



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÉ VOZIDLO PRO PRÁCI VE SVAHU

TRACKED VEHICLE FOR WORKING ON A SLOPE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Těšický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Petr Těšický
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásové vozidlo pro práci ve svahu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepce dálkově řízeného pásového vozidla pro vykonávání prací ve svazích s vysokým sklonem. Pásový podvozek zajišťuje trakční sílu a přes přípojný úchyt jsou na něm přichyceny nástroje pro převážně komunální techniku. Návrh zahrnuje pásové pojezdové ústrojí, trakční pohon s převody a pohon pomocného zdvihu pracovního zařízení a případných ostatních mechanismů.

Technické parametry a požadavky:

Maximální rychlost do 8 km/h.

Provozní hmotnost do 1500 kg.

Svahová dostupnost 100 %.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných pásových vozidel.

Koncepční návrh dálkově řízeného pásového vozidla.

Rozměrové a výkonové výpočty.

Upřesnění konstrukce pásového vozidla s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy pásového vozidla.

Podsestava pásového podvozku.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá koncepčním návrhem dálkově řízeného pásového vozidla pro práci ve svahu. V první části je proveden krátký rešeršní rozbor dálkově řízených pásových vozidel. Při samotném návrhu koncepce jsou provedeny rozměrové, silové a výkonové výpočty. Z těchto výpočtů vychází návrh některých komponent. Pevnostní výpočty pro určité komponenty jsou provedeny v poslední části této práce. Výsledkem je koncepční návrh dálkově řízeného pásového vozidla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nosiče náradí, pásové vozidlo, dálkové ovládání, pásová jednotka, pásový podvozek, silová bilance, výkonová bilance, zvedací ústrojí

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the conceptual design of a remotely controlled tracked vehicle for work on a slope. In the first part, a short research analysis of remotely controlled tracked vehicles is performed. During the design of the concept itself, dimensional, force and power calculations are performed. The design of some components is based on these calculations. Strength calculations for certain components are performed in the last part of this work. The result is a conceptual design of a remotely controlled tracked vehicle.

KEYWORDS

Tool carriers, tracked vehicle, remote control, tracked unit, tracked chassis, force balance, power balance, lifting device

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TĚŠICKÝ, Petr. *Pásové vozidlo pro práci ve svahu*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131857>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Petr Těšický

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho čas, věcné připomínky a cenné rady, které mi při vypracování bakalářské práce poskytl.

Velké poděkování patří mé rodině, která mi byla v průběhu studia velkou oporou.

OBSAH

Úvod	11
1 Rešeršní rozbor dálkově řízených pásových vozidel	12
1.1 Typická konstrukce pásového nosiče náradí	12
1.2 Typy dálkově řízených pásových vozidel	13
2 Koncepční návrh pásového vozidla	17
3 Vstupní parametry do výpočtové části	18
4 Rozměrové výpočty	19
4.1 Návrh turasového kola	20
4.1.1 Návrhové turasové kolo	20
4.1.2 Skutečné turasové kolo	21
4.2 Volba uspořádání pásové jednotky	22
4.3 Stabilita vozidla	22
5 Silová a výkonová bilance	26
5.1 Silová bilance	26
5.2 Výkonová bilance	29
6 Návrh komponent	33
6.1 Rám	33
6.2 Podélný nosník	33
6.3 Hydromotor pro pohon turasového kola	34
6.4 Hydrogenerátory	35
6.5 Vodící kladka	36
6.6 Pojezdová kladka	36
6.7 Podpěrná kladka	37
6.8 Napínací ústrojí	37
6.8.1 Napínací mechanismus	38
6.8.2 Posuvný rám	42
6.8.3 Sestava napínacího ústrojí	43
6.9 Zvedací ústrojí	44
6.9.1 Návrh hydromotoru pro zvedací ústrojí	45
7 Upřesnění konstrukce vozidla	47
8 Pevnostní výpočty vybraných konstrukčních uzlů	48
8.1 Pevnostní kontrola osy pojezdové kladky	48
8.1.1 Kontrola vůči meznímu stavu porušení	48
8.1.2 Kontrola čepu osy pojezdové kladky na střih	50
8.2 Kontrola bočnice na otláčení	51
8.3 Pevnostní kontrola pružiny	52
8.3.1 Kontrola na smyk	52
8.3.2 Kontrola stability pružiny	52
8.4 Pevnostní výpočet svaru	53
8.4.1 Svarová skupina I	53

8.4.2 Svarová skupina II	55
Závěr	58
Seznam použitých zkratk a symbolů	61
Seznam příloh.....	64

ÚVOD

Existují pracovní oblasti, ve kterých použití konvenčního pracovního vozidla, jakož je např. traktor, je velmi obtížné. Jsou jimi např. oblasti s velkým sklonem svahu, s těžko průchodným terénem nebo oblasti, u kterých je velké riziko vzniku úrazu obsluhy. Pro tyto situace jsou používány dálkově řízené pásové vozidla.

Dálkově řízené pásové vozidlo slouží většinou jako tzv. nosič nářadí. Přídavné nářadí, kterým je vozidlo osazeno, může být různého typu a určuje druh práce, které vozidlo vykonává. Může se jednat o údržbu obtížně dostupných míst (lesní plochy, horské oblasti), odklizení sněhu, frézování pařezů, manipulaci kmenů dřeva a další.

Univerzálnost je hlavní výhodou vozidla. Přídavné nářadí, kterým vozidlo může být vybaveno je např. mulčovač, žací lišty, pařezová fréza, sněhová fréza, naviják, radlice a další. Další výhodou jsou relativně malé rozměry a hmotnost těchto typů vozidel, které umožňují jednoduchou přepravu vozidla k pracovnímu místu. Dálkové řízení vozidla zvyšuje bezpečnost obsluhy, jelikož obsluha není s vozidlem v přímém kontaktu, jen jej následuje. Při tom může zvolit pohodlnější cestu a snížit tak riziko vzniku úrazu.

V rešeršní části této bakalářské práce dojde k seznámení s různými typy dálkově řízených pásových vozidel. V praktické části práce dojde ke samotnému koncepčnímu návrhu dálkově řízeného pásového vozidla. Budou provedeny silové a výkonnostní bilance, výpočet stability vozidla, návrh komponent a pevnostní výpočty k určitým komponentám. Následně bude vytvořen 3D model a k němu výkresová dokumentace dle zadání.

1 REŠERŠNÍ ROZBOR DÁLKOVĚ ŘÍZENÝCH PÁSOVÝCH VOZIDEL

Dálkově řízená pásová vozidla jsou většinou používány jako nosiče nářadí pro práce v těžko dostupných místech nebo tam, kde s jinou technikou nejde efektivně a bezpečně pracovat, jako jsou např. oblasti s velkým sklonem svahu, s těžko průchodným terénem nebo s malou průchodnou výškou. Práci, kterou vozidlo vykonává, se odvíjí od přídavného nářadí, kterým je vybaveno. Může sloužit např. pro údržbu travnatých ploch, pro údržbu obtížně dostupných míst (lesní plochy, horské oblasti), k odklízení sněhu nebo pro frézování pařezů. Vozidlo může také sloužit k manipulaci kmenů v obtížných lesních plochách (tzv. železný kůň).

Díky dálkovému ovládní nemusí být obsluha s vozidlem v přímém kontaktu. Obsluha vozidlo následuje. Při tom může zvolit pohodlnější a bezpečnější cestu. Také se nemusí řešit ochranné konstrukce kabin nebo místa obsluhy řidiče.

1.1 TYPICKÁ KONSTRUKCE PÁSOVÉHO NOSIČE NÁŘADÍ

Podvozek vozidla je tvořen rámem stroje, ke kterému je většinou z každé strany připevněna jedna pásová jednotka. Ta může být k rámu připevněna pevně (přivařením, přišroubováním) nebo posuvně. Posuvné uložení je poháněno hydraulicky a umožňuje změnu vzdálenosti rozchodu pásových jednotek a tím docílení větší svahové dostupnosti vozidla.

Pojezd dálkově řízeného vozidla je většinou hydrostatický. Pásově jednotky, které mohou být odpružené nebo neodpružené, jsou poháněny rotačním hydromotorem. Pásky, kterými je jednotka osazena, mohou být ocelové, gumové nebo gumové s přišroubovanými příčnickami. Jsou-li pásově jednotky pouze dvě, vozidlo je řízeno smykem.

Na rám stroje jsou z horní části připevněny hlavní komponenty, které zajišťují provozuschopnost stroje. Tvoří je pohonná jednotka, hydrogenerátor, chladicí soustava, elektronická soustava, nádrže kapalin atd. Vše je zakryto kapotou, která chrání jednotlivé komponenty před možným poškozením z vnějšího okolí.

Přídavné nářadí, které specifikuje práci stroje, může být uchyceno v přední nebo zadní části vozidla a může být poháněno hydraulicky nebo pomocí vývodové hřídele. Zdvih přídavného nářadí je zajištěn ručně nebo hydraulicky pomocí přímočarých hydromotorů. Typy přídavných nářadí mohou být mulčovače, sněhové frézy, pařezové frézy, radlice, navijáky a další.



Obr. 1 Hydraulická mulčovací hlava Humus KMA [1]



Obr. 2 Pařezová fréza FSI [2]

1.2 TYPY DÁLKOVĚ ŘÍZENÝCH PÁSOVÝCH VOZIDEL

RoboFlail ONE

Tento typ pásového nosiče (Obr. 3), je určen pouze k úpravě zeleně. Je vybaven mulčovačem nebo žacím ústrojím. Díky schopnosti sekát dopředu i dozadu, eliminuje složité otáčení na svazích, které má většinou za následek poškození pracovní plochy. Díky naklápěným pojezdovým kladkám se zvyšuje kontaktní plocha mezi pásem a povrchem, čímž je zajištěna maximální trakce vozidla. Vhodný je tedy především pro úpravu ploch, u kterých se požaduje minimální viditelnost stop od pracovního vozidla [3].

Tab. 1 Parametry vozidla RoboFlail ONE [3]

RoboFlail One	
Výkon [kW]	19
Rychlost [km/h]	8
Hmotnost [kg]	730
Svahová dostupnost [°]	55
Délka/Šířka/Výška [mm]	1700/1800/1100

RoboFlail Vario

Oproti typu RoboFlail ONE, je možno k přední hydraulice RoboFlail Vario připojit jakékoli přídatné nářadí kategorie 1 do 450 kg. Přídatné nářadí může být také poháněno z vývodové hřídele. Je umožněn boční posuv nářadí až 40 cm. Vozidlo je vhodné při údržbě krajín v oblastech, kde by se uchýlilo například k použití traktoru. Může se použít také v lesnictví, například jako lesní mulčovač [4].

Tab. 2 Parametry vozidla RoboFlail Vario [4]

RoboFlail Vario	
Výkon [kW]	28
Rychlost [km/h]	8
Hmotnost [kg]	1200
Svahová dostupnost [°]	45
Délka/Šířka/Výška [mm]	2650/1250/1200



Obr. 3 Vozidlo RoboFlail One [3]



Obr. 4 Vozidlo RoboFlail Vario [4]

Energreen RoboPOWER

Tento typ dálkově řízeného vozidla dokáže nést až 10 druhů nářadí. Lze využít např. pro likvidaci dřevin ve svažitém a těžko přístupném terénu, pro údržbu obtížně dostupných míst, pro zimní údržbu v těžkém terénu. Díky vysoké hmotnosti může sloužit i k jištění lesnické techniky při práci ve svahu. Vozidlo může být řízeno až ze vzdálenosti 150 m [5][6].

Tab. 3 Parametry vozidla Energreen RoboPOWER [6]

Energreen RoboPOWER	
Výkon [kW]	103
Rychlost [km/h]	8,8
Hmotnost [kg]	4600-7500
Svahová dostupnost [°]	45
Délka/Šířka/Výška [mm]	3200/1900/1820



Obr. 5 Vozidlo Energreen RoboPOWER [5]

P 38 R - EFI

Jedná se o vozidlo, které je určeno k frézování dřevěných pařezů bez omezení maximálního průměru. Podvozek vozidla umožňuje roztažitelnost pásových jednotek, což zaručuje velkou stabilitu stroje. Minimální šířka stroje je 670 mm [7].

Tab. 4 Parametry vozidla P 38 R- EFI [7]

P 38 R - EFI	
Výkon [kW]	28,3
Rychlost [km/h]	4
Hmotnost [kg]	1042
Délka/Šířka/Výška [mm]	2440/670-970/1380



Obr. 6 Vozidlo P 38 R – EFI [7]

Železný kůň CTL 250FR

Železný kůň CTL 250FR (Obr. 7), respektive lesní pásový stroj, slouží pro stahování kmenů stromů z těžko dostupných lesních míst. Vozidlo je vybaveno gumovým pásem s příšroubovanými ocelovými příčníky. V předu je osazeno trakčním navijákem s nylonovým lanem a zezadu zadním štítem s přibližovacím navijákem [8].

Trakční naviják zajišťuje velkou průchodnost terénem a velkou svahovou dostupnost. Lano navijáku se uchytí za pevný bod, například strom umístěný výše ve svahu a pomocí navijáku se vozidlo přitahuje ve směru stoupání svahu. Přibližovací naviják slouží k přitáhnutí kmenů směrem ke stroji [8].

Tab. 5 Parametry vozidla CTL 250FR [8]

CTL 250FR	
Výkon [kW]	37
Rychlost [km/h]	8
Hmotnost [kg]	2500
Délka/Šířka/Výška [mm]	2700/1700/1600

Železný kuň KAPSEN

Vozidlo slouží primárně ke stejnému účelu jako dříve zmíněné CTL 250FR, což je přibližování dřeva v lesních oblastech. Pracovní část stroje je tvořena sklopným štítem, ramenem a navijákem. Podvozek je opatřen dvoudílnými gumovými pásy, které jsou spojeny ocelovými příčnicí. Naviják je možno ovládat pomocí páky na rozvaděči nebo pomocí dálkového ovládání [9].

Hlavní výhodou vozidla KAPSEN, oproti ostatním železným koním, je relativně malá hmotnost, díky které je možno stroj snadno naložit na přívěsný vozík nebo do dodávky a dopravit na pracovní místo [9].

Tab. 6 Parametry vozidla KAPSEN [9]

KAPSEN	
Výkon [kW]	13,42(18 hp)
Hmotnost [kg]	1000
Svahová dostupnost [°]	cca 35
Délka/Šířka/Výška [mm]	2300/1200/1430



Obr. 7 Vozidlo CTL 250FR [8]



Obr. 8 Vozidlo KAPSEN [9]

2 KONCEPČNÍ NÁVRH PÁSOVÉHO VOZIDLA

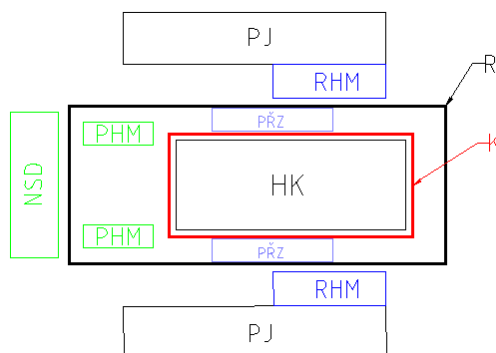
Pracovní užití vozidla a stěžejní parametry, dle zadání v bakalářské práci, tvoří základ pro koncepční návrh pásového vozidla.

