

ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ V TEORII A PRAXI



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

ISSN 1802-2812

Číslo 3/2007

Seznam příspěvků:

BIGOŠ Peter, PUŠKÁR Michal: VPLYV TEPLoty VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU NA VÝKONOVÚ CHARAKTERISTIKU U DVOJTAKTNÉHO SPAĽOVACIEHO MOTORA	2
BURÁK Jan: SPRACOVANIE NAMÁHANIA PRE PREDIKCIU ŽIVOTNOSTI KONŠTRUKCIÍ – SPEKTRÁLNA A KORELAČNÁ ANALÝZA – MATLAB	8
HRABOVSKÝ Leopold: KINEMATIKA ČINNOSTI ČELISTÍ DVOULANOVÝCH DRAPÁKŮ	15
HRABOVSKÝ Leopold: MANIPULAČNÍ DVOULANOVÝ DRAPÁK SYPKÝCH MATERIÁLŮ	22
OLIVKOVÁ Ivana, RICHTÁŘ Michal, KŘIVDA Vladislav: HODNOCENÍ VÝKONŮ MĚSTSKÉ HROMADNÉ DOPRAVY	28
TRESLER Filip: MODELY DOPRAVNÍHO PROUDU	35

VPLYV TEPLoty VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU NA VÝKONOVÚ CHARAKTERISTIKU U DVOJTAKTNÉHO SPAĽOVACIEHO MOTORA

*Peter BIGOŠ, Michal PUŠKÁR **

Kľúčové slová: teplota spalín vo výfukovom systéme, výkon motora

Abstrakt:

Vplyv teploty výfukových spalín vo výfukovom systéme na charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora je zásadný. Cieľom tohto príspevku je monitorovanie vplyvu tohto parametra a jeho optimalizácia pre použitie v jednostopých dopravných prostriedkoch.

1. Úvod

Veľká časť jednostopových dopravných prostriedkov používa ako hnaciu jednotku dvojtaktné spaľovacie motory. Výhodou je najmä jednoduchšia konštrukcia a vyšší výkon oproti štvortaktnému motoru pri zachovaní zdvihového objemu. Trendy vývoja smerujú k zníženiu spotreby paliva, zvýšeniu výkonu a krútiaceho momentu a k ich lepšiemu využitiu. Teplota spalín vo výfukovom systéme zásadne ovplyvňuje tieto parametre.

2. Princíp činnosti výfukového systému u dvojtaktných motorov

Výfukový systém je dôležitým doplnkom všetkých motorov. U motorov s dvojtaktným pracovným obehom má rozhodujúci vplyv na výkonové parametre motora. Prietok plynov vo výfukovom systéme sa riadi zložitými zákonmi nestacionárneho prúdenia, ktorého výpočet je veľmi zložitý. I keď existujúce špeciálne software našli určité početné výsledky, hlavný objem práce spočíva stále v overovaní vypočítaných hodnôt na skúšobnom motore. V praxi, vo väčšine motocyklových firiem, ktoré udávajú smer vývoja sa podľa všeobecne známych zásad navrhne niekoľko modifikácií výfukových systémov, ktoré sa overujú a ďalej vylepšujú pri skúškach motorov na výkonovej brzde.

Jeden výfukový systém vyhovuje teoreticky len pre jednu hodnotu otáčok motora, v praxi pre určitý pomerne úzky rozsah otáčok. Výsledná úprava výfukového systému je prispôbená najviac používaným hodnotám otáčok s prihliadnutím na možnosť prevádzky v jej ďalších režimoch.

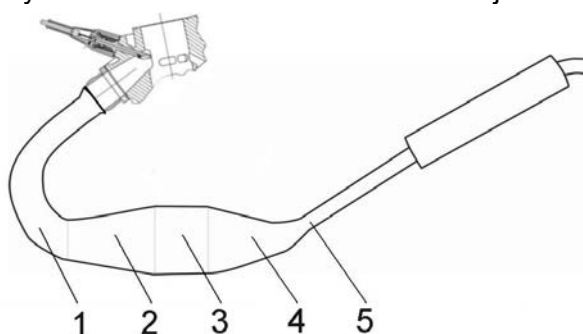
Pri otvorení výfukového kanála vznikne vo valci na hornej hrane piesta impulz. Dôsledkom toho vzniká pretlaková vlna, šíriaca sa do výfukového potrubia rýchlosťou zvuku v danom prostredí. Vo výfukovom potrubí je rýchlosť zvuku podstatne vyššia ako vo voľnej atmosfére. Plyný vo výfukovom potrubí sú postupne vystavené pôsobeniu tlakovej vlny, dôsledkom toho dochádza k ich pohybu smerom von z motora, ale vzhľadom k spätným odrazom tlakovej vlny od protikužela (obr.1), aj ku kmitavému pohybu plynov v smere pozdĺžnej osi výfuku. Kmitanie plynov sa riadi zložitými vzťahmi, ktoré sú dané tvarom výfukového potrubia, odrazmi tlakovej vlny na čiastočne otvorenom konci výfukového potrubia a odrazmi pri otvore vo valci.

Cieľom správne dimenzovaného výfukového systému je zlepšiť odvod výfukových plynov z valca a tým zlepšovať priebeh vyplachovania. Pri vyplachovaní pracovného priestoru valca prepúšťajúcimi prúdmi, dôjde k určitému zmiešaniu spalín s čerstvou zápalnou zmesou a časť čerstvej zmesi unikne do výfukového kanála. Tam miešanie zápalnej zmesi so spalínami pokračuje. Zmes plynov blízko pri motore obsahuje pomerne málo spalín, preto je snaha výfukový systém rozmerovo usporiadať tak, aby v záverečnej fáze došlo vplyvom kmitania ku spätnému pohybu a k návratu časti už odvedených plynov

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

späť do pracovného priestoru valca. Zápalná zmes obsahujúca nižšie percento spalín sa môže využiť pri spaľovaní.

Schéma výfukového systému s valcom v čiastočnom reze je na obr.1



Obr.1. Časti výfukového systému: 1-výfuková trubka, 2-expanzný kužeľ, 3-rezonátor, 4-protikužeľ, 5- koncovka

Prvá časť výfukového systému je trubka kruhového prierezu, ktorá je ohýbaná podľa umiestnenia motora v šasi. U tohto dielu má podstatný vplyv na výkon motora dĺžka a priemer. Ohyby sa funkčne neprejavajú.

Druhá časť je expanzný kužeľ, v ktorom prúdiace spaliny zväčšujú svoj objem a sú ochladzované vzduchom. Tento kužeľ pôsobí aj ako spätný ventil. Dovoľuje pohyb len v jednom smere, von z motora. Rozmery kužeľa majú vplyv na činnosť motora.

Tretí diel je spravidla valcový a hlavným funkčným rozmerom je jeho objem. Pôsobí ako rezonátor a ovplyvňuje vlastný kmitočet celého motora.

Ďalšia časť výfukového systému je kužeľ situovaný opačne než kužeľ expanzný. Býva väčšinou strmší než expanzný kužeľ a pôsobí ako clona pre odraz tlakovej vlny.

Posledným funkčným článkom je trubka menšieho priemeru, ktorá prispôbuje výfukový systém pre širší rozsah otáčok motora. Zmenou dĺžky a priemeru tejto trubky je možné ešte celý výfukový systém doladiť. Táto trubka sa ukončuje tlmikom.



Obr.2. Dvojtaktný spaľovací motor s rezonančným výfukovým systémom

3. Monitorovanie vplyvu teploty výfukového systému na parametre výkonu a krútiaceho momentu

Skracovaním dĺžky výfukového systému dochádza k presunu maximálneho výkonu a maximálneho krútiaceho momentu do vyšších pracovných otáčok dvojtaktného spaľovacieho motora. Toto platí pri konštantnej teplote a tlaku[1].

Podobne z teórie vlnenia vyplýva, že rýchlosť šírenia zvukových vln závisí od tlaku a teploty(1).

$$C = \sqrt{K \cdot \frac{R \cdot T}{M}} \quad (1)$$

kde: C – rýchlosť šírenia zvukových vln [m.s⁻¹]; K = 1,4; R – plynová konštanta [J.kg⁻¹.K⁻¹]; T– teplota [K]; M– mólová hmotnosť [kg.mol⁻¹].

So zvyšujúcou sa teplotou vo výfukovom systéme sa rýchlosť šírenia zvukových vln zvyšuje(1). Teoreticky pre každý výfukový systém definovaný tvarom a rozmermi, existuje maximálna a minimálna teplota. V tomto intervale teplôt sa priebeh výkonu a krútiaceho

momentu zvyšuje najúčinnejšie, pretože pomocou výfukového systému sa optimalizuje výplach valca dvojtaktného motora.

Vychádzajúc z tejto teórie boli urobené experimentálne merania, zamerané na objasnenie vplyvu teploty spalín vo výfukovom systéme na výkonovú charakteristiku dvojtaktného spaľovacieho motora.

Na meranie bol použitý motocykel Honda, ktorý je zobrazený na obr.3



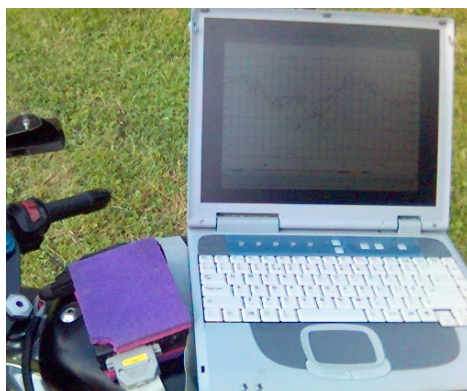
Obr.3. Honda RS 125R

Tab. 1 Technické parametre motocykla (bez úprav)

Typ	jednovalcový, dvojtaktný motor, kvapalinou chladený
Objem:	124 ccm
Vrtanie x zdvih	54 x 54,5 mm
Max. výkon	33,2 kW (44 k)- 12.250 ot/min
Max.krútiaci moment	24,5 NM - 10 000 ot/min
Karburátor	KEIHIN PJ35
prevodovka	6 rychlosti

Ako meracie zariadenie bol použitý Engine Watch a Control system (EWAC), zobrazený na obr.4.

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



Obr.4. Engine Watch a Control system

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

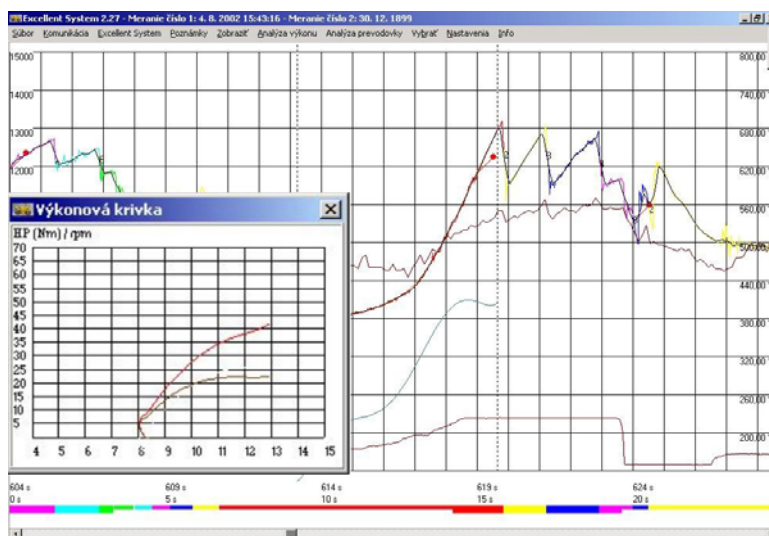
obrazovke PC je graficky zobrazený (pomocou softwaru, ktorý je súčasť EWAC systému) záznam činnosti motora v závislosti na časovej osi. Každý bod záznamu uchováva okamžitú rýchlosť, detonačné rázy, teplotu výfukového systému a výkon na výstupe kľukového hriadeľa.

Cieľom našich meraní bolo definovať optimálny pracovný teplotný interval pre použitý výfukový systém.

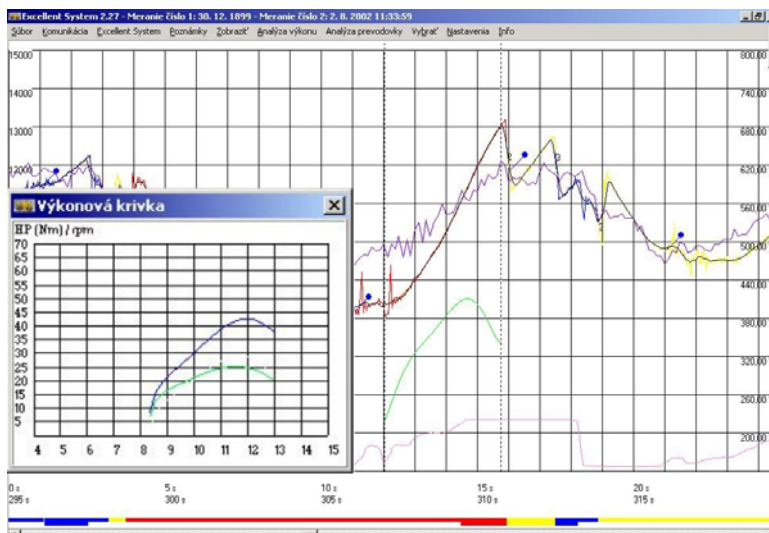
Na meranie boli použité 3 teplotné stavy výfukového systému:

1. Teplotný interval vo výfukovom systéme od 440 do 540°C (obr.5)
2. Teplotný interval vo výfukovom systéme od 520 do 620°C (obr.6)
3. Teplotný interval vo výfukovom systéme od 600 do 720°C (obr.7)

Teploty boli merané v mieste, kde výfukový systém dosahuje najvyššiu teplotu, t.j. v oblasti výfukovej trubky (obr.1).



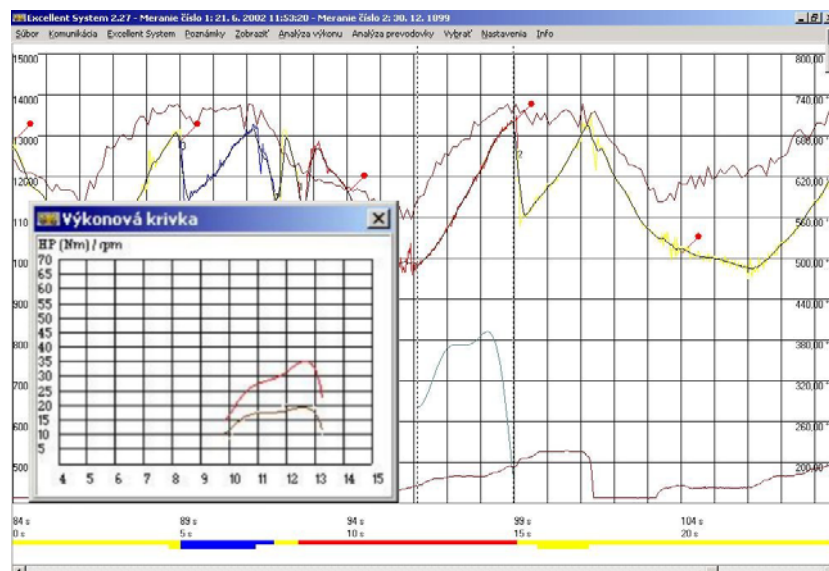
Obr.5. Záznam činnosti a priebeh výkonu dvojtaktného motora pri 1.teplotnom stave



Obr.6. Záznam činnosti a priebeh výkonu dvojtaktného motora pri 2.teplotnom stave

S rastúcou teplotou vo výfukovom systéme sa rýchlosť šírenia vln zvyšuje(1). Spätná vlna vo výfukovom systéme sa vráti rýchlejšie a tým sa proces vratného vyplachovania valca urýchli. Dochádza k teoretickému skracovaniu výfukového systému.

So stúpajúcimi otáčkami optimálne nastaveného motora musí teplota vo výfukovom systéme stúpať, aby bol výfukový systém teoreticky kratší vo vyšších otáčkach a teoreticky dlhší (s nižšou teplotou) v nízkych otáčkach motora.



Obr.7. Záznam činnosti a priebeh výkonu dvojtaktného motora pri 3.teplotnom stave

Z hľadiska praktického využitia je najdôležitejším maximálny výkon a rozsah využiteľných otáčok, t.j. otáčok, pri ktorých je udržiavaná konštantne vysoká hodnota okamžitého výkonu (nad 35k).

Výsledky meraní, maximálne výkony a rozsahy využiteľných otáčok pri jednotlivých teplotných intervaloch sú zobrazené v tab.2.

Tab. 2 Výsledky meraní

	Maximálny výkon na výstupe kľukového hriadeľa P[k] / n[ot/min]	Rozsah využiteľných otáčok n [ot/min]
1.Teplotný interval: od 440 do 540°C	42/13000	2000
2. Teplotný interval: od 520 do 620°C	43/12000	2500
3. Teplotný interval: od 600 do 720°C	35/12500	400

4. Záver

Analýzou výsledkov meraní sme dospeli k záveru, že optimálny interval pracovných teplôt vo výfukovom systéme pre tento dvojtaktný spaľovací motor je <520;620°C>. Motor dosahuje výborný výkon 43 k pri 12000 ot/min a rozsah využiteľných otáčok je 2500 ot/min. V rámci tohto intervalu v hraničných hodnotách 520°C a 620°C nie sú podmienky najoptimálnejšie. Najvyšší výkon dosiahneme, keď teplota vo výfukovom systéme konverguje k strednej hodnote intervalu, t.j. 570°C. Teplota vo výfukovom systéme stúpala s výkonom, čo je znak optimálneho nastavenia motora.

