

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Pásový pohon vozidel

Autor: **Marek DANAŠ**  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**  
Konzultant práce: **Ing. Jan ROUBAL**

Akademický rok 2019/2020

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Marek DANAŠ**  
Osobní číslo: **S16B0030P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Téma práce: **Pásový pohon vozidel**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

1. Historie a využití pásového pohonu
2. Základní konstrukční řešení pásového pohonu
3. Materiály používané k výrobě pásového pohonu
4. Předpoklady pro další využívání pásového pohonu
5. Studie konstrukčního návrhu konkrétního pásového pohonu

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše a teoretické základy pásového pohonu
2. Zadání konstrukční úlohy a její analýza
3. Konstrukční návrh podle zadání
4. Zhodnocení výsledků

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999

KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S. *Strojní části 2, Převodové mechanismy*. Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1998

WONG, J. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. Butterworth: Heinemann, 2009

BEKKER, M.G. ., *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. Ann Arbor: University of Michigan Press, 1969

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jan Roubal**  
Expert z praxe

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan



**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Današ	Jméno Marek	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Dopravní a manipulační technika		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU – FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Pásový pohon vozidel		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	64	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	61	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh článkového pásu a řešení dynamiky pohybu pásového podvozku pro získání setrvačných účinků. Dále práce obsahuje analytickou kontrolu pevnosti důležitých komponent konstrukčního návrhu. Model byl vytvořen pomocí programu NX Siemens 12.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Vozidlo, pásový pohon, pás, podvozek, tank, dynamika, pohyb, konstrukce, CAD, analytika, dimenzování</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Marek	Name Današ	
<b>FIELD OF STUDY</b>	Transport and handling machinery		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Tracked drive of vehicles		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	64	<b>TEXT PART</b>	61	<b>GRAPHICAL PART</b>	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor's thesis consists of a design concept of link track and the solution of movement dynamics of track chassis to obtain the inertial effects. Furthermore, thesis contains analytical strength control of important components of the design concept. The model was created using the program NX Siemens 12.
<b>KEY WORDS</b>	Vehicle, track drive, track, belt, chassis, tank, dynamics, movement, construction, CAD, analytics, dimensioning

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. za odborné vedení, rady, připomínky a konzultace o problematice týkající se konstrukce článkového pásu. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Roubalovi za odborné rady, a obrovskou pomoc při tvorbě zadání, kontrole práce a dodávání motivace.

## Obsah

1. Rešerše a teoretické základy pásového pohonu .....	9
1.1. Úvod a specifikace požadavků .....	9
1.2. Historie a využití pásového pohonu .....	10
1.2.1. Vznik a zavedení pásového pohonu .....	10
1.2.2. Rozvoj a rozšíření pásového pohonu.....	11
1.2.3. Současné využívání pásového pohonu.....	12
1.3. Základní konstrukční řešení pásového pohonu .....	15
1.3.1. Vlastnosti pásových pohonů.....	15
1.3.2. Základní konstrukce .....	16
1.4. Materiály součástí pásového podvozku .....	27
1.4.1. Pásy .....	27
1.4.2. Pojezdová kola a podpěrné kladky .....	28
1.4.3. Hnací ozubené (turasové) kolo.....	29
1.4.4. Pružení.....	30
1.5. Předpoklady pro další využití pásových podvozků .....	31
1.6. Studie konstrukčního návrhu MBT Leopard 2 .....	32
2. Zadání konstrukční úlohy a její analýza.....	35
2.1. Analýza pásového podvozku .....	35
2.1.1. Metoda redukce .....	35
2.1.2. Dynamická rovnováha soustavy podvozku.....	44
2.2. Specifikace požadavků na TS.....	46
2.3. Konceptní návrh.....	47
2.3.1. Varianta A .....	47
2.3.2. Varianta B .....	48
2.3.3. Varianta C .....	48
3. Konstrukční návrh .....	50
3.1. Pevnostní kontrola .....	52
4. Zhodnocení výsledků .....	54



# 1. Rešerše a teoretické základy pásového pohonu

## 1.1. Úvod a specifikace požadavků

Vozidla operující v náročných podmínkách a terénech často využívají k realizaci pohybu pásový pohon. Toto slovní spojení vystihuje podstatu funkce zařízení, jedná se tedy o pohon, jehož hlavními pohybovými aparáty jsou článkové či kontinuální (gumové) pásy. Tato bakalářská práce bude primárně zaměřena na konstrukci právě zmíněného článkového pásu.

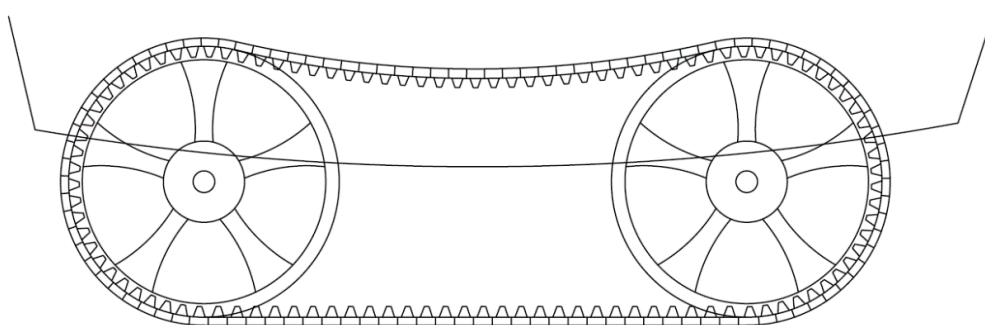
Nejprve bude v práci uvedena teoretická část, která bude stručně zmiňovat historii, rozvoj a využití pásových pohonů v několika odvětvích lidské činnosti. Článkový pás je sice nejdůležitější součástí celé soustavy těchto pohonů, nelze však slepě navrhnout jeho konstrukční provedení bez zmínění celkové problematiky. Proto se v dalších kapitolách budeme zabývat základní funkcí a konstrukcí jednotlivých členů pásového podvozku. Při popisu základních vlastností pásů bude zmíněna problematika napínání pásu a rozložení měrného tlaku vozidla na povrch. V této kapitole bude rovněž vhodné porovnat výhody a nevýhody pásových podvozků oproti kolovým. V další kapitole budou uvedeny materiály používané pro výrobu pásových pohonů s ohledem na jejich pracovní podmínky. Jako poslední část rešerše práce bude zmíněno konstrukční uspořádání MBT (Main battle tank) Leopard 2. Teoretická část práce bude poskytovat informace a širší souvislosti týkající se dané problematiky.

V druhé části bakalářské práce bude navržen článkový pás. Bude potřeba stanovit určité požadavky na koncepční návrhy a na jejich základě provést konstrukční návrh, který bude nutné dimenzovat. Abychom toto mohli provést relativně přesně, jsme nuceni nejprve určit nejvíce namáhanou součást sestavy a stanovit jednotlivá zatížení působící na článkový pás. Již teď je zřejmé, že při jakémkoliv pohybu vznikají setrvačné účinky, jejichž velikost se odvíjí od hmotnosti konstrukčního návrhu a jeho zrychlení. Hmotnost lze při znalosti rozměrů a materiálu určit snadno, avšak pro určení zrychlení článkového pásu bude zapotřebí využít složitějších postupů. Vlastní pohybovou rovnici, z níž určíme zrychlení soustavy těles, lze určit například pomocí úlohy kinetostatiky nebo metody redukce.

## 1.2. Historie a využití pásového pohonu

### 1.2.1. Vznik a zavedení pásového pohonu

První záznam o využití pásů pro pohon pozemního dopravního prostředku pochází z roku 1770 jako vynález, jehož autorem je Angličan Richard Lovell Engeworth. Dochované schéma zobrazuje dvojici kol jedné strany čtyřkolového podvozku spojenou pásem, který by vozidlu umožňoval snadnější pohyb na měkkém podkladu.



Obrázek č. 1: Schéma dvou kol ovinutých pásem

Efektivní využití této myšlenky však umožnilo až zavedení spalovacího motoru jako zdroje pohonné síly pro dopravní prostředky. Pásový pohon se spalovacím motorem našel uplatnění nejprve v zemědělství. Díky tomuto druhu pohonu se prosadil jako tahač-traktor při pohybu v rozbahněném a svažitém terénu, kde se kolová vozidla díky v té době nedokonalým a nevhodným pneumatikám pohybovat vůbec nedokázala.

O další zásadní průlom ve využívání pásového pohonu se zasloužil podnikavý americký průmyslník Benjamin Holt, který si nechal roku 1907 patentovat pásový traktor vybavený výkonným spalovacím motorem a výborně konstrukčně provedeným pásovým podvozkem, schopným pohybovat se takřka v jakémkoliv obtížném terénu.[1]



Obrázek č. 2: Traktor Holt 1912 75- h.p. [2]

Kvalitu a na svoji dobu mimořádné schopnosti, kterými disponovaly traktory Holt, potvrdila zcela nečekaně 1. světová válka. Spojenecké armády je s úspěchem využívaly jako tahač těžkých nákladů v těžkém terénu a pro přesuny dělostřelecké techniky. Údajně bylo v průběhu války na straně Spojenců využíváno 10 000 traktorů Holt. Tak se původně

zemědělský traktor podílel svým způsobem na úspěšném zakončení do té doby největšího válečného konfliktu v dějinách lidstva a nejen to. Prokázal mimořádné schopnosti pásového pohonu v těch nejnáročnějších podmínkách, a tím inspiroval konstruktéry ve zbrojním průmyslu k vývoji nové zbraně pro další světovou válku, kterou se stal tank.[1]



Obrázek č. 3: první britský prototyp tanku Little Willie [3]

### 1.2.2. Rozvoj a rozšíření pásového pohonu

První tanky se už objevily na západní frontě v závěrečné fázi první světové války na straně Spojenců. Základním úkolem tohoto bojového vozidla je rychlý přesun palebné síly. Od počátku byl tedy vývoj zaměřen na dobře obrněné vozidlo vybavené účinnou palebnou silou, většinou kanon a kulomet, schopné se rychle pohybovat na jakémkoliv pozemním bojišti. Požadované pohybové schopnosti takto vybaveného obrněnce může dodnes zajistit pouze pásový pohon. Ten byl pro vojenské účely využit i u transportních vozidel, kdy zadní kola nákladního automobilu byla nahrazena pásy a přední náprava zůstala kolová pro zajištění snadné říditelnosti. Vznikla i menší vojenská vozidla se stejným systémem pohonu pro zajištění různých operativních úkolů. Přes velmi široké uplatnění v průběhu 2.světové války se pásový pohon v principu ani v konstrukčním provedení nezměnil. Pás tvořený obdélníkovými kovovými články spojenými mezi sebou čepy byl pro využití ve válce nevhodnější. Podstatně se však změnil výkon motorů, které poháněly vojenská vozidla, hmotnost těchto vozidel, a především byly získány cenné zkušenosti, jež umožnily jeho využití v lepších oblastech lidské činnosti, než je válka.[1]



Obrázek č. 5: Německý tank Tiger I [21]



Obrázek č. 4: Sovětský tank T-34 [22]

### 1.2.3. Současné využívání pásového pohonu

Princip pásového pohonu se od válečných dob velmi rozšířil, a to ne do počtu vyráběných pásových vozidel, ale do počtu druhů vozidel, strojů a dalších zařízení, které jej využívají. Základním společným problémem, který jim pásový pohon dokáže mimo jiné vyřešit, je terén nevhodný pro jejich činnost. Představíme si nyní některé konkrétní stroje a vozidla působící úspěšně díky pásovému pohonu v různých oblastech lidské činnosti.

#### 1.2.3.1. Zemědělství

Pro zemědělství byla vyvinuta první pásová vozidla a jsou tam využívána stále. Pohyb v měkkém nebo sypkém, a navíc svažitém terénu umožňuje spolehlivý pohyb traktorů a pracovních strojů. Důležité je zde rovněž rozložení hmotnosti vozidla na větší plochu.



Obrázek č. 6: Pásový traktor Challenger MT800C [23]

#### 1.2.3.2. Lesní hospodářství

Lesní terény patří určitě k nejnáročnějším pro pohyb pracovních strojů. Hlavní pracovní činností v lese je kácení a vyvážení dřeva. Je prováděno v zájmu odstranění namáhavé lidské práce pomocí strojů, které se musí ve složitém terénu bezpečně pohybovat a při pracovní činnosti mít dokonalou stabilitu.



Obrázek č. 7: Harvester John Deere 1470G [24]

### 1.2.3.3. Stavebnictví

Pásový pohon využívá řada strojů používaných ve stavebnictví k speciálním úkolům, zvláště u dopravních staveb, které jsou prováděny v obtížných přírodních podmínkách nebo při přírodních katastrofách.



Obrázek č. 8: Buldozer CAT BRUDER 2452 [25]



Obrázek č. 9: pasový jeřáb Liebherr LR 11 350 [26]

### 1.2.3.4. Stroje pro zimní aktivity v horách

Velký nárůst zájmu o zimní sporty od 60. let minulého století, který dodnes není ukončen přivádí každou zimu do všech evropských kopců, hor a velehor miliony návštěvníků. Ti všichni tam přijíždějí za sněhem a možností provozovat zimní sporty. Je nutné proto upravovat tisíce kilometrů sjezdovek, běžeckých tratí, dopravovat osoby a náklady na obtížně přístupná místa i zajistit případně potřebnou zdravotní nebo dokonce záchranou službu. Současná technika umožňuje vývoj a výrobu skvělých dopravních prostředků a pracovních strojů, které dokážou takřka všechny požadavky splnit.



Obrázek č. 11: Sněžná rolba KASSBOHRER PB300 [27]



Obrázek č. 10: Sněžný skútr Lynx ADVENTURE 1200 GT (4-TEC) [28]

### 1.2.3.5. Vojenská technika

Samozřejmě, že vojenská technika „je až na prvním místě“ v zájmu každého současného státu. Hlavní pozemní útočnou zbraní stále zůstává tank, který ač od posledního světového válečného konfliktu prodělal veliké změny, zůstává stále na pásech, a proto v oblasti našeho zájmu. Na rozdíl od všech výše uvedených pásových pohonů, kde dosažení vyšší než malé přepravní rychlosti poháněného stroje nebo vozidla není nutné, u současných tanků je to jeden z hlavních výkonových parametrů. Tomu také musí odpovídat konstrukce pásového pohonu i kvalita a zpracování materiálů, z kterých je vyroben.



Obrázek č. 12: Německý hlavní bitevní tank Leopard 2a7v [29]



Obrázek č. 13: Ruský hlavní bitevní tank Armata T-14 [30]

### 1.3. Základní konstrukční řešení pásového pohonu

#### 1.3.1. Vlastnosti pásových pohonů

Konstrukční řešení pásových pohonů se odvíjí především z vlastností, kterými tyto pohony disponují. Pokud budeme srovnávat vlastnosti pásových podvozků s vlastnostmi podvozků kolových, můžeme vyjít z následujících tabulek:

Kolové podvozky	
Výhody	nevýhody
vysoká rychlost	špatné překonávání překážek
Jednoduchost	
nízká hmotnost	
nízké výrobní náklady	

Tabulka č. 1: vlastnosti kolových podvozků [4]

Pásové podvozky	
výhody	nevýhody
výborná trakce	nižší rychlost
manévrovatelnost	náročnější opravy
lepší rozložení váhy na plochu	nižší životnost
lepší pohyb po drsném terénu	náchylné k poškození
lepší nosnost	

Tabulka č. 2: vlastnosti pásových podvozků [4]

##### 1.3.1.1. Výhody pásových podvozků

Ze srovnání vlastností je patrné, že pásové podvozky mají výhodu většího kontaktu s povrchem, díky čemuž se rozkládá hmotnost celého vozidla na větší styčnou plochu. Tuto výhodu uplatňují pásové podvozky především při překonávání náročného nezpevněného terénu. Například při jízdě po sněhu, písku, nebo blátě. Díky velké styčné ploše pásů, vozidlo získává lepší stabilitu a stoupavost. Zároveň disponují lepšími trakčními vlastnosti, což umožňuje vyvinout větší tažné a brzděné síly.

Další výhodou pásů oproti kolům je schopnost pohybu po drsném povrchu, vzhledem k tomu že pás není možné prorazit. Velkou výhodou, již pásové podvozky disponují, je schopnost překonat obtížné svíslé překážky jako jsou zákopy, závaly, díry, schody a jiné objekty, jež kolová vozidla nejsou schopna překonat vzhledem k pravidlu, že průměr kola musí být nejméně dvakrát větší než překonávaná svíslá překážka.

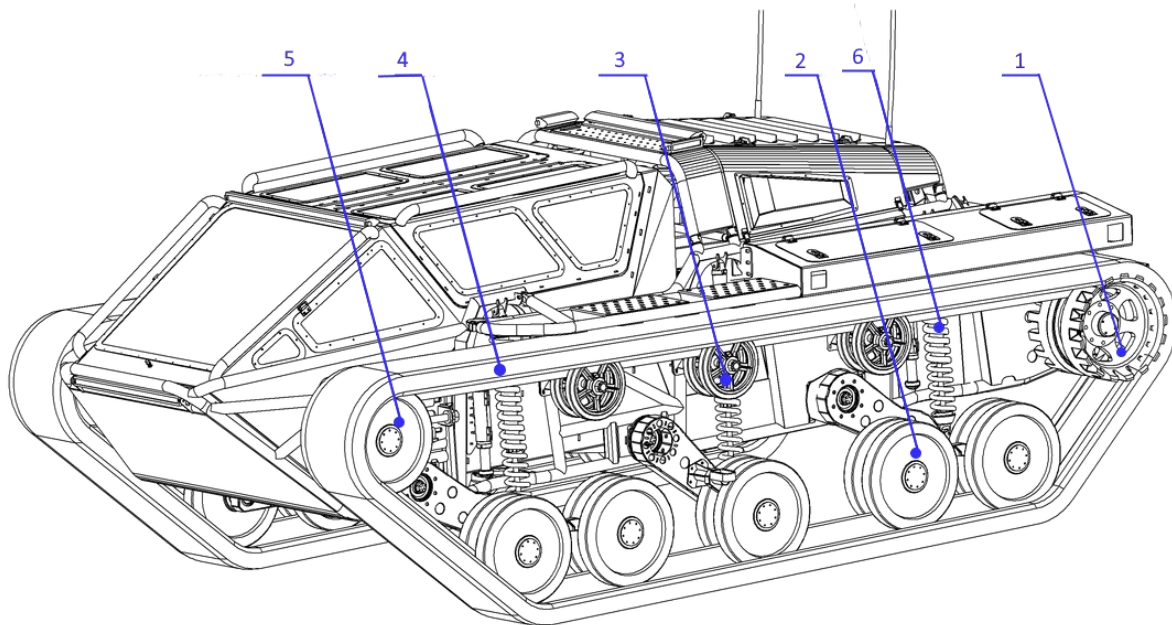
Jedna z nejužitečnějších výhod pásových vozidel spočívá v jejich manévrovatelnosti, kdy lze plynule regulovat rychlost jednoho z pásů až do jeho zastavení, díky čemuž se mohou pásová vozidla otáčet takřka na místě. Konstrukce pásových vozidel dokonce umožňuje k provedení tohoto manévru využít protichůdného pohybu obou pásů. Celkově tato vlastnost umožňuje pásovým vozidlům lepší pohyblivost v náročném terénu.[4]

### 1.3.1.2. Nevýhody pásových podvozků

Ve srovnání s kolovými podvozky se jako hlavní nedostatek pásových podvozků jeví jejich nižší provozní rychlost a vyšší cena. Zpravidla se jedná o mechanicky složitější systém, pohyb je uskutečňován za pomoci vyššího počtu pohyblivých součástí, což klade větší důraz na údržbu celého systému a nepříznivě zkracuje jeho životnost. Dále je tento systém celkově mnohonásobně těžší, tudíž pohyb vyžaduje výkonnější pohonnou jednotku vozidla.

