



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

PÁSOVÝ PODVOZEK PRO MOBILNÍ ŠTĚPKOVAČ

CRAWLER CHASSIS FOR MOBILE CHIPPER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Korejtko

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Michal Korejtko**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový podvozek pro mobilní štěpkovač

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh pásového podvozku pro štěpkovač dřevní hmoty. Pásový podvozek je určen jako hlavní pojezdové ústrojí štěpkovače dané hmotnostní kategorie. Návrh zahrnuje pojezdové ústrojí, rám pojezdového základu (středová část podvozku), trakční pohon s případným převodem. Připojovací rozhraní pro připojení nástavby štěpkovače dle požadavků výrobce štěpkovače.

Technické parametry a požadavky:

Hmotnost nástavby štěpkovače do 1300 kg.

Celková hmotnost štěpkovače do 1800 kg.

Pojezdové rychlosti pásového podvozku max. 4 km/h.

Maximální požadovaná šířka pásového podvozku pro transport je 1400 mm.

Minimální požadovaná šířka pásového podvozku pro transport je 1100 mm.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor konstrukce obdobných pásových podvozků.

Koncepční návrh pásového podvozku.

Rozměrové, silové a výkonové výpočty.

Detailní konstrukce středové části pásového podvozku s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy pásového podvozku.

Podsestava rámu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

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

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

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady
vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem středové části mobilního pásového podvozku s proměnnou šířkou rozchodu, určeného pro štěpkovač s hydraulickým pohonem. Cílem je vytvořit mechanismus umožňující změnu šířky podvozku za účelem zlepšení stability a mobility stroje v náročném terénu. Pohon podvozku zajišťují rotační hydromotory, zatímco změna šířky rozchodu je realizována dvojicí přímočarých hydromotorů.

Práce obsahuje teoretický rozbor pásových podvozků a jejich porovnání s kolovými systémy. Vlastní návrh řešení s ohledem na požadavky štěpkovače a firmy, výpočty klíčových parametrů jako jsou výkon hydraulického systému a pevnost konstrukce.

Výstupem je koncepční návrh středové části pásového podvozku s proměnnou šířkou, výkresová dokumentace středové části podvozku. Návrh doplněný o rozměrové silové a výkonové výpočty a specifikací použitých komponent.

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový podvozek, štěpkovač, hydraulický pohon, pásový podvozek, štěpka, komunální technika

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on the design of the central section of a mobile tracked undercarriage with variable track width, intended for a chipper with hydraulic drive. The aim is to develop a mechanism that allows adjustment of the track width to enhance the machine's stability and mobility in challenging terrain. The undercarriage is powered by rotary hydraulic motors, while the width adjustment is achieved using a pair of linear hydraulic actuators.

The thesis includes a theoretical analysis of tracked undercarriages and their comparison with wheeled systems. It also presents a custom design solution based on the specific requirements of the chipper and the company, along with calculations of key parameters such as hydraulic system performance and structural strength.

The outcome is a conceptual design of the central section of a tracked undercarriage with variable width, accompanied by technical drawings, dimensional, force and power calculations, and a specification of the selected components.

KEYWORDS

Tracked undercarriage, chipper, hydraulic drive, tracked undercarriage, wood chips, Communal technic

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Korejtko, Michal. *Pásový podvozek pro mobilní štěpkovač*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165032>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 23. května 2025

.....

Michal Korejtko

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych vyjádřil své upřímné poděkování všem, kteří mě podpořili při psaní této bakalářské práce. Především děkuji svému vedoucímu práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D., za jeho cenné rady, odborné konzultace a skvělé vedení mé bakalářské práce. Jeho znalosti a zkušenosti mi výrazně pomohly k dosažení cíle této práce.

Velké díky patří také mým blízkým, kteří mi poskytovali podporu, motivaci a pochopení v průběhu celého dosavadního studia. Bez jejich trpělivosti a podpory by tato práce nemohla vzniknout.

Zvláštní poděkování patří panu Ing. Zdeňku Zapletalovi, vedoucímu firmy Laski, s.r.o., který mi umožnil přístup k interním informacím potřebným pro návrh tohoto podvozku. Rád bych také poděkoval týmu konstruktérů firmy Laski, s.r.o., především Ing. Radkovi Náplavovi za jeho čas, předané zkušenosti a konzultace. Jeho odborné rady a přístup mě nasměrovaly správným směrem a umožnily mi úspěšně dokončit návrh.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D., za odbornou pomoc a konzultace při pevnostních analýzách, které významně přispěly k technické kvalitě této práce.

Děkuji všem, kteří se na jakékoli úrovni podíleli na motivaci, podpoře či směřování správným směrem.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Základní charakteristiky pásových podvozků	13
1.1 Popis konstrukce pásového podvozku	14
1.2 Rozdělení pásových podvozků s ohledem na použití ve strojích.....	17
1.2.1 Stavební stroje.....	17
1.2.2 Lesnické stroje	17
1.2.3 Zemědělské stroje	17
2 Typy pásů.....	18
2.1 Řetězové pásy	18
2.2 Pásy gumové	19
2.3 Pásy hybridní.....	19
3 Tvary pásových tratí s ohledem na pozici hnacího kola.....	21
3.1 Delta podvozek	21
3.2 Plochý tvar	22
4 Návrh pásového podvozku se změnou šířky	24
4.1 Možná koncepční řešení pásových podvozků.....	24
4.1.1 Pásové podvozky pevné	24
4.1.2 Pásové podvozky se změnou rozchodu pásů	25
4.1.3 Pásové podvozky naklápěcí	26
4.1.4 Pásový podvozek se změnou výšky i šířky	27
4.2 Zvolený koncepční návrh.....	28
4.2.1 Technické parametry	28
4.2.2 Hlavní rozměry navrženého podvozku	28
4.2.3 Mechanismus výsuvu pásů.....	29
5 Rozměrové, silové a výkonové výpočty	31
5.1 Výpočet napínací síly pásu	31
5.2 Návrh přímočarých hydromotorů pro změnu šířky podvozku.....	33
5.2.1 Technický popis	33
5.2.2 Provozní podmínky	33
5.2.3 Zvolený přímočarý hydromotor	34
5.2.4 Výpočet síly přímočarých hydromotorů pro změnu šířky podvozku.	34
5.3 Kontrola písní tyče ke meznímu stavu vzpěrné stability	36
5.4 Návrh rotačních hydromotorů	38
5.5 Návrh zubových hydrogenerátorů.....	39
5.6 Popis funkce hydraulického obvodu	40
5.7 Volba hydraulického oleje	41
5.8 Výpočet měrného tlaku na půdu	41
5.9 Návrh a funkce vhodného kluzného materiálu pro vedení výsuvných částí.....	42
5.9.1 Požadavky na kluzné materiály.....	42
5.9.2 Typy materiálu pro kluzné segmenty.....	42
5.9.3 Faktory ovlivňující životnost kluzných segmentů	42
5.9.4 Zvolený materiál kluzných segmentů	42

5.9.5	Výpočet tlaku na kluzný segment:.....	43
5.10	Zjednodušený statický výpočet středové části podvozku.....	44
5.10.1	Zjednodušený analytický výpočet	45
5.10.2	Analýza Ansys Workbench	47
5.10.3	Zhodnocení výsledků analýzy	48
Závěr	49
Použité informační zdroje	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	53
Seznam příloh	55

ÚVOD

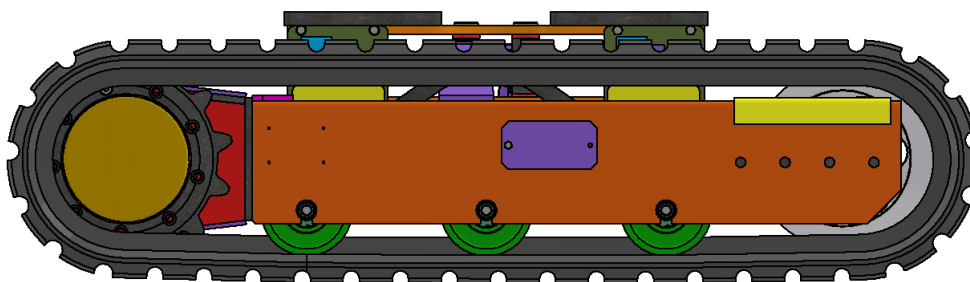
V současné době, kdy se stále více klade důraz na ekologickou udržitelnost, energetickou efektivitu a maximální využití dostupných zdrojů při minimalizaci uhlíkové stopy, se do popředí dostávají technologie zaměřené na využívání přírodních materiálů. Lesnický průmysl hraje v tomto ohledu klíčovou roli díky své schopnosti poskytovat obnovitelné zdroje, jako je dřevní biomasa. Tato biomasa se stále častěji využívá v energetice, zejména v bioplynových elektrárnách, které představují ekologickou alternativu k tradičním zdrojům energie. Při zpracování a přepravě této biomasy hrají důležitou úlohu specializované stroje, mezi které patří i štěpkovače.

Štěpkovače jsou základním nástrojem pro efektivní zpracování dřevní hmoty, ať už jde o větve, kmeny nebo odpad z lesní produkce. V závislosti na jejich velikosti a konstrukci nacházejí využití jak při údržbě menších zahrad a veřejných prostor, tak ve velkých průmyslových aplikacích. Výsledný produkt – štěpka – má mnoho průmyslových využití, od paliva pro bioplynové a tepelné elektrárny až po mulč nebo surovinu pro další zpracování.

Ačkoli je na trhu široká škála štěpkovačů, jejich použitelnost je často limitována specifickými podmínkami, ve kterých jsou používány. Tradiční přívěsné modely mohou mít potíže v náročném terénu, jako jsou mokré, podmáčené nebo kopcovité oblasti, což omezuje jejich nasazení zejména v lesnictví a zemědělství. V těchto podmínkách se ukazuje jako výhodné využití pásových podvozků, které nabízejí lepší trakci, stabilitu a schopnost překonávat terénní překážky. Pásové podvozky jsou využívány u těžkých strojů, jako jsou dozery, rypadla a lesnické stroje, protože díky větší kontaktní ploše s podložím lépe rozkládají hmotnost stroje a minimalizují riziko uvíznutí v terénu.

Jedním z klíčových aspektů, které je třeba zohlednit při návrhu pásového podvozku pro štěpkovač, je jeho mobilita a přizpůsobivost různým pracovním podmínkám. Zde se jeví jako velmi užitečná možnost změny šířky rozchodu pásů. Pásové podvozky s proměnnou šířkou rozchodu umožňují široký rozchod pro stabilitu v terénu a užší rozchod pro lepší manévrovatelnost v úzkých prostorech nebo při přepravě.

Dalším významným technickým řešením, které tento návrh využívá, je hydraulický pohon. Hydraulické systémy poskytují výhodu vysokého výkonu, flexibility a přesnosti při ovládní stroje. Díky možnosti plynulé regulace výkonu a točivého momentu jsou stroje s hydraulickým pohonem snadno ovladatelné, což je klíčové v náročných podmínkách. Hydraulické systémy navíc vynikají svou odolností a spolehlivostí, což je důležité pro nasazení v těžkém terénu, kde jsou stroje vystaveny vysokým mechanickým zátěžím.

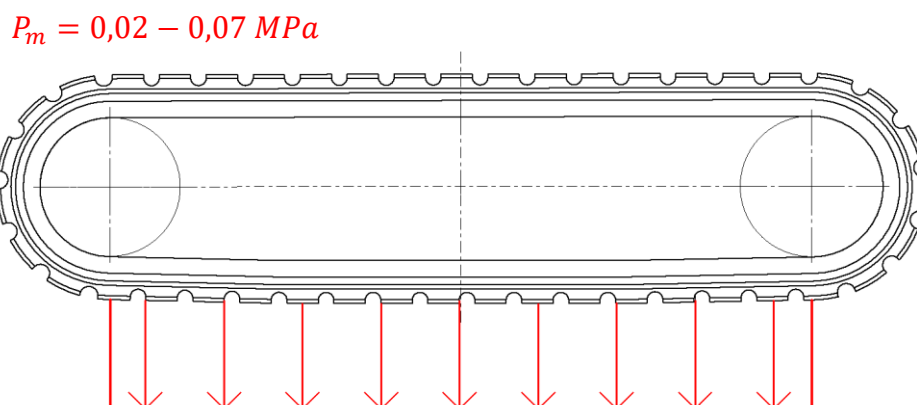


Obrázek 1 - Pásový podvozek pro štěpkovač

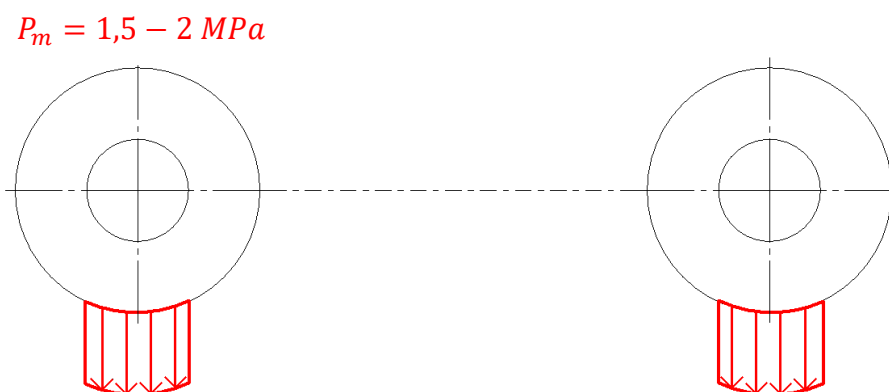
1 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY PÁSOVÝCH PODVOZKŮ

Pásový podvozek je specifický typ podvozku, který pro pohyb využívá přenos tahové síly na podložku prostřednictvím pásů. Charakteristickým rysem pásových podvozků je nízký měrný tlak na podložku, což vyplývá ze vztahu (1), kde síla F působí na mnohem větší plochu S ve srovnání s kolovými vozidly. Tlak na podložku pásových podvozků se pohybuje v rozsahu $P_m = 0,02 - 0,07 \text{ MPa}$, kdežto u kolových podvozků se tento měrný tlak pohybuje v intervalu $P_m = 1,5 - 2 \text{ MPa}$. Díky této konstrukční vlastnosti disponují pásové podvozky podstatně vyšší trakcí v terénu, což umožňuje stabilnější pohyb v měkkém, nestabilním nebo nerovném terénu. Rozložení měrných tlaku dle obrázku č.1 a č.2 platí jen při nulovém zrychlení, tj. konstantní rychlost nebo klidový stav. V případě pásového podvozku se při zrychlení ve směru jízdy tlakový průběh mění z obdélníku na lichoběžník. Maximální měrný tlak je u hnacího kola v zadní části podvozku vůči orientaci zrychlení a minimální je u předního vodícího kola dle obr č.3. [1].

