



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 DOPRAVU PALET

TRACKED VEHICLE FOR TRANSPORT OF THE PALLETS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Blažek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Martin Blažek
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem v

Pásové vozidlo pro dopravu palet

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepce dálkově řízeného pásového vozidla pro dopravu palet v terénu s nestabilním podložím. Pásový podvozek zajišťuje trakční sílu a na horní straně rámu přepravuje paletu s nákladem. Návrh zahrnuje pásové pojezdové ústrojí, trakční pohon s převody a pohon pomocného zdvihu pracovního zařízení pro manipulaci s paletou.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost pásového vozidla do 1500 kg.

Svahová dostupnost do 50 % (cca 25 °) podélného i příčného sklonu.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných pásových vozidel.

Koncepční návrh 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 2021/22

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 návrhem dálkově řízeného pásového vozidla pro přepravu palet na nestabilním podloží. Cílem práce je provést krátkou rešerši obdobných pásových transportních strojů a navrhnout vlastní koncept zahrnující volbu pohonu vozidla, návrh pohonu zařízení pro zdvih palet a pevnostní výpočty dílčích částí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásové vozidlo, zdvihací zařízení, doprava palet, hydrostatický pohon, otevřený hydraulický obvod, uzavřený hydraulický obvod

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a remotely controlled tracked vehicle for the transport of pallets on unstable ground. The aim of the work is to make a short research of similar tracked transport machines and to design concept including choice of vehicle drive, design of pallet lifting equipment and strength calculations of sub-parts.

KEYWORDS

Tracked vehicle, lifting equipment, pallet transport, hydrostatic drive, open hydraulic circuit, closed hydraulic circuit

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLAŽEK, Martin. Pásové vozidlo pro dopravu palet. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139349>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 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 literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Martin Blažek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho pomoc, vstřícnost a čas, které mi ochotně poskytl při vypracování bakalářské práce.

OBSAH_Toc101517458

Úvod.....	11
1 Pásová vozidla pro přepravu palet.....	12
1.1 Běžná konstrukce pásového vozidla pro přepravu palet.....	12
1.1.1 Hydrostaticky poháněná vozidla	12
1.1.2 Elektronicky poháněná vozidla	12
1.2 Zdvihové mechanismy	12
1.2.1 Zdvihací deska a paletizační vidlice	13
1.3 Různé druhy pásových vozidel pro přepravu palet.....	14
1.3.1 ERCULES 15 B.....	14
1.3.2 Hinowa TP1600.....	14
1.3.3 MDB Pocket Lift	15
2 Rozvržení konstrukce pásového vozidla.....	17
2.1 Rozvržení konstrukce zdvihového zařízení typu simplex	18
3 Rozměrové výpočty.....	19
3.1 Vstupní hodnoty.....	19
3.2 Volba pásu	19
3.2.1 Volba délky pásu	21
3.3 Návrh záběrového kola	22
3.3.1 Počet zubů a průměr patní kružnice záběrového kola	22
3.4 Návrh pásové jednotky	23
3.4.1 Výpočet vůle pásu potřebné pro jeho navlečení.....	23
3.4.2 Vzdálenost napínacího a záběrového kola od pojezdových kladek	24
4 Výpočet stability vozidla	26
4.1 Stabilita vozidla při dodržení dopravní výšky	26
4.2 Stabilita vozidla při nedodržení dopravní výšky	26
4.2.1 Výpočet stability pro nezatížený stav	27
4.2.2 Výpočet stability pro zatížený stav.....	28
5 Výkonové výpočty.....	29
5.1 Hydraulický obvod pro pojezd	29
5.1.1 Volba hydromotorů pro pojezd vozidla.....	30
5.1.2 Volba hydrogenerátoru	31
5.2 Hydraulický obvod pro zdvihací zařízení	33
5.2.1 Volba přímočarého hydromotoru pro naklápění zdvihacího zařízení	33
5.2.2 Volba přímočarého hydromotoru pro vertikální zdvih břemene	35
5.2.3 Volba hydrogenerátoru pro zdvihací mechanismus	37
5.3 Volba spalovacího motoru	38
6 Návrh komponent vozidla.....	39
6.1 Pojezdové kolo.....	39
6.1.1 Ložiska pro pojezdové kolo.....	39
6.2 Podpěrná kladka.....	40
6.3 Napínací mechanismus	40
6.3.1 Pružina napínacího mechanismu	41

6.3.2	Ložiska vodící kladky	42
6.4	Rám podvozku.....	43
6.5	Zdvihací mechanismus	44
7	Upřesnění konstrukce pásového vozidla	45
8	Pevnostní výpočty vybraných konstrukčních uzlů	46
8.1	Pevnostní kontrola osy pojezdové kladky	46
8.1.1	Kontrola osy pojezdové kladky na stříh.....	46
8.1.2	Kontrola osy pojezdové kladky na ohyb.....	47
8.2	Pevnostní kontrola pružiny napínacího mechanismu	48
8.2.1	Kontrola vůči meznímu stavu pevnosti pružiny	48
8.2.2	Vzpěrná stabilita pružiny	50
	Závěr	51
	Použité informační zdroje	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54
	Seznam příloh.....	58

ÚVOD

Pro práci ve stavebnictví, lesnictví či zemědělství je v některých případech velmi obtížné používat běžné skladové vysoko zdvižné vozíky s kolečky. Pro pohyb v těchto prostředích byly vytvořeny speciálně upravená vozidla s pásovými podvozky.

Vozidla vybavená pásovým podvozkem jsou schopna dodat dostatečnou trakční sílu pro pohyb v nepříznivém terénu. Tato vozidla jsou vybavena zdvihacím zařízením, které je schopno zvednout břemena do hmotnosti 2,5 tun. Díky nízké hmotnosti a velikosti těchto vozidel není obtížné přepravovat je na jejich pracoviště. Výhodou dálkově řízených pásových vozidel je vyšší bezpečnost, jelikož má operátor větší přehled o dění ve svém okolí.

V rešeršní části bakalářské práce je čtenář seznámen s funkcí pásových vozidel pro dopravu palet a různými konstrukcemi těchto vozidel. V praktické části bakalářské práce je představen vlastní koncepční návrh pásového vozidla pro dopravu palet, kde je část věnována i návrhu zdvihacího zařízení. Dále je pak provedena volba jednotlivých komponent vozidla, výpočet stability a výpočet vybraných konstrukčních uzlů. V závěru práce je představen model pásového vozidla s výkresovou dokumentací.

1 PÁSOVÁ VOZIDLA PRO PŘEPRAVU PALET

Při manipulaci s paletami po měkkém a kluzkém podloží s běžnými transportními vozidly může nastat spousta komplikací. Proto v obtížném terénu nelze používat běžná vysokozdvížná vozidla a je nutno je nahradit vozidly s opásanými podvozky. Pásová vozidla musejí být navržena tak, aby byla schopna pracovat ve venkovních podmínkách. Vozidla musejí být schopna přepravovat palety s vysokou hmotností i po nakloněných pracovních rovinách. Tato vozidla se hodí pro přepravu palet ve stavebnictví, lesnictví i zemědělství.

1.1 BĚŽNÁ KONSTRUKCE PÁSOVÉHO VOZIDLA PRO PŘEPRAVU PALET

Pásový podvozek se skládá z rámu, pásů, pojezdových kol, vodících kol a záběrového (turasového) kola. Pásové jednotky jsou připojeny k hlavnímu rámu. Některé konstrukce jsou schopné měnit velikost rozchodu pásových jednotek pomocí hydrauliky. V zadní části rámu se nachází spalovací motor, který pohání čerpadlo, dále pak nádrže s provozními kapalinami, chlazení a také elektronika. V přední části je pás napínán napínacím kolem, které je tlačeno na pás pomocí stlačené pružiny. Kvůli těžišti se zvedák palet nachází uprostřed konstrukce a pásy proto mají dostatečně velký rozchod, aby nedošlo ke kolizi pásu a zvedané palety. Zdvihové zařízení je pak řízeno přímočarým hydromotorem a jeho konstrukce umožňuje různé nastavení nosných vidlic, případně i volbu jejich možných ekvivalentů.

1.1.1 HYDROSTATICKY POHÁNĚNÁ VOZIDLA

Pro pohon se využívá přenosu výkonu změnou mechanické energie na energii v kapalině (tlakovou a kinetickou). Hydrostatické převody umožňují přenos velkých sil a momentů při poměrně malých rozměrech hydraulických komponentů a umožňují také náhlé rozběhy a zastavení. Je nevhodné používat hydrostatické převody pro dlouhé poježdění pracovních strojů. [1]

Pro hydrostaticky poháněná vozidla do hmotnosti 12 tun s rychlostí pohybu 8 až 12 km/h se používají uzavřené hydraulické obvody. Spalovací motor pohání hydrogenerátor a ten zajišťuje chod dvou rotačních hydromotorů, která jsou připojena k turasovým kolům. K obvodu bývá připojen ještě další hydrogenerátor, který obstarává pohyb přímočarého hydromotoru pro zdvihové zařízení. Díky rotačním hydromotorům připojených na turasová kola není zapotřebí diferenciálu a pásy mohou měnit rychlost nezávisle na sobě a tím umožnit zatáčení vozidla, a to i za pohybu. [2]

1.1.2 ELEKTRONICKY POHÁNĚNÁ VOZIDLA

Jednou z možností pohonu pásových vozidel je za pomoci elektromotorů. Vozidlo využívá dvou sériově zapojených elektromotorů. Spalovací vznětový motor plným výkonem pohání generátory elektrické energie a ty pak pohání jednotlivé elektromotory. Výhodou je nižší spotřeba paliva a nižší emise, není potřeba tak časté výměny oleje a filtrů. Příkladem vozidla s hybridním pohonem je dozer Caterpillar D7E. [2]

1.2 ZDVIHOVÉ MECHANISMY

Součástí všech nízkozdvížných a vysokozdvížných vozíků jsou zdvihové mechanismy. Tyto mechanismy umožňují primárně vertikální pohyb břemene. Zdvihový mechanismus se skládá z vodícího rámu, zdvihací desky, paletizačních vidlic, kladek, hydraulických rozvodů, pojistných a ovládacích ventilů a přímočarého hydromotoru. Mechanismus funguje na bázi

hydrauliky, kdy se olej přepouští do přímočarého hydromotoru a tím zvedá břemeno. Dle složitosti konstrukce se rozdělují na jednoduché (simplex), dvojitě (duplex) a trojitě (triplex). [3]

1.2.1 ZDVIHACÍ DESKA A PALETIZAČNÍ VIDLICE

Zdvihací deska je vyrobena z ocelových pásů a jsou na ní uchyceny paletizační vidlice. Úkolem zdvihací desky je přenášet zatížení z paletizačních vidlic na vodící rám za pomoci kladek. Paletizační vidlice jsou k dostání v různých velikostech a jsou vyráběné kováním nebo tažením oceli dle normy ISO 2330. [3]



Obr. 1 Paletizační vidle a deska [4]

1.3 RŮZNÉ DRUHY PÁSOVÝCH VOZIDEL PRO PŘEPRAVU PALET

V této podkapitole je pozornost věnována pásovým vozidlům pro dopravu palet s obdobnou konstrukcí.

