvyčajne je riešený ako uzavretý hydrostatický systém, tvorený kompaktným axiálnym piestovým hydrogenerátorom a hydromotorom. Druhý funkčný celok zabezpečuje pohon pracovného zariadenia nadstavby stroja. Je zvyčajne riešený ako otvorený hydrostatický systém, tvorený regulačným alebo neregulačným axiálnym piestovým hydrogenerátorom, prípadne zubovým hydrogenerátorom, blokom rozvádzačov a sadou priamočiarych a rotačných hydromotorov (podľa druhu pracovného zariadenia).

Obidva pracovné okruhy sú v súčasnosti vybavené rôznymi druhmi regulácie, počínajúc najjednoduchšími hydraulicko-mechanickými až po úplne elektronicko-hydraulické regulácie. Výber toho ktorého druhu regulácie závisí od zákazníka, prípadne aj od legislatívnych požiadaviek krajiny v ktorej bude stroj pracovať. Je pochopiteľné, že druh regulácie ovplyvňuje aj výslednú nákupnú cenu stroja, ktorá je niekedy u elektro-hydraulických systémov až niekoľkonásobne vyššia než u mechanicko-hydraulickej regulácie. Čo sa týka hospodárnosti a efektívneho využívania výkonu poskytovaného hnacím motorom, sú samozrejme elektro-hydraulické systémy regulácie úspornejšie než regulácie mechanicko – hydraulické.

V súčasnosti je najväčším dodávateľom hydraulických systémov pre mobilné pracovné stroje v celosvetovom meradle firma Bosch-Rexroth. Z tohto dôvodu sme sa rozhodli zostaviť predmetné demonštračné zariadenie práve z komponentov uvedenej firmy. Vzhľadom na obmedzené finančné zdroje sme volili pre pojazdovú časť demonštračného zariadenia ten najjednoduchší a z hľadiska dodacieho termínu najprijateľnejší systém mechanicko-hydraulickej regulácie, u firmy Rexroth označovanej ako DG regulácia. Časť demonštračného zariadenia demonštrujúca hydrauliku pracovnej nadstavby je regulovaná škrtením pomocou škrtiacich ventilov. Zdrojový hydrogenerátor tejto časti je zubový bez regulácie. Pohon hydrogenerátorov zariadenia je realizovaný prostredníctvom trojfázového asynchrónneho elektromotora Siemens 1LA7 133-4AA menovitého výkonu 7,5 kW. Vzhľadom na elektroinštaláciu laboratória v ktorom je zariadenie umiestnené, predstavuje táto hodnota výkonu elektromotora hornú hranicu inštalovaného výkonu, bez nutnosti realizovať osobitné úpravy napájania a spúšťania tohto typu elektromotora, čo by si vyžiadalo ďalšie finančné náklady na realizáciu zariadenia.

3. KONŠTRUKCIA A FUNKCIA

Ako bolo už v úvode spomenuté, úlohou predmetného zariadenia je v zjednodušenej podobe simulovať zloženie podstatných častí hydraulických systémov mobilných pracovných strojov. Ten pozostáva predovšetkým z pojazdovej časti a hydraulického systému pracovnej nadstavby.

Základ skúšobno-didaktického zariadenia (obr. 1) tvorí regulačný axiálny piestový hydrogenerátor Rexroth A10VG28DG s maximálnym geometrickým objemom 28 cm^3 (poz. 2), so sériovo pripojeným zubovým neregulačným hydrogenerátorom Rexroth triedy F geometrického objemu 19 cm^3 (poz. 3). Hydrogenerátor Rexroth A10VG28DG slúži výlučne na pohon pojazdovej hydrauliky a zubový hydrogenerátor Rexroth triedy F na pohon mechanizmov pracovnej hydrauliky. Pohon obidvoch hydrogenerátorov zabezpečuje trojfázový asynchrónny elektromotor Siemens 1LA7 133-4AA menovitého výkonu 7,5 kW (poz. 6). Ako simulátor pojazdového hydromotora slúži radiálny piestový pomalobežný hydromotor Rexroth MCR 3A400 (poz. 4) so vstavanou lamelovou trecou brzdou. Celý obvod pojazdu (hydrogenerátor A10VG28DG a hydromotor MCR 3A400) je riešený ako uzavretý hydrostatický obvod. Regulácia prietoku a tým aj výkonu hydrogenerátora Rexroth A10VG28DG je zabezpečená prostredníctvom ovládača Rexroth 2TH6 (poz. 5).

Obvod pracovnej hydrauliky (obr. 2) je simulovaný prostredníctvom dvoch priamočiarych hydromotorov (63×23×500, poz. 3 a 63×23×700, poz. 4) a jedného rotačného hydromotora White WR 255 130 (poz. 5). Jednotlivé pohyby priamočiarych hydromotrov ako aj zmysel rotácie hydromotora White WR 255 130 sú regulované a ovládané trojsekciovým rozvádzačom Rexroth SM 12 EH (poz. 1), pričom sekcie ovládania priamočiareho 4 a rotačného hydromotora 5 sú ovládané hydraulicky a sekcia priamočiareho hydromotora 3 je riadená elektromagneticky. Jednotlivé sekcie rozvádzača SM 12 EH (hydraulické aj elektromagnetické) sú ovládané ručným ovládačom Rexroth 4TH6E (poz. 2).

Popis funkcie hydraulického obvodu:

Vyklápaním ovládacej páky ovládača (poz. 5, obr. 1) zo základnej polohy dôjde k pripojeniu tlakovej vetvy na ovládací piest servomotora vyklápania regulačnej platne bloku valcov hydrogenerátora (poz. 2, obr. 1). Ten začne regulačnú platňu hydrogenerátora (poz. 2, obr. 1) vyklápať v zmysle väčšieho objemu dodávky pracovnej kvapaliny. V uzavretom obvode medzi hydrogenerátorom (poz. 2, obr. 1) a hydromotorom (poz. 4, obr. 1) začne prúdiť pracovná kvapalina, ktorá roztočí výstupný hriadeľ hydromotora (poz. 4, obr. 1) v príslušnom smere. Čím je ovládač (poz. 5, obr. 1) viac vyklonený zo základnej polohy, tým je väčšie dodávané množstvo pracovnej kvapaliny hydrogenerátorom (poz. 2, obr. 1) do obvodu a tým sú vyššie pracovné otáčky hydromotora (poz. 4, obr. 1). Zmena zmyslu otáčania hydromotora (poz. 4, obr. 1) sa zabezpečí vyklonením ovládača (poz. 5, obr. 1) do opačnej strany z východzej polohy. Funkčnosť obvodu je pritom rovnaká. Pred spustením tohto obvodu je potrebné odbrzdiť lamelovú treciu brzdu hydromotora (poz. 4, obr. 1). To je zabezpečené prostredníctvom rozvádzača Rexroth 4WE6 (poz. 9, obr. 1), ktorý je ovládaný elektromagneticky prostredníctvom ručného elektrického spínača.