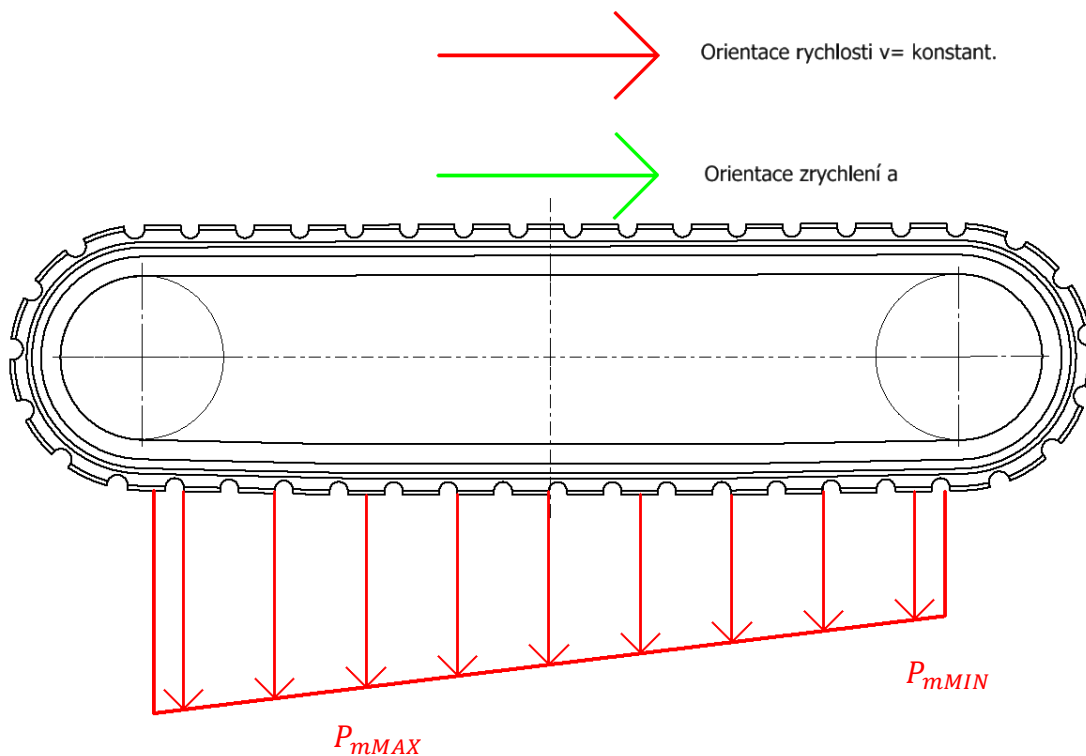
$$P = \frac{F}{S} = [\text{Pa}] \quad (1)$$



Obrázek 2- Rozložení měrného tlaku – pásový podvozek



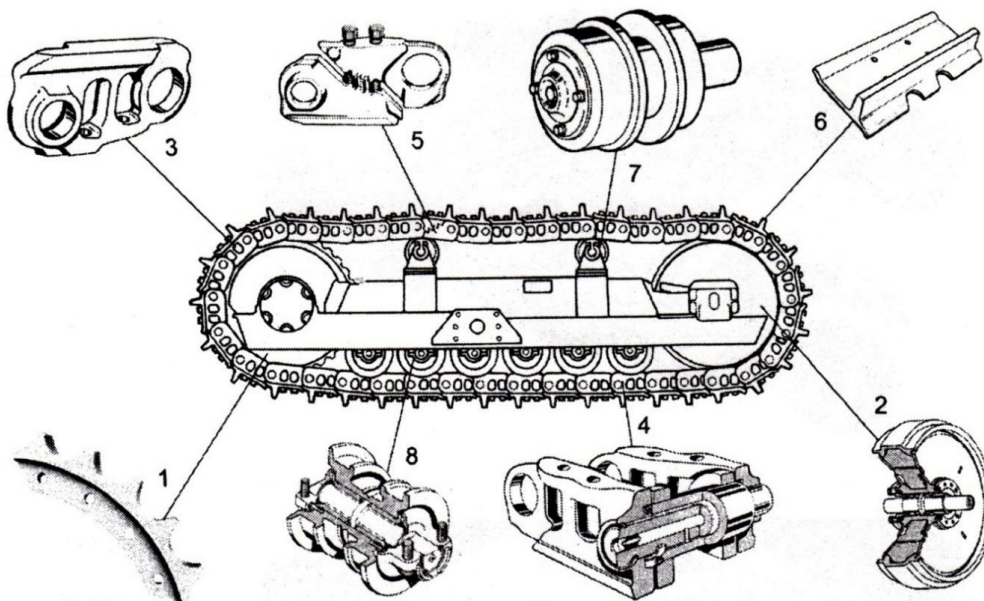
Obrázek 3- Rozložení měrného tlaku – kolový podvozek



Obrázek 4- Rozložení měrného tlaku – pásový podvozek – zrychlení

1.1 POPIS KONSTRUKCE PÁSOVÉHO PODVOZKU

Pásový podvozek je tvořen několika klíčovými součástmi, z nichž každá plní specifickou funkci v rámci celého systému. V této části práce jsou jednotlivé komponenty podvozku popsány a je vysvětleno jaké funkce v celku zastávají.



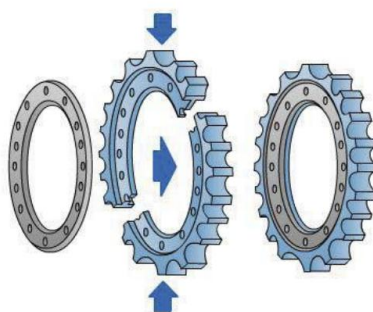
Obrázek 5 - Popis konstrukce pásového podvozku (Flat drive)[2]

Pozice 1 – hnací řetězové kolo

Slouží k přenesení točivého momentu od motoru. Po obvodu má rozmístěny zuby, které uvádí do pohybu články pásů

Při pohybu podvozku dochází ke značnému opotřebení hnacích kol. Starší pásové pohony měly tu nevýhodu, že byly vyrobeny z jednoho kusu materiálu, to mělo za následek, že při poškození, nebo značném opotřebení, muselo být staré hnací kolo odříznuto a muselo být přivařeno nové. Moderní hnací kola jsou vyrobena jako sestava více dílů (obr.5), a proto při opotřebení zubů lze vyměnit pouze ozubený věnec hnacího kola.

Primárně se u hnacích kol volí lichý počet zubů, kvůli zajištění změny kontaktu zub-řetězového kola, při každé otáčce hnacího kola. [3]



Obrázek 6- Věnec hnacího kola [3]

Pozice 2 – vodící kolo

Slouží k vedení pásu, a zároveň nese část váhy podvozku. Z pravidla se jedná o větší hladké kolo s drážkami (viz obr. 6), které zabraňuje pásu sklouznout. Vodící kolo dále realizuje správné napínání a vymezení vůlí na pásu, protože bývá konstrukčně připojeno k napínacímu zařízení. Jako napínací zařízení se obvykle používají hydraulicko-pneumatické systémy nebo stavěcí šrouby. Pružiny u napínacího zařízení slouží k tlumení rázů při pohybu. [3]



Obrázek 7 – Vodící kolo pásového podvozku [4]

Pozice 3 – kovaná lamela

Slouží k zajištění přilnavosti pásů k terénu a zároveň přispívají k lepšímu rozložení zatížení na celou kontaktní plochu pásu, čímž se snižuje tlak na podklad.

Výroba lamely zahrnuje volbu vhodného materiálu, obvykle uhlíkové nebo legované oceli. Poté se materiál vloží do lisovacího zařízení nebo do kovací formy, kde se na něj působí silou, aby získal požadovaný tvar lamely. Tímto procesem dochází ke zvýšení hustoty a pevnosti materiálu, což vede ke zlepšení odolnosti proti opotřebení a nárazům, vlastnostem důležitým pro náročné podmínky provozu. Po vykování je lamela tepelně zpracována kalením a popouštěním, aby se dosáhlo optimální tvrdosti a pružnosti. [5]

Pozice 4 – řetězový článek

Řetězový článek je základní konstrukční složkou řetězových pásů, články jsou spojovány pomocí čepů do celku který tvoří řetěz.

Pozice 5 – koncový přestavitelný článek

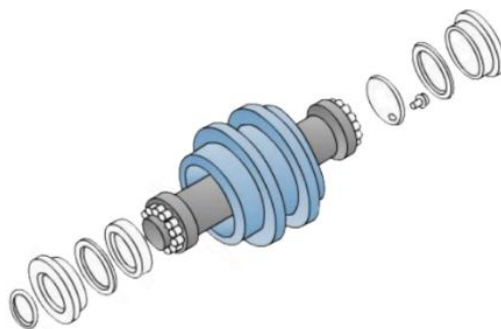
Koncový přestavitelný článek u řetězového pásu má specifickou funkci, která umožňuje měnit napnutí pásu a přizpůsobit tak délku řetězu v závislosti na použití.

Pozice 6 – opěrná deska

Opěrné desky jsou připevňovány na lamely řetězu, zajišťují kontakt s povrchem. Pro zlepšení adheze mají různé tvary, žebra a drážky.

Pozice 7 – podpěrné kladky

Slouží k podepření horní větve pásů a k jejímu vedení. Zabraňují přílišnému prověšení pásů. Zároveň omezují rozkmitání pásů při vyšších rychlostech vozidla. Většinou jsou navrženy jako hladká kola (viz obr. 8). Podpěrné kladky nejsou nezbytnou součástí konstrukčního návrhu každého pásového pohonu. [3]

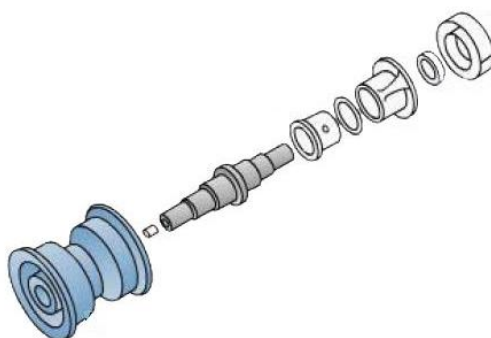


Obrázek 8- Sestava podpěrné kladky [3]

Pozice 8 – nosné kladky

Slouží primárně k rovnoměrnému rozložení váhy na dolní větev pásů. Dále tyto kladky slouží k přenesení horizontálních a vertikálních zatížení z podvozku na terén. Nejčastěji bývají umísťována těsně vedle sebe, ve velkém množství na spodní část podvozku.

Jejich úkolem je udržovat pás v požadované poloze a zajišťovat celkovou stabilitu vozidla. Příkladem sestavy nosné kladky je obr. 9. Povrch pojezdových kol musí být vytvrzen. [3]



Obrázek 9 - Sestava nosné kladky [3]

1.2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH PODVOZKŮ S OHLEDEM NA POUŽITÍ VE STROJÍCH

Pásové podvozky lze podle oblasti použití rozdělit na několik základních typů. Nejčastěji se využívají u zemních, stavebních, lesnických, zemědělských strojů, kde je kladen důraz na vysokou trakci a nízký měrný tlak na půdu.

1.2.1 STAVEBNÍ STROJE

Pásové podvozky jsou široce používány u stavebních strojů, jako jsou dozery, rypadla a nakladače. Poskytují výbornou stabilitu a schopnost překonávat náročný terén. Tyto podvozky jsou navrženy tak, aby zvládaly velkou zátěž a odolávaly tvrdým pracovním podmínkám. Z toho vychází i návrh pásů pro daný typ použití. Pro stavební stroje se používají nejčastěji ocelové pásy. Takové pásy jsou také vybaveny robustním systémem řetězů a čepů, které pomáhají rovnoměrně rozkládat tahové síly na celou plochu pásu.

1.2.2 LESNICKÉ STROJE

Lesnické stroje s pásovými podvozky, například harvestory a vyvážecí traktory, využívají tyto systémy k minimalizaci poškození kořenových systémů v půdě a zajištění stability v terénu s měkkým podkladem, jako jsou podmáčené oblasti nebo svahy.

1.2.3 ZEMĚDĚLSKÉ STROJE

Zemědělské stroje, jako jsou velké traktory nebo sklízecí stroje, jsou vybaveny pásovými podvozky. Tyto podvozky zvyšují mobilitu na vlhkých polích a snižují zhutňování půdy (měrný tlak kladený na půdu je nižší než u kolových podvozků viz Obr. 1, Obr. 2), čímž chrání schopnost rostlin vyklíčit z hloubky na povrch.

2 TYPY PÁSŮ

Pásy jsou klíčovou součástí pohonných systémů pásových podvozků a hrají zásadní roli v efektivitě, stabilitě a terénní průchodnosti strojů. Typicky se pásy dělí na ocelové a gumové a případně jejich kombinace. Každý typ pásů má specifické vlastnosti přizpůsobené pro určité podmínky a druhy zatížení.

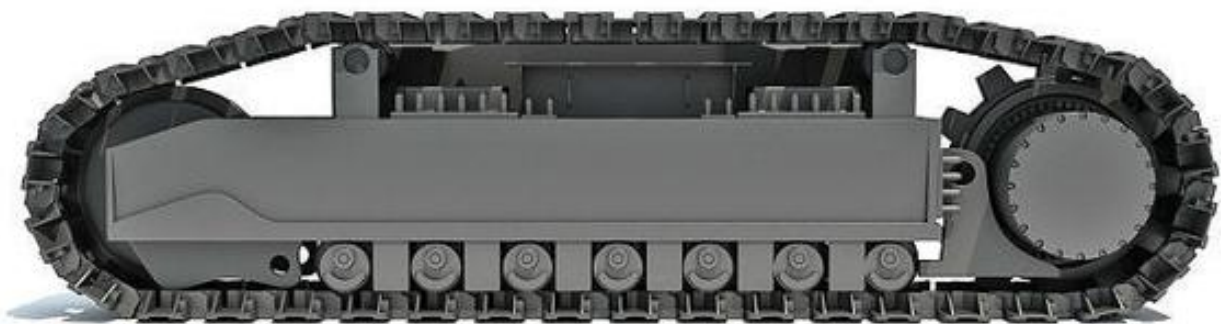
Pásy musí zabezpečit vlastnosti, které zajistí plynulý a bezpečný chod stroje. Výběr pásu pro pásový podvozek závisí na druhu terénu, hmotnosti stroje, prostředí, ve kterém se bude stroj pohybovat a náročnosti na údržbu.

2.1 ŘETĚZOVÉ PÁSŮ

Skládají se z řetězu, který funguje jako nosný element, na který se montují jednotlivé články řetězu viz Obr.10. Články mohou mít různé tvary koncipované za účelem zlepšení adheze, tyto články jsou jednoduše vyměnitelné v případě poškození.

Pohon je realizován pomocí řetězového hnacího kola, které tvoří kontakt pouze s řetězem pásu, z toho důvodu jsou řetězové pásy vhodné pouze pro aplikace s nízkou přepravní rychlostí.

Řetězové pásy jsou vhodné pro použití v těžkém terénu například pro stavební stroje jako jsou rypadla. Hlavními výhodami řetězových pásů je vysoká odolnost, rovněž pak možná výměna jednotlivých poškozených článků pásu. Naopak mezi hlavní nevýhody patří vysoká hmotnost a poškození povrchu zpevněných ploch na nichž je stroj provozován.