1.3.1 ERCULES 15 B

Tento typ italského pásového vozidla (obr. 2) má gumové pásy vhodné pro práci na hlíně, šterku, písku i sněhu. Vozidlo imponuje schopností pracovat na nakloněných rovinách až do 20° (36,4 %). Jeho výhodou jsou i výsuvné pásové jednotky, které umožní vozidlu projet i přes úzké prostory a celkově zlepší jeho manévrovatelnost. Konstrukce rámu je tvořena vysokopevnostní konstrukční ocelí Strenx. (viz tab. 1) [5]

Tab. 1 Vybrané vlastnosti pásového vozidla ERCULES 15 B [5]

Motor	B&S Vanguard 27
Výkon motoru / otáčky	20,14 kW / 3 600 ot/min
Šířka pásu	230 mm
Maximální nosnost	1 500 kg
Dálkově řízený	ne
Počet pojezdových kol na jedné pásové jednotce	4



Obr. 2 Pásové vozidlo ERCULES 15 B [5]

1.3.2 HINOWA TP1600

Tento model od výrobce Hinowa (obr. 3) nabízí výkon, trvanlivost a spolehlivost. Také nabízí hydraulické rozšíření rozchodu pásových jednotek. Vozidlo má i bezpečnostní štít, který chrání operátora před skřípnutím horních končetin. Zvedák umožňuje zvedat břemena až do výšky 1775 mm a také umožní naklonění vidlic až o 3°. Vozidlo disponuje i systémem, který umožňuje konfiguraci druhé rychlosti během jízdy. Model je vhodný do širokých okruhů práce např. skladiště, stavba, práce na zahradě, převoz dřeva atd. (viz tab. 2) [6]

Tab. 2 Vybrané vlastnosti pásového vozidla Hinowa TP1600 [2]

Motor	Honda GX390
Výkon motoru / otáčky	8,7 kW / 3 600 ot/min
Šířka pásu	250 mm
Maximální nosnost	1 600 kg
Dálkově řízený	ne
Počet pojezdových kol na jedné pásové jednotce	7



Obr. 3 Pásové vozidlo Hinowa TP1600 [2]

1.3.3 MDB POCKET LIFT

Tento typ pásového vysokozdvížného vozidla (obr. 4) se liší od prvních dvou zmíněných primárně tím, že jej lze rádiově řídit a jeho zdvihací mechanismus je možno složit. Díky hydraulickému sklopnému zdvihu se vozidlo dá dobře uskladnit pod rám návěsu. Vozidlo umožňuje práci i na mírně svažitém terénu, protože jeho zdvih lze mírně naklánět a tímto tak vyvažovat nerovnosti či svažitost pracovní roviny. (viz tab. 3) [7]

Tab. 3 Vybrané vlastnosti pásového vozidla MDB Pocket Lift [7]

Motor	Kubota Diesel
Výkon motoru / otáčky	26 kW / 2 000 ot/min
Šířka pásu	250 mm
Maximální nosnost	1 500 kg
Dálkově řízený	ano
Počet pojezdových kol na jedné pásové jednotce	5



Obr. 4 Pásové vozidlo MDB Pocket Lift [7]



Obr. 5 Ovládač pro dálkové řízení vozidla MDB Pocket Lift [8]

2 ROZVRŽENÍ KONSTRUKCE PÁSOVÉHO VOZIDLA

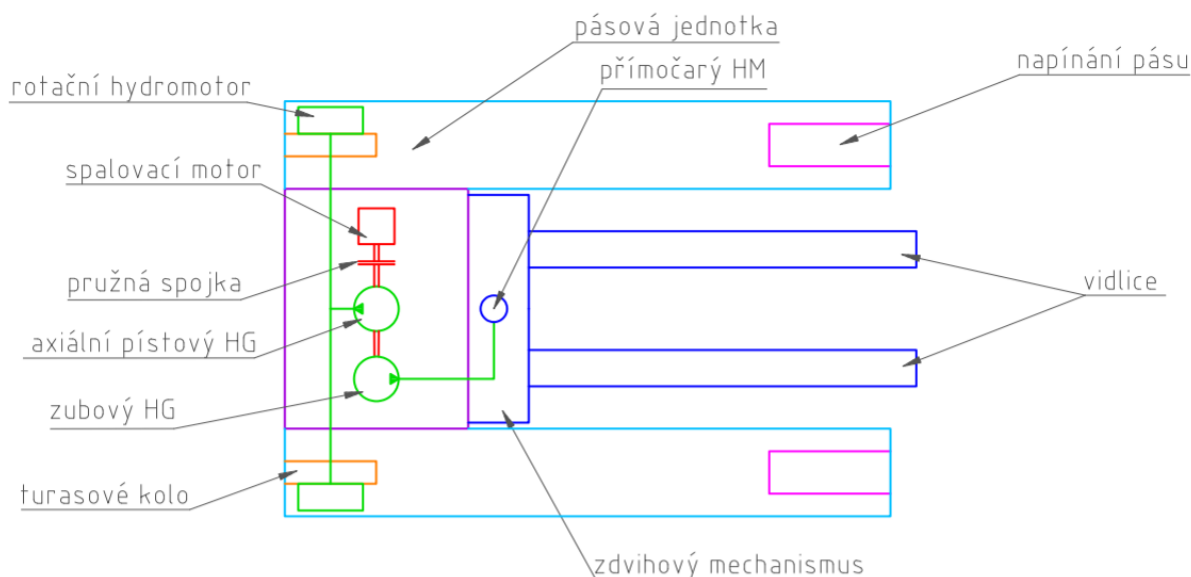
Návrh pásového vozidla bude vycházet ze zadaných parametrů a požadavků dle zadání bakalářské práce.

Vozidlo pro dopravu palet bude schopno pracovat na kluzkém a nestabilním podloží díky správné volbě opásání pásových jednotek. Bude také schopno pracovat v různě členitém terénu, který v pracovní oblasti vozidla mění svoji strukturu. Vozidlo bude pracovat i ve svažitéch terénech, a to konkrétně při svahové dostupnosti 50 % (25°) příčného i podélného sklonu. Kvůli svahové dostupnosti je třeba uvažovat nad správnou volbou těžiště vozidla.

Pásové vozidlo je řízeno dálkově. To umožní operátorovi snadnější a bezpečnější manipulaci s vozidlem na hůře přístupných místech. Vozidlo bez řídicí kabiny je také kompaktnější a není třeba navrhovat bezpečnostní prvky pro ochranu operátora.

Dále je třeba navrhnout dostatečně výkonný trakční pohon vozidla pro práci na nestabilním podloží. Vozidlo má po stranách pásové jednotky a je tedy řízeno smykem. Z důvodu složitosti konstrukce navrhované vozidlo nebude schopno měnit rozchod pásových jednotek. Trakční pohon vozidla je zajištěn dvěma rotačními hydromotory, které jsou poháněné axiálními pístovými hydrogenerátory. Axiální pístový hydrogenerátor je připojen a poháněn spalovacím motorem.

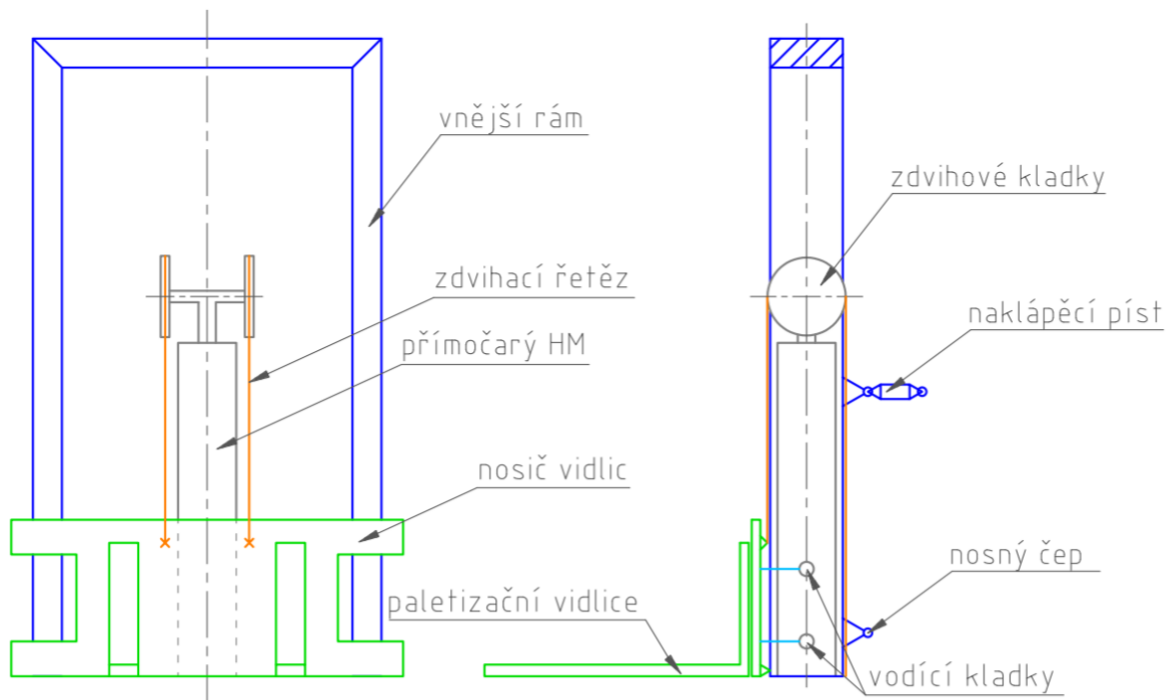
Také je třeba navrhnout pohon pro pomocný zdvih zařízení pro manipulaci s paletami. Zdvihací zařízení musí být schopno zdvihnout paletu s břemenem o hmotnosti až 1 500 kg do výšky 1 300 mm. Na axiální pístový hydrogenerátor je tedy připojeno zubové čerpadlo pro pohon zdvihového mechanismu. Pro zdvihový mechanismus je zvoleno konstrukční řešení typu simplex. [3]



Obr. 6 Koncepční návrh pásového vozidla

2.1 ROZVRŽENÍ KONSTRUKCE ZDVIHOVÉHO ZAŘÍZENÍ TYPU SIMPLEX

Zdvihací deska se pohybuje vertikálně po pevném rámu za pomoci zdvihových řetězů, které vedou přes kladku na opačnou stranu rámu, kde jsou uchyceny. Kladka je upevněna na pístu přímočarého hydromotoru, který umožňuje její zdvih. (viz. obr. 7) Rychlost zvedání břemene je vzhledem k rychlosti zdvihu pístu přímočarého hydromotoru v poměru 2:1. Ekvivalentně se typ konstrukce projeví na výšce zdvihu. Z důvodu práce ve svažitém terénu je zdvihací mechanismus opatřený ještě dalším přímočarým hydromotorem. [3]



Obr. 7 Návrh zdvihacího zařízení typu simplex (upraveno) [3]

3 ROZMĚROVÉ VÝPOČTY

V této kapitole je provedena volba pásu, návrh a výpočet turasového kola a návrh pásové jednotky.

3.1 VSTUPNÍ HODNOTY

Pro stanovení vstupních hodnot budeme vycházet ze zadání bakalářské práce. Celkovou hmotnost vozidla při maximálním zatížení lze stanovit jako součet maximální hmotnosti nákladu a čisté hmotnosti vozidla. Jako čistou hmotnost lze předběžně uvažovat 1 000 kg. (viz. tab. 4)

Tab. 4 tabulka vstupních hodnot

maximální nosnost m	1 500 kg
celková hmotnost G	2 500 kg
maximální zdvihová výška H_{max}	1 300 mm
svahová dostupnost β	26,57 °

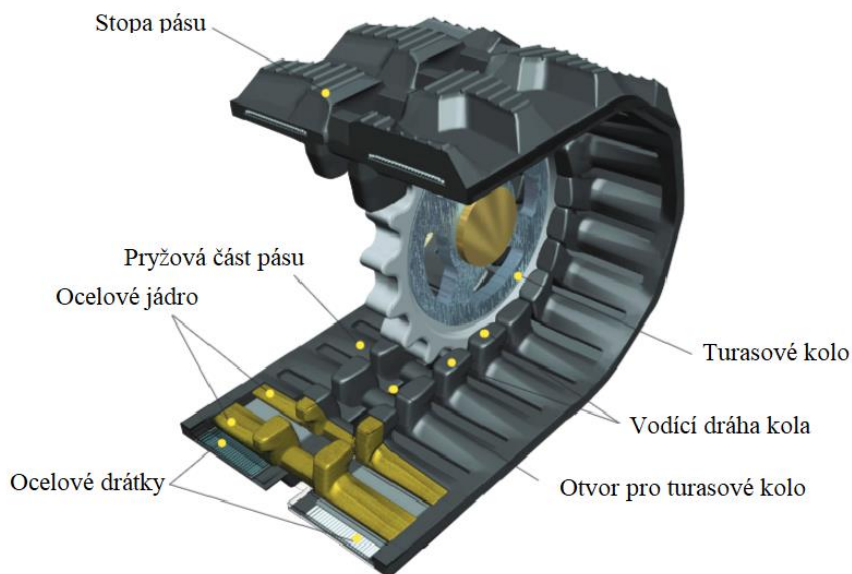
3.2 VOLBA PÁSU

Na trhu lze najít výrobce ocelových nebo gumových pásů. Gumové opásání nepoškozuje pracovní plochu. Gumový pás má také podstatně nižší hmotnost, což se promítne i do celkové hmotnosti komponent vozidla. Volbou gumového opásání dosáhneme také snížení hluku a vibrací. Pro pásový podvozek vozidla bych tedy zvolil gumové opásání. Zvolený pás by měl mít ocelové jádro, které zabrání vysmeknutí pásu z turasového kola.

Na trhu je spousta výrobců gumových pásů jako např. ITR, Rubberhill, RobusTrack, DRB, Camso, Camoplast atd. [9]

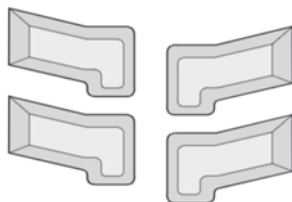
Pro tuto konstrukci bylo zvoleno opásání od firmy DRB.