Pásové vozidlo, dálkově řízené, bude sloužit k vykonávání prací v oblastech do maximálního sklonu svahu 100 %. Kvůli pásovému podvozku může také pracovat v oblastech s horší průchodností např. podmáčený nebo hrbolatý terén, kde by užití kolového vozidla bylo obtížné. Využití vozidla je široké a závisí na přídavném nářadí, kterým je osazeno. Může sloužit např. pro údržbu svahových travnatých ploch, odklizení zasněžených oblastí, k frézování pařezů nebo jako lesní mulčovač.

Vozidlo je vybaveno zvedacím ústrojím sloužícím k uchycení a manipulaci s přídavným nářadím. Sestavuje se z násady a dvou přímočarých hydromotorů. Ke každému přídavnému nářadí je vyroben pomocný nosný rám, kterým je nářadí připevněno k násadě. Přímočaré hydromotory zajišťují zdvih přídavného nářadí. Přídavné nářadí může být mulčovač, sněhová fréza, pařezová fréza, dosévací zařízení a další.

Jelikož bude vozidlo osazeno dvěma pásovými jednotkami, bude řízeno smykem. Pohon bude zajištěn pomocí dvou rotačních hydromotorů (jeden motor pro každou pásovou jednotku). Vzhledem k maximální rychlosti vozidla $v_{\max} = 8 \text{ km/h}$ a požadavku velkého kroučícího momentu, pro překonávání velkého stoupání terénu, je hydraulický pohon vhodným řešením. K hydromotoru bude přišroubováno turasové kolo, které pohání gumový pás.

Maximální hmotnost vozidla je stanovena dle zadání bakalářské práce na 1500 kg. Poměrně vysoká hmotnost vozidla, oproti jeho rozměrům, zajišťuje dosažení poměrně velké trakční síly, které je možno využít při stoupání vozidla do svahu. Tato trakční síla s rostoucí vahou stroje roste.



Obr. 9 Schéma zástavby pásového vozidla

HK – hlavní komponenty, PŘZ – přídavné zatížení, PHM – přímočarý hydromotor, NSD – násada, K – kapotáž, R – rám stroje, RHM – rotační hydromotor, PJ – pásová jednotka

3 VSTUPNÍ PARAMETRY DO VÝPOČTOVÉ ČÁSTI

Stěžejní parametry vozidla, které byly stanoveny v zadání bakalářské práce, slouží jako vstupní hodnoty pro výpočtovou část bakalářské práce. Před začátkem výpočtové části je potřeba vysvětlit, jak byly vstupní hodnoty ve výpočtech uvažovány.

Hmotnost vozidla

Maximální pracovní hmotnost vozidla byla dle zadání stanovena na 1500 kg. Tato hmotnost bude odpovídat vozidlu, které je plně sestaveno a osazeno přídatným nářadím.

Je velmi složité odhadnout skutečnou celkovou váhu vozidla, bez znalosti hmotností jednotlivých hlavních komponent a přídatných nářadích, které se můžou na vozidle měnit. Zavedlo se tedy zjednodušení, které bude předpokládat, že vozidlo bude vždy dosahovat hmotnosti 1,5 t. Je-li vozidlo lehčí je dotíženo připevněním přídatného zatížení k rámu stroje. Ve výpočtech bude tedy vždy uvažována hmotnost vozidla 1,5 t.

Sklon svahu

Dostupnost vozidla byla stanovena dle zadání maximálním sklonem svahu 100 % (45°). Tento sklon bude považován za maximální sklon svahu, na kterém vozidlo bude moct vykonávat práci a budou se tak od něj odvozovat výpočty.

Maximální rychlost vozidla a zrychlení

Maximální rychlost, kterou vozidlo dle zadání dosáhne je 8 km/h. Zrychlení bylo zvoleno na 0,5 m/s².

Rozměry vozidla

Rozměry je potřeba navrhnout tak, aby vozidlo dosahovalo bezpečné stability při pohybu po svazích a náročných terénech. Je však taky snaha dosáhnout takových rozměrů, aby vozidlo bylo lehce manipulovatelné. Například, aby se mohlo naložit na přívěsný vozík nebo do dodávky a poté dopravit na pracovní místo.

Tab. 7 Vstupní parametry vozidla do výpočtové části

Vstupní parametry	
Hmotnost [kg]	1500
Maximální rychlost [km/h]	8
Svahová dostupnost [°]	45
Zrychlení [m/s ²]	0,5

4 ROZMĚROVÉ VÝPOČTY

V této kapitole budou provedeny základní výpočty pro rozměry pásového podvozku vozidla.

Výběr pásu:

Pro výpočet rozměrů pásové jednotky musí být známy parametry pásu, který bude na pásovém vozidle použit. Jelikož vozidlo má celkovou hmotnost pod 2 tuny a bude se většinou pohybovat po měkkém typu povrchu, je účinnější zvolit pryžový pás, namísto ocelového. Z provedeného průzkumu ohledně typů pryžových pásů je při výběru uvažováno mezi pásy:

- Camoplast [10]
- Robustrack [10]
- ITR [11]
- Renomag [12]

Z uvedených variant byl zvolen gumový pás ITR 230x72x50 - B [13].

Tab. 8 Základní parametry gumového pásu ITR [13]

Gumový pás ITR 230x72x52 - B	
Šířka pásu b_p [mm]	230
Rozteč t_{zp} [mm]	72
Počet článků [-]	50
Délka pásu [mm]	3600

Pás je určen pro minirýpadla, pásové smykem řízené nakladače a malé sklápěče. Výrazné vykrojení dezénu pásu ITR zvyšuje trakci a snižuje vibrace. Pás vykazuje vysokou odolnost vůči vrypům a opotřebení. Vnitřní části pásu jsou z kované oceli [11].



Obr.10 Gumový pás ITR [11]

4.1 NÁVRH TURASOVÉHO KOLA

Výpočet rozměrů turasového kola vychází z požadavků na dosažení maximální rychlosti 8 km/h. K tomu je však potřeba znát maximální otáčky hnacího rotačního hydromotoru. Předběžně je tedy zvolen rotační hydromotor MK04 od firmy PoclainHydraulics s.r.o, který dosahuje maximálních otáček 120 min^{-1} [14]. V (Kap. 6.3), je hydromotor zkontrolován, jestli vyhovuje všem nárokům pro pohon vozidla.

4.1.1 NÁVRHOVÉ TURASOVÉ KOLO

Návrhové turasové kolo (dále jen návrhový turas), slouží jako základ pro výpočet rozměrů skutečného turasového kola (dále jen skutečný turas). Bez výpočtu rozměrů návrhového turasu by se obtížně určovaly rozměry toho skutečného, tak aby bylo zajištěno dosažení maximální rychlosti a kolo správně pohánělo zvolený pás.

Podle zadané rychlosti ($v_{\max} = 8 \text{ km/h} = 2,23 \text{ m/s}$) a maximálních otáček hydromotoru (120 min^{-1}) se podle vztahu (1) vypočítá průměr návrhového turasu, při kterém se dosáhne požadované maximální rychlosti vozidla.

$$R_{nt} = \frac{v_{\max} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{\max}} \cdot 1000$$

$$R_{nt} = \frac{2,22 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 120} \cdot 1000 \quad (1)$$

$$R_{nt} = 176,67 \text{ mm} \rightarrow D_{nt} = 353,34 \text{ mm}$$

Kde: R_{nt} -poloměr návrhového turasového kola [mm]

D_{nt} -průměr návrhového turasového kola [mm]

v_{\max} -maximální rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

n_{\max} -maximální otáčky hydromotoru [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]

Z průměru návrhového turasu je vypočítán jeho obvod:

$$o_{nt} = \pi \cdot D_{nt}$$

$$o_{nt} = \pi \cdot 353,34 \quad (2)$$

$$o_{nt} = 1110,05 \text{ mm}$$

Kde: o_{nt} -obvod návrhového turasového kola [mm]

Aby ozubení turasového kola zapadalo správně do otvorů v pásu, je vypočten počet zubů na návrhovém turasu:

$$n_{nt} = \frac{O_{nt}}{t_{zp}}$$

$$n_{nt} = \frac{1110,05}{72} \quad (3)$$

$$n_{nt} = 15,42 \rightarrow n_t = 16 \text{ zubů}$$

Kde: n_{nt} - počet zubů návrhového turasového kola [mm]

t_{zp} - rozteč děr v pásu [mm]

n_t - počet zubů skutečného turasového kola [mm]

Zaokrouhlením výsledku z rovnice (3), dostaneme počet zubů, které bude obsahovat skutečné turasové kolo.

4.1.2 SKUTEČNÉ TURASOVÉ KOLO

Rozměry skutečného turasu se vypočítají ze stejných rovnic, které byly použity při výpočtu návrhového turasu, ale s tím rozdílem, že se bude postupovat v opačném pořadí. Dle vztahu (4) se vypočítá obvod:

$$o_t = n_t \cdot t_{zp}$$

$$o_t = 16 \cdot 72 \quad (4)$$

$$o_t = 1152 \text{ mm}$$

Kde: o_t - obvod skutečného turasového kola [mm]

Následně průměr skutečného turasu:

$$D_t = \frac{o_t}{\pi}$$

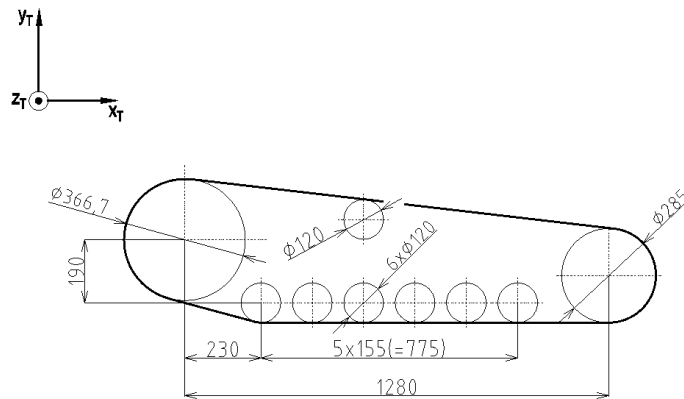
$$D_t = \frac{1152}{\pi} \quad (5)$$

$$D_t = 366,7 \text{ mm}$$

Kde: D_t - průměr skutečného turasového kola [mm]

4.2 VOLBA USPOŘÁDÁNÍ PÁSOVÉ JEDNOTKY

Podle délky pásu a průměru skutečného turasu byly v programu AutoCad navrženy rozměry a uspořádání hlavních prvků, které pásová jednotka obsahuje. Typ pásově jednotky je založen na konceptu mnohokladkového-housenicového typu podvozku. Je tvořen sadou pojezdových kladek a jednou podpěrnou kladkou. Aby nedocházelo k zanášení zubů turasového kola a tak k zmenšující se životnosti pásu, je turasové kolo umístěno nad pojezdovými kladkami. Vodičí kladka je umístěna v přední části a je spojena s napínacím mechanismem.



Obr. 11 Volba uspořádání pásově jednotky

4.3 STABILITA VOZIDLA

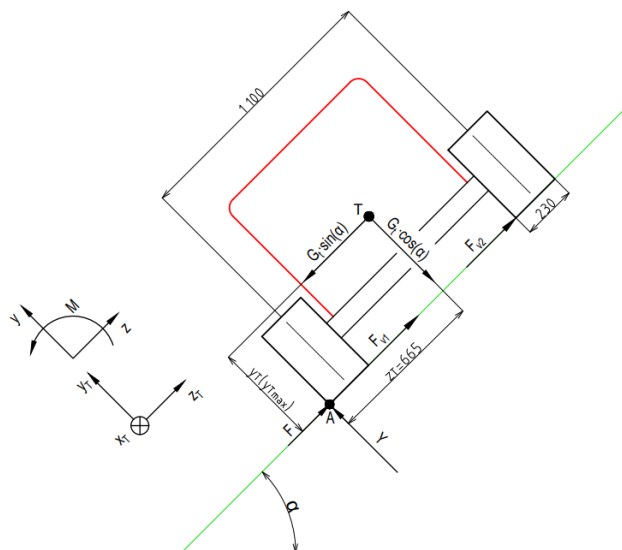
Ztráta stability vozidla je nejvíce ohrožena, jede-li vozidlo po vrstevnici svahu (Obr.12) nebo stoupá-li/klesá-li do/z svahu v přímém směru (Obr. 13). Sklon svahu dosahuje maximální hodnoty dle zadání 100 %.

Stabilita vozidla závisí na poloze výsledného těžiště $[x_T, y_T, z_T]$. Poloha výsledného těžiště se určuje pro vozidlo, které je plně sestaveno všemi komponenty a je osazeno přídatným nářadím. Jelikož jsou však polohy těžišť hlavních komponent a ostatních prvků, které jsou součástí vozidla, neznámy, nelze ze začátku určit výslednou polohu těžiště vozidla.

Stabilita vozidla bude tedy vyjádřena pomocí mezní polohy těžiště vozidla (mezní těžiště) $[x_{Tmez}, y_{Tmez}, z_{Tmez}]$. Hodnoty tohoto těžiště jsou mezní hodnoty poloh, které nesmí výsledné těžiště vozidla přesahovat. Kdyby se tak stalo, vozidlo by se mohlo převrátit, tím by došlo k jeho samotnému poškození. Zároveň by byla ohrožena bezpečnost obsluhy.

MEZNÍ POLOHA TĚŽIŠTĚ y_{Tmez}

Rozchod pásových jednotek byl zvolen 1100 mm. Větší rozměr by nebyl v souladu se snahou o dosažení snadné manipulace vozidla, konkrétně, s šířkou nákladového prostoru dodávky. Šířka pásu je dle zvoleného pásu ITR (Tab. 8) 230 mm. Těžiště z_{Tmez} je uvažováno ve středu vozidla.



Obr. 12 Poloha těžiště vozidla – jízda po vrstevnici

Síly, které při jízdě po vrstevnici na vozidlo působí, jsou zobrazeny na (Obr. 12). Dostředivá síla, která působí na vozidlo při zatačení, je díky dosažitelné maximální rychlosti vozidla zanedbatelná, a tak nebude při výpočtu uvažována.