Obrázek 10- Pásový podvozek s řetězovým pásem [6]

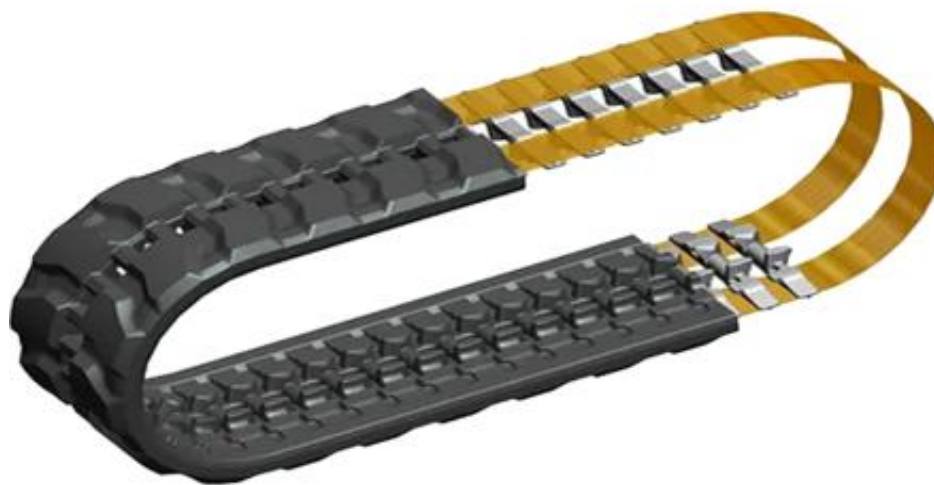
2.2 PÁSY GUMOVÉ

Gumové (pryžové) pásy jsou široce používaným typem pásů, zejména u menších strojů, jako jsou minirypadla, zemědělské stroje nebo komunální technika. Díky své konstrukci poskytují lepší přilnavost, jsou šetrné k povrchům a mají nižší hlučnost oproti ocelovým pásům. Stejně tak jejich hmotnost je výrazně nižší než v případě ocelových pásů.

Vrchní vrstva (běhoun) se skládá ze směsi pryže, která je odolná proti opotřebení a přizpůsobena pro práci na tvrdých površích, jako je asfalt či beton. Povrch běhounu obsahuje drážky a vzory pro zajištění dobré přilnavosti na kluzkých či nerovných površích.

Nosná vrstva (výztuž) gumových pásů je tvořena kovovými nebo syntetickými dráty (např. z oceli nebo kevlaru), které zvyšují pevnost a odolnost proti přetržení. Nosná vrstva zajišťuje rovnoměrné rozložení tahových sil při pohybu stroje.

Vnitřní část pásu (spodní vrstva) obsahuje pryžová "vodítka" nebo drážky, které zapadají do hnacích kol a zabraňují klouzání pásu. Tento systém přesně vymezuje prostor pro hnací a pojezdové kolo mechanismu, čímž se minimalizuje riziko uvolnění nebo sklouznutí pásu při pohybu, viz Obr.11.



Obrázek 11- Gumový pás pro aplikaci na pásové podvozky [7]

2.3 PÁSY HYBRIDNÍ

Hybridní pásy jsou speciálním typem pásového systému, který kombinuje vlastnosti gumových a ocelových pásů, a je navržen pro aplikace, kde je nutné využít výhod obou typů pásů viz Obr. 12. Využívají se často v náročných terénech, kde je potřeba zajistit vyšší odolnost a trvanlivost než u čistě gumových pásů, ale zároveň je důležité minimalizovat poškození povrchu a udržet nízkou hlučnost.

Hybridní pásy mají vrchní část pokrytou pryží, která chrání povrch komunikace před poškozením od ocelového pásu a zároveň výrazně snižuje hluk při provozu. Na rozdíl od čistě gumových pásů obsahují hybridní pásy ocelové články nebo zesílenou ocelovou výztuž, která přidává pevnost a odolnost proti poškození. Tyto kovové články se často nacházejí v hlavních zátěžových bodech pásu, kde plní funkci ochrany proti proříznutí, nebo vniknutí ostrých předmětů do řetězu.

Hlavními výhodami hybridních pásů jsou vyšší únosnost, lepší odolnost proti poškození, srovnatelně tichý provoz s pryžovými pásy. Mezi hlavní nevýhody pak patří vyšší cena složitější údržba z důvodu kombinace materiálů (kontrola opotřebení gumové a ocelové části), vyšší hmotnost a cena než v případě pásů gumových.



Obrázek 12- Hybridní pásy [8]

3 TVARY PÁSOVÝCH TRATÍ S OHLEDEM NA POZICI HNACÍHO KOLA

Tvary pásových tratí se liší v závislosti na konstrukčním řešení podvozku a požadavcích na provozní vlastnosti stroje. Nejčastěji se v praxi uplatňují dvě základní provedení, a to delta podvozek (trojúhelníkový tvar) a plochý tvar pásové tratě.

3.1 DELTA PODVOZEK

(Anglickým názvem *elevated drive sprocket configuration* nebo *triangular track layout*.)

Trojúhelníkový tvar pásové trati má hnací kolo umístěno v horní části pásové trati viz Obr. 13, což vytváří ostrý trojúhelníkový profil obvodu pásového podvozku. Tento design, nazývaný také „high drive“, nabízí lepší schopnost překonávání překážek. Poloha hnacího kola v horní části pásové trati minimalizuje opotřebení a zvyšuje odolnost komponent, a to hlavně proto, že pás není ohýbán v tak ostrých úhlech jako je tomu u plochého tvaru pásové tratě.[9]

Použití trojúhelníkových pásových tratí:

- **Zemědělské stroje:**

Trojúhelníkové pásové podvozky jsou široce používány v zemědělských strojích, jako jsou sklízecí mlátičky, traktory. Zemědělské operace je často nutné provádět na podmáčených a nerovných polích. Stabilita a trakce trojúhelníkového pásového podvozku může poskytnout dobrý jízdní výkon a zajistit tak schopnost stroje operovat i v těchto nepříznivých podmínkách

- **Stavební stroje:**

Na stavbách, jsou trojúhelníkové pásové podvozky široce používány u rypadel, dozerů a nakladačů. Dokáží poskytovat stabilní jízdní vlastnosti a pracovní výkon.

- **Těžba a těžká doprava:**

V oblasti těžby a těžké dopravy je trojúhelníkový pásový podvozek široce používán u velkých rypadel a dopravních prostředků. Dokáže poskytnout vysokou trakci a únosnost což je pro dané použití zásadní.

Celkově vzato je trojúhelníkový pásový podvozek široce používán v zařízeních, která vyžadují stabilní řízení, vysokou trakci a přizpůsobivost hlubšímu terénu pro dobrou světlost podvozku a průchodnost terénem. [10]



Obrázek 13 – John Deere –Delta podvozek [10]

3.2 PLOCHÝ TVAR

(Anglickým názvem *flat track configuration* nebo *low-profile track layout*)

U standardního pásového podvozku (Obr.14) je hnací kolo umístěno ve spodní části podvozku, čímž se pás natáhne téměř horizontálně. Poloha hnacího turasového kola je v zadní části podvozku vůči primárně definovanému směru jízdy, a to z důvodu trakce a způsobu namáhání pásu. Pás má být namáhán na tah nikoliv tlak.

Standardní pásové podvozky jsou častější u strojů, které operují v méně náročných podmínkách, protože poskytuje nižší profil a lepší stabilitu na rovném terénu. Přináší výhodu snížení vibrací a opotřebení díky širší ploše kontaktu s podložím. Plochý tvar pásové tratě se vyznačuje rovnoměrným rozložením hmotnosti po celé ploše pásu, proto je daný typ uspořádání oblíbený zejména u malých stavebních strojů a manipulační techniky, kde je stabilita a efektivní distribuce tlaku klíčová, např. rypadla a nakladače.[11]

Nevýhodou tohoto řešení může být snížená manévrovatelnost a nižší rychlost v porovnání s jinými uspořádáními. Mezi klady naopak patří jednodušší konstrukce, malý zástavbový prostor a nižší hmotnost. Nízký profil pásového podvozku snižuje celkové těžiště stroje což má zásadní vliv na stabilitu celého stroje.



Obrázek 14 – StricklandTracks –Standardní pásový podvozek [12]

4 NÁVRH PÁSOVÉHO PODVOZKU SE ZMĚNOU ŠÍŘKY

Štěpkovače se řadí mezi menší strojní zařízení s hmotností zpravidla v rozmezí 1–2 tun. Pro tyto aplikace se využívají menší pásové podvozky vybavené pryžovými pásy, které nabízejí řadu výhod. Pryžové pásy jsou podstatně lehčí než jejich řetězové protějšky, což přispívá ke snížení celkové hmotnosti stroje. Další výhodou je jejich tichý provoz a schopnost účinně tlumit vibrace, což zvyšuje komfort obsluhy a minimalizuje hluk při práci. Navíc pryžové pásy způsobují méně škod na povrchu, což je zásadní při využití v městských oblastech, kde je potřeba zabránit poškození povrchů, jako je například dlažba.

Pohyb pásových podvozků je zajišťován hydraulickým systémem pomocí rotačních hydromotorů. Tato konfigurace je výhodná, protože hydraulický systém se v konstrukci štěpkovače používá i v dalších konstrukčních uzlech, například pro pohon podávacích válců. Při návrhu pásového podvozku je nutné klást důraz na minimalizaci hmotnosti a jednoduchost konstrukce. Zásadní je také zajistit maximální použitelnost systému. Použitelnost stroje ovlivňují tyto parametry podvozku:

- možnost změny rozchodu pásů pro manipulaci v úzkých prostorech
- schopnost udržení stability stroje při náklonu
- naklonění nadstavby štěpkovače pro vyrovnání sklonu svahu

4.1 MOŽNÁ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÝCH PODVOZKŮ

Pásové podvozky mohou být navrhovány v různých konstrukčních koncepcích v závislosti na požadavcích konkrétní aplikace a provozních podmínkách. Mezi nejběžnější varianty patří pevné podvozky, podvozky se změnou šířky rozchodu pásů, naklápěcí podvozky a kombinovaná řešení umožňující zároveň změnu výšky i šířky. Každé z těchto řešení nabízí specifické výhody, ať už z hlediska mobility stroje, jízdní stability a schopnosti adaptace terénu.

4.1.1 PÁSOVÉ PODVOZKY PEVNÉ

Pásové podvozky s pevnou konstrukcí představují nejjednodušší koncepční řešení, které však postrádá výhody složitějších typů podvozků. Tento typ podvozku se skládá z pevného rámu, který je přímo spojen s nástavbou stroje (obr. 15). Pohon je zajištěn rotačními hydromotory, které jsou umístěny na každé straně podvozku v nosnících. Výhodou pevné konstrukce je snadná údržba, protože servis zahrnuje především pravidelnou kontrolu a údržbu pohonného ústrojí. Dalším přínosem je nižší cena konstrukce ve srovnání s pokročilejšími systémy, které vyžadují složitější montážní prvky a mechanismy pro změnu rozchodu nebo přizpůsobení terénu.



Obrázek 15- Pásový podvozek pevný – Laski LS160DW TRACK M [13]

4.1.2 PÁSOVÉ PODVOZKY SE ZMĚNOU ROZCHODU PÁSŮ

Pásový podvozek s možnou změnou šířky rozchodu pásů představují konstrukčně náročnější, ale běžně využívaný typ podvozku, který nabízí řadu výhod, například snadnější přepravu stroje, vyšší stabilitu a snadnou manipulaci ve stísněných prostorech viz Obr. 16. Tyto konstrukce jsou však finančně nákladnější a jejich údržba zahrnuje pravidelnou kontrolu přímočarých hydromotorů určených pro změnu rozchodu podvozku, kluzných segmentů a rozsáhlejšího hydraulického obvodu, který je kromě pohonu samotného pojezdu navržen i pro změnu šířky rozchodu pásů.



Obrázek 16 - Pásový podvozek se změnou šířky rozchodu HS Marine

Pro práci ve svazích byl navržen mechanismus umožňující naklápění nástavby štěpkovače směrem na pravou stranu, přičemž tento náklon zajišťuje rotace základny okolo čepu viz Obr 17. Pohon naklápěcího mechanismu je realizován přímým hydromotorem. Naklápěcí rám podvozku pak umožňuje dosažení maximální svahové dostupnosti stroje až do úhlu 20°. [14] Výhoda daného mechanismu je ta že, pásy v případě práce ve svahu jsou v kontaktu s podložkou stále celou plochou.



Obrázek 17 - Mechanismus naklápění nástavby [14]

4.1.3 PÁSOVÉ PODVOZKY NAKLÁPĚCÍ

Pásové podvozky s možností naklápění představují konstrukčně unikátní řešení. Tento systém je na trhu štěpkovačů nabízen pouze společností Först. Podvozek je navržen tak, že jeho ramena jsou připojena přímo k rámu štěpkovače a s využitím mechanismu obsahujícího přímočaré hydromotory umožňují nejen změnu rozchodu pásů, ale také regulaci světlé výšky stroje a možnost naklonění rámu viz Obr. 18. To umožňuje efektivní práci i ve strmých svazích o sklonu až 35°. [15]

Naklápěcí podvozek je méně náročný na údržbu než typy s kluznými segmenty, které mohou být náchylné k zanášení mokřými nečistotami, což může vést k povrchové korozi a následnému zhoršení funkčnosti mechanismu změny rozchodu. U naklápěcího podvozku je pohyblivý mechanismus umístěn dostatečně vysoko na to, aby k němu nečistoty nedostaly.



Obrázek 18- FÖRST XR8D [15]

Nevýhodou zmiňované konstrukce je snižující se kontaktní plocha pásů v případě naklonění stroje při práci ve svahu. Pás je odkloněn od svahu a neopírá se celou plochou o podložku, což může mít za následek snížení trakce nebo ztráty jízdní stability stroje.

4.1.4 PÁSOVÝ PODVOZEK SE ZMĚNOU VÝŠKY I ŠÍŘKY

Tento typ pásového podvozku představuje kombinaci naklápěcího podvozku a podvozku se změnou šířky rozchodu pásů. Tento koncept, nabízený na trhu štěpkovačů exkluzivně společností GreenMech,s.r.o. (Obr. 19), využívá přímočaré hydromotory pro regulaci šířky rozchodu pásů a zároveň světlé výšky podvozku. Díky nezávislosti výsuvných částí mostu je možný samostatný výsuv jednoho nosníku pásu, což umožňuje efektivní vyrovnání stroje do roviny při práci ve svahovitém terénu.

Mezi hlavní nevýhody patří velký zástavbový prostor, kvůli konstrukci rámu pro výsuvné mostové části. Stejně jako u podvozku od firmy Först je nevýhodou snižující se kontaktní plocha pásu v případě naklonění stroje při práci ve svahu.

Dané konstrukční řešení je jednodušší a zastává velmi podobné schopnosti jako konstrukčně náročnější naklápěcí podvozek od firmy Först. Daný podvozek bude méně náročný na servis díky jednoduchosti mechanismu.



Obrázek 19 – Štěpkovač Greenmech EVO 205D SURE-Track [16]

Konstrukce „Sure track“ zajišťuje bezpečnou práci v náročném terénu, a to díky implementaci přímočarého hydromotoru, který umožňuje náklon, a tudíž i vyrovnání základny stroje. Jednotlivé nosníky pásu jsou poté naklápěcí, což má velký přínos ve schopnosti adaptovat se terénu, zlepšit jízdní vlastnosti a maximalizovat adhezi v náročných podmínkách viz Obr. 20.



Obrázek 20 – Greenmech pásový podvozek Sure track [17]

4.2 ZVOLENÝ KONCEPČNÍ NÁVRH

Pro vlastní návrh středové části pásového podvozku jsem zvolil variantu se změnou šířky viz. kapitola 4.1.2. Návrh bude obsahovat zjednodušený statický výpočet a kontrolu pomocí MKP, návrh přímočarých hydromotorů pro změnu šířky, rotačních hydromotorů pro pohon, hydrogenerátorů a kluzných plastů pro výsuv ramen podvozku.