Pásy DRB jsou vyráběny z mixu přírodních i syntetických kaučuků, které zaručují pásům odolnost vůči otěrům a zajistí také dobrou ohebnost pásů. Pásy mají ocelové jádro, které prodlouží životnost a zabraňují jeho vysmeknutí. DRB pásy mají také v gumových částech pásu zavedenou ocelovou lanku, které zaručují vyšší odolnost a snižují šanci přetržení pásu. (obr. 8) [10]



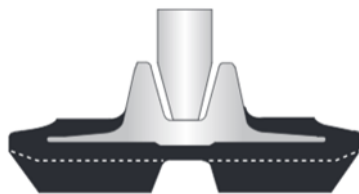
Obr. 8 Popis pásu od firmy DRB (upraveno) [10]

Jako tvar stopy pásu byl zvolen typ Z-V dle katalogu DRB. Typ Z-V se hodí pro menší stavební zařízení, minibagry a smykem řízené nakladače. Tvar stopy je vhodný pro převoz těžkých břemen na delší vzdálenosti. Typ Z-V zajišťuje nízkou hladinu vibrací a hluku. (obr. 9) [10]



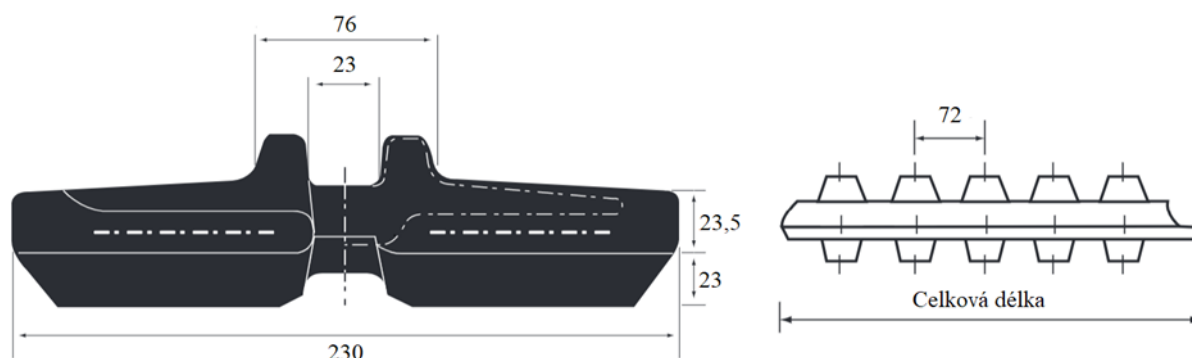
Obr. 9 Zvolený tvar pásové stopy-typ Z-V [10]

Pro vedení turasového kola a pásu byl zvolen typ C-1, který je běžným typem pro gumové pásy. (obr. 10)



Obr. 10 Vedení kola a pásu typu C-1 [10]

Rozměry pásu jsou voleny dle tabulky v katalogu DRB. Šířka zvoleného pásu je 230 mm, počet ocelových jader pásu je 38~56 a vzdálenost mezi jednotlivými ocelovými jádry je 72 mm. (viz. obr. 11) [10]



Obr. 11 Rozměry zvoleného pásu (upraveno) [10]

3.2.1 VOLBA DÉLKY PÁSU

Kvůli danému počtu roztečí můžeme určit rozmezí délek pásů.

$$l_{min} = C_1 \cdot B_{min} \text{ (mm)} \quad (1)$$

$$l_{min} = 72 \cdot 38 = 2\,736 \text{ mm,}$$

kde

l_{min} je minimální délka pásu

C_1 je rozteč mezi jednotlivými děrami pásu

B_{min} je minimální počet děr v pásu

$$l_{max} = C_1 \cdot B_{max} \text{ (mm)} \quad (2)$$

$$l_{max} = 72 \cdot 56 = 4\,032 \text{ mm,}$$

kde

l_{max} je maximální délka pásu

B_{max} je maximální počet děr v pásu

Kvůli poloze těžiště vozidla s nákladem bude nejlepší mít co nejdelší pásové jednotky, proto volím maximální délku pásu.

3.3 NÁVRH ZÁBĚROVÉHO KOLA

Záběrová kola jsou upevněna na hřídelích a jsou spojena s rotačními hydromotory. Každý jeden zub záběrového kola musí přesně zapadat do otvorů pro zuby, které se nacházejí v pásu. Před návrhem samotného záběrového kola je potřeba několik výpočtů tvaru pásové jednotky. Navrhované vozidlo bude mít uhel opásání záběrového kola a napínacích kladek 180° . Předběžně navrhujeme průměr patní kružnice záběrového kola 270 mm.

3.3.1 POČET ZUBŮ A PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE ZÁBĚROVÉHO KOLA

Z navržených, zadaných a vypočtených hodnot vypočteme návrhový počet zubů záběrového kola.

$$z_n = \frac{D_{zn} \cdot \pi}{C_1} \quad (-) \quad (3)$$

$$z_n = \frac{270 \cdot \pi}{72} = 11,781$$

kde

z_n je návrhový počet zubů záběrového kola

D_{zn} je návrhový průměr patní kružnice záběrového kola

Záběrové kolo bude mít 12 zubů. Je tedy potřeba upravit průměr patní kružnice záběrového kola na adekvátní počet zubů.

$$D_z = \frac{z \cdot C_1}{\pi} \quad (mm) \quad (4)$$

$$D_z = \frac{12 \cdot 72}{\pi} = 275,02 \text{ mm} \cong 275 \text{ mm}$$

kde

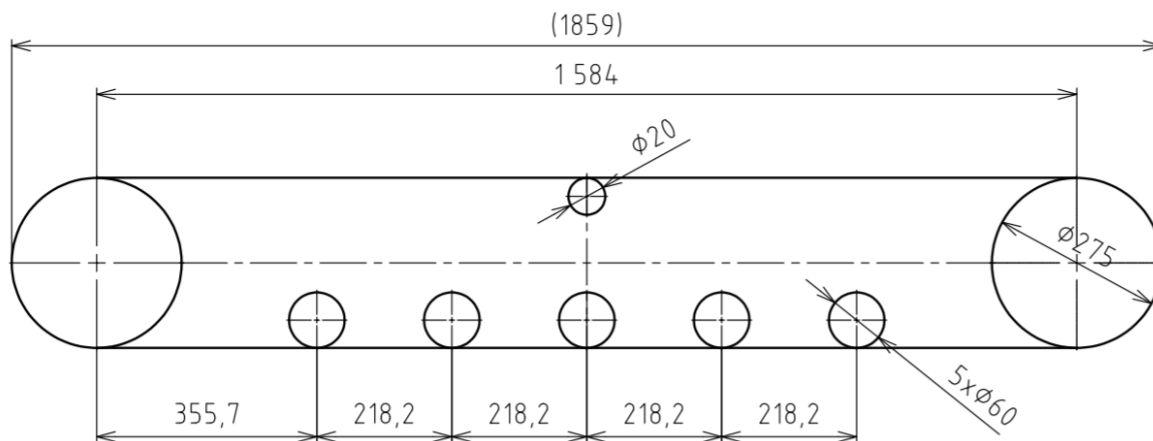
z je počet zubů záběrového kola

D_z je průměr patní kružnice záběrového kola

Jelikož úhel opásání záběrového kola a napínacích kladek je 180° , v záběru bude vždy 6 zubů.

3.4 NÁVRH PÁSOVÉ JEDNOTKY

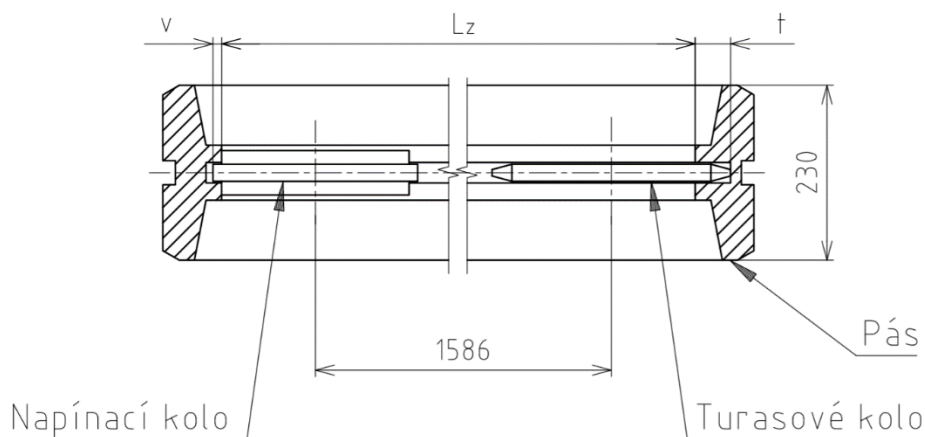
Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole (3.3), úhel opásání záběrového kola a napínacích kladek bude 180° , proto lze navrhnout základní uspořádání pásové jednotky. Pásová jednotka má jedno záběrové kolo, jednu napínací kladku, jednu podpěrnou kladku a pět pojezdových kol. (obr. 12)



Obr. 12 Návrh uspořádání pásové jednotky

3.4.1 VÝPOČET VŮLE PÁSU POTŘEBNÉ PRO JEHO NAVLEČENÍ

Je třeba vypočítat vzdálenost od vnitřních opěrných ploch pásu, aby jej šlo snadno navléct na turasové a napínací kolo. Napínací kolo má výběžek a ten zapadá mezi vnitřní opěrné plochy pásu. Turasové kolo se patní kružnicí opírá o plochu pásu, která se nachází mezi vnitřními opěrnými plochami pásu a zuby turasového kola zapadají do děr v pásu. (viz. obr. 13)



Obr. 13 Řez pásem pro návrh vůle k navlečení

Celkovou vzdálenost mezi vnitřními opěrnými plochami tedy lze určit pomocí součtu dílčích vzdáleností. Délka výběžku napínacího kola je 5 mm. Vzdálenost mezi opěrnými plochami bez uvážení vůle potřebné k navlečení pásu je 1829 mm. Vzdálenost od dna pásu k opěrné ploše pásu je 43 mm.

$$L_v = 177,5 \text{ mm}$$

kde

L_v je minimální vodorovná vzdálenost os napínacího kola a pojízděcí kladky

D_b je průměr napínacího kola bez nákrůžku

h_2 je výška nákrůžku napínacího kola

s_1 je vůle mezi pojízděcí kladkou a napínacím kolem

r_p je poloměr pojízděcí kladky

α je úhel, který svírá polovina rozteče děr pásu při navinutí na záběrové kolo

Minimální vodorovná vzdálenost os napínacího kola a pojízděcí kladky je 177,5 mm. K dotyku napínacího kola a pojízděcí kladky nedojde.

Výpočet minimální vodorovné vzdálenosti os záběrového kola a pojízděcí kladky za předpokladu že vůle $s_2 = 15 \text{ mm}$ [11]

$$L_k = \sqrt{(D_h + r_p + s_2)^2 - \left[\frac{D_o}{2} \cdot \cos\left(\frac{180^\circ}{z}\right) + h'_1 - r_p \right]^2} \text{ (mm)} \quad (7)$$

$$L_k = \sqrt{(330 + 30 + 15)^2 - \left[\frac{302,5}{2} \cdot \cos\left(\frac{180^\circ}{12}\right) + 27,5 - 30 \right]^2}$$

$$L_k = 346 \text{ mm}$$

kde

L_k je minimální vodorovná vzdálenost os záběrového kola a pojízděcí kladky

D_h je průměr hlavové kružnice záběrového kola

s_2 je vůle mezi pojízděcí kladkou a záběrovým kolem kolem

D_o je průměr roztečné kružnice záběrového kola

h'_1 je výška zubu záběrového kola

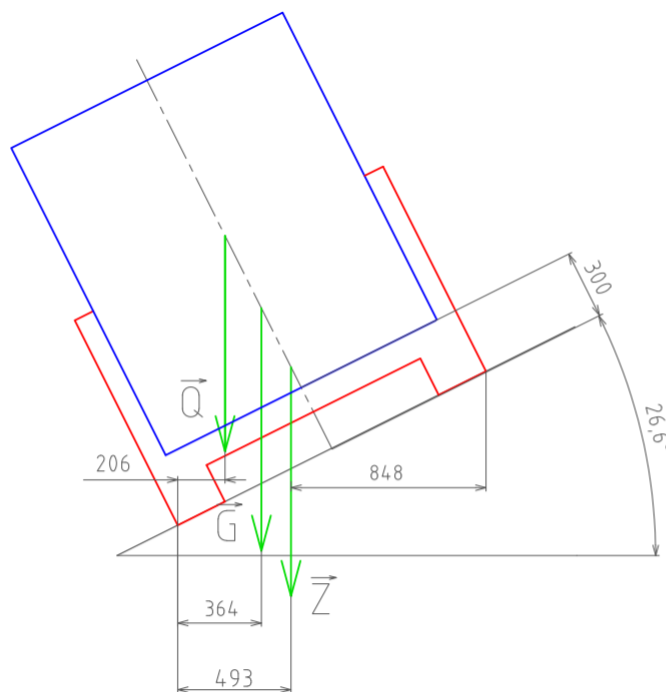
Minimální vodorovná vzdálenost os záběrového kola a pojízděcí kladky je 346 mm. K dotyku pojízděcí kladky a záběrového kola nedojde.