Časť obvodu simulujúca prácu pracovnej hydrauliky mobilných pracovných strojov je zásobovaná tlakovou kvapalinou zo zubového hydrogenerátora (poz. 3, obr. 1). Hydrogenerátor (poz. 3, obr. 1) čerpá pracovnú kvapalinu z nádrže (poz. 1, obr. 1) a dopravu-

je ju do rozvádzača (poz. 1, obr. 2) odkiaľ je rozvádzaná k jednotlivým hydromotorom (poz. 3, 4 a 5, obr. 2). Zmysel pohybu priamočiarych hydromotorov (poz. 3 a 4, obr. 2) ako aj smer rotácie rotačného hydromotora (poz. 5, obr. 2) sú zabezpečené prestavovaním jednotlivých posúvačov v sekciách rozvádzača (poz. 1, obr. 2), ktorý je ovládaný prostredníctvom ručného pákového ovládača (poz. 2, obr. 2). Nadbytočné množstvo pracovnej kvapaliny ako aj odpadová kvapalina z nepracovných priestorov hydromotorov (poz. 3, 4 a 5, obr. 2) je vedená prostredníctvom odpadového potrubia cez odpadový čistič MP Filtri 10 TEN (poz. 8, obr. 1) do nádrže (poz. 1, obr. 1).

Vzhľadom na malé množstvo pracovnej kvapaliny, ktoré je potrebné k ovládaniu sekciového rozvádzača (poz. 1, obr. 2) a regulačného servomotora hydrogenerátora (poz. 2, obr. 1) sú ovládače (poz. 2, obr. 2 a poz. 5, obr. 1) zásobované pracovnou kvapalinou z doplňovacieho hydrogenerátora hlavného hydrogenerátora (poz. 2, obr. 1). Ten čerpá pracovnú kvapalinu z nádrže (poz. 1, obr. 1) cez sací čistič MP Filtri 7SL45/21 (poz. 7, obr. 1).

Simulovanie záťaže v obvode pracovnej hydrauliky je zabezpečené prostredníctvom škrtiacich ventilov s obtokom (poz. 6, obr. 2). Tieto ventily sú zapojené v obvode priamočiareho hydromotora (poz. 4, obr. 2). Druhý priamočiary hydromotor (poz. 3, obr. 2) a rotačný hydromotor (poz. 5, obr. 2) sú momentálne bez možnosti simulovania záťaže.

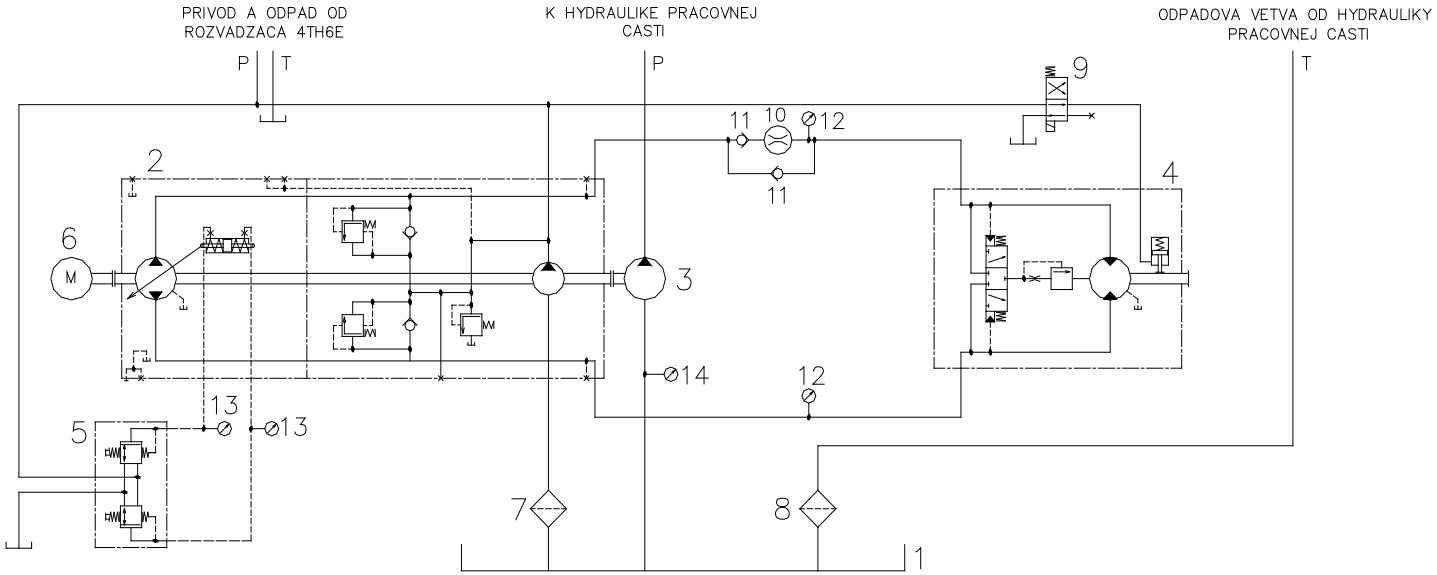
Meracie prvky v hydraulickom obvode:

Obvod pojazdu je vybavený prietokomerom Hydac 3100-1 (poz. 10, obr. 1) s menovitým prietokom 60 $dm^3.min^{-1}$. Vzhľadom na to, že je schopný merať prietok pracovnej kvapaliny len v jednom smere je v obvode zabudovaný obtok prietokomera pri reverzácii toku, realizovaný prostredníctvom dvoch jednosmerných ventilov (poz. 11, obr. 1). Obidve vetvy (tlaková aj odpadová) sú vybavené tlakovými snímačmi Hydac HDA 4445 (poz. 12, obr. 1) menovitej veľkosti 25 MPa. To umožňuje pri zaťažovaní hydromotora (poz. 4, obr. 1) sledovať výkonové parametre uzavretého hydraulického obvodu.