Jelikož se nosná plocha pásu skládá z mnoha ostře řezaných destiček, které při pohybu invazivně vnikají do podložky, dochází poměrně k značné devastaci jízdny plochy. Proto se při přesunu pásových vozidel vyplatí použít vlak či jiný dopravník.[4]

### 1.3.2. Základní konstrukce



Obrázek č. 14: schéma vozidla Ripsaw EV3F4 [5]

1- hnací kolo, 2- pojezdová kola, 3- podpěrné kladky, 4- pás, 5- vodící kolo, 6- pružení

Pásový podvozek pracuje na stejném principu jako pásový dopravník. Pohonná jednotka otáčí jedním, nebo více ocelovými řetězovými koly, které pohybují pásem. Pás se skládá z velkého počtu článků, a jeho pohyb vymezují pojezdová a vodící kola a podpěrné kladky. Všechny části pásového podvozku jsou v tomto případě uchyceny k rámu vozidla. Otřesy jsou tlumeny pomocí pružin, ať už listových nebo vinutých, a tlumičů. Existuje mnoho provedení pásových podvozků s rozdílnou konstrukcí, například lze mít celý pásový pohon uchycen v podélném nosníku, a teprve ten upevnit k rámu vozidla. [6]



### 1.3.2.1. Hnací(řetězové) kolo

Je upevněno na torzní tyči a slouží k přenesení točivého momentu od motoru. Po obvodu má rozmístěny zuby, které přes čepy uvádí do pohybu články pásů.

Při pohybu podvozku dochází ke značnému opotřebení hnacích kol. Starší pásové pohony měli 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.15), a proto při opotřebení zubů lze vyměnit pouze ozubený věnec.

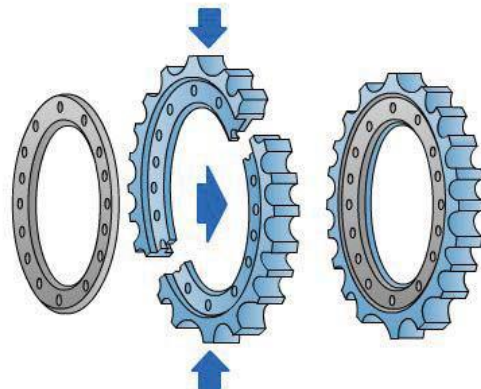
K opotřebení ozubení dochází zejména kvůli slabému napnutí pásu, nebo kvůli zanesení mezer ozubených kol nečistotami. Oba tyto nedostatky vyřeší umístění řetězového kola do zadní části podvozku, jelikož při rotaci ozubeného kola vpřed dochází k napínání pásů.

Primárně se u hnacích kol volí lichý počet zubů, kvůli zajištění změny kontaktu zub-řetězové kolo, při každé otáčce hnacího kola.

Hnací kola se většinou umísťují nad úroveň kol pojezdových kvůli snížení zatížení rázem. Toto konstrukční řešení taktéž zlepšuje stabilitu a celkovou trakci. [7]



Obrázek č. 16: řetězové kolo tanku Tiger I [8]



Obrázek č. 15: schéma ozubeného věnce [7]

### 1.3.2.2. Pojezdová kola

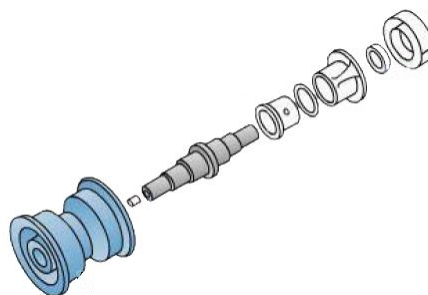
Slouží primárně k rovnoměrnému rozložení váhy na dolní větev pásů. Dále tato kola slouží k přenesení horizontálních a vertikálních zatížení z podvozku na terén.

Nejčastěji bývají umísťována těsně vedle sebe, ve velkém množství na spodní část podvozku. Mezi jejich další úkoly patří udržovat pás v požadované poloze a zajišťovat celkovou stabilitu vozidla. Povrch pojezdových kol musí být vytvrzen.[7]

Existují dva typy pojezdových kol: samostatná – používají se nejbližší k hnacímu kolo dvojité – maximalizují stabilitu vozidla a zlepšují vedení pásu



Obrázek č. 18: pojezdové bagru Bobcat T190 [9]



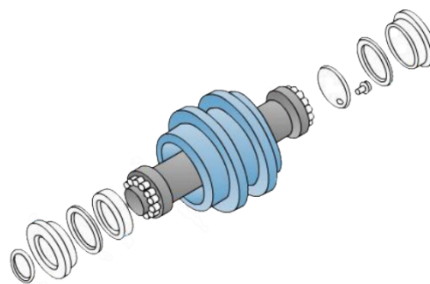
Obrázek č. 17: schéma sestavy pojezdového kola [7]

### 1.3.2.3. 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. Podpěrné kladky nejsou nezbytnou součástí konstrukčního návrhu každého pásového pohonu.



Obrázek č. 20: podpěrná kladka ITM [10]



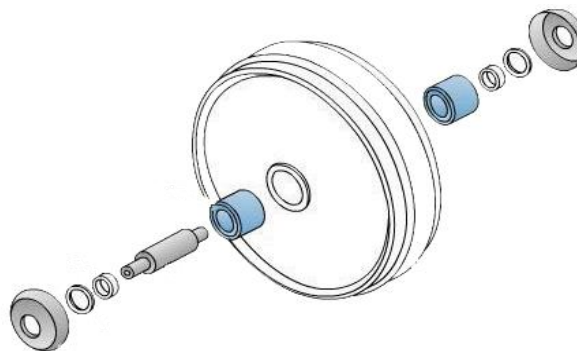
Obrázek č. 19: schéma sestavy podpěrné kladky [7]

### 1.3.2.4. Vodící kolo

Slouží k vedení pásu, a zároveň nese část váhy podvozku. Z pravidla se jedná o větší hladké kolo s drážkami, 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 vinuté pružiny, nebo hydraulicko-pneumatický systém.



Obrázek č. 22: vodící kolo bagru Bobcat T190 [9]

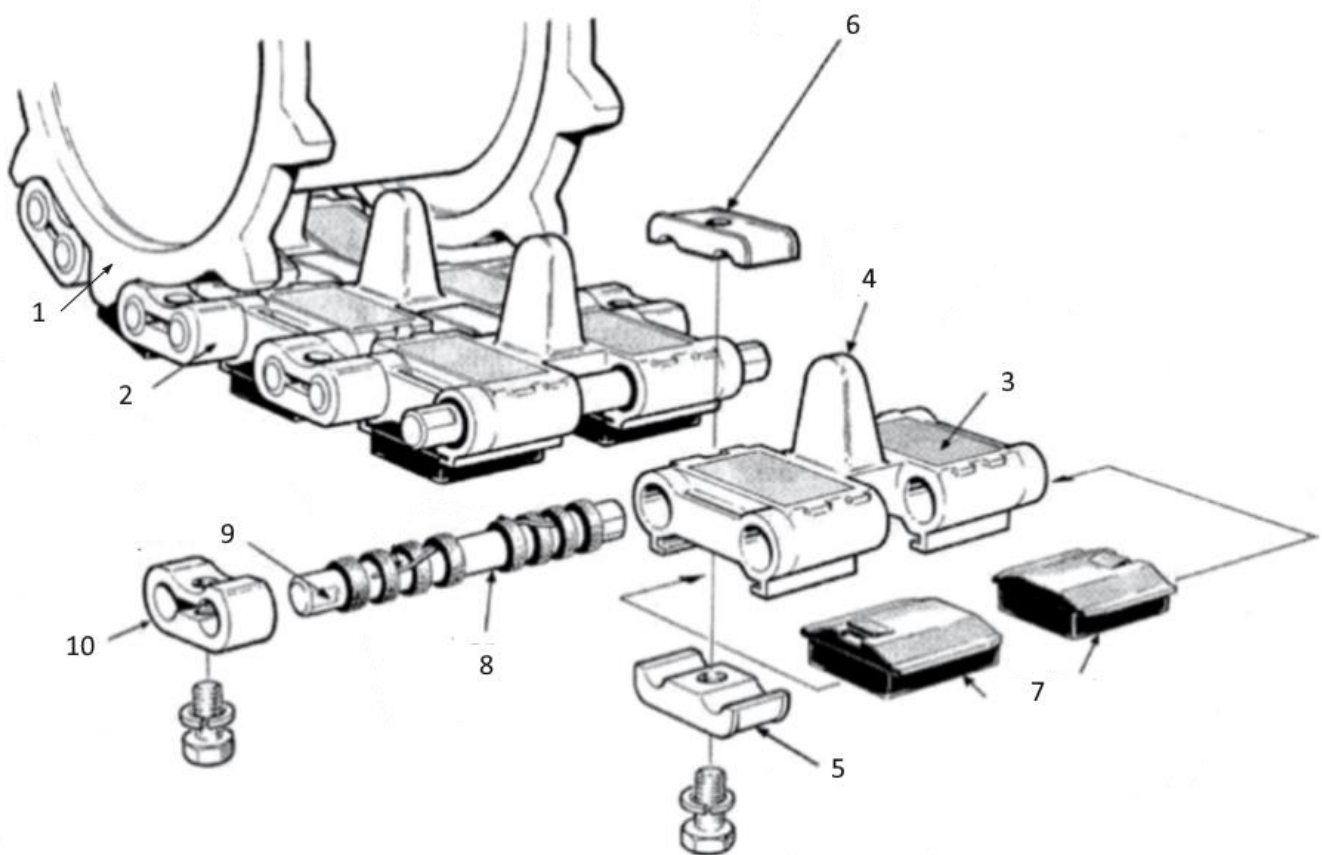


Obrázek č. 21: schéma sestavy vodícího kola [7]

### 1.3.2.5. Pásky

Jedná se o nejdůležitější části pásového podvozku. Mají za úkol bezpodmínečně zajistit požadované adhezni vlastnosti a spolehlivý záběr na kterémkoliv terénu. Jejich další úkol spočívá v přenášení velkých pojezdových sil na povrch podloží. Obecně můžeme pásky rozdělit na kontinuální a článkové. Při jejich návrhu musíme dbát na dodržení potřebné šířky pásů a s tím spojené snížení měrného tlaku mezi pásem a vozovkou. Na druhou stranu, příliš široké pásky zvyšují jízdní odpor a celkovou hmotnost vozidla. Což negativně ovlivňuje jízdní vlastnosti a kmitání vozidla.[11]

#### 1.3.2.5.1. Konstrukce článkových pásů



Obrázek č. 23: schéma konstrukce článkového pásu [14]

1- hnací turasové kolo, 2- plocha záběru ozubeného kola, 3- pogumovaná ploška, 4- středící roh, 5- centrální konektor(spodní), 6- centrální konektor(horní), 7- opěrné destičky(vyměnitelné), 8- čep s gumovými kroužky, 9- orientační plochá destička, 10- koncový svorkový konektor

Na obrázku č. 23 je zobrazena konstrukce článkového pásu. Řetězový pás se skládá z mnoha řetězových článků, které obíhají mezi vodícím kolem a hnacím turasovým kolem (1). Řetězový článek se skládá z těla článku se středícím rohem (4), který slouží k udržení pásu v požadované poloze. Jednotlivé články jsou spojeny pomocí čepů (8), které jsou uprostřed a na koncích spojeny konektory (2,5,6,10). Ke zlepšení adheze mezi vodícím kolem a těly článku se vrchní strany článků pogumovávají (3). Na spodní straně článků, jsou připojeny vyměnitelné opěrné destičky (7). Celý systém je nutno mazat, zejména nejvíce namáhané části, mezi čepy a těly článků. Požadované natočení čepů, zajišťuje orientační plochá destička (9). [14]

Druhy opěrných destiček:

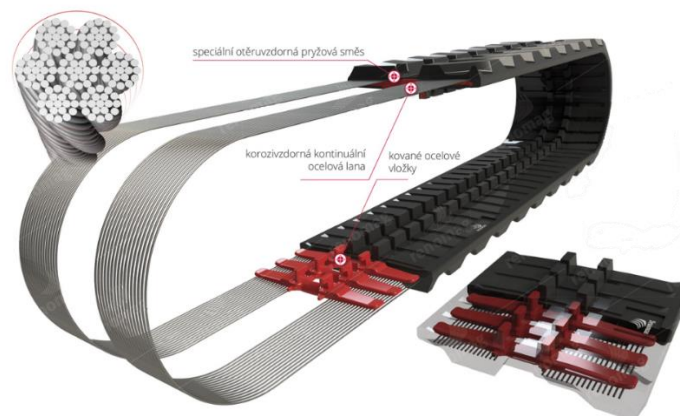
- deska s jedním žebrem nebo ostruhou – používá se převážně u stavebních strojů s nároky na velkou tažnou sílu
- deska se dvěma nebo třemi žebry – využití u pásových rypadel
- deska s hladkým povrchem – používá se především v situacích, kde nechceme poškodit povrch
- povlaky z umělých hmot přišroubované na ocelové desky
- desky z umělých hmot s ocelovou výztuží

Rozložení opěrných desek podél pásu a jejich šířka, rozhodují o měrném tlaku na půdu. V závislosti na prostředí, ve kterém pásové vozidlo pracuje, je nutno volit správné parametry opěrných desek. Pokud bude vozidlo pracovat v měkkém terénu, je zapotřebí zvolit širší opěrné desky. Naproti tomu, pokud bude vozidlo pracovat v hornatém nebo skalním terénu, je výhodnější zvolit užší opěrné desky pásu, jelikož se opotřebovávají méně než desky širší. Přibližné parametry zatížení zobrazuje tabulka 3. [11]

Šířky opěrných desek pásů [mm]	400-500	500-600	600-700	700-800	900-1200
Střední měrný tlak na půdu [kPa]	135-90	80-45	70-40	60-35	30-15

Tabulka č. 3: velikost měrného tlaku v závislosti na šířce opěrných desek [11]

### 1.3.2.5.2. Konstrukce kontinuálních pásů



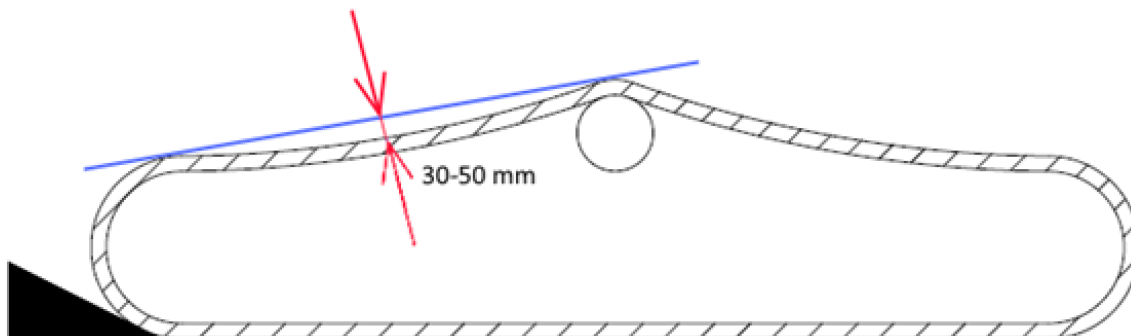
Obrázek č. 24: schéma konstrukce kontinuálního pásu [12]

Nejčastěji se jedná o pásy pryžové. Hlavní charakteristikou kontinuálního pásu je, že je vyroben v jednom souvislém kusu, tedy není rozdělen na články. Celý pás je vyztužen ocelovými lany, díky kterým má pás lepší výdrž, pevnost a životnost. Na ocelová lana jsou připevněny kované ocelové vložky, které slouží jako hlavní kostra pásu. Všechny tyto části jsou nakonec zalaty otěruvzdornou pryžovou směsí.

Hlavními výhodami kontinuálních pryžových pásů jsou vyšší pojezdová rychlost, nižší hmotnost a přirozené tlumení dynamických rázů. S nižší hmotností je spojen i menší měrný tlak na půdu. A jelikož jsou vyrobeny ze spojitého kusu materiálu, odpadají požadavky na mazání a těsnění. [11]

### 1.3.2.6. Napínání pásů

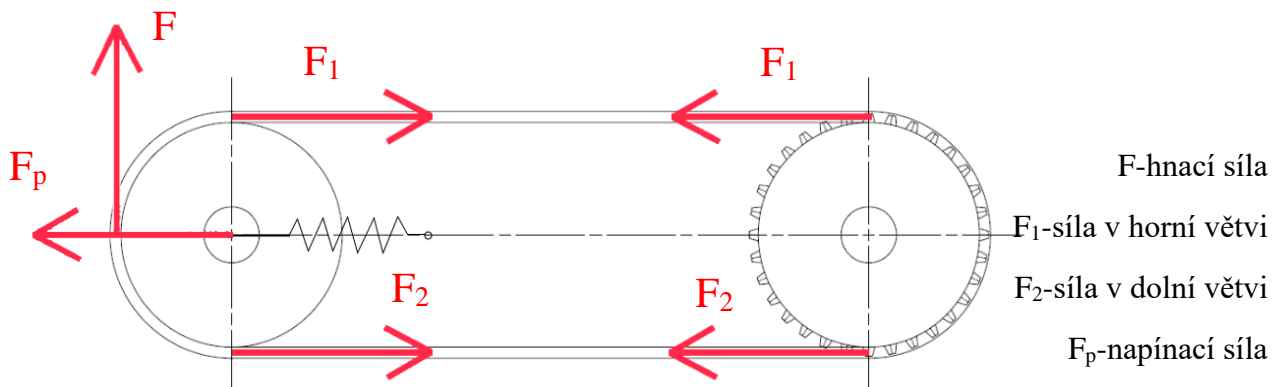
V důsledku opotřebení pouzder a čepů, vznikají ve spojích řetězu vůle, které můžeme vymezit pomocí napínání pásů. Při pohybu pásového podvozku je důležité zajistit správný záběr článkového řetězu s hnacími koly. Díky tomu, nebude docházet k vysmeknutí pásů, nebo naopak k příliš velkému přepětí pásů. Náležité vypnutí pásů, se nejčastěji provádí za pomoci mechanického nebo hydraulického zařízení. Správné napnutí pásů, bychom měli volit v závislosti na pracovních podmínkách stroje. Nejčastěji se užívá mezera průvěsu (obr. č. 24) mezi vodícím kolem a horní podpěrnou kladkou zhruba kolem 30–50 mm. [11]



Obrázek č. 25: schéma správného průvěsu pásu

Správné napnutí řetězu předchází dalším problémům, například v hornatých terénech předchází zaseknutí kamenů nebo větví mezi řetěz a hnací kolo vozidla, nebo v měkčích terénech zabraňuje ulpívání kusů bahna nebo zeminy v zubech hnacího kola. V obou těchto případech by došlo k přetížení řetězu pásu, napětí v řetězu by se zvýšilo nad přípustnou mez, a řetěz by praskl. Na druhou stranu, řetěz nesmí být ani příliš volný, neboť příliš povolený pás má při zvýšení hnacích sil tendenci vybíhat ze záběru se zuby hnacího kola. Další problém, kterému napnutí předchází, je vzpříčení řetězu mezi vodící kolo a pojízděcí kladky.