4 VÝPOČET STABILITY VOZIDLA

Pro výpočet stability je třeba uvažovat nejhorší možnou situaci vozidla s nákladem. Vozidlo bude nejnáchylnější na převrácení, když bude plně naložené s maximálním zdvihem vidlic 1300 mm a na nakloněné pracovní rovině jedoucí po vrstevnici. Stabilitu vozidla lze zlepšit zvětšením rozchodu pásových jednotek, nebo jiným zvolením uspořádání konstrukčních prvků. Byl zvolen rozchod 1370 mm. Od klopných hran pásových jednotek je vzdálenost 1600 mm. Při pohybu po vrstevnici se předepisuje maximální dopravní výška.

4.1 STABILITA VOZIDLA PŘI DODRŽENÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

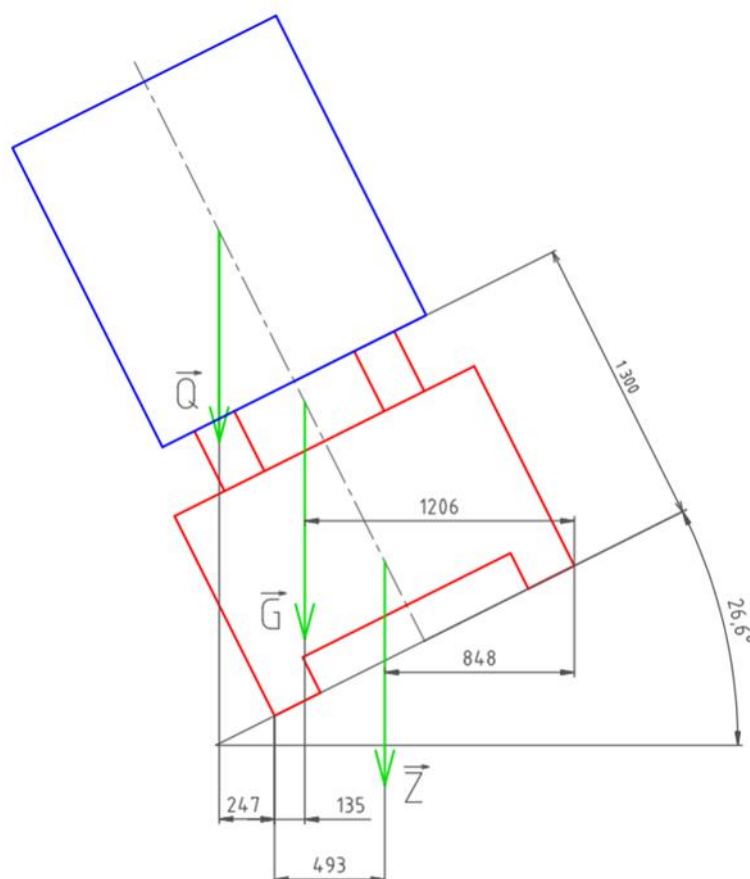
Předepsaná maximální dopravní výška je 300 mm. Jak lze vidět na *Obr. 15*, k překlapaní vozidla nemůže dojít, protože všechny hlavní zatížení vozidla se nachází mezi klopnými hranami a pro tento případ tedy neexistuje moment, který by vozidlo převrátil. Vozidlo je při dodržení dopravní výšky stabilní.



Obr. 15 Stabilita vozidla při dodržené dopravní výšce

4.2 STABILITA VOZIDLA PŘI NEDODRŽENÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Byla zvolena metoda výpočtu stabilizačních a překlápěcích momentů, kdy stabilizační momenty musí být větší než momenty překlápěcí. Výpočet byl proveden pro zatížený i nezatížený stav vozidla. Před sestavením vozidla ovšem nelze přesně určit polohy těžišť, proto je výpočet hlavně orientační. K dosažením přesnějších hodnot byl použit grafický program AutoCAD. Při výpočtu byly brány vzdálenosti od klopných hran z *Obr. 16*.



Obr. 16 Stabilita vozidla při nedodržení dopravní výšky

4.2.1 VÝPOČET STABILITY PRO NEZATÍŽENÝ STAV

Stabilizační moment

$$M_{NS} = G \cdot g \cdot 1,206 \text{ (Nm)} \quad (8)$$

$$M_{NS} = 2500 \cdot 9,81 \cdot 1,206 = 29\,577 \text{ Nm,}$$

kde

M_{NS} je stabilizační moment při nezatíženém stavu

G je celková hmotnost maximálně naloženého vozidla

Překlápěcí moment

$$M_{NP} = Z \cdot g \cdot 0,848 \text{ (Nm)} \quad (9)$$

$$M_{NP} = 1\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,848 = 8319 \text{ Nm,}$$

kde

M_{NP} je překlápěcí moment při nezatíženém stavu

Z je hmotnost vozidla bez nákladu

$M_{NS} > M_{NP}$ vozidlo se tedy v nezatíženém stavu nepřevrátí.

4.2.2 VÝPOČET STABILITY PRO ZATÍŽENÝ STAV**Stabilizační moment**

$$M_{ZS} = G \cdot g \cdot 0,135 + Z \cdot g \cdot 0,493 \text{ (Nm)} \quad (10)$$

$$M_{ZS} = 2500 \cdot 9,81 \cdot 0,135 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,493 = 8147 \text{ Nm}$$

kde

M_{ZS} je stabilizační moment při zatíženém stavu

Překlápěcí moment

Při výpočtu neuvažuji dostředivé zrychlení při zatáčení ani povětrnostní podmínky, proto rovnici vynásobím součinitel bezpečnosti $k_1 = 1,5$.

$$M_{ZP} = Q \cdot g \cdot 0,247 \cdot k_1 \text{ (Nm)} \quad (11)$$

$$M_{ZP} = 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,247 \cdot 1,5 = 5452 \text{ Nm}$$

kde

M_{ZP} je překlápěcí moment při zatíženém stavu

k_1 je součinitel bezpečnosti pro korekci vnějších vlivů

Q je maximální hmotnost nákladu

$$M_{ZS} > M_{ZP}$$

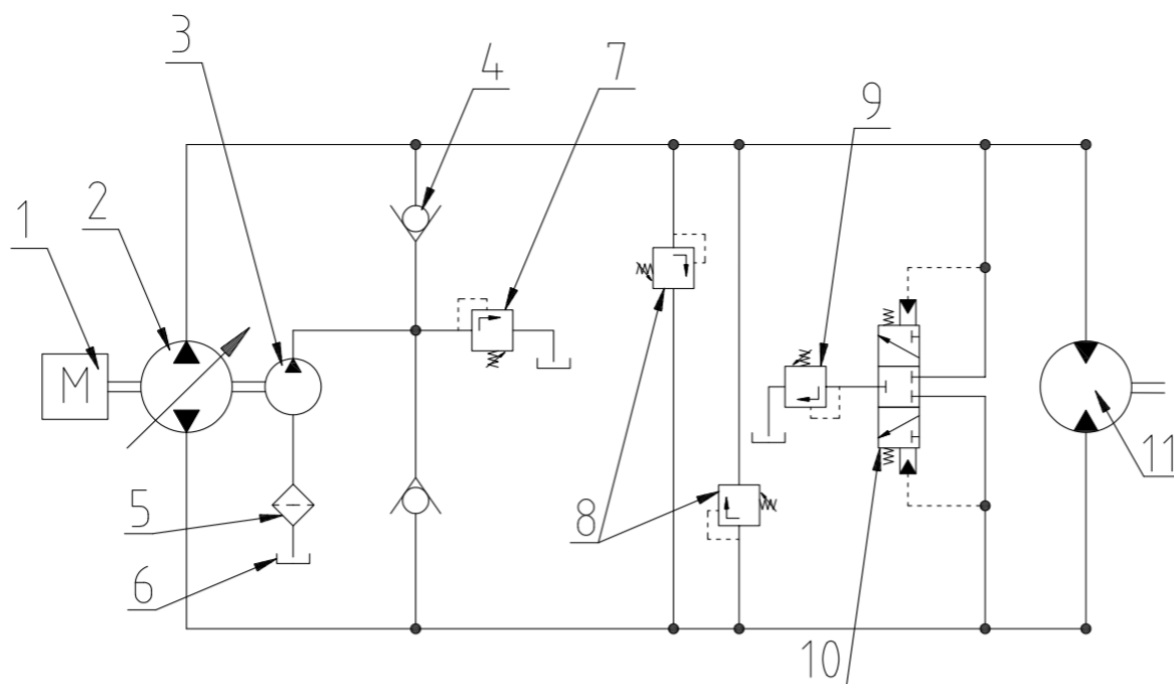
Stabilizační moment při zatíženém stavu vozidla je větší než překlápěcí moment. Vozidlo se nepřeklopí.

5 VÝKONOVÉ VÝPOČTY

Jak již bylo uvedeno v kapitole 2, pásové vozidlo a jeho zdvihací zařízení je poháněno pomocí sestavy hydromotorů a hydrogenerátorů. Je tedy třeba navrhnout funkční uzavřený hydraulický obvod a poté do něj z katalogů zvolit správné komponenty. Z důvodu složitosti celého obvodu je návrh rozdělen na dva dílčí hydraulické obvody, tedy hydraulický obvod pro pojezd turasových kol a hydraulický obvod pro zdvihací zařízení.

5.1 HYDRAULICKÝ OBVOD PRO POJEZD

Uzavřený hydraulický obvod pro pojezd turasových kol se skládá z plnicí, pojistné a vyplachovací části. (viz. obr. 17.) [12]



Obr. 17 Uzavřený hydraulický obvod pro pojezd turasových kol (upraveno) [12];
 1-spalovací motor; 2-axiální regulační pístový hydrogenerátor; 3-pomocný hydrogenerátor;
 4-jednosměrný ventil; 5-filtr; 6-nádrž; 7-pojistný tlakový ventil plnicí části obvodu (1,4 MPa);
 8-pojistné tlakové ventily (40 MPa); 9-přepouštěcí ventil vyplachovací části obvodu
 (1,2 MPa); 10-třícestný třípolohový rozvaděč řízený hydraulicky; 11-rotační hydromotor připojený na
 turasové kolo;

Axiální pístový hydrogenerátor (2) je poháněn pomocí spalovacího motoru (1) a spolu s ním pohání pomocné čerpadlo plnicí části hydraulického obvodu (3). Plnicí část se stará o přísun oleje do obvodu sáním oleje z nádrže (6) přes filtr (5). Pojistné tlakové ventily (8) nedovolují, aby došlo v některé z větví obvodu k přetlaku. V případě přetlaku jedné z částí se pojistný ventil otevře a tlak v kritické větvi poklesne. Třícestný třípolohový rozvaděč (10) je součástí vyplachovací části hydraulického obvodu, který slouží k odtečení využitého oleje zpět do nádrže. [12]

5.1.1 VOLBA HYDROMOTORŮ PRO POJEZD VOZIDLA

Pro volbu hydromotorů bylo využito katalogů firmy Poclain Hydraulics. Vybíráno bylo mezi typy MK04 a MK05, které se z širokého výběru hydromotorů zdají být nejvhodnější, kvůli nízkým průtokům. Typ MK04 a MK05 se od sebe liší převážně konstrukcí. Typ MK05 je dodáván s nouzovou a parkovací brzdou a umožňuje vyšší rychlost otáčení než typ MK04. Maximální rychlost vozidla je uvažována 6,5 km/h. [13]

Z výše uvedené maximální rychlosti vozidla a známého průměru turasového kola je nutné vypočítat otáčky hydromotorů potřebné k dosažení této rychlosti.

$$v_{max} = \frac{6,5}{3,6} = 1,806 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_p = \frac{60 \cdot 2 \cdot v_{max}}{2 \cdot \pi \cdot D_z} \text{ (min}^{-1}\text{)} \quad (12)$$

$$n_p = \frac{60 \cdot 2 \cdot 1,806}{2 \cdot \pi \cdot 0,275} = 125,426 \text{ min}^{-1}$$

kde

v_{max} je maximální rychlost pásového vozidla

n_p jsou požadované otáčky hydromotoru k dosažení maximální rychlosti

Dle katalogu Poclain hydraulics je tedy optimální zvolit typ hydromotoru MK05-5 (viz. tab. 5) (obr. 18) [13]

Tab. 5 Katalogové parametry rotačního hydromotoru MK05-5 [13]

průtok na jednu otáčku	$272 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$
maximální výkon	22,5 kW
maximální tlak	40 MPa
maximální rychlost otáčení	130 min^{-1}
teoretický krouticí moment při tlaku 10 MPa	432 Nm

Potřebný průtok jednoho hydromotoru je získán násobením maximální rychlosti otáčení a průtokem na jednu otáčku.

$$Q_{hm} = Q_{hmo} \cdot n_{max1} \text{ (l} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (13)$$

$$Q_{hm} = 0,272 \cdot 2,1667 = 0,589 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

n_{max1} je maximální otáčky rotačního hydromotoru

Q_{hmo} je průtok na jednu otáčku hydromotoru

Q_{hm} je průtok hydromotoru



Obr. 18 Rotační hydromotor MK05 [13]