V teplotnom intervale <440;540°C> bol maximálny výkon motora nižší a klesol aj rozsah využiteľných otáčok. Výfukový systém bol podchladený, teoreticky dlhší. To platí najmä pre teplotu 440°C, smerom k hornej hranici intervalu sa výfukové potrubie teoreticky skraca a charakteristiky motora výrazne zlepšujú.

V teplotnom intervale <600;720°C> bol maximálny výkon motora najnižší a rozsah pracovných otáčok prakticky nevyužiteľný. To platí najmä pre teplotu 720°C. Na dolnej hranici intervalu 600°C sú charakteristiky motora dobré. So stúpajúcou teplotou sa parametre výkonu výrazne zhoršujú, dochádza k prehriatiu systému, teoreticky k prílišnému skráteniu výfukového potrubia.

Z analýzy výsledkov vyplýva, že je potrebné zabezpečiť pre dosiahnutie maximálnych hodnôt výkonu u dvojtaktného motora optimálnu pracovnú teplotu výfukového systému. Jeden zo spôsobov ako to dosiahnuť pri podchladenom výfukovom systéme je obalenie azbestovou fóliou. V prípade prehriateho výfukového systému je potrebné zlepšiť chladenie.

Využitím aj týchto poznatkov a ich praktickou aplikáciou pri úprave výfukového systému na pretekárskom motocykli sa dosiaholo to, že tento motocykel zvíťazil v majstrovstvách Slovenska a v Európskom šampionáte UEM Alpe Adria Championship.

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

5. Literatúra

- [1] BIGOŠ, P. , PUŠKÁR, M.: Vplyv dĺžky výfukového systému na parametre výkonu a krútiaceho momentu u dvojtaktného spaľovacieho motora
- [2] BLAIR, G. P. : Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Cycle Engines, SAE Paper 800038,1980
- [3] HUSÁK, P. : Motocykly s dvoudobým motorem, SNTL, Praha, 1978
- [4] KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motoru ,SNTL/ALFA, Praha, 1971
- [5] NUTI, M.: Direct Fuel Injection for Two-Stroke S.I. Engines Exhaust Emissions Abatement, 2.GRAZER ZWEIRADTAGUNG, 1986
- [6] PLOHBERGER, D. ,MIKULIC, L. A. ,LANDFAHRER, K. : Development of a Fuel Injected Two- Stroke Gasoline Engine, SAE Paper 880170 ,1988

Recenzent: Prof. Ing. Ivan IMRIŠ, DrSc.

SPRACOVANIE NAMÁHANIA PRE PREDIKCIU ŽIVOTNOSTI KONŠTRUKCIÍ – SPEKTRÁLNA A KORELAČNÁ ANALÝZA – MATLAB

Ján BURÁK²

Kľúčové slová: matlab, spracovanie signálov, spektrálna analýza, korelačná analýza, predikcia životnosti.

Abstrakt:

Spracovanie časového priebehu namáhania (signálu) pre potreby predikcie životnosti resp. zvyškovej životnosti konštrukcií sa realizuje v časovej oblasti, vyhodnocovaním charakteristických parametrov alebo v oblasti frekvenčnej pomocou spektrálnej a korelačnej analýzy. Cieľom uvádzaného príspevku je priblížiť problematiku spracovania namáhania vo frekvenčnej oblasti pomocou Signal Processing Toolbox softwaru Matlab.

1. MATLAB

MATLAB je výkonný software pre technické operácie. Integruje výpočet, vizualizáciu a programovanie. Systém MATLAB sa skladá z piatich hlavných častí [10, 17]:

- **Vývojové prostredie** – príkazové okno, história príkazov, editor, prehliadač helpu atď.
- **Jazyk MATLAB**
- **Knižnice**
- **Grafika** – 2D a 3D vizualizácia dát, animácie atď.
- **Rozhranie pre aplikačné programy (API)** – umožňuje písať programy v jazyku C, Fortran.

Programovací **jazyk MATLAB** je pokročilý jazyk pre prácu s dátami. Jazyk umožňuje prácu s maticami, poľami, funkciami, dátovými štruktúrami, vstupom a výstupom. Je tu zahrnutá podpora objektového programovania. Umožňuje rýchlo vytvárať jednoduché programy a rovnako vytvárať zložité komplexné aplikácie.

Knižnice (toolboxes) sú sady funkcií a výpočtových algoritmov. Vybrané Matlab toolboxes:

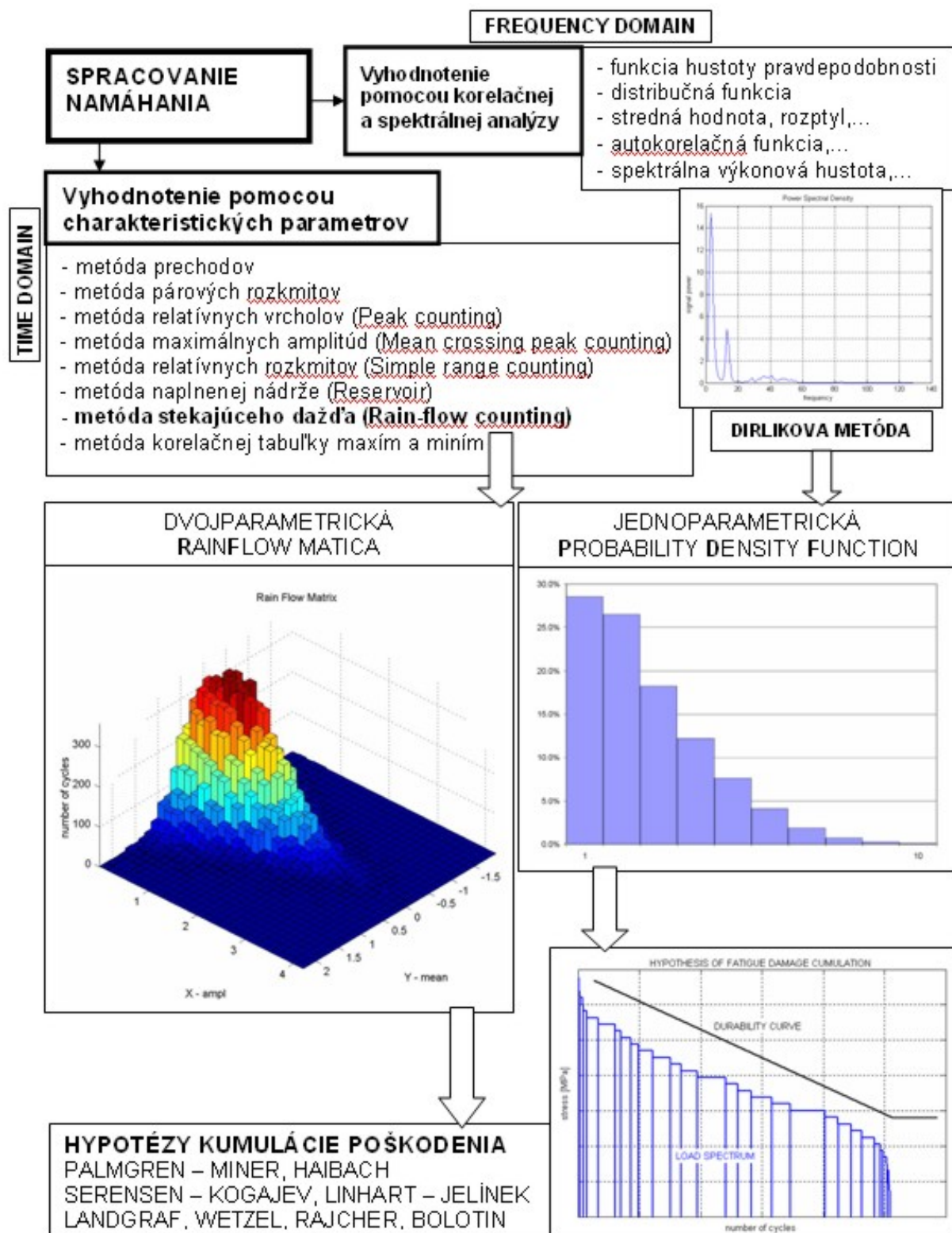
- Optimization Toolbox
- Signal Processing Toolbox (SPT)
- Statistics Toolbox
- Wave Analysis for Fatigue and Oceanography (WAFO)
- GARCH Toolbox ...

2. SPRACOVANIE NAMÁHANIA

Namáhanie pre potreby predikcie životnosti je potrebné spracovať do kolektívov zaťaženia (napr. RF matica, Dirlikova PDF). Algoritmus spracovania namáhania v časovej oblasti (**Time domain**) [1] a frekvenčnej oblasti (**Frequency domain**) [2, 3, 5, 6, 15] je na obr.1 [4]. Pri spracovaní vo frekvenčnej oblasti Dirlikova metóda transformuje spektrálnu výkonovú hustotu (PSD) na jednoparametrickú PDF [11, 12, 13, 14]. Spracovanie namáhania v Matlabe je možné:

- tvorbou procedúr (procedúra pre Dirlikovu metódu),
- špecifickými knižnicami (WAFO, SPT, ...),
- pomocou software balíka simulink (DSP Blockset).

² Ing. Ján Burák, PhD., TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, e-mail: janburak@szm.sk



Obr.1. Spracovanie namáhania pre predikciu životnosti

3. SIGNAL PROCESSING TOOLBOX

Signal Processing Toolbox je rozhranie (grafical user interface) umožňujúce:

- analýzu signálov,
- tvorbu filtrov,
- analýzu (grafickú interpretáciu) filtrov,
- analýzu spektier signálov.

V spolupráci s ďalšími knižnicami (Statistics, GARCH,...) SPT umožňuje spracovanie namáhania pomocou spektrálnej a korelačnej analýzy.

SPTool (obr.2) obsahuje ponuku pre:

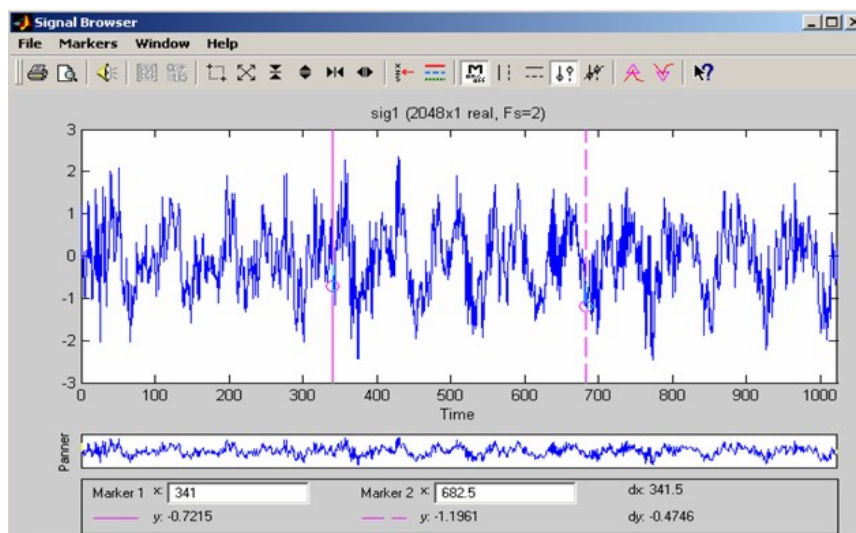
- Signály,
- Filtre,
- Spektrá.



Obr.2. Okno SPTool

V ponuke Signály **Signal browser** (obr.3) umožňuje v časovej oblasti:

- analyzovať signály vo forme vektora alebo matice,
- detailne prezerať dáta signálov,
- merať rôzne charakteristiky signálov,
- porovnávať signály,
- audio interpretáciu,
- tlač priebehov signálov.

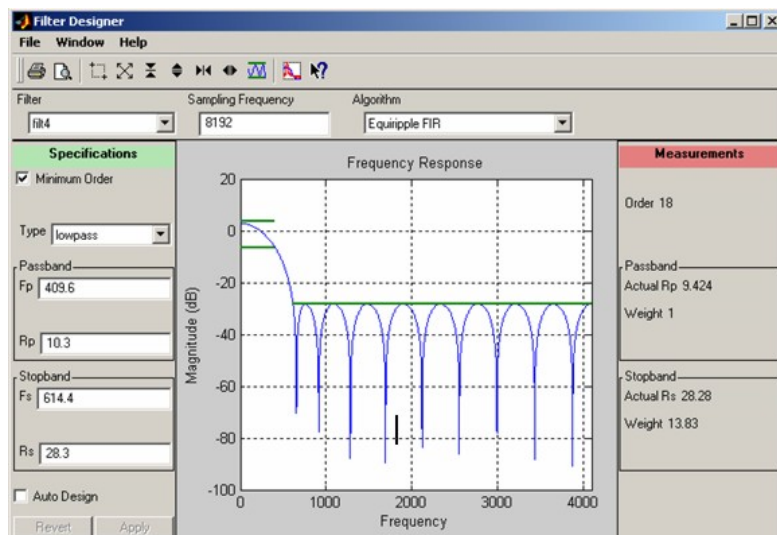


Obr.3. Okno Signal Browser

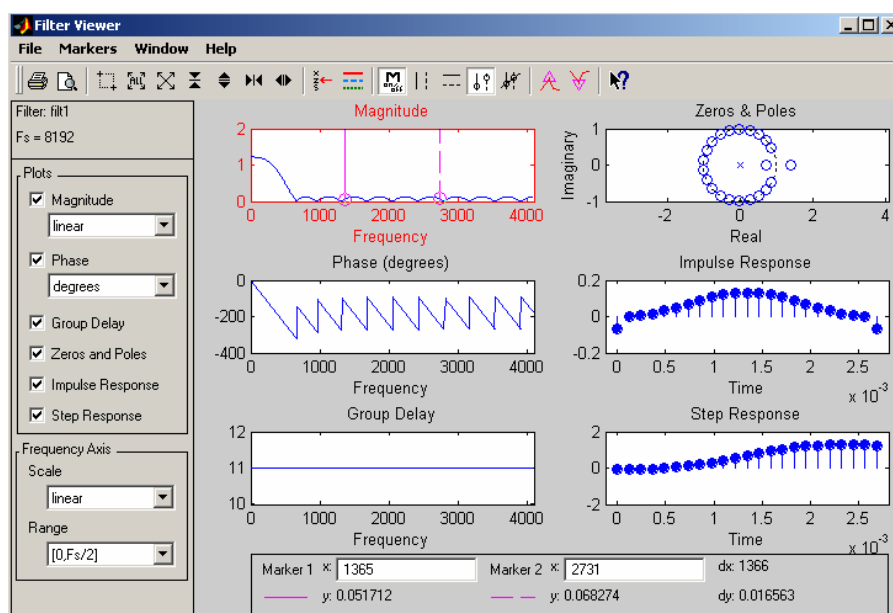
Ponuka Filtre obsahuje **Filter Designer** (obr.4) a **Filter Viewer** (obr.5) prostredia pre tvorbu a analýzu IIR (infinite impulse response) a FIR (infinite impulse response) filtrov.

Filter Designer ponúka filtre:

- Bandpass (pásmová priepusť),
- Lowpass (dolná priepusť),
- Bandstop (pásmová zádrž),
- Highpass (horná priepusť).

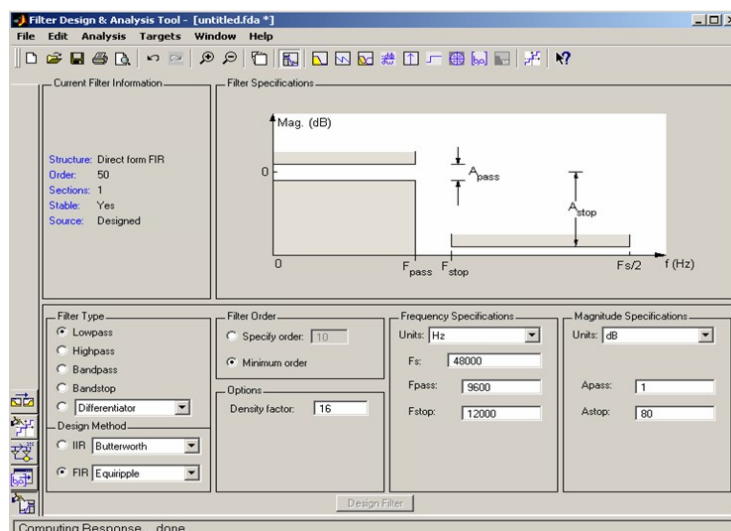


Obr.4. Okno Filter Designer



Obr.5 Okno Filter Viewer

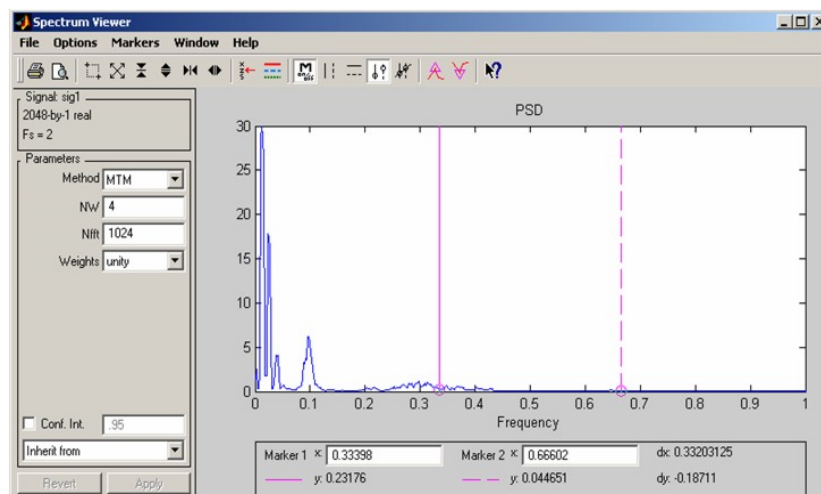
Okrem toho filtre je možné realizovať pomocou **Filter Design and Analysis Tool** (obr.6).



