



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE MOBILNÍHO PÁSOVÉHO PODVOZKU TRANSPORTNÍHO STROJE

THE DESIGN OF A MOBILE CRAWLER UNDERCARRIAGE FOR TRANSPORT MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL MAREŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Mareš

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Konstrukce mobilního pásového podvozku transportního stroje

v anglickém jazyce:

The design of a mobile crawler undercarriage for transport mechine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci modulu mobilního pásového podvozku pro transportní stroj. Pásový podvozek je koncipován jako modulární člen pro výměnný systém podvozků transportního stroje. Pásový podvozek bude poháněn hydrostatickým pohonem.

Technické parametry:

Nosnost modulu pásového podvozku 5000 kg

Výška osy podvozku od země max. 700mm

Rozteč pojezdových kladek max. 1500mm

Ostatní parametry dle vedoucího bakalářské práce

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

- rešeršní rozbor podvozků podobné konstrukce
- navrhněte konstrukci pásového podvozku
- navržené řešení ověřte analyticky funkčním výpočtem
- dle pokynů vedoucího práce proveďte kontrolní pevnostní výpočet částí podvozku

Nakreslete:

- sestavu modulu pásového podvozku
- ostatní výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce

Seznam odborné literatury:

VANĚK, A.: Moderní strojní technika a technologie zemních prací, Academia Praha, ISBN 80-200-1045-9, Praha 2003

JEŘÁBEK, K. a kol.: Stroje pro zemní práce – silniční stroje, Ostrava, 1996

VANĚK, A.: Strojní zařízení pro stavební práce, 2. přeprac. vyd., Praha: Sobotáles, 1999, 301 s., ISBN: 80-85920-61-1

BOSOI, E.S., SILTAN-SHAKH, E.G., SMIRNOV, I.I., VERNIAEV, O.V.: Theory, Construction and Calculation of Agricultural Machines, ed. Taylor and Francis, Publication Date: 2001: 680 pages, ISBN: 978-9061919995

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 6.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

První část této bakalářské práce se zabývá rešerší pásových delta podvozků pro transportní stroje se čtyřmi pásovými jednotkami. Jejich výhodami, či nevýhodami a následným konstrukčním řešením. Druhou částí bakalářské práce je návrh vlastní konstrukce delta podvozku s nosností pěti tisíc kilogramů. Podvozek je koncipován jako modulární člen pro výměnný systém podvozků transportního stroje. Z koncepčního návrhu byla navržena konstrukce, která byla ověřena základními pevnostními výpočty vybraných prvků. V programu Autodesk Inventor 2015 byl vytvořen detailní 3D model podvozku a následně provedena orientační pevnostní analýza nosného rámu modulu pásového podvozku. Z navrhnuté konstrukce je vytvořena vybraná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový podvozek, modulární podvozek, pás, rám, transportní stroj

ABSTRACT

First part of this bachelor's thesis deals with the review of delta undercarriage for mobile crawlers with four delta crawler undercarriage. The text discuss the advantages and disadvantages of this approach. The second part of this work is aimed on the construction of such delta carriage with a maximum load of 5000 kg. The carriage is designed as modular to be able to be easily replaced. This basic concept was followed by precise mechanical design and the construction was supported by the basic mechanical computations of important parts. Detailed three-dimensional model of the undercarriage was performed in the Autodesk Inventor 2015 software.

KEYWORDS

Undercarriage, modular undercarriage, tracks, frame, transport machine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAREŠ, M. *Konstrukce mobilního pásového podvozku transportního stroje* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 63 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Michal Mareš



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi Ph.D. za cenné rady při konzultacích. Velké poděkování patří také mé rodině, za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod.....	15
1 Typy pásových podvozků	17
1.1 Konstrukce se dvěma pásovými jednotkami	17
1.1.1 Nedělené rámy	17
1.1.2 Dělené rámy	17
1.2 Konstrukce se čtyřmi pásovými jednotkami	18
2 Typy pásů.....	19
2.1 Člámkové pásy	19
2.2 Pryžžové pásy	20
3 Podvozky typu delta pro transportní stroje	21
3.1 Hnací kolo	21
3.1.1 Přenos pomocí tření	21
3.1.2 Přenos pomocí zubů.....	22
3.2 Vodící kola	23
3.3 Nosné kladky.....	24
3.4 Uchycení pásového podvozku.....	25
3.4.1 Pevné uchycení pásového podvozku	25
3.4.2 Modulární podvozky	26
4 Řízení a pohon pásových podvozků	27
4.1 Řízení směru.....	27
4.1.1 Diference otáček	27
4.1.2 Kloubové řízení.....	27
4.2 Pohony pásových podvozků.....	27
5 Nejznámější řešení na trhu.....	28
6 Návrh koncepce modulu pásového podvozku	29
6.1 Koncepční návrh podvozku.....	29
6.2 Výběr pásu.....	29
6.2.1 Volba šířky.....	29
6.2.2 Volba typu přenosu Mk	30
6.2.3 Volba délky pásu.....	30
6.3 Návrh hnacího kola	31
7 Konstrukční řešení podvozku	33
7.1 Konstrukce hlavního rámu	33
7.1.1 Svařenec tvaru C	33
7.1.2 Podélný nosník.....	34



7.2	Uchycení hnacího kola	35
7.3	Uchycení vahadla	39
7.4	Pojezdové kladky	44
7.5	Čep vodících kol.....	49
7.6	Hnací kolo	54
7.7	Napínání pásu	55
7.8	Celková sestava	56
Závěr		57
Použité informační zdroje		59
Seznam použitých zkratk a symbolů		61
Seznam příloh		63



ÚVOD

Na transportní stroje se v dnešní době kladou stále větší a větší požadavky jako např. lepší průchodnost terénem, menší rozměry větší únosnost při zachování nízkého měrného tlaku a malého poškození podkladu. Proto se u transportních strojů stále častěji volí pásový podvozek. Ten přináší jak větší průchodnost terénem tak i snížení měrného tlaku, ale při použití pouze dvou pásových jednotek dochází při zatáčení k tzv. hrnutí půdy a k jejímu poškození, které je problém zejména u zemědělských a lesních strojů

Novou koncepcí pásových podvozků jsou podvozky se čtyřmi pásovými jednotkami a zalamovacím způsobem řízení. Oproti koncepci se dvěma pásovými jednotkami přináší větší stykovou plochu a tím pádem i snížení měrného tlaku na půdu. Zároveň díky zalamovacímu způsobu řízení už nedochází k tak markantnímu poničení podkladu. Díky použití čtyřech pásových jednotek je schopný transportní stroj přenést na podložku větší tahovou sílu a díky kloubovému rámu stroje přináší i větší průchodnost zejména hrbolatým terénem.

Pro stroje se čtyřmi pásovými jednotkami se nepoužívají běžné oválné pásové jednotky ale trojúhelníkové tzv. delta podvozky. Tyto podvozky nacházejí své uplatnění jak v zemědělské a lesní technice tak i u osobních a nákladních automobilů, ale také např. u sportovních a terénních čtyřkolek.



1 TYPY PÁSOVÝCH PODVOZKŮ

V dnešní době se používají nejčastěji dvě uspořádání podvozku a to jsou konstrukce se dvěma pásovými jednotkami nebo konstrukce se čtyřmi pásovými jednotkami (popřípadě kombinace dvou kol a dvou pásových jednotek).

1.1 KONSTRUKCE SE DVĚMA PÁSOVÝMI JEDNOTKAMI

Jedná se o jednu z nejrozšířenějších konstrukcí pásových podvozků, která své hlavní uplatnění nachází zejména u rypadel a dalších stavebních strojů. Podle konstrukce podvozku rozdělujeme rámy stroje na: nedělené a dělené rámy

1.1.1 NEDĚLENÉ RÁMY

Hlavní částí této konstrukce je středový most, na který jsou přivařeny dva podélné nosiče pásů. Celá konstrukce je tvořena jako svařenec skříňového typu a proto je nerozebíratelná. Poměrně velká hmotnost této konstrukce přináší větší stabilitu stroje a velice dobrou odolnost rámu v krutu.

1.1.2 DĚLENÉ RÁMY

Stejně jako u rámu neděleného je i u této konstrukce hlavní částí středový most, který je nejčastěji vyroben jako svařenec nebo odlitek. Podélné nosníky jsou ke středovému rámu přišroubovány a umožňují tak montáž různě dlouhých podélných nosníků podle použití stroje.

Další výhodou je montáž variabilního středového mostu, který pomocí hydraulických válců dokáže rozšířit rozchod stroje. Pokud například převážíme stroj, snažíme se jeho rozměry co nejvíce minimalizovat, ale naopak při práci dojde k rozšíření rozchodu pásového podvozku a tím pádem i ke zvýšení stability stroje.

Zatáčení stroje u tohoto typu podvozku je realizováno diferencí otáček pásů viz kap. 4.1.1.



Obrázek 1 John Deere - traktor se dvěma pásovými jednotkami [5]



1.2 KONSTRUKCE SE ČTYŘMI PÁSOVÝMI JEDNOTKAMI

Jedná se o moderní konstrukci pásových podvozků, která je velmi oblíbená u zemědělských strojů například kombajnů a traktorů.

Oproti konstrukci se dvěma pásovými jednotkami se na vozidle nachází nejčastěji čtyři pásové podvozky nebo dva hnací delta podvozky s kombinací dvou hnacích kol. U vozidel s touto konstrukcí používáme způsob řízení pomocí zalamování stejně jako například u kolových nakladačů. Touto konstrukcí docílíme kompromisem mezi rozložením váhy a trakčních schopností u podvozků pásových a jízdních vlastností jako u kolových podvozků se zalamovacím řízením

Jednotlivé pásové jednotky jsou konstruovány jako výměnné moduly, což přináší značnou výhodu při opravách hlavně v terénu. Je možné vyměnit celý pásový podvozek jako nový díl a není nutné tak rozsáhlá oprava jako v případě dvoupásové konstrukce stroje, kdy je jeho nosný rám podvozku zároveň i součástí rámu stroje.



Obrázek 2 čtyřpásový traktor - CASE IH Quadtrac 600 [3]



2 TYPY PÁSŮ

Na dnešních zemědělských a stavebních strojích nacházíme dva typy pásů. První skupinou jsou pásy článkové typu, které nacházejí uplatnění zejména ve stavební technice a ve velmi těžkém provozu.

Druhou skupinou jsou pryžové pásy, které přinášejí kompromis mezi únosností a šetrností k podkladu.

2.1 ČLÁNKOVÉ PÁSŮ

První pásové podvozky byli zhotoveny právě z článkových pásů. Ten se skládá z jednotlivých článků, které jsou k sobě spojeny pomocí čepů. Na tyto články jsou namontovány desky s lamelami (žebry), čímž je zajištěn lepší záběr pásu například v bahnitém terénu a lepší rozložení hmotnosti vozidla na půdu. Tento typ pásů nabízí vysokou únosnost a odolnost pásů při jízdě v těžkém terénu, zároveň ale přináší velmi vysokou hodnotu hluku při jízdě vozidla, vysokou hmotnost pásů a s tím spojené i velké odstředivé a setrvačné síly při rychlejší jízdě vozidla. Proto vozidla s tímto typem pásů nedosahují vysokých pracovních a transportních rychlostí.

Komplikace se objevují i při jízdě těchto vozidel po běžných komunikacích, kdy při kontaktu článkového pásu s vozovkou dochází k jejímu poničení a proto se pohyb těchto vozidel co nejvíce omezuje nebo je dokonce zakázán. Přenos krouticího momentu je realizován pomocí hnacího kola, které se nachází v zadní části stroje. Turasové kolo zapadá do článků pásu a přes zuby kola je zajištěn přenos krouticího momentu.

Z konstrukční důvodů je nutné zajistit mazání čepů mezi články, což přináší větší nároky na údržbu samotného pásu. Typické užití článkových pásů je například u buldozerů a bagrů do těžkého terénu ale i například u vojenské techniky.



Obrázek 3 pásová jednotka s článkovým pásem[10]



2.2 PRYŽOVÉ PÁSY

Pryžové pásy nacházejí stále větší uplatnění v těžké technice. Na rozdíl od článkových pásů jsou vyrobeny jako jeden nekonečný pás. Primární materiál pro výrobu pásu je pryž, sekundární materiál jsou poté nejčastěji ocelové výztuhy. Díky vlastnostem pryže jsou pásy ohebné a šetrné k podkladu ale nemají potřebnou tahovou únosnost. Proto se do pásu vkládají při výrobě ocelová lana, která zvýší tahovou únosnost pásu. Vnitřní povrch pásu je tvarován podle způsobu přenosu krouticího momentu. Přenos momentu pomocí zubů nebo přenos pomocí tření. (viz kapitola 4.3)

Po vnějším obvodu se nachází vzorek, který zajišťuje lepší záběr pásu v terénu a je zároveň šetrný k podkladu. Volba vzorku závisí zejména na provozních podmínkách stroje, kdy pro stavební stroj volíme jiný vzorek než pro stroj, který bude pracovat v zemědělství. Díky použitému materiálu je pás schopen tlumit menší dynamické rázy a je vhodný pro vyšší rychlosti vozidel než pás článkový. Zároveň poskytuje nižší hlučnost při provozu vozidla a velmi malou náročnost na údržbu samotného pásu. Mezi jeho hlavní nevýhody patří rychlejší opotřebení a menší tahová únosnost než u pásu článkového. Další nevýhodou pryžového pásu je jeho náchylnost na poškození o ostré předměty (ostré kameny / plechy) kde hrozí jeho těžké poškození až úplná destrukce.