Dle vztahu (6), se vypočte tíha vozidla. Sílová složka tíhy má svůj počátek v těžišti vozidla a rozkládá se na dvě navzájem kolmé síly působící v ose y a z . Síla působící v ose y vozidlo směrem k terénu přitlačuje, druhá zmíněná, se snaží vozidlo překlomit.

$$G_t = m_v \cdot g$$

$$G_t = 1500 \cdot 9,81$$

$$G_t = 14715 \text{ N}$$

(6)

Kde: G_t -tíha vozidla [N]

m_v -maximální pracovní hmotnost vozidla [kg]

g -tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

α -sklon svahu [$^\circ$]

Bod A na (Obr. 12), je v rovině yz znázorněn jako průmět krajní hrany pásu, přes kterou se vozidlo v případě dosažení mezního stavu stability začne překlápět. Překlopný moment je vytvářen pouze složkami tíhové síly. Nositelky ostatních sil prochází samotným bodem A, žádný moment k němu tedy nevytváří. Celkový moment k bodu A je dán vztahem (7):

$$\sum M_A : -G_t \cdot \cos(\alpha) \cdot 665 + G_t \cdot \sin(\alpha) \cdot y_{Tmez} = 0 \quad (7)$$

Kde: y_{Tmez} - mezní poloha těžiště v ose y [mm]

M_A - celkový moment k bodu A [N·mm]

Ze vztahu (7), se vyjádří mezní poloha těžiště v ose y :

$$y_{Tmez} = \frac{G_t \cdot \cos(\alpha) \cdot 665}{G_t \cdot \sin(\alpha)} = \operatorname{tg}(\alpha) \cdot 665$$

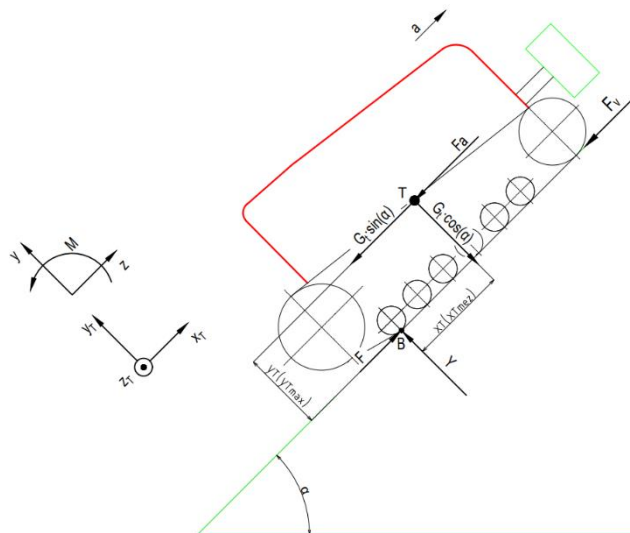
$$y_{Tmez} = \operatorname{tg}(45^\circ) \cdot 665$$

$$y_{Tmez} = 665 \text{ mm} \quad (8)$$

Výsledná poloha těžiště y_T nesmí při finálním sestavení celého vozidla překročit hodnotu y_{Tmez} . Kdyby se tak stalo, vozidlo by se při jízdě po vrstevnici svahu začalo překlápět v kladném směru momentu. Jelikož však nejtěžší část vozidla tvoří podvozek, výsledná poloha těžiště vozidla v ose y bude mnohem níž než y_{Tmez} .

MEZNÍ POLOHA TĚŽIŠTĚ x_{Tmez}

Mezní poloha těžiště v ose x je počítána pro situaci, kdy vozidlo stoupá do svahu v přímém směru kolmo na vrstevnici svahu (Obr. 13). V tomto případě bod B je vyjádřen jako pomyslný bod dotyku zadní pojezdové kladky s pásem. Při překročení meze stability se stává překlopným bodem.



Obr. 13 Poloha těžiště vozidla – stoupání do svahu v přímém směru

Při zmiňovaném pohybu vozidla ovlivňuje mez stability také setrvačná síla, která se složkou tíhové síly působící v ose z , přispívá k překlopení vozidla. Setrvačná síla je vypočtena vztahem (9). Jak bylo řečeno v (Kap. 3), uvažované zrychlení, kterým se pohybuje vozidlo při jízdě do svahu se stoupáním 45° je $a_{45^\circ} = 0,5 \text{ m/s}^2$.

$$\begin{aligned} F_a &= m \cdot a_{45^\circ} \\ F_a &= 1500 \cdot 0,5 \\ F_a &= 750 \text{ N} \end{aligned} \quad (9)$$

Kde: F_a -setrvačná síla [N]

a_{45° -zrychlení vozidla při jízdě do svahu se sklonem 45° [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Momentová rovnováha k bodu B je potom:

$$\sum M_B : -G_t \cdot \cos(\alpha) \cdot x_{Tmez} + G_t \cdot \sin(\alpha) \cdot y_{Tmez} + F_a \cdot y_{Tmez} = 0 \quad (10)$$

Kde: x_{Tmez} -mezní poloha těžiště v ose x [mm]

M_B -celkový moment k bodu B [N·mm]

Ze vztahu (10), se vyjádří mezní poloha těžiště v ose x :

$$\begin{aligned} x_{Tmez} &= \frac{(G_t \cdot \sin(\alpha) + F_a) \cdot y_{Tmez}}{G_t \cdot \cos(\alpha)} \\ x_{Tmez} &= \frac{(14715 \cdot \sin(45^\circ) + 750) \cdot 665}{14715 \cdot \cos(45^\circ)} \\ x_{Tmez} &= 712,93 \text{ mm} \end{aligned} \quad (11)$$

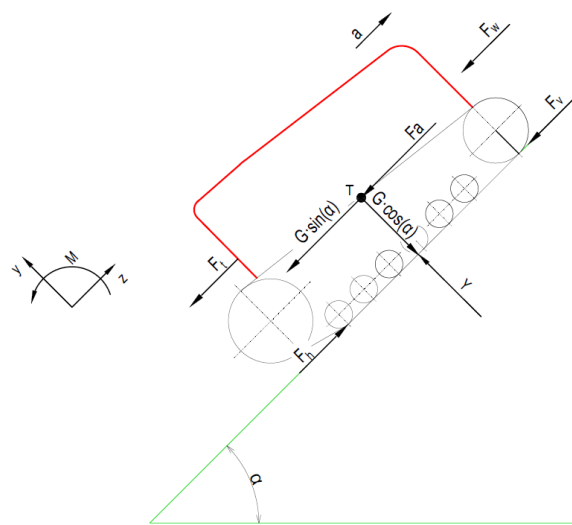
Když vzdálenost výsledného těžiště x_T od bodu B bude kratší než x_{Tmez} , vozidlo překročí mez stability a začne se přetáčet v kladném směru momentu. Tohle však platí jen když $y_T = y_{Tmez}$. Jestli $y_T < y_{Tmez}$, může se výsledné x_T posouvat směrem k bodu B. Což bude platit u skutečného těžiště vozidla.

5 SILOVÁ A VÝKONOVÁ BILANCE

V této kapitole bude proveden výpočet potřebné hnací síly a následně efektivní výkon motoru vozidla.

5.1 SILOVÁ BILANCE

Pro zajištění pohybu vozidla podle požadovaných parametrů je potřeba přivedení hnací síly, která se rovná součtu jednotlivých jízdních odporů. Největší odpory na navrhované vozidlo působí při přímém stoupání do svahu s maximálním sklonem (dle zadání – 100 %). Při uvažování nerovnoměrné jízdy hnací síla musí překonat setrvačnou sílu, odpor valení, odpor vzduchu, užitečný odpor tažné síly a odpor stoupání. Tuhle situaci vyjadřuje (Obr. 14) a vztah (12)[15].



Obr. 14 Silová bilance vozidla – přímé stoupání

$$F_h = F_v + F_s + F_w \pm F_a + F_t \quad (12)$$

Kde: F_h -hnací síla [N]

F_v -síla odporu valení [N]

F_s -síla na překonání stoupání [N]

F_w -síla odporu vzduchu [N]

F_a -setrvačná síla [N]

F_t -tažná síla [N]

Pro získání hnací síly je tedy nutné vypočítat jednotlivé odpory vozidla. Největší odpor proti pohybu stroje ze vztahu (12), tvoří síla na překonání stoupání (13)[15]:

$$\begin{aligned} F_s &= G_t \cdot \sin(\alpha) \\ F_s &= 14715 \cdot \sin(45^\circ) \\ F_s &= 10405,08 N \end{aligned} \quad (13)$$

Rovnicí (14)[15], je vyjádřena síla odporu valení, jejíž velikost závisí na normálové síle Y a součiniteli odporu valení f . Pohyb vozidla je uvažován po neválcovaných až nezhutněných bahnitých cestách, dle [16] $f = 0,1$.

$$\begin{aligned} F_v &= Y \cdot f = G_t \cdot \cos(\alpha) \cdot f \\ F_v &= 14715 \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0,1 \\ F_v &= 1040,51 N \end{aligned} \quad (14)$$

Kde: f -součinitel odporu valení [-]

Není uvažováno, že by vozidlo táhlo za sebou např. orebný pluh nebo rozrušovací trn. Tudíž navýšení hnací síly o přídatnou tažnou sílu není taktéž uvažováno ($F_t = 0$). Velikost síly odporu vzduchu je při rychlostech do 9 m/s zanedbatelná [15], takže se taktéž volí ($F_w = 0$). Setrvačná síla byla spočítána v (Kap. 4.3) rovnicí (9).

Jelikož síly tažná a odporu vzduchu jsou nulové, rovnice (12) pro výpočet hnací síly se zjednoduší na vztah:

$$\begin{aligned} F_h &= F_v + F_s + F_a \\ F_h &= 1040,51 + 10405,08 + 750 \\ F_h &= 12195,59 N \end{aligned} \quad (15)$$

Je však potřeba zkontrolovat, zdali podložka (terén) bude schopna přenést velikost potřebné hnací síly. K tomu slouží výpočet maximální využitelné hnací síly, pro který je však potřeba znát plochu otisku pásové jednotky pod terénem:

$$\begin{aligned} S_0 &= l_p \cdot b_p \\ S_0 &= 1,05 \cdot 0,230 \\ S_0 &= 0,2415 m^2 \end{aligned} \quad (16)$$

Kde: S_0 -plocha otisku pásové jednotky [m²]

l_p -délka styku pásu s podložkou [m]

b_p -šířka pásu [m]

Šířka pásu (Tab.8) (Kap.4). Délka styku pásu s podložkou (Obr.11) (Kap. 4.2).

Maximální využitelná hnací síla (17), tedy vyjadřuje velikost hnací síly, kterou je podložka (terén) schopna přenést. Když hnací síla vyvozená hydromotory překročí tuto sílu, dojde k prokluzu mezi pásem – podložkou. Veškerá hnací síla tak nebude na podložku přenesena.

Pro hlinitý stav zeminy $c = 0,04 \text{ MPa}$ a $\varphi = 17^\circ$ [16]. Koheze půdy c vyjadřuje soudržnost půdy a je nejvyšší u jílovité půdy. Úhel vnitřního tření v půdě φ je nejvyšší u písku. Obě tyto hodnoty ovlivňují maximální využitelnou hnací sílu a s přibývajícím vlhkostí se zmenšují [16].

$$\begin{aligned}
 F_{h \max} &= 2 \cdot S_o \cdot c + G_t \cdot \operatorname{tg}(\varphi) \\
 F_{h \max} &= 2 \cdot 0,2415 \cdot 0,04 \cdot 10^6 + 14715 \cdot \cos(45^\circ) \cdot \operatorname{tg}(17^\circ) \\
 F_{h \max} &= 22501,15 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Kde: $F_{h \max}$ -maximální využitelná hnací síla [N]
 c -koheze půdy [Pa]
 φ -úhel vnitřního tření v půdě [°]

$F_h < F_{h \max}$ - veškerá velikost hnací síly bude přenesena a vozidlo se bude pohybovat bez prokluzu (platí u specifikovaného terénu).

5.2 VÝKONOVÁ BILANCE

Efektivní výkon motoru nelze bezzbytku přeměnit na výkon tahový, nebo na výkon přenášený přes vývodový hřídel. Proces této přeměny je doprovázen ztrátami. Část výkonu motoru se zmaří v převodech – mechanické ztráty, část výkonu ve styku pojezdového ústrojí s podložkou – ztráty prokluzem a valením, část vlivem jízdních podmínek – stoupání, zrychlení [15]. Největší zatížení motoru navrhovaného vozidla nastane při pracovní situaci, kdy:

Vozidlo stoupá v přímém směru do svahu s maximální sklonem (dle zadání 100 %), při kterém současně manipuluje a pohání přídatné nářadí, které pracuje při maximálním výkonu. Pro tuto situaci byla zvolena rychlost stoupání vozidla 2 km/h.

Efektivní výkon motoru je tedy počítán pro danou pracovní situaci. Přehled o jeho rozdělení je patrný z výkonové bilance vozidla:

$$P_e = P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_a + P_w + P_t + P_{pn} + P_{hm} \quad (18)$$

Kde: P_m -výkon ztracený v hydrostatickém převodu [W]

P_δ -výkon ztracený prokluzem [W]

P_v -výkon ztracený valením [W]

P_s -výkon na překonání stoupání [W]

P_a -výkon na zrychlení [W]

P_t -tahový výkon [W]

P_{pn} - výkon přídatného nářadí [W]

P_{hm} -výkon přímočarých hydromotorů [W]

Pro výpočet efektivního výkonu motoru je tedy potřeba spočítat ztrátové výkony. Část výkonu přenášená od motoru na pojezdové ústrojí se zmaří v hydraulickém obvodu. Pro výpočet tohoto ztrátového výkonu je potřeba znát hnací výkon vozidla [15]:

$$\begin{aligned} P_h &= F_h \cdot v_{45^\circ} \\ P_h &= 12195,59 \cdot 0,56 \\ P_h &= 6829,53 \text{ W} \end{aligned} \quad (19)$$

Kde: P_h -hnací výkon [W]

v_{45° -rychlost vozidla při přímém stoupání do svahu (45°) [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Účinnost hydrostatického převodu (hydrogenerátor – hydromotor), dosahuje hodnot kolem 0,8 [15]. Výkon ztracený v hydrostatickém převodu je [15]:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_m} \cdot (1 - \eta_m)$$

$$P_m = \frac{6829,53}{0,8} \cdot (1 - 0,8) \quad (20)$$

$$P_m = 1707,38 \text{ W}$$

Kde: η_m -mechanická účinnost [-]

Při odběru výkonu pojezdovým ústrojím (hnací kola, pásy), vznikají ztráty prokluzem pojezdového ústrojí ztráty přenášeného výkonu. Hodnota prokluzu je tím větší, čím větší hnací sílu pojezdové ústrojí přenáší [15]. Maximální hodnota prokluzu navrhovaného vozidla je zvolena na 20 %. Prokluzová účinnost je tedy $\eta_\delta = 0,8$. Výkon ztracený prokluzem dle [15]:

$$P_\delta = P_h \cdot (1 - \eta_\delta)$$

$$P_\delta = 6829,53 \cdot (1 - 0,8) \quad (21)$$

$$P_\delta = 1365,9 \text{ W}$$

Kde: η_δ -prokluzová účinnost [-]

Velikost válivého odporu je určena tíhou vozidla, pojezdovým ústrojím a druhem a vlastnostmi terénu. Výkon ztracený valením je vyjádřen vztahem [15]:

$$P_v = F_v \cdot v_{45^\circ}$$

$$P_v = 1040,51 \cdot 0,56 \quad (22)$$

$$P_v = 582,69 \text{ W}$$

Síla potřebná na překonání stoupání byla stanovena v (Kap. 5.1). Výkon na překonání stoupání se vypočítá vztahem (23)[15]. Kvůli velkému stoupání svahu tvoří ztrátový výkon na překonání stoupání největší složku jízdních ztrát.

$$P_s = F_s \cdot v_{45^\circ}$$

$$P_s = 10450,08 \cdot 0,56 \quad (23)$$

$$P_s = 5852,04 \text{ W}$$

Síla potřebná na překonání setrvačných hmot vozidla byla odvozena v (Kap. 4.3). Výkon na zrychlení je [15]:

$$P_a = F_a \cdot v_{45^\circ}$$

$$P_a = 750 \cdot 0,56 \quad (24)$$

$$P_a = 420 \text{ W}$$

Ke ztrátovým výkonům je však ještě potřeba přidat výkon potřebný pro pohon a manipulaci přídatného nářadí. Pro výpočet přibližného potřebného výkonu pro pohon přídatného nářadí, byl zvolen hydraulický mulčovač **T5 105** od firmy Femac s.r.o [17], kterým by vozidlo mohlo být osazeno.