4.2.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Dle zadání práce a požadavků firmy pro aplikaci na štěpkovači musí podvozek splňovat předem dané parametry, týkající se nosnosti podvozku, konstrukčních rozměrů a pojzdové rychlosti.

Požadavky na konstrukci podvozku:

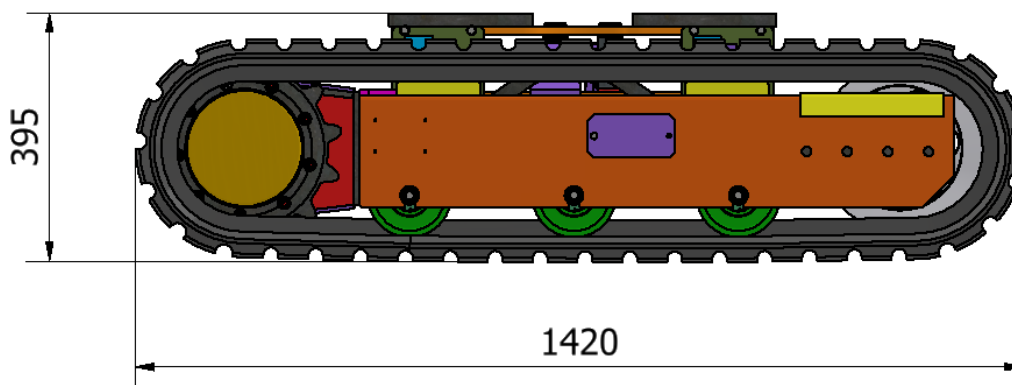
- Nosnost podvozku pro nástavby štěpkovače do 1300 kg
- Celková hmotnost štěpkovače do 1800 kg
- Pojzdová rychlost max 4 km/h
- Minimální požadovaná šířka podvozku pro transport je 1100 mm (výsuvné části mostu jsou plně zasunuty v rámu)
- Maximální požadovaná šířka podvozku pro transport je 1400 mm (výsuvné části mostu jsou plně zasunuty v rámu)

4.2.2 HLAVNÍ ROZMĚRY NAVRŽENÉHO PODVOZKU

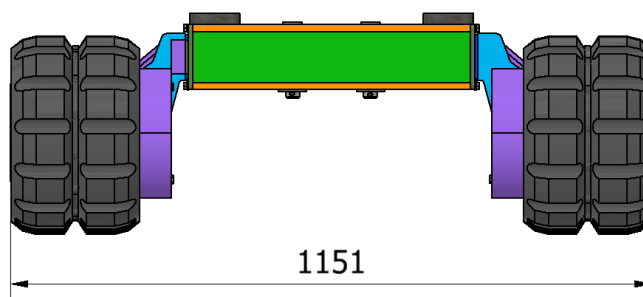
V této podkapitole jsou detailně rozebrány hlavní rozměry navrženého pásového podvozku Obr. 21. Bylo ověřeno splnění vstupních požadavků na maximální transportní

rozměry podvozku ve stavu, kdy jsou výsuvné části mostu zcela zasunuty do rámu, přičemž tyto požadavky byly konstrukčně splněny.

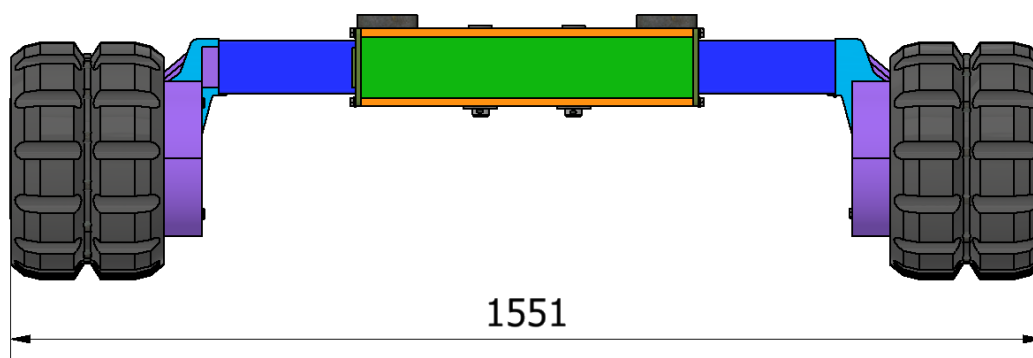
Obr. 22 a Obr. 23 znázorňuje, že rozdíl mezi minimální a maximální šířkou podvozku činí 400 mm. Tato skutečnost je dána tím, že zdvih každého z přímočarých hydromotorů určených pro změnu šířky rozchodu pásů činí 200 mm.



Obrázek 21 – Hlavní rozměry podvozku – bokorys



Obrázek 22 - Hlavní rozměry podvozku – nárys



Obrázek 23 - Hlavní rozměry podvozku – nárys (vysunutý stav)

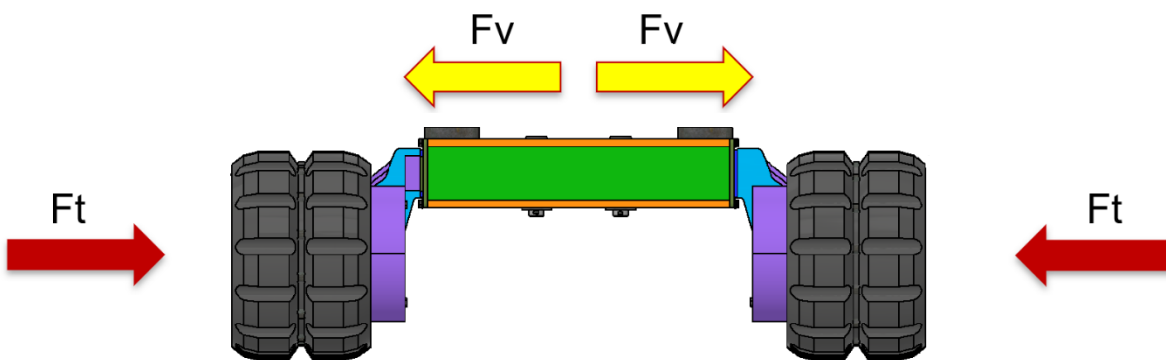
4.2.3 MECHANISMUS VÝSUVU PÁSŮ

Mechanismus výsuvu je realizovaný dvojicí přímočarých hydromotorů uložených na čepích v rámu podvozku. Zmiňované hydromotory jsou zapojeny na jednom hydraulickém okruhu, tudíž výsuv mostových částí probíhá vždy společně. V případě, že na jeden nosník

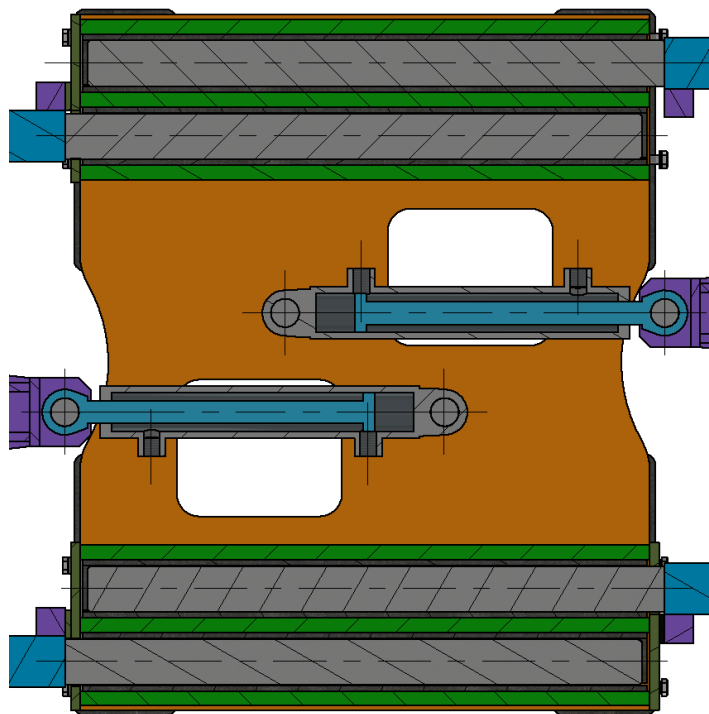
pásu je kladený vyšší odpor například od terénu, vysune se prvně nosník, na který je kladený menší odpor a následně druhý s vyšším odporem, tato vlastnost je dána druhem zapojení hydraulického obvodu.

Z Obr. 25 je patrné, že se jedná o svařovanou sestavu rámu s přepážkami, které tvoří vedení mostových částí. Všechny plochy tvořící vedení pro výsuvné části mostu jsou v rámu vyloženy kluznými plasty pro minimalizaci odporů při výsuvu. Změna šířky probíhá během jízdy v nízkých rychlostech, díky tomu dochází k menšímu opotřebení pásů a nižším odporovým silám.

Výpočet sil odpovídající rozboru sil na výsuvný mechanismus podvozku viz Obr. 24 je podrobně řešen v kapitole – Silové a výkonové výpočty 5.3.



Obrázek 24 - Rozbor sil na mechanismus výsuvu



Obrázek 25 - Řez mechanismem výsuvu

5 ROZMĚROVÉ, SILOVÉ A VÝKONOVÉ VÝPOČTY

Tato kapitola je zaměřena na výpočtové ověření parametrů navrženého systému. Konkrétně jsou řešeny výpočty sil působících na přímočaré hydromotory zajišťující výsuv nosníků pásů, posouzení vzpěrné stability těchto hydromotorů, stanovení požadované napínací síly pásů a návrh hydraulického systému společně s výpočtem průtoků hydraulické kapaliny v rotačních hydromotorech sloužících k pohonu podvozku.

5.1 VÝPOČET NAPÍNACÍ SÍLY PÁSŮ

Pásy strojů pro zemní práce je nutno náležitě vypnout pomocí mechanického nebo hydraulického ústrojí, aby byl zajištěn správný záběr pásu s hnacími koly a nedocházelo k případnému spadávání pásů, nebo k jejich nadměrnému vytahování vlivem příliš velkého předpětí. Napínání umožňuje vymezení vůlí, které vznikají v důsledku opotřebení pásu.

Je účelné, provádí-li se napínání pásů pružinou. Odpružením vodící kladky se předchází případnému přetížení pásu. K přetížení pásu může dojít, dostane-li se mezi pás a kladky nebo řetězové kolo kámen, nebo dojde-li k usazení a zatvrdnutí zeminy v zubních mezerách řetězového kola.

Vyšetření napínací síly provádíme pro případy zrychlených (zpožděných) pohybů stroje na rovině, jakož i rovnoměrných a zrychlených (zpožděných) pohybů stroje na svahu, přičemž extrémní síly v napínacím ústrojí nastávají při ztrátě stability nebo při prokluzu pásů.

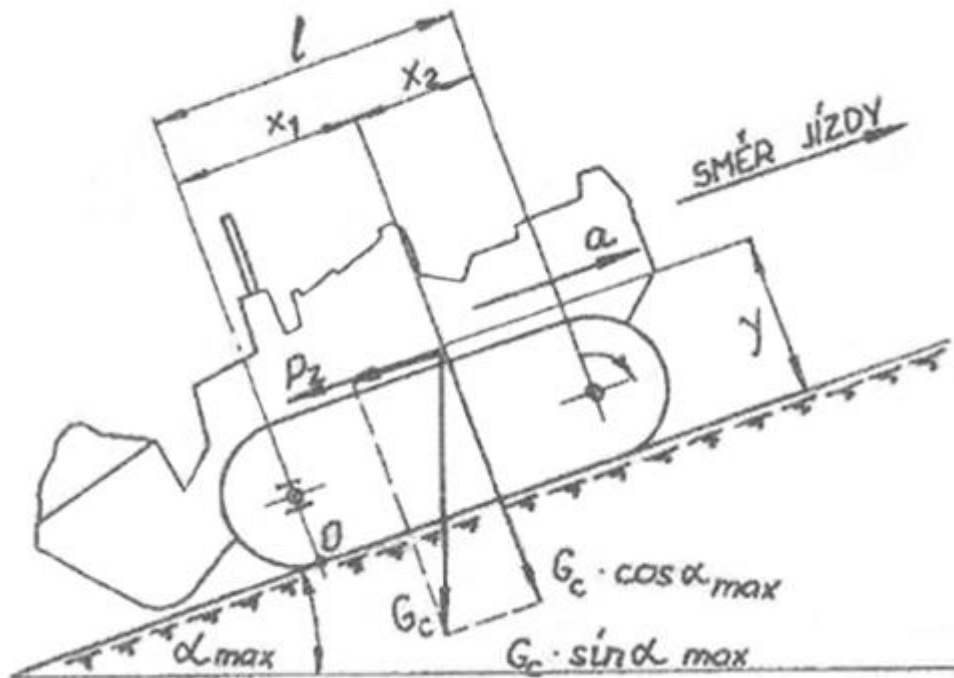
Napínací síla je rovna součtu sil v horní a dolní větvi pásu na napínací (vodící) kladce. Maximum této síly nastává při couvání (jízdě hnacím řetězovým kolem vpředu) stroje do stoupání (Obr. 26). Je zřejmé, že maximální silový účinek pásu na vodící kladku je přímo úměrný celkovému maximálnímu zatížení stroje a největší hnací síle (přenosu sil mezi pásem a půdou). [18]

$$G_c = F_g = m \cdot g = 1800 \cdot 9,81 = 17658 \text{ N} \quad (2)$$

kde:

- m maximální hmotnost štěpkovače, $m = 1800 \text{ kg}$
- g gravitační zrychlení
- x_1 poloha těžiště stroje v ose x , $x_1 = 0,418 \text{ m}$
- y poloha těžiště stroje v ose y , $y = 0,536 \text{ m}$
- α_{max} úhel stoupání svahu, $\alpha_{max} = 20^\circ$

Vzorce pro výpočet dle citované literatury: Stroje pro zemní práce [18]



Obrázek 26 – Výpočet napínací síly při jízdě do svahu [18]

Výpočet maximálního možného zrychlení

$$a_{max} = g \cdot \left(\frac{x_1}{y} \cdot \cos \alpha_{max} - \sin \alpha_{max} \right) = 9,81 \cdot \left(\frac{0,419}{0,8} \cdot \cos 20^\circ - \sin 20^\circ \right) = 1,473 \frac{m}{s^2} \quad (3)$$

Tah v dolní větvi pásu

$$Z_2 = \frac{G_c}{2} \cdot \left(\frac{a_{max}}{g} + \sin \alpha_{max} \right) = \frac{17658}{2} \cdot \left(\frac{1,473}{9,81} + \sin 20^\circ \right) = 4345,4 N \quad (4)$$

Potřebná napínací síla

$$F_{nap} = G_c \cdot \left(\frac{a_{max}}{g} + \sin \alpha_{max} \right) = 17658 \cdot \left(\frac{1,473}{9,81} + \sin 20^\circ \right) = 8690,8 N \quad (5)$$

Na základě výpočtů byla stanovena optimální napínací síla pásů, na kterou by měly být předepnuty. Toto předepnutí je nutné pravidelně kontrolovat, aby bylo zajištěno správné fungování a spolehlivý provoz pásového podvozku. Správné předepnutí pásů je klíčové zejména s ohledem na možnost změny šířky podvozku. V případě nedostatečného nebo nesprávného předepnutí by mohlo při změně šířky podvozku dojít ke svlečení pásu z nosníku, což by vyžadovalo servisní zásah k jeho opětovnému nasazení a obnovení provozuschopnosti stroje.