Obrázek 4- pryžový pás od firmy Camoplast Solideal [4]

Mezi největší výrobce pásů ve světě patří firmy jak Camoplast Solideal, Goodyear, Bridgestone, Rubbertrack atd. Pryžové pásy se podle zvolené šířky vyrábí ve vybraných délkách pásu. Například pro zemědělskou techniku jsou díky poměrně velkým hmotnostem strojů a požadavku na nízký měrný tlak na půdu používány nejčastěji pryžové pásy o šířce 30“ (762mm), které se vyrábí v délkách od 234“ do 378“.



3 PODVOZKY TYPU DELTA PRO TRANSPORTNÍ STROJE

V dnešní době se u transportních strojů stále častěji objevují podvozky typu delta. Jedná se speciální konstrukci pásových podvozků kdy je místo běžného oválného uspořádání zvolená konstrukce trojúhelníku (delta) a na vozidle se místo obvyklých dvou pásových jednotek nachází čtyři delta podvozky. Tento typ pásových podvozků přináší snížení měrného tlaku na půdu, zvýšení trakčních schopností a zároveň přináší možnosti řídit stroj zalamovacím způsobem řízení.



Obrázek 5 podvozek typu delta (Smarttrax-New Holland) [1]

3.1 HNACÍ KOLO

Hnací kolo slouží pro přenos krouticího momentu na pás. Díky umístění hnacího kola nad kola vodící nedochází k tak velkému znečištění jako v případě klasického oválného uspořádání podvozků. Konstrukční řešení hnacího kola vychází ze zvoleného typu pásu. Mezi nejpoužívanější konstrukce hnacích kol patří.

3.1.1 PŘENOS POMOCÍ TŘENÍ

Krouticí moment je přenášen hnacím kolem a velkým průměru, aby byla účinná třecí plocha co největší. Povrch kola je upraven tak, aby byl schopný přenést co největší krouticí moment s co nejmenším prokluzem kola. Pro přenos je důležité zajistit dostatečný přítlak hnacího kola na pás, protože velikost přenášeného momentu je dána velikostí přítláčné síly. Mechanismus je dále citlivý na znečištění dosedací plochy mezi pásem a třecím kolem. Pro zachycení bočních sil a zamezení sesmeknutí pásu z kola je pás vybaven vodíci výstupky, které se opírají o boky drážky hnacího kola. Mezi hlavní výhody patří jednoduchá výroba. Mezi nevýhody naopak nutnost použití poměrně velkých napínacích sil.



Obrázek 6 přenos krouticího momentu pomocí tření [13]

3.1.2 PŘENOS POMOCÍ ZUBŮ

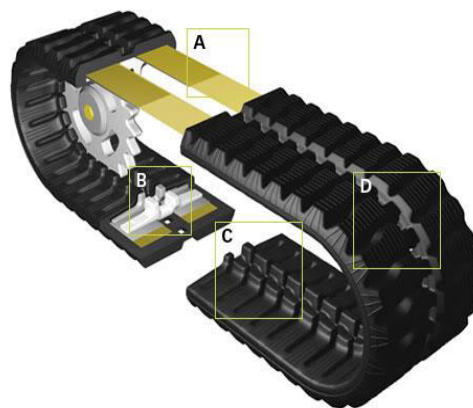
Na rozdíl od přenosu pomocí tření je zde krouticí moment přenášen pomocí tvarového styku pásu a hnacího kola. Tento způsob přenosu dělíme dále na:

Přenos pomocí pozitivního kola

Hnací kolo je vyrobeno jako svařenec dvou disků s vnitřními příčkami, mezi které zapadají bloky (zuby) na vnitřním obvodu pásu. Při chybném návrhu podvozku, dochází na pryžových blocích k velkému ohybovému namáhání a hrozí vylomení bloku z pásů. Tímto lokálním poškozením je vyřazen pryžový pás z provozu a je nutná jeho oprava nebo výměna poškozeného členu.

Přenos pomocí negativního kola

Jedná se o podobnou konstrukci jako u pásového podvozku s článkovým pásem. V pryžovém pásu se nachází nejčastěji ocelové články, mezi které zapadá turasové („řetězové“) kolo. Pro rozložení hmotnosti stroje se používají pojezdové kladky, které se opírají nejčastěji o střední část článků pásu.



Obrázek 7 přenos pomocí kola s pozitivním profilem [8] Obrázek 8 přenos pomocí turasového kola [2]



3.2 VODÍCÍ KOLA

Vodící kola jak už název napovídá, slouží pro vedení pásu po podvozku. U delta podvozků se nacházejí v rozích pomyslného trojúhelníku pod hnacím kolem. Jedno z vodících kol bývá použito jako kolo napínací, protože je nezbytné udržovat optimálně napnutý pás. Při pohybu stroje dochází k vnikání těles (zejména kameny, větve atd.) mezi pás a kladky/kola, které způsobují rázy a přepětí v pásu. Tyto rázy je potřeba utlumit a proto používáme tlumící a napínací ústrojí. V minulosti byly často používány tlačné vinuté pružiny, které jsou v dnešní době nahrazovány pneumaticko-hydraulickými systémy.

Hodnotu optimální napínací síly volíme podle použitého pásu a podle způsobu přenosu krouticího momentu. Například u přenosu pomocí tření, mohou požadované napínací síly dosahovat hodnot až 22kN. Mezi nejčastější konstrukční řešení správné napínací síly patří konstrukce s vinutou pružinou a hydraulickým válcem. Kdy díky tlaku v hydraulickém válci dojde ke stlačení pružiny, která je opřena o táhlo napínacího mechanismu. Při průjezdu terénem je díky pružině umožněn stálý kontakt hnacího kola s obvodem pásu. Optimální napnutí pryžového pásu je takové, že při nezátíženém podvozku (stroj je ve vzduchu a podvozek není v kontaktu s podkladem) dojde k průvěsu pásu mezi vodícími koly cca 10-20mm. [15][4]

Na povrchu vodících kol se nachází nejčastěji pryžová vrstva, což má za následek pozitivnější styk s pásem než například ocel/ocel a dochází tak ke zvýšení životnosti použitého pryžového pásu.



Obrázek 9 vodící a napínací kolo pásu [4]



3.3 NOSNÉ KLADKY

Jejich hlavní úkol je rozložení hmotnosti vozidla na plochu pásu. Rovnoměrným rozložením zatížení na pás dochází k menšímu měrnému tlaku na půdu. Nosné kladky mají menší průměr než vodící kola a jsou umístěny ve větším počtu na hlavním rámu mezi vodícími koly. Nosná kladka musí být dimenzována na požadovanou nosnost podvozku, protože při průjezdu vozidla terénem dochází právě k přenosu největšího zatížení přes nosné kladky. Uložení kladek je realizováno pomocí valivých ložisek (nejčastěji je použítí kuželíkových ložisek).

Na povrchu nosných kladek a hnacích kol se nachází pryžová vrstva, což přináší prodloužení životnosti pryžového pásu a tím i značné snížení servisních nákladů samotného podvozku.

U moderních delta podvozků bývá středová část s kladkami odpružena, což přináší lepší kopírování terénu a klidnější jízdu vozidla. Výrobce CASE IH u svých podvozků typu Quadtrack využívá odpružení pomocí vinutých pružin. New Holland agriculture u svých nových podvozků řady Smarttrax II používá hydropneumatické uložení nosných pojezdových kladek. [3] [1]



Obrázek 10 nosné kladky [13]



3.4 UCHYCENÍ PÁSOVÉHO PODVOZKU

U delta podvozků se používají dva typy uchycení těchto delta podvozků. První je pevné uchycení pásového podvozku, kdy je delta podvozek pevně spojen s rámem stroje. Druhý způsob, používanější zejména u lehkých transportních strojů je podvozek konstrukce jako modulární člen – modul podvozku je samostatná jednotka a slouží nejčastěji jako náhrada za kolo.

3.4.1 PEVNÉ UCHYCENÍ PÁSOVÉHO PODVOZKU

Jedná se o konstrukci používanou zejména u těžkých zemědělských a stavebních strojů. Středový nosník modulu pásového podvozku je pevně spojený s rámem stroje. Na rámu stroje je přivařena speciální konzole s otvory pro šrouby, která je sešroubována se středovým nosníkem podvozku. Hnací kolo je zde zatíženo pouze přenosem krouticího momentu z hnacího hřídele na pás a napínací silou v pásu. Tíha vozidla je přenášena z rámu na střední nosník podvozku a následně na nosné kladky. Podélný náklon podvozku vůči stroji je realizován kolem nosného čepu spodní části delta podvozku.

Výhody:

- Vysoká únosnost při zachování nízké hmotnosti
- Hnací hřídel nenese tíhu vozidla
- Nižší cena

Nevýhody:

- Omezená možnost náklonu podvozku vůči rámu stroje
- Složitější řešení odpružení stroje
- Komplikovanější montáž a demontáž pásového podvozku
- Složitá úprava kolového podvozku na pásový

Tento systém uchycení delta podvozků používají výrobci Case IH (Quadtrac), New Holland (Smarttrax) a další výrobci zejména zemědělských a stavebních strojů.



Obrázek 11 pevné uchycení modulu podvozku na traktoru CASE IH Quadtrack STX 450 [7]



3.4.2 MODULÁRNÍ PODVOZKY

Celý pásový podvozek je koncipován jako modulární člen, kterým je možné nahradit kolový podvozek vozidla bez velkých konstrukčních úprav zejména rámu podvozku. Montáž probíhá odstraněním kola a instalací modulu delta podvozku. Oproti konstrukci s pevným uchycením podvozku nepřenáší hnací hřídel pouze krouticí moment, ale nese i tíhu vozidla tak jako při použití kola. Úhel náklonu podvozku vůči stroji zde není nijak omezený, což přináší větší průchodnost vozidla terénem.

Výhody:

- Jednoduchá montáž/demontáž podvozku
- Snadná úprava kolového podvozku na pásový
- Větší úhel natočení podvozku vůči rámu stroje
- Možnost uchycení podvozku na již odpružené hnací hřídele

Nevýhody:

- Složitější konstrukce – vyšší cena
- Hnací hřídel nese tíhu vozidla
- Vhodnější pro méně zatížená vozidla

Tento koncept nachází uplatnění jak u zemědělských strojů (zejména kolových traktorů) tak je i velmi často montován na nápravy osobních a nákladních automobilů a čtyřkolek, které se pohybují ve velmi těžkém terénu. V horských oblastech tyto podvozky využívají například vozidla a čtyřkolky horské záchranné služby.



Obrázek 12 Čtyřkolka s moduly pásových podvozků [2]



4 ŘÍZENÍ A POHON PÁSOVÝCH PODVOZKŮ

4.1 ŘÍZENÍ SMĚRU

Pro bezpečný provoz pásových strojů je nutné zajistit plynulou změnu směru jízdy stroje. V dnešní době se používají dva následující způsoby řízení směru pásových podvozků.

4.1.1 DIFERENCE OTÁČEK

Tento způsob řízení se využívá zejména u konstrukce se dvěma pásovými jednotkami. Kdy rozdílem (diferencí) otáček obou pásů dochází k zatáčení stroje. Pomocí hydrostatického převodníku regulujeme otáčky korunového kola a tím i otáčky pásu. Tento způsob zatáčení umožňuje například i otočení stroje na místě (opačné otáčky pásů). Nevýhodou tohoto způsobu řízení je, že pás je při zatáčení vystaven velkému působení bočních sil, které snižují životnost pásu. Zároveň při zatáčení dochází k velkému znehodnocení podkladu, tzv. hrnutí půdy, které je nežádoucí zejména u zemědělských strojů. [14]

4.1.2 KLOUBOVÉ ŘÍZENÍ

Konstrukce kloubového řízení je velmi podobná zalamovacímu řízení u kolového nakladače. Rám stroje musí být koncipován s kloubovou konstrukcí, která umožňuje vzájemné natáčení přední a zadní nápravy. Tento způsob řízení se používá u konstrukce se čtyřmi pásovými jednotkami. Hlavní výhodou oproti řízení diferencí otáček je, že při průjezdu stroje zatáčkou nedochází k tak masivnímu poškození podkladu a tak velkému bočnímu zatížení pásů. Zároveň tento způsob řízení přináší díky možnosti náklonu podvozků vůči sobě větší průchodnost terénem a nižší poloměr zatáčení. [14]

4.2 POHONY PÁSOVÝCH PODVOZKŮ

Pro pohon pásových podvozků se nejčastěji používají hydrostatické hydromotory nebo hydrostaticko-mechanické převodovky. Z hlavního hydrogenerátoru stroje se tlakový olej rozvádí do jednotlivých pásových jednotek nebo do hydromotoru na nápravě a následně pak přes diferenciál na jednotlivá hnací kola.