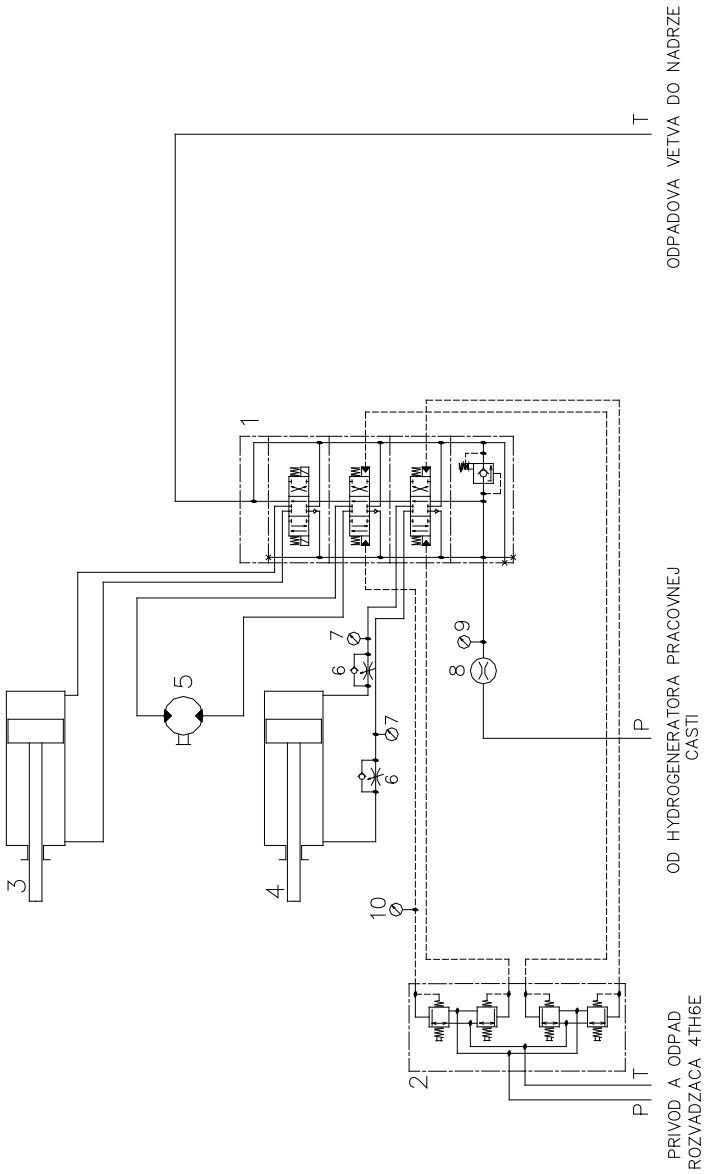
Obvod pracovnej hydrauliky je vybavený podtlakovým snímačom Hydac HDA 4744 (poz.14, obr. 1) v sacej vetve hydrogenerátora (poz. 3, obr. 1) a vo výtlačnej vetve snímačom tlaku Hydac HDA 4445 (poz. 9, obr. 2) menovitej veľkosti 25 MPa. To umožňuje sledovať veľkosť tlakového spádu na hydrogenerátore (poz. 3, obr. 1) a sledovať jeho výkonové parametre ako aj účinnosť. K tomu je však potrebné vyvodiť určitú záťaž ktorá je zabezpečená prostredníctvom škrtiacich ventilov (poz. 6, obr. 2) a nutné sledovať prietok pracovnej kvapaliny, ktorý je snímaný prietokomerom Hydac 3100-1 (poz. 8, obr. 2).

Na dotvorenie celkového obrazu o pochodoch v hydraulickom systéme a najmä v jeho časti ktorá zabezpečuje ovládanie výkonových prvkov sú do riadiacich sekcii ovládačov (poz. 2, obr. 2 a poz. 5, obr. 1) zapojené deformačné tlakomery Rexroth ABZMM 100-40 (poz. 10, obr. 2 a poz. 13, obr. 1) menovitých veľkostí 4 MPa. Tlak pracovnej kvapaliny v zaťažovanom priamočiarom hydromotore (poz. 4, obr. 2) je snímaný prostredníctvom dvoch deformačných tlakomerov Rexroth ABZMM 100-160 (poz. 7, obr. 2) menovitej veľkosti 16 MPa.

Na záznam signálov zo snímačov prietoku Hydac 3100-1 a tlaku (Hydac HDA 4445 a 4744) plánujeme využiť osemkanálovú meraciu ústredňu Quantum X MX840A firmy HBM. Tá umožňuje v závislosti od konfigurácie vstupov zaznamenávať signál snímačov s napäťovým výstupom ±10 V (snímače prietoku Hydac 3100-1 a tlaku Hydac HDA 4445) a s prúdovým výstupom 4 až 20 mA (snímač tlaku Hydac HDA 4744). Meracia ústredňa

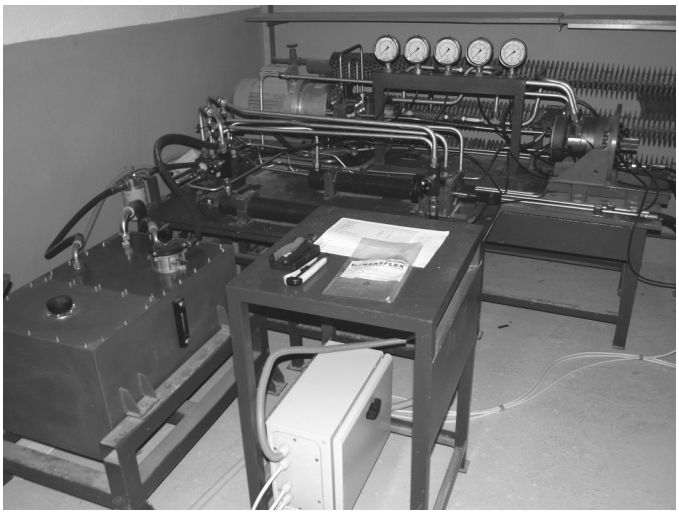


Obr. 1 Schéma zapojenia pojazdovej časti skúšobno-didaktického zariadenia mobilnej hydrauliky
(schéma obsahuje aj náhon všetkých hydrogenerátorov)
1. Nádrž pracovnej kvapaliny, 2. Hydrogenerátor pojazdovej časti, 3. Hydrogenerátor pracovnej nadstavby, 4. Hydromotor pojazdovej časti, 5. Ručný ovládač regulačného servomotora hydrogenerátora 2, 6. Hnací elektromotor, 7. Sací čistič pracovnej kvapaliny, 8. Odpadový čistič pracovnej kvapaliny, 9. Ovládací rozvádzač brzdy hydromotora 4, 10. Prietokomer, 11. Jednosmerný ventil, 12. Snímač tlaku s elektrickým výstupom, 13. Deformačný tlakomer ABZMM 100-40, 14. Snímač podtlaku v saní hydrogenerátora pracovnej nadstavby



Obr. 2 Schéma zapojenia pracovnej časti skúšobno-didaktického zariadenia mobilnej hydrauliky
1. Rozvádzač pracovnej nadstavby, 2. Ručný ovládač rozvádzača 1, 3. Priamočiary hydromotor (63×23×500), 4. Priamočiary hydromotor (63×23×700), 5. Rotačný hydromotor, 6. Škrtiaci ventil s obtokom, 7. Deformačný tlakomer ABZMM 100-160, 8.Prietokomer, 9. Snímač tlaku s elektrickým výstupom, 10. Deformačný tlakomer ABZMM 100-40

je doplnená programovým produktom Catman Easy firmy HBM, ktorý umožňuje konfiguráciu zariadenia, jeho nastavenie, záznam a ukladanie snímaných dát. Celkový pohľad na predmetné popisované skúšobno-didaktické zariadenie je na obr. 3.