5.1.2 VOLBA HYDROGENERÁTORU

Pro pohon dvou rotačních hydromotorů MK05-5 je potřeba zvolit hydrogenerátor s dostatečným průtokem oleje. Vstupním parametrem bude průtok oleje potřebný pro maximální rychlost pohybu vozidla.

$$Q_{2hm} = 2 \cdot Q_{hm} \text{ (l} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (14)$$

$$Q_{2hm} = 2 \cdot 0,589 = 1,178 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

Q_{2hm} je průtok oleje, potřebný k pohybu vozidla maximální rychlostí

Z katalogu firmy Poclain Hydraulics byl zvolen axiální pístový hydrogenerátor PM20-21. Jedná se o regulační axiální pístové čerpadlo pro uzavřené hydrostatické obvody. Čerpadlo umožňuje i reverzní chod. Obsahuje i plnicí čerpadlo, které udržuje hydraulický okruh pod tlakem a tím zamezuje tvorbu kavitace. Je možno jej řídit mechanicky, hydraulicky, elektricky se zpětnou vazbou nebo bez zpětné vazby. Axiální pístový hydrogenerátor je tandemový, pro řízení každého rotačního hydromotoru zvlášť. (viz. tab. 6) (obr. 19) [14]



Obr. 19 Axiální pístový hydrogenerátor PM20 [14]

Tab. 6 katalogové hodnoty hydrogenerátoru PM20-21 [14]

průtok na jednu otáčku	$21 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$
jmenovitý tlak	25 MPa
maximální tlak	37 MPa
jmenovité otáčky	$3600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
maximální teoretický výkon při jmenovitých otáčkách	31,5 kW

$$Q_{hg} = \frac{Q_{hgo}}{10^3} \cdot \frac{n_{hgjm}}{60} \text{ (l} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (15)$$

$$Q_{hg} = \frac{21}{10^3} \cdot \frac{3600}{60} = 1,26 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

Q_{hg} je průtok hydrogenerátoru PM20-21

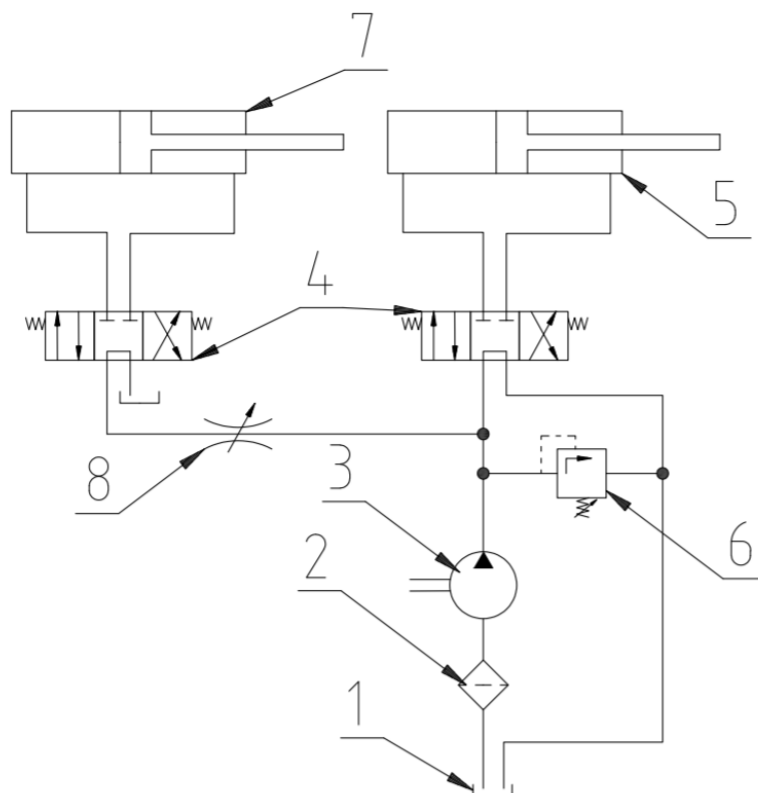
n_{hgjm} jsou jmenovité otáčky hydrogenerátoru PM20-21

$$Q_{hg} > Q_{2hm}$$

Hydrogenerátor PM20-21 je dostačující pro pohon dvou rotačních hydromotorů MK05-5.

5.2 HYDRAULICKÝ OBVOD PRO ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ

Zdvihací zařízení je ovládáno jedním přímočarým hydromotorem. Vzhledem k faktu, že se jedná o pohon mechanismu s přerušovaným pohybem byl pro zdvihací zařízení zvolen otevřený hydraulický obvod. Jako hydrogenerátor je použito zubové čerpadlo, které bude stejně jako axiální pístový hydrogenerátor z předchozí kapitoly (5.1) poháněno totožným spalovacím motorem. (viz. obr. 20) [12]

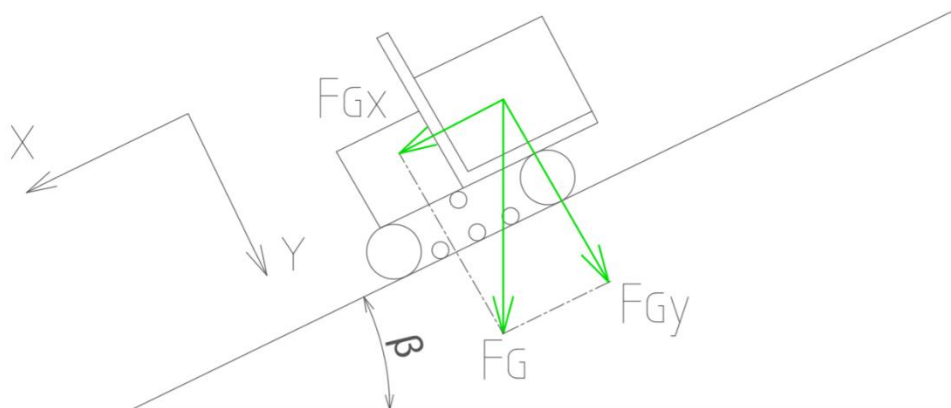


Obr. 20 Otevřený hydraulický obvod pro zdvihací zařízení (upraveno) [12] 1-nádrž; 2-filtr; 3-zubové čerpadlo (hydrogenerátor); 4-čtyřcestný třípolohový rozvaděč řízený dálkově; 5-přímočarý hydromotor pro vertikální posuv zdvihacího zařízení; 6-pojistný tlakový ventil (15 MPa); 7-přímočarý hydromotor pro naklápění zdvihacího zařízení; 8-škrťící ventil

Olej je čerpán zubovým čerpadlem (3) z nádrže (1) přes filtr (2) a umožňuje změnu poloh přímočarého hydromotoru (5) a (7). K ovládání vysouvání a zasouvání přímočarých hydromotorů je zapotřebí dálkově ovládaných rozvaděčů (4). Při vzniku přetlaku se otevře pojistný ventil (6) a dojde k vyrovnání tlaku. Větev s přímočarým hydromotorem pro naklápění je opatřena škrťícím ventilem (8), kvůli plynulému chodu.

5.2.1 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU PRO NAKLÁPĚNÍ ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ

Při výjezdu vozidla do svahu je potřeba vypočítat sílu působící na vyrovnávací přímočarý hydromotor, který má na starosti naklápění rámu a vidlic zdvihacího mechanismu. (viz. obr. 21) Píst je v základní poloze vždy uprostřed válce, aby bylo možné naklápět rám na obě strany.



Obr. 21 Schéma pro výpočet síly působící na naklápěcí píst

Je vypočteno celkové zatížení zdvihacího mechanismu od síly F_G .

$$F_G = m \cdot g \cdot k_1 \text{ (N)} \quad (16)$$

$$F_G = 1\,500 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 22\,073 \text{ N}$$

kde

F_G je celková síla působící na zdvihací zařízení

m je maximální nosnost zdvihacího zařízení

Dále byla vypočtena velikost síly působící na naklápěcí přímočarý hydromotor.

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \beta \text{ (N)} \quad (17)$$

$$F_{Gx} = 22\,073 \cdot \sin 26,57^\circ = 9\,873 \text{ N}$$

kde

F_{Gx} je síla působící na píst pro naklopení zdvihacího zařízení

β je maximální svahová dostupnost vozidla

Byl zvolen dvojčinný přímočarý hydromotor od firmy Hydraulics ze série ZH1. Hydromotor je sestaven z trubky s vnitřním opracováním na toleranci H8. Na trubce jsou navařeny hrdla pro vstup a výstup hydraulického oleje. Přímocharé hydromotory série ZH1 pracují s jmenovitým tlakem 16 MPa a maximálním tlakem 20 MPa. (obr. 22) [15]



Obr. 22 Dvojjinný přímočarý hydromotor série ZH1 [15]

Dále byl vypočten minimální vnitřní průměr válce.

$$S = \frac{F_{Gx}}{p}$$

$$\frac{\pi \cdot D_{min1}^2}{4} = \frac{F_{Gx}}{p}$$

$$D_{min1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Gx}}{\pi \cdot p_{jm1}}} \quad (mm) \quad (18)$$

$$D_{min1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9\,873}{\pi \cdot 16}} = 28 \text{ mm}$$

kde

D_{min1} je minimální vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru série ZH1

p_{jm1} je jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru série ZH1

Z katalogu byl zvolen dvojjinný přímočarý hydromotor ZH1 o vnitřním průměru válce 32 mm. S maximálním doporučeným zdvihem 210 mm. [15]

5.2.2 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU PRO VERTIKÁLNÍ ZDVIH BŘEMENE

Stejně jako v předchozí kapitole (5.2.1) je návrh proveden základním výpočtem síly působící na píst hydromotoru a je odvozen minimální průměr vnitřku válce. Maximální zatížení na píst bude působit, jestliže bude vozidlo provádět zdvih břemena na rovné ploše. Je uvažován součinitel bezpečnosti vůči přetížení 1,5.

Byl zvolen dvojjinný přímočarý hydromotor od výrobce Hydraulics ze série ZH2. Přímočaré hydromotory ZH2 mají jmenovitý tlak 20 MPa, maximální tlak 25 MPa a maximální rychlost zdvihu až $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. (obr. 23) [15]

Výpočet síly působící na píst.

$$F_Q = g \cdot k_2 \cdot m \quad (N) \quad (19)$$

$$F_Q = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 1\,500 = 22\,073 \text{ N}$$

kde

F_Q je síla působící na píst

k_2 je součinitel bezpečnosti vůči přetížení

Výpočet minimálního vnitřního průměru válce zdvihacího zařízení.

$$D_{min2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_Q}{\pi \cdot p_{jm2}}} \quad (mm) \quad (20)$$

$$D_{min2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 22\,073}{\pi \cdot 20}} = 37,46 \text{ mm}$$

kde

D_{min2} je minimální vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru série ZH2

p_{jm2} je jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru série ZH2

Je třeba zjistit výšku zdvihu přímočarého hydromotoru. Jelikož je použito zdvihací zařízení typu simplex, výpočet je tedy následovný. [3]

$$Z_H = \frac{H_{max}}{2} \quad (mm) \quad (21)$$

$$Z_H = \frac{1\,300}{2} = 650 \text{ mm}$$

kde

Z_H je maximální zdvih přímočarého hydromotoru

H_{max} je maximální výška zdvihu vozidla

Zvolený přímočarý hydromotor o vnitřním průměru 80 mm s doporučeným maximálním zdvihem 660 mm je tedy dostačující. [15]



Obr. 23 Dvojitý přímočarý hydromotor série ZH2 [13]

5.2.3 VOLBA HYDROGENERÁTORU PRO ZDVIHACÍ MECHANISMUS

Při volbě hydrogenerátoru pro zdvihací mechanismus bylo využito nabídky dodání zubového čerpadla přímo s axiálním pístovým hydrogenerátorem, který byl zvolen v kapitole 5.1.2 dle katalogu firmy Poclain Hydraulics. Zubové čerpadlo je schopno dodávat $6 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$ se stálým tlakem 25 MPa. [14]

$$Q_V = Q_{zhgo} \cdot n_{hgjm} \text{ (l} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (22)$$

$$Q_V = \frac{6}{1000} \cdot \frac{3600}{60} = 0,36 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

Q_V je objemový průtok zubového čerpadla

Q_{zhgo} je průtok zubového hydrogenerátoru na jednu otáčku

Nyní je potřeba vypočítat rychlost zdvihu pístu.

$$v_Z = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot (D_1^2 - d^2)} \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (23)$$

$$v_Z = \frac{4 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,08^2 - 0,05^2)} = 0,118 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

v_Z je rychlost zdvihu pístu přímočarého hydromotoru ZH2

D_1 je vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru ZH2

d je průměr pístnice přímočarého hydromotoru ZH2

Rychlost celkového zdvihu paletizačních vidlic je dvojnásobně vyšší než rychlost zdvihu pístu přímočarého hydromotoru, kvůli volbě zdvihacího mechanismu typu simplex. Paletizační vidlice se tedy dostanou z nejnižší polohy do nejvyšší polohy za necelých 6 vteřin. [3]

5.3 VOLBA SPALOVACÍHO MOTORU

Při volbě spalovacího motoru bylo uvažováno nad potřebou užití převodovky kvůli úpravě otáček pro axiální pístový hydrogenerátor, který dosahuje poměrně vysokých jmenovitých otáček. Pro pohon vozidla byl zvolen zážehový motor. Oproti vznětovým motorům mají zážehové motory vyšší jmenovité otáčky, a proto při volbě zážehového motoru nebude potřeba převodovka.