Protože hydrostatické motory jsou z konstrukčního hlediska rychloběžné, je nutné použít koncový převod, který zajišťuje snížení otáček na požadovaný rozsah. Nejčastější řešení koncového převodu je pomocí planetové převodovky a čelního soukolí. Běžný převodový poměr použitých koncových převodů dosahuje hodnot (1:5 – 1:150). [9]



5 NEJZNÁMĚJŠÍ ŘEŠENÍ NA TRHU

CASE IH - QUADTRACK

Americká společnost Case IH je jeden z globálních dodavatelů zemědělských strojů a techniky. V roce 1997 tato společnost představila svůj první pásový traktor se čtyřmi pásovými jednotkami. Nová generace těchto podvozků nese název Quadtrack. Využitelnost tohoto čtyřpásového provedení dokazuje například fakt, že v roce 2005 traktor Steiger STX500 Quadtrack pokořil světový rekord v orbě, kdy za 24 hodin dokázal zorat 3,21 km². [3]

NEW HOLLAND – SMARTTRAX

Americká společnost New Holland pro své vybrané stroje nabízí delta podvozky už řadu let. V roce 2013 představila novou řadu těchto podvozků pod označením SmartTrax II, kdy nová řada přináší nové hydropneumatické odpružení nosných kladek a zvýšení odolnosti a průchodnosti terénem při současném snížení hmotnosti podvozku. Nosnost těchto podvozků dosahuje až úctyhodných 43 000 kg. [1]

SOUCY TRACK

Jedná se o americkou společnost, která se specializuje na výrobu delta podvozků pro zemědělské stroje. Od roku 2005 nabízí SoucyTrack delta podvozky pro široké spektrum zemědělských strojů zejména pro kolové stroje firem jako jsou Case IH, New Holland, Challenger, John Deere, Fendt atd. Použití těchto podvozků nevyžaduje dodatečné úpravy strojů a umožňuje bezproblémové přestavění kolových vozidel na pásové. [12]

CAMOPLAST SOLIDEAL

Tento kanadský výrobce je známý zejména výrobou pryžových pásů a pneumatik pro široké spektrum zejména stavebních a zemědělských strojů. V jeho nabídce se nachází ale i delta podvozky pro užitkové čtyřkolky a lehké terénní vozy. Tyto podvozky jsou koncipovány jako modulární podvozky a je možné je použít pro přestavění čtyřkolky/kolového vozidla na pásové. Pro těžší, zejména zemědělské stroje nabízí Camoplast Solideal podobné modulární podvozky pod názvem CTS (Conversion Track Systems) [2]

6 NÁVRH KONCEPCE MODULU PÁSOVÉHO PODVOZKU

Následující část práce se zabývá samostatným konstrukčním návrhem modulu pásového podvozku pro transportní stroj.

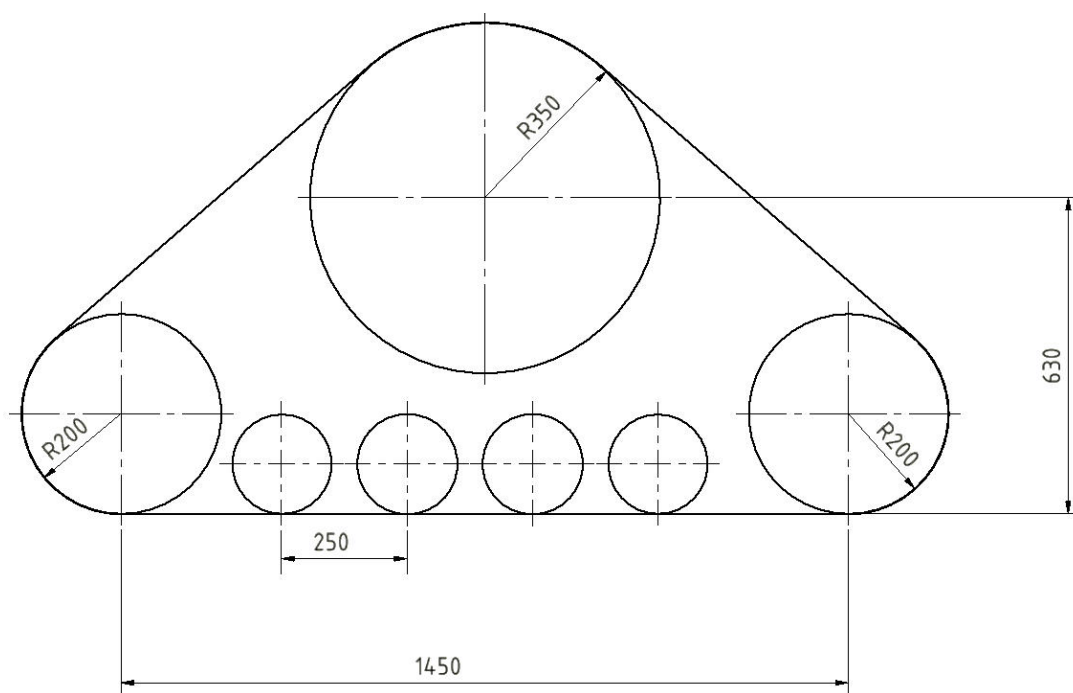
6.1 KONCEPČNÍ NÁVRH PODVOZKU

Ze zadaných hodnot:

Maximální rozteč pojezdových kladek $l_k = \max. 1500 \text{ mm}$

Maximální výška osy podvozku od země $h_0 = 700 \text{ mm}$

Byl navržen následující koncepční návrh podvozku.



Obrázek 13 Koncepční návrh podvozku

6.2 VÝBĚR PÁSU

6.2.1 VOLBA ŠÍŘKY

Jako primární úkol při návrhu pásového podvozku je zvolení správného pásu. Od zvoleného pásu se dále volí všechny další prvky podvozku, jako jsou hnací kola, napínací a vodící kola nebo nosné kladky. Mezi nejznámější výrobce pásů patří například Bridgestone, Camoplast, GoodYear, Rubbertrack atd.

Zvolení správného pásu závisí zejména na hmotnosti a velikosti stroje ale také na prostředí, ve kterém se bude stroj pohybovat. Z tíhy stroje je nutné zvolit šířku pásu, tak aby výsledný měrný tlak na půdu pod vozidlem nepřekročil požadovanou hranici.



VÝPOČET ORIENTAČNÍHO MĚRNÉHO TLAKU NA PŮDU

Nosnost podvozku $m_z = 5000 \text{ kg}$

Orientační celková hmotnost podvozku $m_p = 2500 \text{ kg}$

Nosnost podvozku a jeho váha $m_s = 7500 \text{ kg}$

Šířka zvoleného pásu $b_p \text{ [m]}$

Styková část pásu s podložkou $l_p = 1450 \text{ mm}$

Maximální měrný tlak na půdu $p_m = 60\,000 \text{ [Pa]}$

Výpočet měrného tlaku na půdu

$$p_m = \frac{m_s \cdot g}{b_p \cdot l_p} [\text{Pa}] \quad (6.2.1.1)$$

Z toho plyne výpočet šířky pásu pro požadovaný měrný tlak

$$b_p = \frac{m_s \cdot g}{p_m \cdot l_p} [\text{m}] \quad (6.2.1.2)$$

$$b_p = \frac{7500 \cdot 9,81}{60\,000 \cdot 1,80} [\text{m}]$$

$$b_p = 0,682 \text{ m} = 682 \text{ mm}$$

Volím pás šířky 30" – 762 mm

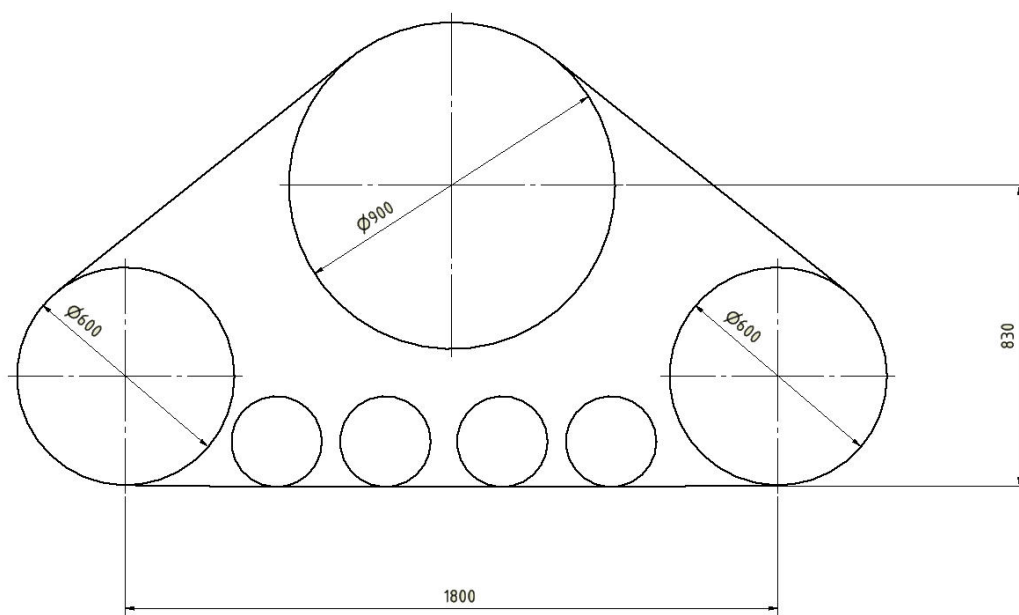
6.2.2 VOLBA TYPU PŘENOSU MK

Pro pásy o šířce 30" jsou nejčastějším způsobem přenosu krouticího momentu na pás přenos pomocí tření a přenos pomocí pozitivního hnaného kola. Jako nejvhodnější způsob byl zvolen přenos tvarovým stykem pomocí pozitivního kola a pásu s pozitivní geometrií.

6.2.3 VOLBA DÉLKY PÁSU

U pásu šířky 30" (762mm) jsou délky pásu v rozsahu od 234" do 374". Po konzultaci s výrobcí a prodejci pásů bylo zjištěno, že kratší pás než 234" = 5943,6 mm se nenachází v produkci žádného výrobce pásů.

Při zachování požadované vzdálenosti osy $h_0 = 700 \text{ mm}$ a zachování dostatečného úhlu opásání hnacího kola je možné dosáhnout použití pásu o maximální délce cca $l_p = 4600 \text{ mm}$. Proto jsem se rozhodl po konzultaci s vedoucím práce upravit zadanou výšku osy podvozku od země kvůli použití nejkratšího vyráběného pásu o šířce $b_p = 762 \text{ mm}$. Po této korekci bylo navrženo nové schéma pásového podvozku pro zvolený pás.



Obrázek 14 Upravené schéma podvozku

6.3 NÁVRH HNACÍHO KOLA

Jako hnací bylo zvoleno kolo s pozitivním profilem. Z koncepčního návrhu podvozku byl zvolen vnější průměr kola 920mm. Navrnutí správného tvaru závisí na zvoleném pásu. V tomto případě má zvolený pás 39 článků s roztečí 152,4mm.

Vlastnosti zvoleného pásu

Délka pásu: $l_p = 5943,6 \text{ mm}$

Počet článků pásu $n_{\xi} = 39$

Rozteč mezi články $p_{\xi} = 152,4 \text{ mm}$

Průměr hnacího kola $D_h = 920 \text{ mm}$

Vypočtený obvod kola $O_{dh} = 2890 \text{ mm}$

Úhel opásání kola $\alpha_h = 78^\circ$ - z koncepčního návrhu.

Výpočet počtu článků v záběru hnacího kola

$$n_{\text{cz}} = \frac{\frac{\alpha_h}{360} \cdot O_{dh}}{p_{\text{ch}}} \quad (6.3.1)$$



$$n_{\check{z}} = \frac{\frac{78}{360} \cdot 2890}{152,4}$$

$$n_{\check{z}} = 4,108 \cong 4$$

Z následujícího výpočtu je vidět, že při záběru hnacího kola bude krouticí moment přenášen pomocí 4 zubů.

Výpočet počtu přepážek v hnacím kole n_z

$$n_z = \frac{O_{dh}}{p_{\check{h}}} [-] \quad (6.3.2)$$

$$n_z = \frac{2890}{152,4} [-]$$

$$n_z = 18,96$$

Pro hnací kolo o průměru $D_h = 920\text{mm}$ bylo zvoleno 19 přepážek.