Při pohybu podvozku, by neustále docházelo ke kolísání napětí v tahu v řetězu, proto je nutné zajistit náležité předpětí. Napínací síla je rovna polovině součtu sil v dolní a horní větvi pásu.



Obrázek č. 26: schéma sil působících na řetěz pásového vozidla [13]

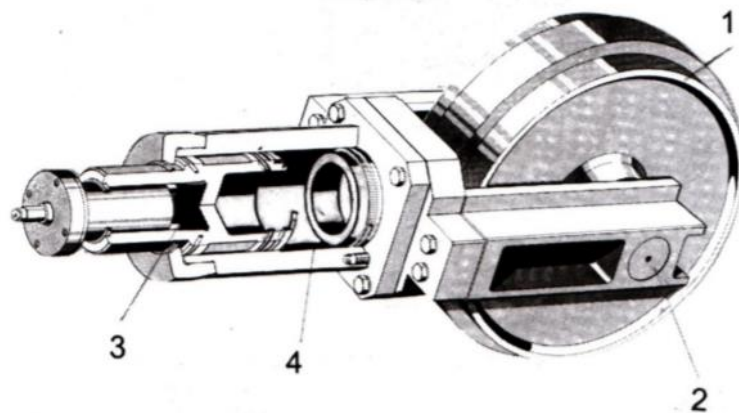
$$\text{Výpočet napínací síly: } F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad [13]$$

M<sub>t</sub>-točivý moment

D-průměr hnacího kola

$$\text{Výpočet hnací síly: } F = \frac{M_t}{2 \times D} \quad [13]$$

Dalším úkolem napínacího zařízení je se při jízdě vypořádat se značnými rázovými silami, které působí na části pásového podvozku. U starších pásových vozidel se k napnutí pásů využívalo vinutých pružin. U současných strojů, se již ve značné míře vinutá pružina nahrazuje hydraulicko-pneumatickým systémem (obr. č.27).



Obrázek č. 27: hydraulicko-pneumatický systém napínání [11]

1- vodící kolo, 2- vidlice s ložiskem, 3- tukový váleček, 4- prostor vyplněný dusíkem

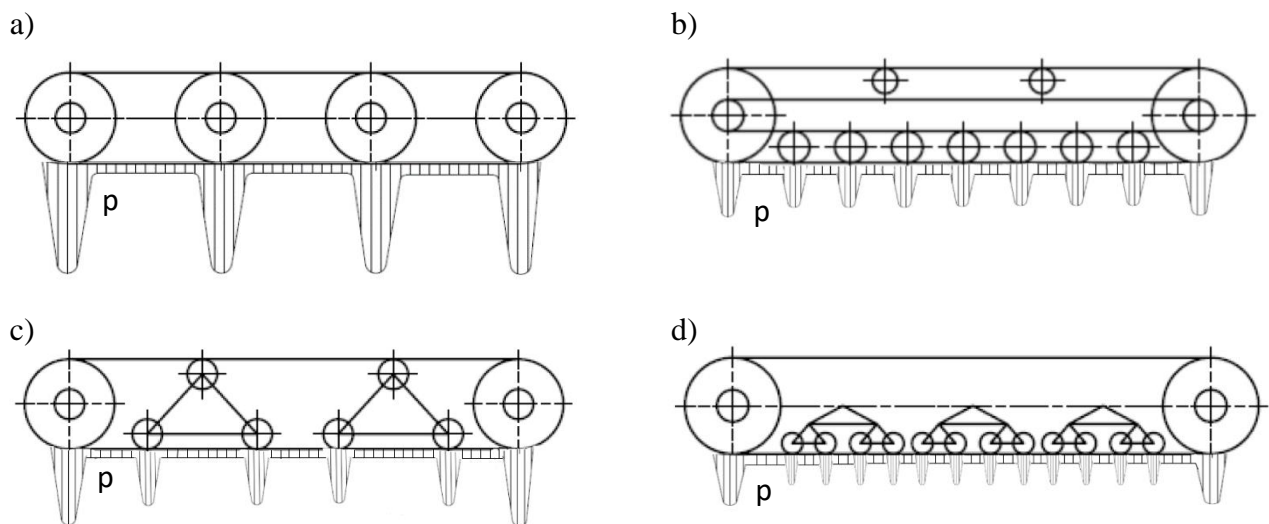
Hydraulicko-pneumatický systém se skládá z vodící kola, které je uloženo ve vidlici s ložisky pomocí posuvné vazby. Následně, je vidlice připevněna k pouzdru. V pouzdru se nachází komora s dusíkem, ve které se pohybuje tukový váleček. Dusík slouží ekvivalentně jako pružina. Stlačením dusíku, dochází k posunu vodícího kola ve vidlici.

### 1.3.2.7. Uspořádání podvozku

Uspořádáním je myšleno konstrukční řešení daného podvozku, tedy tvar, počet a umístění veškerých strojních součástí, které se na pásovém podvozku nachází. Vhodné konstrukční řešení má rozhodující vliv na celkovou funkčnost a spolehlivost podvozku. Hlavní prioritou pro konstrukci pásového podvozku je, aby jeho geometrie vždy co nejlépe opisovala povrch terénu. Tedy aby veškeré opěrné body podvozku, byly vždy v kontaktu s povrchem. Počet a velikost pojezdových kol též ovlivňuje rozložení celkového tlaku podvozku na podloží.

Typy podvozků a rozložení tlaku působící na povrch:

- málokladkový podvozek
- mnohokladkový (traktorový) podvozek
- mnohokladkový vahadlový jednostupňový podvozek
- mnohokladkový vahadlový dvoustupňový podvozek



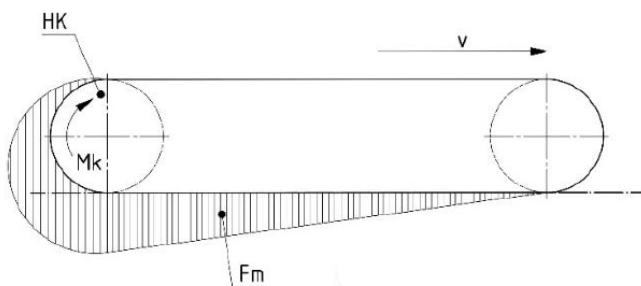
Obrázek č. 28: typy pásových podvozků a rozložení měrného tlaku

Z obr. č. 28 vyplývá, při návrhu pásového podvozku je výhodnější zvolit vyšší počet pojezdových kol, z důvodu lepšího rozložení měrného tlaku. Další výhodou vyššího počtu kol jsou menší skokové změny tlaku, což je přínosné zejména při pohybu po měkkém podloží. [11]

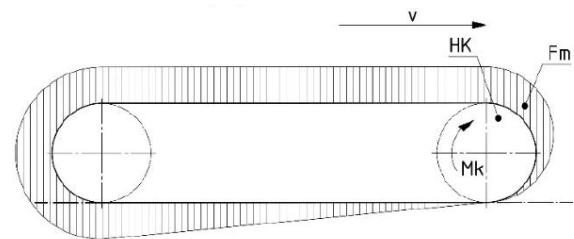
Dalším důležitým rozhodnutím při konstruování pásového podvozku, je umístění hnacího turasového kola. K dispozici jsou pouze dvě možnosti-vpřed, nebo vzad. Umístění hnacího kola se často odvíjí od pozice motoru a převodovky.

Z hlediska napětí v páscech, je výhodnější volit umístění hnacího turasového kola vzadu, protože hnací moment od motoru zatěžuje pouze dolní větev pásu. Znázorněno na obr. č. 29a). [13]

a) umístění hnacího kola vzadu



b) umístění hnacího kola vpředu



Obrázek č. 29: rozložení napětí v páscech v závislosti na umístění hnacího kola

### 1.3.2.8. Zavěšení kinematických struktur podvozku

Metoda zavěšení kinematických struktur, tedy zavěšení pojezdových kol, významně definuje jízdní vlastnosti pásového podvozku. Hlavní úkol pojezdových kol je nést téměř celou váhu vozidla a udržovat co nejlepší stabilitu. Dále také zavěšení pojezdových kol určuje poměr odpružené a neodpružené hmotnosti vozidla.

Typy zavěšení:

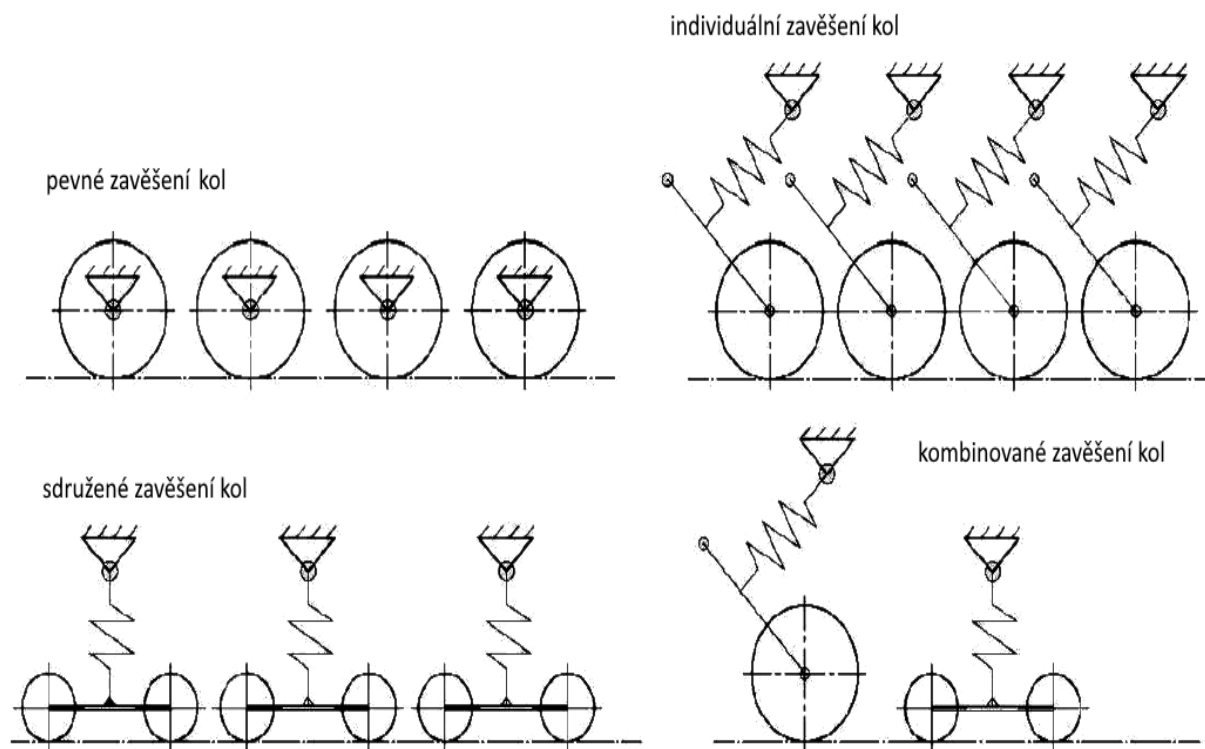
**Pevné** – podvozek vozidla není žádným způsobem odpružen, pojezdová kola jsou na pevně spojena s rámem vozidla. Tento způsob zavěšení, má za následek vysoké namáhání rámu, a znemožňuje dosáhnout vyšších rychlostí.

**Individuální (Christie)** – pojezdová kola podvozku, jsou zavěšena nezávisle na sobě. Každé pojezdové kolo je zavěšeno jedním nezávislým tlumícím soustrojím, například pomocí, pružin, nebo torzních tyčí. Toto zavěšení umožňuje pásovému vozidlu dosáhnout vyšších rychlostí vpřed.

**Sdružené** – jedná se o zavěšení, kde je více pojezdových kol upevněno na jedno tlumící zařízení. Tento způsob zavěšení, vyniká hlavně díky lepšímu vedení pásu.

**Kombinované** – Tento způsob uchycení pojezdových kol, kombinuje výše zmíněné.





Obrázek č. 30: typy zavěšení pojezdových kol

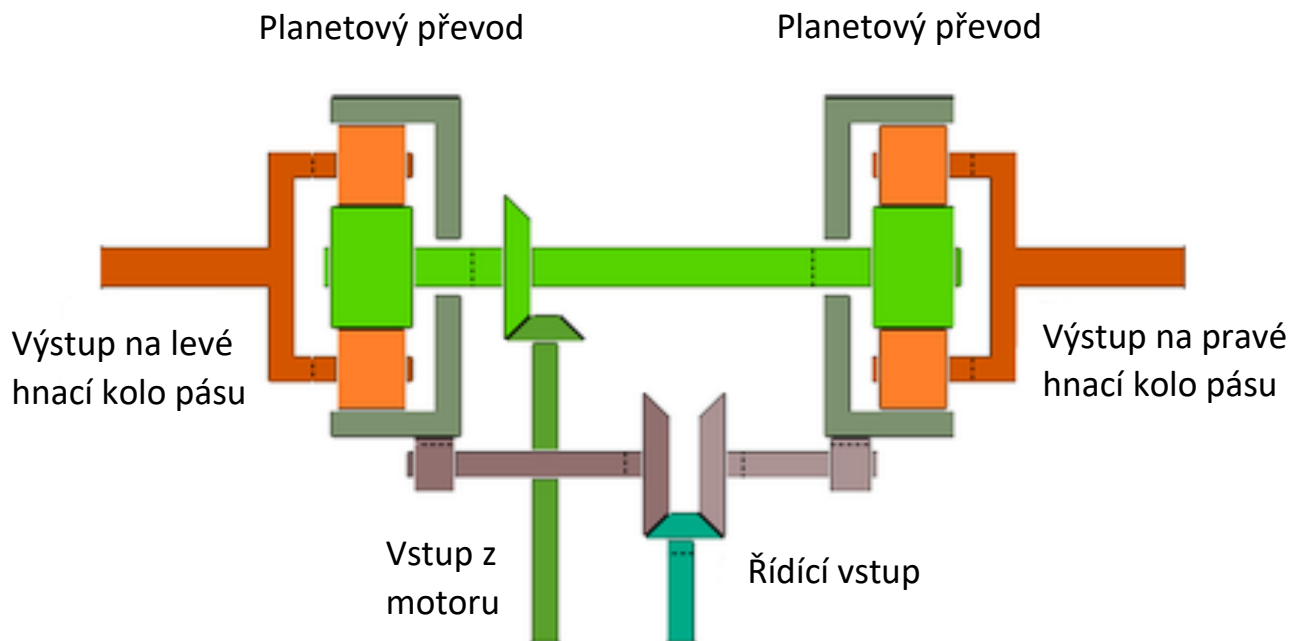
### 1.3.2.9. Řízení pásového vozidla

Aby bylo možno řídit pásové vozidlo, je třeba, aby pásy měli rozdílnou rychlost. Tímto způsobem, se bude vozit točit směrem k pomalejšímu pásu. Tento způsob řízení se nazývá smykové řízení, nebo též diferenciální řízení.

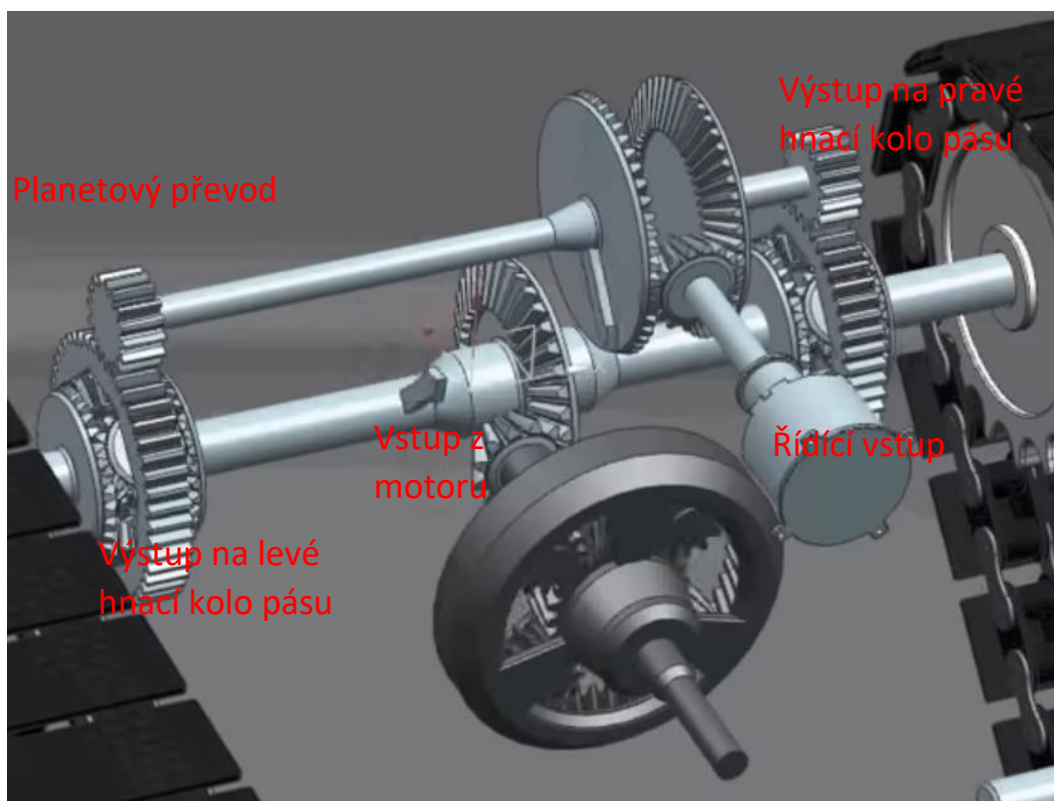
**Způsoby řízení:** dvojitý motor, systém spojka-brzda, řízení pomocí ozubených kol, brzděný diferenciál, Cletrac (řízený diferenciál), Maybach (dvojitý diferenciál), vylepšený dvojitý diferenciál, trojitý diferenciál

V průběhu vývoje řízení pásových vozidel, se každý návrh snažil zachovat relativně jednoduché ovládání řídicího systému, možnost otáčení vozidla na místě a udržet vysokou efektivitu řídicího systému, aby nedocházelo ke vzniku příliš velkého odpadního tepla.[17]

**Princip chodu řízení vylepšeného dvojitého diferenciálu:** Výstup z motoru je přes ozubený převod přiveden na hlavní hřídel, tato hřídel se otáčí a nese dvě ozubená kola, která přenáší točivý moment na planetové převody. Z těchto planetových převodů je točivý moment přiveden až na levé a pravé hnací kolo pásů. Do tohoto systému je připojen další diferenciál, který je poháněn přes druhou převodovku z motoru, nebo má svůj vlastní elektrický či hydraulický pohon. Díky tomuto diferenciálu, je možno měnit vzájemnou rychlost planetárních převodů, což umožňuje otáčení pásového vozidla bez zbytečných energetických ztrát. [17]



Obrázek č. 31: schéma řízení pomocí systému vylepšeného dvojitého diferenciálu [18]



Obrázek č. 32: model řízení pomocí systému vylepšeného dvojitého diferenciálu [19]

## 1.4. Materiály součástí pásového podvozku

### 1.4.1. Pásy

Pásy mohou být pryžové nebo ocelové. Materiály pryžových pásů určuje výrobce, a proto se budeme zabývat materiály pouze u článkových pásů.

Článek pásů se skládá z vyměnitelné destičky, těla a čepu.

Součásti pásu jsou v přímém styku s povrchem vozovky. Proto je nutné zvolit materiál s vysokou odolností proti abrazi.