5.2 NÁVRH PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ PRO ZMĚNU ŠÍŘKY PODVOZKU.

V této kapitole byl proveden výběr vhodného přímočarého hydromotoru, následně byla vypočtena jeho síla při začlenění do navrženého hydraulického systému. Výpočet sloužil k ověření, zda bude vyvinutá síla dostatečná pro zajištění výsuvu nosníků pásů i za náročnějších terénních podmínek.

5.2.1 TECHNICKÝ POPIS

Přímočarý hydromotor ZH2 (Obr. 27) je prvek, který přeměňuje tlakovou energii na energii mechanickou – axiální sílu pístní tyče v obou směrech. Svou konstrukcí nevyžadují zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Pro bezporuchovou a bezpečnou funkci je nutno řídit se provozními a technickými podmínkami. Hydromotor ZH2 je sestaven z trubky s přesně opracovaným vnitřním průměrem v toleranci H8. Na ní jsou navařeny připojovací hrdla pro vstup tlakového oleje s vnitřním závitem a zátky společně s pevným okem válce. Oko válce i oko pístní tyče je standardně osazeno kloubovým ložiskem. Víko pro vedení pístní tyče spolu s těsnicími prvky je našroubováno do trubky pláště válce. Na broušené – leštěné a chromované pístní tyči rozměrové tolerance f7 je z jedné strany navařeno závěsné oko, druhý konec tyče je osazen pístem. [19]

5.2.2 PROVOZNÍ PODMÍNKY

Provozní podmínky stanovují konstrukční limity a požadavky na typy hydraulických kapalin vhodných pro daný přímočarý hydromotor. Při návrhu hydraulického systému byl výběr hydraulického oleje proveden s ohledem na tyto podmínky, aby byla zajištěna spolehlivá funkce a dlouhodobá životnost zařízení.

Tabulka 1 - Provozní podmínky

Provozní podmínky	
Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	min. 40 μm , doporučujeme 25 μm
Teplotní rozsah kapaliny	kapaliny -20 °C ÷ +80 °C
Teplotní rozsah okolí	okolí -20 °C ÷ +70 °C
Klimatická odolnost	mírné klima WT
Jmenovitý tlak	20 MPa
Maximální tlak	25 MPa
Zkušební tlak	32 MPa
Pracovní rychlost	maximální 0,5 m/s
Hodnota odolnosti pístní tyče v solné komoře dle ISO 4540	120 hodin

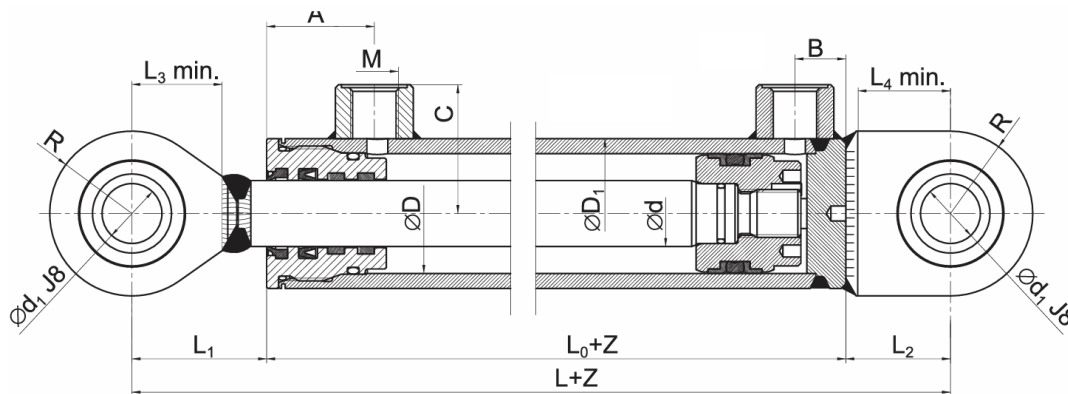
5.2.3 ZVOLENÝ PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Pro aplikaci na podvozku štěpkovače jsem zvolil přímočarý hydromotor firmy Hydraulics s.r.o. s označením dle katalogu viz vzor.

Tabulka 2- Vzor označení

Vzor označení
HYDRAULICS SLOPNÉ
ZH1 D / d x Z R / K
MAX. PROVOZNÍ TLAK
VÝROBNÍ ČÍSLO

- R/K – Přívod hydraulické kapaliny (R–v rovině uložení hydromotoru, K–kolmo k rovině uložení)
- Z – zdvih přímočarého hydromotoru



Obrázek 27- Schéma rozměrů přímočarého hydromotoru [20]

Tabulka 3- Použitý přímočarý hydromotor

Zvolený hydromotor
HYDRAULICS SLOPNÉ
ZH2 45 / 25 x 200 R
25 MPa
VÝROBNÍ ČÍSLO

5.2.4 VÝPOČET SÍLY PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ PRO ZMĚNU ŠÍŘKY PODVOZKU.

Při výpočtu síly působící v přímočarých hydromotorech je nutné vycházet z konstrukčních rozměrů zvoleného hydromotoru a parametrů hydraulického systému, zejména provozního tlaku generovaného hydrogenerátorem. V rámci návrhu pásového podvozku se vychází ze skutečnosti, že stroj je osazen dvěma hydrogenerátory, které zajišťují pohon hydraulických podávacích válců, pojezdu podvozku a změny jeho šířky. Uvažované hydrogenerátory pracují s provozním tlakem 170 bar.

Při návrhu podvozku se změnou šířky je klíčové ověřit, zda je generovaná síla přímočarých hydromotorů dostatečná k překonání odporu při změně rozchodu pásů. Tato kontrola bude provedena výpočtem, přičemž se zjednodušeně předpokládá rovnoměrné rozložení hmotnosti stroje – tedy že těžiště se nachází ve středu konstrukce. Výpočet bude zahrnovat stanovení síly připadající na jeden z nosníků pásového podvozku, která bude následně vynásobena součinitelem tření pro zjištění třecí síly, která bude pro daný pohyb odporem.

Výpočet ploch, na které působí hydraulický olej

$$S_V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} = 0,00159 \text{ m}^2 \quad (6)$$

$$S_Z = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,045^2 - 0,025^2)}{4} = 0,0011 \text{ m}^2 \quad (7)$$

Výpočet síly hydromotorů při výsuvu a při zpětném zdvihu

$$F_V = P \cdot S_V = 17 \cdot 10^6 \cdot 0,00159 = 27030 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_Z = P \cdot S_Z = 17 \cdot 10^6 \cdot 0,0011 = 18700 \text{ N} \quad (9)$$

kde:

- D [m].....vnitřní průměr hydraulického válce $D = 45 \text{ mm}$
- d [m].....průměr pístní tyče $d = 25 \text{ mm}$
- P [Pa].....tlak v hydraulickém systému $P = 170 \text{ bar} = 17 \text{ MPa}$
- S_V [m^2]plocha na kterou působí tlak při vysouvání PČH
- S_Z [m^2]plocha na kterou působí tlak při zasouvání PČH
- F_V [N].....síla PČH při vysouvání
- F_Z [N].....síla PČH při zasouvání

Tabulka 4 - Součinitele smykového tření [21]

Součinitele smykového tření	
Materiály	Statický
Pryž na betonu	0,7-0,8
Pryž na dlažbě	0,6-0,7
Pryž na mokřem asfaltu	0,2-0,5
Pryž na suchém asfaltu	0,55

Výpočet síly působící na podvozek

$$F_g = m \cdot g = 1800 \cdot 9,81 = 17658 \text{ N} \quad (10)$$

Výpočet normálové síly působící na jeden nosník pásů

$$F_{1N} = \frac{F_g}{2} = \frac{17658}{2} = 8829 \text{ N} \quad (11)$$

Výpočet třecí síly na ideálně rovném betonovém podkladu viz Tab. 4

$$F_T = N \cdot f = F_{1P} \cdot f = 8829 \cdot 0,8 = 7063,2 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_T \ll F_Z/F_V$$

kde:

- F_{1N} [N] normálová síla působící na jeden nosník pásu
- F_T [N] třecí síla na betonovém podkladu
- f [/] koeficient tření

Pro kontrolní výpočet byla zvolena síla působící při zasouvání nosníků pásu zpět do rámu, jelikož tato síla je menší než síla potřebná pro jejich vysunutí. Rozdíl mezi těmito silami je způsoben geometrií hydraulického válce, konkrétně poměrem ploch, na něž hydraulický olej působí při zasouvání a vysouvání.

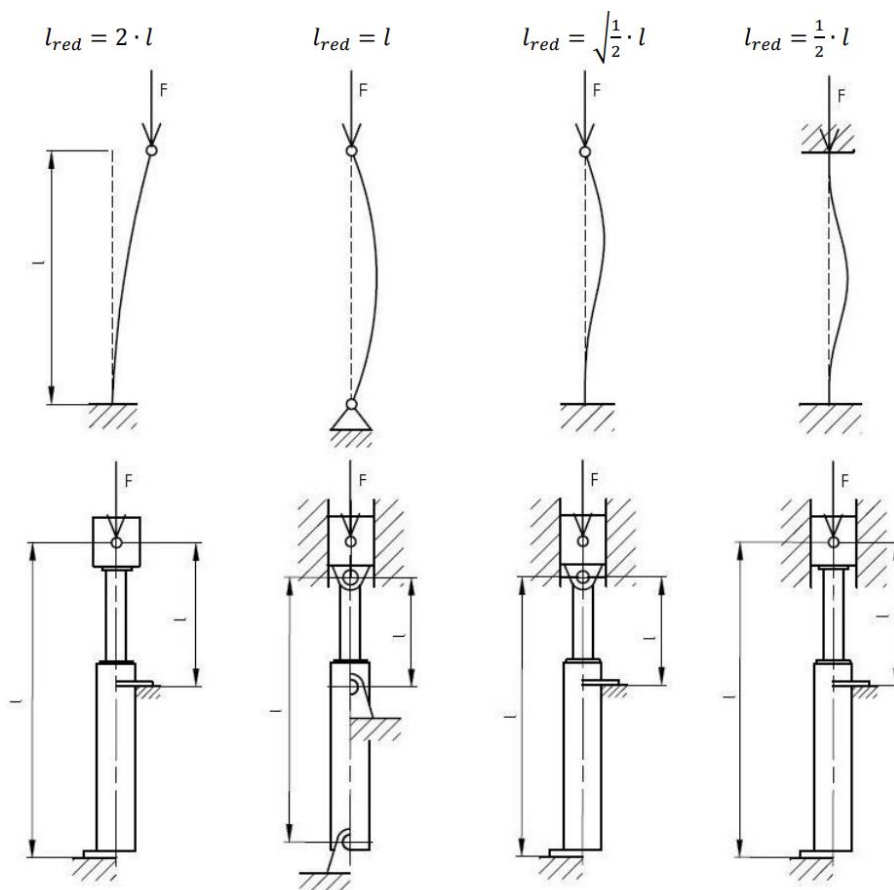
Při stanovení odporu smykového tření byl použit součinitel tření mezi pryží a betonem, který byl vybrán na základě tabulkových hodnot jako nejkonzervativnější varianta. Tento podklad představuje nejvyšší předpokládaný odpor tření, se kterým se štěpkovač pravděpodobně setká při provozu.

Výpočtem bylo ověřeno, že síla generovaná hydromotory je dostatečná pro požadovanou změnu šířky podvozku. Velikost této síly byla záměrně naddimenzována s ohledem na provoz stroje v nerovném terénu, kde lze očekávat zvýšený odpor proti vysunutí nosníků.

5.3 KONTROLA PÍSTNÍ TYČE KE MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

Pístní tyč dokáže přenášet pouze tahové a tlakové zatížení. Při velkém vysunutí a tlakovém zatížení může nastat vybočení z přímé osy a tehdy se prostý tlak změní na kombinaci tlaku a ohybu.

Eulerova teorie, podle níž se řídí výpočet, je podmíněna několika předpoklady. Pístní tyč uvažujeme jako přímý štíhlý prut konstantního průřezu. Prut zatěžujeme pouze osovými silami. Materiál prutu uvažujeme jako lineárně elastický, homogenní a izotropní. Tj. po dobu zatěžování platí Hookův zákon, materiál má v celém svém objemu stejné fyzikální vlastnosti a vykazuje stejné vlastnosti ve všech směrech. Dále uvažujeme pouze malé deformace bezprostředně po překročení $F = F_{krit}$. Z výsledných vnitřních účinků zanedbáme posouvající sílu a normálovou sílu, protože po vybočení prutu je podstatnou deformací pouze ohyb. Výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu vzpěrné stability byl proveden dle literatury [22]



Obrázek 28 – Redukovaná délka prutu [22]

Pro případ uložení přímočarých hydromotorů v rámu podvozku je redukovaná délka rovna délce zdvihu $l_{red} = l$ viz Obr. 28, dále pro výpočet vynásobím sílu F koeficientem 2, protože je předpokládán provoz podvozku v terénních podmínkách.

$$F_p = F \cdot K = 7063,2 \cdot 2 = 14\,126,4 \text{ N} \quad (13)$$

Štíhlostní poměr λ

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S}{J_y}} = 0,2 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 0,025^4}{64}}} = 32 [-] \quad (14)$$

Kritický štíhlostní poměr λ_{krit}

$$\lambda_{krit} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210 \cdot 10^9}{440 \cdot 10^6}} = 68,63 [-] \quad (15)$$

Kritická síla F_{krit}

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{l_{red}} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^4}{64}}{0,2} = 198\,709 \text{ N} \quad (16)$$

$\lambda < \lambda_{krit}$ – nacházíme se v oblasti nepružného vzpěru

Výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu vzpěrné stability

$$k = \frac{F_{krit}}{F_p} = \frac{198\,709}{14\,126,4} = 14,07 [-] \quad (17)$$

kde:

- l_{red} [m].....redukována délka $l = l_{red} = 200\,mm$
- S [m²].....plocha písní tyče
- Re [Pa].....mez kluzu materiálu písní tyče $Re = 440\,MPa$
- J_y [m⁴].....kvadratický moment k ose y
- E [Pa].....Youngův modul pružnosti $E = 210\,GPa$
- F_p [N].....odporová síla působící na PČH vynásobená koeficientem K

Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability vyšla poměrně vysoká $k = 14,07$ a to z důvodu uložení, které neovlivnilo redukovanou délku l_{red} . Taktéž měla na výsledek velký vliv malá délka písní tyče.

5.4 NÁVRH ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ

Pro pohon pásového podvozku byl zvolen axiální pístový hydromotor od firmy LKC Hydraulics s označením LTM02BD a parametry dle Tab. 5 [23]. Jedná se o hydromotor dimenzovaný pro stroje o celkové hmotnosti do 1,8 t, což je v daném případě vyhovující.