Výkon zvoleného motoru přibližně odpovídá teoretickému výkonu axiálního pístového čerpadla při jmenovitých otáčkách.

Pro pohon vozidla byl zvolen zážehový horizontální motor od firmy Vanguard. Motor Vanguard model 61G2 je vhodný i pro pracovní prostředí s nečistotami ve vzduchu a díky tlakovému mazání má vyšší životnost a také intervaly pro výměnu oleje. Motor má dva válce s uspořádáním do V. (viz. tab. 7) (obr. 24) [16]

Tab. 7 Technické parametry motoru Vanguard 61G2 [16]

jmenovité otáčky	$3600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
hmotnost	57 kg
výkon	30 kW
kompresní poměr	8,5:1
objem	993 cm^3



Obr. 24 Vznětový motor Vanguard 61G2 [16]

6 NÁVRH KOMPONENT VOZIDLA

V této kapitole je věnována pozornost návrhu a celkovému sestavení jednotlivých komponent. 3D modely jsou modelovány v programu Autodesk Inventor.

6.1 POJEZDOVÉ KOLO

Na obou pásových jednotkách je dohromady deset pojezdových kol. Pojezdová kola se skládají z osy, kol, ložisek a pojistných kroužků. Kola jsou odlita z oceli 1.0552. Osa je vyrobena obráběním polotovaru $\varnothing 36$ ČSN 42 5510.12 – E335. (obr. 25) [17,18]



Obr. 25 Řez pojezdovým kolem pásové jednotky

6.1.1 LOŽISKA PRO POJEZDOVÉ KOLO

Byla zvolena kuličková ložiska z katalogu SKF 6004-2Z. Ložiska jsou oboustranně krytovaná. Ložiska jsou axiálně zajištěna pojistným kroužkem 45 ČSN 02 2931. Bylo odhadnuto radiální zatížení ložiska 1230 N. Maximální otáčky ložiska se pohybují okolo 220 min^{-1} . Z katalogu je zjištěna základní statická únosnost 5 kN a základní dynamická únosnost 9,95 kN. Axiální síla v ložisku je zanedbatelná. Je vypočten statický součinitel bezpečnosti. Je také vypočtena základní trvanlivost ložiska. [18,19]

$$S_0 = \frac{C_0}{F_R} (-) \quad (24)$$

$$S_0 = \frac{5000}{1230} = 4,065$$

kde

S_0 je statický součinitel bezpečnosti ložiska SKF 6004-2Z

C_0 je statická únosnost ložiska SKF 6004-2Z

F_R je odhad radiální síly působící na ložisko SKF 6004-2Z

Statický součinitel bezpečnosti je dostatečně vysoký. Ložisko není staticky nadměrně zatíženo.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_R}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60n_l} (h) \quad (25)$$

$$L_{10} = \left(\frac{9950}{1230}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 220} = 40\,103 \text{ h}$$

kde

L_{10} je výpočtová trvanlivost ložiska SKF 6004-2Z

C je dynamická únosnost ložiska SKF 6004-2Z

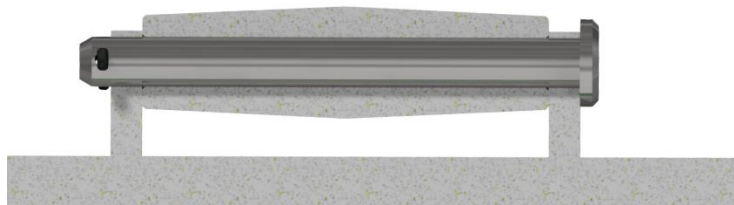
n_l jsou otáčky ložiska SKF 6004-2Z

a je exponenciální závislost trvanlivosti na zatížení

Výpočtová trvanlivost ložiska SKF 6004-2Z je 40 103 pracovních hodin při spolehlivosti 90%. Výpočtová trvanlivost ložiska je vyhovující.

6.2 PODPĚRNÁ KLADKA

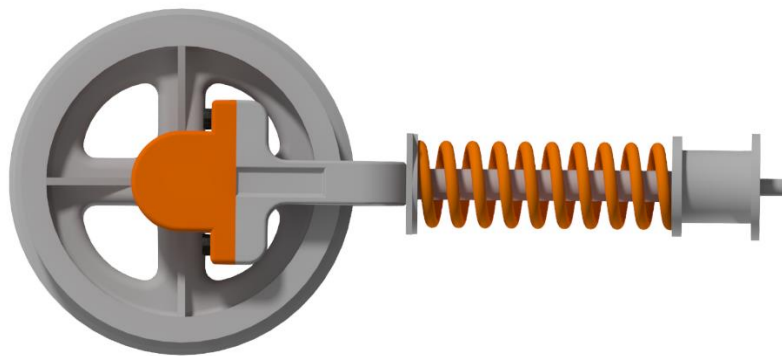
Podpěrná kladka slouží k vymezení prostoru mezi pásem a rámem pásové jednotky. Kladka je soustružena z polotovaru Ø 18 ČSN 42 5510.12 – 1.0028. Jelikož na kladku nepůsobí velká zatížení bylo zvoleno prosté zajištění čepem a závlačkou. (obr. 26) [18]



Obr. 26 Podpěrná kladka

6.3 NAPÍNAČÍ MECHANISMUS

Napínací mechanismus se skládá z vidlice, napínacího kola, pružiny a vzduchového válce. Vidlice je odlita z oceli GE240 a následně obrobena. Na obrobené plochy vidlice jsou následně přišroubovány šrouby M10 ložiskové domky. V ložiskových domkách jsou usazena válečková ložiska a jsou axiálně zajištěna pojistnými kroužky. Tlakováním a vypouštěním vzduchu z pneumatického válce lze ovládat sílu napětí pásu. (obr. 27) [20]



Obr. 27 Napínací mechanismus

6.3.1 PRUŽINA NAPÍNACÍHO MECHANISMU

Vodící kladka musí být řádně odpružena, aby nedošlo k přepětí pásu nebo k jeho spadení. K přetížení pásu může dojít kvůli vniku kamene či zeminy do zubové mezery pásu. Při nízkém napětí pásu by pak při jízdě vpřed či vzad mohlo docházet k vyběhání pásu ze záběru turasového kola. Byla vypočtena napínací síla, která je nejvyšší při couvání maximálně zatíženého vozidla směrem do svahu. Ve výpočtu je uvažováno se zrychlením vozidla $0,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. [11]

$$F_{nap} = G \cdot g \cdot \left(\frac{a_v}{g} + \sin \beta \right) \quad (N) \quad (26)$$

$$F_{nap} = 2500 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,36}{9,81} + \sin 26,57 \right) = 11\,870 \text{ N}$$

kde

F_{nap} je napínací síla

a_v je zrychlení vozidla

Na základě vypočtené síly 11 870 N a informace, že poměr středního průměru pružiny ku průměru drátu je roven 2,9 byla zvolena pružina patentovaného ocelového drátu. Střední průměr pružiny je 43,5 mm a průměr drátu 15 mm. [11]

Dále je potřeba zjistit deformaci pružiny při napínání. Modul pružnosti ve smyku pro patentovaný nelegovaný ocelový drát je roven 85 000 MPa. Navržená pružina má 8 činných závitů. [21]

$$y = \frac{8F_{nap}D^3n_a}{d_{dr}^4G_\tau} \quad (\text{mm}) \quad (27)$$

$$y = \frac{8 \cdot 11\,870 \cdot 43,5^3 \cdot 8}{15^4 \cdot 85\,000} = 14,53 \text{ mm}$$

kde

D je střední průměr pružiny

d_{dr} je průměr drátu pružiny

G_{τ} je modul pružnosti ve smyku pro patentovaný nelegovaný drát

n_a je počet činných závitů pružiny

Zvolená pružina se tedy při napínání zdeformuje o 14,53 mm.

Vydělením napínací síly pak lze získat tuhost pružiny.

$$k_p = \frac{F_{nap}}{y} \quad (N \cdot mm^{-1}) \quad (28)$$

$$k_p = \frac{11\,870}{14,53} = 816,93 \text{ N} \cdot mm^{-1}$$

kde

k_p je tuhost pružiny

6.3.2 LOŽISKA VODÍCÍ KLADKY

Pro zajištění rotace vodící kladky byly z katalogu SKF zvoleny jednořadá válečková ložiska NU 204 ECP. [22]

$$S_{01} = \frac{C_{01}}{\frac{F_{nap}}{2}} \quad (-) \quad (29)$$

$$S_{01} = \frac{22\,000}{\frac{11\,870}{2}} = 4,8$$

kde

S_{01} je statický součinitel bezpečnosti ložiska NU 204 ECP

C_{01} je statická únosnost ložiska NU 204 ECP

Statický součinitel bezpečnosti ložiska NU 204 ECP je dostatečně velký.

$$L_{101} = \left(\frac{C_1}{\frac{F_{nap}}{2}} \right)^{a_1} \cdot \frac{10^6}{60n_{l1}} \quad (h) \quad (30)$$

$$L_{101} = \left(\frac{28500}{\frac{11860}{2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 220} = 14\,193 \text{ h}$$

kde

L_{101} je výpočtová trvanlivost ložiska NU 204 ECP

C_1 je dynamická únosnost ložiska NU 204 ECP

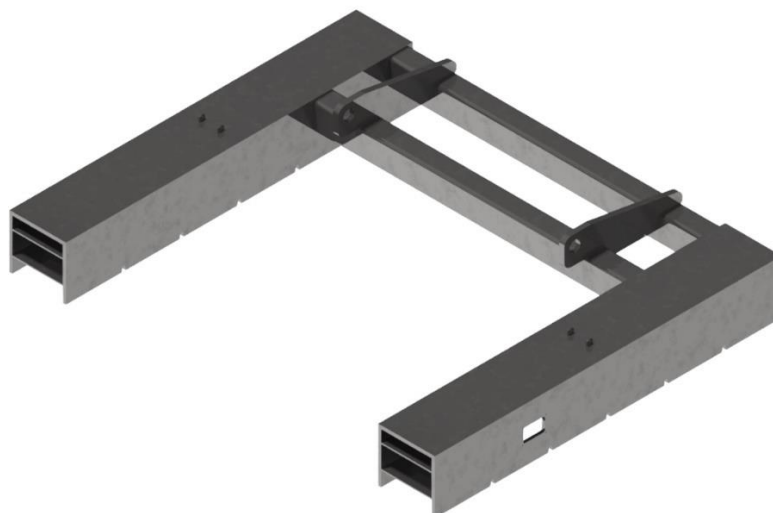
n_{l1} jsou otáčky ložiska NU 204 ECP

a_1 je exponenciální závislost trvanlivosti na zatížení pro tělesa s liniovým dotykem

Výpočtová trvanlivost válečkového ložiska NU 204 ECP je 14 193 pracovních hodin při spolehlivosti 90%. Výpočtová trvanlivost ložiska je vyhovující.