**Vyměnitelná destička** – požadavky: odolnost proti abrazi, pevnost v tlaku, tvrdost, houževnatost, odolnost vůči rázům, životnost

Zvolený materiál: manganová austenitická ocel ČSN 42 2920

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 785$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 295$
prodloužení	$\epsilon$	%	$\geq 40$
Tvrdost		HB	175-240

Tabulka č. 4: vlastnosti oceli ČSN 42 2920 [15]

Ocel ČSN 42 2920 má vysokou odolnost proti abrazi, dosahuje 3x větší tvrdosti povrchu při tlakovém zatížení. Odolává silným dynamickým rázům.

Ocel je nutno tepelně upravit žháním. Ocel se vytvrdí při namáhání, není nutno použít povrchových úprav. U článkových pásů, je možno použít vyměnitelné destičky rovněž z pryže, z důvodu ochrany povrchu vozovky. [15]

**Tělo článku** – požadavky: vysoká pevnost v tahu i tlaku, houževnatost, odolnost proti abrazi, tvrdost,

Těla článků se typicky odlévají z nízkolegovaných ocelí, s přibližnou smluvní mezí kluzu  $R_p 0,2$  okolo 600 MPa a mezi pevnosti  $R_m$  okolo 900 MPa. [14]

Zvolený materiál: manganová austenitická ocel ČSN 42 2921

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 885$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 390$
Prodloužení	$\epsilon$	%	$\geq 40$
Vrub. Houževnatost	KC	J/cm <sup>2</sup>	$\geq 100$
Tvrdost		HB	175-240

Tabulka č. 5: vlastnosti oceli ČSN 42 2921 [15]

Ocel ČSN 42 2921 má podobné vlastnosti jako ocel ČSN 42 2920.

U vyměnitelných destiček a u těl článků pásu, se jedná o strojní součásti složitějších tvarů, proto byly zvoleny oceli ke slévání. [15]

**Rotační čep** – požadavky: vysoká pevnost v ohybu, houževnatost, odolnost proti abrazi, odolnost vůči rázům.

Zvolený materiál: ČSN 15 261.6

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1100$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 700$

Tabulka č. 6: vlastnosti oceli ČSN 15 261.6 [16]

Ocel ČSN 15 261.6 je zušlechtěna na dolní pevnost, nutná povrchová úprava např. nitridování, pro zajištění tvrdého povrchu součástí s houževnatým jádrem. [16]

### 1.4.2. Pojezdová kola a podpěrné kladky

Jedná se o rotační součásti, sloužící k vedení pásů. Pojezdová kola jsou zatěžována celkovou hmotností vozidla. Je nutno zvolit materiál s vysokou pevností v tlaku.

**Pojezdová kola** – požadavky: pevnost v tlaku, odolnost proti dynamickým rázům, životnost, tvrdost, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti abrazi

Pojezdová kola, se vyrábí převážně z oceli, nebo hliníkových slitin. Vyrábí se ze dvou polovin, které jsou k sobě přišroubovány. Na přilehlých stranách vedou pás, tudíž je pro tyto plochy nutno zajistit odolnost proti abrazi.[14]

Zvolený materiál: ČSN 14331.6

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1100$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 850$

Tabulka č. 7: vlastnosti oceli ČSN 14 331.6 [16]

Ocel ČSN 14331.6 je zušlechtěna na dolní pevnost, je doporučena povrchová úprava např. nitridování, nebo cementování. Pro zajištění tvrdého povrchu součástí s houževnatým jádrem. [16]

**Podpěrné kladky** – požadavky: životnost, tvrdost, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti abrazi

Podpěrné kladky slouží pouze k vedení pásu v horní větvi pásového podvozku. Proto není vznesen požadavek na vysokou pevnost. Pro naše požadavky, by měla stačit levnější konstrukční ocel.

Zvolený materiál: ČSN 12060.6

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 850$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 420$
prokalitelnost	Do $\varnothing 40$ mm		

Tabulka č. 8: vlastnosti oceli ČSN 12 060.6 [16]

Ocel ČSN 12060.6 se hodí k dalšímu zušlechťování, zejména pro cementování. Díky této povrchové úpravě získáme dodatečnou tvrdost povrchu podpěrných kladek, a proto nebude docházet k poškození abrazi od vedeného pásu.

### 1.4.3. Hnací ozubené (turasové) kolo

**Hnací ozubené (turasové) kolo** – požadavky: vysoká pevnost, tvrdost, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti dynamickým rázům, odolnost proti abrazi, životnost

Hnací kolo je vysoce namáhaná strojní součásti pásového podvozku. Přenáší Hlavní točivý moment z motoru na pásy, a dále nese část váhy vozidla. Tato strojní součást vyžaduje vysokou tvrdost povrchu, protože při pohybu vozidla může docházet ke vniknutí cizích těles mezi spolu zabírající turasové kolo a pás vozidla. Proto budeme volit, pro tuto součást, kvalitnější materiál.

Zvolený materiál: ČSN 16 521.7

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1200$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 950$
Tvrdost		HV	850
prokalitelnost	Do $\varnothing 13$ mm		

Tabulka č. 9: vlastnosti oceli ČSN 16 521.7 [16]

Ocel ČSN 16 521.7 je zušlechtěna na střední pevnost. Vzhledem k požadavkům na vysokou tvrdost, je vhodné ocel povrchově upravit, např pomocí nitrocementace a následně kalit a popouštět.

#### 1.4.4. Pružení

Pružení u pásových vozidel je zajištěno pomocí tlumičů a tlačných vinutých pružin, nebo torzních tyčí.

**Tlačné vinuté pružiny** – požadavky: vysoká pevnost v krutu, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti dynamickým rázům, odolnost proti abrazi, životnost, vysoká mez úměrnosti

Zvolený materiál: ČSN 13 180.8

Vlastnosti:	Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1600$
	Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 1350$
	prokalitelnost	Do $\varnothing 15$ mm		

Tabulka č. 10: vlastnosti oceli ČSN 13 180.8 [16]

**Torzni tyče** – požadavky: vysoká pevnost v krutu, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti dynamickým rázům, odolnost proti abrazi, životnost, vysoká mez úměrnosti

Zvolený materiál: ČSN 13 270.8

Vlastnosti:	Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1450$
	Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 1230$

Tabulka č. 11: vlastnosti oceli ČSN 13 270.8 [16]

Obě pružinové oceli jsou zušlechťeny na horní pevnost. Pro tyto oceli není vhodná cementace, neboť při dlouhém ohřevu při cementování by mohlo docházet k hrubnutí zrna. Ocel není vhodná ani ke kalení, mohlo by dojít ke vzniku prasklin. [16]

**Vahadla** – požadavky: vysoká pevnost v ohybu, houževnatost, korozivzdornost, odolnost proti dynamickým rázům, odolnost proti abrazi, životnost

Zvolený materiál: ČSN 14 331.6

Vlastnosti:	Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1100$
	Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 850$

Tabulka č. 12: vlastnosti oceli ČSN 14 331.6 [16]

Vahadla slouží k připojení pojezdových kol. V případě užití vinutých tlačných pružin, vahadla spojují pojezdová kola a rám vozidla. Pokud je pružení realizováno pomocí torzních tyčí, vahadla spojují pojezdová kola a zmíněné torzní tyče, které jsou následně připojeny k rámu vozidla.

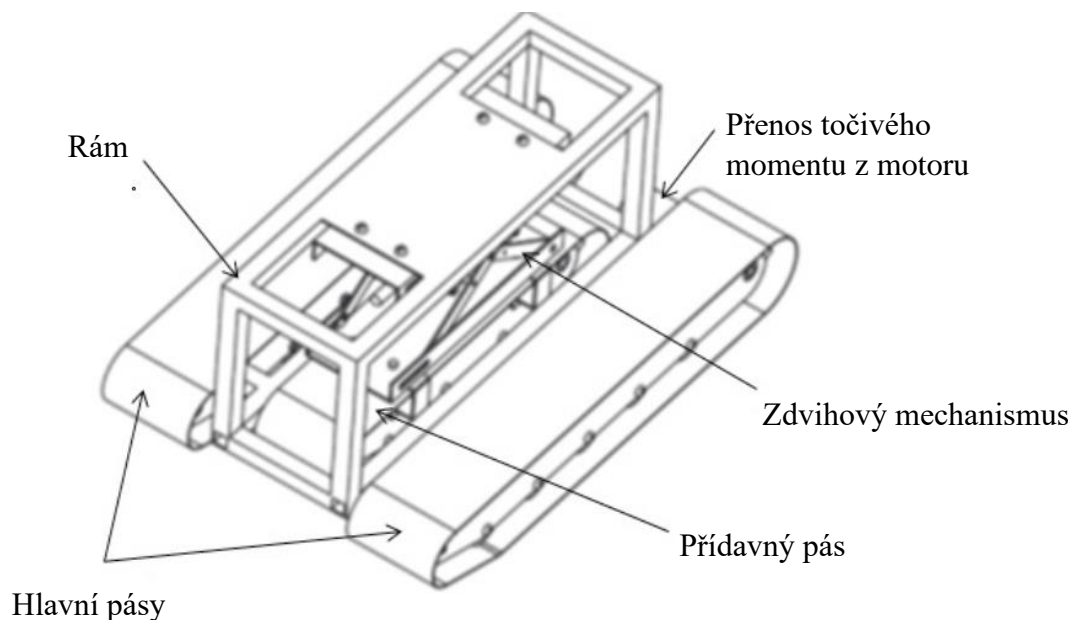
Ocel ČSN 14 331.6 je zušlechťena na dolní pevnost, tato ocel je vhodná k cementování, nebo povrchovému kalení. Pomocí těchto metod dosáhneme požadované tvrdosti povrchu a houževnatosti jádra vahadla. [14]

## 1.5. Předpoklady pro další využití pásových podvozků

Různé druhy pásových vozidel jsou široce využívány v zemědělství, těžbě, ropném průmyslu a vojenství. Žádné z těchto vozidel, ale není schopno efektivně pracovat v bažinném terénu nebo rašeliništi kvůli nízké únosnosti povrchu  $7\text{kN/m}^2$ . Z těchto důvodů bylo vytvořeno pásové vozidlo s přídavným systémem vzduchového polštáře. Tento vývoj nakonec neuspěl, vzhledem k tomu, že toto zlepšení sice přineslo zlepšení vztlaku vozidla, ale zároveň vedlo ke zvýšení adheze pásů, což zapříčinilo, že pásy sklouzávaly z pojezdových kol.

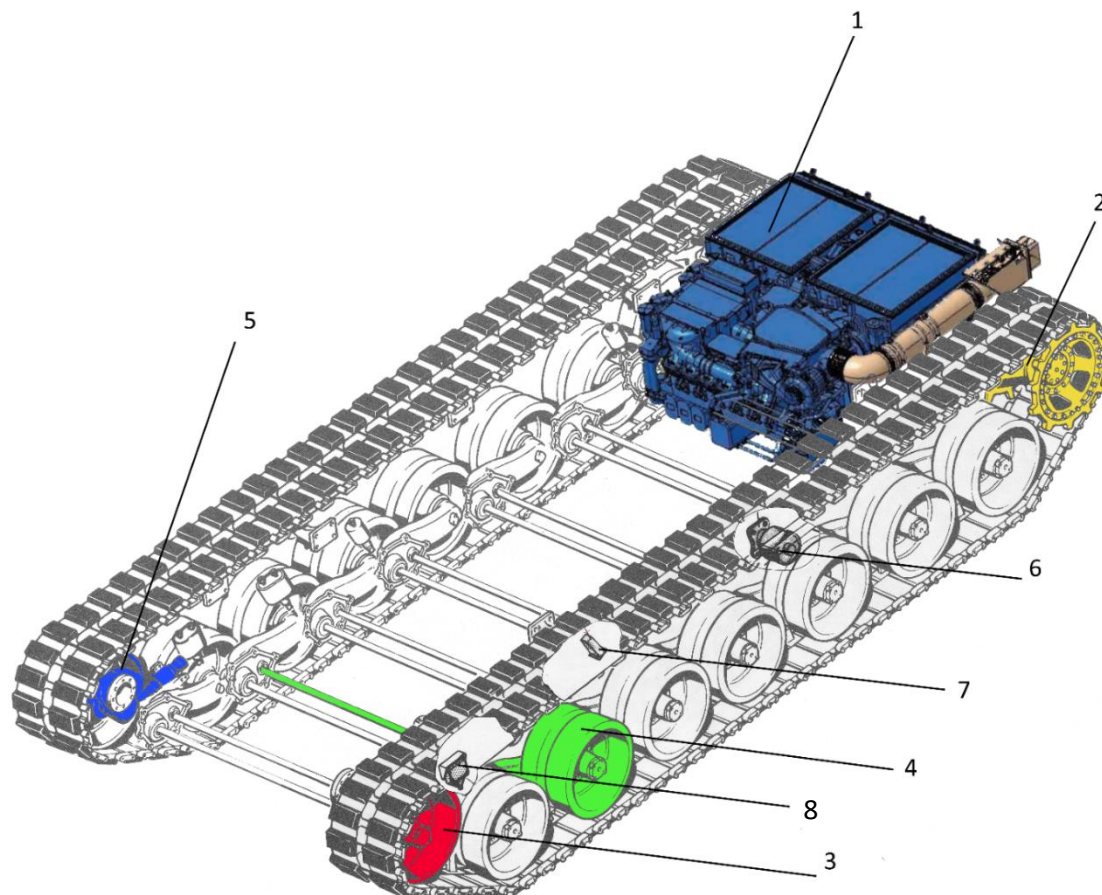
Tento neúspěch vedl k vytvoření nového konceptu pásového vozidla. Toto pásové vozidlo je vybaveno systémem s jedním přídavným pásem. Přídavný pás zajistí rozložení hmotnosti vozidla na větší plochu povrchu.

Koncept tohoto přídavného pásu je zamýšlen tak, že v případě potřeby snížení tlaku na povrch, se rozloží a napomůže vozidlu překonat náročný bažinný terén nebo rašeliniště. Následně, se přídavný pás složí do své výchozí polohy. Řídící jednotka aktivuje přídavný pás, pokud bude vozidlo potopeno o 70 mm. [20]



Obrázek č. 33: schéma konceptu pásového vozidla s přídavným pásem [20]

## 1.6. Studie konstrukčního návrhu MBT Leopard 2



Obrázek č. 34: schéma podvozku MBT Leopard 2 [31]

1-motor MTU MB 873 Ka501, 2- hnací ozubené kolo, 3- vodící kolo, 4- pojezdové kolo, 5- hydraulické napínací zařízení, 6- podpěrná kladka, 7-omezovač zdvihu, 8- silent blok

Konstrukční řešení podvozku MBT Leopard se skládá z výše uvedených komponent. Moto převodové ústrojí je umístěno v zadní části korby, společně s turasovým kolem. Hnací moment zajišťuje vznětový, čtyřtaktní, dvanáctiválcový motor MTU MB 873 Ka 501(1) s turbodmychadlem o výkonu 1103kW. Výstupní hřídel z motoru je spojena se samočinnou čtyřstupňovou převodovkou Renk HSWL 354. Přenos hnací síly z převodovky na hnací ozubená kola (2) je zajištěn pomocí systému dvojitého diferenciálu [17]. Tedy že výstup z převodovky je přes kuželová ozubená kola spojen s hlavní osou nápravy, nesoucí ozubené, planetové převody.

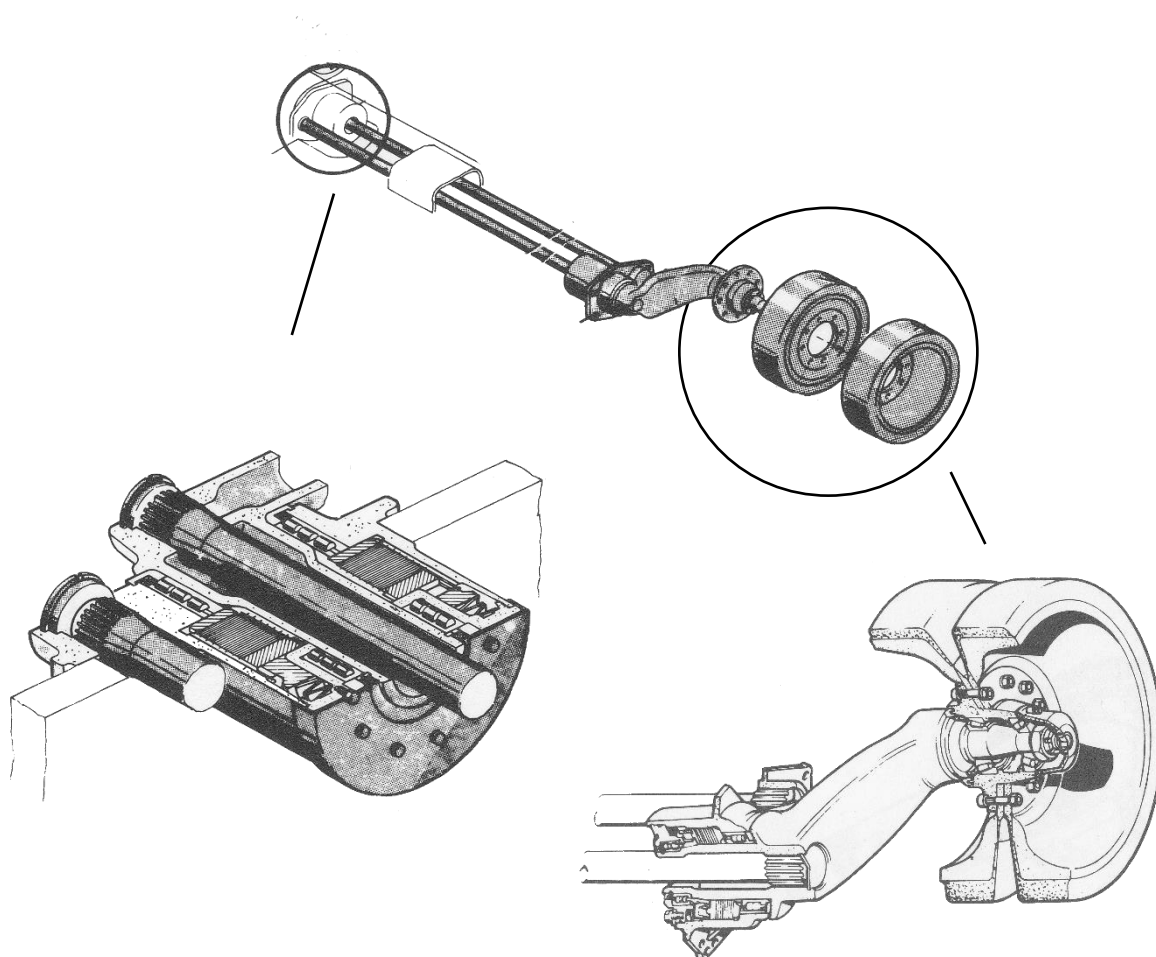
Podvozek je zvýšený 1+1, (jedna řada pojezdových nosných kol a nad ní jedna “řada“ obsahující napínací kolo (3), hnací kolo (2) a pojezdové kladky (6). Toto uspořádání zajišťuje v kombinaci s vhodným odpružením pojezdových kol nejplynulejší jízdu terénem. [33]



### Konstrukce pojezdových kol a jejich zavěšení

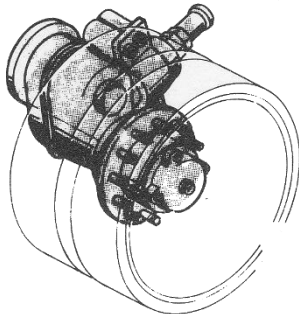
MBT Leopard 2 pro odpružení využívá torzních tyčí. Jsou dodnes používány u většiny armádních vozidel kvůli vysoké spolehlivosti a dlouhé životnosti. Dále téměř odpadají veškeré nároky na údržbu odpružení.