Výpočet obvodu hnacího kola pro 19 přepážek

$$O_{dh} = n_z \cdot p_{\check{h}} [\text{mm}] \quad (6.3.3)$$

$$O_{dh} = 19 \cdot 152,4 [\text{mm}]$$

$$O_{dh} = 2895,6 \text{ mm}$$

Průměr hnacího kola po korekci na $n_z = 19$

$$D_h = \frac{O_{dh}}{\pi} [\text{mm}] \quad (6.3.4)$$

$$D_h = \frac{2895,6}{\pi} [\text{mm}]$$

$$D_h = 921,69 \cong 921,7 \text{ mm}$$

Pro zvolený počet přepážek hnacího kola $n_z = 19$ je průměr hnacího kola $D_h = 921,7 \text{ mm}$



7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PODVOZKU

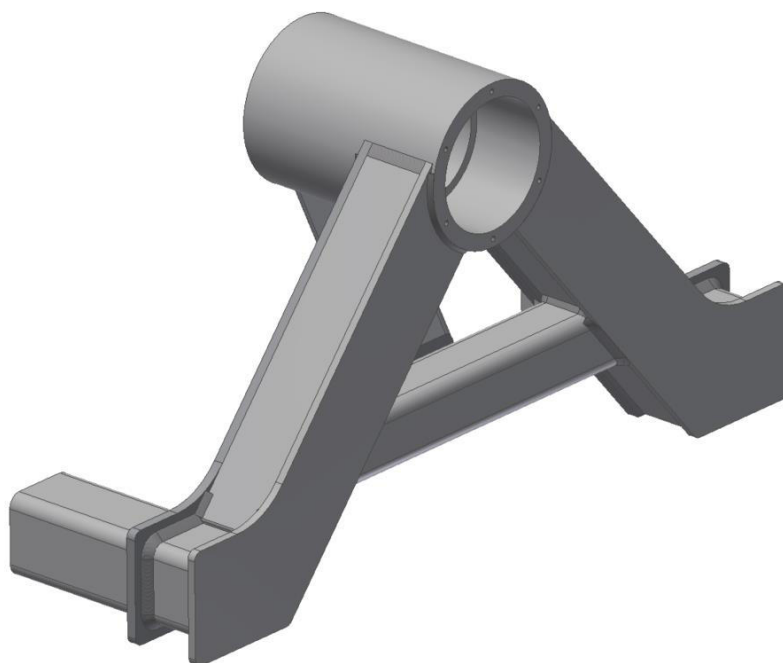
Při konstrukci podvozku bylo vycházeno z koncepčního návrhu. Primární požadavek na konstrukci byla jednoduchá výroba a nízká cena podvozku. Kvůli požadavkům na modulární podvozek s jednoduchou záměnou za kolo, bylo nutné konstrukčně vyřešit uchycení podvozku na přírubu nápravy.

7.1 KONSTRUKCE HLAVNÍHO RÁMU

Konstrukce hlavního rámu, díky požadavkům na nízkou cenu byla koncipována jako svařenec skříňového typu. Pro jednodušší výrobu byl hlavní rám rozdělen na dva menší svařence a to svařenec typu C a svařenec podélného nosníku

7.1.1 SVAŘENEC TVARU C

Tento svařenec se bude nacházet v horní části podvozku. Kvůli umístění hnacího kola je nutné konstrukčně vyřešit prostor pro hnací kolo. Jako nejvhodnější řešení jsem zvolil konstrukci nosníku tvaru C.



Obrázek 15 Svařenec nosníku tvaru C

Na obrázku 15 je zobrazen nosník tvaru C. Horní část slouží pro uchycení hlavních ložisek příruby hnacího kola. Ta je navařena na dva šikmé nosníky se střední vzpěrou, která přináší větší tuhost konstrukce. Spodní část je tvořena normalizovaným profilem 100x100-8 – 305 ČSN a slouží k přivaření tohoto svařence na podélný nosník rámu podvozku.

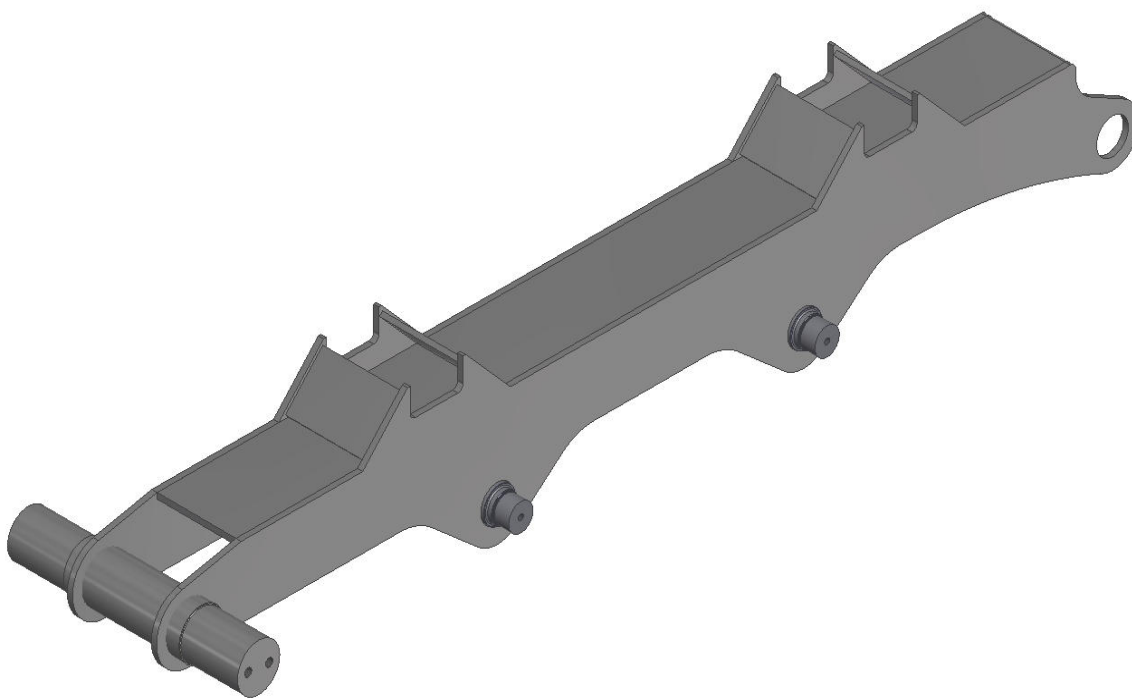
Na svařenci nosníku byla pomocí programu Autodesk Inventor 2015 provedena orientační pevnostní analýza. Po nasimulování maximálního zatížení tohoto svařence bylo ověřeno, že svařenec vyhovuje.



7.1.2 PODÉLNÝ NOSNÍK

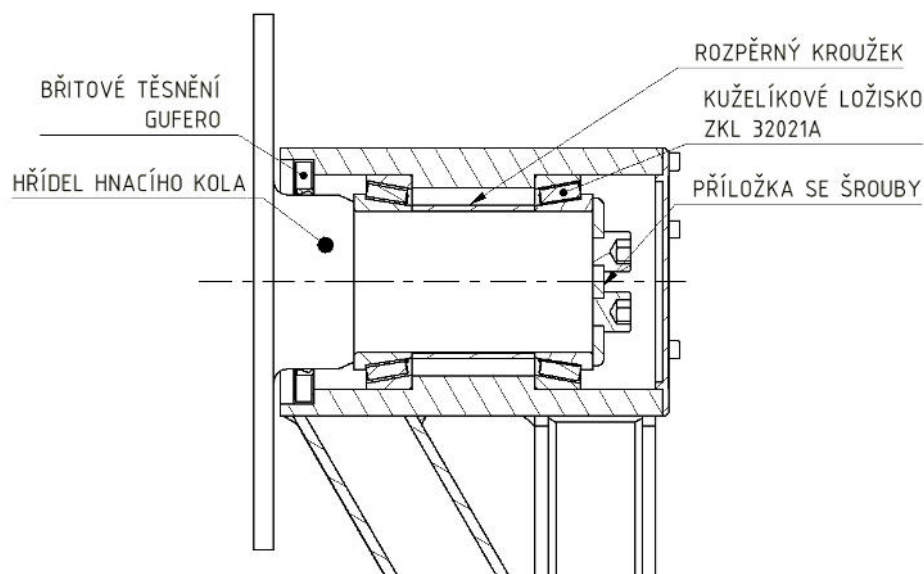
Nosník je tvořen jako svařenec skříňovitýho typu. V levé části je vidět čep pro uchycení vodícího kola. Ve spodní části se nachází čepy pro uchycení vahadel pojezdových kladek. V horní části je vidět prostor pro navaření nosníku tvaru C. V pravé části se nachází čep pro uchycení pákového mechanismu pro napínání pásu. Samotný napínací mechanismus bude umístěn ve vnitřní dutině svařence.

Na podélném nosníku byla jako v případě svařence typu C provedena orientační pevnostní analýza metodou konečných prvků v programu Autodesk Inventor 2015. Po nasimulování maximálního zatížení v tomto programu bylo orientačně ověřeno, že zvolená konstrukce vyhovuje zatížení.



Obrázek 16 Podélný nosník

7.2 UCHYCENÍ HNACÍHO KOLA

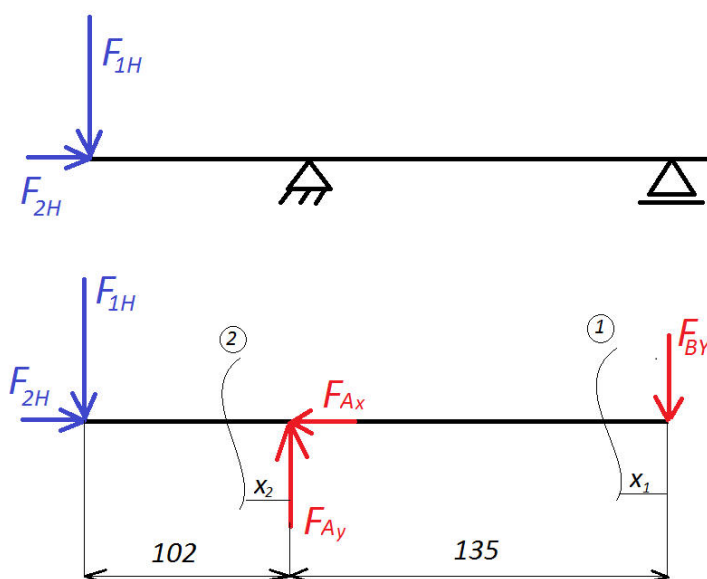


Obrázek 17 Uchycení hnacího kola

Na obrázku č. 17 je vidět uchycení hnacího kola. Hlavní částí je samotná příruba hnacího kola, která je umístěna v kuželíkových ložiskách. Axiální posuv ložisek na hřídeli je vymezen distančními kroužky a příložkou se šrouby. Zamezení axiálního posuvu ložisek v rámu podvozku je realizováno osazením na vnitřním obvodu. Zamezení vnikání nečistot do ložisek je realizováno pomocí břitového těsnění a těsnícím víčkem na druhé straně.

Z obr. 18 lze nákres poté zjednodušit na tuto následující úlohu.

Zjednodušené schéma pro výpočet sil v ložiskách



Obrázek 18 Silové působení na přírubu hnacího kola

Zadané parametry

$$F_{1H} = 60\,000\,N$$

$$F_{2H} = 20\,000\,N$$

Z rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 : F_{2H} - F_{AX} = 0 \rightarrow F_{2H} = F_{AX} \quad (1) \quad (7.2.1)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_{1H} + F_A - F_{BY} = 0 \rightarrow F_A = F_{BY} + F_{1H} \quad (2)$$

$$\sum M_{O1} = 0 : F_{1H} \cdot l_1 - F_{BY} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (3)$$

Po úpravách

$$F_{BY} = \frac{-F_{1H} \cdot l_1}{l_1 \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{-60\,000 \cdot 97}{97 - (97 + 135)} = 43\,111\,N$$

$$F_A = F_{BY} + F_{1H} = 49\,091 + 60\,000 = 103\,111\,N$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska

Zvolené ložisko ZKL 33021A

Dynamická únosnost $C = 260\,kN$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [kN] \quad (7.2.2)$$

Pro radiální sílu $F_r = 104\,000\,N$ a axiální sílu $F_a = 20\,000\,N$ je ekvivalentní zatížení ložiska.

$$P_r = 104\,kN \quad [16]$$

Pro rychlost vozidla $v_1 = 15\,km/hod$ z průměru hnacího kola 921,7mm odpovídají otáčky hnacího kola 90 ot/min.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^P \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [hod] \quad (7.2.3)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{260}{104}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 90} = 3927,1$$

$$L_{10h} = 3\,927\,hod$$

Ložiska pro hnací kolo vyhovují



Kontrolní výpočet hřídele na ohyb

VVÚ hřídele hnacího kola

Úsek 1

$x_1 = 0 - 135 \text{ mm}$

$$x: N = 0 \quad (1) \quad (7.2.4)$$

$$y: T = F_{BY} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = -F_{BY} \cdot x_1 \quad (3)$$