6.4 RÁM PODVOZKU

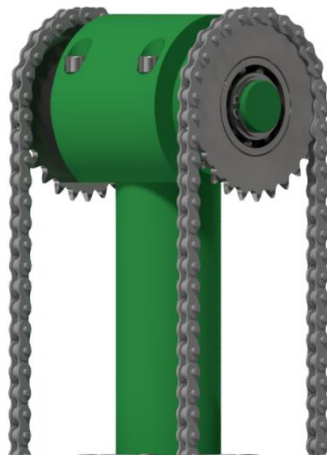
Rám pásového podvozku se skládá ze dvou obdélníkových profilů ISO 12633-2 o rozměrech 100x80x6 a délce 1159 mm a z rámu pásových jednotek. Na koncích profilů jsou přivařeny rámy pásových jednotek, které jsou svařovány z plechů o tloušťce 5 a 12 mm viz. *Obr. 28*. Materiál plechů je ocel 1.0040. Tento materiál zajišťuje dobrou až zaručenou svařitelnost a je vhodný staticky i dynamicky namáhané konstrukce. Na hodní straně obdélníkových profilů 100x80x6 jsou pak přivařeny držáky pro rám zdvihacího zařízení. Tyto držáky jsou vypáleny z plechů o tloušťce 20 mm a jsou z téhož materiálu jako rám pásové jednotky. (*obr. 28*) [17]



Obr. 28 Rám pásového podvozku

6.5 ZDVIHACÍ MECHANISMUS

Na pístnici přímočarého hydromotoru ZH2 je za pomoci čtyř zápusných šroubů AS 1420 velikosti M6 o délce 20 mm umístěna osa. Osa mechanismu je obrobena z polotovaru Ø 55 ČSN 42 5510.12 – E335 – ČSN 420138.50. Na osu jsou nalisována kuličková ložiska od firmy SKF s oboustranným krytváním a jsou axiálně zajištěna externími pojistnými kroužky ČSN 02 2930. Na ložiska jsou nalisována jednořadá ozubená kola s nábojem z materiálu C45 od dodavatele Haberkorn. Byly zvoleny válečkové řetězy 05 B o délce 1350 mm dle ČSN 02 3311. (obr. 29) [17, 18, 23]



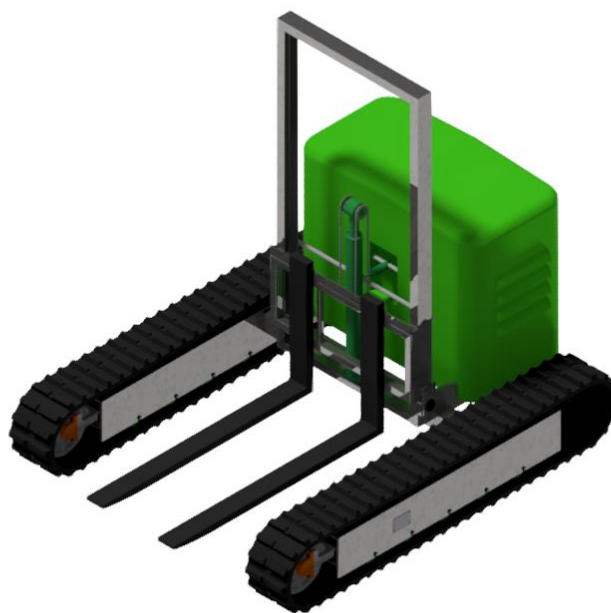
Obr. 29 Zdvihací mechanismus s řetězovými koly

7 UPŘESNĚNÍ KONSTRUKCE PÁSOVÉHO VOZIDLA

Do rámu podvozku jsou vsazeny napínací mechanismy a uchyceny turasová kola s rotačními hydromotory. Rozchod pásového podvozku je 1370 mm. Hlavní nosníky pásových jednotek mají po stranách vstupní otvory pro přístup k napouštění a vypouštění pneumatického válce napínacího mechanismu.

Na rámu podvozku je pak upevněn pomocí čepů rám zdvihacího zařízení. Paletizační vidlice umožňují různé nastavení jejich vzájemné vzdálenosti od sebe. Paletizační deska pojíždí v rámu zdvihacího zařízení pomocí koleček. Začátek řetězu zdvihacího zařízení je připevněn ze zadní strany paletizační desky a konec řetězu pak k rámu podvozku. Řetěz je dostatečně dlouhý, aby umožnil zdvih vidlic 1300 mm.

Zvolené pohonné komponenty jsou pak skryty pod plastovým krytem, který je upevněn k rámu podvozku. Plastový kryt chrání hydraulické komponenty a zážehový motor proti vniknutí nečistot a také proti případnému dešti. V plastovém krytu jsou otvory pro chlazení motoru a jednotlivých komponent hydraulického obvodu. (obr. 30)



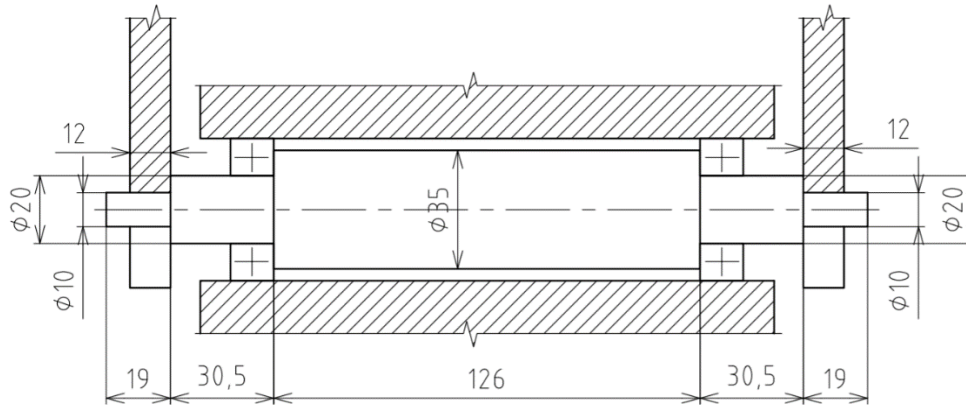
Obr. 30 Pásové vozidlo pro zdvih palet

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

Tato část bakalářské práce bude věnována výpočtům a následné kontrole vybraných konstrukčních uzlů na různé druhy namáhání.

8.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA OSY POJEZDOVÉ Kladky

Při výpočtu je uvažováno, že vozidlo je maximálně naložené. Taková síla pak odpovídá přibližně 2 450 N. Uložení osy pojezdové kladky je znázorněno na *Obr. 31*.



Obr. 31 Schéma uložení osy pojezdového kola

8.1.1 KONTROLA OSY POJEZDOVÉ Kladky NA STŘIH

Je třeba provést kontrolu osy na stříh v místech nejmenšího průměru. Pro materiál E335 je dovolené smykové napětí 65 MPa. [18]

$$\tau_{s1} = \frac{4F_{A1}}{\pi d_1^2} \text{ (MPa)} \quad (31)$$

$$\tau_{s1} = \frac{4 \cdot \frac{2\,450}{2}}{\pi \cdot 10^2} = 15,6 \text{ MPa}$$

kde

τ_{s1} je smykové napětí působící na osu pojezdové kladky

F_{A1} je síla působící na osu od hrany rámu

d_1 je nejmenší průměr osy pojezdové kladky

Výpočet bezpečnosti pak bude

$$k_{\tau s} = \frac{\tau_{Ds1}}{\tau_{s1}} \text{ (-)} \quad (32)$$

$$k_{\tau s} = \frac{65}{15,6} = 4,167$$

kde

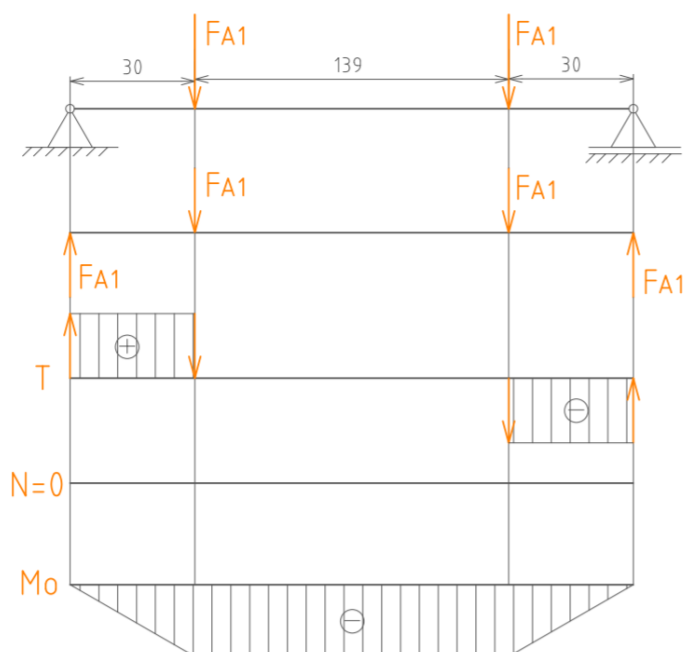
τ_{Ds1} je dovolené smykové napětí pro E335

$k_{\tau s}$ je součinitel bezpečnosti vůči stříhu

Na základě vypočítané bezpečnosti lze říci, že k přestřížení osy pojezdové kladky v jeho nejmenším průměru nedojde.

8.1.2 KONTROLA OSY POJEZDOVÉ KLADKY NA OHYB

Osa je namáhána na ohyb, protože působící síla o velikosti 2450 N se rovnoměrně rozdělí do míst uložení ložisek. Nejnebezpečnější tedy bude místo uložení ložiska, kde se průměr osy mění z 20 mm na 35 mm a je zde zaoblení kvůli uložení ložiska, tím vznikne koncentrace napětí. Vzdálenosti jsou kótovány v mm. (obr. 32)



Obr. 32 Schéma výsledných vnitřních účinků v ose pojezdové kladky

Maximální ohybový moment lze vypočítat jako

$$M_{omax1} = F_{A1} \cdot 30 \text{ (Nmm)} \quad (33)$$

$$M_{omax1} = \frac{2450}{2} \cdot 30 = 36750 \text{ Nmm}$$

kde

M_{omax1} je maximální ohybový moment působící na osu pojezdové kladky

Dále je vypočítán modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \text{ (mm}^3\text{)} \quad (34)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,398 \text{ mm}^3$$

kde

W_{o1} je modul průřezu v ohybu v místě uložení ložisek

d_2 je průměr osy hřídele v místě uložení ložisek

Dalším krokem je výpočet špičkového napětí. K tomuto výpočtu byl z nomogramu určen součinitel tvaru pro normálové napětí $\alpha_1 = 2$. Pro materiál E335 je mez kluzu $Re_{E335} = 295 \text{ MPa}$. [18, 21]

$$\sigma_{maxo1} = \frac{M_{omax1}}{W_{o1}} \cdot \alpha_1 \text{ (MPa)} \quad (35)$$

$$\sigma_{maxo1} = \frac{36\,750}{785,398} \cdot 2 = 93,58 \text{ MPa}$$

kde

σ_{maxo1} je špičkové ohybové napětí v místě uložení ložisek

Posledním krokem je výpočet bezpečnosti v místě uložení ložiska

$$k_{msp} = \frac{Re_{E335}}{\sigma_{maxo1}} \text{ (-)} \quad (36)$$

$$k_{msp} = \frac{295}{93,58} = 3,15$$

kde

k_{msp} je bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě uložení ložisek

Re_{E335} je mez kluzu materiálu E335

K překročení mezního stavu pružnosti osy pojezdové kladky nedojde.

8.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PRUŽINY NAPÍNACÍHO MECHANISMU

V této podkapitole je provedena kontrola tlačné pružiny napínacího mechanismu vůči meznímu stavu pevnosti a také její vzpěrná stabilita.

8.2.1 KONTROLA VŮČI MEZNÍMU STAVU PEVNOSTI PRUŽINY

Před samotnou kontrolou je třeba vypočítat poměr vinutí pružiny. Dále je nutné vypočítat Bergsträsserův součinitel díky kterému je při kontrole uvažováno i se zakřivením drátu pružiny. [21]

$$C_p = \frac{D}{d_{dr}} \quad (-) \quad (37)$$

$$C_p = \frac{43,5}{15} = 2,9$$

kde

C_p je poměr vinutí pružiny

Bergsträsserův součinitel je pak dle [21]

$$K_B = \frac{4C_p + 2}{4C_p - 3} \quad (-) \quad (38)$$

$$K_B = \frac{4 \cdot 2,9 + 2}{4 \cdot 2,9 - 3} = 1,581$$

kde

K_B je Bergsträsserův součinitel pro pružinu napínacího mechanismu

maximální smykové napětí se vypočítá dle [21] jako

$$\tau_{pmax} = K_B \frac{8F_{nap}D}{\pi d_{dr}^3} \quad (MPa) \quad (39)$$

$$\tau_{pmax} = 1,581 \frac{8 \cdot 11\,870 \cdot 43,5}{\pi \cdot 15^3} = 616 \text{ MPa}$$

kde

τ_{pmax} je maximální smykové napětí pružiny

Materiál pružiny má mez pevnosti 1 500 MPa. [18] Maximální dovolené napětí je pak dle [21]

$$\tau_{pdov} = 0,56Rm_p \quad (MPa) \quad (40)$$

$$\tau_{pdov} = 0,56 \cdot 1\,500 = 840 \text{ MPa}$$

kde

τ_{pdov} je maximální dovolené smykové napětí pružiny

Rm_p je mez pevnosti materiálu pružiny

Bezpečnost pružiny vůči meznímu stavu pevnosti je pak

$$k_{pmsp} = \frac{\tau_{pdov}}{\tau_{pmax}} \quad (-) \quad (41)$$

$$k_{pmsp} = \frac{840}{616} = 1,364$$

kde

k_{pmsp} je bezpečnost pružiny vůči meznímu stavu pevnosti

Bezpečnost pružiny vůči meznímu stavu pevnosti je dostačující.

8.2.2 VZPĚRNÁ STABILITA PRUŽINY

Je třeba zkontrolovat, zda nedojde k vybočení pružiny. Oba konce pružiny jsou vetknuté. Délka pružiny v nezátíženém stavu je 210 mm. [21]

Pružina je vyrobena z ocelového drátu, proto

$$L_0 < 5,26D \quad (42)$$

$$L_0 < 5,26 \cdot 43,5$$

$$210 \text{ mm} < 228,8 \text{ mm}$$

kde

L_0 je délka pružiny v nezátíženém stavu

K porušení vzpěrné stability tlačné pružiny napínacího mechanismu nedojde.

