



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH BRZDOVÉ SOUSTAVY ZEMĚDĚLSKÉHO STROJE

PROPOSAL OF THE BRAKE SYSTEM OF AN AGRICULTURAL MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Voltr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Martin Voltr**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Návrh brzdové soustavy zemědělského stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navržení brzdové soustavy pro polonesený zemědělský stroj určený k obdělávání půdy. Návrh bude zohledňovat požadavky pro transport stroje na pozemních komunikacích, a to z hlediska bezpečnosti a spolehlivosti. Práce bude obsahovat případné konstrukční úpravy konstrukce rámu k zajištění bezpečné přepravy.

Základné technické parametry

Typ brzdové soustavy – vzduchový

Rychlost – 30 km/h

Maximální hmotnost – 8500 kg

Převážná rozměry výška 4000 mm šířka 3000 mm

Cíle diplomové práce:

Popis konstrukce kypřiče a funkce pojezdové nápravy při práci a jízdě.

Kritická rešerše legislativních požadavků pro pohyb zemědělských strojů na pozemních komunikacích.

Návrh brzdového systému a analýza potřebných sil.

Analýza zatížení stroje způsobené brzdnými silami.

Analýza rizik stroje.

Výkresová dokumentace hlavních částí výrobních celků.

Seznam doporučené literatury:

FROCHTE, Jörg. Finite-Elemente-Methode. 2. Mnichov, Německo: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG; 2., aktualisierte und erweiterte edition, 2021. ISBN 344646915X.

CHAPELLE, Dominique a Klaus-Jürgen BATHE. The finite element analysis of shells: fundamentals. 2nd ed. New York: Springer, c2011. Computational fluid and solid mechanics. ISBN 978-364-2164-071.

BONET, Javier, Antonio J. GIL a Richard D. WOOD. Nonlinear solid mechanics for finite element analysis: dynamics. New York: Cambridge University Press, 2020.

BHATTACHARJEE, Sudip Sankar, M. A. CRISFIELD a Richard D. WOOD. Finite element analysis of solids and structures: dynamics. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2021. ISBN 978-103-2041-582.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se v úvodní části zabývá problematikou přepravy polonesených zemědělských strojů k obdělávání půdy po dopravních komunikacích a legislativními požadavky na tuto přepravu. V práci jsou popsány typy brzd a uspořádání brzdových soustav používaných na zemědělských strojích. Práce dále zahrnuje konstrukční návrh brzdové soustavy včetně volby bržděné nápravy pro zadané parametry stroje. Součástí návrhu je také FMEA analýza montáže brzdové soustavy. V další části práce je proveden návrh svařence nápravy a jeho pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků pro daná zatížení. Na základě výsledků pevnostní analýzy jsou provedeny konstrukční úpravy návrhu svařence. Poslední částí je vytvoření výkresové dokumentace vybraných částí stroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

návrh brzdové soustavy, vzduchové brzdy, bubnové brzdy, brzdy, polonesený zemědělský stroj, pevnostní analýza

ABSTRACT

This diploma thesis deals in with the issue of transport of semi-mounted agricultural machinery for tillage on roads and legislative requirements for this transport. The work describes the types of brakes and the arrangement of brake systems used on agricultural machinery. The work also includes the design of the brake system, including the choice of braked axle for the specified parameters of the machine. The design also includes an FMEA analysis of the brake system assembly. Next part of the work is about design of the welded axle and about strength analysis using the finite element method for given loads. Based on the results of the strength analysis, structural modifications of the weldment design are made. The last part is the creation of drawing documentation of selected machine parts.

KEYWORDS

design of brake system, air brakes, drum brakes, brakes, semi-mounted agricultural machine, strength analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOLTR, Martin. Návrh brzdové soustavy zemědělského stroje [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139622>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lukáš Zeizinger.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Martin Voltr

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval především svému vedoucímu Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za jeho rady, připomínky a vstřícný přístup při vypracování této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Luboši Binarovi za průběžné konzultace a rady z praxe daného oboru.