Pojezdová kola se skládají ze dvou polovin a mají pogumovaný povrch z důvodu lepší přilnavosti s pásem. Pomocí přírub jsou přišroubována na vahadla.

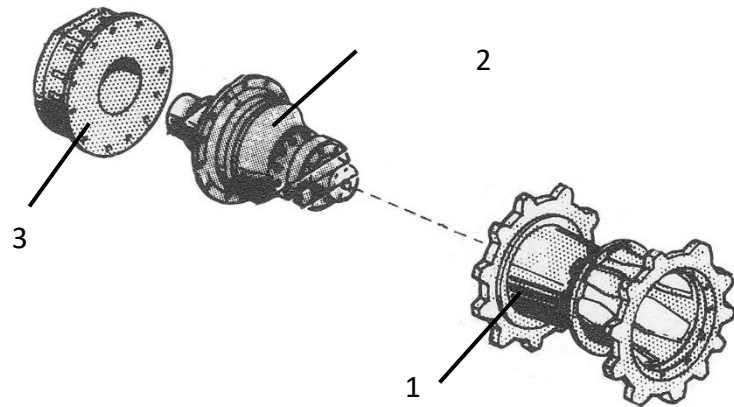


Obrázek č. 35: rozstřel zavěšení pojezdových kol pomocí torzních tyčí MBT Leopard2 [32]

Torzni tyče mají po obou stranách drážkování, které slouží ke spojení torzních tyčí s vahadlem, a zároveň ke spojení torzních tyčí s rámem. Díky tomuto drážkování je realizováno tlumení deformačních a rázových sil v torzních tyčích. Každá torzní tyč je uložena pomocí rotační vazby v ložiskách na straně svého pojezdového kola. Maximální zdvih vahadel je omezen pomocí omezovačů zdvihu (8).

**Konstrukce hnacího a napínacího kola**

Obrázek č. 37: napínacího zařízení [32]



Obrázek č. 36: rozstřel hnacího kola MBT Leopard 2 [32]

1- hnací ozubené kolo, 2- diferenciál, 3- brzda

Ozubené kolo (1) se skládá ze dvou polovin a náboje. Na náboj je přivedena hlavní osa z diferenciálu (2) přes přírubu a šrouby pro přenos hnací síly. Ozubené věnce zajišťují přenos akceleračních sil na pásy.

Vodící kolo se skládají ze dvou polovin, jsou připevněna pomocí vahadel přímo na korbu vozidla. Na vahadlech je umístěn hydraulický napínací mechanismus, zajišťující dostatečnou sílu v pásu a zároveň nutný průvěs.

## 2. Zadání konstrukční úlohy a její analýza

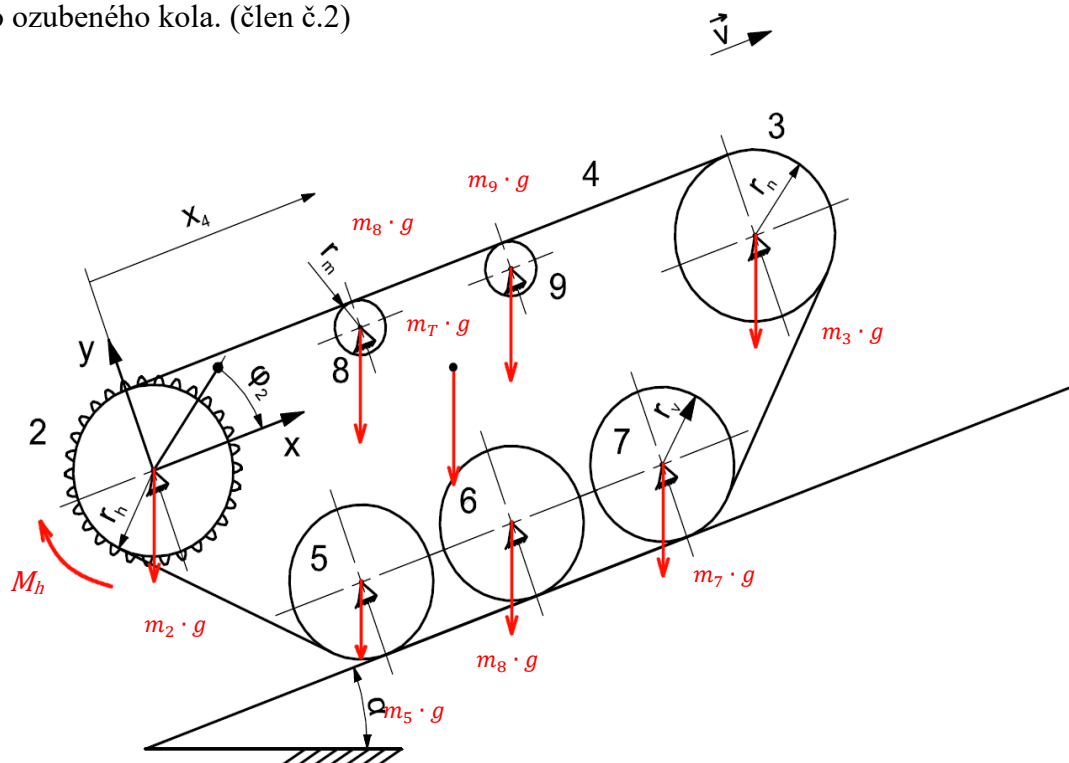
Vytvořte konstrukční návrh článkového pásu pro větší pásové vozidlo.

### 2.1. Analýza pásového podvozku

Pomocí analýzy určíme možná zatížení článkového pásu tankového vozidla.

#### 2.1.1. Metoda redukce

Nejprve je nutné určit zrychlení a setrvačné účinky pásového vozidla, toho docílíme využitím metody redukce na rotační člen. Pro výpočet využijeme zjednodušeného matematického modelu pásového podvozku. Mezi koly pásového podvozku a pásem budeme uvažovat ideální valivé vazby. Zrychlení soustavy budeme redukovat na úhlové zrychlení hnacího ozubeného kola. (člen č.2)



Obrázek č. 38: skica zjednodušeného matematického modelu pro metodu redukce

Zjednodušený matematický model se skládá z hnacího kola (člen č.2), napínacího kola (člen č.3), tří pojezdových kol (členy č.5-7), dvou podpěrných kladek (členy č.8-9) a článkového pásu (člen č.4). Na soustavu působí hnací moment  $M_h$  a vlastní tíha soustavy. Tato metoda se používá výhradně u soustav s  $1^\circ$  stupněm volnosti a neuvažuje třecí účinky.

**2.1.1.1. Určení kinematických závislostí soustavy**

Při řešení metody redukce budeme postupovat tak, že nejprve určíme zdvihové závislosti jednotlivých členů soustavy vůči redukovanému členu č.2.

**Poloha a rychlost pásu (člen č. 4):**

$$x_{41(\varphi_{21})} = \varphi_{21} \cdot r_h \quad (1)$$

$$v_{41(\varphi_{21})} = \omega_{21} \cdot r_h \quad (2)$$

**Poloha a rychlost napínacího kola (člen č. 3):**

$$\varphi_{31(\varphi_{21})} = \varphi_{21} \cdot \frac{r_h}{r_n} \quad (3)$$

$$\omega_{31(\varphi_{21})} = \omega_{21} \cdot \frac{r_h}{r_n} \quad (4)$$

**Poloha a rychlost vodících kol (členy č. 5,6,7):**

$$i = \{5,6,7\} \quad \varphi_{i1(\varphi_{21})} = \varphi_{21} \cdot \frac{r_h}{r_v} \quad (5)$$

$$\omega_{i1(\varphi_{21})} = \omega_{21} \cdot \frac{r_h}{r_v} \quad (6)$$

**Poloha a rychlost podpěrných kladek (členy č. 8,9):**

$$i = \{8,9\} \quad \varphi_{i1(\varphi_{21})} = \varphi_{21} \cdot \frac{r_h}{r_m} \quad (5)$$

$$\omega_{i1(\varphi_{21})} = \omega_{21} \cdot \frac{r_h}{r_m} \quad (6)$$

Zdvihové funkce daných členů soustavy, nejsou explicitně závislé na čase, ale pouze na geometrii pásového podvozku, proto se jedná o soustavu s konstantními převody, nyní provedeme bilanci kinetické energie.

**2.1.1.2. Bilance kinetické energie:**

Při určování bilance kinetické energie soustavy, postupně určíme a sečteme kinetické energie jednotlivých členů. Výsledná kinetická energie bude rovna kinetické energii redukovaného členu. Poté vyjádříme redukovaný moment setrvačnosti  $I_{red}$ .

$$\frac{1}{2} I_{red} \omega_{21}^2 = \frac{1}{2} I_{S_2} \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} m_4 v_{41}^2 + \frac{1}{2} I_{S_3} \omega_{31}^2 + \frac{1}{2} I_{S_5} \omega_{51}^2 + \frac{1}{2} I_{S_6} \omega_{61}^2 + \frac{1}{2} I_{S_7} \omega_{71}^2 + \frac{1}{2} I_{S_8} \omega_{81}^2 + \frac{1}{2} I_{S_9} \omega_{91}^2 + \frac{1}{2} (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9) v_{41}^2 \quad (7)$$

$$\frac{1}{2} I_{red} \omega_{21}^2 = \frac{1}{2} I_{S_2} \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} m_4 (r_h^2 \omega_{21}^2) + \frac{1}{2} I_{S_3} \left( \omega_{21} \frac{r_h}{r_n} \right)^2 + \frac{1}{2} (I_{S_5} + I_{S_6} + I_{S_7}) \left( \omega_{21} \frac{r_h}{r_v} \right)^2 + \frac{1}{2} (I_{S_8} + I_{S_9}) \left( \omega_{21} \frac{r_h}{r_m} \right)^2 + \frac{1}{2} (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9) (r_h \omega_{21})^2 \quad (8)$$

$$I_{red} = I_{S_2} + m_4 r_h^2 + I_{S_3} \left( \frac{r_h}{r_n} \right)^2 + (I_{S_5} + I_{S_6} + I_{S_7}) \left( \frac{r_h}{r_v} \right)^2 + (I_{S_8} + I_{S_9}) \left( \frac{r_h}{r_m} \right)^2 + (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9) r_h^2 \quad (9)$$

Kinetické energie jednotlivých členů soustavy, byly vyjádřeny pomocí vztahů pro výpočet kinetické energie. A pomocí vztahů plynoucích z Königovy věty, která tvrdí, že pokud těleso koná obecný rovinný pohyb, určité jeho kinetickou energii jako součet energií jednotlivých dílčích pohybů.

**Rotační člen:**

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

- $I$ ...moment setrvačnosti tělesa konající rotační pohyb
- $\omega$ ...úhlová rychlost tělesa

**Posuvný člen:**

$$E_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

- $m$ ...hmotnost tělesa konající posuvný pohyb
- $v$ ...rychlost posuvného pohybu daného členu

Následujícím krokem při určování zrychlení soustavy, je provedení bilance vnějších silových účinků.

### 2.1.1.3. Bilance výkonu vnějších silových účinků

Při určování bilance výkonu vnějších silových účinků působících na soustavu, postupně určíme výkon silových účinků působících na jednotlivé členy. Výsledná bilance výkonu bude rovna výkonu redukovaného členu. Poté vyjádříme redukovaný moment  $M_{red}$ . Při určování bilance výkonů nebudeme uvažovat výkon článkového pásu (člen č. 4), protože jeho části nekonají pohyb v jednom směru. Výkon článkového pásu určíme později, použitím odlišných přístupů. V bilanci výkonu budeme uvažovat navíc hmotnost  $m_T$ , která bude reprezentovat hmotnost zanedbaných členů podvozku (zavěšení kol, torzní tyče, rám...).

$$M_{red}\omega_{21} = M_h\omega_{21} - (m_2 + m_3 + \frac{m_T}{2} + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9)g \sin(\alpha) v_{41} \quad (10)$$

$$M_{red}\omega_{21} = M_h\omega_{21} - (m_2 + m_3 + \frac{m_T}{2} + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9)g \sin(\alpha) r_h\omega_{21} \quad (11)$$

$$M_{red} = M_h - (m_2 + m_3 + \frac{m_T}{2} + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9)g \sin(\alpha) r_h \quad (12)$$

Při určování bilance výkonu vnějších silových účinků, je nutné uvědomit si, že se jedná o vektorové násobení veličin.

#### Výkon momentu:

$$P = M \cdot \omega$$

- $M$ ...moment působící na daný člen
- $\omega$ ...úhlová rychlost tělesa

#### Výkon osamocené síly:

$$P = F \cdot v$$

- $F$ ...síla působící na daný člen
- $v$ ... rychlost posuvného pohybu daného členu

Následujícím krokem při určování zrychlení soustavy, je dosažení předchozích výsledků do vlastní pohybové rovnice redukovaného členu.

#### 2.1.1.4. Vlastní pohybová rovnice redukováného členu

$$I_{red} \cdot \ddot{\varphi}_{21} + \frac{1}{2} \frac{d I_{red}}{d \varphi_{21}} \cdot \dot{\varphi}_{21}^2 = M_{red} \quad (13)$$

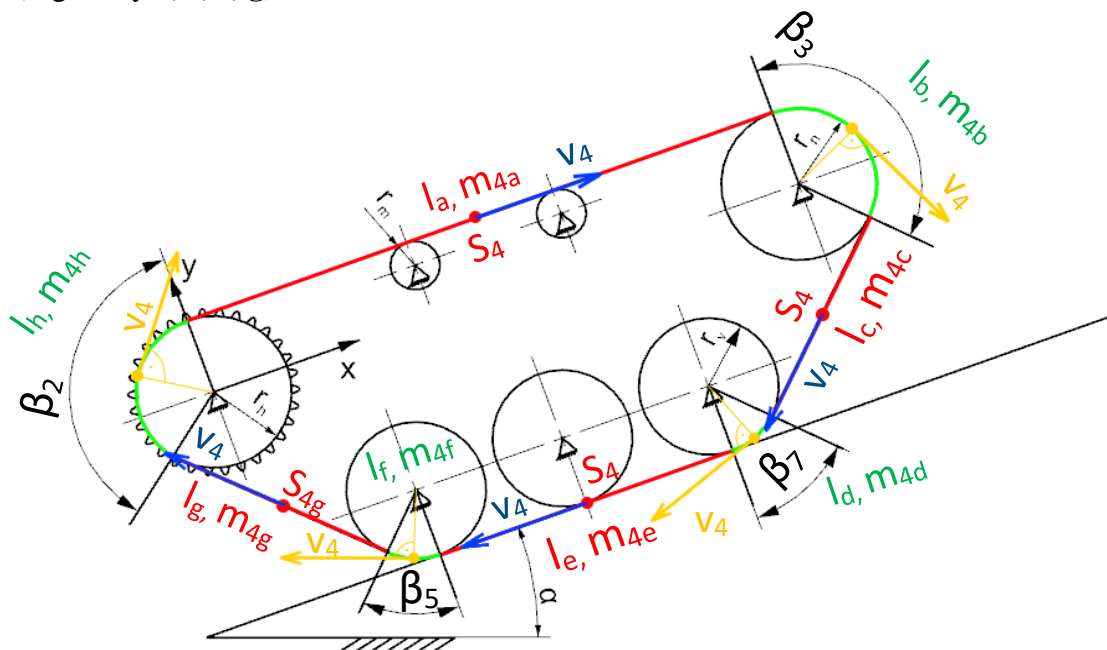
$$\frac{d I_{red}}{d \varphi_{21}} = 0 \quad (14)$$

$$\ddot{\varphi}_{21} = \frac{M_{red}}{I_{red}} \quad (15)$$

#### 2.1.1.5. Provedení bilance výkonu pro pohyb článkového pásu

Pás v každé své části vykonává pohyb jinou absolutní rychlostí, proto není možné jednoduše určit výkon vnějších silových účinků (v tomto případě hmotnosti pásu).

Bude tedy nutné zvolit jiný pohled na danou problematiku. Pro přesnější výpočet bilance výkonu vnějších silových účinků na zjednodušeném modelu pásového podvozku, rozdělíme článkový pás na 8 segmentů. Rozdělení provedeme kolem větších kol pásového podvozku, konkrétně tedy kolem hnacího kola, vodícího kola, a pojezdových kol. Tímto postupem se nám podaří vytvořit části článkového pásu, které vykonávají rotační (segmenty **b, d, f, h**) a posuvný pohyb (segmenty **a, c, e, g**).



Obrázek č. 39: skica pro určení výkonu pásu v matematickém modelu

Na schématu vidíme rozdělení článkového pásu na segmenty, a směr jejich rychlosti. Na každý segment působí gravitační síla v jeho středisku hmotnosti. Nyní je třeba z konstrukčních závislostí určit úhly opásání  $\beta$  kolem kol 2,3,5,7, pro stanovení délky segmentů a jejich hmotností.