Tab. 9 Parametry hydraulického mulčovače T7 125 [17]

T5 105	
Objemový průtok Q_{pn} [l/min]	60
Maximální tlak p_{pn} [bar]	220



Obr. 15 Hydraulický mulčovač T5 105 [17]

Maximální potřebný výkon pro pohon zvoleného mulčovače:

$$P_{pn} = Q_{pn} \cdot p_{pn}$$

$$P_{pn} = \frac{60 \cdot 10^{-3}}{60} \cdot 220 \cdot 10^5 \quad (25)$$

$$P_{pn} = 22000 \text{ W}$$

Kde: Q_{pn} -objemový průtok přídatného nářadí $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

p_{pn} -maximální tlak přídatného nářadí [Pa]

Manipulace přídatného nářadí je zajištěna přímočarými hydromotory. Rozměry a zatížení hydromotorů jsou vypočítány v (Kap. 6.9.1). Rychlost posuvu pístu hydromotoru je zvolena $v_{ph} = 0,035 \text{ m/s}$. Tato hodnota odpovídá vysunutí pístnice do maximální délky (zdvih hydromotoru) za 4 sekundy. Potřebný průtok pro dosažení této rychlosti je:

$$Q_{ph} = S_{ph} \cdot v_{ph} = \frac{\pi \cdot D_{ph}^2}{4} \cdot v_{ph}$$

$$Q_{ph} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,035 \quad (26)$$

$$Q_{ph} = 1,72 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde: Q_{ph} -objemový průtok hydromotoru $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

S_{ph} -plocha pístu hydromotoru $[\text{mm}^2]$

v_{ph} - rychlost pohybu pístu přímočarého hydromotoru [m·s⁻¹]

D_{ph} - průměr pístu hydromotoru [m]

Potřebná síla hydromotoru je vypočítaná v (Kap. 6.9.1). Největší tlak, který působí při určitém okamžiku proti pohybu pístu hydromotoru je dán rovnicí:

$$P_{hm} = \frac{F_{hm}}{S_{ph}} = \frac{F_{hm} \cdot 4}{\pi \cdot D_{ph}^2}$$

$$P_{hm} = \frac{3090,92 \cdot 4}{\pi \cdot 0,025^2} \quad (27)$$

$$P_{hm} = 6296770,52 \text{ Pa}$$

Kde: p_{hm} - tlak působící na píst hydromotoru [Pa]

F_{hm} - potřebná síla hydromotoru [N]

Potřebný výkon dvou hydromotorů pro manipulaci s přídatným nářadím je:

$$P_{hm} = 2 \cdot Q_{hm} \cdot p_{hm}$$

$$P_{hm} = 2 \cdot 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot 6296770,52 \quad (28)$$

$$P_{hm} = 216,61 \text{ W}$$

Jak bylo řečeno v (Kap. 5.1), odpor vzduchu a tažné síly zanedbáváme. Potřebný výkon na překonání odporu vzduchu a tahový výkon jsou tedy také zanedbány. Vztah pro výpočet efektivního výkonu (18) se zjednoduší na:

$$P_e = P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_a + P_{pn} + P_{hm}$$

$$P_e = 1707,38 + 1365,9 + 582,69 + 5852,04 + 420 + 22000 + 216,61 \quad (29)$$

$$P_e = 32144,62 \text{ W}$$

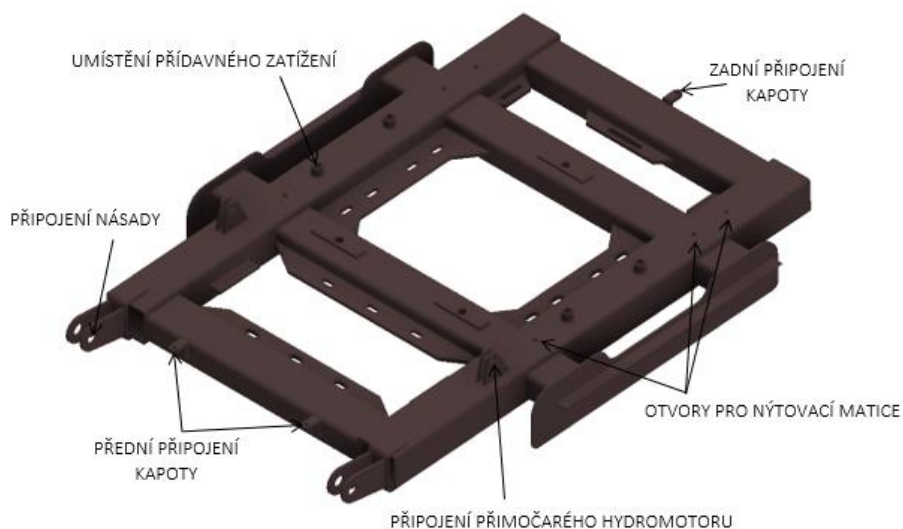
Tento výkon slouží jako orientační potřebný výkon při výběru motoru. Odpovídá výkonu, potřebného k přímému stoupání vozidla do svahu (sklon svahu 100 %), rychlostí stoupání 2 km/h a to při současné manipulaci a pohonu zvoleného přídatného nářadí (mulčovač T5 105)(Tab. 9), pracujícím při maximálním výkonu. Takle situace, kdy se všechny úkony dějí současně, však nastane jen zřídka.

6 NÁVRH KOMPONENT

V této kapitole je proveden návrh určitých komponent vozidla. Jelikož se jedná o koncepční návrh, většina výpočtů slouží spíše jako orientační. 3D modely jsou vytvořeny v programu Inventor.

6.1 RÁM

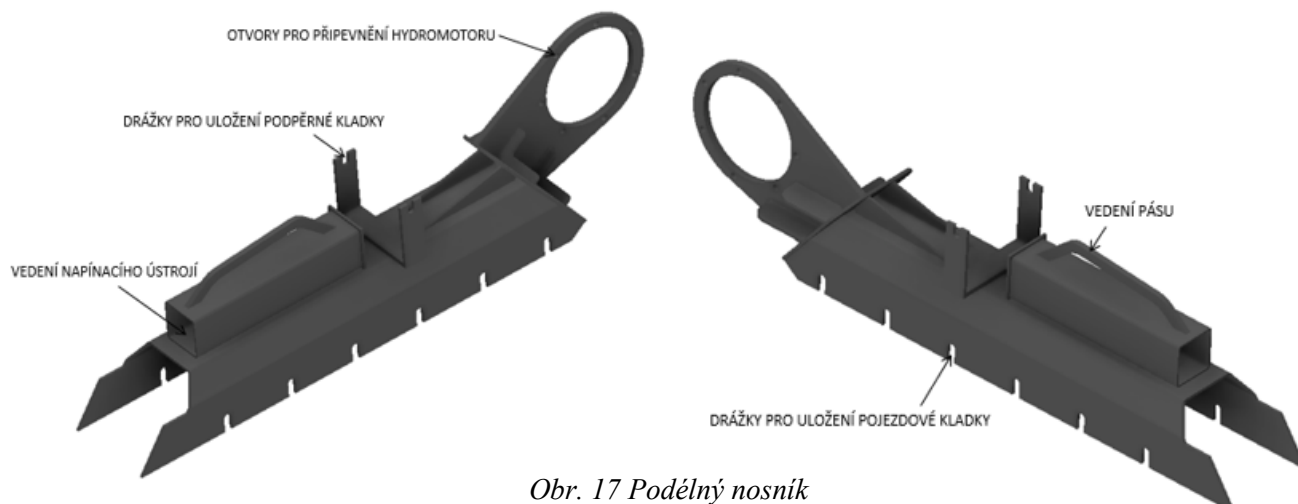
Základní konstrukce rámu je svařena z uzavřených obdélníkových profilů, k nimž jsou následně přivařeny dílce pro připojení kapoty, násady, hydromotorů a přídavného zatížení. Podélné rámy jsou opatřeny otvory pro nýtovací matice sloužící k uchycení ochranného rámu. Z bočních stran bude k rámu přivařen podélný nosník pásové jednotky. Bude-li potřeba přídavného zatížení, je nasazeno na podélný profil rámu a zajištěno šrouby.



Obr. 16 Rám vozidla

6.2 PODÉLNÝ NOSNÍK

Podélný nosník tvoří hlavní kostru pásové jednotky. Je svařen z ohýbaných dílců z materiálu S355J0. V zadním dílci jsou vyvrtány díry pro uchycení hnacího hydromotoru. Uzavřený čtvercový profil, který je přivařen z horní strany, slouží jako vodící uložení pro napínací ústrojí. K profilu je přivařen dílec k vedení a k případnému zabránění svlečení pásu.



Obr. 17 Podélný nosník

6.3 HYDROMOTOR PRO POHON TURASOVÉHO KOLA

Jak bylo řečeno v (Kap. 2), vozidlo bude poháněno hydrostaticky. Hydrostatické převody disponují řadou výhod. Jsou jimi zejména:

- možnost přenosu energie poměrně jednoduchým způsobem
- snadné a plynulé řízení parametrů v širokém regulačním rozsahu
- ochrana proti přetížení a malá citlivost na přetížení

V (Kap. 4.1), při návrhu turasového kola, byl zvolen předběžně hydromotor MK04 od firmy PoclainHydraulics s.r.o [14], kterým vozidlo bude vybaveno:

Tab. 10 Rotační hydromotor MK04 – 8 [14]

MK04 - 8	
Objem [cm ³ /ot]	272
Maximální kroutící moment [N·m]	1728
Maximální otáčky [min ⁻¹]	120



Obr. 18 Motor MK04 – 8 [14]

Je však potřeba zkontrolovat, zdali daný motor dosahuje potřebných výkonnostních parametrů pro pohon vozidla dle požadavků. Maximální rychlost vozidla je dle zadání 8 km/h. Potřebné otáčky hydromotoru k dosažení této rychlosti:

$$n_p = \frac{v_{\max} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_t}{2}} \cdot 1000$$

$$n_p = \frac{2,23 \cdot 60}{\pi \cdot 366,7} \cdot 1000 \quad (30)$$

$$n_p = 116,14 \text{ min}^{-1}$$

Kde: n_p -potřebné otáčky hydromotoru k dosažení v_{\max} [min⁻¹]

Největší velikost hnací síly potřebná pro pohon vozidla je spočítaná v (Kap. 5.1). Potřebný kroučící moment motoru k dosažení této síly je vypočítán dle vztahu (31). Jelikož je vozidlo osazeno dvěma hnacími hydromotory, vyskytuje se ve jmenovateli konstanta 2, která upravuje výsledek na potřebný kroučící moment pro jeden hydromotor:

$$M_{kp} = \frac{F_h \cdot \frac{D_t}{2}}{2 \cdot 1000}$$

$$M_{kp} = \frac{12195,59 \cdot 366,7}{4 \cdot 1000} \quad (31)$$

$$M_{kp} = 1118,03 \text{ Nm}$$

Kde: M_{kp} -potřebný kroučící moment hydromotoru [N·m]

Hydromotor disponuje dostatečnými otáčkami i kroučícím momentem pro pohon navrhovaného vozidla.

6.4 HYDROGENERÁTORY

Jako hydrogenerátor pro hydraulický okruh pojezdu vozidla je zvolen axiální pístový regulační hydrogenerátor 42 028PV od firmy Danfoss s.r.o [22].

Tab. 11 Hydrogenerátor 42 028PV [22]

42 028PV	
Max. průtok [l/min]	105
Max. tlak [bar]	450

Pro okruh pracovního mechanismu je zvoleno zubové čerpadlo SNP3NN 026, taktéž od firmy Danfoss s.r.o [23].

Tab. 12 Zubové čerpadlo SNP3NN 026 [23]

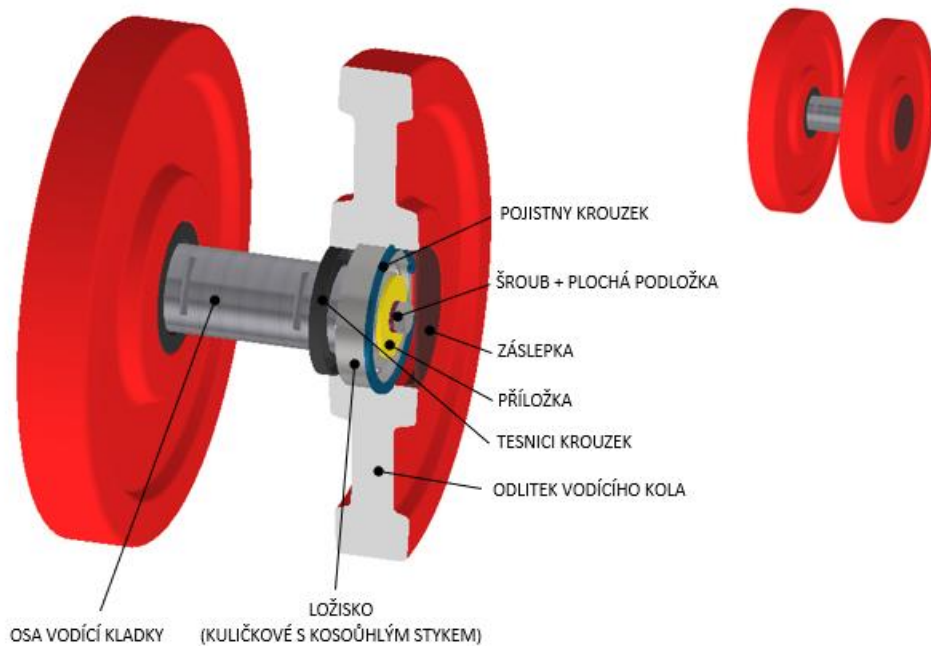
SNP3NN 026	
Max. průtok [l/min]	78,6
Max. tlak [bar]	270



Obr. 19 Zubové čerpadlo SNP3NN 026 [23]

6.5 VODÍCÍ Kladka

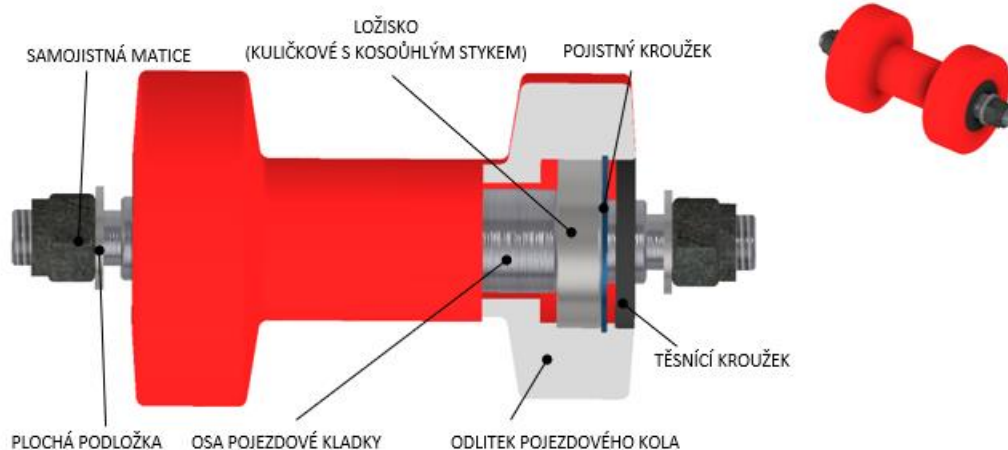
Vodící kladka se skládá ze dvou odlitků vodícího kola, které jsou ložisky (kuličkové s kosoúhlým stykem) uloženy otočně na ose. Tento typ ložisek je zvolen kvůli výskytu větších axiálních sil při jízdě vozidla po vrstevnici (podélně po svahu). Axiální posuv ložiska je zamezen osazením osy, pojistným kroužkem a příložkou se šroubem. V ose jsou obrobena drážky pro příložky k zajištění osy v posuvném rámu (Obr. 26). Vnitřní prostor je vyplněn plastickým mazivem. Vniknutí nečistot do ložisek zabraňuje těsnicí kroužek a pryžová záslepka.