Obr.6. Okno Filter Design and Analysis Tool

V ponuke Spektrá **Spectrum viewer** (obr.7) umožňuje vo frekvenčnej oblasti:

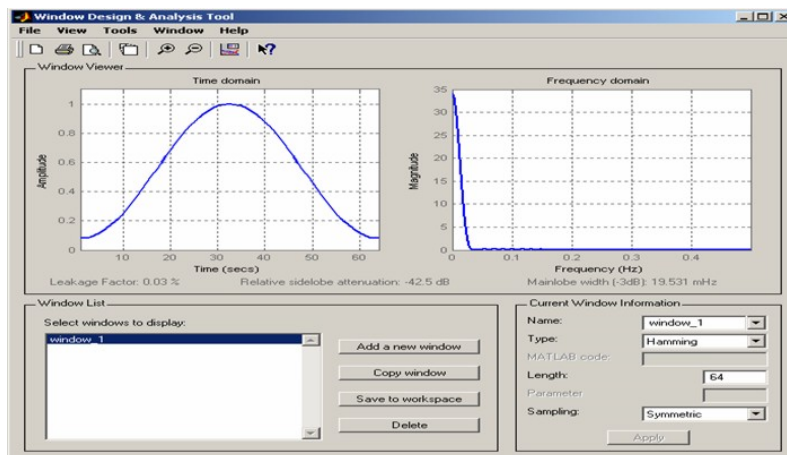
- analýzu a porovnanie spektier signálov,
- tvorbu spektier,
- modifikáciu parametrov spektrálnej výkonovej hustoty,
- tlač priebehov.



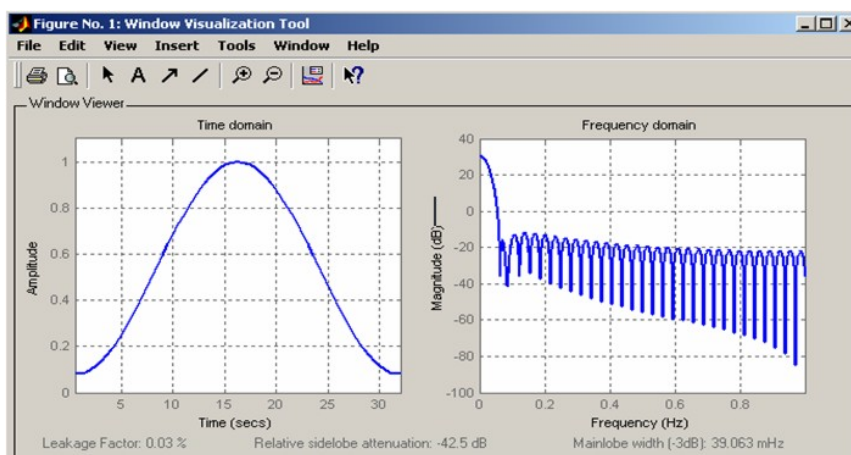
Obr.7. Okno Spectrum Viewer

Pri spracovaní signálov môže voľba okna hrať dôležitú rolu pri kvalite výsledkov. Matlab ponúka dve grafické rozhrania pre prácu s oknami:

- **Window Design and Analysis Tool** (obr.8),
- **Window Visualization Tool** (obr.9).

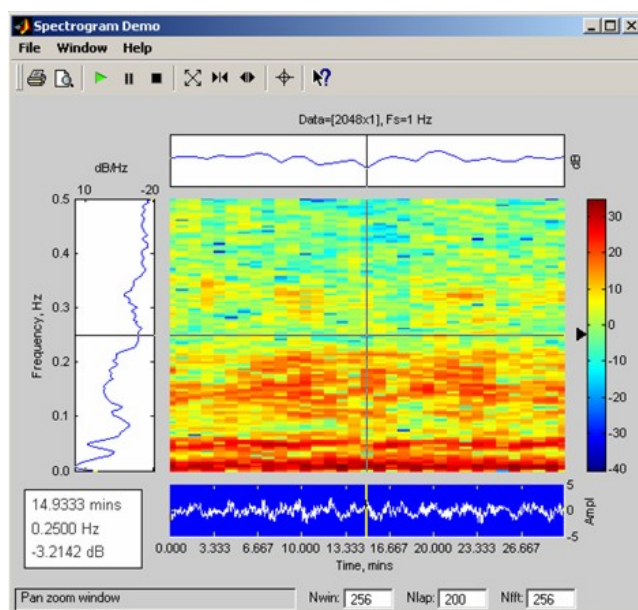


Obr.8. Okno Window Design and Analysis Tool

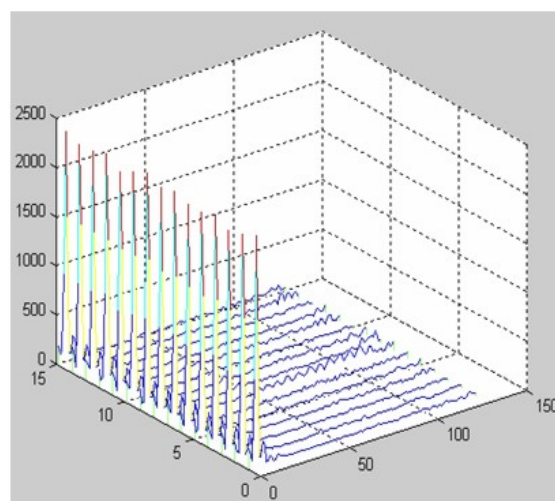


Obr.9. Okno Window Visualization Tool

V rámci časovo – frekvenčnej analýzy Matlab ponúka samostatný alebo demo **spektrogram** (obr.10). Okrem toho je možné vytvoriť tzv. **waterfall graf** (obr.11).



Obr.10. Demo Spektrogram namáhania



Obr.11. Waterfall graf

4. ZÁVER

Metódy a postupy spracovania signálov majú vo všeobecnosti široké spektrum aplikácií. Matlab je možné použiť ako nástroj pre spracovanie namáhania pre životnostné aplikácie. Prostredia pre spracovanie namáhania prostredníctvom Matlabu sú používateľovi prístupné s množstvom alternatív pre grafickú interpretáciu. Aj preto je podľa môjho názoru Matlab veľmi dobrým prostriedkom pre výučbu uvedenej problematiky. Výstupy je možné verifikovať pomocou iného softwaru napr. DDS 2000 [16]. Podrobnejšie informácie k uvedenej problematike je možné nájsť v použitej literatúre.

5. LITERATÚRA

- [1] Čačko, J., Bílý, M., Bukovec, J.: Meranie, vyhodnocovanie a simulácia prevádzkových náhodných procesov, VEDA, Bratislava, 1984
- [2] Chmúrny J., Židek F.: Signály a systémy, SVŠT Bratislava, 1984
- [3] Sinay J., Bigoš P., Bugár T.: Experimentálne metódy a skúšanie strojov, Košice, 1989
- [4] Trebuňa, F., Bigoš, P.: Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií, Viena, Košice, 1997
- [5] Zaplatílek K., Doňar B.: Matlab – začínáme se signály, Praha, 2006
- [6] Zimmermann J.: Spektrografická a škálografická analýza akustického rečového signálu, Prešov, 2002

6. WEBOVÉ STRANKY

- [7] www.adash.cz
- [8] www.bores.com
- [9] www.humusoft.cz
- [10] www.mathworks.com

7. ODBORNÉ ČLÁNKY

- [11] Ariduru S.: Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method, Middle east technical university, 2004
- [12] Benasciutti D., Tovo R.: Spectral methods for lifetime prediction under wide – band stationary random processes
- [13] Kindelmann P., Papuga J.: Hodnocení únavové životnosti za podmínek vysokofrekvenčního namáhání definovaného pomocí PSD, Computational Mechanics, 2006

[14] Sherratt F., Bishop N.W.M., Dirlik T.: Predicting fatigue life from frequency domain data – current methods

[15] Ušalová Ľ.: Analýza akustických a vibračných meraní v procese rozpojovania, Acta Montanistica Slovaca, 4/2004

8. SOFTWARE

[16] DDS 2000 (PRO) 3.2.2

[17] MATLAB 6.5

Recenzent: prof. Ing. Dušan Krokavec, CSc.
TU v Košiciach, FEI, Katedra kybernetiky a umelej inteligencie

KINEMATIKA ČINNOSTI ČELISTÍ DVOULANOVÝCH DRAPÁKŮ

Leopold HRABOVSKÝ³

Klíčová slova: dvoulanový drapák, tvar čelisti drapáku.

Abstrakt:

Článek popisuje mechanizační zařízení využívané k manipulaci se sypkými materiály, tzv. drapáky. V příspěvku jsou porovnávány tři rozdílné tvary lopatových čelistí při odebírání materiálu z hromady.

Jsou stanovovány síly působící v částech drapáku uzavřeného i otevřeného, hloubka vniknutí drapáku do materiálu a teoreticky je rozebírána kinematika při otevírání a uzavírání čelistí čtvrtkruhového tvaru dvoulanového drapáku.

1. Úvod

Drapáky jsou zařízení, která mohou zcela mechanizovaně uchopovat (nabírat do svých čelistí) materiál, takže lze jimi dosáhnout vysokých dopravních (překládacích) výkonů a časových úspor při přerušované manipulaci se sypkými materiály na skládkách.

Dle způsobu ovládání rozeznáváme drapáky **lanové** a drapáky **motorové**.

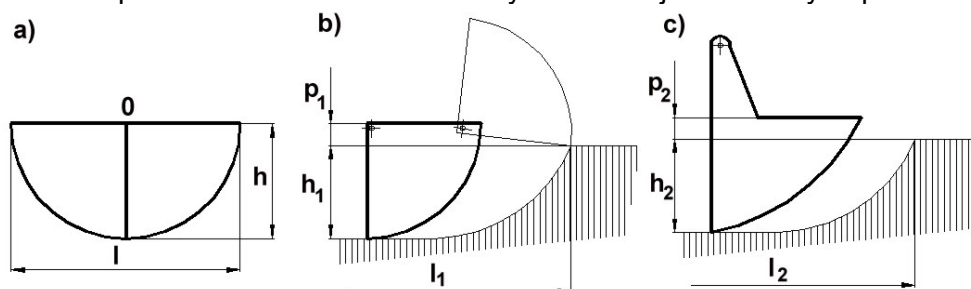
Drapáky **lanové** uzavírají a otevírají své čelisti **jedním** nebo **dvěma** lany (jedním nebo dvěma systémy lan), která jsou navijena na bubny poháněcího zařízení, umístěného odděleně na drapáku.

Čelisti drapáků **motorových** jsou ovládány elektromotorem, jež je umístěn přímo v konstrukci drapáku.

2. Volba tvaru čelistí drapáku [1, str.393-394]

Na obr.1 jsou uvedeny a níže porovnávány tři různé tvary lopatových čelistí při odebírání materiálu z hromady, jejíž horní plocha je vodorovná. Je předpokládáno, že ve všech třech případech drapák odebírá z hromady shodný objem materiálu.

Mají-li čela lopatových čelistí tvar čtvrtkruhu (obr.1,a) a pohybují-li se čelisti při nabírání tak, že se pouze otáčejí kolem své osy, mohou vybrat (vyříznout) v některých případech materiál tak, že se vzájemná poloha většiny jeho částic nezmění, tj. odpory při nabírání budou prakticky jen tyto: řezný odpor (odpor proti vnikání čelistí) a tření o čelisti; odpory vznikající přemisťováním částic nabíraného materiálu budou v tomto případě malé. Tento způsob nabírání lze však uskutečnit jen u materiálu drobněji a stejnoměrně zrnitého, se zrny hladšími, a o menší sypné hmotnosti (např. obilí), neboť řezný odpor je poměrně malý. U těžkého materiálu se řezný odpor zvětšuje se vzrůstající hloubkou záběru. Na velikost potřebné práce k nabírání bude zde tedy mít vliv zejména řezný odpor a tření.



Obr.1. Lopatové čelisti drapáku a) čtvrtkruhového tvaru, b) záběr čelistí čtvrtkruhového tvaru, c) záběr čelistí parabolického tvaru

³ **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185 (1719), fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

Zůstane-li tvar čelistí stejný, avšak způsob nabírání se pozmění, jak je naznačeno na obr.1,b zmenší se odpory při nabírání tím, že odpadne tření na vnější straně čelistí a celková hloubka záběru, do níž čelisti vniknou, bude menší než v předchozím případě ($h_1 < h$). V prostoru mezi čelistmi však nastane vzájemné přemísťování částic materiálu (vlivem částečného hrnutí) a zároveň se určité množství materiálu zvedne nad původní rovinu o hodnotu p_1 [m], takže je nutno vykonat určitou práci na jeho zdvižení. Tato práce zvětšená o práci potřebnou k přemáhání tření materiálu o vnitřní stranu čelistí dává celkovou práci potřebnou k nabírání.

Změní-li se tvar čelistí, jak patrně z obr.1,c nastane případ příznivější než oba případy předešlé. Na vnější straně nebude tření a vzájemné přemísťování částic v prostoru mezi čelistmi bude menší než v případě II, vlivem menší délky hrnutí ($h_2 = h_1$). Bude tedy $p_2 < p_1$.

Celková práce potřebná k nabírání téhož objemu téhož materiálu bude zde tedy menší než v případě I nebo II. Z uvedeného výkladu je zřejmé, že s tohoto hlediska je zásadní tvar lopatových čelistí dle obr.1,c nejvýhodnější.

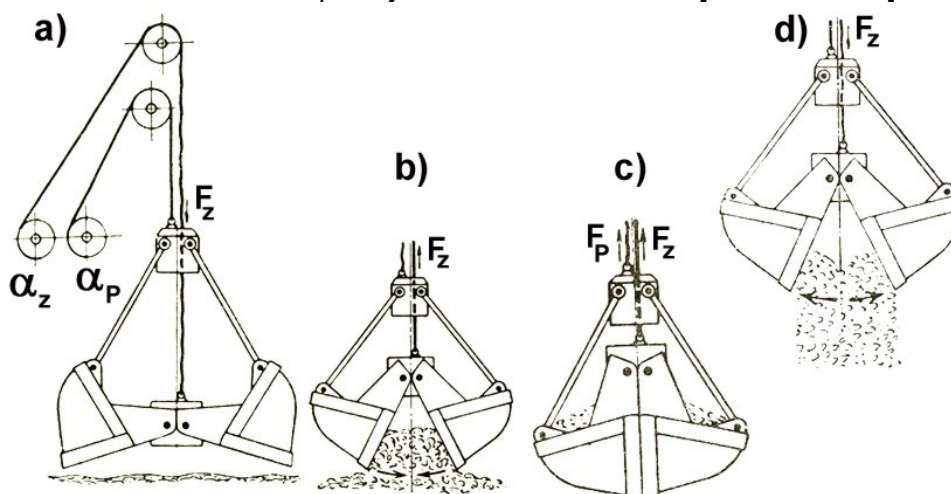
3. Dvoulanové drapáky

Mají lana jednak **zavírací**, jednak **přidržná**.

Zavíracími lany se ovládá zavírání a otvírání drapáku, **přidržná** lana slouží při vyprazdňování, při spouštění prázdného drapáku a spolu s lany zavíracími i při zvedání drapáku naplněného.

Zpravidla je využíváno dvou přidržných a dvou zavíracích lan, resp. dvou větví těchto druhů lan, aby se drapák nemohl samovolně otáčet kolem své osy. Podle upevnění konců obou druhů lan může vzniknout řada kombinací, z nichž některé jsou znázorněny, viz [1, str.402].

Činnost dvoulanového drapáku je znázorněna na obr.2 [1, str.403-404].



Obr.2. Schéma činnosti dvoulanového drapáku a) otevřený drapák se spouští, b) drapák se plní materiálem, c) naplněný drapák se zvedá, d) drapák se vyprazdňuje

Při spouštění prázdného drapáku z horní polohy na hromadu materiálu jsou postupně odvíjena lana zavírací i přidržná (z obou bubnů je odvíjena shodná délka lan).

Po dosednutí drapáku na hromadu materiálu, je na buben zavíracího lana navíjena délka l_z [m] zavíracího lana, která odpovídá požadovanému posunu dolního příčnicku od příčnicku horního o vzdálenost H [m] (viz obr.4 a obr.5). Vlivem zkracování vzdálenosti dolního a horního příčnicku dochází k uzavírání čelistí (viz obr.3).

Po uzavření čelistí drapáku dochází k navíjení lana zavíracího i přidržného na lanové bubny, čímž je drapák vyzvedáván do požadované výšky.