Výpočet délek segmentů kolem kol:  $l_b = \beta_3 \cdot r_n$  (16)

$$l_d = \beta_7 \cdot r_v \quad (17)$$

$$l_f = \beta_5 \cdot r_v \quad (18)$$

$$l_h = \beta_2 \cdot r_h \quad (19)$$

Doplnění bilance výkonu vnějších silových účinků o článkový pás:

$$\begin{aligned} M_{red}\omega_{21} = & \dots - g \cdot m_{4a} \cdot \sin \alpha \cdot v_{41} + g \cdot m_{4b} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta_3}{2} + \alpha\right) \cdot v_{41} + g \cdot m_{4c} \\ & \cdot \cos(\pi - \beta_3 - \alpha) \cdot v_{41} + g \cdot m_{4d} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta_7}{2} - \alpha\right) \cdot v_{41} + g \cdot m_{4e} \cdot \sin \alpha \\ & \cdot v_{41} - g \cdot m_{4f} \cdot \sin\left(\frac{\beta_5}{2} - \alpha\right) \cdot v_{41} - g \cdot m_{4g} \cdot \sin(\beta_5 - \alpha) \cdot v_{41} - g \cdot m_{4h} \\ & \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta_2}{2} - \alpha\right) \cdot v_{41} \end{aligned} \quad (20)$$

Po úpravě:

$$\begin{aligned} M_{red}\omega_{21} = & \dots - g \cdot m_{4a} \cdot \sin \alpha \cdot \omega_{21} \cdot r_h + g \cdot m_{4b} \cdot \sin\left(\frac{\beta_3}{2} - \alpha\right) \cdot \omega_{21} \cdot r_h + g \cdot m_{4c} \\ & \cdot \cos(\pi - \beta_3 - \alpha) \cdot \omega_{21} \cdot r_h + g \cdot m_{4d} \cdot \sin\left(\frac{\beta_7}{2} + \alpha\right) \cdot \omega_{21} \cdot r_h + g \cdot m_{4e} \\ & \cdot \sin \alpha \cdot \omega_{21} \cdot r_h - g \cdot m_{4f} \cdot \sin\left(\frac{\beta_5}{2} - \alpha\right) \cdot \omega_{21} \cdot r_h - g \cdot m_{4g} \cdot \sin(\beta_5 - \alpha) \\ & \cdot \omega_{21} \cdot r_h - g \cdot m_{4h} \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{2} + \alpha\right) \cdot \omega_{21} \cdot r_h \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} M_{red} = & \dots - g \cdot m_{4a} \cdot \sin \alpha \cdot r_h + g \cdot m_{4b} \cdot \sin\left(\frac{\beta_3}{2} - \alpha\right) \cdot r_h + g \cdot m_{4c} \cdot \cos(\pi - \beta_3 - \alpha) \cdot r_h \\ & + g \cdot m_{4d} \cdot \sin\left(\frac{\beta_7}{2} + \alpha\right) \cdot r_h + g \cdot m_{4e} \cdot \sin \alpha \cdot r_h - g \cdot m_{4f} \cdot \sin\left(\frac{\beta_5}{2} - \alpha\right) \cdot r_h \\ & - g \cdot m_{4g} \cdot \sin(\beta_5 - \alpha) \cdot r_h - g \cdot m_{4h} \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{2} + \alpha\right) \cdot r_h \end{aligned} \quad (22)$$



Výsledný  $M_{red} = (12) + (22)$

$$\begin{aligned}
 M_{red} = M_h - & (m_2 + m_3 + \frac{m_T}{2} + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9)g \cdot \sin \alpha \cdot r_h - g \cdot m_{4a} \cdot \sin \alpha \\
 & \cdot r_h + g \cdot m_{4b} \cdot \sin \left( \frac{\beta_3}{2} - \alpha \right) \cdot r_h + g \cdot m_{4c} \cdot \cos(\pi - \beta_3 - \alpha) \cdot r_h + g \cdot m_{4d} \\
 & \cdot \sin \left( \frac{\beta_7}{2} + \alpha \right) \cdot r_h + g \cdot m_{4e} \cdot \sin \alpha \cdot r_h - g \cdot m_{4f} \cdot \sin \left( \frac{\beta_5}{2} - \alpha \right) \cdot r_h - g \cdot m_{4g} \\
 & \cdot \sin(\beta_5 - \alpha) \cdot r_h - g \cdot m_{4h} \cdot \sin \left( \frac{\beta_2}{2} + \alpha \right) \cdot r_h \quad (23)
 \end{aligned}$$

Po dosažení výkonu od článkového pásu je možno z vlastní pohybové rovnice redukovaného členu (rovnice č. 15) získat úhlové zrychlení hnacího členu  $\ddot{\varphi}_{21}$ . Což je klíčové pro určení setrvačných silových účinků pásového podvozku.

#### 2.1.1.6. Určení konstant, výpočet momentů setrvačnosti a dosažení do metody redukce

Poloměry kol podvozku:  $r_h = 250 \text{ mm}$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$r_n = 200 \text{ mm}$$

$$r_v = 225 \text{ mm}$$

$$r_m = 100 \text{ mm}$$

Hmotnosti a momenty setrvačnosti kol podvozku:

$$m_2 = 160 \text{ kg}$$

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \quad (24)$$

$$I_{S2} = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_3 = 140 \text{ kg}$$

$$I_{S3} = 2,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_5 = 150 \text{ kg}$$

$$I_{S5} = 3,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_6 = 150 \text{ kg}$$

$$I_{S6} = 3,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_7 = 150 \text{ kg}$$

$$I_{S7} = 3,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_8 = 25 \text{ kg}$$

$$I_{S8} = 0,125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_9 = 25 \text{ kg}$$

$$I_{S9} = 0,125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

**Hmotnosti, úhly opásání a délky jednotlivých segmentů článkové pásu:**

$$m_4 = 900 \text{ kg}$$

$$m_{4a} = 270 \text{ kg}$$

$$l_a = 3,9 \text{ m}$$

$$m_{4b} = 75 \text{ kg}$$

$$\beta_3 = 150^\circ$$

$$l_b = 0,9 \text{ m}$$

$$m_{4c} = 120 \text{ kg}$$

$$l_c = 1,7 \text{ m}$$

$$m_{4d} = 45 \text{ kg}$$

$$\beta_7 = 40^\circ$$

$$l_d = 0,3 \text{ m}$$

$$m_{4e} = 150 \text{ kg}$$

$$l_e = 2,1 \text{ m}$$

$$m_{4f} = 45 \text{ kg}$$

$$\beta_5 = 40^\circ$$

$$l_f = 0,3 \text{ m}$$

$$m_{4g} = 120 \text{ kg}$$

$$l_g = 1,7 \text{ m}$$

$$m_{4h} = 75 \text{ kg}$$

$$\beta_2 = 160^\circ$$

$$l_h = 1 \text{ m}$$

**Hnací moment motoru a hmotnost zbylé části podvozku (zavěšení, torzní tyče, rám...):**

$$M_h = 2500 \text{ Nm}$$

$$m_T = 400 \text{ kg}$$

**Maximální úhel stoupání:**

- Budeme uvažovat maximální úhel stoupání  $\alpha = 45^\circ$

**2.1.1.7. Dosazení do bilance kinetické energie a bilance výkonu vnějších silových účinků:**

$$I_{red} = I_{S_2} + m_4 r_h^2 + I_{S_3} \left(\frac{r_h}{r_n}\right)^2 + (I_{S_5} + I_{S_6} + I_{S_7}) \left(\frac{r_h}{r_v}\right)^2 + (I_{S_8} + I_{S_9}) \left(\frac{r_h}{r_m}\right)^2 \quad (9)$$

$$+ (m_2 + m_3 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9) r_h^2$$

$$I_{red} = 5 + 900 \cdot 0,25^2 + 2,8 \cdot \left(\frac{0,25}{0,2}\right)^2 + (3,8 + 3,8 + 3,8) \left(\frac{0,25}{0,225}\right)^2 + (0,125 + 0,125) \left(\frac{0,25}{0,1}\right)^2 + (160 + 140 + 150 + 150 + 150 + 25 + 25) \cdot 0,25^2 \quad (25)$$

$$I_{red} = 131,262 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (26)$$

$$M_{red} = M_h - (m_2 + m_3 + \frac{m_T}{2} + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + m_9) g \cdot \sin \alpha \cdot r_h - g \cdot m_{4a} \cdot \sin \alpha \cdot r_h + g \cdot m_{4b} \cdot \sin\left(\frac{\beta_3}{2} - \alpha\right) \cdot r_h + g \cdot m_{4c} \cdot \cos(\pi - \beta_3 - \alpha) \cdot r_h + g \cdot m_{4d} \cdot \sin\left(\frac{\beta_7}{2} + \alpha\right) \cdot r_h + g \cdot m_{4e} \cdot \sin(\alpha) \cdot r_h - g \cdot m_{4f} \cdot \sin\left(\frac{\beta_5}{2} - \alpha\right) \cdot r_h - g \cdot m_{4g} \cdot \sin(\beta_5 - \alpha) \cdot r_h - g \cdot m_{4h} \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{2} + \alpha\right) \cdot r_h \quad (23)$$

$$M_{red} = 2500 - \left(160 + 140 + \frac{400}{2} + 150 + 150 + 150 + 25 + 25\right) \cdot 9,81 \cdot \sin(45^\circ) \cdot 0,25 - 9,81 \cdot 270 \cdot \sin(45^\circ) \cdot 0,25 + 9,81 \cdot 75 \cdot \sin\left(\frac{150^\circ}{2} - 45^\circ\right) \cdot 0,25 + 9,81 \cdot 120 \cdot \cos(\pi - 150^\circ - 45^\circ) \cdot 0,25 + 9,81 \cdot 45 \cdot \sin\left(\frac{40^\circ}{2} + 45^\circ\right) \cdot 0,25 + 9,81 \cdot 150 \cdot \sin(45^\circ) \cdot 0,25 - 9,81 \cdot 45 \cdot \sin\left(\frac{40^\circ}{2} - 45^\circ\right) \cdot 0,25 - 9,81 \cdot 120 \cdot \sin(40^\circ - 45^\circ) \cdot 0,25 - 9,81 \cdot 75 \cdot \sin\left(\frac{160^\circ}{2} + 45^\circ\right) \cdot 0,25 \quad (27)$$

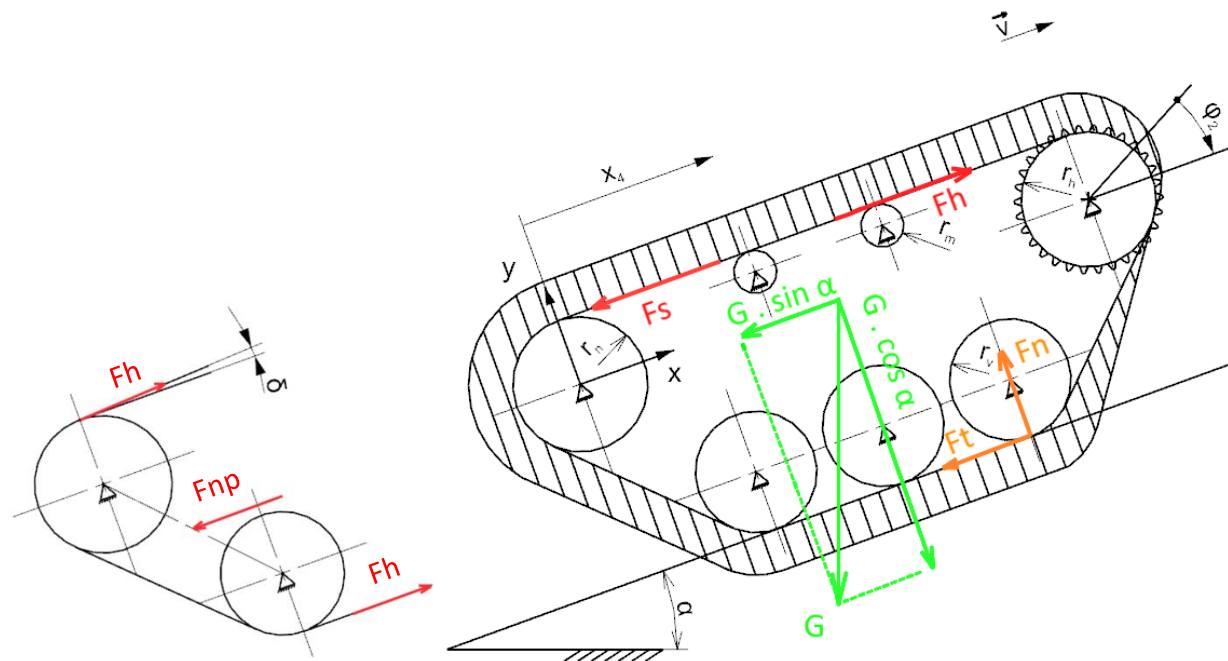
$$M_{red} = 811,019 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$\ddot{\varphi}_{21} = \frac{M_{red}}{I_{red}} = \frac{311,019}{131,262} = 6,178 \text{ rad/s}^2 \quad (29)$$

$$\ddot{x}_{41} = \ddot{\varphi}_{21} \cdot r_h = 6,178 \cdot 0,25 = 1,545 \text{ m/s}^2 \quad (30)$$

## 2.1.2. Dynamická rovnováha soustavy podvozku

Pro výpočet pnutí v článkovém pásu, nyní určíme všechny zátěžné síly. Proto sestavíme rovnice dynamické rovnováhy. V soustavě článkového pásu ve směru pohybu tedy působí hnací, gravitační, třecí, setrvačná a napínací síla. Hnací sílu určíme z podmínky dynamické rovnováhy, jako součet působících sil, a následně určíme napínací sílu. Největší zatížení pásu se projevuje při jízdě pásového vozidla do svahu hnacím kolem vpřed (Obrázek č.40).



Obrázek č. 40: skica pro určení dynamické rovnováhy soustavy v matematickém modelu

Nyní sestavíme rovnice dynamické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: F_h - F_s - F_t - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (31)$$

$$\rightarrow F_h = F_s + F_t + G \cdot \sin \alpha = m_c \cdot \ddot{x}_{41} + F_n \cdot f + G \cdot \sin \alpha \quad (32)$$

Výpočet napínací síly:

$$\rightarrow F_{np} = \frac{1}{2} (F_h + F_h \cdot \cos \delta) \quad (33)$$

**2.1.2.1. Dosazení do rovnice dynamické rovnováhy a určení konstant**

$$m_c = 2000 \text{ kg}$$

$$\ddot{x}_{41} = 1,545 \text{ m/s}^2$$

$$G = g \cdot m_c = 9,81 \cdot 2000 = 19620 \text{ N}$$

$$F_n = G \cdot \cos \alpha = 19620 \cdot \cos 45^\circ = 13873,4 \text{ N}$$

$$\delta = 6^\circ$$

$$f = 0,15 \text{ [-]}$$

Při určování hodnoty součinitele odporu vozovky  $f$  bylo přihlédnuto k nasazení bojových vozidel převážně v bahnitém a travnatém terénu. [34]

**hnací síla:**

$$\begin{aligned} F_h &= F_s + F_t + G \cdot \sin \alpha = m_c \cdot \ddot{x}_{41} + F_n \cdot f + G \cdot \sin \alpha \\ &= 2000 \cdot 1,545 + 13873,4 \cdot 0,15 + 19620 \cdot \sin 45^\circ = 19044 \text{ N} \end{aligned} \quad (34)$$

**napínací síla:**

$$F_{np} = \frac{1}{2}(F_h + F_h \cdot \cos \delta) = \frac{1}{2}(19044 + 19044 \cdot \cos \delta) = 18992 \text{ N} \quad (35)$$

## 2.2. Specifikace požadavků na TS

Podvozek pásového vozidla je jeho nejdůležitější součástí. Jeho hlavním úkolem je zajistit pohyb vozidla. Tento úkol zajišťuje článkový pás.

### Hlavní požadavky na článkový pás:

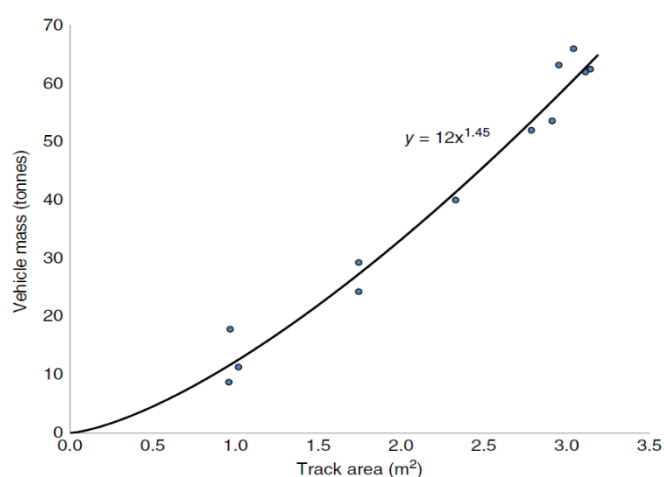
1. Zajistit přenos hnací síly z turasového kola na podloží
2. Zajistit dostatečně malý měrný tlak na podloží a dobrou průchodnost terénem

### Vedlejší požadavky na článkový pás:

3. Zabránit sesmeknutí z pojezdových kol
4. Rychlá a snadná rozebíratelnost
5. Dostatečná pevnost a tvrdost
6. Odolnost vůči prostředí a korozi
7. Životnost a ekologie

Prvním z hlavních požadavků na článkový pás je přenášet trakční a brzděné síly při vertikálním zatížení pojezdových kol. Pásky též musí přenést diferenciální, trakční a brzděné síly ze systému řízení vozidla pro umožnění zatáčení „smykem“. Kvůli systému řízení, se z článkových pásů stávají komponenty kritické pro bezpečnost. Pro Vysokorychlostní pásová vozidla je nutné, aby pás byl flexibilní v obou směrech pro umožnění odpružení a tlumení.

Druhým z hlavních požadavků na článkový pás je rozložit hmotnost pásového vozidla na co největší efektivní plochu k poskytnutí dobrého výkonu v měkkém terénu. Rozměry pásu, jsou ovlivněny primárně podle velikosti pásového vozidla, sekundárně podle jeho funkce. Šířka pásu se určuje jako kompromis mezi průchodností a tlakem na měkké podloží. Bojová vozidla jsou obvykle limitována šířkou 3,5 metru kvůli kompatibilitě s rozchodem kolejí NATO. [14] Dále pro bojová vozidla platí závislost mezi hmotností vozidla a kontaktní plochou pásu. (graf č. 1)



$$S_p = 2 \cdot w_p \cdot l_p \quad (36)$$

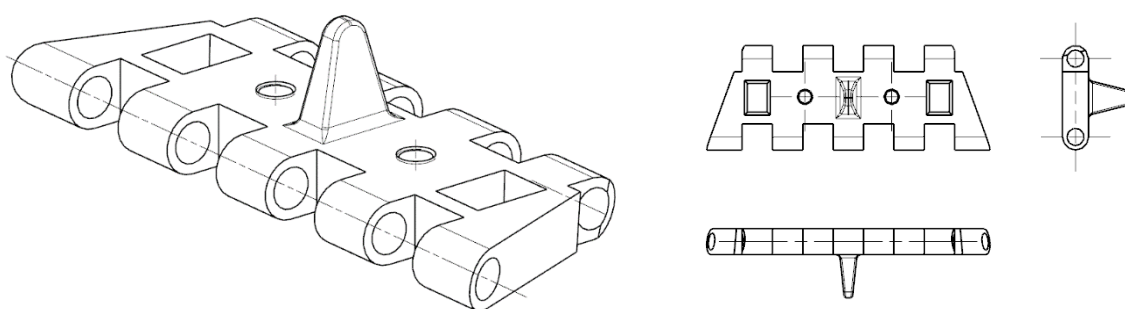
Graf č. 1: Závislost hmotnosti vozidla na kontaktní ploše pásů [14]

Článkový pás by neměl být snadno sesmeknut z vedení, protože by vozidlo ztratilo možnost pohybu, proto je nutné zajistit jeho polohu středními trny, popřípadě pogumováním vnitřních, dosedacích ploch pásu.

Posádka pásového vozidla, má k dispozici pouze ruční náradí a musí být schopna podvozek vozidla opravit na místě v terénu, proto je nutné pás konstruovat s ohledem na rychlou a snadnou rozebíratelnost.

## 2.3. Konceptní návrh

### 2.3.1. Varianta A



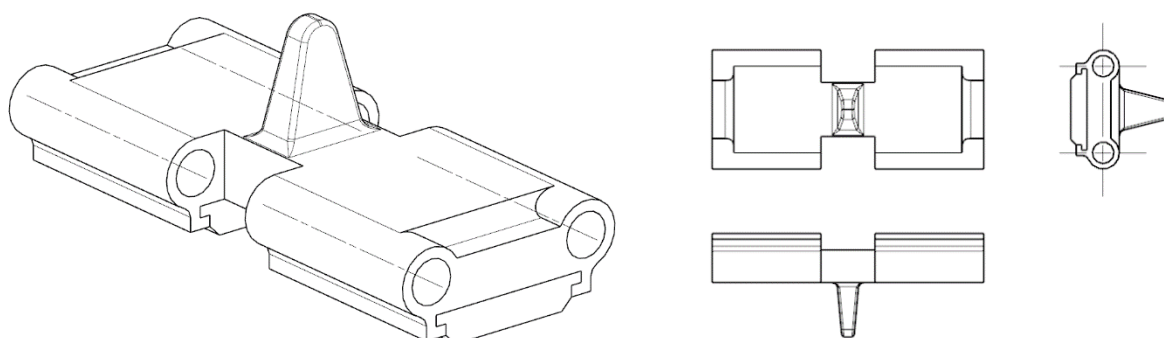
Obrázek č. 41: skica varianty A konceptního návrhu TS

k1	k2	k3	k4	k5	$\Sigma Q$
0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	-
měrný tlak	trakce	rozebíratelnost	Odolnost v. p.	hmotnost	hodnocení
4	3	2	2	2	4,4

Tabulka č. 13: analýza vlastností konceptního návrhu varianty A

Varianta A se používala převážně v období druhé světové války. Tento návrh využívá pouze jeden spojovací čep. Při běžném namáhání se čep ohýbal ve spojích mezi válcovými výstupy. Při demontáži musela posádka vyvinout značnou sílu k vytlučení čepu ven z pásu. Tato varianta nevyužívá žádných gumových pouzder (čep je holý), což vede k značným vibracím a hluku. Pro správnou funkčnost pásu, je kritické utěsnit válcové výstupy, aby nedocházelo k vniknutí cizích těles mezi čep a tělo pásu. U konceptních návrhů s holým čepem, dochází k rychlému opotřebení, pokud pás operuje ve vlhkých abrazivních (např. písčitých) půdách.