VVÚ hřídele hnacího kola

Úsek 2

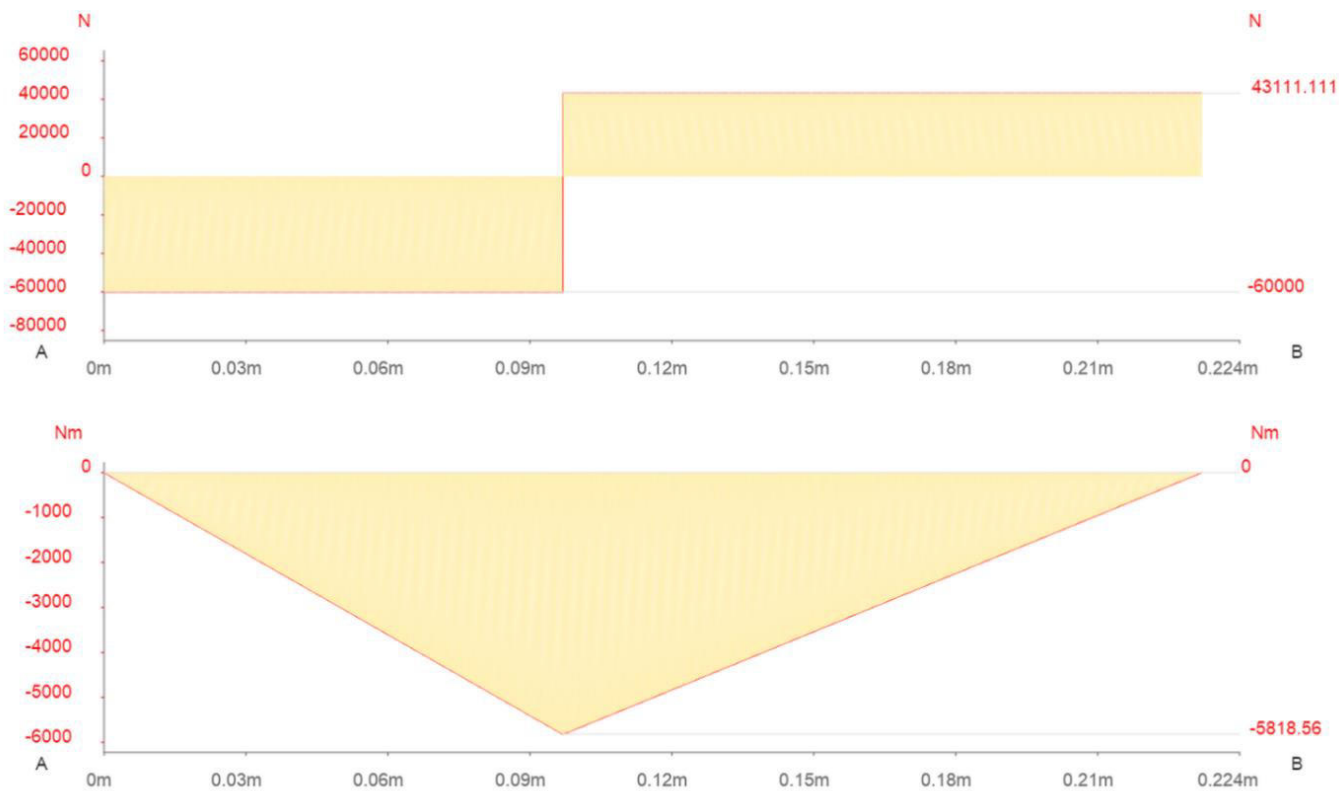
$x_2 = 0 - 97 \text{ mm}$

$$x: N = -F_{RX} \quad (1) \quad (7.2.5)$$

$$y: T = F_{BY} - F_A \quad (2)$$

$$Mo: M_o = -F_{BY} \cdot (x_2 + 135) + F_{R2} \cdot x_2 \quad (3)$$

Vykreslení VVÚ



Obrázek 19 vykreslení VVÚ hnací hřídele v programu Autodesk Force Effect



Kontrola v místě maximálního ohybového momentu. (Místo působení síly F_A)

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (7.2.6)$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o_{max}} = -F_{BY} \cdot x_1 \text{ [Nmm]} \quad (7.2.7)$$

$$M_{o_{max}} = -43\,111 \cdot 135$$

$$M_{o_{max}} = -5\,819\,985 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v ohybu

$$d_1 = 105 \text{ mm} \rightarrow W_{o_{d1}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} = 113\,649 \text{ mm}^3 \quad (7.2.8)$$

Nominální napětí v ohybu

$$\sigma_{nom_{Fa}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_{d1}}} \text{ [MPa]} \quad (7.2.9)$$

$$\sigma_{nom_{Fa}} = \frac{5\,819\,985}{117\,649} = 49,469$$

$$\sigma_{nom_{Fa}} = 49,47 \text{ MPa}$$

Další kritické místo je ve změně průměru u dosedací plochy ložiska $x_2 = 21,5 \text{ mm}$

Ohybový moment v kritickém místě $x_2 = 21,5 \text{ mm}$

$$M_{o(x_2=21,5)} = -F_{BY} \cdot (x_2 + 132) + F_{R2} \cdot x_2 \text{ [Nmm]} \quad (7.2.10)$$

$$M_{o(x_2=21,5)} = -43\,111 \cdot (21,5 + 135) + 103\,111 \cdot 21,5$$

$$M_{o(x_2=21,5)} = -4\,529\,985 \text{ Nmm}$$

Nominální ohybové napětí v tomto místě

$$\sigma_{nom(x_2=21,5)} = \frac{M_{o(x_2=21,5)}}{W_{o_{d1}}} \text{ [MPa]} \quad (7.2.11)$$

$$\sigma_{nom(x_2=21,5)} = \frac{4\,529\,985}{117\,649} = 38,504$$

$$\sigma_{nom(x_2=21,5)} = 38,5 \text{ MPa}$$

Vrubový součinitel α pro místo $x_2 = 21,5 \text{ mm}$

Dle zadaných parametrů $\frac{r}{d} = \frac{2,5}{105}$ a $\frac{D}{d} = \frac{110}{105}$ je velikost vrubového součinitele pro namáhání ohybem $\alpha = 2,2$ [6]

Výpočet ohybového napětí v tomto místě

$$\sigma_o = \alpha \cdot \sigma_{(nom_{x_2=20})} [MPa] \quad (7.2.12)$$

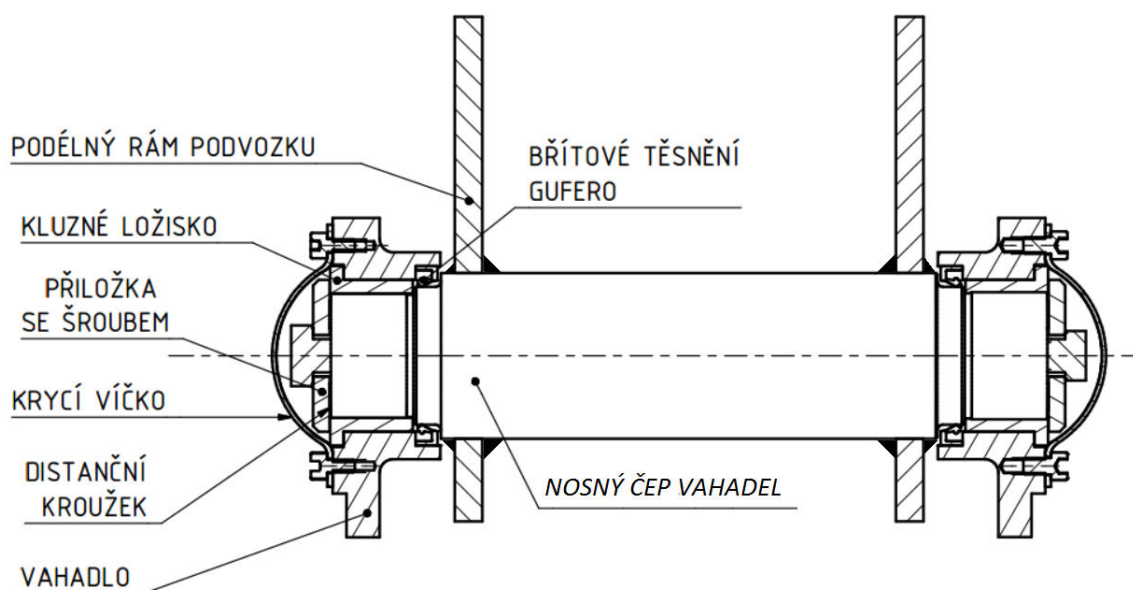
$$\sigma_o = 2,2 \cdot 38,5$$

$$\sigma_o = 84,7 \text{ MPa}$$

Pro zvolený materiál hřídele hnacího kola ocel E335 (ČSN 11600) je pro střídavý cyklus zatížení $\sigma_{Do} = 100 \text{ MPa}$ [17]

Hnací hřídel vyhovuje na ohyb

7.3 UCHYCENÍ VAHADLA



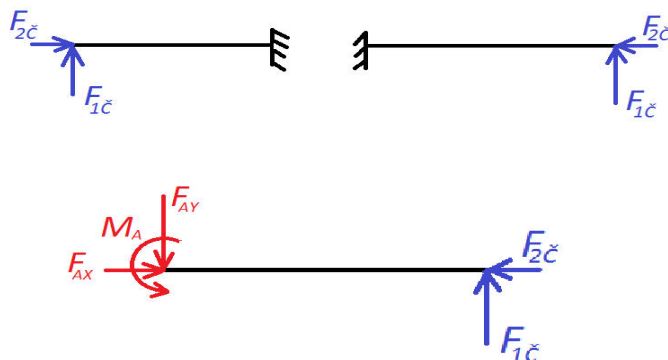
Obrázek 20 Uchycení čepu vahadla

Vahadla pojezdových kladek jsou umístěny na nosném čepu. Ve vahadlech je nalisováno kluzné ložisko, které umožní kyvný pohyb vahadel při průjezdu transportního stroje po nerovnostech. Axiální zajištění je vyřešeno pomocí osazení na hřídeli a příločky se šrouby. Pro nastavení správné axiální vůle bylo zvoleno řešení pomocí distančních kroužků, který se bude vkládat mezi ložisko a příločku. Proti vnikání nečistot je kluzné uložení chráněno ze zadní



strany břitovým těsněním Gufero 65x50x8 a ze strany přední krycím víčkem s pryžovým těsněním. Samotný nosný čep vahadel je přivařen na podélný rám podvozku.

Zjednodušené schéma pro výpočet



Obrázek 21 Zjednodušené schéma pro výpočet čepu vahadel

VVÚ čepu vahadel

$x = 0 - 40 \text{ mm}$

$F_{1c} = 30\,000 \text{ N}$

$F_{2c} = 10\,000 \text{ N}$

$$x: N = -F_{1c} \quad (1) \quad (7.3.1)$$

$$y: T = -F_{2c} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = F_{1c} \cdot x \quad (3)$$

Vykreslení VVÚ

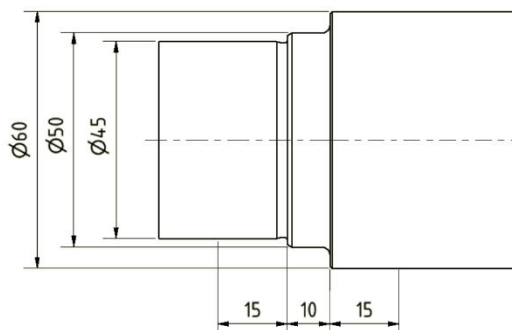


Obrázek 22 Vykreslení VVÚ na čepu vahadel - Autodesk Force Effect



Kontrola nebezpečných průřezů čepu

Nebezpečná místa na čepu jsou místa, kde dochází ke změně průměru.



Obrázek 23 Rozměry čepu vahadel

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (7.3.2)$$

Modul průřezu v ohybu pro (7.3.3)

$$d_1 = 45 \text{ mm} \rightarrow W_{o_{d1}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8\,946 \text{ mm}^3$$

$$d_2 = 50 \text{ mm} \rightarrow W_{o_{d2}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271 \text{ mm}^3$$

$$d_3 = 60 \text{ mm} \rightarrow W_{o_{d3}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21\,205 \text{ mm}^3$$

Výpočet ohybového napětí v kritických bodech

V intervalu $x=0-40\text{mm}$ jsou to body $x = 15; 25; 40$

Pro hodnotu $x = 15$

$$M_{o_{(x=15)}} = F_{1\check{c}} \cdot x \quad (7.3.4)$$

$$M_{o_{(x=15)}} = 30\,000 \cdot 15$$

$$M_{o_{(x=15)}} = 450\,000 \text{ Nmm}$$



Nominální ohybové napětí v tomto místě

$$\sigma_{nom(x=15)} = \frac{Mo_{(x=15)}}{Wo_{d1}} [MPa] \quad (7.3.5)$$

$$\sigma_{nom(x=15)} = \frac{450\,000}{8\,946} = 50,302$$

$$\sigma_{nom(x=15)} = 50,3 \text{ MPa}$$

Vrubový součinitel α pro $x = 15 \text{ mm}$

Dle zadaných parametrů $\frac{r}{d} = \frac{0,3}{45}$ a $\frac{D}{d} = \frac{50}{45}$ byl zvolen vrubový součinitel v ohybu $\alpha = 1,5$ [6]

Výpočet ohybového napětí v bodě $x = 15$

$$\sigma_o(x=15) = \alpha \cdot \sigma_{nom} [MPa] \quad (7.3.6)$$

$$\sigma_o(x=15) = 1,5 \cdot 50,3$$

$$\sigma_o(x=15) = 75,45 \text{ MPa}$$

Nominální ohybové napětí v místě $x = 25$

$$\sigma_{nom(x=25)} = \frac{Mo_{(x=25)}}{Wo_{d2}} [MPa] \quad (7.3.7)$$

$$\sigma_{nom(x=25)} = \frac{750\,000}{12\,271} = 61,119$$

$$\sigma_{nom(x=25)} = 61,1 \text{ MPa}$$

Vrubový součinitel α

Dle zadaných parametrů $\frac{r}{d} = \frac{5}{50} = 0,1$ a $\frac{D}{d} = \frac{60}{50} = 1,2$ byl zvolen vrubový součinitel v ohybu $\alpha = 1,6$ [6]