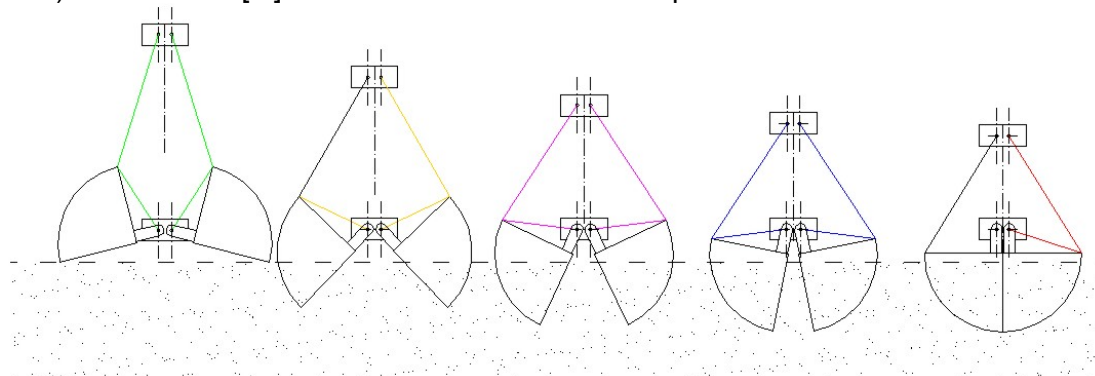
Dosáhne-li drapák požadované výšky, dochází k odvíjení zavíracího lana z bubnu o hodnotu l_z [m], který způsobí posun dolního příčnicku od příčnicku horního o vzdálenost H [m], čímž dochází k otevření čelistí o hodnotu P [m], viz vztah (3).

Rovina pohybu čelistí může mít vzhledem k osám poháněcích bubnů polohu buď kolmou, nebo s nimi rovnoběžnou. Osy kladek v hlavě a v dolním příčnicku mohou být buď **kolmé** (přibližně) na rovinu pohybu čelistí nebo s ní přibližně **rovnoběžné**. V prvním případě,

kdy je ostří drapáku kolmé k rovině kladek, mluvíme o příčném uspořádání kladek v drapáku či krátce o **příčném** drapáku, v druhém případě o drapáku **podélném**.

4. Kinematika otevírání čelistí čtvrtkruhového tvaru dvoulanového drapáku

Při otevírání čelistí drapáku čtvrtkruhového tvaru dochází k odvíjení zavíracího lana z lanového bubnu. Vlivem nárůstu původní vzdálenosti H_0 [m] (vzdálenost dolního a horního příčnicku) o hodnotu H [m] dochází k otevírání čelistí drapáku.

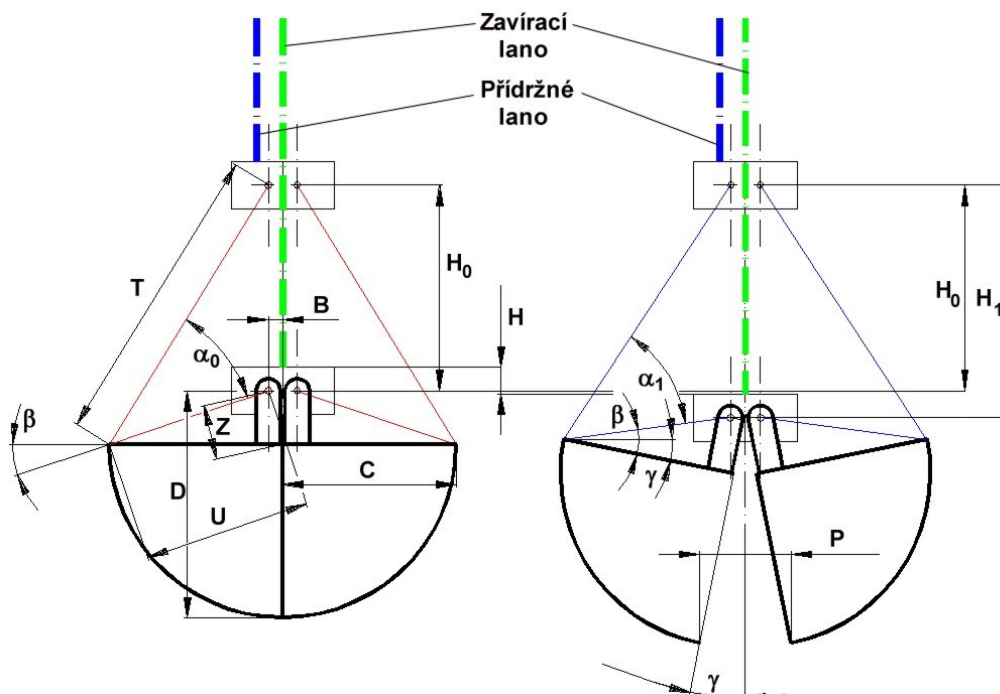


Obr.3. Schéma činnosti dvoulanového drapáku při nabírání materiálu

Je-li, dle obr.4, volena délka táhla T [m], vzdálenost otočného čepu jedné poloviny čelisti drapáku od horního čepu uchycení táhla H_0 [m] a vzdálenost otočného čepu jedné poloviny čelisti drapáku od dolního čepu uchycení táhla U [m], je možno stanovit úhel α_0 [deg] dle kosinovy věty, viz (1).

$$H_0^2 = T^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot T \cdot \cos \alpha_0 \Rightarrow \alpha_0 = \arccos \left(\frac{T^2 + U^2 - H_0^2}{2 \cdot U \cdot T} \right) [\text{deg}] \quad (1)$$

Otevírání čelistí drapáku je podmíněno postupným uvolňováním zavíracího lana, čím dochází ke zvyšování vzdálenosti otočného čepu jedné poloviny čelisti drapáku od horního čepu uchycení táhla na hodnotu $H_0 + H = H_1$ [m].



Obr.4. Otevírání čelistí dvoulanového drapáku

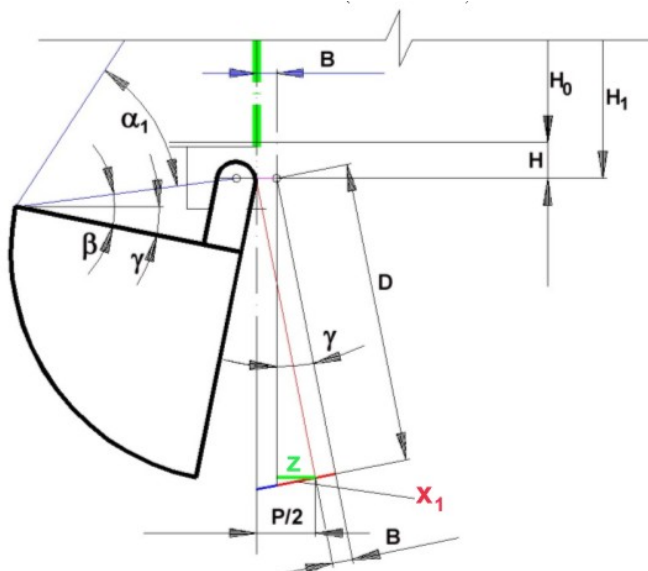
Zvyšováním vzdálenosti otočného čepu jedné poloviny čelisti drapáku od horního čepu uchycení táhla dochází ke změně (nárůstu) původního úhlu α_0 [deg] na úhel α_1 [deg], který je možno vyjádřit obdobně jako v (1).

$$(H_0 + H)^2 = T^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot T \cdot \cos \alpha_1 \Rightarrow \alpha_1 = \arccos \left(\frac{T^2 + U^2 - (H_0 + H)^2}{2 \cdot U \cdot T} \right) [\text{deg}] \quad (2)$$

Uvolnění zdvihového lana z původní délky (vztaženo k uzavřeným čelistem drapáku) o hodnotu H [m] způsobí pootevření čelistí drapáku o hodnotu P [m]. Dle obr.5 je možno velikost pootevření čelistí drapáku P [m] vyjádřit, viz (3).

$$P = 2 \cdot (z + B) = 2 \cdot [(D \cdot \tan \gamma - B) \cdot \cos \gamma + B] = 2 \cdot [D \cdot \sin \gamma + B \cdot (1 - \cos \gamma)] [\text{m}] \quad (3)$$

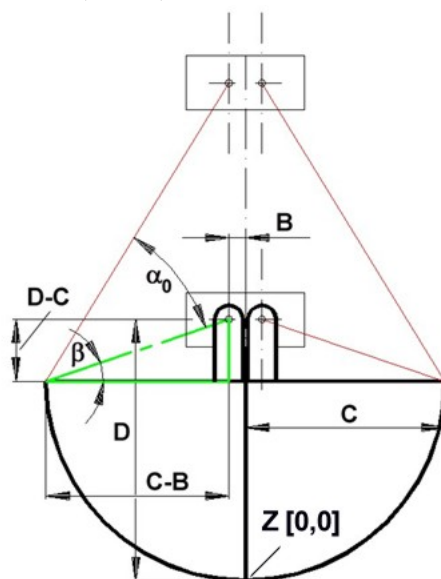
kde $x_1 = D \cdot \tan \gamma$ [m], $z = (x_1 - B) \cdot \cos \gamma = (D \cdot \tan \gamma - B) \cdot \cos \gamma$



Obr.5. Otevírání čelistí dvoulanového drapáku

Dle obr.6 lze předpokládat, že úhel β [deg] se při otevírání (uzavírání) čelistí drapáku nemění. Úhel β [deg] je úhlem, který svírá táhlo délky U [m] (viz obr.4) s horní rovinou čelistí drapáku. Ze známých konstrukčních rozměrů drapáku je možno úhel β [deg] vyjádřit na základě obr.6, dle vztahu (4).

$$\tan \beta = \frac{D - C}{C - B} \Rightarrow \beta = \arctan \left(\frac{D - C}{C - B} \right) [\text{deg}] \quad (4)$$



Obr.6. Konstrukční rozměry drapáku

Uvolnění zdvihového lana z původní délky (vztaženo k uzavřeným čelistem drapáku) o hodnotu H [m] způsobí pootevření čelistí drapáku o hodnotu P [m], kterou je možno vyčíslit

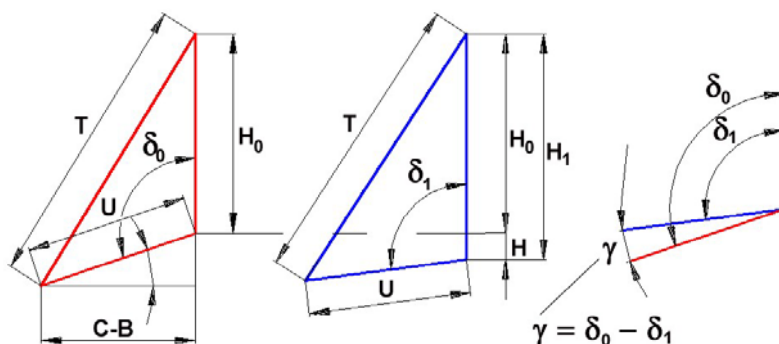
dle vztahu (3). Vzdálenost P [m], viz vztah (3), je závislá na úhlu γ [deg]. Tento úhel je možno geometricky vyjádřit na základě obr.7. Analyticky je možno úhel γ [deg] vyčíslit dle vztahu (6).

V obr.7 jsou příslušné úhly δ_0 [deg] a δ_1 [deg] vyčísleny dle kosinovy věty, viz vztah (5).

$$T^2 = H_0^2 + U^2 - 2 \cdot H_0 \cdot U \cdot \cos \delta_0 \Rightarrow \delta_0 = \arccos \left(\frac{H_0^2 + U^2 - T^2}{2 \cdot H_0 \cdot U} \right) [\text{deg}]$$

$$T^2 = (H_0 + H)^2 + U^2 - 2 \cdot (H_0 + H) \cdot U \cdot \cos \delta_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \delta_1 = \arccos \left(\frac{(H_0 + H)^2 + U^2 - T^2}{2 \cdot (H_0 + H) \cdot U} \right) [\text{deg}] \quad (5)$$



Obr.7. Stanovení úhlu γ [deg]

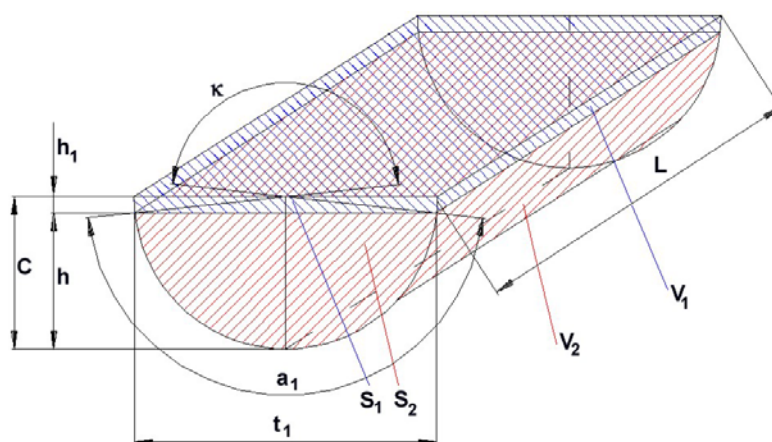
$$\gamma = \delta_0 - \delta_1 = \arccos \left(\frac{H_0^2 + U^2 - T^2}{2 \cdot H_0 \cdot U} \right) - \arccos \left(\frac{(H_0 + H)^2 + U^2 - T^2}{2 \cdot (H_0 + H) \cdot U} \right) [\text{deg}] \quad (6)$$

5. Stanovení hloubky vniknutí drapáku do materiálu

Dosedne-li rozevřený drapák rychlostí v [m/s] na materiál, zaboří se jeho čelisti do hloubky h_1 [m], přičemž platí:

$$R \cdot h_1 = \frac{m_d \cdot v^2}{2} [\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2] \quad (7)$$

kde R [N] - odpor proti vnikání čelistí drapáku do materiálu, m_d [kg] – hmotnost drapáku.



Obr.8. Objem materiálu odebraný drapákem při vniknutí čelistí do hloubky h_1 [m]

Síla v zavíracích lanech F_z [N] při uzavírání čelistí drapáku je závislá na směru síly R [N], která závisí na dráze pohybu čelistí v nabíraném materiálu. Předpokládáme-li tuto dráhu parabolickou (viz obr.9), bude objem V [m³] drapákem odebraného materiálu, dle obr.8.

$$V = V_1 + V_2 = S_1 \cdot L + S_2 \cdot L = S \cdot L = \frac{\pi \cdot C^2}{2} \cdot L [\text{m}^3] \quad (8)$$

$$\text{kde } S_1 = S - S_2 [\text{m}^2] \quad (9)$$

Plochu S_2 [m²] je možno vyjádřit na základě vztahu [2, str.331]:

$$S_2 = \frac{1}{2} \cdot [a_1 \cdot C - t_1 \cdot (C - h_1)] = \frac{1}{2} \cdot (a_1 \cdot C - t_1 \cdot h) \text{ [m}^2\text{]} \quad (10)$$

kde, dle obr.8 je a_1 [m] je délka oblouku, viz (12); t_1 [m] je délka tětiny příslušného oblouku kružnice, viz (13); h_1 [m] je výška kruhové úseče, viz (11), κ [deg] – velikost středového úhlu ve stupňové míře, viz obr.8.

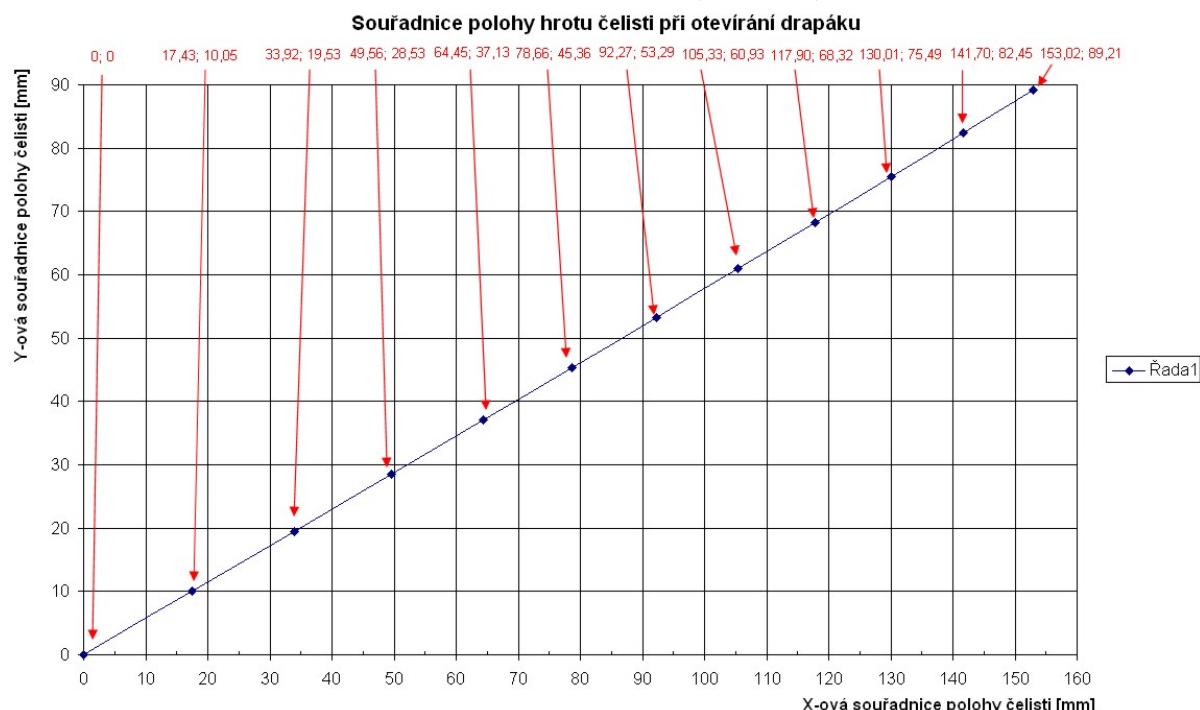
$$\operatorname{tg} \frac{\kappa}{2} = \frac{\frac{t_1}{2}}{h_1} \Rightarrow h_1 = \frac{t_1}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\kappa}{2}} \text{ [m]} \quad (11)$$

$$a_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot C}{360} \cdot \kappa = \frac{\pi \cdot C}{180} \cdot \kappa \text{ [m]} \quad (12)$$

$$t_1 = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (2 \cdot C - h)} = 2 \cdot C \cdot \sin \frac{\kappa}{2} \text{ [m]} \quad (13)$$