Tabulka 5- Parametry rotačního hydromotoru

Parametry pístového axiálního hydromotoru LTM02BD – LKC Hydraulics			
Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
Q_{max}	20	l/min	Hodnota maximálního průtoku
i	1:37	/	Převodový poměr
Mk_{max}	1500	Nm	Maximální kroutící moment
P_d	10,5	ml	Piston Displacement – objem na jednu otáčku

Maximální otáčky hydromotoru

$$n_{max} = \frac{Q_{max}}{P_d} = \frac{20}{0,0105} = 1905\,min^{-1} \quad (18)$$

Přepočet otáček na výstupu

$$n_v = \frac{n_{max}}{i} = \frac{1905}{37} = 51,5\,min^{-1} \quad (19)$$

Výpočet maximální dosažitelné rychlosti

$$\omega = 2\pi \cdot n_p = 2\pi \cdot 0,858 = 5,39 \text{ rad/s} \quad (20)$$

$$v_{max} = r \cdot \omega = 0,1775 \cdot 5,39 = 0,957 \text{ m/s} = 3,44 \text{ km/h} \quad (21)$$

Geometrický objem hydromotoru

$$V_{o1} = \frac{Q_{max}}{n_{max}} = \frac{20}{51,5} = 0,388 \text{ l} \quad (22)$$

Výpočet průtoku

$$Q_{max} = n_{max} \cdot V_{o1} = 51,5 \cdot 0,388 = 19,98 \text{ l/min} \quad (23)$$

Celkový požadovaný průtok

$$Q_p = Q_{max} \cdot i_m = 20 \cdot 2 = 40 \text{ l/min} \quad (24)$$

kde:

- Q_{max} [l/min] maximální průtok hydromotorem, $Q_{max} = 20 \text{ l/min}$
- P_d [ml] piston displacement, $P_d = ml$
- n_{max} [min^{-1}] .. maximální otáčky hydromotoru
- r [m] poloměr turasu, $r = 0,1775 \text{ m}$
- i [-] převodový poměr hydromotoru, $i = 37$
- ω [rad/s] úhlová rychlost
- V_{o1} [l] geometrický objem
- i_m [-] počet rotačních hydromotorů v podvozku, $i_m = 2$

Motor bude provozován při maximálních otáčkách, které vyžadují průtok hydraulické kapaliny 20 l/min. Vzhledem k tomu, že podvozek je osazen dvojicí hydromotorů, přičemž každý je umístěn v jednom z nosníků pásů, je celkový požadovaný průtok hydraulického oleje dvojnásobný, tedy 40 l/min.

Maximální dosažitelná rychlost pásového podvozku na rovině je $v_{max} = 3,44 \text{ km/h}$, tato rychlost splňuje požadavek ze zadání práce (max. rychlost do 4 km/h).

5.5 NÁVRH ZUBOVÝCH HYDROGENERÁTORŮ

Nástavba štěpkovače je vybavena dvojicí zubových hydrogenerátorů, které zajišťují napájení hydraulického systému. Tyto hydrogenerátory slouží k pohonu hydraulických podávacích válců, ovládání přímočarých hydromotorů určených pro změnu šířky rozchodu pásů a v neposlední řadě k pohonu podvozku prostřednictvím rotačních hydromotorů. Byly zvoleny zubové hydrogenerátory od firmy Oleodinamica Vivolo s.r.l. s označením XP101 [24].

Oba hydrogenerátory disponují geometrickým objemem $V_{o1H} = 7,8 \text{ cm}^3$. Jsou připojeny přímým řemenovým převodem 1:1 na hřídel spalovacího motoru pohánějícího

nástavbu štěpkovače. Jeho jmenovité otáčky, a tudíž i otáčky hydrogenerátorů činí $n_{H1} = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Parametry Hydrogenerátoru Vivoil XP101:

$$V_{01H} = 7,8 \text{ cm}^3$$

$$n_H = 3000 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet průtoku hydrogenerátorem

$$Q_{1H} = V_{01H} \cdot n_H = 7,8 \cdot 3000 = 23400 \text{ cm}^3/\text{min} = 23,4 \text{ l/min} \quad (25)$$

Celkový průtok v paralelním zapojení hydrogenerátorů

$$Q_c = Q_{1H} \cdot i_H = 23,4 \cdot 2 = 46,8 \text{ l/min} \quad (26)$$

kde:

- $Q_{1H} [\text{l/min}]$ maximální průtok hydrogenerátorem
- $V_{01H} [\text{cm}^3]$ geometrický objem hydrogenerátoru, $V_{01H} = 7,8 \text{ cm}^3$
- $n_H [\text{min}^{-1}]$ otáčky hydrogenerátorů, $n_H = 3000 \text{ min}^{-1}$
- $i_H [-]$ počet zubových hydrogenerátorů v obvodu, $i_H = 2$

Při použití daných dvou zubových generátorů bude vypočtený průtok Q_c v paralelním zapojení určeném pro jízdu podvozku dostatečný pro pohon hydraulického pojezdu podvozku a možnost současné změny šířky při jízdě v nízkých rychlostech.

5.6 POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO OBVODU

Zubový hydrogenerátor G2 zásobuje ve výchozí poloze rozvaděče R1 hydraulické válce zajišťující podávání materiálu do řezacího ústrojí stroje. Průtok tlakové kapaliny je regulován třicestným škrťicím ventilem, který umožňuje plynulé nastavení rychlosti pohybu těchto válců. Za regulátorem průtoku je umístěn čtyřcestný třípolohový rozvaděč R3, sloužící k přímému ovládní jejich pohybu.

Při aktivaci rozvaděče R1 do polohy „sepnuto“ dochází k paralelnímu připojení hydrogenerátoru G1, přičemž tlakový olej je přiveden k šestivstupému třípolohovému rozvaděči R2. Tím je stroj připraven k realizaci pojezdu, ovládní naklápění základny nástavby nebo ke změně šířky rozchodu pásů.

Za oběma hydrogenerátory je v obvodu umístěn pojistný ventil, který chrání hydromotory před zpětným rázem od hydraulické kapaliny.

V odpadní větvi hydraulického okruhu, zajišťující návrat hydraulické kapaliny zpět do nádrže, je umístěn filtr hydraulické kapaliny a chladič hydraulické kapaliny. Schéma zapojení hydraulického obvodu je součástí příloh práce.

5.7 VOLBA HYDRAULICKÉHO OLEJ

Jako pracovní médium pro daný hydraulický obvod byl zvolen hydraulický olej třídy HM dle normy ISO 6743/4:2002 s kinematickou viskozitou $46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ při $40 \text{ }^\circ\text{C}$ dle normy ISO 3448:1992. Tento typ oleje je aditivován inhibitory oxidace, protikorozními přísadami a přísadami snižujícími opotřebení. Jako konkrétní příklad splňující uvedené parametry lze uvést hydraulický olej MOGUL HM 46.

5.8 VÝPOČET MĚRNÉHO TLAKU NA PŮDU

Při výpočtu měrného tlaku na půdu vycházíme z reálné hmotnosti navrženého podvozku, která je stanovena na základě přidělení odpovídajících hustot materiálu jednotlivým konstrukčním částem. Hmotnost nástavby štěpkovače je uvažována jako maximální hodnota definovaná v parametrech zadání práce.

Výpočet kontaktní plochy pásů jednoho pásu

$$S_{1P} = l \cdot b = 1,130 \cdot 0,230 = 0,256 \text{ m}^2 \quad (27)$$

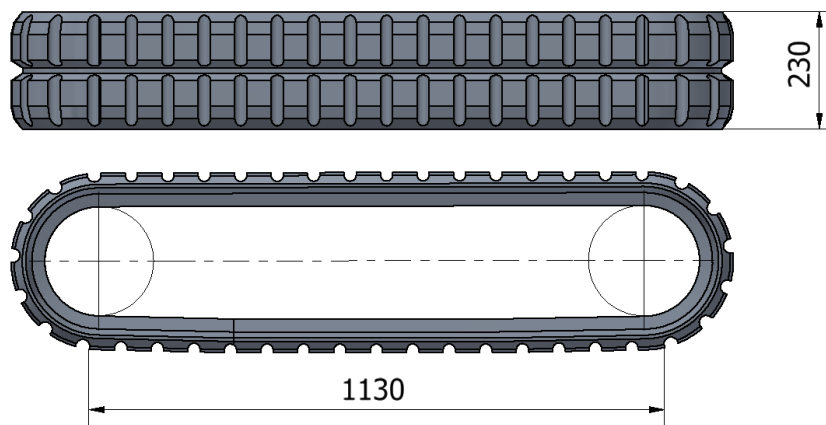
Výpočet měrného tlaku na půdu

$$P_m = \frac{F}{S} = \frac{(m_P + m_{nás}) \cdot g}{0,256 \cdot 2} = \frac{(475 + 1500) \cdot 9,81}{0,256 \cdot 2} = 37841 \text{ Pa} = 37,85 \text{ kPa} \quad (28)$$

kde:

- m_P [kg]..... hmotnost podvozku, $m_P = 475 \text{ kg}$
- $m_{nás}$ [kg]..... hmotnost nástavby štěpkovače, $m_{nás} = 1500 \text{ kg}$
- l [m]..... délka kontaktní plochy pásů, $l = 1,130 \text{ m}$
- b [m]..... šířka kontaktní plochy pásu, $b = 0,230 \text{ m}$

Při výpočtu měrného tlaku na půdu je povrch pásů idealizován jako rovná plocha, přičemž vliv dezénu pásů je zanedbán (Rozměry pásu viz Obr. 29). Kontaktní plocha je tedy uvažována ve tvaru obdélníku. Výsledný tlak $P_m = 37,85 \text{ kPa}$ je pro stroj dané kategorie zcela přípustný.



Obrázek 29 - Rozměry pryžových pásů

5.9 NÁVRH A FUNKCE VHODNÉHO KLUZNÉHO MATERIÁLU PRO VEDENÍ VÝSUVNÝCH ČÁSTÍ.

Kluzné segmenty slouží jako klíčový konstrukční prvek v mechanismech s pohyblivými částmi. Jejich hlavním úkolem je minimalizovat tření mezi výsuvnými prvky a nosnou konstrukcí, což umožňuje plynulý pohyb a snižuje mechanické opotřebení. Další funkcí je rozložení kontaktního tlaku na větší plochu, čímž se prodlužuje životnost dílů a zlepšuje spolehlivost mechanismu.

5.9.1 POŽADAVKY NA KLUZNÉ MATERIÁLY

Materiály kluzných segmentů musí splňovat několik důležitých kritérií, mezi něž patří nízký součinitel tření, vysoká odolnost proti abrazi a dobré mechanické vlastnosti. Klíčová je také odolnost proti vlivům okolního prostředí, například proti vlhkosti, vniklým částicím okolního prostředí a teplotním změnám. Důležitým faktorem je možnost samomazání nebo kompatibilita s externími mazivy, které zajišťují dlouhodobě stabilní třecí vlastnosti.

5.9.2 TYPY MATERIÁLU PRO KLUZNÉ SEGMENTY

Kluzné segmenty mohou být vyrobeny z různých materiálů v závislosti na požadavcích aplikace. Mezi často používané materiály patří vysokomolekulární plasty, jako je polyamid (PA6, PA66), polyoxymetylen (POM) nebo PTFE (Teflon), které se vyznačují nízkým třením a dobrou chemickou odolností. Kompozitní materiály kombinují polymery se skleněnými nebo uhlíkovými vlákny, čímž zvyšují pevnost a odolnost. V některých případech se využívají i kovy s povrchovou úpravou, například bronz nebo hliník s teflonovým povlakem, případně samomazné materiály s příměsí grafitu či molybdenového disulfidu (MoS₂). [25]

5.9.3 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ ŽIVOTNOST KLUZNÝCH SEGMENTŮ

Provozní podmínky mají významný vliv na životnost a výkon kluzných segmentů. Například přítomnost prachu, bláta a abrazivních částic může způsobit zrychlené opotřebení a zvýšení tření, což vede ke snížení efektivity pohybu výsuvných částí. Vlhkost může ovlivnit rozměrovou stabilitu některých polymerních materiálů, které mohou nasávat vodu a bobtnat. Teplotní výkyvy zase mohou měnit mechanické vlastnosti materiálů, například způsobit jejich křehnutí nebo změnu součinitele tření. Proto je důležité volit materiály s vysokou odolností vůči těmto vlivům.

5.9.4 ZVOLENÝ MATERIÁL KLUZNÝCH SEGMENTŮ

Dle požadovaných vlastností zmiňovaných výše, pro aplikaci použiji kluzné segmenty z vysokomolekulárního plastu, které zajistí dlouhou životnost, nízkou přidanou hmotnost, dobrou odolnost vůči vlhkosti a téměř bezúdržbový provoz, za předpokladu že bude podvozek po práci očištěn od cizích částic.

Dle katalogu firmy Murtfeldt, s.r.o jsem zvolil plast s označením PE-UHMW. Volba materiálu pro kluzný segment je daným způsobem předimenzovaná, z důvodu zjednodušujících předpokladů volím materiál s vyšší pevností v tlaku, než je vypočtená hodnota, protože při reálném použití bude tlak na kluzné segmenty značně vyšší, a to z důvodu konstrukční vůle jenž zajišťuje volný pohyb výsuvných noh rámu a nebo z důvodu terénních nerovností, dále předpokladu práce ve znečištěném prostředí s doživotní výdrží kluzného segmentu.

Mazání kluzných segmentů je prováděno již během montáže. Následná údržba zahrnuje kontrolu a případné doplnění maziva po prvních 100 provozních hodinách stroje. V případě zvýšeného opotřebení nebo jiných provozních podmínek lze mazání provést i dříve.

5.9.5 VÝPOČET TLAKU NA KLUZNÝ SEGMENT:

Pro výpočet tlaku na jednotlivý segment je nutné zavedení určitých zjednodušujících předpokladů:

- 1) Hmotnost stroje je rozložena ideálně – těžiště je uprostřed
- 2) Vůle 1 mm pro chod výsuvných ramen se zanedbává – tlak je rozložen ideálně

Zmíněné předpoklady zahrnu do návrhového koeficientu $K_n = 4$ pro výpočet působícího tlaku na kluzný segment. Parametry kluzných segmentů uvažovaných při výpočtu odpovídají Tab. 6.

Funkční plochu kluzných segmentu uvažují při vysunutých mostových částech podvozku, což odpovídá stavu, kdy je funkční plocha nejmenší, a tudíž tlak na segment nejvyšší.

$$F_{gnás} = m \cdot g = 1300 \cdot 9,81 = 12753 \text{ N} \quad (29)$$

Výpočet síly působící na jeden kluzný segment

$$F_{1s} = \frac{F_g}{i} = \frac{12753}{4} = 3189 \text{ N} \quad (30)$$

Výpočet funkční plochy jednoho kluzného segmentu

$$S_{1seg} = b \cdot l = 0,04 \cdot 0,289 = 0,01156 \text{ m}^2 \quad (31)$$

Výpočet tlaku na kluzný segment

$$P_{1s} = \frac{F_{1s}}{S} = \frac{3189}{0,01156} = 275\,865 \text{ Pa} = 0,276 \text{ MPa} \quad (32)$$

Výsledný uvažovaný tlak na kluzný segment

$$P_V = k_n \cdot P = 4 \cdot 0,276 = 1,1 \text{ MPa} \quad (33)$$

kde:

- $F_{gnás}$ [kg] hmotnost podvozku, $m_P = 450 \text{ kg}$
- F_{1s} [kg] hmotnost nástavby štěpkovače, $m_{nás} = 1500 \text{ kg}$
- k_n [-] návrhový koeficient, $k_n = 4$
- l [m] délka kluzného segmentu, $l = 0,04 \text{ m}$
- b [m] šířka kluzného segmentu, $b = 0,289 \text{ m}$

Tabulka 6- Materiálové údaje [26]

Materiál S® zelený		
chemické označení	PE-UHMW	/
měrná hmotnost	0,93	kg/dm ³
mez kluzu v tahu	20,4	MPa
pevnost v tahu	700	MPa
pevnost v tlaku, při stlačení 1/2/5 % ISO604	4,5/8/14	MPa
tvrdost vtiskem kuličky ISO2039-1	38	MPa
rázová houževnatost	≥170	KJ/m ²
kluzné opotřebení	0,045	μm/km
součinitel tření za sucha	0,1-0,2	/

5.10 ZJEDNODUŠENÝ STATICKÝ VÝPOČET STŘEDOVÉ ČÁSTI PODVOZKU

Pro statickou analýzu průhybu a napětí bude využita zjednodušená analytická metoda výpočtu a následně metoda konečných prvků (MKP), která umožňuje diskretizaci modelu a jeho převedení na soustavu diferenciálních rovnic, jež budou řešeny numerickými metodami. Výpočty metodou MKP byly provedeny v softwarovém prostředí Ansys Workbench.