Obr. 3 Skúšobno-didaktické zariadenie mobilnej hydrauliky

4. ZÁVER

Prezentované zariadenie plánujeme využívať predovšetkým v pedagogickej oblasti a to nielen vo výučbe predmetu Tekutinové mechanizmy. Svojim vybavením snímačmi tlaku, prietoku, prípadne teploty sa dá využiť aj vo výučbe predmetu Metrológia v strojárstve, Pohony a prenosy II, Lesnícke stroje a zariadenia a pod. Jeho využitie si vieme predstaviť aj v oblasti prípravy doktorandov ako aj v oblasti výskumu a vývoja. Tu sa ponúka jeho využitie najmä v oblasti výskumu životnosti biologicky rozložiteľných pracovných kvapalín.

Z tohto dôvodu plánujeme v budúcnosti zabezpečiť zaťažovanie radiálneho piestového hydromotora pojazdovej časti MCR3 A 400 ako aj rotačného hydromotora White WR 255 130. V súčasnosti však narážame na problémy špecifického typu drážkovania výstupného hriadeľa radiálneho piestového hydromotora MCR3 A 400, ktoré nezodpovedá žiadnej z platných STN. Zaťažovanie plánujeme zabezpečiť prostredníctvom jednoduchého hydraulického obvodu s hydrogenerátorom, ktorého tlaková záťaž bude nastavovaná prostredníctvom proporcionálneho tlakového ventilu. Vzhľadom na malý prenášaný výkon to umožní simulovať záťaž pojazdovej časti obvodu do tlakového spádu 10 MPa.

Plánujeme tiež vybaviť jeden z priamočiarych hydromotorov snímačom umožňujúcim merať rýchlosť a zrýchlenie pohybu piestnice. Na tento účel plánujeme využiť jednoduchý priemyselný potenciometrický snímač dráhy.

Záverom článku by som chcel vysloviť poďakovanie pracovníkom firmy TBH technik s. r. o. Žilina, ktorí nám pomohli pri realizácii tohto skúšobného zariadenia, najmä pri výbere optimálnych prvkov a praktickom zapojení a uvedení zariadenia do prevádzky.

SUMMARY

Hydraulic systems have become an inseparable part of machines and equipment in industry, civil engineering, agriculture, forestry, as well as in other sectors of economy. They enable to significantly improve the utility features of machines, operators‘ comfort, and to automate the operating cycles of machines. They have also become irreplaceable in the design of mobile working machines, often providing for the driving element of the entire complex of working and travel mechanisms. It is also the capability of hydraulic mechanisms to communicate with electronic control systems that has been recently gaining ever more significance. If we also take account of the other commonly known qualities of hydraulic systems, then the hydraulic transfer of energy in mobile working machines in combination with the mechanical transfer and electronic control are practically becoming the only realistic alternative enabling to design and build mobile working machines to be used even in the most complex technological conditions.

To be able to raise future designers and engineers who will be competent to meet this requirement, it is necessary to ensure that they become familiar not only with the basis of the physical principle in the work with hydraulic mechanisms, but also with practical issues in realizing the design of these mechanisms already during their studies. This gave rise to an idea at our Department to build model simulation equipment capable of simulating the operation and design of hydraulic mechanisms of a mobile working machine in simplified laboratory conditions.

The biggest supplier of hydraulic systems for mobile working machines worldwide is currently the Bosch-Rexroth Company. Therefore, we decided to build the demonstration equipment using the given company‘s components. Considering the limited funds, we selected the most simple and in terms of delivery time the most acceptable system of mechanical-hydraulic control for the travel part of the demonstration equipment, identified by the Rexroth Company as the DG Control. Part of the demonstration equipment demonstrating the hydraulics of the working superstructure is throttling-controlled, using the throttle valves. The hydraulic source generator of this part is of a gear type without regulation. Hydraulic generators of the equipment are driven by a Siemens 1LA7 133-4AA three-phase asynchronous electric motor with the nominal output of 7.5 kW. With regard to the electrical system in the laboratory where the equipment is located, the given value of the electric motor output constitutes the high limit of the installed capacity without a requirement to particularly modify the power supply and start up of this type of electric motor, which would otherwise require further funds to be invested in the realization of the given equipment.

The basis of the testing-didactic equipment (Fig. 1) is constituted by a Rexroth A10VG28DG regulating axial piston hydraulic generator with the geometric volume of 28 cm^3 (pos. 2) with a Class F Rexroth gear-type non-regulating hydraulic generator with the geometric volume of 19 cm^3 (pos. 3). The sole purpose of the Rexroth A10VG28DG

hydraulic generator is to drive the travel hydraulics, while that of the Class F Rexroth hydraulic generator is to drive the mechanisms of the working hydraulics. The hydraulic travel motor is simulated by a Rexroth MCR 3A400 low-speed radial piston hydraulic motor (pos. 4) with a built-in multiple-disc friction brake.

The working hydraulics circuit (Fig. 2) is simulated by two linear hydraulic motors (63×23×500, pos. 3 and 63×23×700, pos. 4) and one White WR 255 130 rotary hydraulic motor (pos. 5). The respective movements of the linear hydraulic motors, as well as the sense of the White WR 255 130 hydraulic motor rotation are controlled by a Rexroth SM 12 EH three-section distributor (pos. 1).

We plan to use the presented equipment primarily in the educational area, however, not only in the process of teaching the subject of Hydraulic Mechanisms. Being equipped with pressure sensors, flow rate sensors and alternatively also temperature sensors, it can also be used in the process of teaching the subjects of Metrology and Mechanical Engineering, Drives and Transfers II, Forestry Machines and Equipment, etc. It can also prove useful in the area of doctoral candidates' training, as well as in the research and development area, where it can be potentially used mainly in the field of the research related to the life of biologically decomposable working fluids.