Dle obr.9 platí, že:

$$C = h + h_1 \Rightarrow h = C - h_1 = C - C \cdot \cos \frac{\kappa}{2} = C \cdot \left(1 - \cos \frac{\kappa}{2}\right) \text{ [m]} \quad (14)$$



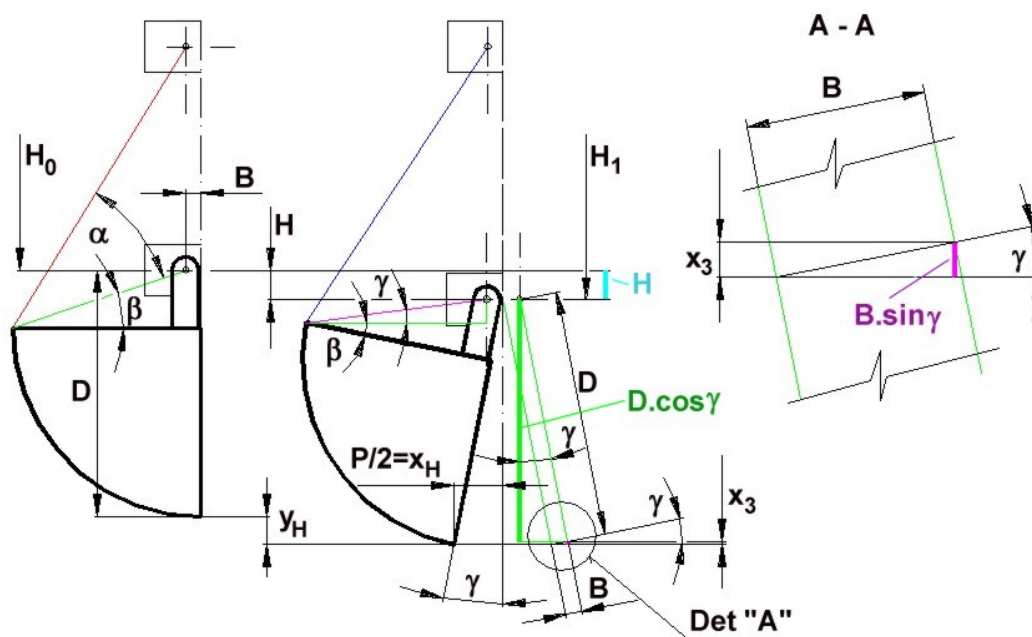
Obr.9. Souřadnice polohy hrotu čelisti při otevírání drapáku

Graf souřadnic polohy hrotu čelisti při otevírání drapáku (viz obr.9) je sestrojen pro hodnoty, které jsou blíže specifikovány v obr.5, $D = 500$ mm, $C = 400$ mm, $H_0 = 250$ mm, $B = 10$ mm, $H = 0 \div 110$ mm, Příslušné hodnoty souřadnic odpovídají počátečnímu bodu Z o souřadnicích [0,0], viz obr.6.

Souřadnice polohy hrotu $[x_H, y_H]$ při otevírání čelistí jsou vyčísleny dle vztahu (15) a (16) na základě obr.10. Souřadnice polohy hrotu $[x_H, y_H]$ čelistí, jakož i úhel pootevření čelisti γ [deg] jsou stanoveny na základě posunu horního čepu uchycení táhla v příčnicku od dolního příčnicku o hodnotu H [m], viz tabulka 1.

$$x_H = \frac{P}{2} = D \cdot \sin \gamma + B \cdot (1 - \cos \gamma) \text{ [mm]} \quad (15)$$

$$y_H = \frac{P}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = x_H \cdot \operatorname{tg} \gamma = [D \cdot \sin \gamma + B \cdot (1 - \cos \gamma)] \cdot \operatorname{tg} \gamma \text{ [mm]} \quad (16)$$



Obr.10. Souřadnice polohy hrotu čelisti při otevírání drpáku

Tabulka 1

H [mm]	γ [deg]	xH [mm]	yH [mm]
0	0	0	0
10	1,997	17,433	10,045
20	3,887	33,916	19,528
30	5,682	49,556	28,533
40	7,396	64,445	37,127
50	9,037	78,661	45,364
60	10,614	92,27	53,287
70	12,135	105,331	60,93
80	13,605	117,895	68,322
90	15,03	130,006	75,488
100	16,415	141,702	82,446
110	17,763	153,018	89,214

6. Závěr

V příspěvku je teoreticky popisována kinematika otevírání čelistí dvoulanového drpáku. Vztah (3) stanovuje velikost pootevření čelistí drpáku při uvolnění zdvihového lana z původní vzdálenosti otočného čepu jedné poloviny od dolního čepu uchycení táhla o hodnotu H [m]. V kapitole 6 je uveden vztah pro vyjádření polohy hrotu čelistí při otevírání čelistí drpáku.

7. Seznam literatury

- [1] Remta, F., Kupka, L.: Jeřáby I.díl. SNTL Praha 1956.
- [2] Bartsch, H. J.: Matematické vzorce. SNTL Praha 1983

Abstract:

The article describes mechanization arrangement exploited to handling with loose material, so-called grab. In the paper are matching three different shapes bucked shoe at extracting material from withdrawing material from stacks.

In this paper are apportioned on acting force in part grab - self-contained and open, skin depth grab to the material and abstractedly is stripping kinematics at opening and closing jaw quarter circle recontouring two-ropes grab.

Recenzent: Prof. Ing. Karel Bailotti, CSc.

MANIPULAČNÍ DVOULANOVÝ DRAPÁK SYPKÝCH MATERIÁLŮ

Leopold HRABOVSKÝ⁴

Klíčová slova: dvoulanový drapák, čelisti drapáku, řezný odpor.

Abstrakt:

Článek popisuje mechanizační zařízení využívané k manipulaci se sypkými materiály, tzv. drapáky. V příspěvku jsou stanoveny síly působící v částech uzavřeného a otevřeného drapáku.

Článek uvádí postup vyjádření řezného odporu při uzavírání čelistí drapáku, jakož i sílu v uzavíracích lanech.

1. Úvod

Příspěvek navazuje na článek publikovaný v elektronickém odborném časopisu o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“, č. 3/2007 pod názvem „Kinematika činnosti čelistí dvoulanových drapáků“.

V předloženém příspěvku je pojednáváno o dvoulanovém drapáku (viz obr.1), který má jednak lana zavírací a lana přídržná. Zavíracími lany se ovládá zavírání a otvírání, přídržná lana přidržují drapák při jeho vyprazdňování, nesou tíhu prázdného drapáku při jeho spouštění a spolupůsobí při zvedání plného drapáku. Užití těchto dvou typů lan vyžaduje jeřábový vozík (kočku) se dvěma bubny. Schéma činnosti dvoulanového drapáku je popsáno v [1, kap.3].



Obr.1. Mechanický dvoulanový drapák

2. Stanovení sil v částech drapáku

V jednotlivých částech uzavřeného drapáku působí síly, viz obr.2,b, v částech otevřeného drapáku působí síly, viz obr.2,c. Dle [2, str.330] leží těžiště výseče na ose

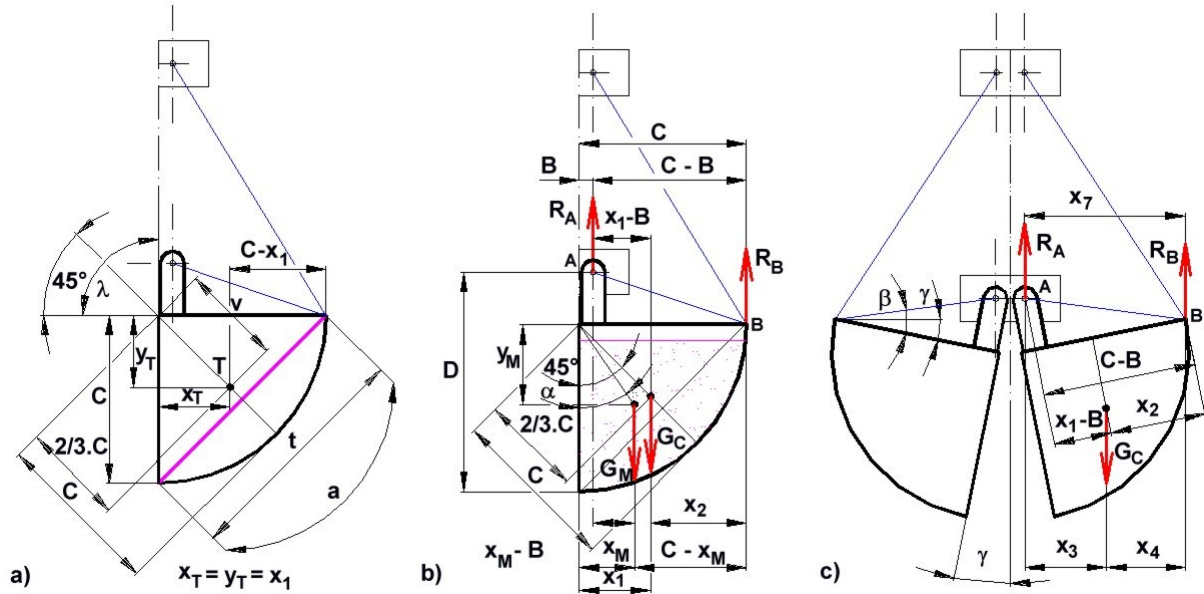
souměrnosti dané kruhové výseče ve vzdálenosti $v = \frac{\frac{2}{3} \cdot C \cdot t}{a}$ [m] od středu příslušné kružnice, přičemž a [m] je délka oblouku, viz (1), t [m] je délka tětiny příslušného oblouku kružnice, viz (2) a obr.2,a.

$$a = \frac{2 \cdot \pi \cdot C}{360} \cdot \lambda = \frac{\pi \cdot C}{180} \cdot \lambda \text{ [m]} \quad (1)$$

$$t = 2 \cdot \sqrt{(C^2 - h_v^2)} = 2 \cdot C \cdot \sin \frac{\lambda}{2} \text{ [m]} \quad (2)$$

⁴ **Doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav dopravních a úpravnických zařízení, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3185 (1719), fax: +420 59 691 6490, e-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

kde h_v [m] je výška kruhové úseče, viz (3), λ [deg] – velikost středového úhlu ve stupňové míře.



Obr.2. Působící síly v závěsech drapáku

$$\operatorname{tg} \frac{\lambda}{2} = \frac{\frac{t}{2}}{h_v} \Rightarrow h_v = \frac{t}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\lambda}{2}} \text{ [m]} \quad (3)$$

Působící sílu v průřezu zavíracího lana F_z [N] v okamžiku uzavřených čelistí drapáku, při jeho zaplnění přepravovaným materiálem je možno vyjádřit prostřednictvím vztahu (4) a dle obr.2,b.

$$F_z = 2 \cdot R_A \text{ [N]} \quad (4)$$

kde příslušnou reakci R_A [N] vyjádříme z momentové podmínky vztažené k bodu B, viz obr.2,b.

$$\sum M_B = 0: R_A \cdot (C - B) - G_c \cdot x_2 - G_m \cdot (C - x_M) = 0 \Rightarrow R_A = \frac{G_c \cdot x_2 - G_m \cdot (C - x_M)}{(C - B)} \text{ [N]} \quad (5)$$

kde G_m [N] je tíha materiálu v jedné polovině drapáku (tíha na jednu čelist drapáku), viz (12), x_2 [m] – rameno působící síly, viz vztah (7) .

$$G_m = \frac{V}{2} \cdot \rho_s \cdot g \text{ [N]} \quad (6)$$

kde V [m³] objem odebraného materiálu drapákem (viz [1], obr.9), ρ_s [kg/m³] sypaná hmotnost manipulovaného materiálu.

$$x_2 = C - x_1 \text{ [m]} \quad (7)$$

kde x_1 [m] – vzdálenost těžiště působící tíhy čelisti drapáku od hrany čelisti drapáku. Hodnotu vzdálenosti x_1 [m] je možno vyjádřit dle obr.2,b, viz vztah (8).

$$\cos 45^\circ = \frac{x_1}{\frac{2}{3} \cdot C} \Rightarrow x_1 = \frac{2}{3} \cdot C \cdot \cos 45^\circ \text{ [m]} \quad (8)$$

Působící sílu v průřezu zavíracího lana F_z [N] v okamžiku otevřených čelistí drapáku, který dosedá na vrstvu materiálu je možno vyjádřit vztahem (9) a dle obr.2,c.

$$\sum M_B = 0: R_A \cdot x_7 - G_c \cdot x_4 = 0 \Rightarrow R_A = G_c \cdot \frac{x_4}{x_7} \text{ [N]} \quad (9)$$

kde x_4 [m] – rameno působící síly, viz vztah (10), který je možno odvodit na základě obr.3,b; x_7 [m] - rameno působící síly, viz vztah (13), který je možno odvodit na základě obr.3,a.

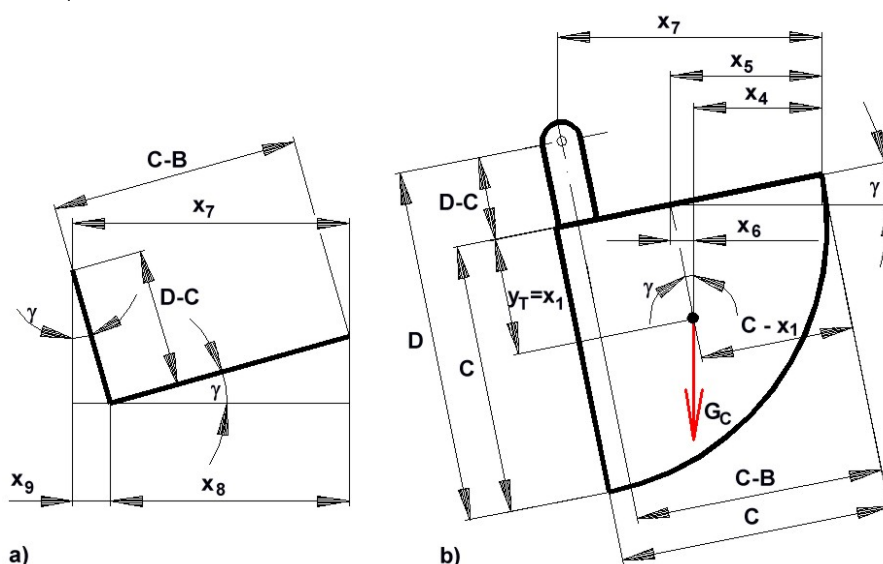
$$x_4 = x_5 - x_6 = (C - x_1) \cdot \cos \gamma - x_1 \cdot \sin \gamma = \left(C - \frac{2}{3} \cdot C \cdot \cos 45^\circ \right) \cdot \cos \gamma - \frac{2}{3} \cdot C \cdot \cos 45^\circ \cdot \sin \gamma =$$

$$= - \frac{2}{3} \cdot C \cdot \cos 45^\circ \cdot (\cos \gamma + \sin \gamma) + C \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (10)$$

kde x_5 [m] je dle obr.2,c a obr.3, viz (11), x_6 [m] je dle obr.2,c a obr.3, viz (12),

$$\cos \gamma = \frac{x_5}{x_2} = \frac{x_5}{C - x_1} \Rightarrow x_5 = (C - x_1) \cdot \cos \gamma = x_2 \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (11)$$

$$\sin \gamma = \frac{x_6}{x_1} \Rightarrow x_6 = x_1 \cdot \sin \gamma \text{ [m]} \quad (12)$$



Obr.3. Působící síly v závěsech drapáku

$$x_7 = x_8 + x_9 = (C - B) \cdot \cos \gamma + (D - C) \cdot \sin \gamma \text{ [m]} \quad (13)$$

$$\cos \gamma = \frac{x_8}{C - B} \Rightarrow x_8 = (C - B) \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (14)$$

$$\sin \gamma = \frac{x_9}{D - C} \Rightarrow x_9 = (D - C) \cdot \sin \gamma \text{ [m]} \quad (15)$$

3. Síly působící v částech drapáku při jeho vyprazdňování

Drapák se nachází v horní poloze, kde je vyždvižen prostřednictvím lana zavíracího a lana přídržného. Otvírání čelistí drapáku a tím jeho vyprazdňování je uskutečňováno uvolňováním lana zavíracího, tzn. jeho odvíjením z bubnu.

Vlivem odvíjení zavíracího lana z bubnu dochází k otevírání čelistí drapáku. Posune-li se otočný čep jedné poloviny čelisti drapáku od horního čepu uchycení táhla o hodnotu H [m], dochází k pootevření čelistí drapáku o hodnotu P [m], viz [1, vztah (3)].

Z momentové podmínky vztážené k bodu B je možno dle obr.4 stanovit sílu R_A [N] v uzavíracím laně drapáku při jeho vyprazdňování.

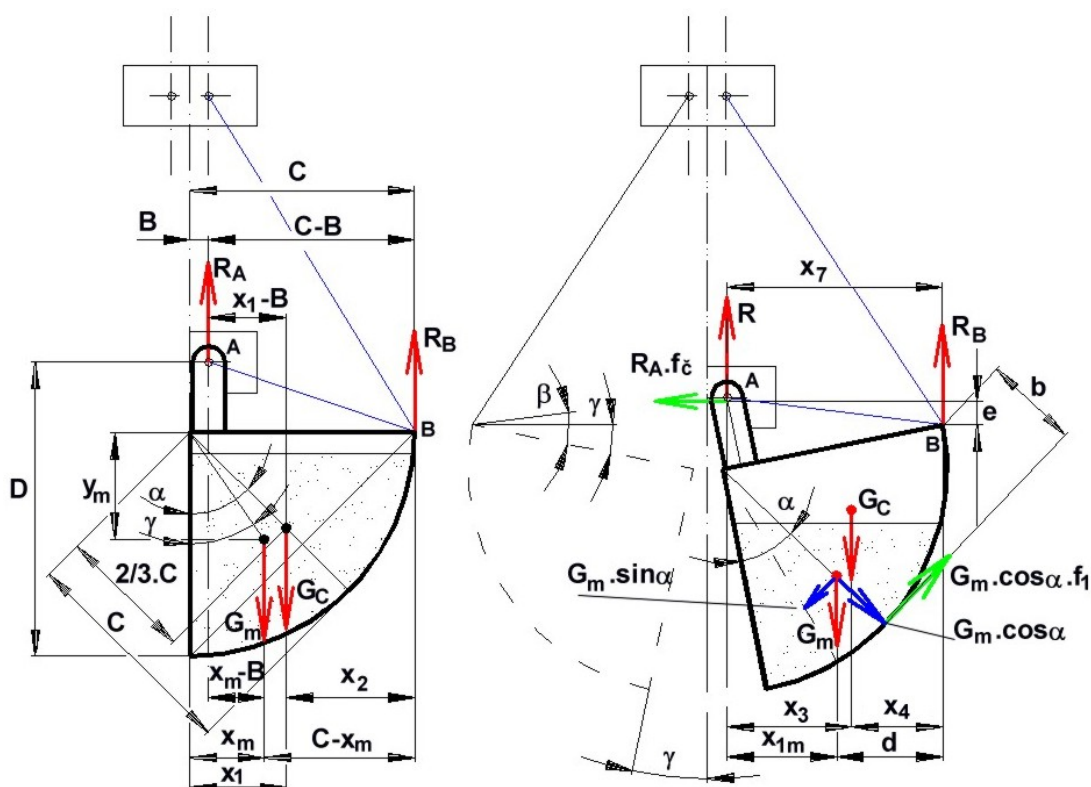
$$\sum M_B = 0: R_A \cdot x_7 - G_c \cdot x_4 - G_m \cdot d - G_m \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot b - R_A \cdot f_c \cdot e = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_A = \frac{G_c \cdot x_4 + G_m \cdot (d + \cos \alpha \cdot f_1 \cdot b)}{x_7 - f_c \cdot e} \text{ [N]} \quad (16)$$

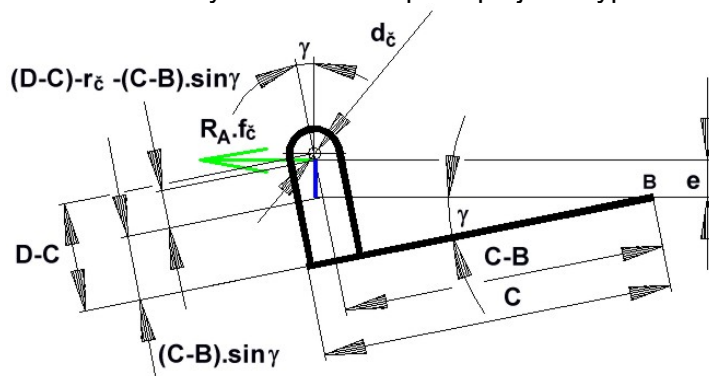
kde příslušná ramena působících sil jsou vyjádřena: x_4 [m] viz vztah (10); x_7 [m] viz vztah (13); e [m] – rameno působící síly čepového tření, viz obr.5 a vztah (17); b [m] – rameno působící třecí síly materiálu o dno čelisti drapáku.

$$\cos \gamma = \frac{e}{(D-C) - r_c - (C-B) \cdot \sin \gamma} \Rightarrow e = [(D-C) - r_c - (C-B) \cdot \sin \gamma] \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (17)$$

kde r_c [m] – poloměr čepu závěsu čelisti drapáku.



Obr.4. Působící síly v částech drapáku při jeho vyprazdňování

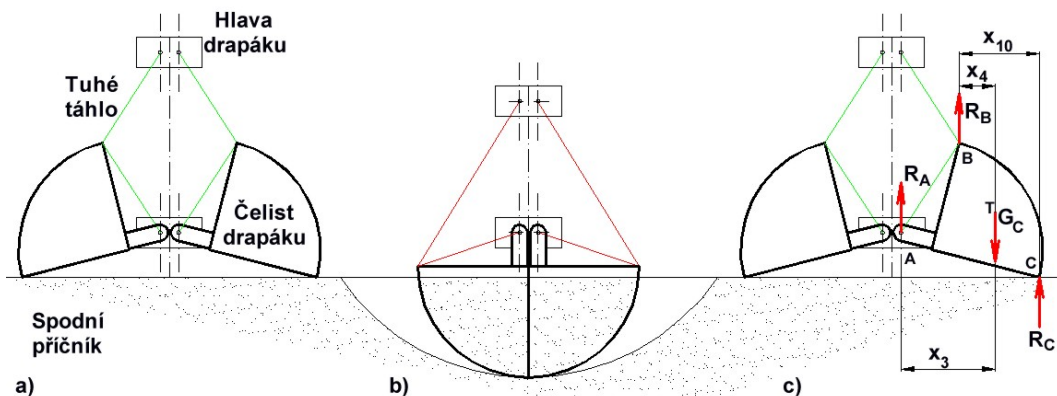


Obr.5. Rameno působící síly čepového tření

4. Odpor proti vnikání čelistí drapáku do materiálu

Dosedá-li otevřený drapák rychlostí v [m/s] na materiál, zaboří se jeho čelisti do hloubky h_1 [m], viz [1, obr.1], přičemž platí [1, vztah (7)].

Dle obr.2,c je možno dokázat, že při spuštění drapáku na vrstvu materiálu působí v průřezu zavíracího lana síla R_A [N], viz vztah (9).



Obr.6. Poloha čelistí drapáku při dosednutí a plnění materiálem

Obr.6,a popisuje polohu drapáku při jeho dosednutí na vrstvu odebíraného materiálu a obr.6,b objem V [m³] materiálu, jež je drpákem odebrán z hromady (blíže viz [1, vztah (8)]).

Při dosednutí drpáku na odebíraný materiál je možno dle obr.6,c stanovit sílu R_A [N] působící v zavíracím laně v okamžiku před navíjením zavíracího lana na příslušný buben, viz vztah (19) nebo (20).

Z momentové podmínky vztažené k bodu A vyplývá:

$$\sum M_A = 0: R_B \cdot (x_3 - x_4) - G_C \cdot x_3 + R_C \cdot (x_3 - x_4 + x_{10}) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_C = \frac{G_C \cdot x_3 - R_B \cdot (x_3 - x_4)}{(x_3 - x_4 + x_{10})} \text{ [N]} \quad (18)$$

Z momentové podmínky vztažené k bodu B vyplývá:

$$\sum M_B = 0: R_A \cdot (x_3 - x_4) + G_C \cdot x_4 - R_C \cdot x_{10} = 0 \Rightarrow$$

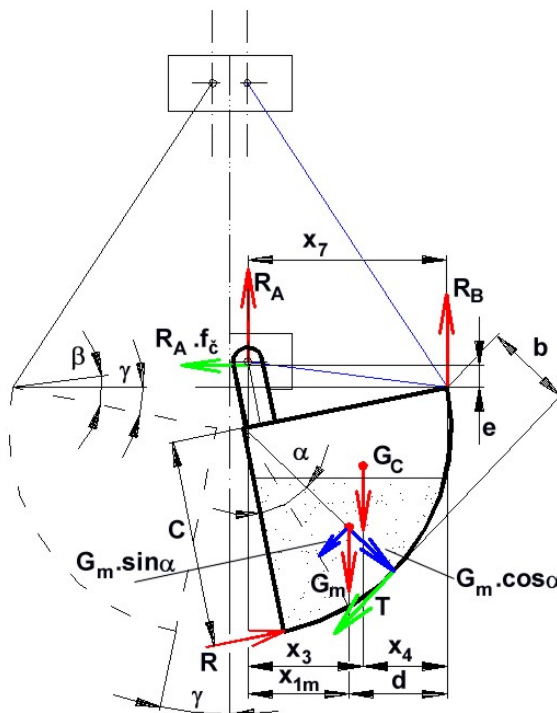
$$\Rightarrow R_A = \frac{R_C \cdot x_{10} - G_C \cdot x_4}{x_3 - x_4} \text{ [N]} \quad (19)$$

Dosazením do vztahu (19) výrazu síly R_C [N] dle vztahu (18), získáváme:

$$\Rightarrow R_A = \frac{\frac{G_C \cdot x_3 - R_B \cdot (x_3 - x_4)}{(x_3 - x_4 + x_{10})} \cdot x_{10} - G_C \cdot x_4}{x_3 - x_4} \text{ [N]} \quad (20)$$

Na základě obr.6,b budeme následně předpokládat, že odpor při plnění drpáku materiálem závisí na velikosti a směru řezného odporu R [N] (tzn. odporu proti vnikání čelistí drpáku do materiálu) a velikosti třecí síly T [N] odebíraného materiálu po vnitřní straně čelistí drpáku. Vzhledem k tomu, že se vnější plocha čelistí drpáku s materiálem nestýká (viz obr.6,b mimo ostří čelistí drpáku, které pronikají vrstvou odebíraného materiálu), neboť dráha pohybu čelistí v nabíraném materiálu opisuje parabolickou křivku, nebude předpokládáno tření vnějších ploch čelistí drpáku vůči materiálu.

Velikost a směr odporu materiálu proti vnikání čelistí R [N] lze pro libovolnou naznačenou polohu čelisti vyjádřit, je-li známa síla v zavíracím laně F_z [N], jejíž průběh lze stanovit měřením a experimentálními zkouškami.



Obr.7. Působící síly v částech drpáku při jeho plnění

Z momentové podmínky vztažené k bodu B je možno dle obr.7 určit řezný odpor čelistí drpáku.

$$\sum M_B = 0: R_A \cdot x_7 - G_C \cdot x_4 - G_m \cdot d + T \cdot b - R_A \cdot f_c \cdot e - R \cdot C = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R = \frac{R_A \cdot x_7 - G_c \cdot x_4 - G_m \cdot d + T \cdot b - R_A \cdot f_c \cdot e}{C} \text{ [N]} \quad (21)$$

kde příslušná ramena působících sil jsou vyjádřena: x_4 [m] viz vztah (10); x_7 [m] viz vztah (13); e [m] viz vztah (17); b [m] – rameno působící třecí síly materiálu o dno čelisti drapáku; T [N] – třecí síla, viz vztah (22).

$$T = G_m \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \text{ [N]} \quad (22)$$

8. Závěr

Příspěvek navazuje na článek publikovaný v elektronickém odborném časopisu o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“, č. 3/2007 pod názvem „Kinematika činnosti čelistí dvoulanových drapáků“.

V příspěvku jsou stanoveny síly v částech uzavřeného i otevřeného drapáku, jež není plněn materiálem. Ve třetí kapitole je pojednáváno o stanovení síly v průřezu zavíracího lana při vyprazdňování čelistí drapáku.

V následující kapitole jsou teoreticky definovány odpory, jež vznikají při plnění drapáku tzn. odebírání materiálu čelistmi drapáku s hromady materiálu.

9. Seznam literatury

[1] Hrabovský, L.: Kinematika činnosti čelistí dvoulanových drapáků. Elektronický odborný časopis o konstrukci a provozu zdvihacích, manipulačních a transportních zařízení a dopravních prostředků „Zdvihací zařízení v teorii a praxi“. Číslo 3/2007, listopad 2007. ISSN 1802-2812.

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

Abstract:

The article describes mechanization arrangement exploited to handling with loose material, so-called grab. In the paper are fixed term acting force in part enclosure and opening grab.

The article shows in procedure formulation of the cutting resistance at closing jaw grab, as and the force in closing ropes.

Recenzent: Doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

HODNOCENÍ VÝKONŮ MĚSTSKÉ HROMADNÉ DOPRAVY

Ivana OLIVKOVÁ⁵, Michal RICHTÁŘ⁶, Vladislav KŘIVDA⁷

Klíčová slova: výkonové ukazatele, výkony městské hromadné dopravy, městská hromadná doprava

Abstrakt:

Článek se zabývá hodnocením výkonů městské hromadné dopravy. Hodnocení výkonů zahrnuje ukazatele dopravní výkon, přepravní výkon a počet přepravených osob. Ukazatelem výkonového využití vozidel MHD je součinitel využití jízd. Tyto výkonové ukazatele jsou v článku hodnoceny v konkrétních podmínkách městské hromadné dopravy v Ostravě.

1. Úvod

Provozovatel hromadné osobní dopravy pravidelně sleduje vývoj přepravních požadavků, přepravních a dopravních výkonů. Na základě znalosti tohoto vývoje a jeho prognózy dává do souladu přepravní kapacitu s přepravní poptávkou na jednotlivých linkách. Za účelem hodnocení výkonů hromadné osobní dopravy z hlediska jejího provozu se zjišťují následující ukazatele:

- dopravní výkon,
- přepravní výkon,
- počet přepravených osob.

2. Výkonové ukazatele MHD

2.1. Dopravní výkon

Dopravní výkon je výkon dopravní činnosti, který je nutný k dosažení přepravního výkonu. V hromadné silniční a městské dopravě se dopravním výkonem rozumí dopravní práce uskutečněná za danou časovou jednotku. Dopravní práci představuje ujetá vzdálenost realizovaná přemístěním dopravních prostředků. V případě, že jsou v průběhu dopravní práce přepravovány osoby, jde o využitou dopravní práci. Za využitou dopravní práci je na pravidelných linkách hromadné osobní dopravy považována každá jízda určená k přepravě cestujících podle jízdního řádu. Pokud během jízdy vozidla nejsou přepravovány osoby, jde o nevyužitou dopravní práci realizovanou jako přistavení vozidla na linku nebo jeho odstavení z linky, přejezdy mezi linkami bez cestujících atd.

Dopravní práci lze hodnotit v následujících jednotkách:

- kilometr [km],
- vozový kilometr [vozkm],
- místový kilometr [místkm].

Dopravní práce udaná v kilometrech se používá k hodnocení výkonů jednoho vozidla nebo skupiny vozidel stejného druhu, typu a obsaditelnosti. Ujetá vzdálenost jednoho vozidla za danou dobu provozu je složena z využitě (zatížené) a nevyužitě (nezatížené, prázdné) části celkové jízdy, tedy

⁵ Ing. Ivana Olivková, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: ivana.olivkova@vsb.cz

⁶ Ing. Michal Richtář, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 3122, fax: +420 59 691 6490, e-mail: michal.richtar@vsb.cz

⁷ Ing. Vladislav Krivda, Ph.D, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5210, fax: +420 59 691 6490, e-mail: vladislav.krivda@vsb.cz

$${}^1L = {}^1L_Z + {}^1L_O = n_S \cdot l_Z + \sum_{i=1}^m l_{Oi} \quad [\text{km}]$$

1L ... dopravní práce (celková ujetá vzdálenost) jednoho vozidla za danou dobu provozu [km]

1L_Z ... vzdálenost ujetá jedním vozidlem na pravidelné lince podle jízdního řádu, resp. vzdálenost ujetá s cestujícími v nepravidelné dopravě [km]

1L_O ... vzdálenost ujetá jedním vozidlem bez cestujících (přistavení a odstavení vozidla) [km]

n_S ... počet spojů jednoho vozidla za dobu provozu na lince [-]

l_Z provozní délka linky [km]

l_{Oi} ... vzdálenost i-té přístavné, resp. odstavné jízdy jednoho vozidla [km]

m počet přístavných a odstavných jízd [-]

Dopravní práce udaná ve vozových kilometrech se používá k hodnocení výkonů souprav vozidel nebo skupiny vozidel stejného druhu, typu a obsaditelnosti. Údaj je použit např. při plánování pravidelné údržby vozidel nebo při hodnocení ekonomiky dopravy. Dopravní práce se pak určí z následujícího vztahu

$${}^1L_{vkm} = N \cdot {}^1L_Z \quad [\text{vozkm}]$$

${}^1L_{vkm}$... dopravní práce (celkové vozové kilometry) jedné soupravy vozidel nebo skupiny vozidel [vozkm]

N počet vozidel v soupravě nebo skupině [-]

1L_Z ... dopravní práce (celková ujetá vzdálenost) jedné soupravy vozidel nebo skupiny vozidel [km]

Dopravní práce udaná v místových kilometrech se používá pro vozidla a skupiny vozidel různých druhů, typů a obsaditelnosti. Její uplatnění se nachází také při hodnocení přepravní kapacity a ekonomiky dopravy. Teoreticky se dopravní práce rovná maximálně dosažitelné přepravní práci při určité obsaditelnosti vozidla během jízdy a vypočítá se podle vzorce

$$L_{mkm} = \sum_{j=1}^m K_j \cdot l_j \quad [\text{místkm}]$$

L_{mkm} ... celková dopravní práce vozidel [místkm]

K_j ... kapacita (obsaditelnost) j-tého vozidla nebo soupravy vozidel [místo]

l_j vzdálenost ujetá j-tým vozidlem (soupravou) [km]

Jeden místový kilometr dopravní práce představuje nabídku jednoho místa obsaditelnosti dopravního prostředku na vzdálenost 1 km jízdy vozidla. Vzhledem k tomu, že část ujeté vzdálenosti není využita k přepravě osob, je možné dopravní práci představující konkrétní přepravní nabídku na daném spoji linky vyjádřit s použitím následujících vztahů

$${}^{mkm}l_Z = K_i \cdot l_{Zi} \quad [\text{místkm}]$$

$${}^{mkm}l_Z = n_V \cdot K_i \cdot l_{Zi} \quad [\text{místkm}]$$

$${}^{mkm}L_Z = \sum_{i=1}^m K_i \cdot l_{Zi} \quad [\text{místkm}]$$

${}^{mkm}l_Z$... dopravní práce jednoho vozidla na jednom spoji linky [místkm]

K_i kapacita (obsaditelnost) i-tého vozidla [místo]

l_{Zi} provozní délka linky, na které vozidlo provedlo i-tý spoj [km]

n_V počet vozidel o kapacitě K_i v soupravě [-]

$^{mkm}L_Z$..celková dopravní práce vozidel, provozovaných na lince [místkm]
 m celkový počet spojů [-]

2.2. Převpravní výkon

Převpravní výkon je výsledným produktem dopravy, kterým je přeprava osob na určitou vzdálenost v prostoru a čase. V hromadné osobní dopravě se převpravní výkon vyjadřuje dosaženou převpravní prací v osobových kilometrech za časovou jednotku.

Převpravní práce je násobkem počtu přepravených osob a jimi ujeté převpravní vzdálenosti. Převpravní práce 1 osobový kilometr představuje práci přepravy jedné osoby na vzdálenost 1 km jízdou ve vozidle. Převpravní práce, která je výsledkem uspokojení převpravních potřeb osob v prostoru a čase na daném spoji linky, se určí sumarizací převpravní práce, zjištěné mezi jednotlivými zastávkami daného spoje, tedy

$$P_{jkg} = \sum_{i=1}^m (o_n - o_v)_i \cdot \bar{l}_{zi,m} \quad [\text{oskm}]$$

P_{jkg} ... převpravní práce, dosažená na j-tém spoji k-té linky g-tým vozidlem [oskm]

o_{ni} ... počet osob, které nastoupily na i-té zastávce [osoba]

o_{vi} počet osob, které vystoupily na i-té zastávce [osoba]

$(o_n - o_v)_i$ rozdíl počtu nastupujících a vystupujících osob na i-té zastávce [osoba]

$l_{zi,m}$ převpravní vzdálenost, resp. jízda s cestujícími z i-té do m-té zastávky [km]

Výše uvedený vzorec je v praxi obtížně použitelný, proto se uplatňuje také výpočet převpravní práce prostřednictvím středních hodnot získaných dopravním průzkumem, prognostickými metodami nebo kvalifikovaným odhadem. Výpočet převpravní práce pak lze provést podle následujících vztahů

$$P_{jkg} = \bar{o}_{jkg} \cdot L_{Zjkg} \quad [\text{oskm}]$$

$$P_{jkg} = O_{jkg} \cdot \bar{l}_{Zjkg} \quad [\text{oskm}]$$

P_{jkg} ... převpravní práce, dosažená na j-tém spoji k-té linky g-tým vozidlem [oskm]

$\bar{o}_{jkg}$... průměrný počet přepravených sob na j-tém spoji k-té linky v g-tém vozidle [osoba]

L_{Zjkg} .. skutečná převpravní vzdálenost cestujících na j-tém spoji k-té linky v g-tém vozidle [km]

O_{jkg} ... skutečný celkový počet přepravených osob na j-tém spoji k-té linky v g-tém vozidle [osoba]

$\bar{l}_{Zjkg}$...průměrná převpravní vzdálenost cestujících na j-tém spoji k-té linky v g-tém vozidle [km]

2.3. Počet přepravených osob

Za přepravenou osobu je považována osoba přepravená na základě převpravního dokladu. Převpravním dokladem může být jízdenka nebo jiný převpravní doklad uznaný v hromadné osobní dopravě, např. občanský průkaz u osob starších než je stanovená mez pro bezplatnou přepravu, průkazy ZTP a ZTP-P, průkazy pro bezplatnou přepravu atd.

Průměrně přepravované množství osob je průměrný počet osob připadajících na 1 km ujeté vzdálenosti ve vozidle při přepravě. Průměrný počet přepravených osob je možné vypočítat z dosažené převpravní práce a odpovídající převpravní vzdálenosti následovně

$$\bar{o} = \frac{P_{sk}}{L_Z} \quad [\text{osoba}]$$

$$\bar{o} = \frac{O \cdot \bar{l}_Z}{N_S \cdot l_{Zj}} \quad [\text{osoba}]$$

$$\bar{o} = \frac{O}{N_S \cdot \eta_V} \quad [\text{osoba}]$$

$\bar{o}$... průměrně přepravované množství osob [osoba]

P_{sk} ...skutečná přepravní práce na pravidelné lince [oskm]

L_Z ...celkem ujetá vzdálenost využita k přepravě osob [km]

O ...celkový počet přepravených osob na lince [osoba]

$\bar{l}_Z$...průměrná přepravní vzdálenost [km]

l_{Zj} ...ujetá přepravní vzdálenost nebo provozní délka linky pro j-tý spoj [km]

N_S ...celkový počet spojů na lince [-]

η_V ...součinitel výměny cestujících na lince [-]

2.4. Ukazatel výkonového využití vozidel MHD

Současně s maximálním časovým využitím vozového parku je pro ekonomiku mimořádně důležité, aby v dané době provozu vozidla dosáhla maxima přepravní práce. Je žádoucí, aby přemístění vozidel v prostoru bylo efektivní, to je s maximálním využitím ujeté vzdálenosti pro přepravu osob. Pro tento účel se používá součinitel využití jízd.

Součinitel využití jízd

Součinitel využití jízd udává míru využití dosažené přepravní práce nebo dopravního výkonu, hodnocení součinitele je omezeno na posuzování využitě a nevyužitě ujeté vzdálenosti. V hromadné osobní dopravě se za využitou považuje každá vzdálenost ujetá na lince podle jízdního řádu, bez ohledu na to, zda byli přepravováni cestující. Za nevyužitou se v HOD považuje vzdálenost ujetá ze stanoviště (garáže, odstavné plochy) na linku a zpět (přístavné a odstavné jízdy) a vzdálenost ujetá při jízdě mezi linkami bez cestujících. Z toho vyplývá snaha dopravce organizovat dopravu na dopravní síti tak, aby přístavné a odstavné jízdy byly co nejkratší, a aby celková dopravní práce byla co nejvíce využita na linkách k přepravě osob.

Součinitel využití jízd pro jedno vozidlo nebo skupinu vozidel o stejné kapacitě se vypočítá jako podíl využitě dopravní práce k celkové dopravní práci v kilometrech podle vzorce

$$\beta = \frac{L_Z}{L} \cdot 100 \quad [\%]$$

β součinitel využití jízd jednoho vozidla [%]

L_Z dopravní práce využitá k přepravě osob [km]

L celková dopravní práce [km]

Součinitel využití jízd pro celý vozový park se nebo skupinu vozidel o různých kapacitách se vypočítá následujícím způsobem

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n {}^1L_{Zi} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^n {}^1L_i \cdot K_i} \cdot 100 \quad [\%]$$

β ...součinitel využití jízd vozového parku [%]

${}^1L_{Zi}$...dopravní práce i-tého vozidla využitá k přepravě osob [km]

1L_i ...celková dopravní práce i-tého vozidla [km]

K_i ...kapacita i-tého vozidla [místo]

Součinitel využití jízd se v pravidelné hromadné osobní dopravě používá hlavně jako optimalizační kritérium, např. při přiřazování vozidel na linky z různých míst garážování nebo při řešení přesunů vozidel mezi několika linkami.

3. Hodnocení výkonnosti MHD

V první části kapitoly jsou uvedeny souhrnné výkonové ukazatele MHD v Ostravě v letech 2004-2006. V tabulce 1 jsou zaznamenány dopravní výkony ve vozkm a jejich podíl připadající na jednotlivé druhy dopravních prostředků provozovaných DPO. V tabulce 2 je zaznamenán vývoj počtu přepravených osob vozidly DPO.

Tab. 1 Dopravní výkony uskutečněné vozidly DPO [3]

	2004	2005	2006
Autobusy (v tis.vozkm)	18 301	18 412	18 399
Tramvaje (v tis.vozkm)	15 617	15 144	14 356
Trolejbusy (v tis.vozkm)	3 188	3 119	3 018
Celkem (v tis.vozkm)	37 106	36 675	35 773
Autobusy (v %)	49,32	50,20	51,43
Tramvaje (v %)	42,09	41,29	40,13
Trolejbusy (v %)	8,59	8,51	8,44
Celkem (v %)	100	100	100

Tab. 2 Vývoj počtu přepravených osob vozidly DPO [3]

	2004	2005	2006
Autobusy (v tis.osob)	75 611	76 154	79 581
Tramvaje (v tis. osob)	94 083	92 797	91 818
Trolejbusy (v tis. osob)	12 419	12 330	12 479
Celkem (v tis. osob)	182 113	181 281	183 878
Autobusy (v %)	41,52	42,01	43,28
Tramvaje (v %)	51,66	51,19	49,93
Trolejbusy (v %)	6,82	6,80	6,79
Celkem (v %)	100	100	100

Podíl jednotlivých druhů dopravních prostředků na dělbě přepravní práce z hlediska podílu přepravených osob je v posledních sledovaných letech prakticky neměnný a rovněž podíl ujetých vozkm se liší jen minimálně. Podle výše uvedených tabulek tak v roce 2006 připadalo průměrně 4,33 osob přepravených na 1 vozkm autobusy, 6,40 osob přepravených na 1 ujetý vozkm tramvajemi a 4,13 osob přepravených na 1 vozkm trolejbusy. Větší průměrné množství osob přepravených na vozkm tramvajemi oproti ostatním prostředkům je ovlivněno vedením tramvajových linek téměř výlučně přes nejhustěji a nejpočetněji osídlené oblasti, a tedy území s největšími přepravními nároky (Ostrava-Jih, Poruba, Moravská Ostrava a Přívoz), zatímco řada autobusových linek obsluhuje také okrajové oblasti města a jeho blízké zájmové území, kde jsou přepravní nároky výrazně menší.

V další části kapitoly jsou vyhodnoceny dopravní výkony uskutečněné střediskem Doprava autobusy Poruba v roce 2006 a vypočten součinitel využití jízd. K hodnocení výkonnosti byly použity interní informace DPO získané z provozu středisko Doprava autobusy Poruba [4].

Tab. 3 Dopravní výkon linek střediska Poruba [4]

Linky	Roční dopravní práce nevyužitá L_0 [km/rok]	Roční dopravní práce celková L [km/rok]	Roční dopravní práce využitá L_z [km/rok]	Součinitel využití jízd vozového parku β [%]
20	13 293	82 117	68 824	84
36	44 719	513 448	468 729	91
37	13 100	137 056	123 956	90
39	58 361	989 032	930 671	94
40	19 687	430 109	410 422	95
42	48 259	347 382	299 123	86
44	16 888	450 358	433 470	96
45	19 440	640 947	621 507	97
46	23 565	627 946	604 381	96
49	28 854	334 673	305 819	91
51	12 394	210 509	198 115	94
53	17 259	143 440	126 181	88
54	23 263	138 733	115 470	83
56	17 696	246 100	228 404	93
58	10 759	254 954	244 195	96
59	21 355	88 224	66 869	76
60	11 474	32 609	21 135	65
61	25 743	579 599	553 856	96
64	9 979	155 666	145 687	94
65	5 922	139 343	133 421	96
67	11 631	96 899	85 268	88
70	7 442	37 175	29 733	80
79	1 864	26 697	24 833	93
Z1	6 745	82 547	75 802	92
Z2	5 540	163 653	158 113	97
Z5	460	1 527	1 067	70
Celkem	458 433	6 950 743	6 475 051	89

Podíl nevyužitá dopravní práce k celkové dopravní práci činí 11%. Tato hodnota je v podstatné míře ovlivněna přímo rozmístěním míst garážování, resp. parkování a prostorovým vedením linek na dopravní síti.

4. Závěr

Pro hodnocení dopravních výkonů MHD v Ostravě byl v příspěvku využit ukazatel dopravní práce udaný ve vozových kilometrech. Z porovnání dopravních výkonů roku 2006 s předchozím rokem (tab.1) vyplývá, že došlo ke snížení vozových kilometrů, což je důsledek změn v dopravě provedených v roce 2006. Snížení dopravních výkonů vykazuje tramvajová a trolejbusová doprava, výkony autobusové dopravy jsou na úrovni roku 2005.

Příspěvek je doplněn sledováním využití dopravní práce na přepravu osob uskutečněné střediskem Doprava autobusy Poruba v roce 2006 (tab.3). Protože snahou provozovatele je maximální využití vozidel k přepravě osob, jsou v současné době prováděny změny v přiřazování vozidel na linky z různých míst garážování a při řešení

přesunů vozidel, která provádí přepravu na několika linkách v průběhu jednoho provozního dne. Cílem je přiřazení vozidel na linky tak, aby nevyužité jízdy byly minimalizovány.

5. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Surovec, P. Provoz a ekonomika silniční dopravy I. Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2000. ISBN 80-7078-735-X.
- [2] Surovec, P., Olivková, I., Křivda, V., Richtář, M.. Grantový projekt č.103/04/0476 - Návrh metodiky financování dopravní obslužnosti, GA ČR 2004-2006.
- [3] Internetové stránky DP Ostrava, a.s.
- [4] Interní materiály společnosti Dopravní Podnik Ostrava a.s., středisko Doprava autobusy Poruba.

Abstract:

This paper deals with evaluation of the urban mass transport capacity. Evaluation of capacity includes indexes as traffic capacity, transport capacity and number of passengers. Index of vehicles capacity utilization is driving utilization ratio. This capacity indexes in Ostrava mass urban transport conditions have been evaluated.

Keywords: capacity indexes, mass urban transport capacity, public transport

Recenzent: doc. Ing. Petr Škapa, CSc.
VŠB-technická univerzita Ostrava, Institut dopravy

MODELY DOPRAVNÍHO PROUDU

Filip TRESLER⁸

Klíčová slova: model dopravního proudu, makroskopický model, mikroskopický model.

Abstrakt:

Článek popisuje dělení matematických modelů dopravního proudu, popis matematického přístupu k základním vlastnostem dopravního proudu a nejčastější aplikace těchto modelů v praxi, kde se uplatňují jak při navrhování (simulaci) dopravních projektů, tak i při následném řízení dopravy.

1. Úvod

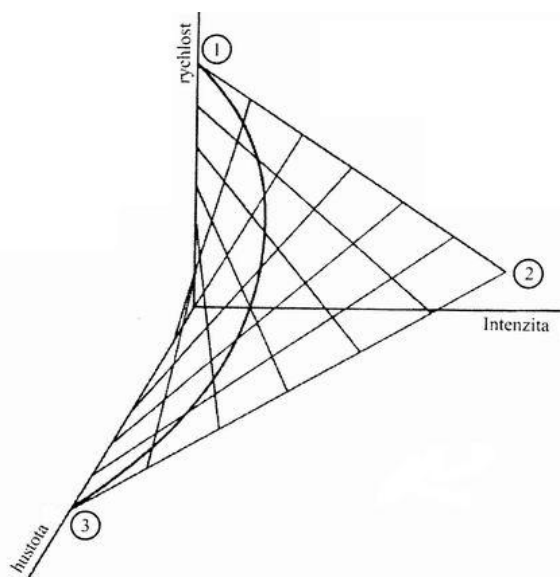
Simulační modely dopravního proudu byly vytvořeny jako nástroj k teoretickému poznání vlivu různých faktorů na číselné hodnoty základních charakteristik a dále pro stanovení některých důležitých parametrů - např. kapacity pro pohyb proudu v různých podmínkách, matematické zjišťování délky kolon před světelnou signalizací nebo pro vyšetřování vlivu nehody na dálnici na chování dopravního proudu.

V základním případě jde o proud vozidel v jednom jízdním pruhu, kde vozidla musejí zachovávat pořadí. Při vyšším počtu proudů se celý proces dále komplikuje a vykazuje nové vlastnosti. Na dopravní proud lze nahlížet dvěma principiálně odlišnými způsoby to jako na makroskopické a mikroskopické modely

2. Makroskopický model

Makroskopické modely jsou založeny na vztazích mezi základními charakteristikami dopravního proudu a předpokládají, že dopravní proud je homogenní, neboli že platí podmínky ustáleného stavu dopravy. Dopravní proud je v nich popisován globálně v základních charakteristikách – tzn. že není možné vystopovat pohyb určitého vozidla v určitém čase. Tyto obecné předpoklady mohou být odvozeny:

- naměřením hodnot v reálném proudu a jejich aproximací s různými křivkami,
- dedukcí z okrajových podmínek,
- z analogií s fyzikálními jevy – např. proudění kapalin či plynů.