Metoda konečných prvků (MKP) je v inženýrské praxi široce využívaným nástrojem, jelikož umožňuje numerické stanovení deformací a napětí u složitých a geometricky komplikovaných konstrukcí. U těchto konstrukcí by analytické určení průřezových momentů potřebných pro aplikaci Castigliánovy věty bylo značně obtížné nebo prakticky neproveditelné.

Pro kontrolní výpočet byly zvoleny výsuvné mostové části podvozku, které představují nejvíce ohybově namáhané konstrukční prvky. Tyto části jsou navrženy z obdélníkového dutého profilu. Na základě analytického výpočtu byl stanoven potřebný modul průřezu v ohybu. Následně byla zvolena vhodná obdélníková tyč odpovídající dostupným hutním polotovarům a proveden kontrolní výpočet se skutečným modulem průřezu zvoleného profilu. Pro ověření výsledků analytického postupu byla provedena numerická simulace metodou konečných prvků, přičemž výpočtový model zahrnuje celou sestavu mostové části včetně přechodového prvku.

Výstupem z pevnostní analýzy bude redukované napětí dle teorie HMM (Von Mises) v konstrukci mostové části podvozku („Equivalent Stress“), na základě kterého, byla následně vypočtena bezpečnost rámu podvozku.

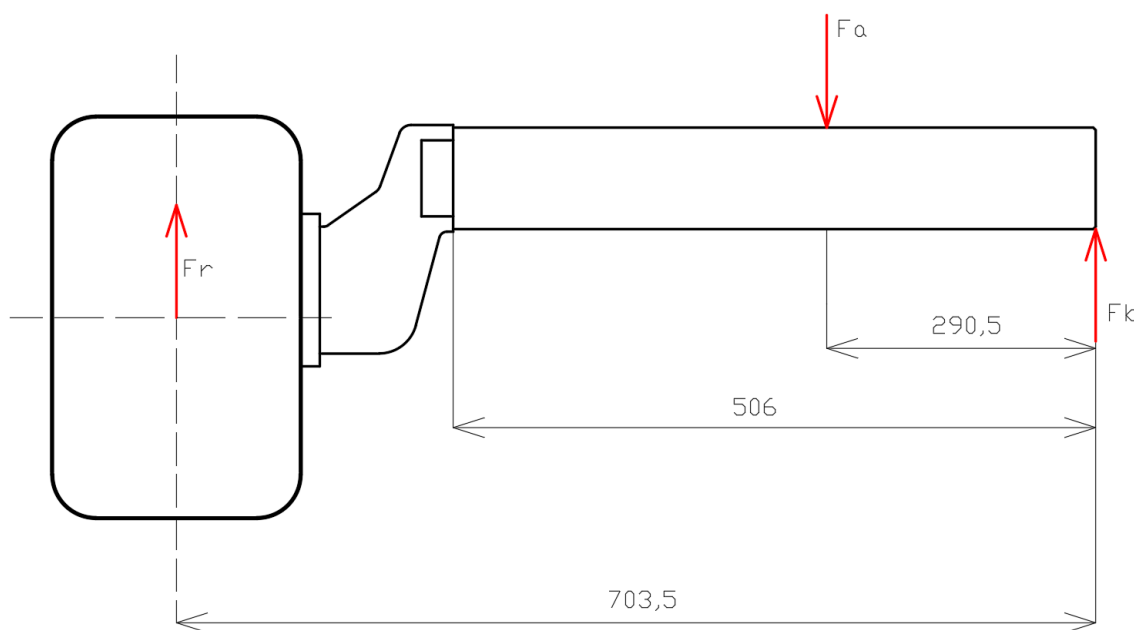
Tabulka 7 – Materiálové vlastnosti oceli S275JR [27]

Konstrukční ocel S355J2H	
Značení dle EN ISO	S355J2H
Značení dle ČSN	11 523
Modul pružnosti	210 GPa
Modul pružnosti ve střihu	81 GPa
Hustota	7800 kg/m ³
Mez kluzu	355 MPa

5.10.1 ZJEDNODUŠENÝ ANALYTICKÝ VÝPOČET

Pro výpočet byly zvoleny výsuvné mostové části podvozku Obr. 30. Výpočet je proveden v případě maximální šířky rozchodu pásů, tomu odpovídá volba okrajových podmínek. Síla F_R je reakční silou od podložky, síly F_a a F_b nahrazují podpory v místě kontaktu s rámem podvozku. Výpočet bude proveden v místě nejvyšších výsledných vnitřních účinků, tj. v místě kdy mostová část opouští konstrukci rámu.

Výstupem analytického výpočtu bude návrh modulu průřezu v ohybu obdélníkové duté tyče $W_{ONáv}$. Jako vstupní parametr byla zvolena hodnota dovoleného napětí $\sigma_{dov} = 65 \text{ MPa}$.



Obrázek 30 – Schéma pro analytický výpočet

Vzorce použité pro výpočet dle literatury: MECHANIKA TĚLES Pružnost a pevnost I [28]

Výpočet reakční síly

$$F_R = \frac{F_g}{4} = \frac{17658}{4} = 4414,5 \text{ N} \quad (34)$$

Výpočet ohybového momentu

$$M_O = F_R \cdot r_x = 4414,5 \cdot 0,413 = 1823,2 \text{ Nm} \quad (35)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu

$$W_{ONáv} = \frac{M_O}{\sigma_{dov}} = \frac{1823,2}{65\,000\,000} = 2,8049 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (36)$$

Kontrolní výpočet pro ocelovou bezešvou obdélníkovou trubku tvářenou za tepla 80x40x8 mm s W_O blízkým výše vypočtenému:

Výpočet celkového kvadratického momentu k ose y

$$J_y = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} - \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} = \frac{0,04 \cdot 0,08^3}{12} - \frac{0,024 \cdot 0,064^3}{12} = 1,18239 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (37)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu

$$W_O = \frac{J_y}{\frac{h_1}{2}} = \frac{1,18239 \cdot 10^{-6}}{0,04} = 2,9559 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (38)$$

Výpočet napětí od ohybu

$$\sigma = \frac{M_O}{W_O} = \frac{1823,2}{2,9559 \cdot 10^{-5}} = 61,68 \text{ MPa} \quad (39)$$

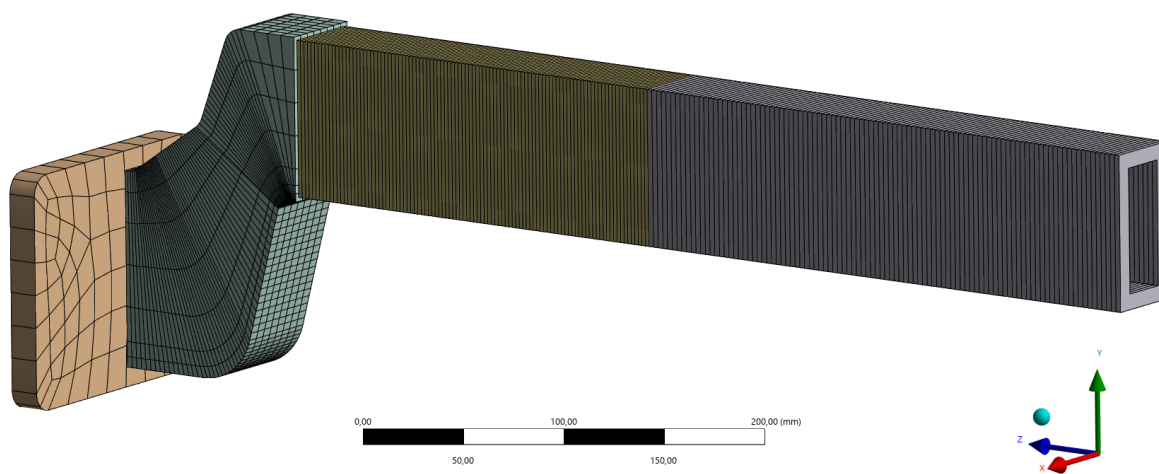
kde:

- J_y [m^4] kvadratický moment k ose y
- b_1 [m] šířka obdélníkové tyče, $b_1 = 0,04 \text{ m}$
- h_1 [m] výška obdélníkové tyče, $h_1 = 0,08 \text{ m}$
- b_2 [m] vnitřní šířka obdélníkové tyče, $b_2 = 0,024 \text{ m}$
- h_2 [m] vnitřní výška obdélníkové tyče, $h_2 = 0,064 \text{ m}$
- r_x [m] rameno na kterém působí ohybový moment, $r_x = 0,413$
- F_g [kg] tíhová síla od hmotnosti štěpkovače a vlastní hmotnosti podvozku
- W_O [m^3] modul průřezu v ohybu

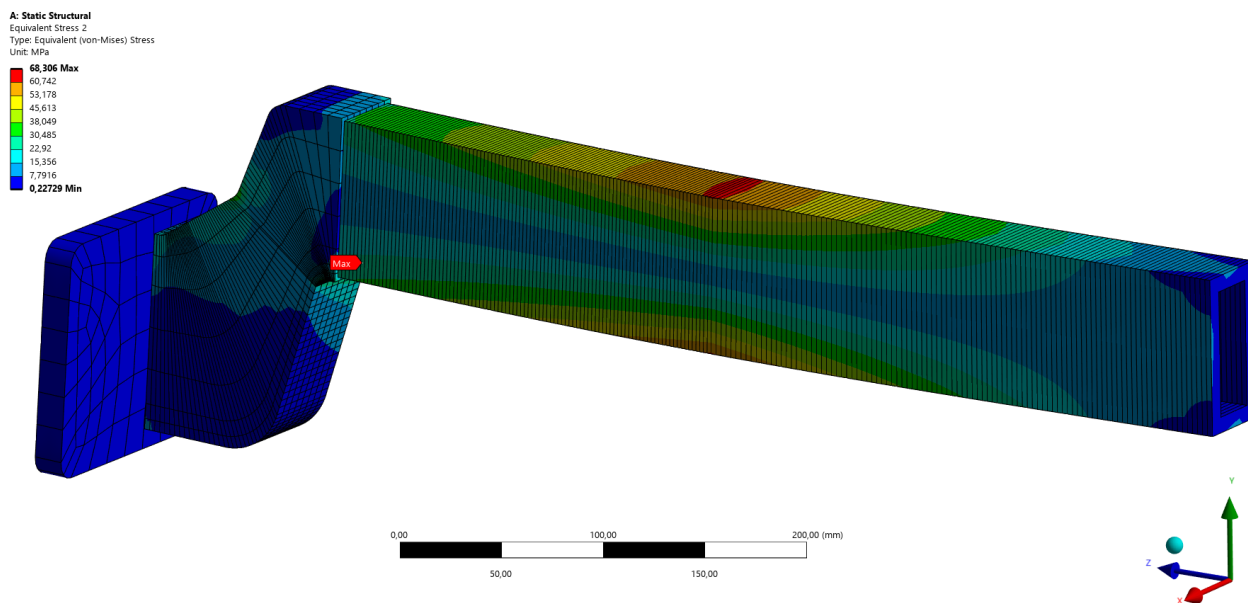
Maximální napětí od ohybu se nachází v místě kontaktu mostové části s rámem, místo podpory je nahrazeno reakční silou F_a . Analyticky bylo zjištěno že tato hodnota napětí je rovna $\sigma_{AN} = 61,68 \text{ MPa}$.

5.10.2 ANALÝZA ANSYS WORKBENCH

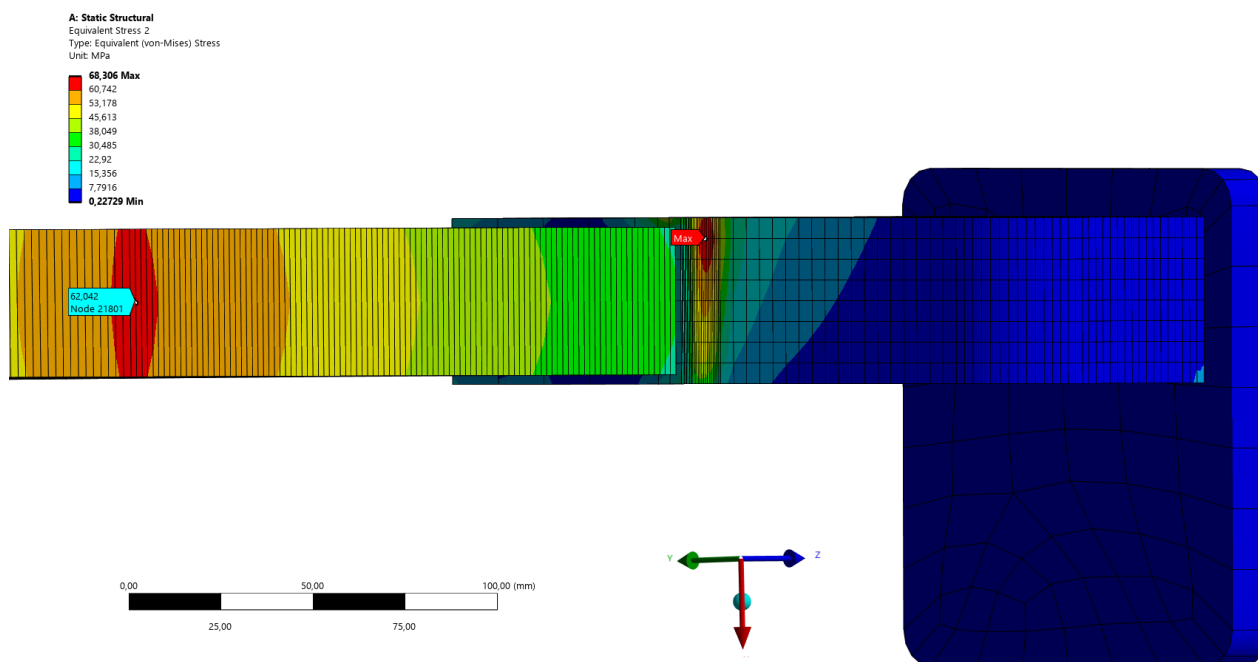
Pro diskretizaci modelu metodou konečných prvků byla vytvořena střednice, po které bylo vedeno liniové těleso ve tvaru zvoleného obdélníkového profilu. Střednice byla vazbou spojená geometrie připevněna k objemovému prvku přechodové části společně s připojovací deskou. Na desku byla aplikována okrajová podmínka „remote force“ (síla s působištem posunutým o určité rameno), aby bylo docíleno reálného ohybového momentu (od síly F_a po střed pásu). V místě kontaktu reakční síly F_a je použita vazba „Displacement“, která nahrazuje kontakt s rámem. V místě reakce F_b je použita vazba zamezující všem posuvům a natočení ve dvou osách, aby se docílilo staticky určitého uložení.