LITERATÚRA

KUČÍK, P., STRÁŽOVEC, I., KRIŠŠÁK, P.: (2000). Hydraulický prenos energie. Mobilné pracovné stroje. Žilina: ES ŽU v Žiline, 2000, 384 s. ISBN 80-7100-725-0

URBAN, C., SLIVKA, M., KUŠPÁL, J.: (1977). Hydromechanika lesných strojov. Bratislava: Príroda, 1977, 122 s.

Technické materiály hydraulických prvkov firmy Bosch-Rexroth, November 2011, http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory

Technické materiály snímačov prietoku a tlaku firmy Hydac, November 2011, http://www.hydac.com/de-en/products/sensors

Technické materiály čističov pracovnej kvapaliny firmy MP Filtri, November 2011, http://www.mpfiltri.it/prodotti.aspx

Príspevok bol spracovaný v rámci riešenia projektu KEGA MŠ SR č.3/7294/09 „Pružný výučbový systém vysokoškolského technického štúdia s odborným zameraním v oblasti poľnohospodárska a lesnícka technika".

Kontaktná adresa:
prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc.
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen
E-mail: mikles@vsld.tuzvo.sk

Ing. Milan Helexa, PhD.
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnej techniky
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen
E-mail: helexa@pobox.sk

ACTA FACULTATIS TECHNICAE XVII
ZVOLEN – SLOVAKIA 2012

NIEKTORÉ PRÍSTUPY K PROJEKTOVANIU MODULÁRNYCH ROBOTOV

SOME APPROACHES TO THE DESIGN OF MODULAR ROBOTS

Anton PALKO

Abstract: Recent development, but mainly the trends in production development, derived from market profile behaviour and characteristics, determine the need of innovation of recent technologies, but also the implementation of modern production technologies. Both these trends will not go without the programmes of production technology innovation, but mainly without the programmes securing the development of new production technology based on new principles and new approaches to its functional structure and design. The paper is devoted to the problem of approaches to the design of modular and reconfigurable robots, which are the essential part of automated production systems.

Key words: modularity, reconfigurability, industrial robot

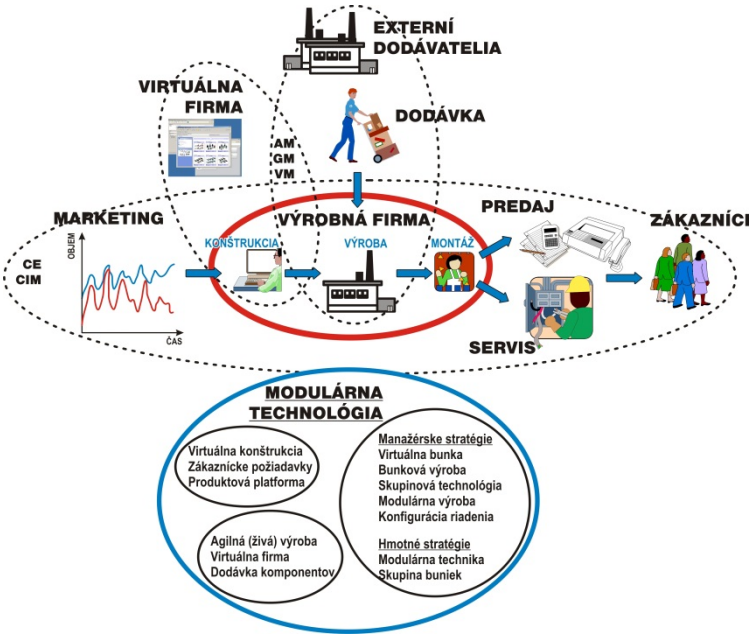
Abstrakt: Súčasný vývoj ale najmä trendy vývoja, odvodené od správania sa trhu, určujú potrebu inovácie súčasných technológii, ale tiež zavedenia moderných výrobných technológii. Oba tieto smery sa nezaobídu bez programov inovácie výrobnej techniky, ale predovšetkým bez programov zabezpečujúcich vývoj novej výrobnej techniky postavený na nových princípoch a nových prístupoch k ich funkčnej štruktúre a konštrukcii. Článok sa venuje problematike prístupov k navrhovaniu modulárnych a rekonfigurovateľných robotov, ktoré sú neoddeliteľnou súčasťou automatizovaných výrobných systémov.

Kľúčové slová: modularita, rekonfigurovateľnosť, priemyselný robot

1. ÚVOD

Na súčasnom turbulentne sa vyvíjajúcom trhu nie je možné presne uviesť a jasne vymedziť hranice odboru, ani hranice dodávateľov, zákazníkov, konkurentov a spolupracovníkov. Súperenie o budúcnosť znamená skôr súťaženie o podiel na príležitostiach než o podiel na trhu. Objavuje sa nový faktor konkurencie, založený nielen na inováciách, ale aj na špecializácii. Ak predtým platilo, že veľkosť firmy je dôležitá, dnes má stále väčší význam veľkosť príslušného výrobného zoskupenia, veľkosť jeho siete a súvisiacej infraštruktúry. Výrobná firma sama osebe môže byť aj menšia, ak má okolo seba pridružený dostatok dobrých dodávateľov a podporných inštitúcií. Preto charakteristickým znakom

súčasnej doby je vytváranie zoskupení – klástrov (Obr. 1), ako aj výrobných centier, ktoré sa vyznačujú vysokou adaptabilitou zdrojov, štruktúr, logistiky, organizácie a pod. Tieto zoskupenia využívajú optimálne výrobné technológie na zabezpečenie ekonomicky efektívnej výroby. [1]