Obr. 20 Vodící kladka

6.6 POJEZDOVÁ Kladka

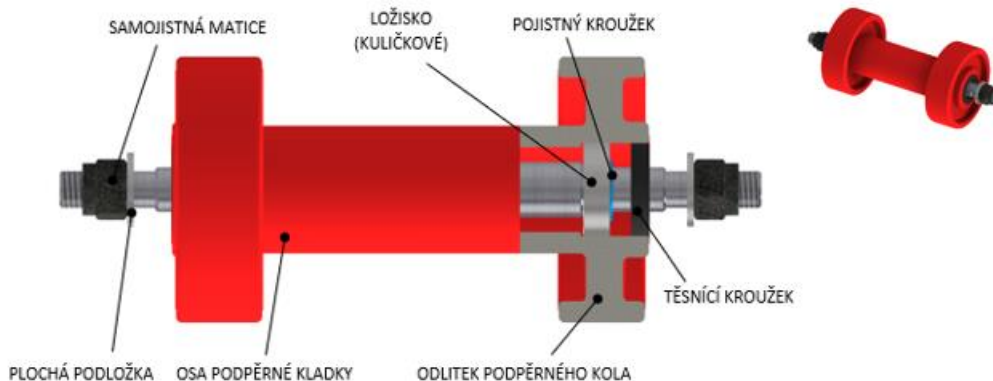
Sestava pojezdové kladky je tvořena odlitkem pojezdového kola, který je pomocí ložisek uložen otočně na ose. Ložiska jsou kuličková s kosoúhlým stykem a jsou zajištěna osazením a pojistným kroužkem. Jsou mazány plastickým mazivem, které je před vniknutím nečistot chráněno těsnicími kroužky. Celá tato sestava kladky je vložena konci osy do drážek podélného nosníku a zajištěna podložkou a samojistnou maticí.



Obr. 21 Pojezdová kladka

6.7 PODPĚRNÁ KLADKA

Sestava podpěrné kladky je obdobná jako pojezdové. Odlitek kola je však méně hmotnější a jelikož na podpěrnou kladku nepůsobí velké axiální síly, jsou použita pouze kuličková radiální ložiska.



Obr. 22 Podpěrná kladka

6.8 NAPÍNACÍ ÚSTROJÍ

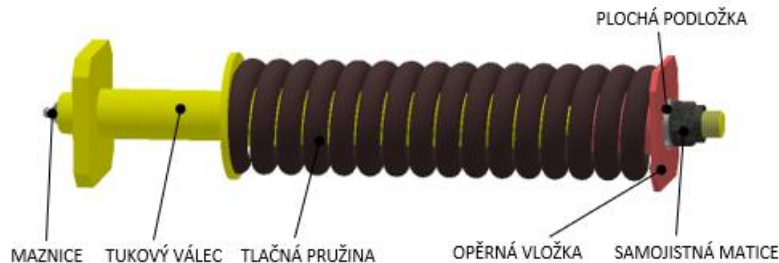
Pásy na vozidle je nutno náležitě napnout pomocí napínacího ústrojí, aby byl zajištěn správný záběr pásu s hnacím kolem a nedocházelo k případnému spadávání pásů, nebo k jejich nadměrnému vytahování [16].

Napínání pásů je provedeno odpružením vodící kladky pomocí pružiny. Odpružením vodící kladky se předchází případnému přetížení pásu. K přetížení může dojít, dostane-li se mezi pás a kladky nebo turasové kolo kámen, nebo dojde-li k usazení a zatvrdnutí zeminy v zubních mezerách turasového kola. Není-li v takovýchto případech vodící kladka odpružena nebo pás dostatečně volný, stoupne tah v pásu nepřístupně vysoko. Naopak příliš volný pás, při větším vzrůstu síly, má tendenci vybíhat ze záběru se zuby turasového kola. Nemá-li však docházet k neustálému pohybu vodící kladky v důsledku kolísání tahu v páse, je nutné, aby pružina napínacího mechanismu měla náležitě předpětí. Těmto všem nebezpečím, bude čelit zmíněné odpružení vodící kladky [16].

Sestava napínacího ústrojí je složena z napínacího mechanismu (Obr. 23), posuvného rámu (Obr. 24) a vodící kladky (Obr. 20).

6.8.1 NAPÍNACÍ MECHANISMUS

Napínací mechanismus (Obr. 23), zajišťuje samotné napínání pásu. Je složen z tukového válce, na který je nasazena tlačná pružina. Na pružinu je nasazena opěrná vložka, která je zajištěna podložkou a samojistnou maticí. Pomocí plnění a vypouštění tukového válce je pás napínán či uvolňován.



Obr. 23 Napínací mechanismus

NAPÍNACÍ PRUŽINA

Pro správnou funkci napínacího mechanismu je potřeba navrhnout pružinu, která bude schopna vyvozovat požadovanou sílu pro napínání pásů. Napínací síla je rovna součtu sil v horní a dolní větvi pásu na vodící kladce. Maximum této síly nastává při couvání stroje do stoupání. Při tomto ději musí být napínací síla od pružiny [16][18]:

$$F_{n \min} = \frac{G_t \cdot \left[\frac{a_{45^\circ}}{g} + \sin(\alpha_{\max}) \right]}{2}$$

$$F_{n \min} = \frac{14715 \cdot \left[\frac{0,5}{9,81} + \sin(45^\circ) \right]}{2} \quad (32)$$

$$F_{n \min} = 5577,54 \text{ N}$$

Kde: $F_{n \min}$ -napínací síla [N]

Napínací síla odpovídá síle předpětí pružiny. Síla vyvozená na pružinu však může dosáhnout větších hodnot např. když dojde k zanesení zubů turasového kola, nebo dostane-li se kámen mezi pás a kladky. Tuto skutečnost vyjadřuje bezpečnostní součinitel pro napínání pásu. Vynásobením napínací síly tímto součinitelem se stanoví velikost možné maximální síly působící na pružinu (33). Pružina se při této velikosti síly dostane do mezního stavu.

$$F_{p \max} = F_{n \min} \cdot k_{ns}$$

$$F_{p \max} = 5577,54 \cdot 1,5 \quad (33)$$

$$F_{p \max} = 8366,31 \text{ N}$$

Kde: $F_{p \max}$ -maximální síla působící na pružinu [N]

k_{ns} -bezpečnostní součinitel pro napínání pásu [-]

Dle literatury [18], je navrhuta pružina pro napínací mechanismus:

V programu Microsoft Excel byl vytvořen skript obsahující rovnice pro návrh pružiny [18], do kterých byly dosazovány normalizované průměry drátu pružin. Účelem bylo najít průměr drátu, který zajistí pružině dostatečnou pevnost a přijatelné rozměry. Jako nejvhodnější vyšel průměr drátu pružiny $d_d = 15$ mm.

Zde je proveden postup pro zmiňovaný výpočet návrhu pružiny pro drát Ø 15 mm:

Všechny rovnice vyskytující se v tomto návrhu jsou dle literatury [18].

Mez kluzu ve smyku:

Pružina je vyrobena z materiálu ČSN EN 10270-1 a je vystavena zatížení třídy SH [18].

$$\begin{aligned} R_{se} &= 0,65 \cdot (A - B \cdot \lg d_d) \\ R_{se} &= 0,65 \cdot (2330 - 900 \cdot \lg 15) \\ R_{se} &= 826,49 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (34)$$

Kde: R_{se} -mez kluzu ve smyku [MPa]

A, B -materiálové konstanty [-]

d_d -průměr drátu pružiny [mm]

Střední průměr pružiny:

Součinitel přetížení pružiny $\xi = 0,15$ [18].

$$\begin{aligned} D_p &= \frac{R_{se} \cdot \pi \cdot d_d^3}{8 \cdot k_n \cdot (1 + \xi) \cdot F_{p \max}} \\ D_p &= \frac{826,49 \cdot \pi \cdot 15^3}{8 \cdot 2,1 \cdot (1 + 0,15) \cdot 8366,31} \\ D_p &= 54,22 \text{ mm} \end{aligned} \quad (35)$$

Kde: D_p -střední průměr pružiny [mm]

k_n -návrhový součinitel [-]

ξ -součinitel přetížení pružiny [-]

Poměr vinutí:

$$C = \frac{D_p}{d_d}$$
$$C = \frac{54,22}{15} \quad (36)$$
$$C = 3,61$$

Kde: C - poměr vinutí [-]

Bergstrasserův součinitel:

$$K_B = \frac{4 \cdot C + 2}{4 \cdot C - 3}$$
$$K_B = \frac{4 \cdot 3,61 + 2}{4 \cdot 3,61 - 3} \quad (37)$$
$$K_B = 1,44$$

Kde: K_B - Bergstrasserův součinitel [-]

Vnější průměr pružiny:

$$D_e = D_p + d_d$$
$$D_e = 54,22 + 15 \quad (38)$$
$$D_e = 69,22 \text{ mm}$$

Kde: D_e - vnější průměr pružiny [mm]

Vnitřní průměr pružiny:

$$D_i = D_p - d_d$$
$$D_i = 54,22 - 15 \quad (39)$$
$$D_i = 39,22 \text{ mm}$$

Kde: D_i - vnitřní průměr pružiny [-]

Počet činných závitů:

Velikost stlačení pružiny při působení maximální síly na pružinu byla zvolena 35 mm. Modul pružnosti ve smyku pro ČSN EN 10270–1 dle [18], $G = 81500 \text{ Mpa}$.

$$n_a = \frac{G \cdot d_d^4 \cdot y_{p \max}}{8 \cdot D_p^3 \cdot F_{p \max}}$$

$$n_a = \frac{81500 \cdot 15^4 \cdot 35}{8 \cdot 54,22^3 \cdot 8366,31} \quad (40)$$

$$n_a = 13,54$$

Kde: n_a -počet činných závitů [-]

G -modul pružnosti ve smyku [MPa]

$y_{p \max}$ -stlačení pružiny při působení maximální napínací síly [mm]

Celkový počet závitů:

Pružina je provedena s uzavřenými neobrobenými konci. Z toho plyne dle [18]:

$$n_t = n_a + 2$$

$$n_t = 13,54 + 2 \quad (41)$$

$$n_t = 15,54 \rightarrow 16$$

Kde: n_t -celkový počet závitů [-]

Délka pružiny v mezním stavu:

$$L_s = d \cdot n_t$$

$$L_s = 15 \cdot 16 \quad (42)$$

$$L_s = 240 \text{ mm}$$

Kde: L_s -délka pružiny v mezním stavu [mm]

Délka pružiny ve volném stavu:

$$L_0 = L_s + (1 + \xi) \cdot y_{p \max}$$

$$L_0 = 240 + (1 + 0,15) \cdot 35 \quad (43)$$

$$L_0 = 280,25 \text{ mm}$$

Kde: L_0 -délka pružiny ve volném stavu [mm]

Tuhost pružiny:

$$k = \frac{d_d^4 \cdot G}{8 \cdot D_p^3 \cdot n_a}$$

$$k = \frac{15^4 \cdot 81500}{8 \cdot 54,22^3 \cdot 13,54} \quad (44)$$

$$k = 238,97 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Kde: k -tuhost pružiny [N·mm⁻¹]

Stlačení pružiny při předpětí:

$$y_p = \frac{F_{nmin}}{k}$$

$$y_p = \frac{5577,54}{238,97} \quad (45)$$

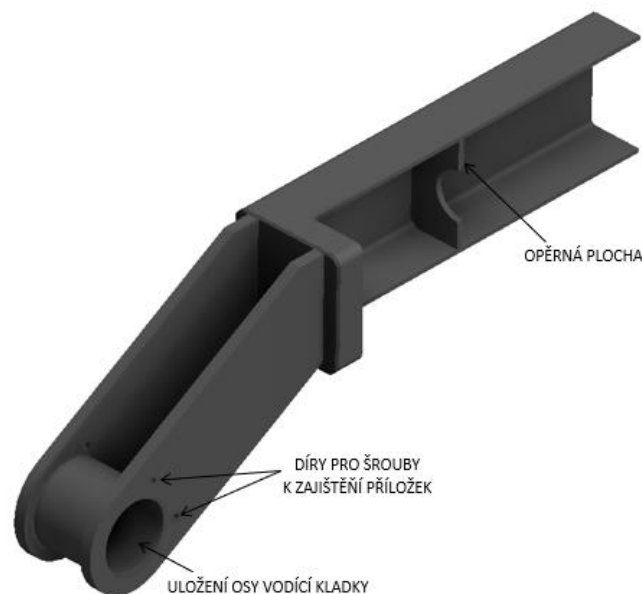
$$y_p = 23,34 \text{ mm}$$

Kde: y_p -délka stlačení pružiny pro provoz [mm]

Při montáži pásu se nasadí pás, poté se do tukového válce dotlačí mazivo a následně se pružina stlačí přibližně o 23 mm, tak aby odpovídala síle předpětí.

6.8.2 POSUVNÝ RÁM

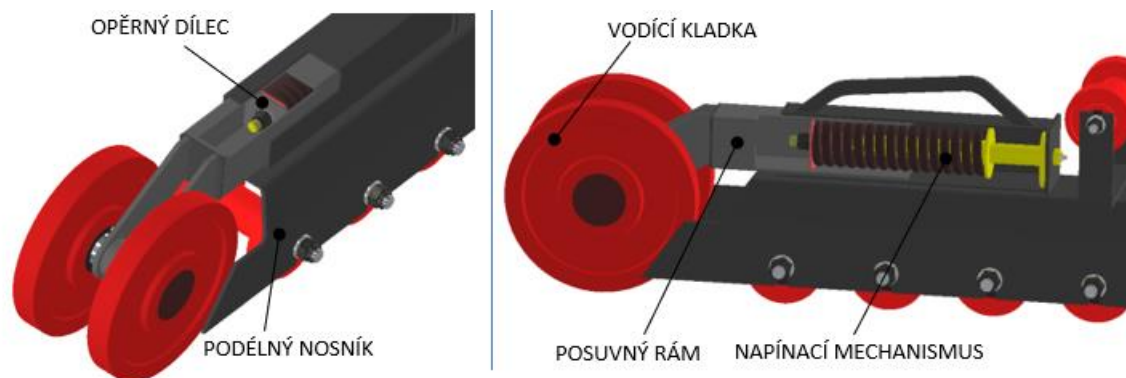
Svařenec posuvného rámu slouží k propojení napínacího mechanismu s vodící kladkou. Zároveň slouží k zamezení přístupu nečistot do napínacího mechanismu. V rámu je navařený dílec, který slouží jako opěrná plocha pro napínací mechanismus. Dále jsou v rámu zhotoveny díry pro připevnění příložek k zajištění osy vodící kladky (Obr. 26).