### 2.3.2. Varianta B



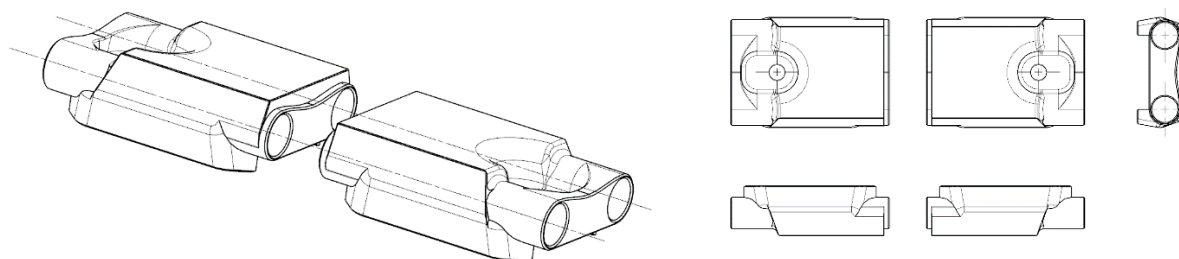
Obrázek č. 42: skica varianty B koncepčního návrhu TS

k1	k2	k3	k4	k5	$\Sigma Q$
0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	-
měrný tlak	trakce	rozebíratelnost	Odolnost v. p.	hmotnost	hodnocení
4	4	3	4	3	5,6

Tabulka č. 14: analýza vlastností koncepčního návrhu varianty B

Varianta B představuje klasický návrh moderních pásů. Obdobný systém lze nalézt u vozidel nad 30 tun hmotnosti. Tento návrh využívá dva spojovací čepy zakončené čepovými konektory. Pro lepší rozložení akceleračních sil se mezi články přidává ještě třetí konektor do středu čepů, což vede k menšímu ohybu čepů. Na čepy se navlékají gumová pouzdra k redukovaní hluku a vibrací. Gumová pouzdra rovněž zabraňují vnikání cizích těles mezi čep a tělo článků. Vnitřní strany pásových ploch jsou pogumovány pro lepší držení pásů na pojezdových kolech. Akcelerační síly se z ozubeného kola na pás přenáší přes čepové konektory, což umožňuje výměnu článků pásu, i když je pás nasazen.

### 2.3.3. Varianta C



Obrázek č. 43: skica varianty C koncepčního návrhu TS

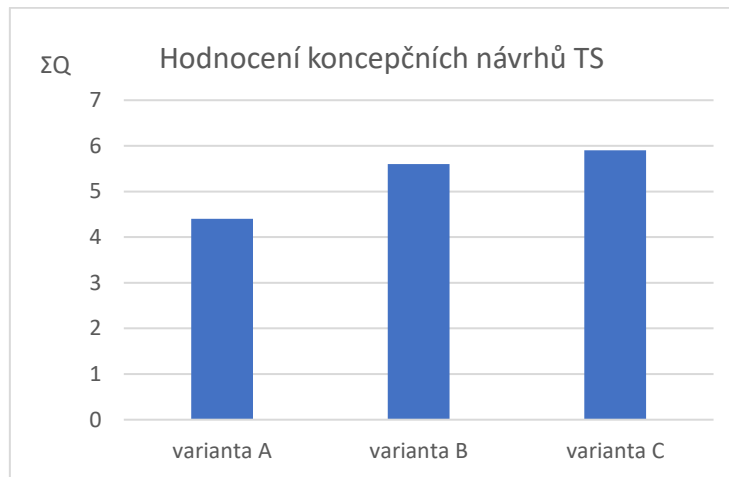
k1	k2	k3	k4	k5	$\Sigma Q$
0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	-
měrný tlak	trakce	rozebíratelnost	Odolnost v. p.	hmotnost	hodnocení
4	4	4	4	3	5,9

Tabulka č. 15: analýza vlastností koncepčního návrhu varianty C



Varianta C je svými vlastnostmi velice podobná variantě B. Její výhodou je lepší rozebiratelnost kvůli rozdělenému tělu článku na dvě části.

Z navrhovaných tří variant získala nejlepší hodnocení varianta C. Použijeme tedy tuto koncepci pro konstrukční návrh.

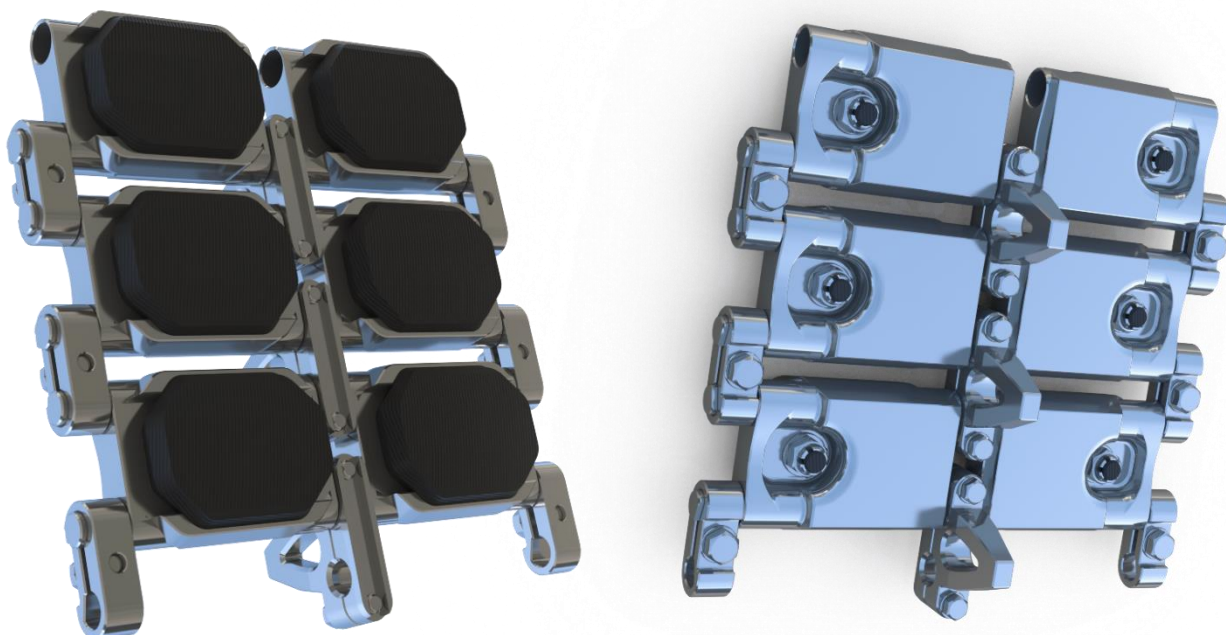


Graf č. 2: Hodnocení koncepčních návrhů pro TS

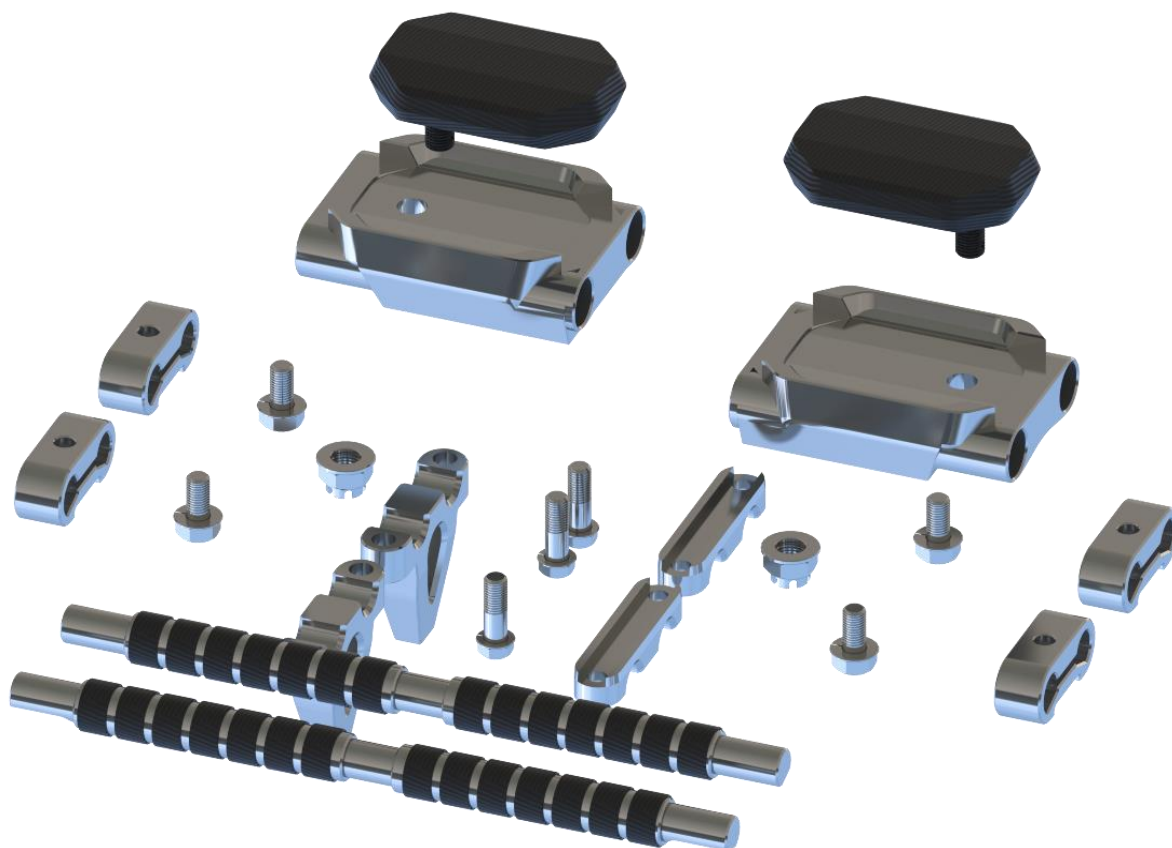
V rozhodovacím procesu nebyly zahrnuty všechny požadavky na TS, protože jsou velice podobné pro všechny posuzované varianty. Pevnost a odolnost vůči prostředí bude primárně zajišťovat zvolený materiál soustavy. Co se týče ekologie (šetrnosti TS vůči prostředí), pro všechny varianty A-C bylo uvažováno s vyměnitelnými pogumovanými destičkami pásu, které zmírňují devastaci povrchu pozemních komunikací.

Dalším kritériem, ke kterému nebylo přihlédnuto byly náklady na výrobu. U varianty A by náklady na výrobu byly menší, ale vzhledem k horším technickým vlastnostem, k tomuto kritériu nebylo přihlédnuto. Co se týče variant B-C, náklady na výrobu jsou srovnatelné.

### 3. Konstrukční návrh



Obrázek č. 44: render modelu konstrukčního návrhu



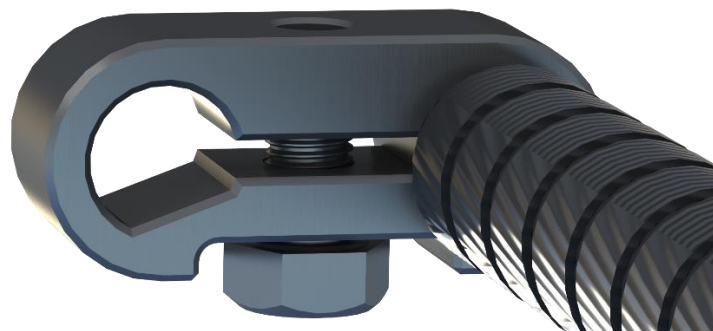
Obrázek č. 45: render modelu konstrukčního návrhu

Navržená konstrukce je složena ze dvou oddělených článků, které slouží primárně k rozložení hmotnosti vozidla na co největší měrnou plochu, a přenesení akceleračních a brzdných sil do terénu. Do těchto článků lze vložit vyměnitelnou pogumovanou destičku zajištěnou šroubovým spojem. Články budou vyrobeny s austenitické oceli s příměsí manganu (kapitola 1.4.1).

Další součástí jsou čepy, které jsou nejdůležitější částí konstrukce a jejich pevnost je kritická pro správný chod článkového pásu. Na čepy jsou nasunuta gumová pouzdra pro tlumení hluku a vibrací, zároveň se přes gumová pouzdra uskutečňuje rotační pohyb pásových článků vůči sobě. Při uvažování velikosti gumových pouzder, je třeba dbát na dodržení dovolených zatížení na jednotlivá pouzdra podle rovnice č.36.

$$f_b = \frac{F_{max}}{A_b} \quad (36)$$

Pro správnou životnost pouzdra by se mělo zatížení pohybovat mezi 16–20 MPa. Na koncích čepů jsou vyfrézované rovinné plochy, pro správné vymezení polohy v krajních konektorech (obrázek č. 46).



Obrázek č. 46: detail zajištění rotace pásových čepů v krajních konektorech

Čepy článků jsou spojeny třemi konektory: dva krajní, jeden středící. Konektory slouží primárně k přenesení akceleračních sil mezi články. Obvykle se udává poměr přenesení sil mezi články přes tři konektory přibližně 1:2:1. Krajní konektory též vymezují vodorovnou polohu čepu pomocí tlakových spojů. Další úkol prostředního konektoru, je zajistit pozici pásu vůči vodícím kolům a podpěrným kladkám, za pomoci středícího trnu. Střední konektor je pro lepší rozebíratelnost rozdělen na dvě části, které jsou k sobě přišroubovány.

### 3.1. Pevnostní kontrola

Jak již bylo zmíněno výše, nejvíce namáhanou součástí v soustavě článkového pásu je čep, proto se při analytické pevnostní kontrole zaměříme na čep pásu v situaci, v níž jsme zobrazili zjednodušený matematický model při největším možném zatížení. Tedy při jízdě pásového vozidla do svahu hnacím kolem napřed.

Hnací síla bude přenesena přes 3 konektory, proto výsledné zatížení rozdělíme na třetiny. Z konstrukce vyplývá, že největší namáhání bude způsobeno smykem, provedeme tedy primárně kontrolu na smyk a sekundárně na otláčení.

Čep je vyroben z oceli ČSN 15 261.6

Vlastnosti:

Pevnost v tahu	$R_m$	MPa	$\geq 1100$
Mez kluzu $R_p 0,2$	$R_e$	MPa	$\geq 700$

Tabulka č. 16: vlastnosti oceli ČSN 15 261.6 [16]

$$\tau_{DOV} \sim 0,6 Re \cong 420MPa \quad (37)$$

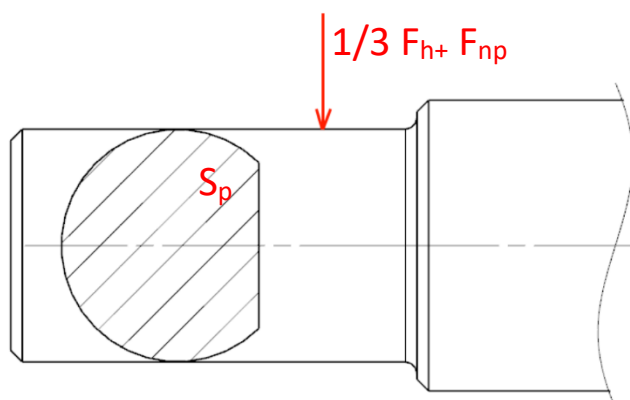
$$\tau_{DOV} > k \cdot \tau_{max} \quad (38)$$

$$\tau_{max} = \frac{\frac{F_h + F_{np}}{3} \cdot c}{S_p} \quad (39)$$

$$p_p = \frac{\frac{F_h + F_{np}}{3} \cdot c}{S_o} \quad (40)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} \quad (41)$$

$$S_o = l_o \cdot d_o \quad (42)$$



Obrázek č. 47: skica pro pevnostní výpočet čepu

**Dosazení do kontroly na smyk**

$$k = 4,5 \quad c = 1,2$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804,248 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

$$\tau_{max} = \frac{\frac{19044 + 18992}{3} \cdot 1,2}{804,248} = 18,9175 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\tau_{DOV} > k \cdot \tau_{max} \rightarrow 420 \text{ MPa} > 4,5 \cdot 18,9175 \text{ MPa} \rightarrow \text{čep vyhovuje} \quad (45)$$

**Dosazení do kontroly na otláčení**

$$S_o = 70 \cdot 40 = 2800 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

$$p_p = \frac{\frac{19044 + 18992}{3} \cdot 1,2}{2800} = 5,433 \text{ MPa} \quad (47)$$

$$p_{DOV} > p_p \rightarrow 200 \text{ MPa} > 5,433 \text{ MPa} \rightarrow \text{čep vyhovuje} \quad (48)$$

## 4. Zhodnocení výsledků

Tato bakalářská práce obsahuje na začátku několik teoretických kapitol, které slouží k seznámení čtenáře s problematikou pásových pohonů. V těchto kapitolách byly stručně zmíněny historické základy pásových vozidel a jejich využití v současnosti. Následně byly porovnány rozdíly pásových podvozků s kolovými. Dále bylo popsáno konstrukční uspořádání pásových podvozků se stručným popisem všech jeho komponent. V této kapitole byl kladem důraz na podrobnější rozbor pásového ústrojí a jeho požadavky pro správný chod. Další kapitola byla věnována závislosti měrného tlaku (rozložení hmotnosti) na konstrukčním uspořádání pásového podvozku. V této kapitole byly rovněž uvedeny rozdíly pnutí pásů při rozdílných pozicích hnacího kola a stylech jízdy. Jako poslední část této kapitoly byly definovány způsoby řízení pásových pohonů. V další kapitole byly navrženy materiály a jejich tepelné či chemické úpravy pro dosažení optimálních vlastností pro výrobu jednotlivých komponent pásového podvozku. Následně bylo zmíněno několik vět o budoucím vývoji pásových podvozků a byl proveden detailnější rozbor konstrukčního uspořádání německého tanku MBT Leopard 2.

Na začátku druhé poloviny této bakalářské práce byla provedena analýza pohybu pásového podvozku. K tomuto účelu posloužil návrh zjednodušeného matematického modelu. Tento model byl zobrazen ve stavu, v němž docházelo k největšímu namáhání článkového pásu. Pro zjištění setrvačných účinků působících na zjednodušený matematický model pásového podvozku byla použita metoda redukce pohybu soustavy na rotační člen, v tomto případě redukce pohybu na hnací ozubené kolo. Tato metoda spočívá v nahrazení pohybů jednotlivých členů soustavy pohybem redukčního členu (ozubené kolo) pomocí zdvihových funkcí. Jelikož nebylo možné určit druh pohybu článkového pásu, bylo nutno jej rozdělit na 8 segmentů, které konaly rotační, nebo posuvný pohyb. Díky tomuto postupu bylo možné uvažovat i se setrvačnými účinky způsobenými přímo článkovým pásem. Po vyjádření vlastní pohybové rovnice bylo určeno zrychlení hnacího členu soustavy. Následně byly sestaveny silové rovnice dynamické rovnováhy pro určení potřebné hnací síly soustavy pásového pohonu. Následně byla určena síla potřebná pro napínání článkového pásu.