Obr. 1 Štruktúra klastra

2. MODULÁRNE A REKONFIGUROVATEĽNÉ TECHNOLÓGIE

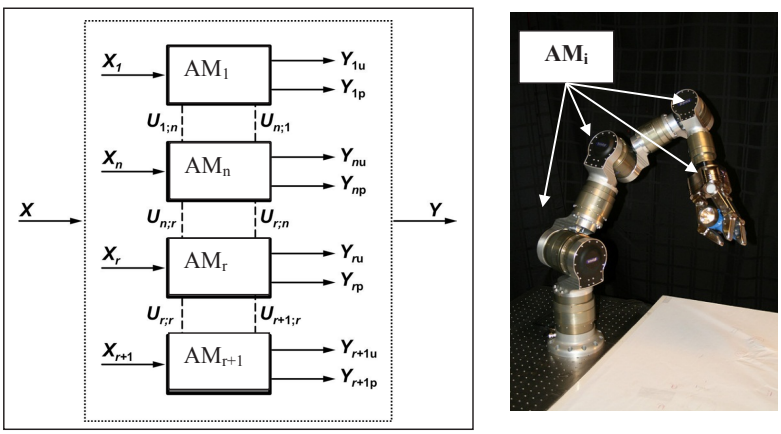
Dominantnou požiadavkou moderných výrob je operatívna pružnosť, t.j. minimalizácia potreby času a prostriedkov nevyhnutných na prechod od výroby jedného výrobku na druhý výrobok. Moderné technológie sú systémovo založené na koncepte modulárnych výrob, so schopnosťou rýchlej rekonfigurácie (alebo samorekonfigurácie) výrobnej techniky na novú technologickú úlohu. Táto koncepcia využíva konečný počet modulov na zabezpečenie nekonečného (teoreticky) počtu zmien vo výrobnom prostredí. Tento prístup založený na tzv. pružnej modularite resp. rekonfigurovateľnosti umožňuje zostavovanie platforiem technológií, čo vedie k pružnej cenovo efektívnej výrobe. Neoddeliteľnou súčasťou moderných výrob (výrobných systémov) sú aj priemyselné roboty, ktoré si v súčasnosti našli široké uplatnenie hlavne v sériových výrobách (automobilový, elektrotechnický priemysel a pod.). Pružnosť a flexibilita súčasných robotov je dosahovaná hlavne v časti riadenia tzn. preprogramovaním možno vytvoriť ich nový pracovný cyklus. V časti mechanickej súčasne roboty sú riešené ako kompaktné systémy, resp. systémy s nízkou úrovňou stavebnicovosti. Nové konštrukcie robotov však musia byť založené na tzv. pružnej

modulárnosti všetkých systémov (mechanický, riadiaci, pohonný), tak aby sa dosiahla vysoká úroveň tvorby variant konfigurácii robotov z obmedzeného súboru modulov.

Inovácia prístupov k modulárnej architektúry robotov má byť zameraná predovšetkým na to, aby sa báza základných stavebných modulov stala východiskom pre zostavovanie tzv. pružných (flexibilných) konštrukcií, t. j. konštrukcií prispôsobujúcich sa potrebám zmeny technológií v ktorých je robotická technika použitá. Tento konštrukčný smer dáva robotu novú kvalitu (stavba a rozsah štruktúry, zmena funkcie, zmena vlastností), ktorá vychádza z možnej efektívnej rekonfigurovateľnosti jeho kinematickej a funkčnej štruktúry, čím sa pri využití pôvodných modulov robota vytvárajú ohraničené nové varianty robota s požadovanými novými vlastnosťami a parametrami. Zámerom príspevku, v uvedených súvislostiach, je predstaviť ideu modulárnej platformy ako metódu pre navrhovanie a konštruovanie robotov s prevádzkovými parametrami optimalizovanými na konkrétne podmienky použitia, ako nový prístup k modulárnej architektúre robotov. Idea súčasne vytvára aj predpoklady pre úspešnú predvýrobnú prípravu výroby takejto techniky, ako aj predpoklady pre rozvoj inovačných programov robotickej techniky.

3. SYSTÉMOVÝ RÁMEC MODULÁRNEJ KONŠTRUKCIE

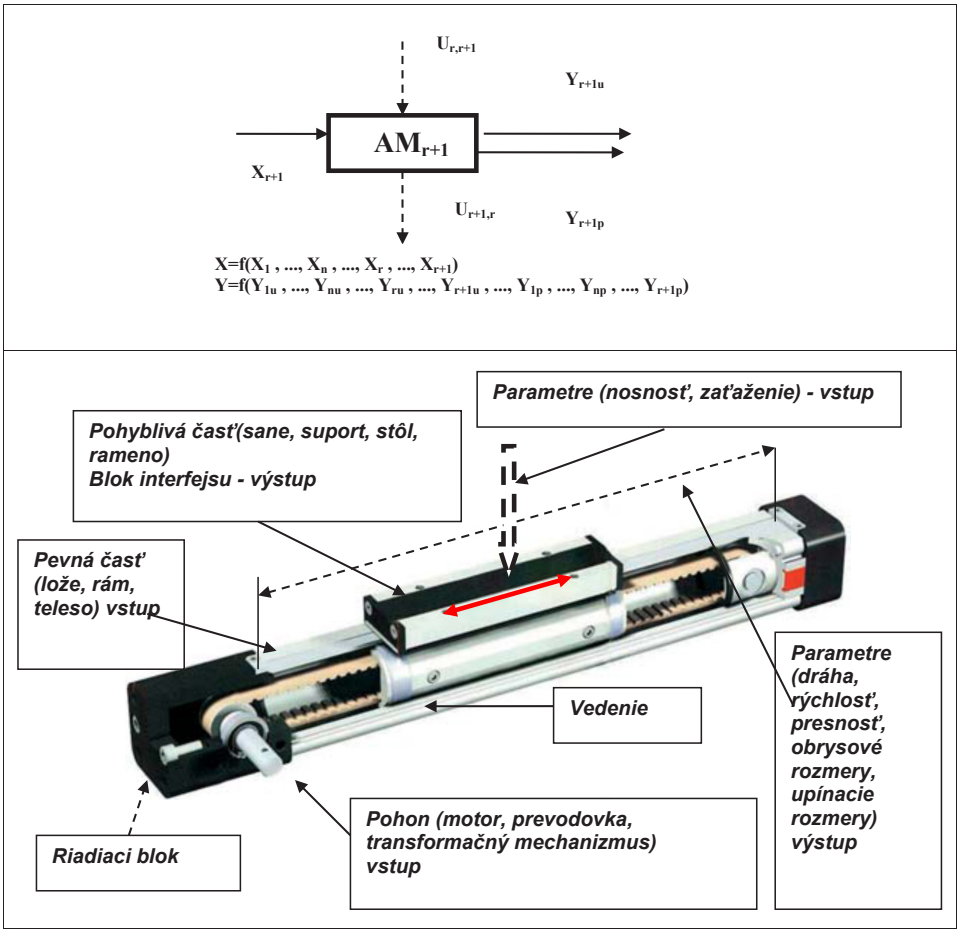
Architektúra modulárnych robotov (MR), vo všeobecnosti, vychádza z teórie modulárnej štruktúry technických systémov (obr. 2), t. j. MR sa chápe ako funkčná a konštrukčná zostava autonómnych modulov (AM), vychádzajúca z definovanej množiny určených stavebných modulov (pohybových, mechanických, riadiacich atď.), a ich vzájomných prepojení a usporiadaní. [2]



$$MMR_{\psi} = \sum_{j=1}^{l} AM_j + \sum_{j=l+1}^{m} AM_j + \sum_{j=m+1}^{a} AM_j$$