Obr. 24 Posuvný rám

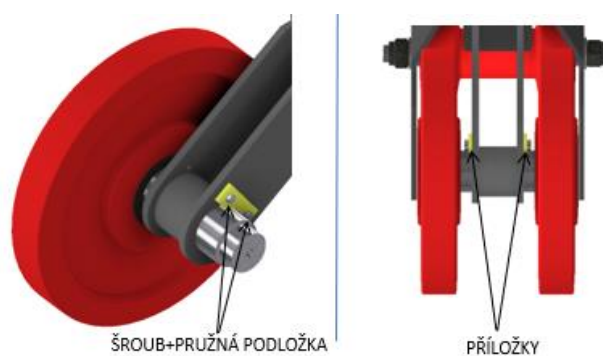
6.8.3 SESTAVA NAPÍNACÍHO ÚSTROJÍ

Napínací mechanismus je vložen do posuvného rámu kde je opřen o opěrný dílec. Vodící kladka je uložena pomocí osy v posuvném rámu. Celá tahle sestava je vložena do čtvercového profilu v podélném nosníku.



Obr. 25 Sestava napínacího ústrojí

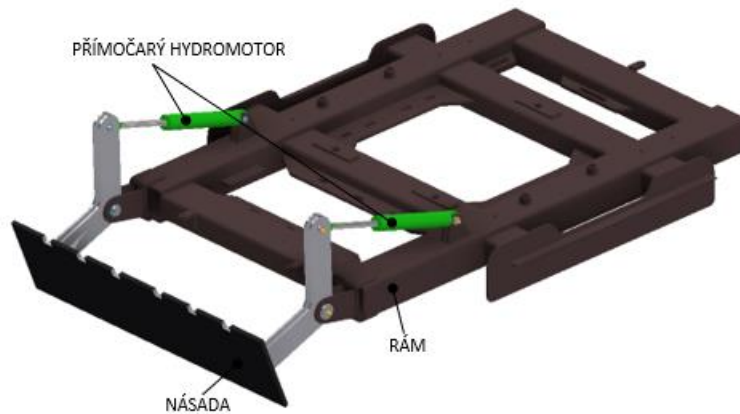
Zajištění vodící kladky je provedeno pomocí dvou přílozek, které jsou zapuštěny do drážek ve vodící ose a přišroubovány k posuvnému rámu.



Obr. 26 Zajištění vodící kladky

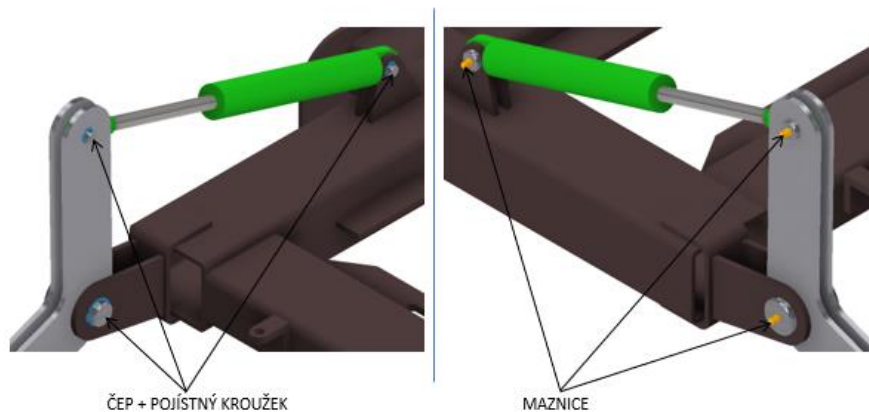
6.9 ZVEDACÍ ÚSTROJÍ

Zvedací ústrojí slouží k uchycení a manipulaci s přídatným nářadím. Je sestaveno z násady, nosného rámu a dvou přímočarých hydromotorů. Přímocará hydromotory zajišťují zdvih přídatného nářadí, které je uchyceno pomocí nosného rámu k násadě. Nosný rám zapadá do drážek v násadě. Je specifický podle druhu nářadí a proto není zobrazen.



Obr. 27 Sestava zvedacího ústrojí

Hydromotor a násada jsou spojeny otočně pomocí čepů s rámem stroje. Konec pístní tyče hydromotoru je s násadou spojen taktéž otočně pomocí čepu. Čepy jsou zajištěny osazením a pojistnými kroužky. Pro mazání pohyblivých spojů jsou v čepích zhotoveny mazací kanálky. Mazivo je pomocí mazacího lisu vpraveno přes maznici skrze tukovody až do místa spoje.



Obr. 28 Uložení zvedacího ústrojí

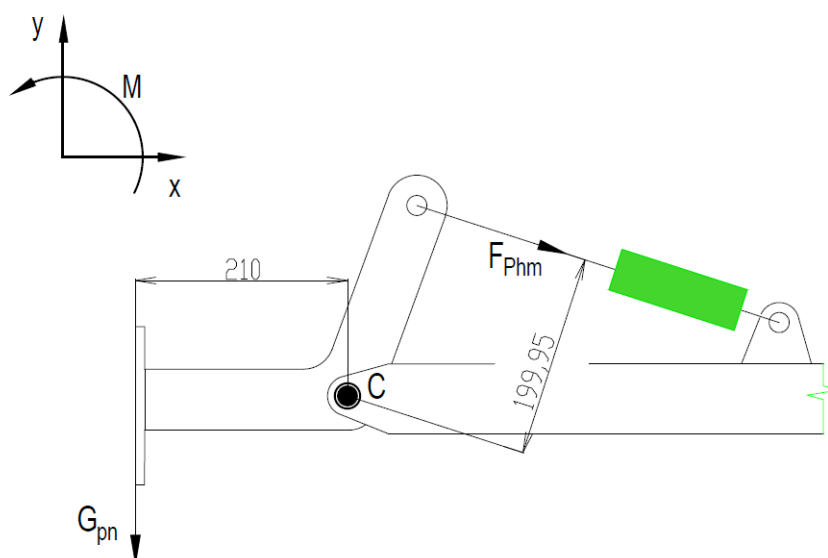
6.9.1 NÁVRH HYDROMOTORU PRO ZVEDACÍ ÚSTROJÍ

Maximální hmotnost přídavného náradí, kterým může být vozidlo osazeno, byla stanovena na 300 kg. Tíha pracovního náradí:

$$\begin{aligned} G_{pn} &= m_{pn} \cdot g \\ G_{pn} &= 300 \cdot 9,81 \\ G_{pn} &= 2943 \text{ N} \end{aligned} \tag{46}$$

Kde: G_{pn} - tíha přídavného náradí [N]

m_{pn} - hmotnost přídavného náradí [kg]



Obr. 29 Silový rozbor zvedacího ústrojí

Na (Obr. 29), jsou zobrazeny silové účinky zvedacího ústrojí (náradí v zajištěné poloze). Bod C vyjadřuje otočný bod (čep) násady. Vztah (47), znázorňuje celkový moment k bodu C. Délka ramen na kterých působí síly, jsou vyčteny z navrhnutého modelu v Inventoru.

$$M_C = 0: -F_{Phm} \cdot 199,95 + G_{pn} \cdot 210 = 0 \tag{47}$$

Kde: M_C - celkový moment k bodu C [N·mm]

F_{Phm} - potřebná síla hydromotoru [N]

Tíha přídavného náradí má dle (Obr. 29) své působíště na konci násady. Ve skutečnosti by se nacházelo v těžišti přídavného náradí. Kvůli většímu rameni by tak tíhová síla vytvářela větší moment k bodu C, který by ovlivnil potřebnou velikost síly hydromotoru. Jelikož je však těžiště přídavných náradí neznámé a bude se podle druhu náradí lišit, je do vztahu (48) pro výpočet potřebné síly hydromotoru zahrnut součinitel bezpečnosti k_{Tpn} , který zvětšení vzdálenosti působíště tíhové síly od bodu C kompenzuje.

$$F_{Phm} = \frac{G_{pn} \cdot 210}{199,95 \cdot 2} \cdot k_{Tpn}$$

$$F_{Phm} = \frac{2943 \cdot 210}{199,95 \cdot 2} \cdot 2 \quad (48)$$

$$F_{Phm} = 3090,92 \text{ N}$$

Kde: k_{TPZ} -součinitel bezpečnosti těžiště přídavného náradí

Jako přímočarý hydromotor byl vybrán **ZH1** od firmy Hydraulics s.r.o, který dosahuje jmenovitého tlaku 16 MPa [19]. Minimální průměr pístu při požadované síle hydromotoru je:

$$d_{p \min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Phm}}{p_{jmen} \cdot \pi}}$$

$$d_{p \min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3090,92}{16 \cdot \pi}} \quad (49)$$

$$d_{p \min} = 15,68 \text{ mm}$$

Kde: $d_{p \min}$ -minimální průměr pístu hydromotoru [mm]

p_{jmen} -jmenovitý tlak hydromotoru [MPa]

Dle katalogu [19], byl zvolen přímočarý hydromotor ZH1-25/14x140-R.

Tab. 13 Přímočarý hydromotor ZH1 [19]

ZH1 – 25/14 x 140 - R	
Jmenovitý tlak [MPa]	16
Pracovní rychlost [m/s]	max. 0,5
Zdvih [mm]	140

Vzpěrná stabilita pístní tyče nemusela být počítána, jelikož výrobce garantuje vzpěrnou stabilitu až do zdvihu 150 mm.

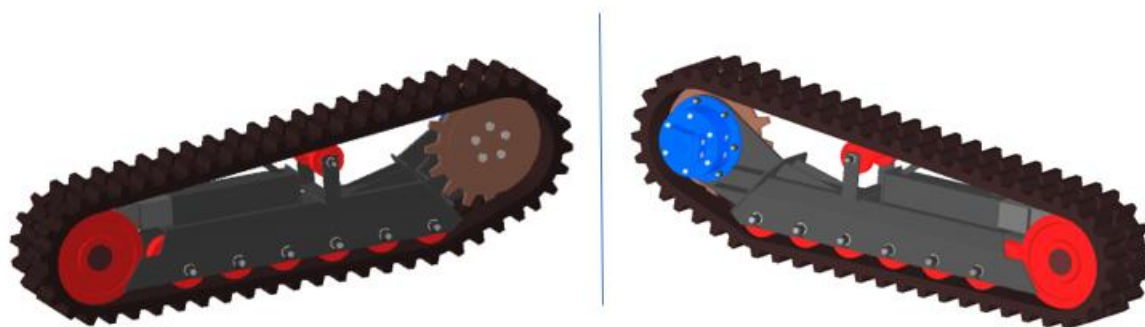


Obr. 30 Přímočarý hydromotor ZH1[19]

7 UPŘESNĚNÍ KONSTRUKCE VOZIDLA

Základní kostrou pásové jednotky je podélný nosník, do jehož drážek je nasazeno šest pojezdových kladek a jedna podpěrná. Dle katalogu výrobce [14], je rotační hydromotor přišroubován k nosníku a následně k hydromotoru turasové kolo. Pás je napínán napínacím mechanismem, který je spojen posuvným rámem s vodící kladkou. Celá tahle sestava napínacího ústrojí je uložena posuvně ve vedení podélného nosníku.

Hydromotor pracuje ve dvou režimech. Při vyšších otáčkách a menším kroutícím momentem, např. při přejíždění mezi pracovními místy. Nebo v pracovním režimu s nižšími otáčkami a maximálním kroutícím momentem.



Obr. 31 Pásová jednotka

Model pásového vozidla je znázorněn na (Obr. 32). K rámu vozidla jsou z bočních stran přivařeny pásové jednotky. K horní straně rámu jsou připevněny hlavní komponenty, které slouží ke správné funkci vozidla. Jsou jimi spalovací motor, spojka, hydrogenerátor, nádrže pro kapaliny, chladicí systém, hydraulický systém, kvůli časově delší práci chladič hydrauliky, elektronické prvky pro řízení vozidla a další. Hlavní komponenty jsou zakryty kapotou. Kapotu objímá ochranný rám, který je přimontován k rámu stroje pomocí nýtovacích matic a šroubů. Při případném převrácení stroje chrání hlavní komponenty před poškozením. Je-li potřeba vozidlo dotížit, je k rámu připevněno přídatné závaží. Všechny funkce vozidla jsou dálkově ovládané (spuštění/zastavení motoru, zdvih nářadí, otáčky motoru, pojezdová rychlost, vypnutí/zapnutí přídatného nářadí se změnou výkonu).



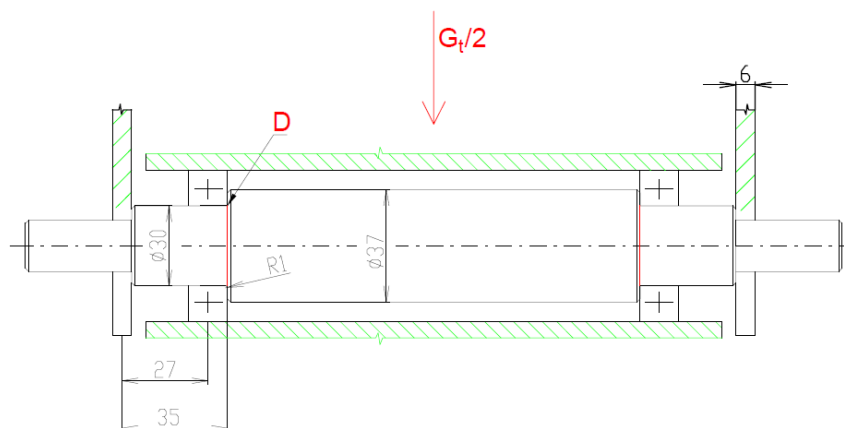
Obr. 32 Pásové vozidlo

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

Jelikož jsou neznáma zatížení působící na různé komponenty vozidla, pevnostní výpočty slouží spíše jako orientační.

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA OSY POJEZDOVÉ Kladky

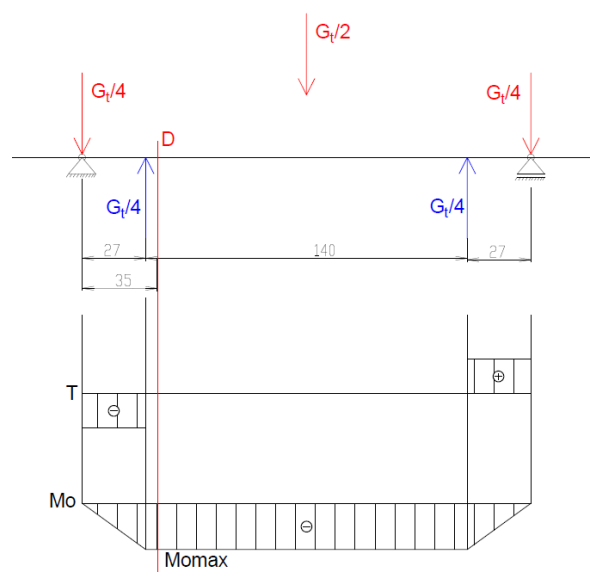
Pro pevnostní kontrolu osy pojezdové kladky je těžké určit při koncepčním návrhu zatížení, které na pojezdovou kladku působí. Uvažuje se tedy zatížení pro případ, kdy je vozidlo ve styku s podložkou pouze párem pojezdových kladek (jedna pojezdová klada pro jednu pásovou jednotku). Taková situace může nastat, například, když vozidlo najede na vyčnívající nerovnost v terénu. Celková tíha vozidla je tak rozložena mezi dvě kladky. Zatížení, které na osu jedné pojezdové kladky působí je ve výsledku $G_i / 2$.