Obrázek 31 - Síť konečných prvků



Obrázek 32- Equivalent stress



Obrázek 33- Místo maximálního napětí

- **Equivalent stress** – maximální napětí se nachází na spodní straně přechodové části mostu podvozku, hodnota tohoto napětí je $\sigma = 68,3 \text{ MPa}$

5.10.3 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY

Výsledek analytického výpočtu $\sigma_{AN} = 61,68 \text{ MPa}$ je téměř totožný s výsledkem maximálním napětím na duté obdélníkové tyči zjištěným metodou MKP ($\sigma = 62 \text{ MPa}$). Pevnostní analýza ukázala, že nejvíce namáhané místo je na spodní straně přechodové části mostu, který nebyl součástí analytického výpočtu. Maximální hodnota napětí v tomto místě je $\sigma = 68,3 \text{ MPa}$. Ze zjištěné hodnoty napětí je následně možné stanovit bezpečnost konstrukce rámu podvozku podle následujícího vzorce (34).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{max}} = \frac{355}{68,3} = 5,2 [-] \quad (34)$$

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem pásového podvozku s proměnnou šířkou rozchodu pro štěpkovač s hydraulickým pohonem. Hlavním cílem bylo vytvořit konstrukční řešení umožňující efektivní pohyb štěpkovače v náročném terénu při zachování stability a manévrovatelnosti.

V teoretické části této práce byla provedena analýza pásových podvozků a jejich využití ve strojních aplikacích, zejména v lesnictví a zemědělství. Byly popsány hlavní výhody pásových podvozků oproti kolovým systémům, přičemž bylo zjištěno, že nabízejí lepší trakci, stabilitu a nižší měrný tlak na podloží, což zajišťuje vyšší průchodnost terénem. Byly rozebrány různé typy pásů, konkrétně řetězové, gumové a hybridní, přičemž každý z nich se vyznačuje specifickými vlastnostmi ovlivňujícími hmotnost a trakci. Byl proveden rozbor tvarů pásových tratí, kde byl porovnán delta podvozek (trojúhelníkový tvar) a plochý tvar, přičemž bylo zjištěno, že každý z nich má specifické výhody v oblasti průchodnosti terénem, stability a opotřebení hnacích kol. Byly popsány různé konstrukční varianty pásových podvozků využívaných u štěpkovačů, od pevných podvozků přes podvozky se změnou rozchodu pásů až po naklápěcí varianty.

Pro pohon byla zvolena hydraulika, jenž bude pohánět podvozek díky rotačním hydromotorům a zároveň pomocí přímočarých hydromotorů bude možné změnit šířku rozchodu pásů. Byly popsány jednotlivé komponenty hydraulického systému a jejich vliv na funkčnost celého podvozku. Tyto poznatky posloužily jako základ pro návrhovou část práce.

V praktické části této práce byl proveden návrh pásového podvozku s proměnnou šířkou rozchodu pro mobilní štěpkovač s hydraulickým pohonem. Nejprve byly stanoveny základní konstrukční požadavky. Následně byl navržen mechanismus změny šířky rozchodu pásů, který je realizován pomocí dvojice přímočarých hydromotorů. Pro zajištění dostatečné pevnosti konstrukce byla provedena pevnostní analýza nosných částí rámu podvozku, a to analyticky a následně metodou konečných prvků. Výsledky analýzy potvrdily dostatečnou pevnost konstrukce a nízké redukované napětí v rámu podvozku, což má za následek dobrou bezpečnost konstrukce. Dále byl navržen hydraulický systém zahrnující rotační hydromotory pro pohon podvozku a vhodnou dvojici hydrogenerátorů, přičemž byla provedena kontrola výkonových parametrů a ověřena dostatečná síla generovaná přímočarými hydromotory pro změnu šířky rozchodu pásů. Na základě těchto výpočtů bylo potvrzeno, že navržený systém splňuje požadavky na funkčnost a spolehlivost.

Výstupem této části práce je komplexní konstrukční návrh středové části pásového podvozku, hydraulického obvodu a pevnostním požadavkům, který může sloužit jako základ pro další vývoj a případnou výrobu prototypu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KREJSA, Stanislav a SÁBLÍK, Radko. *Stavba pásových traktorů*. Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1955.
- [2] Zemní stroje učební text Jiří Fries. Online. S. 26. Dostupné z: http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni_stroje_340-0333_www.pdf. [cit. 2024-11-03].
- [3] *Pásový pohon vozidel Marek Današ*. Bakalářská práce. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019/2020.
- [4] *Vodící kolo*. Online. In: . Dostupné z: [https://www.czesci-sojka.pl/pl/products/kolo-
napinajace-cat-301-7d-15609.html](https://www.czesci-sojka.pl/pl/products/kolo-napinajace-cat-301-7d-15609.html). [cit. 2024-11-03].
- [5] *Compact equipment*. Online. Dostupné z: [https://compactequip.com/skid-
steers/anatomy-of-an-undercarriage/](https://compactequip.com/skid-steers/anatomy-of-an-undercarriage/). [cit. 2024-11-03].
- [6] *Excavator Track 3D model*. Online. In: . Dostupné z: [https://www.cgtrader.com/3d-
models/vehicle/industrial-vehicle/excavator-track-aeecd6a6-8320-4f42-ac4f-
ee7dab50186b](https://www.cgtrader.com/3d-models/vehicle/industrial-vehicle/excavator-track-aeecd6a6-8320-4f42-ac4f-ee7dab50186b). [cit. 2024-10-29].
- [7] *Gumový pás*. Online. In: . Dostupné z: [https://www.mdline.cz/p/6268/gumovy-pas-
300x525wx78-j-track](https://www.mdline.cz/p/6268/gumovy-pas-300x525wx78-j-track). [cit. 2024-10-29].
- [8] *Hybridní pás*. Online. In: . Dostupné z: [https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.kohut.cz%2Fclanky%
2Fhybridni-
pasy%2F&psig=AOvVaw3GP1uZVUkcODExNziaw8pv&ust=1730315445450000&so
urce=images&cd=vfe&opi=89978449&ved=0CBQQjRxqFwoTCLiHrL2ltIkDFQAAA
AdAAAAABAE](https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.kohut.cz%2Fclanky%2Fhybridni-pasy%2F&psig=AOvVaw3GP1uZVUkcODExNziaw8pv&ust=1730315445450000&source=images&cd=vfe&opi=89978449&ved=0CBQQjRxqFwoTCLiHrL2ltIkDFQAAAAdAAAAABAE). [cit. 2024-10-29].
- [9] *Texas final drive*. Online. Dostupné z: [https://info.texasfinaldrive.com/shop-talk-
blog/caterpillar-high-drive-and-final-drives](https://info.texasfinaldrive.com/shop-talk-blog/caterpillar-high-drive-and-final-drives). [cit. 2024-11-02].
- [10] *John Deere*. Online. Strom. Dostupné z: [https://www.strom.cz/novinky/nove-pasove-
jednotky-pro-sklizeci-mlaticky](https://www.strom.cz/novinky/nove-pasove-jednotky-pro-sklizeci-mlaticky). [cit. 2024-11-02].
- [11] *OEM offhighway*. Online. Dostupné z: [https://www.oemoffhighway.com/drivetrains/article/10765719/track-and-
undercarriage-collaboration-with-an-oem](https://www.oemoffhighway.com/drivetrains/article/10765719/track-and-undercarriage-collaboration-with-an-oem). [cit. 2024-11-02].
- [12] *StricklandTracks*. Online. In: . Dostupné z: [https://www.stricklandtracks.com/Spare-
Parts.html](https://www.stricklandtracks.com/Spare-Parts.html). [cit. 2025-02-03].

- [13] *Laski LS160DW TRACK M.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.laski.cz/produkt/ls-160-dw-track-m#lg=1&slide=7>. [cit. 2024-11-04].
- [14] *LASKI LS160 - Mechanismus náklápění nástavby.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.laski.cz/produkt/ls-160-dw-track#lg=1&slide=3>. [cit. 2024-11-09].
- [15] *FÖRST XR8D.* Online. In: Foerst. Dostupné z: <https://foerst.cz/produkt/forst-xr8d/>. [cit. 2024-11-04].
- [16] *Greenmech: EVO 205D SAFE-Track.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.greenmech.cz/wp-content/uploads/2024/06/Stepkovac-GreenMech-EVO-205D-SureTrak-8.webp>. [cit. 2024-12-24].
- [17] *Greenmech: Sure track.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.greenmech.cz/wp-content/uploads/2024/06/Stepkovac-GreenMech-EVO-205D-SureTrak-7.webp>. [cit. 2024-12-24].
- [18] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje.* Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 1995 [v tiráži 1996]. ISBN 80-7078-389-3. Dostupné také z: <http://krameriusndk.nkp.cz/search/handle/uuid:c7c16f60-3e42-11ed-b06c-005056827e52>.
- [19] *Hydraulics katalog.* Online. In: . Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2019.pdf. [cit. 2025-01-26].
- [20] *Katalog hydraulics.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh1.pdf>. [cit. 2025-02-06].
- [21] , Čmelík, M.; Machonský, L. a , ŠÍMA, Z. *Fyzikální tabulky.* 2001. TU Liberec. ISBN 80-7372-009-4.
- [22] VOSTROVSKÝ, Jiří. *Hydraulické a pneumatické mechanismy.* Praha: České vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-010-0626-3.
- [23] *LKC Hydraulics.* Online. In: . Dostupné z: https://lkchydraulicmotor.en.made-in-china.com/product/CSgxAXZvywpB/China-Hydraulic-Final-Drive-Motor-for-Excavator-1t-1-8t-.html?utm_source=chatgpt.com. [cit. 2025-03-23].
- [24] *Vivoil.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.vivoil.com/product/xp101/>. [cit. 2025-03-23].
- [25] *MM plasty a kompozity.* Online. In: . Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/plasty-a-kompozity-naplnuji-materialove-pozadavky-moderniho-strojirens>. [cit. 2025-01-26].
- [26] Murtfeldt s.r.o - katalog Material "S"® 1000 green. Online. In: . Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/fileadmin/downloads/technical_data/en/Murtfeldt_material_S

_group_material-S-1000-green_technical_data_en.pdf. [cit. 2025-02-25].

- [27] Study of the Microstructure and Mechanical Property Relationships of Gas Metal Arc Welded Dissimilar Protection 600T, DP450 and S275JR Steel Joints. Online. S. 20. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/cryst14050477>. [cit. 2025-02-25].
- [28] *MECHANIKA TĚLES Pružnost a pevnost I*. 2003. VUT Brno, 2003. ISBN ISBN 80-214-2592-X.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČSN		česká technická norma
PČH		přímočarý hydromotor
POM		polyoximetylen
PTFE		teflon
MKP		metoda konečných prvků
R		hydraulický rozvaděč
G		hydraulický generátor
HM		hydromotor
a_{max}	[m/s ²]	maximální možné zrychlení stroje
b	[m]	šířka kontaktní polohy pásu
E	GPa	Youngův modul pružnosti
f	[-]	součinitel tření
F_{1N}	[N]	tíhová síla připadající na jeden nosník pásu
F_{1S}	[N]	síla na jeden kluzný segment
F_g	[N]	tíhová síla stroje
$F_{gnás}$	[N]	Tíhová síla od nástavby štěpkovače
F_{krit}	[N]	kritická síla vzpěrné stability
F_{nap}	[N]	napínací síla pásů
F_P	[N]	uvažovaná pracovní odporová síla PČH
F_R	[N]	Reakční síla od podložky
F_T	[N]	třecí síla
F_V	[N]	síla, kterou PČH působí při výsunu
F_Z	[N]	síla, kterou PČH působí při zasouvání
J_y	[m ⁴]	Kvadratický moment k ose y
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_n	[-]	návrhový součinitel
l	[m]	délka kontaktní polohy pásu
l_{red}	[m]	redukovaná délka písni tyče
$m_{nás}$	[kg]	hmotnost nástavby
m_p	[kg]	hmotnost podvozku
M_O	[Nm]	ohybový moment
n_H	[1/min]	nominální otáčky zubového hydrogenerátoru
n_{max}	[1/min]	maximální otáčky rotačního hydromotoru
n_v	[1/min]	otáčky na výstupu z rotačního hydromotoru
P_{1S}	[Pa]	tlak na jeden kluzný segment
P_m	[Pa]	měrný tlak na půdu
P_V	[Pa]	výsledný tlak na kluzný segment

Q_{IH}	[l/min]	teoretický průtok zubovým hydrogenerátorem
Q_C	[l/min]	celkový teoretický průtok generátory při paralel. zapojení
Q_{max}	[l/min]	maximální průtok rotačním hydromotorem
Q_P	[l/min]	celkový požadovaný průtok
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
S	[m ²]	plocha průřezu pístní tyče
S_{IP}	[m ²]	plocha jednoho pásu
S_{1seg}	[m ²]	Funkční plocha jednoho kluzného segmentu
S_V	[m ²]	plocha, na kterou působí tlakový olej při vysouvání PČH
S_Z	[m ²]	plocha, na kterou působí tlakový olej při zasouvání PČH
V_{0I}	[l]	geometrický objem hydromotoru
V_{0IH}	[cm ³]	geometrický objem zubového hydrogenerátoru 1
v_{max}	[m/s]	maximální dosažitelná rychlost
W_0	[m ³]	modul průřezu v ohybu
x_I	[m]	vzdálenost od vodícího kola po těžiště stroje
y	[m]	výška těžiště stroje
Z_2	[N]	tah ve spodní větvi pásů
α_{max}	[°]	maximální úhel stoupání
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota kapaliny
σ	[MPa]	maximální hodnota napětí v programu Ansys
σ_{AN}	[MPa]	maximální hodnota napětí z analytického výpočtu
τ	GPa	modul pružnosti ve stříhu
ω	[rad/s]	úhlový rychlost
λ	[-]	štíhlostní poměr
λ_{kr}	[-]	kritický štíhlostní poměr

SEZNAM PŘÍLOH

	Název	Číslo dokumentu	Rozsah
	Výkresová dokumentace		
P1	Schéma zapojení hydrauliky	03-248936-01	1 list A3
P2	Čep $l = 137$	04-248936-03	1 list A4
P3	Závitová podložka	04-248936-16	1 list A4
P4	Sestava svařence rámu	03-248936-50	1 list A3
P5	Sestava svařence mostové části	03-248936-30	1 list A3
P6	Sestava podvozku	02-248936-20	1 list A2
	Ostatní přílohy		
P7	Katalogový list motoru Kohler KDW1404 E536		1 list A4
P8	Charakteristika hydrogenerátoru Vivoil XP101		1 list A4
P9	Parametry hydromtoru LTM02BD – LKC Hydraulics		1 list A4