Obr. 2 Štruktúra modulárneho robota

Zmenou usporiadania a prepojenia (sériové, paralelné, kombinované štruktúry) modulov AM možno na báze pôvodnej zostavy vytvoriť nové funkčné a kinematické (otvorené, uzatvorené, kombinované kinematické reťazce) konfigurácie MR. Vstupy do modulu AMr+1, ktorý je súčasťou konštrukčnej bázy modulov MR (obr. 3), sú parametre X úlohy, ktorú vykonáva MR, transformované na parametre Xr+1 čiastkovej úlohy modulu AMR+1 v zostave MR. Väzbu modulov AM v štruktúre MR predstavujú parametre kompatibility Ur (r+1) transformované ako interakcia modulu AMr+1 na priame prepojenie nadväzujúceho modulu AMr v štruktúre MR.



Obr. 3 Štruktúra autonómneho modulu

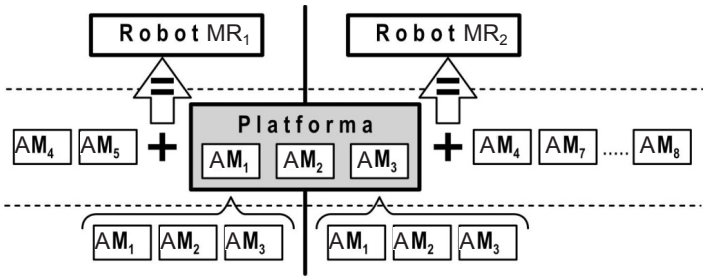
Výstupy z modulu AMr+1 sú výstupné parametre Y(r+1)u a Y(r+1)p, reprezentujúce plnenie čiastkovej úlohy modulu AMr+1 transformofvané do výstupných parametrov Y

robota MR. Vplyv modul AM na väzby v štruktúre zostavy MR predstavujú parametre kompatibility U(r+1); r, ktorými modul AMr+1 ovplyvňuje priamo prepojený nadväzujúci modul AMr v štruktúre MR. Funkciu štruktúry MR určuje vzájomný vzťah modulov AM, vychádzajúci z ich usporiadania v systémovej štruktúre Ψ robota, určujúcej spôsob a postupnosť ich funkcií. Možnosti spojenia modulov AMi a AMj môžu byť popísané maticou systémovej štruktúry MR (matica typu n x n, kde n je počet modulov AM1, AM2, ..., AMn tvoriacich MR). Prvky matice SMR sú sij = 0, ak neexistuje možnosť spojenia modulov. Spojením modulov AM1, AM2, ..., AMn možnosť zostaviť MR so žiadnym alebo niekoľkými stupňami voľnosti.

Pohybové možnosti MR k zadanému súradnicovému systému možno analyzovať z pohybovej matice Bmr (matica typu n x n), pričom bij = 0, ak neexistuje spojenie medzi AMi a AMj, a bij = 0, ak spojením modulov vznikne celok bez pohybových možností. Modul AM (základný stavebný prvok v modulárnej architektúre systému) sa definuje ako unifikovaná štrukturálne, funkčne a konštrukčne samostatná jednotka zostavená z prvkov E, obr. 3 (napr. AM – mechanický modul, servopohon, variantne aj zdroj, riadiaci a komunikačný modul). Modul má určenú úroveň integrácie funkcií (hlavná, vedľajšia, pomocná), inteligenciu (kontrolno-informačná, riadiaca a rozhodovacia funkcia), schopnosť mechanického a riadiaceho spájania sa (kompatibilita) s inými modulmi do funkčne vyšších celkov MR. AM má jednoznačne naplňovať základnú funkciu pohybovej jednotky MR (motor – funkcia pohonu, rám – nosná funkcia, pohybová jednotka – pohyb vo funkčnej osi, chápadlo – uchopovacia funkcia). V konkrétnej architektúre MR má AM vyhovovať svojimi technickými parametrami požiadavkám úlohy, spĺňať požiadavky kvality, životnosti a bezpečnosti. Moduly AM podľa významnosti vzťahu k funkciám MR možno klasifikovať ako hlavné, ktoré zabezpečujú hlavnú funkciu (počet l z celkového počtu n modulov, napr. pohybové moduly), vedľajšie, ktoré zabezpečujú vedľajšiu podmieňujúcu funkciu (počet m z celkového počtu modulov, napr. spojovací modul), a pomocné, zabezpečujúce pomocnú funkciu (zostávajúci počet k = n – l – m z celkového počtu n modulov, napr. nosič). Nadväzne možno MR opísať zostavou modulov AM podľa významnosti k funkciám MR [3]

$$MMR_{\psi} = \sum_{j=1}^{l} AM_j + \sum_{j=l+1}^{m} AM_j + \sum_{j=m+1}^{a} AM_j$$

Modulárne riešenie konštrukcie robotov zaručuje požadovanú rôznorodosť, počet variant a možností konfigurovania rodiny robotov v určenej kategórii podľa požiadaviek úlohy. Modulárne koncepcie sú všeobecne poznačené snahou o unifikáciu a univerzálnosť jednotlivých modulov, pričom cieľom je využiť moduly v čo najširšom spektre variant robotov. Efektívnosť modulárnej koncepcie robotov zvyšuje následne zoskupenie vhodných modulov do skupín, ktoré sú opakovane použiteľné (ale aj vyrábané) vo forme konštrukčnej bázy pre použitie v určitej oblasti technológií. To je jadrom princípu vytvorenia modulárnej platformy robotov (obr. 4).