Také bych rád poděkoval své rodině a blízkým, kteří mě podporovali ve studiu a při dokončení této práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Zpracování půdy v zemědělství	12
2 Dlátový kypřič	13
2.1 Transport stroje	13
2.2 Legislativní požadavky na kypřiče	14
3 Brzdové soustavy kypřičů	15
3.1 Zkoušky brzdové soustavy	15
3.2 Typy kolových brzd používané na kypřících	16
3.3 Druhy bubnových brzd	17
3.3.1 Jednonáběžné bubnové brzdy	17
3.3.2 Dvounáběžné bubnové brzdy	18
3.3.3 Oboustranně náběžné bubnové brzdy se spřaženými čelistmi	18
3.3.4 Bubnové brzdy s vačkou tvaru S	19
3.3.5 Klínové bubnové brzdy	19
3.4 Parkovací brzdy	20
3.5 Druhy brzdových soustav	21
3.5.1 Jednohadicová soustava s jednoduchým brzdovým válcem	21
3.5.2 jednohadicová soustava s pružinovými brzdovými válci	22
3.5.3 Vzduchová dvouhadicová soustava	22
3.5.4 Vzducho-kapalinová brzdová soustava	23
4 Návrh brzdového systému	24
4.1 Požadavky na brzdový systém	24
4.2 Základní výpočet brzdných sil a momentů	24
4.3 Výpočet brzdných sil a momentů parkovacích brzd	28
4.4 Výpočet ovládací síly brzd	30
4.5 Volba brzdového válce	33
4.6 Kontrola zvolených komponent	34
4.7 Celkový návrh brzdové soustavy	35
5 Analýza rizik montáže brzdového systému FMEA	36
6 Pevnostní analýza nápravy	38
6.1 Prvotní koncepce nápravy	38
6.1.1 Popis zvolené konstrukce nápravy	39
6.2 Použité materiály	40
6.2.1 Stanovení dovolených napětí	40
6.3 Zatížení nápravy	42
6.4 Výpočtový model	44
6.5 Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy prvotního návrhu rámu	45
6.6 První návrh úpravy konstrukce rámu	50
6.7 Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy upraveného rámu	51
6.8 Druhý návrh úpravy konstrukce rámu	56
6.9 Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy upraveného rámu	57

Závěr	60
Seznam použitých zkratek a symbolů	63
Seznam příloh.....	65

ÚVOD

Zemědělství je jednou z nejstarších činností člověka sloužících k zajištění potravy sobě i druhým. Doby, kdy na polích pracovaly tisíce lidí s ručními nástroji, jsou již dávnou minulostí. Ruční práci lidí nahradila zprvu mechanizace tažená koňmi, na přelomu 19. a 20. století se objevily parní lokomobily s pluhý. S rozvojem a výrobou prakticky použitelných spalovacích motorů začaly být pro zemědělské práce používány traktory jakožto tahače pluhů a řady dalších strojů pro zpracování půdy. Traktory a jimi tažená mechanizace se za více než sto let vyvinuly ve vysoce výkonné a sofistikované stroje určené pro velmi širokou škálu zemědělských prací. V současnosti je v zemědělství užívána pestrá řada postupů a technologií pro zpracování půdy. Preferována je takzvaná bezorebná technologie, kdy je půda zpracovaná jen v minimální hloubce potřebné pro růst nových plodin.

Cílem této diplomové práce je návrh brzdové soustavy pro polonesený stroj na mělké zpracování půdy. Práce je vypracována ve spolupráci s firmou Farmet, a. s., Česká Skalice, která se zabývá výrobou zemědělských strojů na zpracování půdy, secích strojů a technologických linek na lisování olejnatých semen a extruzi krmiv. Farmet, a. s. je ryze česká strojírenská společnost založená v roce 1992, která je v současné době předním výrobcem zemědělských strojů v České republice.

První část práce je proto věnována stručnému popisu zpracování půdy a popisu typu zemědělského stroje. Dále popisu transportu zemědělských strojů po pozemních komunikacích a legislativních požadavků, které musí stroj splňovat. Dále je probírán proces schvalování nového stroje pro provoz na pozemních komunikacích a typy a druhy zkoušek pro schválení stroje. Následně je zde řešena legislativa nejen pro území České republiky, ale také na území celé Evropské unie. Na tuto část navazuje již samotný návrh brzdové soustavy pro stroj včetně pojezdové nápravy. Návrh obsahuje výpočtovou část, volbu komponent a kontrolní výpočet zvolených komponent. V rámci návrhu je také provedena analýza rizik montáže brzdové soustavy. Druhá část práce je zaměřena na návrh svařence konstrukce nápravy pro navrženou nakupovanou nápravu. Návrh obsahuje pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. Na základě výsledků analýz jsou provedeny změny konstrukce. Výstupem je výkresová dokumentace svařence.

1 ZPRACOVÁNÍ PŮDY V ZEMĚDĚLSTVