

MODELOVANIE OPTIMÁLNEJ KONCEPCIE NOSNÍKA PÁSU WOJT-DUAL**MODELLING BY OPTIMUM THE DESIGN OF THE SUPPORT BY TRUCK ON THE
VEHICLE WITH DUAL DRIVE**Milan Sága¹, Metod Král²**Abstract:**

This report contain of suggest by analysis different conception new support by truck. Suggest such new detail required by modelling analysis from known powers, which act in different place by support. From point of vie new problem in truck vehicle going about new construction support connects with carry powers on the main frame vehicle by truck.

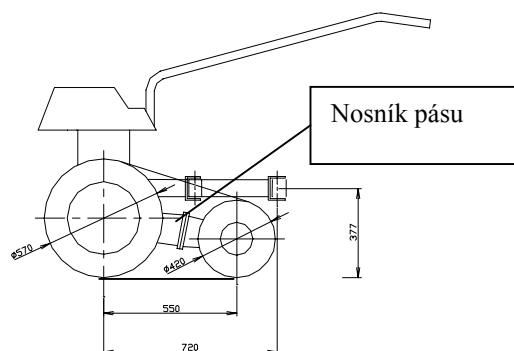
Klíčové slová: pásové vozidlá, malotraktor s duálnym pohonom, pásový pohon, duálny pohon, konštrukcia nosníka pásu.

1. Úvod

Inovácia bežných malotraktorov s modelom kolies 2x2 je riešená v medzinárodnom projekte WOJT-DUAL for CHINA.

V spôsobe inovácie sú použité riešenia a komponenty, ktoré dosahujú v súčasnosti svoj vrchol. Sú to najmä:

- využitie gumového pásu s výrobou klasickým montovaním jednotlivých prvkov, vnútorné, vonkajšie aj bočné ostrohy,
- napínanie pásu sa vykonáva tlakom v pneumatikách,
- udržanie pásu pri zatačaní je pomocou vonkajších bočných ostrôh
- záber pásu je priamo do dezénu pneumatík.



Obr. 1 – WOJT-DUAL

¹ Doc. Dr. Ing. Milan Sága, Žilinská univerzita, Strojnícka fakulta, Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, Horný diel, Žilina 026 01, e-mail: saga@fstroj.utc.sk

² Doc. Ing. Metod Král, PhD, Žilinská univerzita, Strojnícka fakulta, Katedra koľajových vozidiel, motorov a zdvíhadiel, Žilina 026 01, e-mail: kral@fstroj.utc.sk

Týmto sa od klasických pásových pojazdov (hnacieho ústrojenstva) odlišujeme , tým že sme vylúčili:

- hnací turas s ozubeným vencom
- uloženie napínacieho turasu v pohyblivom ložisku
- zariadenie na napínanie pásu

2. Predstavenie problému

Nosník pásu v klasickom vyhotovení má viacero funkcií:

- zabezpečuje prenos síl medzi turasmi,
- zabezpečuje spojenie s rámom podvozku stroja,
- zabezpečuje prenos síl od hmotnosti stroja na pás,
- zabezpečuje prenos zaťaženia od hnacích síl od pásu na stroj,
- nakoľko sa vyrába ako skriňový, resp. otvorený, je v jeho vnútornom priestore montované zariadenie na napínanie pásu.

Z uvedených pracovných podmienok a stavu vyplýva výpočtová statická a dynamická poloha, pre ktorú pevnostne navrhujeme konštrukčné vyhotovenie nosníka pásu.

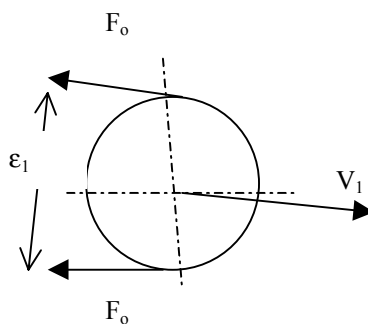
Podmienky pri ktorých sa vykonávajú výpočty modelovania

- chod v priamej jazde
- prevádzka jazdy - na páse

Pokiaľ chceme stanoviť zaťaženie nosníka pásu, ktoré sme v predchádzajúcich odsekoch uviedli, tak namáhanie prebieha nasledovnými silami:

- A – Výsledné statické predpätie pásu
- B – Prenos dotyčnicovej hnacej sily
- C – Násilné zatáčanie pri pásovom chode
- D – Prenos hmotnosti a dynamické rázy
- E – Zaťaženie jedného pásu od hmotnosti obsluhy
- F – Namáhanie na krútenie od nábehu pásu na prekážku

A. Výsledné statické predpätie pásu [3]



Obr. 2 Princíp napínacej sily

Výpočet napínacej hnacej sily vykonávame podľa klasických postupov tak pre pásové vozidlá ako aj pre dopravníkové pásy, nakoľko sa jedná o gumové pásy. Zostáva otvorenou otázkou, či gumový pás bez oceľových lán vo vnútri udrží počas svojej životnosti uvedenú napínaciu silu.

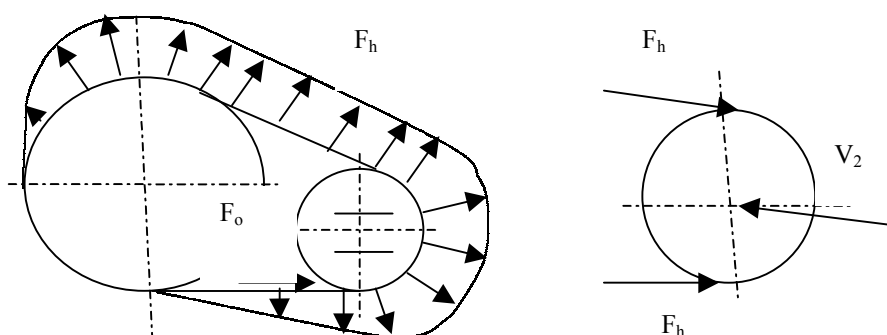
Napínaciu silu predpätia pásu, od hnacej sily podľa obr. 2, volíme v hodnote $V_1 = 2 \cdot F_0$, to znamená $V_1 = 6000 \text{ N}$.

Vzhľadom na charakteristické napínanie pásu pomocou tlaku v pneumatikách je nutné kontrolovať aj hodnotu napínacej sily od pneumatiky. Pre túto hodnotu nameriame tuhosť pneumatík. Tým zároveň sa stanoví hodnota sily na predpätie pásu. Tým sa však problém, prelína do vyhranenej teoretickej roviny.

$$V_1 - V_2 = F_3 \text{ (výslednica ťažných síl v páse a napínacích síl)}$$

B. Prenos dotyčnicovej hnacej sily [1], [2]

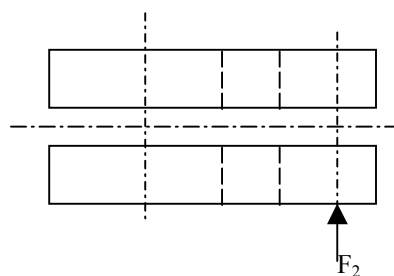
Klasická literatúra poskytuje výpočet reálnej hnacej sily s jej priebehom pre daný spôsob jazdy pri napínaní vpredu – to znamená jazda vpred a pri napínaní vzadu, to znamená jazdy vzad. Pre tento spôsob napínania pásu vykonáme nasledovnú analýzu:



Obr. 3 Priebeh dotyčnicovej hnacej sily pri páse klasicky napínanom a zaťaženie nosníka pásu

Na obr. 3 je predstava priebehu hnacej sily vo vnútri pásu, ktorá je vykonaná podľa klasickej literatúry. Aký bude skutočný priebeh hnacej sily, si musíme dokázať skúškami. Pre namáhanie nosníka pásu volíme silu $V_2 = 2 \cdot F_h$, to znamená $V_2 = 3000 \text{ N}$.

C. Násilné zatáčanie pri pásovom chode [4]



Obr. 4 Bočná sila od zatáčania pri nezdvihnutom páse

Veľkosť bočnej sily stanovíme s podielu hmotnosti v hodnote $F_2 = 600$ až 1000 N a pre vlastný výpočet v metodike MKP silu o hodnote $F_2 = 800 \text{ N}$.

D. Prenos hmotnosti a dynamické rázy

Celkovú hmotnosť predpokladáme $m_1 = 300 \text{ kg}$. Podľa zvyklostí v ZTS Martin je výpočet na kontrolu zaťaženia hmotnosťou vykonávaný tak, že sa počíta s prenosom jednej strany stroja. To znamená na výpočet sa zahŕňa prenos celej hmotnosti na jeden pás.

Dynamické priťaženie $\Delta m_1 = 0,1 \cdot m_1$. Takže celková sila predstavuje hodnotu $F_1' = 3000 \text{ N}$.

E. Zaťaženie jedného pásu od hmotnosti obsluhy

Celkové zaťaženie jedného pásu od obsluhy predpokladáme $m_2 = 80 \text{ kg}$. Opätovne predpokladáme priťaženie jedného pásu.

Dynamické priťaženie $\Delta m_2 = 0,1 \cdot m_2$. Takže celková sila predstavuje hodnotu $F_1 = 3800 \text{ N}$.

F. Namáhanie na krútenie od nábehu pásu na prekážku

Obidvoma silami podľa bodov D. a E. je nosník pásu namáhaný na krútenie. Obidve súčtové sily pôsobia na ramene cca 260 mm. Takže krútiace momenty majú hodnoty, $M_1 = 120 \text{ Nm}$, $M_2 = 120 \text{ Nm}$.

3. Pevnostný návrh vybraných parametrov nosníka

Boli riešené dve „prvotné“ verzie nosníka: pôvodná verzia a skrátená. V prvom prípade sme navrhovali hrúbky plechov a šírku uzavretej časti nosníka. Výsledky sú spracované v tabuľke 1 a na obrázkoch 6 a 7.

V prípade skrátenej verzie bol nosník vytvorený len ako zvarenec bez špeciálnych úprav. Výsledky sú opäť spracované v tabuľke 2 a na obrázkoch 8 a 9.

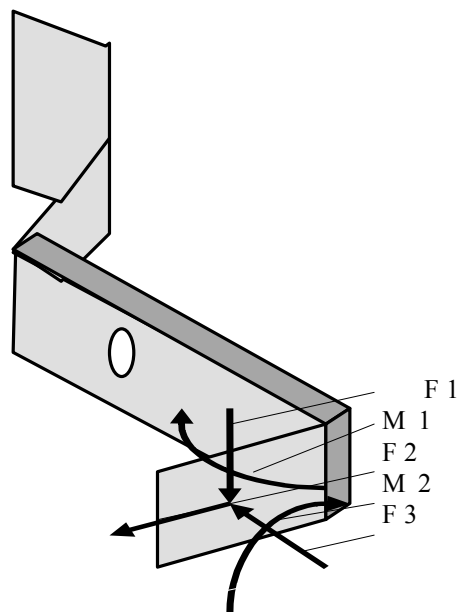
Proces optimálneho navrhovania vychádzal zo základnej myšlienky dimenzovania na plný napät'ový stav takzvaný „fully stres desing“. Pracovali sme s diskretnými hodnotami – hrúbkami plechov.

Tabuľka 1.

Verzia číslo 1	Pôvodný návrh [mm]	Nový návrh [mm]
Šírka	55	18
hrúbka č. 1	8	6
hrúbka č. 2	8	10
hrúbka č. 3	8	6
hrúbka č. 4	8	6
hrúbka č. 5	8	6
hrúbka č. 6	8	6
Hmotnosť	17,5	12,5

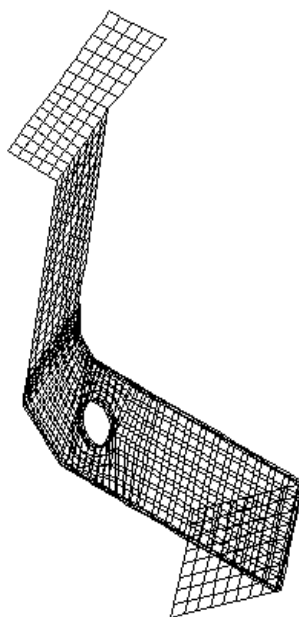
Tabuľka 2.

Verzia číslo 2	Pôvodný návrh [mm]	Nový návrh [mm]
hrúbka č. 1	18	15
hrúbka č. 2	16	10
Hmotnosť	12,2	9,6



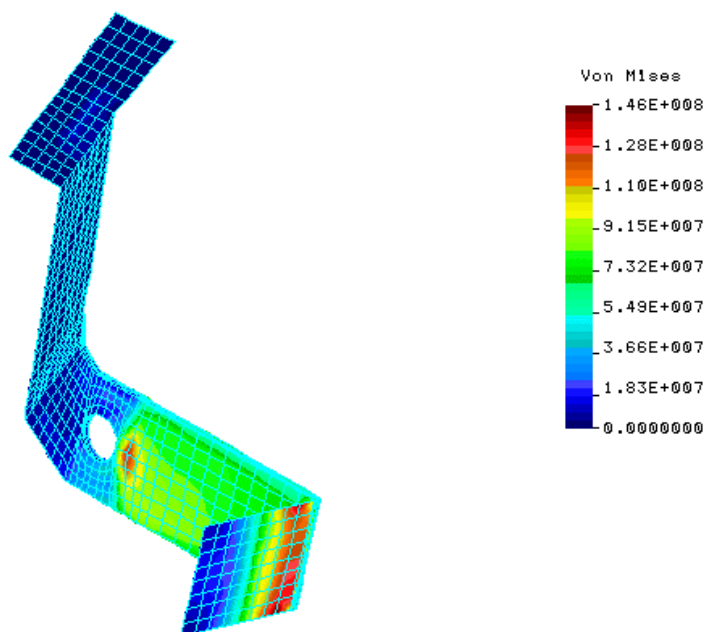
Obr. 5 Schéma zat'azenia nosníka pásu

L1n DEF Lc=1



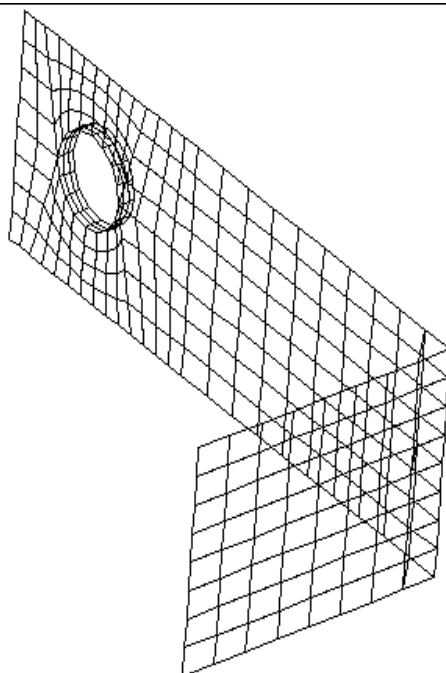
Obr. 6 Konečnoprvkový model

L1n STRESS Lc=1

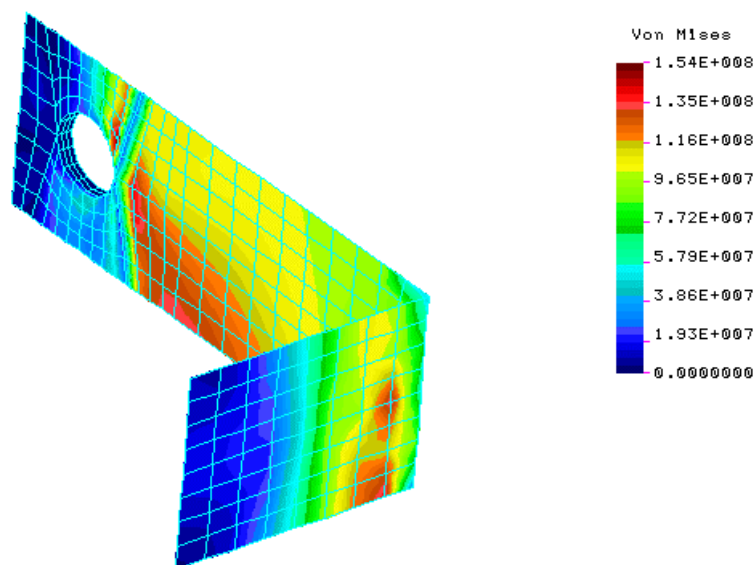


Obr. 7 Priebeh ekvivalentných napätí
pre optimálny návrh geometrických parametrov

L1n DEF Lc=1



Obr. 8 Konečnoprvkový model druhej verzie nosníka



Obr. 9 Pribeh ekvivaletných napätí pre konečný návrh sledovaných parametrov

4. Záver

Navrhnuté dve verzie konštrukčných tvarov pre nosník pásu poukazujú na to, že sa nám potvrdzuje intuitívny návrh. Je možné navrhnutými hrúbkami plechov pri neprekročení napätiami 150 MPa pokryť reálnymi plechmi aj s hrúbkou 6 mm.

Z navrhovaných troch verzií sa konštrukčne javí prijateľnejšia skrátená verzia. Zostáva otvorená otázka ďalšieho namáhania jednej osi na malotraktore. To však nemôže byť náplňou tohoto príspevku.

Rám bol zaťažený v mieste pritlačenia menšieho kolesa silami (Obr. 1) od sily - tiaže stroja + sily vyvodenej časťou hmotnosti manipulačného pracovníka, od sily vyvodenej manipulačným pracovníkom pri násilnom zatáčaní pásu, od výslednice ťažných síl v páse a napínacích síl v páse a od prídavných momentov.

Zostáva otázkou či riešitelia vystihli všetky zaťaženia a či sa dôkladne premietli konštrukčné návrhy do výpočtov. Zatiaľ bolo využité len koncepcie rezu nosníka v obdĺžnikovom tvare. Je nutné doplniť aj kruhový tvar, pokiaľ sa vyvodí maximálne zaťaženie od krútenie od prídavných momentov.

Do zaťaženia nosníka pásu nebolo zahrnuté zaťaženia od náradia:

- zvýšenie zaťaženia od závesného náradia,
- zvýšenie zaťaženia krutom od náradia

Autori chceli príspevkom poukázať na nevyhnutnú podporu konštruovania počítačom pri zvlášť zložitom namáhaní zvarenca nosníka pásu. Ide o novú podzostavu zvarenca rámu, ktorý sa zavádza pri duálnom pohone mobilných prostriedkov. Zatiaľ je aj experimentálne vyhotovený len pre „menšiu“ verziu malotraktora, ak však chceme aplikovať duálny pohon aj na veľké poľnohospodárske traktory, tak táto cesta a spôsob výpočtu tvorí základné východiská.

Použitá literatura:

- [1] Grečenko, A: Kolové a pásové traktory, Statní zemědělské nakladatelství, Praha 1963
- [2] Dražan F.: Zemní stroje, skriptá, ČVUT, Praha 1981
- [3] Král, M.: Hmotnosť jako limitující faktor malotraktorov z hľadiska ťažnej sily, sborník medzinárodnej XXXIX. Konferencie kateder častí a mechanizmov strojů, Liberec 1998
- [4] Cvekl, Z., Kolář, J.: Universální rýpadla, SNTL, Praha 1963
- [5] Gerlici J., Lack T.: Analýza dynamiky kmitania sústav so sústredenými hmotnosťami, XIII. konf., „Současné problémy v kolejových vozidlech“, Česká Třebová, 1997.
- [6] Gerlici J., Lack T.: Structural analysis of various vehicle constructions, in: international scientific conference „Numerical methods in continuum mechanics“, Stará Lesná, 1994.
- [7] Husár Š.: Hodnotenie ochranného rámu mobilného stroja podľa ISO 3471, XXXIX. Konferencie kateder častí strojů a mechanizmov, Liberec 1998, Česká republika.
- [8] Vavro J., Tvaružek J., Husár Š.: Experimental Load Measuring for Determining of Durability of Chassis Parts of Microcar Vehicle, in „Proceedings of the XIII. Imeko World Congress“, Torino, 1994.
- [9] Vavro, J.: Vyšetrovanie dynamických účinkov na pojazďový voz stavebného vežového žeriava pri zdvíhaní bremena, Práce a štúdie VŠDS v Žiline , séria strojnícka, 1989.