Obr. 33 Uložení osy pojezdové kladky

8.1.1 KONTROLA VŮČI MEZNÍMU STAVU PORUŠENÍ

Největší riziko vzniku plastické deformace je v místě osazení osy $\text{Ø}30 \rightarrow \text{Ø}37$ (Obr. 33). Působí zde největší ohybové napětí a zároveň osazení způsobuje koncentraci napětí. Bezpečnostní výpočet bude tedy počítán pro řez v místě D (Obr. 34).



Obr. 34 VVÚ osy pojezdové kladky

Ohybový moment v místě D:

$$M_o^D = \frac{G_t}{4} \cdot 35 - \frac{G_t}{4} \cdot (35 - 27)$$

$$M_o^D = \frac{14715}{4} \cdot 35 - \frac{1715}{4} \cdot (35 - 27) \quad (50)$$

$$M_o^D = 99326,25 \text{ Nmm}$$

Kde: M_o^D - ohybový moment v místě D [N·mm]

Ohybové napětí v místě D:

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{W_o^D} = \frac{32 \cdot M_o^D}{\pi \cdot d_D^3}$$

$$\sigma_o^D = \frac{32 \cdot 99326,25}{\pi \cdot 30^3} \quad (51)$$

$$\sigma_o^D = 37,47 \text{ MPa}$$

Kde: σ_o^D - ohybové napětí v místě řezu D [MPa]

W_o^D - modul průřezu v ohybu [mm³]

d_D - průměr osy v místě D [mm]

Špičkové ohybové napětí v místě D:

Jak bylo řečeno, osazení osy způsobuje koncentraci napětí. Přechodový poloměr je dle druhu ložiska (SKF 7206 BECBP)[20], které je pro pojezdovou kladku použito, a tabulek [21] zvolen R1 (Obr. 33). Součinitel tvaru pro osazení v místě D je zvolen $\alpha_\sigma = 2,2$ [18].

$$\sigma_{o \max}^D = \sigma_o^D \cdot \alpha_\sigma$$

$$\sigma_{o \max}^D = 37,47 \cdot 2,2 \quad (52)$$

$$\sigma_{o \max}^D = 82,43 \text{ MPa}$$

Kde: $\sigma_{o \max}^D$ - špičkové napětí v řezu D [MPa]

α_σ - součinitel tvaru pro normálové napětí [-]

Bezpečnost:

Osa pojezdové kladky je vyrobena z materiálu E335. Pro tento materiál je dle [21] mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{o \max}^D}$$

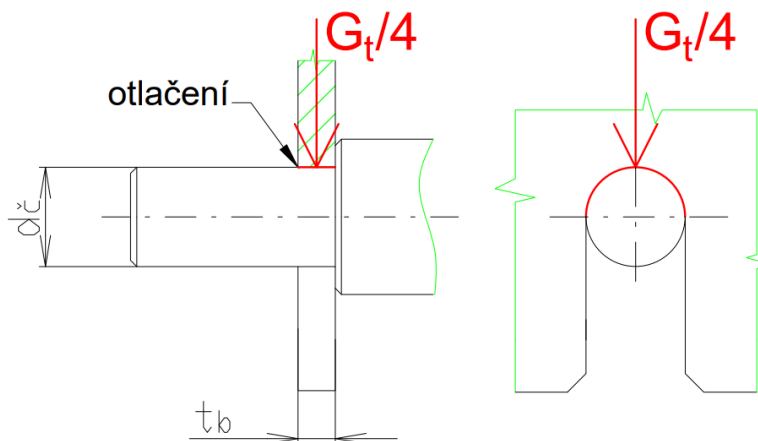
$$k_k = \frac{295}{89,93} \quad (53)$$

$$k_k = 3,58$$

Kde: k_k -bezpečnost vůči vzniku plastické deformace [-]

R_e -mez kluzu materiálu E335 [MPa]

Velikost hřídele vyhovuje. K plastické deformaci osy při daném zatížení **nedojde** (jelikož skutečné zatížení osy je neznámo, pouze odhadováno, je osa navrhuta pro větší bezpečnost).

8.1.2 KONTROLA ČEPU OSY POJEZDOVÉ KLDKY NA STŘIH


Obr. 35 Uložení osy pojezdové kladky v podélném nosníku

Smykové napětí:

$$\tau_s^c = \frac{G_t}{S_c} = \frac{G_t}{\pi \cdot d_c^2}$$

$$\tau_s^c = \frac{14715}{\pi \cdot 20^2} \quad (54)$$

$$\tau_s^c = 11,71 \text{ MPa}$$

Kde: τ_s^c -smykové napětí v čepu [MPa]

d_c -průměr čepu [mm]

Bezpečnost čepu na střih:

Dovolené smykové napětí pro materiál čepu osy E335 je $\tau_{Ds} = 65 \text{ MPa}$ [21].

$$k_k = \frac{\tau_{Ds}}{\tau_s^{\varepsilon}}$$

$$k_k = \frac{65}{11,71} \tag{55}$$

$$k_k = 5,55$$

Kde: k_k - bezpečnost čepu na střihu

τ_{Ds} - dovolené smykové napětí

Ke střihu čepu osy pojezdové kladky **nedojde**.

8.2 KONTROLA BOČNICE NA OTLAČENÍ

Místo otláčení bočnice je zobrazeno na (Obr. 35). Bočnice je vyrobena z materiálu S355J0, pro který je dovolené napětí v tlaku $p_D = 90 \text{ MPa}$ [21]. Tlakové napětí v místě styku bočnice s osou pojezdové kladky:

$$p_b = \frac{G_t}{S^b} = \frac{G_t}{4 \cdot d_{\varepsilon} \cdot t_b}$$

$$p_b = \frac{14715}{4 \cdot 20 \cdot 6} \tag{56}$$

$$p_b = 30,66 \text{ MPa}$$

Kde: p_b - tlakové napětí [MPa]

S^b - plocha styku bočnice s čepem [mm²]

$p_b < p_D$ - k otláčení bočnice **nedojde**.

8.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA PRUŽINY

Dle [18], je provedena pevnostní kontrola pružiny:

8.3.1 KONTROLA NA SMYK

Maximální smykové napětí pružiny:

$$\tau_{SP} = \frac{K_B \cdot 8 \cdot (1 + \xi) \cdot F_{p \max} \cdot D_p}{\pi \cdot d_d^3}$$

$$\tau_{SP} = \frac{1,44 \cdot 8 \cdot (1 + 0,15) \cdot 8366,31 \cdot 54,22}{\pi \cdot 15^3} \quad (57)$$

$$\tau_{SP} = 566,79 \text{ MPa}$$

Kde: τ_{SP} - maximální smykové napětí [MPa]

Součinitel bezpečnosti v mezním stavu:

$$k_k = \frac{R_{se}}{\tau_{SP}}$$

$$k_k = \frac{826,49}{566,79} \quad (58)$$

$$k_k = 1,46$$

Kde: k_k - součinitel bezpečnosti v mezním stavu [-]

Koeficient bezpečnosti v mezním stavu by měl být větší než 1,2 [18]. Kontrola pružiny na smyk **vyhovuje**.

8.3.2 KONTROLA STABILITY PRUŽINY

Oba konce pružiny jsou v napínacím mechanismu uloženy vetknutě. Součinitel uložení konců pružiny je tedy $\alpha_p = 0,5$ [18].

$$L_0 \leq 2,63 \cdot \frac{D_p}{\alpha}$$

$$L_0 \leq 2,63 \cdot \frac{54,22}{0,5} \quad (59)$$

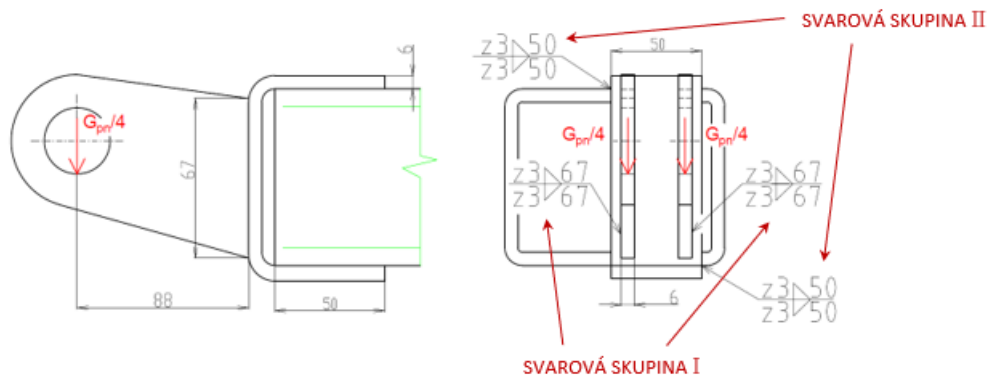
$$L_0 \leq 285,2 \text{ mm}$$

Kde: α_p - součinitel uložení konců pružiny [-]

K stavu meze stability pružiny **nedojde**.

8.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET SVARU

Pevnostní výpočet svaru je proveden v místě spojení rámu s násadou (Obr. 36). Kontrolovány byly svarové skupiny I a II. Pro svařování je zvolena elektroda E70xx s dovoleným smykovým napětím $\tau_d = 145 \text{ MPa}$ [18]. Svary jsou kontrolovány pro situaci kdy je přídavné nářadí v zajištěné poloze a na svary působí pouze jeho tíhová síla.



Obr. 36 Svarové skupiny pro spojení dílce s rámem

Všechny rovnice pro kontrolu svarů jsou dle literatury [18]:

8.4.1 SVAROVÁ SKUPINA I

Svarová skupina I je zobrazena na (Obr. 36).

Smykové napětí od posouvající síly:

$$\tau_i = \frac{G_{pn}}{S} = \frac{G_{pn}}{4 \cdot l_s^I \cdot 0,707 \cdot z}$$

$$\tau_i = \frac{2943}{2 \cdot 268 \cdot 0,707 \cdot 3} \quad (60)$$

$$\tau_i = 2,59 \text{ MPa}$$

Kde: τ_i -smykové napětí od posouvající síly svar. skupiny I [MPa]

l_s^I -délka svar. skupiny I [mm]

z -šířka svaru [mm]

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu:

$$\begin{aligned}
 J_{ZU}^I &= \frac{h_I^3}{6} \\
 J_{ZU}^I &= \frac{67^3}{6} \\
 J_{ZU}^I &= 50127,17 \text{ mm}^3
 \end{aligned} \tag{61}$$

Kde: J_{ZU}^I -jednotkový osový kvadratický moment svar. skupiny I [mm³]

h_I -rozměr svar. skupiny I [mm]

Celkový osový kvadratický moment:

$$\begin{aligned}
 J_Z^I &= 0,707 \cdot z \cdot J_{ZU}^I \\
 J_Z^I &= 0,707 \cdot 3 \cdot 50127,17 \\
 J_Z^I &= 106319,73 \text{ mm}^4
 \end{aligned} \tag{62}$$

Kde: J_Z^I -výsledný osový kvadratický moment (svar. skupina I) [mm⁴]

Nominální smykové napětí v účinném průřezu:

Vzdálenost těžiště svarové skupiny I od zatěžující síly je $r_s^I = 88 \text{ mm}$ (Obr. 36).

$$\begin{aligned}
 \tau_I'' &= \frac{M_{os}^I \cdot c^I}{J_Z^I} = \frac{G_{pm} \cdot r_s^I \cdot h_I}{4 \cdot J_Z^I \cdot 2} \\
 \tau_I'' &= \frac{2943 \cdot 88 \cdot 67}{8 \cdot 106319,73} \\
 \tau_I'' &= 20,4 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{63}$$

Kde: τ_I'' - nominální smykové napětí v účinném průřezu svar. skupiny I [MPa]

M_{os}^I -ohybový moment v těžišti svar. skupiny I [MPa]

r_s^I - vzdálenost těžiště svar. skupiny I od zatěžující síly [mm]

c^I -vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svar. skupiny I [mm]

Výsledné smykové napětí:

$$\begin{aligned}\tau_I &= \sqrt{\tau_I'^2 + \tau_I''^2} \\ \tau_I &= \sqrt{2,59^2 + 20,4^2} \\ \tau_I &= 20,56 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{64}$$

Kde: τ_I -výsledné smykové napětí svar. skupiny I [MPa]

Bezpečnost svarové skupiny I:

Dovolené smykové napětí svaru pro elektrodu E70xx (podle AWS) je $\tau_D = 145 \text{ MPa}$ [18].

$$\begin{aligned}k_S &= \frac{\tau_D}{\tau} \\ k_S &= \frac{145}{20,56} \\ k_S &= 7,05\end{aligned}\tag{65}$$

Kde: τ_D -dovolené smykové napětí svaru [MPa]

k_S -součinitel bezpečnosti svar. skupiny I [-]

K porušení svarové skupiny I **nedojde**.

8.4.2 SVAROVÁ SKUPINA II

Svarová skupina II je zobrazena na (Obr. 36)

Smykové napětí od posouvající síly:

$$\begin{aligned}\tau_{II} &= \frac{G_{pm}}{S} = \frac{G_{pm}}{2 \cdot l_s'' \cdot 0,707 \cdot z} \\ \tau_{II} &= \frac{2943}{2 \cdot 200 \cdot 0,707 \cdot 3} \\ \tau_{II} &= 3,47 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{66}$$

Kde: τ_{II} -smykové napětí od posouvající síly [MPa]

l_s'' -délka svarové skupiny [mm]

z -šířka svaru [mm]

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu:

$$J_{ZU}^{\parallel} = \frac{h^3}{6}$$

$$J_{ZU}^{\parallel} = \frac{50^3}{6} \quad (67)$$

$$J_{ZU}^{\parallel} = 20833,33 \text{ mm}^3$$

Kde: J_{ZU}^{\parallel} -jednotkový osový kvadratický moment svar. skupiny II [mm³]

h, b -rozměry svar. skupiny II [mm]

Celkový osový kvadratický moment:

$$J_Z^{\parallel} = 0,707 \cdot z \cdot J_{ZU}^{\parallel}$$

$$J_Z^{\parallel} = 0,707 \cdot 3 \cdot 50274 \quad (68)$$

$$J_Z^{\parallel} = 44187,49 \text{ mm}^4$$

Kde: J_Z^{\parallel} -celkový osový kvadratický moment svar. skupiny II [mm⁴]

Nominální smykové napětí v účinném průřezu:

Vzdálenost těžiště svarové skupiny II od zatěžující síly je $r_s^{\parallel} = 126 \text{ mm}$.

$$\tau_{II}^{\parallel} = \frac{M_{os}^{\parallel} \cdot c^{\parallel}}{W_o^{\parallel}} = \frac{\frac{G_{pn}}{2} \cdot r_s^{\parallel} \cdot c^{\parallel}}{2 \cdot J_Z^{\parallel}}$$

$$\tau_{II}^{\parallel} = \frac{2943 \cdot 126 \cdot 25}{4 \cdot 44187,49} \quad (69)$$

$$\tau_{II}^{\parallel} = 52,45 \text{ MPa}$$

Kde: τ_{II}^{\parallel} - nominální smykové napětí v účinném průřezu svar. skupiny II [MPa]

M_{os}^{\parallel} -ohybový moment v těžišti svar. skupiny II [MPa]

r_s^{\parallel} - vzdálenost těžiště svar. skupiny II od zatěžující síly [mm]

c^{\parallel} -vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svar. skupiny II [mm]

Výsledné smykové napětí:

$$\begin{aligned}\tau_{II} &= \sqrt{\tau_{II'}^2 + \tau_{II''}^2} \\ \tau_{II} &= \sqrt{3,47^2 + 52,45^2} \\ \tau_{II} &= 52,56 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{70}$$

Kde: τ_{II} -výsledné smykové napětí svar. skupiny II [MPa]

Bezpečnost svarové skupiny II:

Dovolené smykové napětí svaru pro elektrodu E70xx (podle AWS) je $\tau_D = 145$ MPa [18].

$$\begin{aligned}k_{SII} &= \frac{\tau_D}{\tau_{II}} \\ k_{SII} &= \frac{145}{52,56} \\ k_{SII} &= 2,76\end{aligned}\tag{71}$$

Kde: τ_D -dovolené smykové napětí svaru [MPa]

k_{SII} -součinitel bezpečnosti svar. skupiny II [-]

K porušení svarové skupiny II **nedojde.**

ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývá tematikou dálkově řízených pásových vozidel. Obsahuje rešeršní a praktickou část.