Výpočet ohybového napětí v místě $x = 25$

$$\sigma_o(x=25) = \alpha \cdot \sigma_{nom(x=25)} [MPa] \quad (7.3.8)$$

$$\sigma_o(x=25) = 1,6 \cdot 61,1 = 97,76$$

$$\sigma_o(x=25) = 97,8 \text{ MPa}$$

**Výpočet ohybového napětí v místě $x = 40$ (Maximální ohybový moment)**

$$\sigma_{o(x=40)} = \frac{M_{o(x=40)}}{W_{o_{d3}}} \text{ [MPa]} \quad (7.3.9)$$

$$\sigma_{o(x=40)} = \frac{1\,200\,000}{21\,205} = 56,590$$

$$\sigma_{o(x=40)} = 56,6 \text{ MPa}$$

Pro zvolený materiál čepu S355J0 (ČSN 11523) je dovolené napětí v ohybu pro mříjivý cyklus $\sigma_o = 125 \text{ MPa}$ [17]

Čep vyhovuje na ohyb

Kontrolní výpočet čepu vahadel na stříh

Dovolené napětí ve smyku

$$\tau_s = \frac{F}{S} \text{ [MPa]} \quad (7.3.10)$$

Střížný průměr čepu $d=45 \text{ mm}$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 45^2}{4} = 1590,43 \text{ mm}^2 \quad (7.3.11)$$

Smykové napětí v tomto průřezu

$$\tau_s = \frac{F}{S} \text{ [MPa]} \quad (7.3.12)$$

$$\tau_s = \frac{30\,000}{1590,43} = 18,863$$

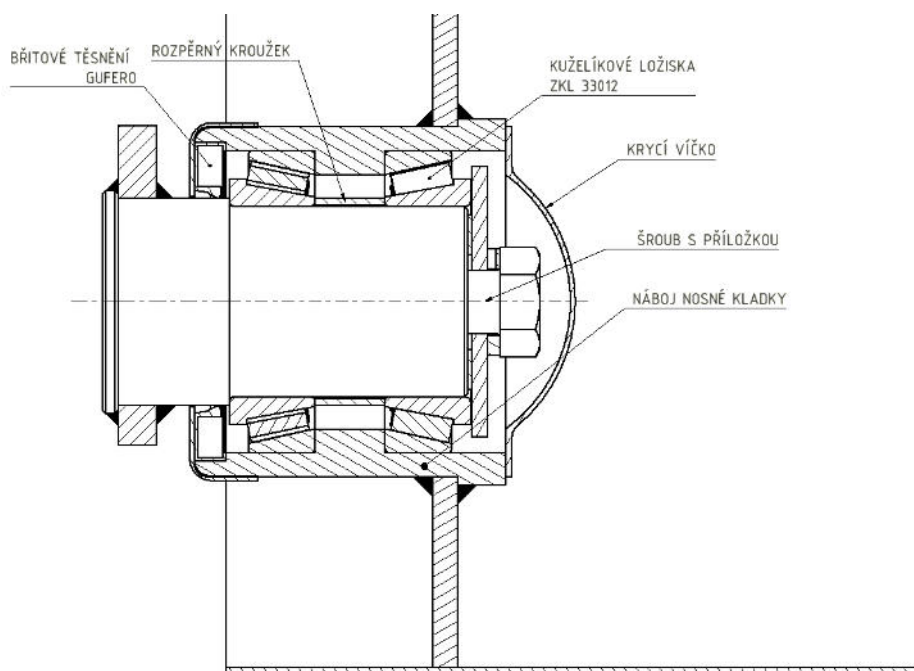
$$\tau_s = 18,86 \text{ MPa}$$

Pro zvolený materiál čepu S355J0 (ČSN 11523) je dovolené napětí ve smyku pro mříjivý cyklus $\tau_s = 70 \text{ MPa}$ [17]

Čep vyhovuje na stříh

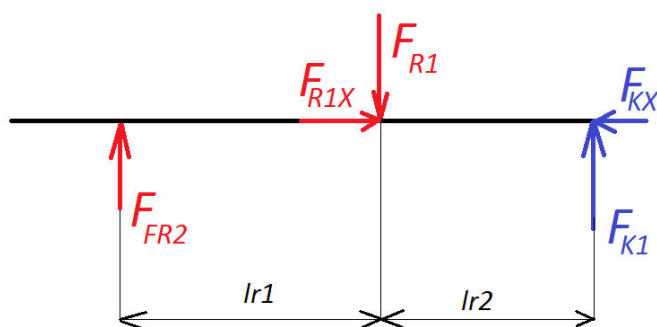
7.4 POJEZDOVÉ Kladky

Na vahadlech jsou umístěny pojezdové kladky, které slouží pro rozložení hmotnosti na pás. V



Obrázek 24 Uchycení pojezdových kladek podvozku

Výpočet síly v ložiskách pojezdové kladky od zatížení ve středu kola



Obrázek 25 Schéma pro výpočet sil v ložiskách od zatížení ve středu kola

$F_{K1} = 15\,000\text{ N}$ – síla od zatížení ve středu kola

$F_{KX} = 7500\text{ N}$ – síla od axiálního zatížení kola

F_{R1} = Radiální síla v ložisku 1 pojezdové kladky

F_{R1X} = Axiální síla v ložisku 1 pojezdové kladky

F_{R2} = Radiální síla v ložisku 2 pojezdové kladky



$l_{r1} = 44 \text{ mm}$ – Vzdálenost mezi ložisky

$l_{r2} = 44 \text{ mm}$ – Vzdálenost osy kola od krajního ložiska

Z rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 : F_{Kx} - F_{R1x} = 0 \rightarrow F_{Kx} = F_{R1x} \quad (1) \quad (7.4.1)$$

$$\sum F_y = 0 : -F_{K1} + F_{R1} - F_{R2} = 0 \rightarrow F_{R1} = F_K + F_{R2} \quad (2)$$

$$\sum M_{o1} = 0 : -F_{R1} \cdot l_{r1} - F_k \cdot (l_{r1} + l_{r2}) = 0 \quad (3)$$

Po úpravách

$$F_{R2} = \frac{F_{K1} \cdot (l_{r1} + l_{r2})}{l_{r1}} = \frac{15\,000 \cdot (44 + 44)}{44} = 15\,000 \text{ N}$$

$$F_{R1} = F_{R1} + F_{K1} = 15\,000 + 15\,000 = 30\,000 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska pojezdové kladky

Zvolené kuželíkové ložisko ZKL 33012

Dynamická únosnost $C = 102 \text{ kN}$

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad (7.4.2)$$

Pro radiální sílu $F_r = 30\,000 \text{ N}$ a axiální sílu $F_a = 7\,500 \text{ N}$ je ekvivalentní zatížení ložiska.

$$P_r = 30 \text{ kN} \quad [16]$$

Pro rychlost vozidla $v_1 = 15 \text{ km/hod}$ odpovídají z průměru pojezdové kladky 250 mm otáčky pojezdové kladky 320 ot/min.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (7.4.3)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{102}{30}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 320} = 3078,2$$

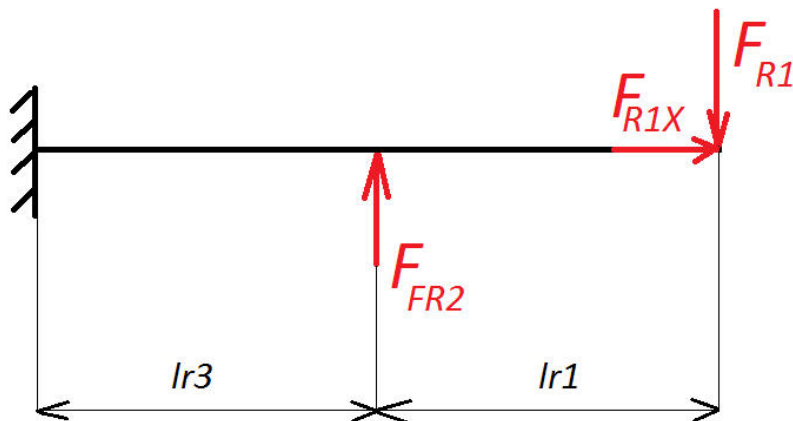
$$L_{10h} = 3078 \text{ hod}$$

Ložiska pro pojezdové kladky vyhovují



Výpočet a vykreslení VVÚ na čepu pojezdové kladky

Zjednodušené výpočtové schéma



Obrázek 26 Schéma silového působení na čepu pojezdové kladky

$$lr3 = 51 \text{ mm}$$

VVÚ čepu kladky

Úsek 1 $x_1 = 0 - 44 \text{ mm}$

$$F_{R1} = 30\,000 \text{ N}$$

$$F_{R2} = 7\,500 \text{ N}$$

$$x: N = -F_{RX} \quad (1) \quad (7.4.4)$$

$$y: T = -F_{R1} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = F_{R1} \cdot x_1 \quad (3)$$

VVÚ čepu kladky

Úsek 2 $x_2 = 0 - 51 \text{ mm}$

$$F_{R1} = 30\,000 \text{ N}$$

$$F_{R2} = 7\,500 \text{ N}$$

$$x: N = -F_{RX} \quad (1) \quad (7.4.5)$$

$$y: T = -F_{R1} + F_{R2} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = F_{R1} \cdot (x_2 + 44) - F_{R2} \cdot x_2 \quad (3)$$



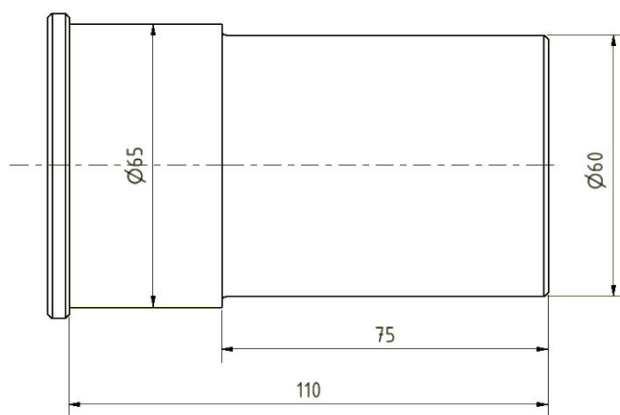
Vykreslení VVU na čepu



Obrázek 27 vykreslení VVU na čepu pojezdové kladky - Autodesk Force Effect

Kontrola nebezpečných průřezů čepu

Nebezpečná místa na čepu jsou místa, kde dochází ke změně průměru.



Obrázek 28 Rozměry čepu pojezdové kladky

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (7.4.6)$$

**Modul průřezu v ohybu pro**

(7.4.7)

$$d_1 = 60\text{mm} \rightarrow W_{o_{d1}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21\,205\text{mm}^3$$

$$d_2 = 65\text{mm} \rightarrow W_{o_{d2}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 26\,961\text{mm}^3$$

Výpočet ohybového napětí v kritických bodech

V intervalu $x=0-44$ mm se kritická místa nenachází.

V druhém intervalu je změna průměru na souřadnici $x=13,5$

Pro hodnotu $x=13,5$ je ohybový moment

$$M_{o(x=13,5)} = F_{R1} \cdot (x + 44) - F_{R2} \cdot x \text{ [Nmm]} \quad (7.4.8)$$

$$M_{o(x=13,5)} = 30\,000 \cdot (13,5 + 44) - 15\,000 \cdot 13,5$$

$$M_{o(x=13,5)} = 1\,522\,500 \text{ Nmm}$$

Nominální ohybové napětí v tomto místě $x=13,5$

$$\sigma_{nom(x=13,5)} = \frac{M_{o(x=13,5)}}{W_{o_{d1}}} \text{ [MPa]} \quad (7.4.9)$$

$$\sigma_{nom(x=13,5)} = \frac{1\,522\,500}{21\,205} = 71,799$$

$$\sigma_{nom(x=13,5)} = 71,8 \text{ MPa}$$

Vrubový součinitel α

Dle zvolených parametrů $\frac{r}{d} = \frac{1}{60}$ a $\frac{D}{d} = \frac{60}{50}$ je hodnota vrubové součinitele pro namáhání ohybem $\alpha = 1,55$ [6]

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \alpha \cdot \sigma_{nom} \text{ [MPa]} \quad (7.4.10)$$

$$\sigma_o = 1,55 \cdot 71,8 = 111,29$$

$$\sigma_o = 111,3 \text{ MPa}$$



Kontrola místa s maximální hodnotou ohybového napětí

Maximální ohybový moment se nachází na souřadnici $x=51$

$$M_{o_{max}(x=51)} = F_{R1} \cdot (x + 44) - F_{R2} \cdot x \text{ [Nmm]} \quad (7.4.11)$$

$$M_{o_{max}(x=51)} = 30\,000 \cdot (51 + 44) - 15\,000 \cdot 51$$

$$M_{o_{max}(x=51)} = 2\,085\,000 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o(x=40)} = \frac{M_{o_{max}(x=51)}}{W_{o_{d2}}} \text{ [MPa]} \quad (7.4.12)$$