ZÁVĚR

Jedním z prvních cílů bylo rozvrhnout konstrukci pásového vozidla a provést návrh zdvihacího zařízení. Dle zadání pak byly provedeny základní rozměrové výpočty s volbou komponent a výkonové výpočty s volbou pohonných jednotek. Byla vypočtena stabilita vozidla při dodržení i nedodržení dopravní výšky. Dále byl upřesněn návrh jednotlivých komponent vozidla samotného či zdvihacího zařízení. V závěru praktické části pak byla provedena kontrola pružiny napínacího mechanismu na vybočení a vůči meznímu stavu pevnosti. Dále pak proběhla kontrola osy pojezdové kladky na střih.

Dle provedených výpočtů byl vytvořen 3D model a z něj poté výkres sestavy pásového vozidla a podsestavy pásového podvozku. Dále byly vytvořeny vybrané výrobní výkresy.

Výsledkem bakalářské práce je koncepční návrh pásového vozidla pro dopravu palet s nosností 1500 kg, výškou zdvihu 75-1300 mm a rozměry vozidla 2020x1600x1880 mm. Vozidlo je schopné práce v náročném terénu a svahu o příčném i podélném sklonu 25°.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem: vysokošk. učebnice. Praha: SNTL, 1979, 454 s.
- [2] MAZURKIEVIČ, Izidor, Ladislav GULAN, Gregor IZRAEL a Metod GLATZ. Mobilné pracovné stroje: zemné stroje. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2014. Edícia vysokoškolských učebníc. ISBN 978-80-227-4190-3.
- [3] MAZURKIEVIČ, Izidor, Ladislav GULAN, Gregor IZRAEL a Metod GLATZ. Mobilné pracovné stroje: jednoúčelové stroje a zariadenia. V Bratislave: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2015, 283 stran : barevné ilustrace, fotografie. ISBN 978-80-227-4441-6.
- [4] M+S. Eshop Zemědělské potřeby: Paletizační vidle [online]. 2022 [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/paletizacni-vidle-iso-fem-2-80-x-40-x-1150-mm-zatizeni-na-par-900-kg-euro-upinani-p40857/>
- [5] TRACKEDMACHINES: Hercules 15 Tracked Forklift. TrackedMachines [online]. [cit. 2021-10-8]. Dostupné z: <https://www.trackedmachines.com/forklifts/ercoles-15/>
- [6] HINOWA: Tracked pallet jacks. Hinowa [online]. [cit. 2021-10-10]. Dostupné z: <https://www.hinowa.com/en/products/tracked-pallet-jack/tp1600>
- [7] MDB: Cingolati Radiocomandati: Pocket Lift. MDB srl [online]. [cit. 2021-10-15]. Dostupné z: <https://www.mdb srl.com/pocket-lift/>
- [8] AGRIEXPO: Tracked forklift PT-15: Agriexpo [online]. [cit. 2021-10-17]. Dostupné z: <https://www.agriexpo.online/prod/mdb-srl/product-175497-64622.html>
- [9] E-AGROPNEU: gumové pásy. E-agropneu [online]. [cit. 2021-10-30]. Dostupné z: <https://www.e-agropneu.cz/pneumatiky/gumove-pasy/>
- [10] DRB WORLD: Online catalog. Drb world [online]. [cit. 2021-10-30]. Dostupné z: <http://www.drbworld.com/en/business/catalogs.php>
- [11] JEŘÁBEK, Karel, Josef JURMAN, Věra VOŠTOVÁ a František HELEBRANT. Stroje pro zemní práce. Silniční stroje. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 1996, 468 s.
- [12] Hydraulické systémy zemědělských strojů a jejich využití. Hydraulika a pneumatika: časopis pre hydrauliku, pneumatiku a automatizačnú techniku. Žilina: Hydropneutech, 2009, XI(1-2), 8-13. ISSN 1335-5171.
- [13] POCLAIN HYDRAULICS. Catalog of motors: MK05 [online]. 2018 [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: https://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/801578147C.pdf
- [14] POCLAIN HYDRAULICS. Catalog of axial pumps: PM20 [online]. 2021 [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: https://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/B52513D.pdf

- [15] Hydraulics: Katalog přímočarých hydromotorů [online]. 2019 [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf
- [16] Vanguard: 40.0 Gross HP* EFI/ETC [online]. Briggs & Stratton, 2022 [cit. 2022-03-05]. Dostupné z: https://www.vanguardpower.com/na/en_us/product-catalog/engines/big-block-vtwin-horizontal-shaft/40_0-gross-hp-efietc.html
- [17] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [18] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [19] SKF. Katalog kuličkových ložisek: 6004-2Z [online]. [cit. 2022-03-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6004-2Z?system=metric>
- [20] Hamag: Materiály k lití [online]. 2018 [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.hamag.cz/materialy.html>
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] SKF. Katalog válečkových ložisek: NU 204 ECP [online]. [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-NU%20204%20ECP?system=metric>
- [23] HABERKORN. EshopHaberKorn: řetězová kola [online]. [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/retezova-kola/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

h'_1	je výška zubu záběrového kola	[mm]
h_2	je výška nákrůžku napínacího kola	[mm]
B_{max}	je maximální počet děr v pásu	[-]
B_{min}	je minimální počet děr v pásu	[-]
C_0	je statická únosnost ložiska SKF 6004-2Z	[N]
C_{01}	je statická únosnost ložiska NU 204 ECP	[N]
C_1	je dynamická únosnost ložiska NU 204 ECP	[N]
C_1	je rozteč mezi jednotlivými děrami pásu	[mm]
C_p	je poměr vinutí pružiny	[-]
D_1	je vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru ZH2	[mm]
D_h	je průměr hlavové kružnice záběrového kola	[mm]
D_b	je průměr napínacího kola bez nákrůžku	[mm]
D_{min1}	je minimální vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru série ZH1	[mm]
D_{min2}	je minimální vnitřní průměr válce přímočarého hydromotoru série ZH2	[mm]
D_o	je průměr roztečné kružnice záběrového kola	[mm]
D_z	je průměr patní kružnice záběrového kola	[mm]
D_{zn}	je návrhový průměr patní kružnice záběrového kola	[mm]
F_{A1}	je síla působící na osu od hrany rámu	[N]
F_G	je celková síla působící na zdvihací zařízení	[N]
F_{Gx}	je síla působící na píst pro naklopení zdvihacího zařízení	[N]
F_Q	je síla působící na píst	[N]
F_R	je odhad radiální síly působící na ložisko SKF 6004-2Z	[N]
F_{nap}	je napínací síla	[N]
G_τ	je modul pružnosti ve smyku pro patentovaný nelegovaný drát	[MPa]

H_{max}	je maximální výška zdvihu vozidla	[mm]
K_B	je Bergsträsserův součinitel pro pružinu napínacího mechanismu	[-]
L_0	je délka pružiny v nezátíženém stavu	[mm]
L_{10}	je výpočtová trvanlivost ložiska SKF 6004-2Z	[h]
L_{101}	je výpočtová trvanlivost ložiska NU 204 ECP	[h]
L_k	je minimální vodorovná vzdálenost os záběrového kola a pojížděcí kladky	[mm]
L_v	je minimální vodorovná vzdálenost os napínacího kola a pojížděcí kladky	[mm]
L_{vp}	je minimální vzdálenost opěrných ploch pásu potřebná k nasazení pásu	[mm]
L_z	je vzdálenost opěrných ploch pásu bez uvážení vůle	[mm]
M_{NP}	je překlápěcí moment při nezátíženém stavu	[Nm]
M_{NS}	je stabilizační moment při nezátíženém stavu	[Nm]
M_{ZP}	je překlápěcí moment při zatíženém stavu	[Nm]
M_{ZS}	je stabilizační moment při zatíženém stavu	[Nm]
M_{omax1}	je maximální ohybový moment působící na osu pojezdové kladky	[Nmm]
Q_{2hm}	je průtok oleje, potřebný k pohybu vozidla maximální rychlostí	[l · s ⁻¹]
Q_{hg}	je průtok hydrogenerátoru PM20-21	[l · s ⁻¹]
Q_{hm}	je průtok hydromotoru	[l · s ⁻¹]
Q_{hmo}	je průtok na jednu otáčku hydromotoru	[l · ot ⁻¹]
Q_V	je objemový průtok zubového čerpadla	[l · s ⁻¹]
Q_{zhgo}	je průtok zubového hydrogenerátoru na jednu otáčku	[l · ot ⁻¹]
Re_{E335}	je mez kluzu materiálu E335	[MPa]
Rm_p	je mez pevnosti materiálu pružiny	[MPa]
S_0	je statický součinitel bezpečnosti ložiska SKF 6004-2Z	[-]
S_{01}	je statický součinitel bezpečnosti ložiska NU 204 ECP	[-]

W_{o1}	je modul průřezu v ohybu v místě uložení ložisek	$[mm^3]$
Z_H	je maximální zdvih přímočarého hydromotoru	$[mm]$
a_1	je exponenciální závislost trvanlivosti na zatížení pro tělesa s liniovým dotykem	$[-]$
a_v	je zrychlení vozidla	$[m \cdot s^{-2}]$
d_1	je nejmenší průměr osy pojezdové kladky	$[mm]$
d_2	je průměr osy hřídele v místě uložení ložisek	$[mm]$
d_{dr}	je průměr drátu pružiny	$[mm]$
k_1	je součinitel bezpečnosti pro korekci vnějších vlivů	$[-]$
k_2	je součinitel bezpečnosti vůči přetížení	$[-]$
k_{msp}	je bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě uložení ložisek	$[-]$
k_p	je tuhost pružiny	$[N \cdot mm^{-1}]$
k_{pmsp}	je bezpečnost pružiny vůči meznímu stavu pevnosti	$[-]$
$k_{\tau s}$	je součinitel bezpečnosti vůči stříhu	$[-]$
l_{max}	je maximální délka pásu	$[mm]$
l_{min}	je minimální délka pásu	$[mm]$
n_{hgjm}	jsou jmenovité otáčky hydrogenerátoru PM20-21	$[min^{-1}]$
n_a	je počet činných závitů pružiny	$[-]$
n_l	jsou otáčky ložiska SKF 6004-2Z	$[min^{-1}]$
n_{l1}	jsou otáčky ložiska NU 204 ECP	$[min^{-1}]$
n_{max1}	je maximální otáčky rotačního hydromotoru	$[min^{-1}]$
n_p	jsou požadované otáčky hydromotoru k dosažení maximální rychlosti	$[min^{-1}]$
p_{jm1}	je jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru série ZH1	$[MPa]$
p_{jm2}	je jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru série ZH2	$[MPa]$
r_p	je poloměr pojízďecí kladky	$[mm]$

s_1	je vůle mezi pojížděcí kladkou a napínacím kolem	[mm]
s_2	je vůle mezi pojížděcí kladkou a záběrovým kolem	[mm]
v_Z	je rychlost zdvihu pístu přímočarého hydromotoru ZH2	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{max}	je maximální rychlost pásového vozidla	$[m \cdot s^{-1}]$
z_n	je návrhový počet zubů záběrového kola	[-]
σ_{maxo1}	je špičkové ohybové napětí v místě uložení ložisek	[MPa]
τ_{Ds1}	je dovolené smykové napětí pro E335	[MPa]
τ_{pdov}	je maximální dovolené smykové napětí pružiny	[MPa]
τ_{pmax}	je maximální smykové napětí pružiny	[MPa]
τ_{s1}	je smykové napětí působící na osu pojezdové kladky	[MPa]
C	je dynamická únosnost ložiska SKF 6004-2Z	[N]
D	je střední průměr pružiny	[mm]
G	je celková hmotnost maximálně naloženého vozidla	[kg]
Q	je maximální hmotnost nákladu	[kg]
Z	je hmotnost vozidla bez nákladu	[kg]
a	je exponenciální závislost trvanlivosti na zatížení	[-]
d	je průměr pístnice přímočarého hydromotoru ZH2	[mm]
m	je maximální nosnost zdvihacího zařízení	[kg]
t	je potřebná vůle od turasového kola	[mm]
v	je potřebná vůle od napínacího kola	[mm]
z	je počet zubů záběrového kola	[-]
α	je úhel, který svírá polovina rozteče děr pásu při navinutí na záběrové kolo	[°]
β	je maximální svahová dostupnost vozidla	[°]

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Název	Druh výkresu	Označení výkresu
Osa pojezdu	Výrobní výkres	A3_VV_2022_001
Napínací kladka	Výrobní výkres	A3_VV_2022_002
Pásový podvozek	Výkres podsestavy	A1_PP_2022-00
Pásový podvozek	Seznam položek	A4_PP_2022-01
Pásový podvozek	Seznam položek	A4_PP_2022-02
Pásové vozidlo	Výkres sestavy	A1_VS_2022_01
Pásové vozidlo	Seznam položek	A4_VS_2022_02