Rešeršní část je rozdělena na dvě podkapitoly. V první podkapitole je popsáno užití a typická konstrukce dálkově řízených pásových vozidel. Druhá podkapitola se zabývá různými typy těchto vozidel. Pro každý typ vozidla jsou zobrazeny hlavní parametry, podle kterých lze vozidla mezi sebou porovnávat.

Praktická část pojednává o samotném návrhu konceptu dálkově řízeného pásového vozidla pro práci ve svahu. Navržený koncept vozidla je následující: Vozidlo je osazeno dvěma pásovými jednotkami, které jsou poháněny rotačními hydromotory. Uspořádání pásové jednotky bylo zvoleno podle mnohokladkového-housenicového typu. Pásové jednotky jsou přivařeny k rámu stroje, ke kterému jsou z horní strany připevněny hlavní komponenty, které zajišťují správnou funkci vozidla. Všechny tyto komponenty jsou zakryty kapotou, kterou objímá ochranný rám. Přídavné nářadí je uchyceno z přední strany vozidla pomocí nosného rámu a násady. Zdvih nářadí je zajištěn dvěma přímočarými hydromotory.

Pro daný koncept byly provedeny rozměrové, silové a výkonové výpočty. Jelikož se vozidlo bude pohybovat v oblastech s větším sklonem svahu, byl také proveden výpočet stability vozidla. Podle výsledků z výpočtové části byly navrženy určité komponenty vozidla. K některým je proveden pevnostní výpočet, kterému patří poslední kapitola této práce.

K návrhu byl vyroben 3D model, z něhož následně výkresová dokumentace. Ta se skládá z sestavy pásového vozidla, podsestavy pásové jednotky a dílenských výrobních výkresů, jež jsou svařence podélného nosníku.

Výsledkem práce je koncepční návrh dálkově řízeného pásového vozidla. Maximální pracovní hmotnost vozidla je 1500 kg. Maximální dosažitelná rychlost 8 km/h. Rozměry vozidla jsou délka/šířka/výška – 1808 mm/1330 mm/1030 mm. Svahová dostupnost byla stanovena na 100 %.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AGROCAR. Hydraulická mulčovací hlava Humus KMA. *Agrocar* [online]. 2021 [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: <http://www.agrocar.cz/technika-v-detailech/mulcovace-humus/hydraulicke-mulcovaci-hlavy/hydraulicka-mulcovaci-hlava-humus-kma-tezke-provedeni.html>
- [2] AGROCAR. Pařezové frézy FSI hydraulicky poháněné. *Agrocar* [online]. 2021 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <http://www.agrocar.cz/lesni-hospodarstvi/parezove-frezy/parezove-frezy-fsi-hydraulicky-pohanene/>
- [3] KOMMTEK GMBH. RoboFlail one - Ferngesteuerte Mähraupe. *KommTek* [online]. 2020 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.kommtek.de/produkte/automatisierung/roboflail-one/>
- [4] KOMMTEK GMBH. RoboFlail vario - Ferngesteuerter Geräteträger. *KommTek* [online]. 2020 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.kommtek.de/produkte/automatisierung/roboflail-vario/>
- [5] PROFISTROJE. SVAHOVÝ NOSIČ ENERGREEN ROBOPOWER. *PROFISTROJE* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.profistroje.cz/svahovy-nosic-energgreen-robopower_4673.html
- [6] ENERGREEN. *RoboPOWER* [online]. 2017 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://pdf.agriexpo.online/pdf/energgreen/robopower/175192-13474.html#open>
- [7] LASKI. P 38 R - EFI. *Laski* [online]. 2021 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.laski.cz/produkt/p-38-r-efi>
- [8] Lesní pásový přibližovací stroj CTL (FR)250, technická data. *SunForest* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.sunforest.eu/media/cache/file/4c/HSM-lesni-pasovy-stroj-CTL-250-FR.pdf>
- [9] REPAROSERVIS. Železný kuň KAPSEN 18RC. *REPAROSERVIS* [online]. 2020 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.lesni-technika.cz/lesni-technika-kapsen-18rc-zelezny-kun>
- [10] ČEMAT. GUMOVÝ PÁS. *ČEMAT* [online]. 2013 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.cemat.cz/cz/produkty/pasy/gumove-pasy-na-minibagry/gumovy-pas-230x72x50/234.html>
- [11] RENOMAG. PÁSY GUMOVÉ ITR. *Renomag* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.renomag.cz/s421431-pasy-gumove-itr>
- [12] RENOMAG. PÁSY GUMOVÉ RENOMAG. *Renomag* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.renomag.cz/s85741-pasy-gumove-renomag>
- [13] RENOMAG. PÁSY GUMOVÉ. *Renomag* [online]. [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.renomag.cz/k660-pasy-gumove-a-dily-mini-pasy-gumove?kolik=100&od=200>

- [14] POCLAIN HYDRAULICS. MK04: TECHNICAL CATALOG. POCLAIN Hydraulics [online]. 2020 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.poclain-hydraulics.com/upload/ressources/media/pdf/801578146B.pdf>
- [15] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN isbn978-80-86726-52-6.
- [16] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN isbn8070783893.
- [17] FEMAC. HYDRAULIC MULCHERS: T5. FEMAC [online]. 2021 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.femac.it/en/products/t5-2/>
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [19] VÝROBNÍ KATALOG: PŘÍMOČARÝCH MOTORŮ. *HYDRAULICS* [online]. 2019 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf
- [20] SKF. Valivá ložiska: online katalog. *SKF* [online]. 2019 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [21] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN isbn978-80-7361-081-4.
- [22] TECHNOTRADE. Axiální pístové regulační hydrogenerátory série 42 a 4T. TECHNOTRADE [online]. 2021 [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.technotrade.cz/produkt/axialni-pistove-regulacni-hydrogeneratory-serie-42-a-4t/>
- [23] TECHNOTRADE. Zubové hydrogenerátory. TECHNOTRADE [online]. 2021 [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.technotrade.cz/produkt/zubove-hydrogeneratory/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	materiálové konstanty
B	[-]	materiálové konstanty
C	[-]	poměr vinutí
D_p	[mm]	střední průměr pružiny
D_e	[mm]	vnější průměr pružiny
D_i	[mm]	vnitřní průměr pružiny
D_{nt}	[mm]	průměr návrhového turasového kola
D_{ph}	[m]	průměr pístu hydromotoru
D_t	[mm]	průměr skutečného turasového kola
F_h	[N]	hnací síla
F_{hm}	[N]	potřebná síla hydromotoru
F_{hmax}	[N]	maximální využitelná hnací síla
F_{phm}	[N]	potřebná síla hydromotoru
F_a	[N]	setrvačná síla
F_a	[N]	setrvačná síla
F_{nmin}	[N]	napínací síla
F_{pmax}	[N]	maximální síla působící na pružinu
F_s	[N]	síla na překonání stoupání
F_t	[N]	tažná síla
F_v	[N]	síla odporu valení
F_w	[N]	síla odporu vzduchu
G	[Mpa]	modul pružnosti ve smyku
G_{pn}	[N]	tíha přídatného nářadí
G_t	[N]	tíha vozidla
J_Z^I	[mm ⁴]	výsledný osový kvadratický moment (svar. skupina I)
J_Z^{II}	[mm ⁴]	celkový osový kvadratický moment svar. skupiny II
J_{ZU}^I	[mm ³]	jednotkový osový kvadratický moment svar. skupiny I
J_{ZU}^{II}	[mm ³]	jednotkový osový kvadratický moment svar. skupiny II
K_B	[-]	Bergstrasserův součinitel
L_0	[mm]	délka pružiny ve volném stavu
L_s	[mm]	délka pružiny v mezním stavu
M_A	[N·mm]	celkový moment k bodu A
M_B	[N·mm]	celkový moment k bodu B
M_C	[N·m]	celkový moment k bodu C
M_{kp}	[N·m]	potřebný kroučící moment hydromotoru
M_O^D	[N·mm]	ohybový moment v místě D
M_{os}^I	[MPa]	ohybový moment v těžišti svar. skupiny I
M_{os}^{II}	[MPa]	ohybový moment v těžišti svar. skupiny II
P_h	[W]	hnací výkon
P_{hm}	[W]	výkon přímočarých hydromotorů
P_a	[W]	výkon na zrychlení
P_m	[W]	výkon ztracený v hydrostatickém převodu
P_{pn}	[W]	výkon přídatného nářadí
P_s	[W]	výkon na překonání stoupání
P_t	[W]	tahový výkon

P_v	[W]	výkon ztracený valením
P_δ	[W]	výkon ztracený prokluzem
Q_{ph}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok hydromotoru
Q_{pn}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok přídatného nářadí
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu E335
R_{nt}	[mm]	poloměr návrhového turasového kola
R_{se}	[MPa]	mez kluzu ve smyku
S_0	[m ²]	plocha otisku pásové jednotky
S^b	[mm ²]	plocha styku bočnice s čepem
S_{ph}	[mm ²]	plocha pístu hydromotoru
W_o^D	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
b	[mm]	rozměry svar. skupiny II
b_p	[m]	šířka pásu
c	[Pa]	koheze půdy
c^I	[mm]	vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svar. skupiny I
c^{II}	[mm]	vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svar. skupiny II
d_ε	[mm]	průměr čepu
d_D	[mm]	průměr osy v místě D
d_d	[mm]	průměr drátu pružiny
d_{pmin}	[mm]	minimální průměr pístu hydromotoru
f	[-]	součinitel odporu valení
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	rozměry svar. skupiny II
h_I	[mm]	rozměr svar. skupiny I
k	[N·mm ⁻¹]	tuhost pružiny
k_S	[-]	součinitel bezpečnosti svar. skupiny I
k_{SII}	[-]	součinitel bezpečnosti svar. skupiny II
k_{TPZ}	[-]	součinitel bezpečnosti těžiště přídatného nářadí
k_k	[-]	bezpečnost čepu na stříhu
k_k	[-]	bezpečnost vůči vzniku plastické deformace
k_k	[-]	součinitel bezpečnosti v mezním stavu
k_n	[-]	návrhový součinitel
k_{ns}	[-]	bezpečnostní součinitel pro napínání pásu
l_p	[m]	délka styku pásu s podložkou
l_s^I	[mm]	délka svar. skupiny I
l_s^{II}	[mm]	délka svarové skupiny
m_{pn}	[kg]	hmotnost přídatného nářadí
m_v	[kg]	maximální pracovní hmotnost vozidla
n_a	[-]	počet činných závitů
n_{max}	[ot·min ⁻¹]	maximální otáčky hydromotoru
n_{nt}	[mm]	počet zubů návrhového turasového kola
n_p	[min ⁻¹]	potřebné otáčky hydromotoru k dosažení v_{max}
n_t	[-]	celkový počet závitů
n_t	[mm]	počet zubů skutečného turasového kola
o_{nt}	[mm]	obvod návrhového turasového kola

o_t	[mm]	obvod skutečného turasového kola
p_{hm}	[Pa]	tlak působící na píst hydromotoru
p_b	[MPa]	tlakové napětí
p_{jmen}	[MPa]	jmenovitý tlak hydromotoru
p_{pn}	[Pa]	maximální tlak přidavného nářadí
r_s^I	[mm]	vzdálenost těžiště svar. skupiny I od zatěžující síly
r_s^{II}	[mm]	vzdálenost těžiště svar. skupiny II od zatěžující síly
t_{zp}	[mm]	rozteč děr v pásu
v_{45°	[m·s ⁻¹]	rychlost vozidla při přímém stoupání do svahu (45°)
v_{max}	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost vozidla
v_{ph}	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu pístu přímočarého hydromotoru
x_{Tmez}	[mm]	mezní poloha těžiště v ose x
y_{Tmez}	[mm]	mezní poloha těžiště v ose y
y_p	[mm]	délka stlačení pružiny pro provoz
y_{pmax}	[mm]	stlačení pružiny při působení maximální napínací síly
z	[mm]	šířka svaru
α_p	[-]	součinitel uložení konců pružiny
α	[°]	sklon svahu
a_{45°	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla při jízdě do svahu se sklonem 45°
α_σ	[-]	součinitel tvaru pro normálové napětí
η_m	[-]	mechanická účinnost
η_δ	[-]	prokluzová účinnost
ξ	[-]	součinitel přetížení pružiny
σ_o^D	[MPa]	ohybové napětí v místě řezu D
σ_{omax}^D	[MPa]	špičkové napětí v řezu D
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené smykové napětí
τ_I''	[MPa]	nominální smykové napětí v účinném průřezu svar. skupiny I
τ_I'	[MPa]	smykové napětí od posouvající síly svar. skupiny I
τ_I	[MPa]	výsledné smykové napětí svar. skupiny I
τ_{II}''	[MPa]	nominální smykové napětí v účinném průřezu svar. skupiny II
τ_{II}'	[MPa]	smykové napětí od posouvající síly
τ_{II}	[MPa]	výsledné smykové napětí svar. skupiny II
τ_{SP}	[MPa]	maximální smykové napětí
$\tau_s^{\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí v čepu
φ	[°]	úhel vnitřního tření v půdě

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres sestavy	SESTAVA PÁS. VOZIDLA	2-PSV-00/02
Seznam položek	KUSOVNÍK PÁS. VOZIDLA	4-PSV-01/02
Seznam položek	KUSOVNÍK PÁS. VOZIDLA	4-PSV-02/02
Výkres podsestavy	PÁSOVÝ JEDNOTKA	1-PSJ-00/03
Seznam položek	KUSOVNÍK PÁS. JEDNOTKY	4-PSJ-01/03
Seznam položek	KUSOVNÍK PÁS. JEDNOTKY	4-PSJ-02/03
Seznam položek	KUSOVNÍK PÁS. JEDNOTKY	4-PSJ-03/03
Výkres součásti	SVAŘENEC 1	2-PDN-01/02
Výkres součásti	SVAŘENEC 2	3-PDN-02/02
Výkres součásti	PODÉLNÝ NOSNÍK	2-PDN-00/02