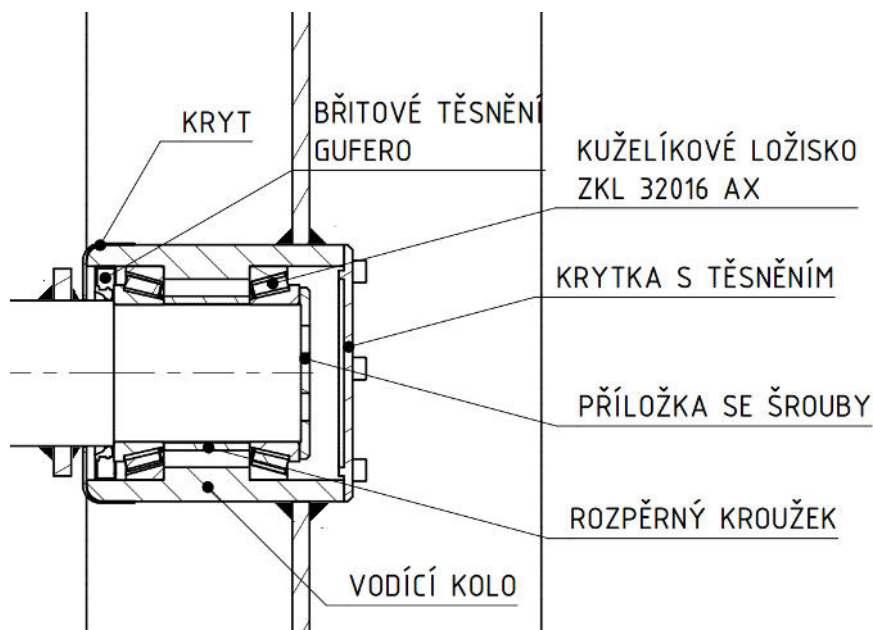
$$\sigma_{o(x=40)} = \frac{2\,085\,000}{26\,961} = 77,334$$

$$\sigma_{o(x=40)} = 77,3 \text{ MPa}$$

Pro zvolený materiál čepu S355J0 (ČSN 11523) je pro míjiví cyklus zatížení dovolené napětí v ohybu $\sigma_o = 125 \text{ MPa}$ [17].

Čep pojezdových kladek vyhovuje

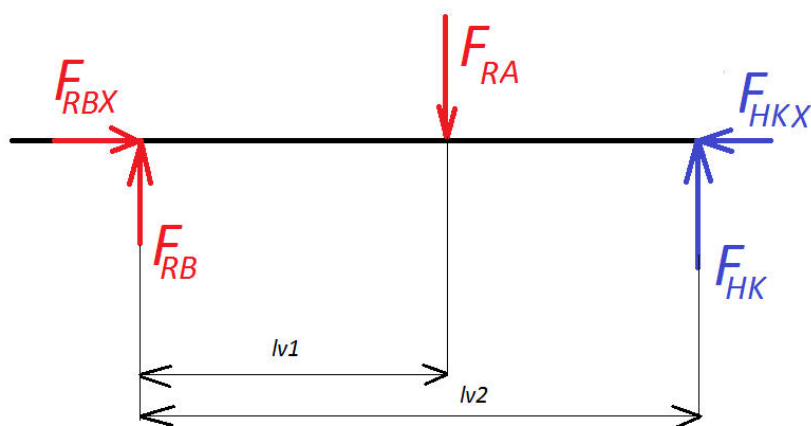
7.5 ČEP VODÍCÍCH KOL



Obrázek 29 Uložení čepu vodících kol



Výpočet síly v ložiskách od zatížení ve středu kola



Obrázek 30 Shéma pro výpočet sil v ložiskách od zatížení ve středu kola

$F_{HK} = 25\,000\text{ N}$ – síla od zatížení ve středu kola

$F_{HKX} = 7\,500\text{ N}$ – síla od axiálního zatížení kola

F_{RA} = Radiální síla v ložisku 1 vodícího kola

F_{RB} = Radiální síla v ložisku 2 vodícího kola

F_{RBX} = axiální síla v ložisku 2 vodícího kola

Z rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 : F_{HKX} - F_{BX} = 0 \rightarrow F_{HKX} = F_{BX} \quad (1) \quad (7.5.1)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{HK} - F_{RA} + F_{RB} = 0 \rightarrow F_{RB} = F_{RA} - F_{HK} \quad (2)$$

$$\sum M_o = 0 : -F_{RA} \cdot l_{v1} + F_{HK} \cdot l_{v2} = 0 \quad (3)$$

Po úpravách

$$F_{RA} = \frac{F_{HK} \cdot l_{v2}}{l_{v1}} = \frac{25\,000 \cdot 102}{79} = 32\,278\text{ N}$$

$$F_{RB} = F_{RA} - F_{HK} = 32\,278 - 25\,000 = 7\,278\text{ N}$$



Výpočet základní trvanlivost ložiska vodícího kola

Zvolené ložisko ZKL 32016AX

Dynamická únosnost $C = 102 \text{ kN}$

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad (7.5.2)$$

Pro radiální sílu $F_r = 32\,500 \text{ N}$ a axiální sílu $F_a = 7\,500 \text{ N}$ je ekvivalentní zatížení ložiska.

$$P_r = 32,5 \text{ kN} \quad [16]$$

Pro rychlost vozidla $v_1 = 15 \text{ km/hod}$ z průměru hnacího kola 600mm odpovídají otáčky hnacího kola 133 ot/min.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (7.5.3)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{131}{32,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 133} = 13\,060,41$$

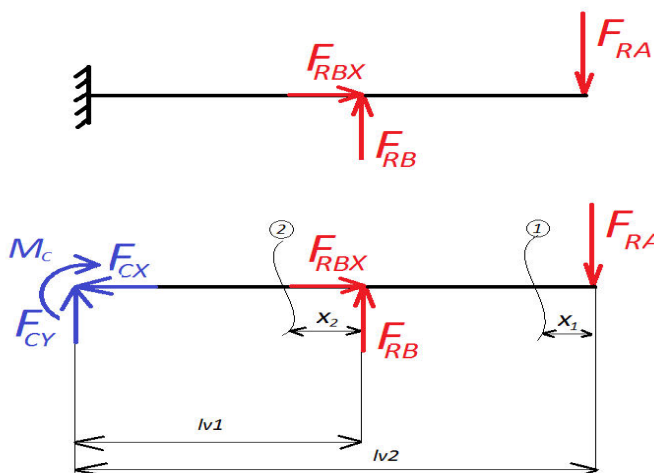
$$L_{10h} = 13\,060 \text{ hod}$$

Ložiska pro vodící kolo vyhovují

Schéma pro výpočet VVÚ čepu vodícího kola

$$l_{v1} = 50 \text{ mm}$$

$$l_{v2} = 129 \text{ mm}$$



Obrázek 31 Schéma silového působení a intervaly pro výpočet VVÚ



Výpočet a vykreslení VVÚ čepu vodícího kola

VVÚ čepu vodícího kola – úsek 1

$$x_1 = 0 - 79 \text{ mm}$$

$$x: N = 0 \quad (1) \quad (7.5.4)$$

$$y: T = F_{RA} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = -F_{RA} \cdot x_1 \quad (3)$$

VVÚ čepu vodícího kola – úsek 2

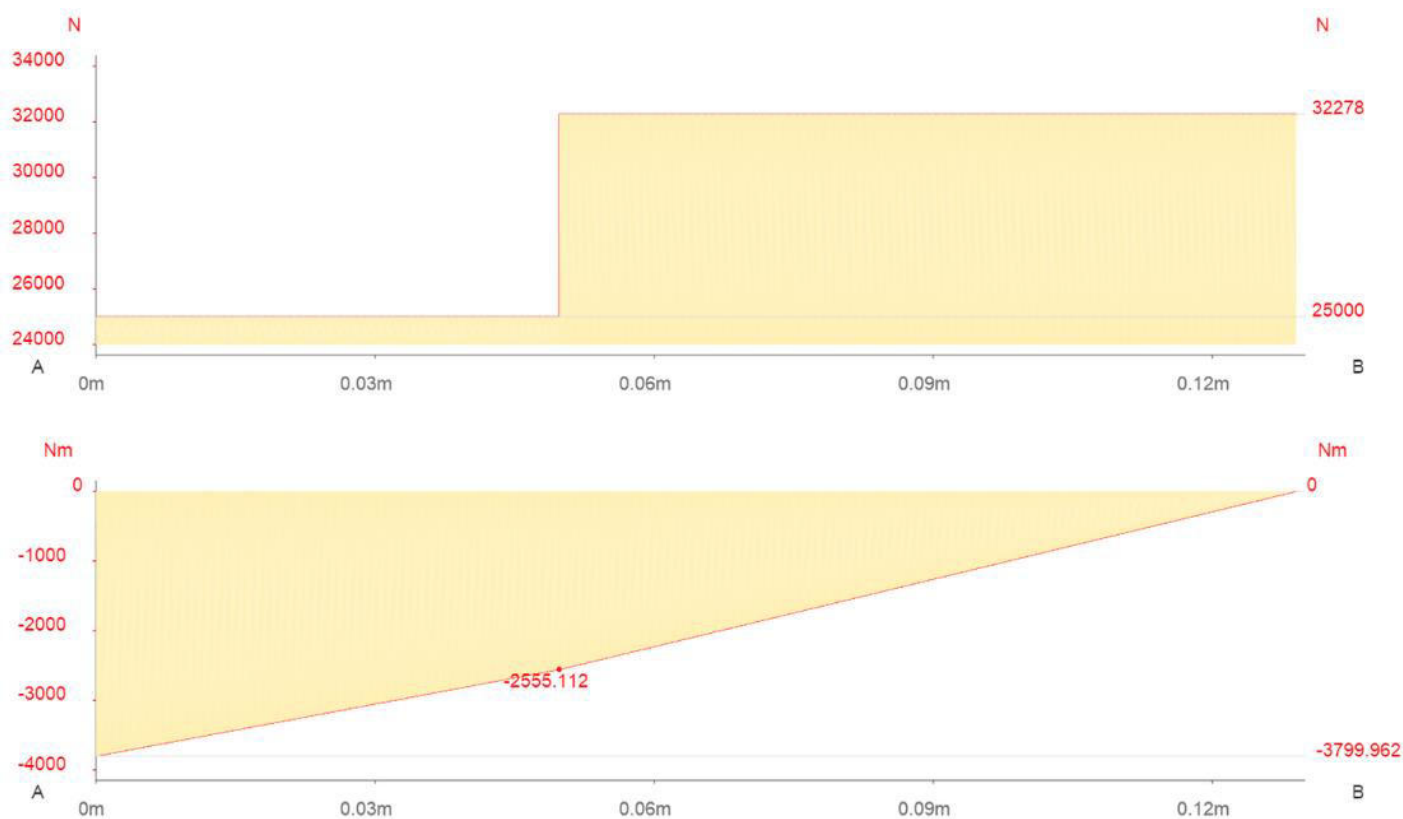
$$x_2 = 0 - 50 \text{ mm}$$

$$x: N = F_{BX} \quad (1) \quad (7.5.5)$$

$$y: T = F_{RA} - F_{RB} \quad (2)$$

$$Mo: M_o = -F_{RA} \cdot (x_2 + 79) + F_{RB} \cdot x_2 \quad (3)$$

Vykreslení VVÚ na čepu vodícího kola



Obrázek 32 VVÚ na čepu vodícího kola - Autodesk Force Effect



Kontrola nebezpečných průřezů a Mo_{max}

Maximální ohybový moment je v místě C (vetknutí) $x_2 = 50mm$

$$Mo_{max(x_2=50)} = -F_{RA} \cdot (x_2 + 79) + F_{RB} \cdot x_2 \quad [Nmm] \quad (7.5.6)$$

$$Mo_{max(x_2=50)} = -32\,278 \cdot (50 + 79) + 72\,78 \cdot 50$$

$$Mo_{max(x_2=50)} = -3\,799\,962 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v tomto místě

$$d_1 = 85mm \rightarrow Wo_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} = 60\,291mm^3 \quad (7.5.7)$$

Napětí v ohybu v tomto místě

$$\sigma_{o(x_2=50)} = \frac{Mo_{max(x_2=50)}}{Wo_{d1}} \quad (7.5.8)$$

$$\sigma_{o(x_2=50)} = \frac{3\,799\,962}{60\,291} = 63,027$$

$$\sigma_{o(x_2=50)} = 63 \text{ MPa}$$

Další nebezpečný průřez je změna průměrů $x_2 = 15mm$

$$Mo_{(x_2=15)} = -F_{RA} \cdot (x_2 + 79) + F_{RB} \cdot x_2 \quad [Nmm] \quad (7.5.9)$$

$$Mo_{(x_2=15)} = -32\,278 \cdot (15 + 79) + 72\,78 \cdot 15$$

$$Mo_{(x_2=15)} = -2\,924\,962 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v ohybu na tomto místě

$$d_2 = 80mm \rightarrow Wo_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,265mm^3 \quad (7.5.10)$$

Nominální napětí v ohybu v tomto místě

$$\sigma_{nom(x_2=15)} = \frac{Mo_{max(x_2=15)}}{Wo_{d2}} \quad [MPa] \quad (7.5.11)$$

$$\sigma_{nom(x_2=15)} = \frac{2\,924\,962}{50\,265} = 58,191$$

$$\sigma_{nom(x_2=15)} = 58,2 \text{ MPa}$$



Vrubový součinitel α v místě $x_2 = 15$

Dle zadaných parametrů $\frac{r}{d} = \frac{1}{80}$ a $\frac{D}{d} = \frac{85}{80}$ je vrubový součinitel v ohybu $\alpha = 2,38$ [6]

$$\sigma_o = \alpha \cdot \sigma_{nom(x_2=15)} [MPa] \quad (7.5.12)$$

$$\sigma_o = 2,38 \cdot 58,2 = 138,516$$

$$\sigma_o = 138,5 MPa$$

Pro zvolený materiál čepu S355J0 (ČSN 11523) je pro mívající cyklus dovolené napětí v ohybu $\sigma_o = 150 MPa$ [17]

Čep vodících kol vyhovuje

7.6 HNACÍ KOLO

Jako hnací kolo pro tento podvozek jsem zvolil pozitivní profil hnacího kola. Z přechodního výpočtu v kapitole 6.3 bylo dopočteno pro průměr hnacího kola $D_h = 920mm$ potřebný počet 19 přepážek v kole. Jako nejvhodnější způsob výroby byla zvolena konstrukce svařence. Při konstrukci byly kladeny požadavky na co nejnížší hmotnost. Přepážky budou vyrobeny jako výpalek a následně ohnuty do požadovaného tvaru. Poté se navaří na 2 diskové části a hnací kolo se našroubuje na přírubu hnacího hřídele.