Obr. 4 Idea platformy

Modulárna platforma robotov môže byť zostavovaná pre

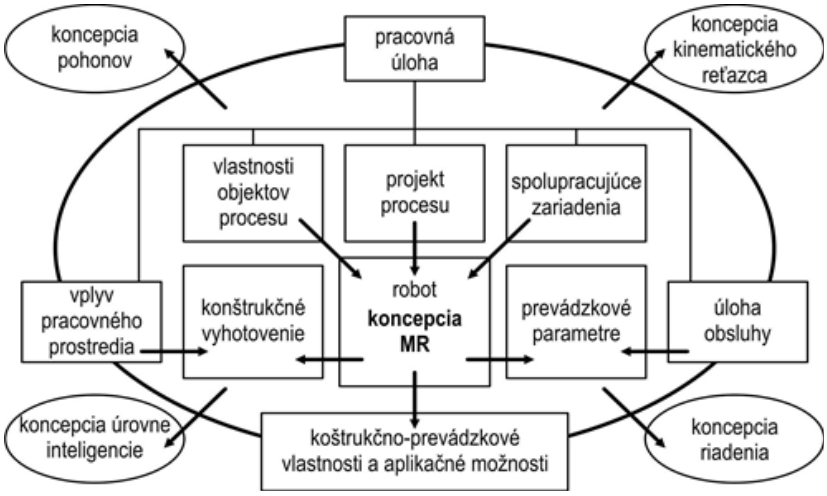
– celú skupinu manipulačných a pracovných technológií, t. j. platforma vytvárajúca potenciál pre konštrukciu modulárnych robotov podľa ich určenia,
– jednu skupinu manipulačných či pracovných technológií, t. j. platforma vytvárajúca potenciál pre konštrukciu rôznych variant robotov v rámci jednej kategórie ich určenia.

Skupina modulov (obecne závisí od druhu výrobku, na ktorý sa aplikuje modulárny princíp konštrukcie) sa chápe ako vyššia forma realizácie modulárnej stavby robotov (z čo najmenšieho počtu modulov zostaviť čo najväčší počet variant). Súčasne metodiky a im odpovedajúce techniky dávajú možnosť hodnotiť konštrukcie robotov podľa tzv. miery modulárnosti a následne objektivizovať moduly platformy pre určený priestor použitia robotov.

4. METODIKA NAVRHOVANIA MODULÁRNYCH ROBOTOV

Metodika určenia hraníc efektívneho využitia modulárnych robotov v súčasnosti nie je všeobecne prezentovaná. Analýza skúseností z použitia tohto prístupu v stavbe výrobnej techniky, ako aj analýza potrieb súčasnej robotickej praxe dovoľujú sformovať schému prístupu k navrhovaniu MR, obr. 5. Pri navrhovaní MR je vhodné použiť systematické metódy konštruovania (analýza, syntéza, dedukcia, indukcia, zovšeobecnenie atď.). V etape analýzy je sa treba zamerať na výber hlavných funkcií MR, vyplývajúcich z výsledkov analýzy zadania.

Výstupom je určenie požiadaviek (vlastnosti, parametre) na MR a parametrizácia vstupných údajov pre riešenie. V etape syntézy sa žiada navrhnúť zostavu modulov AM so špecifikovanými funkciami a parametrami. Nadväzne je nutné na báze základnej štruktúry MR zostaviť platformu AM tak, aby sa variantmi ich vzájomného usporiadania a ich pružnou zmenou zaručilo optimálne zostavenie požadovaných funkčných štruktúr MR, resp. zostavenie očakávaných variant MR viazaných na zmenu požiadaviek na MR. [4]



Obr. 5 Schéma navrhovania MR

Pri navrhovaní platformy AM je potrebné postupovať tak, aby ich zostava mala najmä tieto znaky

– jednotnosť konštrukcie modulov určených na realizáciu rovnakej výstupnej funkcie (kompaktné moduly so združenými funkciami, pohybové moduly so skráteným kinematickým reťazcom a s integrovanými pohonovými agregátmi a interorecepčnou senzorikou atď.),
– typorozmerový rad,
– konštrukčnú autonómnosť k druhu pohonovej energie a typu riadenia (exteroreceptory s prihliadnutím k špecifikám požiadaviek aplikácie, servoosi dovoľujúce kombinovať elektrické a pneumatické pohony v kompatibilných pohybových moduloch atď.),
– vzájomnú kompatibilitu a prepojiteľnosť v rôznych priestorových smeroch s vysokým stupňom flexibility (pružná modifikácia funkčných a kinematických zostáv robotov podľa operatívnej potreby),
– vysokú vnútornú unifikáciu funkčných uzlov.

5. ZÁVER

Idea modulárnej platformy robotov vychádza z výsledkov analýzy doterajšieho vývoja využitia princípu modulárnych štruktúr v robotike. Možno konštatovať, že výskum a vývoj MR sa uplatňujú najmä v servisnej robotike, kde umožňujú efektívne riešiť flexibilitu robota pri zmenách operačného prostredia (mobilná platforma, podvozkové funkčné skupiny, funkcia mobility, neštruktúrované procesy, zmena nástrojov a pod.). V priemyselnej robotike je spravidla stabilne štruktúrované prostredie a aj zadanie úlohy je stabilné. Preto súčasné úlohy priamo nevyžadujú roboty typu MR. Vývoj však naznačuje, že pri

projektovaní automatizovaných pracovísk s robotmi začína intenzívny vývoj kinematických štruktúr pracoviska ako celku (nielen robota). Táto skutočnosť podporuje zavedenie idey MR aj do kategórie priemyselných robotov.

6. CONCLUSION

The idea of modular platform of robots is based on the results of the analysis of recent development of the utility of the principle of modular structures in robotics. It can be said that the research and development of MR have been implemented mainly in service robotics, which enables to solve robot flexibility during the changes of operational environment effectively (mobile platform, chassis functional groups, mobility function, non-structured processes, tool change, etc.). There is usually stabile structured environment in industrial robotics, and also the task order is stabile. Therefore recent tasks do not directly require robots of MR type. However, the development shows that when designing automated workplaces with robots, there starts intense development of kinematic structures of the workplace as such (not only robot). This fact supports the implementation of MR idea also to the category of industrial robots.

LITERATÚRA

[1] HODA, A. EIMARAGHY: Changeable and reconfigurable manufacturiong systems, Springer Verlag, ISBN 978-1-84882-066-1, London, 2009, 405 str.

[2] PALKO, A.: Niektoré aspekty stavby rekonfigurovateľných priemyselných robotov. Acta Mechanica Slovaca, r. 12, č. 2-A, 2008. SjF TU Košice, 2008, s. 463–470. ISSN 1335-2393

[3] PALKO, A.: Ciele a perspektívy uplatnenia modularity v konštrukcii robotickej techniky. Automa 11/2009, FCC Praha, (Česko) s. 46–49. ISSN 1210-9592

[4] SMRČERK, J., PALKO, A.: Metamorphic Robots, Theoretical and Constructional Access to solution. Journal of Automation, Mobile Robotics & Intelligent Systems, [ISSN 1897-8649], Vol. 1, No x/2008, PIAP Warszawa (Poland), pp.

Kontaktná adresa:
doc. Ing. Anton Palko, PhD
H. M. Transtech spol. s. r. o.
Volgogradská 13B
08001 Prešov
00421517718516
apalko@hmtranstech.sk