Obr.1. Vztah mezi základními charakteristikami dopravního proudu

⁸ Ing. Filip Tresler, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, Ústav silniční dopravy, 17. listopadu 15, 708 33 Ostrava-Poruba, Česká republika, tel.: +420 59 732 5755, e-mail: filip.tresler@email.cz

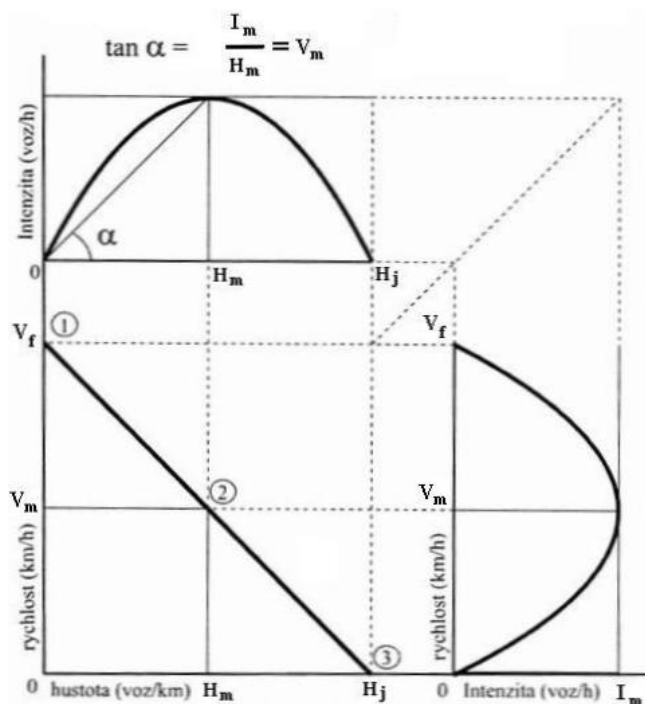
2.1. Měření a prokládání křivek

Základní parametry (ch-kami) dopravního proudu, které jsou používány jsou:

intenzita I – počet vozidel v místě měření za jednotku času [$\text{voz} \cdot \text{h}^{-1}$]; **hustota H** – počet vozidel na jednotku délky komunikace [$\text{voz} \cdot \text{km}^{-1}$]; **úseková rychlost V** – průměr rychlostí vozidel projíždějících daným úsekem za jednotku času. Zjišťuje se jako celková délka ujetá vozidly na úseku komunikace dělená celkovou dobou jízdy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]. Vztah mezi těmito základními parametry je:

$$I = V \cdot H$$

Obecný příklad vztahu mezi veličinami V , I a H je naznačen v obr.1. Model je třídídimenzionální a nachází se v něm několik charakteristických bodů. Mnohem obvyklejší je však zobrazovat grafy závislostí mezi I , V a H ve 2D projekci (Obr.2).



Obr.2. Závislost dopravních charakteristik v 2D grafu

Bod 1 - hustota se blíží nule (velmi slabý provoz), střední rychlost dosahuje rychlosti pro zcela volný provoz V_f a intenzita je minimální.

Bod 2 - intenzita dosahuje maxima I_m a hustota je také maximální H_m , komunikace je na mezi své kapacity.

Bod 3 - hustota dosahuje maxima H_j (tvorba kongescí), rychlost se blíží k nule a intenzita také.

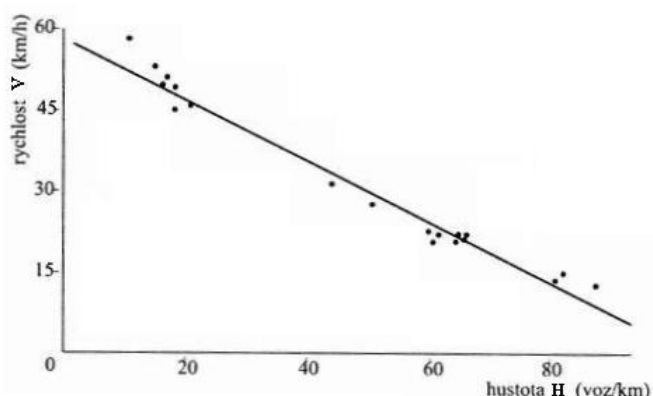
V obr.2 se dále vyskytují následující charakteristiky:

- I_m maximální intenzita,
- V_f rychlost na volné komunikaci (bez interakce vozidel – free flow),
- V_m rychlost při maximální intenzitě,
- H_j hustota při kongesci nebo hustota, při které vozidla zastavují (traffic jam),
- H_m hustota při maximální intenzitě.

Lineární model závislosti mezi rychlostí a hustotou je jednoduchý k používání a lze najít dobrou korelaci mezi modelem a měřenými daty pro nepřerušovaný tok dopravy (např. bez vlivu SSZ). Lineární závislost však neexistuje pro široký rozsah pozorování. Lineární závislost je ve tvaru:

$$V = V_f \cdot \left(1 - \frac{H}{H_j}\right)$$

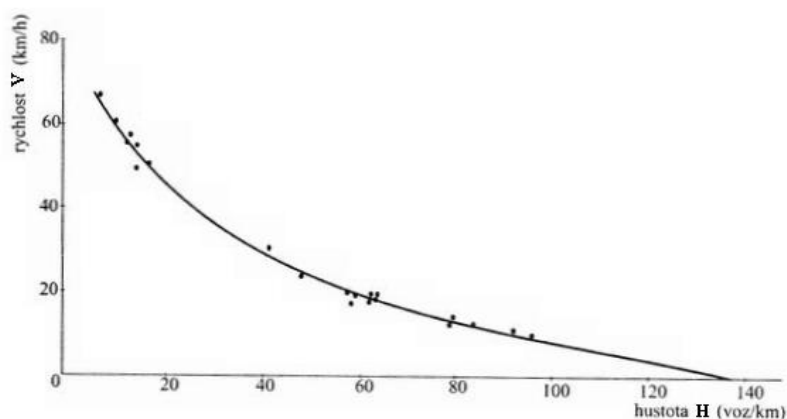
Příklad vysoké korelace mezi lineárním modelem rychlost – hustota a měřenými daty je na následujícím obr.3. Hodnota spolehlivosti je v tomto případě 0,97.



Obr.3. Lineární model rychlost – hustota

Z výše popsaných důvodů jsou často vhodnější modely nelineární. Jedním z nich je **logaritmický model** ve tvaru:

$$V = V_m \cdot \ln \frac{H_j}{H}$$

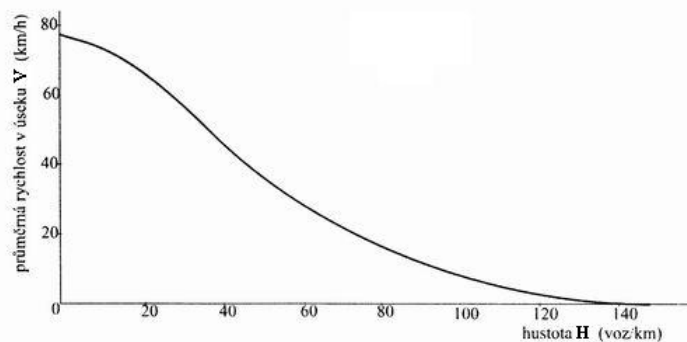


Obr.4. Logaritmický model rychlost – hustota

Tento model vykazuje dobrou shodu s měřenými daty pro dopravu v podmínkách kongesce, ale je méně přesný pro nízké hodnoty hustoty.

Nedostatky nepřesnosti v nízkých hodnotách hustoty dopravy se dále snaží omezit použitím křivky rychlost – hustota ve tvaru **normálního rozdělení** (Gaussova křivka):

$$V = V_f \cdot e^{-\frac{\left(\frac{H}{H_m}\right)^2}{2}}$$



Obr.5. Model ve tvaru zvonu (Gaussova křivka)

Dále se používají multirežimové modely, které využívají různých modelů pro různé části křivky a předcházejí tak nepřesnostem uvedeným výše.

2.2. Deduktivní přístup

Spočívá v tom, že pro body na základních křivkách se použijí okrajové podmínky. Výsledkem derivování rovnice kontinuity vzhledem k hustotě H je:

$$\frac{dI}{dH} = H \frac{dV}{dH} + V, \quad \text{při } H=H_{\max} \text{ je:} \quad H_{\max} \frac{dV}{dH} + V = 0$$

Separováním proměnných a integrováním obou stran dostaneme:

$$\ln V = \frac{H}{H_{\max}} + C, \quad \text{kde } C \text{ je integrační konstanta.}$$

Použijeme-li okrajovou podmínku pro bod $H = 0$, kde $V = V_{\max}$, dostaneme $C = \ln V_{\max}$ a tedy:

$$H = H_{\max} \cdot \ln \frac{V_{\max}}{V}$$

2.3. Analogie s fyzikálními jevy

Pro dopravní proud jsou nalezeny analogie v mnoha jiných oborech techniky a vědy, zejména pak v oblasti proudění kapalin a šíření tepla. Při odvozování modelů se předpokládá splnění dvou podmínek. První je, že dopravní proud se chová jako zachovávající se systém, tj. pokud intenzita dopravního proudu I se vzdáleností klesá, pak hustota H dopravního proudu v čase t vzrůstá. Tento princip vyjadřuje rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial I}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0$$

Druhý předpoklad zní, že řidiči přizpůsobují rychlost svých vozidel dopravním podmínkám ve svém okolí, tj. že vzrůstá-li se vzdáleností hustota dopravního proudu, pak jeho rychlost s časem klesá. Aby se nevyskytovaly záporné rychlosti, vyjadřuje se pohybová rovnice prostřednictvím zrychlení a příslušné znaménko pak znamená akceleraci nebo deceleraci. Matematické vyjádření pohybové rovnice je:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{C^2}{H} \cdot \frac{\partial H}{\partial x}$$

Následně pak vztah (Greenbergův) mezi rychlostí a hustotou vycházející z rovnice kontinuity a z pohybové rovnice je:

$$V = V_{\max} \cdot \ln \frac{H_{\max}}{H}$$

Většinu dnes ve výpočetních programech používaných modelů lze vyjádřit obecným vztahem mezi rychlostním polem, lokálním dopravním „tlakem“ a hustotou dopravního proudu:

$$\frac{\partial x(x,t)}{\partial t} + V(x,t) \frac{\partial x(x,t)}{\partial x} + \frac{1}{H} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{1}{\tau} (V_e - V)$$

Jednotlivé konkrétní modely pak definují různým způsobem zejména funkci dopravního tlaku $P(H)$ a rovnovážnou rychlost při dané hustotě $V(H)$.

2.4. Praktické využití analýzy makroskopických modelů

Praktické využití analýzy modelů pohybu vozidel je v zařízení pro ovlivňování dopravního proudu – liniově řízený systém RLTC (Road Line Traffic Control). Liniové řízení dopravy se provádí na 2 a více souběžných jízdních pruzích dálnic a rychlostních silnic v

kritických místech. Kritickými místy jsou úseky s častým výskytem silného provozu, dopravních kongescí, mimořádných událostí a oblasti silničních tunelů.

Liniové řízení dopravy je založené na sběru a vyhodnocování dopravních dat (intenzita, rychlost, skladba dopravního proudu) na delším úseku komunikace a regulaci dopravního proudu změnou rychlosti pomocí aktorů – proměnných dopravních značek (PDZ) typu B20a („Nejvyšší povolená rychlost“) a B22a („Zákaz předjíždění pro nákladní automobily“). Dále se používají světelné signály pro jízdu v pruzích S5a/S5b/S5c a výstražné značky zvýrazňující předávanou informaci nebo vysvětlující omezení. Typické umístění značek omezujících rychlost je nad osou jízdního pruhu a výstražných značek nad dělicími čarami.

Při zvyšování hustoty dopravy dochází k nestabilitám, které se projevují jako tzv. „Stop and Go“ vlny. Tyto vlny jsou charakterizovány velkými změnami v rychlosti a tím i velkou směrodatnou odchylkou rychlosti. Z nehod, které vznikají při jízdě přímo, je celých 40% způsobeno právě „Stop and Go“ vlnami. Stabilizace dopravního proudu je založena na omezování rychlosti vozidel. Tím, že vozidla jedou menší rychlostí, snižují se vzájemné odstupy a významně se zvyšuje propustnost komunikace. Ta je nejvyšší při rychlostech okolo 70-80 km·h⁻¹.

3. Mikroskopický model

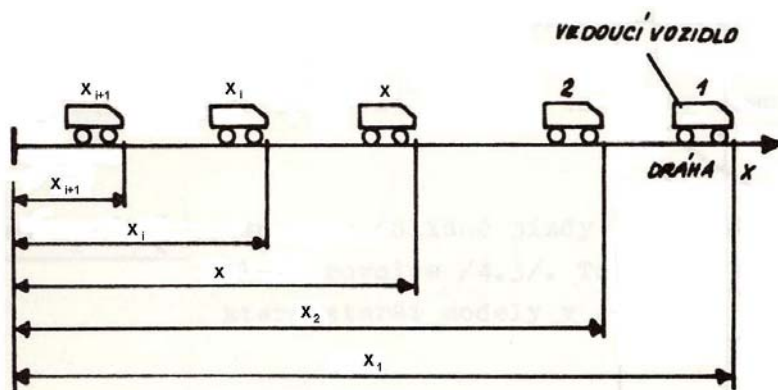
Mikroskopický model lze považovat za systém skládající se z jednotlivých vozidel. Ten popisuje chování těchto vozidel (resp. jejich řidičů) v dopravním proudu. Nejrozšířenějším typem mikroskopických modelů jsou tzv. „modely následujícího vozidla“ (CFM - Car following model). Popisují chování i-tého vozidla v závislosti na předcházejícím vozidle, pracují se vzdálenostmi mezi jednotlivými vozidly a jejich rychlostmi. Vztahují se na vozidla pohybující se v jednom jízdním pruhu bez předjíždění. Jejich použití je především při vyšetřování pohybu určitého vozidla v koloně a mohou být využity při stanovení bezpečnosti pohybu vozidel v koloně nebo pro klasifikaci stability kolony při vyšších hustotách.

Základem tohoto modelu je předpoklad, že akcelerace i-tého vozidla je úměrná jeho relativní rychlosti k předcházejícímu vozidlu i-1:

$$\frac{d^2 x_i(t)}{dt^2} = -\lambda \left(\frac{dx_i(t)}{dt} - \frac{dx_{i+1}(t)}{dt} \right),$$

kde λ je citlivost interakce dvou následujících vozidel. Její rozměr je s⁻¹ a jedná se o převrácenou hodnotu časového odstupu vozidel.

Z rovnice vyplývá, že odstupy vozidel jsou funkcí rychlosti vpředu jedoucího vozidla a času t a naproti tomu rychlost vozidel je délkově i časově závislá veličina. Viz následující obr.6.



Obr.6. Parametry sledu vozidel

Takto formulovaná rovnice předpokládá, že akcelerace nebo decelerace nastává okamžitě, což neodpovídá skutečnosti. Do vztahu lze dále zavést zpoždění T , které představuje dobu, kterou řidič a vozidlo potřebují k reakci na relativní rychlost. Model pak má následující tvar:

$$\frac{d^2 x_i(t+T)}{dt^2} = -\lambda \left(\frac{dx_i(t)}{dt} - \frac{dx_{i+1}(t)}{dt} \right)$$

3.1. Aplikace mikroskopických modelů

V současné době se pro řešení dopravních problémů používají specializované programy na PC (např. Getram/AIMSUN, PTV Vissim), které mají velmi rozsáhlé možnosti simulací a nastavení. Pomocí nich lze během krátkého časového období nasimulovat četné scénáře urbanistického nebo regionálního charakteru. S využitím tohoto simulačního softwaru lze modelovat stávající i výhledové stavy dopravy každého dopravního módu (individuální automobilová doprava, lehká a těžká nákladní doprava, systémy hromadné dopravy městské i regionální, pěší, cyklisti).

A tyto programy používají právě mikroskopickou dynamickou simulaci dopravy, kde může být simulováno chování každého jednotlivého vozidla. Definicí parametrů jednotlivých typů vozidel lze dosáhnout shodné skladby dopravního proudu jako v realitě a v rámci jednoho typu vozidel (osobní, lehká nákladní, těžká nákladní, autobusy, zásahová vozidla, motocykl, cyklisti) také rozmanitosti výskytu vozidel podle jejich provozně technických vlastností (rozměry vozidla, rychlost, zrychlení, brzděné vlastnosti) a chování řidičů (míra dodržování předepsané rychlosti, dodržování odstupů od vozidla, trpělivost). Simulace probíhá v definovaném čase, rychlost simulace může být reálná nebo zrychlená. Simulováno je chování každého vozidla, optimální trasa vozidla je hodnocena v každém simulačním kroku z pohledu řidiče vzhledem na aktuální dopravní situaci v projížděném místě (volba trasy dle časové náročnosti, řazení do pruhů, vliv kongescí, zdržení na světlech apod.). Počty vozidel na jednotlivých relacích jsou definovány maticemi dopravních vztahů pro libovolný počet časových intervalů a typů vozidel.

4. Seznam použité literatury

- [1] MACUR Jiří, APELTAUER Tomáš, HOLCNER Petr, KYSELÝ Martin, Modely dopravního proudu, Silniční obzor roč. 66, Praha 2005.
- [2] KARLICKÝ Pavel, SLABÝ Petr, Teorie dopravního proudu, Ediční středisko ČVUT, Praha 1983.
- [3] PŘIBYL Pavel, SVÍTEK Miroslav, Inteligentní dopravní systémy, Ben – technická literatura, Praha 2001.
- [4] PŘIBYL Pavel, MACH Radim, Řídicí systémy silniční dopravy, Vydavatelství ČVUT, Praha 2003.
- [5] TP 141 Zásady pro systémy proměnného dopravního značení a zařízení pro provozní informace na pozemních komunikacích.

Traffic flow models

The paper describes mathematical models of traffic flow, mathematical approach description to basic attributes of traffic flow and most frequent applications in practices, their applications in traffic project design followed by traffic control.

Key words: Traffic flow model, macroscopic model, microscopic model.