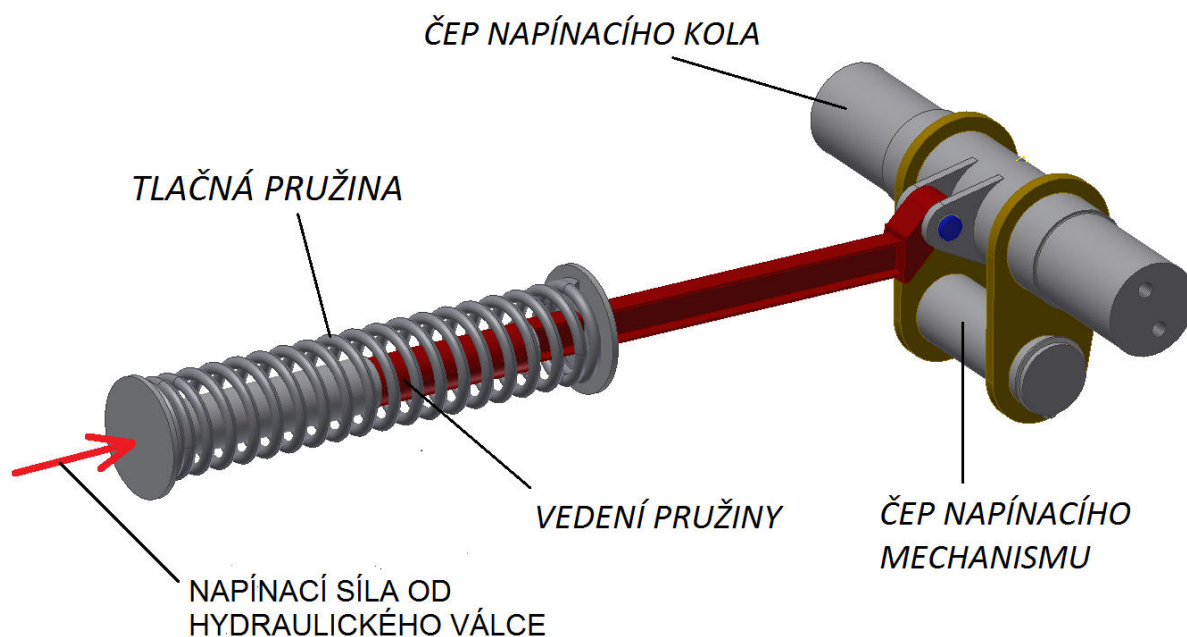


Obrázek 33 Hnací kolo s pozitivním profilem



7.7 NAPÍNÁNÍ PÁSU

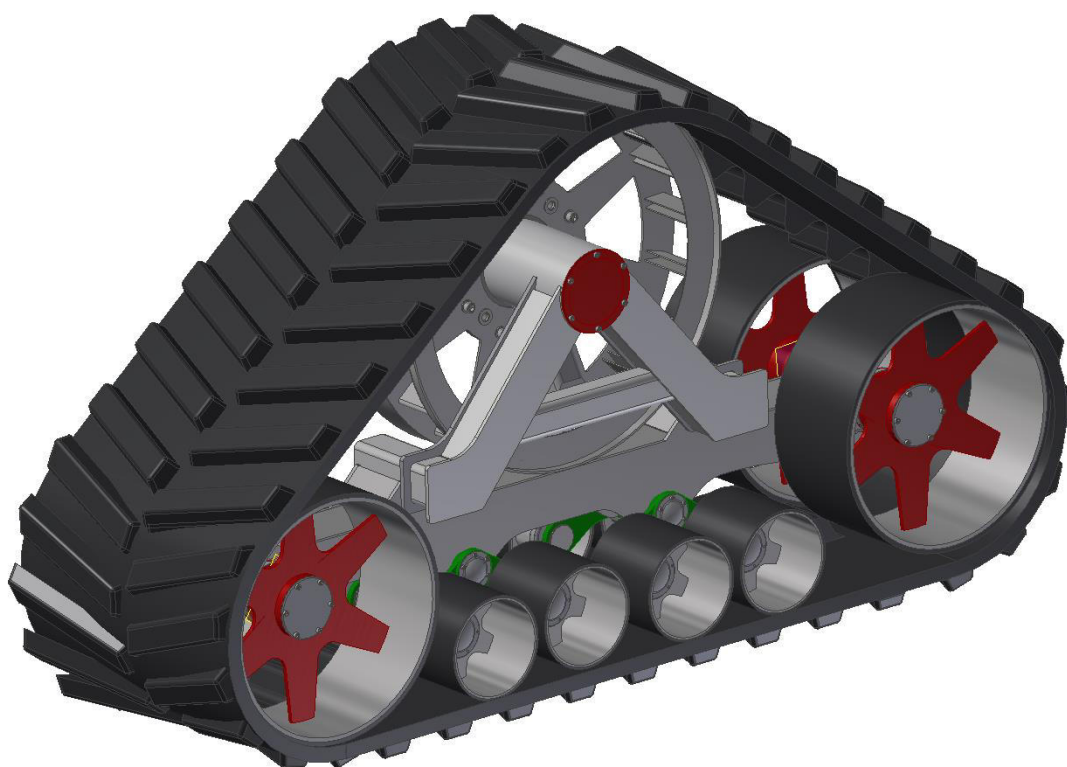
Pro zajištění stálého kontaktu hnacího kola s pásem. Bylo pro jednoduchou konstrukci a dostatečnou funkci zvoleno napínání pomocí hydraulického válce s pružinou. V hydraulickém válci se po montáži pásu zvýší tlak na požadovanou hodnotu. Vlivem tlakové síly na píst dojde ke stlačení pružiny, která působí na kyvně uložený čep napínacího kola. Při zvýšení napětí v pásu, ke kterému dochází při průjezdu nerovnostmi, dojde ke stlačení pružiny a tím k ochraně pásu proti přetížení a zvýšení jeho životnosti.



Obrázek 34 Mechanismus napínání pásu



7.8 CELKOVÁ SESTAVA



Obrázek 35 Celková sestava - přední pohled



Obrázek 36 Celková sestava - zadní pohled



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala konstrukcí mobilního pásového podvozku pro transportní stroj. Přesněji se jedná o trojúhelníkové (delta) uspořádání pásového podvozku, které nachází své hlavní uplatnění zejména u strojů se čtyřmi pásovými jednotkami. Práce se dělí na teoretickou a konstrukční část. V teoretické, řešební práci, je popsána konstrukce moderních pásových delta podvozků pro transportní stroje se čtyřpásovou koncepcí podvozku. Podrobněji jsou popsány jeho hlavní konstrukční uzly a výhody popřípadě nevýhody těchto koncepcí.

Druhá část se zabývá samotným koncepčním návrhem pásového podvozku a jeho konstrukčním řešením pro zadané parametry (nosnost jednotlivého modulu podvozku 5000kg). Podvozek byl koncipován jako modulární člen pro výměnný systém podvozku transportního stroje. Konstrukční návrh je ověřen analyticky funkčním výpočtem. Na hlavním nosném rámu podvozku byli provedeny orientační pevnostní analýzy v programu Autodesk Inventor 2015. Nosné čepy byli zkontrolovány pevnostním výpočtem na ohyb. Byl vytvořen detailní 3D model této konstrukce podvozku a vytvořena požadovaná výkresová dokumentace hlavní sestavy a svařence hlavního rámu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NEW HOLLAND. *Agriculture New Holland* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.agriculture1.newholland.com
- [2] CAMOPLAST SOLIDEAL. *Camoplast Solideal* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.camoplastsolideal.com
- [3] CASE IH AGRICULTURE. *Case IH* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.caseih.com
- [4] Čemat - internetový obchod [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.cemat.cz
- [5] *Forest industries* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.internationalforestindustries.com
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] *Lislesurplus* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.lislerplus.com
- [8] MATTRACKS. *Mattracks Rubber Tracks System* [online]. 2015 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.mattracks.com
- [9] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Vyd. 1. Praha: Academia, 2003, 526 s., xvi s. barev. obr. příl. ISBN 80-200-1045-9.
- [10] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999, 301 s. ISBN 80-85920-61-1.
- [11] *OEM Undercarriage* [online]. 2013 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.linser.eu
- [12] *Soucy Tracks* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.soucy-track.com
- [13] SUPERIOR TIRE. *Superior Tire* [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: [www-superiortire.com](http://www.superiortire.com)
- [14] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013, 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [15] AGROMEX. *Zemědělská technika - Agromex* [online]. 2010 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.agromex.cz
- [16] ZKL GROUP. *ZKL Group - ložiska* [online]. 2012 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: www.zkl.com
- [17] E KONSTRUKTÉR- PORTÁL PRO STROJNÍ KONSTRUKTÉRY. *E-konstrukér* [online]. 2[013 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

τ_s	[MPa]	napětí ve smyku
D_h	[mm]	průměr hnacího kola
$F_{1\check{c}}$	[N]	radiální síla působící na čep vahadla
F_{1H}	[N]	radiální složka zatížení hnacího hřídele
$F_{2\check{c}}$	[N]	axiální síla působící na čep vahadla
F_{2H}	[N]	axiální složka zatížení hnacího hřídele
F_A	[N]	axiální síla působící v ložisku
F_{AX}	[N]	axiální reakce v ložisku od zatížení
F_{AY}	[N]	radiální reakce v ložisku od zatížení
F_{HKX}	[N]	axiální síla působící na vodící kolo
F_{HKY}	[N]	radiální síla působící na vodící kolo
F_R	[N]	radiální síla působící na ložisko
F_{k1}	[N]	síla od zatížení působící na kolo
F_{kx}	[N]	axiální síla působící na kolo
L_{10h}	hod	základní trvanlivost ložiska
Mo	[Nmm]	ohybový moment v daném místě
Mo_{max}	[Nmm]	maximální ohybový moment
O_{Dh}	[mm]	obvod kola
P_R	[N]	kombinované namáhání ložiska
Wo	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
b_p	[mm]	šířka pásu
l_p	[m]	styková část pásového podvozku s podložkou
l_p	[mm]	délka pásu



l_{r1}	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
l_{r1}	[mm]	vzdálenost osy kola od krajního ložiska
m_p	[kg]	orientační celková nosnost podvozku
m_s	[kg]	nosnost podvozku
m_s	[kg]	nosnost podvozku a jeho váha
$n_{\check{c}}$	[-]	počet článků pásu
$n_{\check{c}z}$	[-]	počet článků v záběru hnacího kola
n_p	[-]	počet pásových jednotek na stroji
$p_{\check{c}}$	[mm]	rozteč mezi články pásu
p_m	[Pa]	měrný tlak na půdu
v_1	[km/hod]	rychlost transportního stroje
x_1	[mm]	úsek pro výpočet VVÚ
x_2	[mm]	úsek pro výpočet VVÚ
α_o	[°]	úhel opásání hlavního kola
σ_{nom}	[MPa]	nominální napětí v ohybu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
D	[mm]	větší průměr ve změně průřezu
S	[mm ²]	plocha čepu namáhaná smykem
d	[mm]	menší průměr ve změně průřezu
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
r	[mm]	poloměr zaoblení
α	[-]	vrubový součinitel
α_o	[°]	úhel opásání hlavního kola



SEZNAM PŘÍLOH

Orientační pevnostní analýza

Příloha 1: Orientační analýza C rámu

Příloha 2 : Orientační analýza podélného rámu

Přiložená výkresová dokumentace

Příloha 3: Výkres celkové sestavy 01-BP-15-A1-001

Příloha 4: Výkres celkového svařence rámu 01-BP-15-A1-002

Příloha 5: Výkres podélného svařence 01-BP-15-A2-003

Příloha 6: Výkres svařence C rámu 01-BP-15-A2-004