Poslední část bakalářské práce se zabývá konstrukčním návrhem článkového pásu. Nejprve byla provedena specifikace požadavků a vlastností na tento technický systém a dále byl ze tří variant vybrán koncepční návrh, který nejlépe splňuje uvedené požadavky. Při konstrukci byl zvláště kladen důraz na rozebíratelnost sestavy. Byl navržen článkový pás s celkovou šířkou 770 mm a šířkou jednoho článku 200 mm.

Na základě poznatků nabitých pomocí analýzy byla konstruována součást pevnostně zkontrolována na smyk a otláčení. Z výsledků bylo patrné že pásový čep vyhovuje pevnostním požadavkům, a proto je možné konstrukční návrh dále optimalizovat například výběrem levnějšího materiálu.

**Seznam použitých značek a symbolů:**

$R_m$	[MPa]	Pevnost v tahu
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$\varepsilon$	[–]	Poměrné prodloužení
$KC$	[J/cm <sup>2</sup> ]	Vrubová houževnatost
$M_h$	[N · m]	Hnací moment
$x_{41(\varphi_{21})}$	[m]	Poloha pásu v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$\varphi_{21}$	[rad]	Poloha hnacího kola v mat. modelu závislá na čase $t$
$r_h$	[m]	Poloměr hnacího kola v mat. modelu
$v_{41(\varphi_{21})}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$\omega_{21}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost hn. kola v mat. modelu závislá na čase $t$
$\varphi_{31(\varphi_{21})}$	[rad]	Poloha členu č.3 v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$r_n$	[m]	Poloměr napínacího kola v mat. modelu
$\omega_{31(\varphi_{21})}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost členu č.3 v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$\varphi_{i1(\varphi_{21})}$	[rad]	Poloha členů $i = \{5,6,7\}$ v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$r_v$	[m]	Poloměr vodících kol v mat. modelu
$\omega_{i1(\varphi_{21})}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychl. členů $i = \{5,6,7\}$ v mat. modelu zvl. na $\varphi_{21}$
$\varphi_{i1(\varphi_{21})}$	[rad]	Poloha členů $i = \{8,9\}$ v mat. modelu závislá na $\varphi_{21}$
$r_m$	[m]	Poloměr podpěrných kladek v matematickém modelu
$\omega_{i1(\varphi_{21})}$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychl. členů $i = \{8,9\}$ v mat. modelu zvl. na $\varphi_{21}$
$I_{red}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti
$I_{S_2}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti středu hmotnosti hnacího členu
$m_{2-9}$	[kg]	Hmotnost členů č.2-9
$I_{S_{3-9}}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti středu hmotnosti členů č. 3-9
$E_k$	[J]	Kinetická energie
$M_{red}$	[N · m]	Redukovaný moment
$m_T$	[kg]	Hmotnost zbylých částí podvozku (tlumiče, zavěšení...)

$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$\alpha$	$[^\circ]$	maximální úhel stoupání
$P$	$[W]$	výkon
$\ddot{\varphi}_{21}$	$[rad \cdot s^{-2}]$	úhlové zrychlení hnacího členu č. 2
$\ddot{x}_{41}$	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení hnacího členu č. 4
$l_{b-h}$	$[m]$	délky segmentů $b - h$
$\beta_{2,3,5,7}$	$[^\circ]$	úhly opásání kolem kol 2,3,5,7
$m_{4a-h}$	$[kg]$	hmotnost jednotlivých segmentů pásu $a - h$
$\sum F_x$	$[N]$	suma všech sil působících ve směru souřadnice $x$
$F_h$	$[N]$	hnací síla
$F_s$	$[N]$	setrvačná síla
$F_t$	$[N]$	třecí síla
$G$	$[N]$	gravitační síla
$m_c$	$[kg]$	celková hmotnost pásového podvozku
$F_n$	$[N]$	normálová síla
$f$	$[-]$	součinitel tření (součinitel odporu vozovky) [34]
$F_{np}$	$[N]$	napínací síla
$\delta$	$[^\circ]$	úhel sklonu horní větve pásu
$S_p$	$[m^2]$	plocha kontaktu vozidla s vozovkou
$w_p$	$[m]$	šířka pásu
$l_p$	$[m]$	délka pásu (v kontaktu s vozovkou)
$\tau_{DOV}$	$[Pa]$	dovolené napětí ve smyku
$k$	$[-]$	bezpečnost
$\tau_{max}$	$[Pa]$	napětí ve smyku
$c$	$[-]$	vrubový součinitel
$S_p$	$[m^2]$	plocha průřezu čepu v místě největšího smyku
$p_p$	$[Pa]$	otlačení
$S_o$	$[m^2]$	plocha průmět čepu do kolmé roviny



**Seznam tabulek a grafů:**

Tabulka č. 1: vlastnosti kolových podvozků [4] .....	15
Tabulka č. 2: vlastnosti pásových podvozků [4] .....	15
Tabulka č. 3: velikost měrného tlaku v závislosti na šířce opěrných desek [11] .....	20
Tabulka č. 4: vlastnosti oceli ČSN 42 2920 [15] .....	27
Tabulka č. 5: vlastnosti oceli ČSN 42 2921 [15] .....	27
Tabulka č. 6: vlastnosti oceli ČSN 15 261.6 [16] .....	28
Tabulka č. 7: vlastnosti oceli ČSN 14 331.6 [16] .....	28
Tabulka č. 8: vlastnosti oceli ČSN 12 060.6 [16] .....	29
Tabulka č. 9: vlastnosti oceli ČSN 16 521.7 [16] .....	29
Tabulka č. 10: vlastnosti oceli ČSN 13 180.8 [16] .....	30
Tabulka č. 11: vlastnosti oceli ČSN 13 270.8 [16] .....	30
Tabulka č. 12: vlastnosti oceli ČSN 14 331.6 [16] .....	30
Tabulka č. 13: analýza vlastností koncepčního návrhu varianty A .....	47
Tabulka č. 14: analýza vlastností koncepčního návrhu varianty B .....	48
Tabulka č. 15: analýza vlastností koncepčního návrhu varianty C .....	48
Tabulka č. 16: vlastnosti oceli ČSN 15 261.6 [16] .....	52
Graf č. 1: Závislost hmotnosti vozidla na kontaktní ploše pásů [14] .....	46
Graf č. 2: Hodnocení koncepčních návrhů pro TS .....	49

**Seznam obrázků:**

Obrázek č. 1: Schéma dvou kol ovinutých pásem.....	10
Obrázek č. 2: Traktor Holt 1912 75- h.p. [2] .....	10
Obrázek č. 3: první britský prototyp tanku Little Willie [3] .....	11
Obrázek č. 5: Sovětský tank T-34 [22].....	11
Obrázek č. 4: Německý tank Tiger I [21].....	11
Obrázek č. 6: Pásový traktor Challenger MT800C [23] .....	12
Obrázek č. 7: Harvester John Deere 1470G [24] .....	12
Obrázek č. 8: Buldozer CAT BRUDER 2452 [25].....	13
Obrázek č. 9: pásový jeřáb Liebherr LR 11 350 [26].....	13
Obrázek č. 10: Sněžný skútr Lynx ADVENTURE 1200 GT (4-TEC) [28] .....	13
Obrázek č. 11: Sněžná rolba KASSBOHRER PB300 [27].....	13
Obrázek č. 12: Německý hlavní bitevní tank Leopard 2a7v [29] .....	14
Obrázek č. 13: Ruský hlavní bitevní tank Armata T-14 [30].....	14
Obrázek č. 14: schéma vozidla Ripsaw EV3F4 [5] .....	16
Obrázek č. 15: schéma ozubeného věnce [7] .....	17
Obrázek č. 16: řetězové kolo tanku Tiger I [8] .....	17
Obrázek č. 17: schéma sestavy pojezdového kola [7].....	18
Obrázek č. 18: pojezdové bagru Bobcat T190 [9] .....	18

## Dopravní a manipulační technika

Marek Današ

Obrázek č. 19: schéma sestavy podpěrné kladky [7] .....	18
Obrázek č. 20: podpěrná kladka ITM [10] .....	18
Obrázek č. 22: vodící kolo bagru Bobcat T190 [9] .....	18
Obrázek č. 21: schéma sestavy vodícího kola [7] .....	18
Obrázek č. 23: schéma konstrukce článkového pásu [14] .....	19
Obrázek č. 24: schéma konstrukce kontinuálního pásu [12] .....	21
Obrázek č. 25: schéma správného průvěsu pásu .....	21
Obrázek č. 26: schéma sil působících na řetěz pásového vozidla [13] .....	22
Obrázek č. 27: hydraulicko-pneumatický systém napínání [11] .....	22
Obrázek č. 28: typy pásových podvozků a rozložení měrného tlaku .....	23
Obrázek č. 29: rozložení napětí v pásech v závislosti na umístění hnacího kola .....	24
Obrázek č. 30: typy zavěšení pojezdových kol .....	25
Obrázek č. 31: schéma řízení pomocí systému vylepšeného dvojitého diferenciálu [18] .....	26
Obrázek č. 32: model řízení pomocí systému vylepšeného dvojitého diferenciálu [19] .....	26
Obrázek č. 33: schéma konceptu pásového vozidla s přídatným pásem [20] .....	31
Obrázek č. 34: schéma podvozku MBT Leopard 2 [31] .....	32
Obrázek č. 35: rozstřel zavěšení pojezdových kol pomocí torzních tyčí MBT Leopard2 [32]	33
Obrázek č. 37: napínacího zařízení [32] .....	34
Obrázek č. 36: rozstřel hnacího kola MBT Leopard 2 [32] .....	34
Obrázek č. 38: skica zjednodušeného matematického modelu pro metodu redukce .....	35
Obrázek č. 39: skica pro určení výkonu pásu v matematickém modelu .....	39
Obrázek č. 40: skica pro určení dynamické rovnováhy soustavy v matematickém modelu ...	44
Obrázek č. 41: skica varianty A koncepčního návrhu TS .....	47
Obrázek č. 42: skica varianty B koncepčního návrhu TS .....	48
Obrázek č. 43: skica varianty C koncepčního návrhu TS .....	48
Obrázek č. 44: render modelu konstrukčního návrhu .....	50
Obrázek č. 45: render modelu konstrukčního návrhu .....	50
Obrázek č. 46: detail zajištění rotace pásových čepů v krajních konektorech .....	51
Obrázek č. 47: skica pro pevnostní výpočet čepu .....	52

**Seznam výkresové dokumentace:**

1. Hlavní čep článkového pásu
2. Tělo článků
3. Článkový pás

**Reference:**

- [32] – HOSNEDL, S. KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra*, Praha:Computer Press,2000.
- [13] – KRÁTKÝ, J. a kol. *Obecné strojní části 2*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [14] – MACLAURIN, B. *High Speed Off-Road Vehicles: Suspensions, Tracks, Wheels and Dynamics*,2018.
- [31] – LEINVEBER, J. VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, 5. vydání. Úvaly: Albra,2011.
- [16] – SKÁLOVÁ, J. a kol. *Nauka o materiálech*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010.

**Použité internetové zdroje:**

- [1] - History of Tanks Section: 100 Years of Tanks. (2016,29. července). Tankarchives.ca. <http://tankarchives.blogspot.com/2016/07/world-of-tanks-history-section-100.html> (přístupné dne: 27. 9. 2019)
- [2] - Holt 15ton Tractor. Landships.info. [http://www.landships.info/landships/softskin\\_articles/Holt\\_15\\_ton.html](http://www.landships.info/landships/softskin_articles/Holt_15_ton.html) (přístupné dne: 29. 9. 2019)
- [3] - Deni Wen. (2017, 6. září). Happy Birthday Little Willie. Imgur.com. <https://imgur.com/gallery/Skhak/comment/1115306275> (přístupné dne: 30. 9. 2019)
- [4] - Wheels vs Continuous Tracks: Advantages and Disadvantages. (2013, 11. listopad). intorobotics.com. <https://www.intorobotics.com/wheels-vs-continuous-tracks-advantages-disadvantages/> (přístupné dne: 3. 10. 2019)
- [5] – Four-Seater EV3. Ripsawtank.com. <http://www.ripsawtank.com/ripsaw-ev3-f4.html> (přístupné dne: 7. 10. 2019)
- [6] – Tom Harris. Basic Tank Parts. Science.howstuffworks.com. <https://science.howstuffworks.com/m1-tank1.htm> (přístupné dne: 25. 10. 2019)
- [7] – Advanced mechanic Construction. Seabeemagazine.mil. <https://seabeemagazine.navylive.dodlive.mil/files/2014/05/NAVEDTRA-14050A-Construction-Mechanic-Advanced-Part-5.pdf> (přístupné dne: 26. 10. 2019)
- [8] –Metal drive sprocket set. Ozarmour.com. <https://www.ozarmour.com.au/store/rc-tank-parts/tracks-wheels-gears/sprockets-and-wheels/metal-drive-procket-set-early-for-heng-long-1-16-tiger-i-rc-tank.html> (přístupné dne: 30. 10. 2019)
- [9] -Prowlermfg.com. <https://prowlermfg.com/brands/Prowler.html> (přístupné dne: 6. 11. 2019)
- [10] – Rollers. Group-itm.com. <http://www.group-itm.com/en/products/undercarriage-components/track-rollers> (přístupné dne: 12. 11. 2019)

- [11] - Jiří Fries. (2012) *Zemní stroje*. Person.vsb.cz.  
[http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni\\_stroje\\_340-0333\\_www.pdf](http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni_stroje_340-0333_www.pdf)  
(přístupné dne: 15. 11. 2019)
- [12] - *Pásky gumové RENOMAG*. renomag.cz. <https://www.renomag.cz/s85741-pasy-gumove-renomag> (přístupné dne: 20. 11. 2019)
- [15] – *Oceli a litiny*. slevarnachomutov.cz. <http://www.slevarnachomutov.cz/produkty-a-sluzby/odlitky/abrazivzdorne/#4> (přístupné dne: 2. 12. 2019)
- [17] - *Tracked Vehicle Steering*. <http://www.gizmology.net/tracked.htm> (přístupné dne: 10. 12. 2019)
- [18] – *Differential Steering*. Wikiwand.com.  
[https://www.wikiwand.com/en/Differential\\_steering](https://www.wikiwand.com/en/Differential_steering) (přístupné dne: 15. 12. 2019)
- [19] - SpringHalo. (2014, 24. duben). *NX 8.5 Dual Differential Tank Drive*. Youtube.com.  
<https://www.youtube.com/watch?v=z3n6VOk-Ls> (přístupné dne: 20. 12. 2019)
- [20] - *Process Involved in Designing of an Intelligent Additional Track Mechanism Tracked Vehicle for Swamp Peat Terrain*. Indjst.org. <https://indjst.org/articles/process-involved-in-designing-of-an-intelligent-additional-track-mechanism-tracked-vehicle-for-swamp-peat-terrain> (přístupné dne: 30. 12. 2019)
- [21] - *Tank Tiger I*. Wikimedia.org.  
[https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/6e/Bundesarchiv\\_Bild\\_101I-299-1805-16%2C\\_Nordfrankreich%2C\\_Panzer\\_VI\\_%28Tiger\\_I%29\\_cropped.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/6e/Bundesarchiv_Bild_101I-299-1805-16%2C_Nordfrankreich%2C_Panzer_VI_%28Tiger_I%29_cropped.jpg) (přístupné dne: 8. 1. 2020)
- [22] - *Sovětský tank T-34/76*. sodiummedia.com. <https://cs.sodiummedia.com/3897429-soviet-tank-t-3476-photos-and-interesting-facts> (přístupné dne: 15. 1. 2020)
- [23] - *Pásový traktor*. Zeppelin.cz. [https://zeppelin.cz/pic/pz-tz-traktor/traktor3\\_.jpg](https://zeppelin.cz/pic/pz-tz-traktor/traktor3_.jpg) (přístupné dne: 21. 1. 2020)
- [24] – *Harvestor*. Agrojournal.cz. <https://www.agrojournal.cz/images/resized/2015/1024x800-fit/03a-harvestory-5.jpg> (přístupné dne: 31. 1. 2020)
- [25] – *Buldozer*. myshoptet.com.  
[https://cdn.myshoptet.com/usr/www.hrackyjvj.cz/user/shop/big/847-14\\_bruder-2452-velky-buldozer-cat.jpg?5b991115](https://cdn.myshoptet.com/usr/www.hrackyjvj.cz/user/shop/big/847-14_bruder-2452-velky-buldozer-cat.jpg?5b991115) (přístupné dne: 15. 2. 2020)
- [26] - *Jeřáb*. Celysvet.cz.  
[http://www.celysvet.cz/mechanizace/Pictures/pasovejeraby\\_DATA.jpg](http://www.celysvet.cz/mechanizace/Pictures/pasovejeraby_DATA.jpg) (přístupné dne: 23. 2. 2020)
- [27] – *Rolba*. 123rf.com.  
<https://previews.123rf.com/images/johan10/johan101502/johan10150200004/36131930-red-ratrak-in-winter-scenery.jpg> (přístupné dne: 24. 2. 2020)

[28] - *Sněžný skútr*. gstatic.com. [https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn%3AAND9GcS118Of1ff52qr\\_P2RISKr2NwshIji6y55GOQ&u\\_sqp=CAU](https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn%3AAND9GcS118Of1ff52qr_P2RISKr2NwshIji6y55GOQ&u_sqp=CAU) (přístupné dne: 26. 2. 2020)

[29] - *MBT Leopard 2*. weaponnews.com. <https://weaponews.com/images/2017/09/28/38be56f599c464901639fbbd6782ed63.jpg> (přístupné dne: 1. 3. 2020)

[30] – *MBT Armata T14*. armyweb.cz. [https://www.armyweb.cz/images/TECHNIKA/ARMATA/armataZkousky\\_01.jpg](https://www.armyweb.cz/images/TECHNIKA/ARMATA/armataZkousky_01.jpg) (přístupné dne: 1. 3. 2020)

[31] – *podvozek MBT Leopardu 2*. pinimg.com. <https://i.pinimg.com/564x/87/67/b7/8767b78332de0bbb1d93f5fc7771019a.jpg> (přístupné dne: 4. 3. 2020)

[32] - *podvozek MBT Leopardu 2*. drawingdatabase.com. <https://drawingdatabase.com/wp-content/uploads/2014/04/Kampfpanzer-Leopard-2-AV-105-mm-3D.jpg> (přístupné dne: 4. 3. 2020)

[33] – Michal Béza. (2004,1.1.). *Krauss-Maffei Leopard 2*. military.cz. [http://www.military.cz/german/armour/tanks/leopard\\_2/leopard\\_2.htm](http://www.military.cz/german/armour/tanks/leopard_2/leopard_2.htm) (přístupné dne: 1. 3. 2020)

[34] - *Jízdní odpory*. kvm.tul.cz. [http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779/4\\_TVO\\_Jizdni%20odpory.pdf](http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779/4_TVO_Jizdni%20odpory.pdf) (přístupné dne: 4. 5. 2020)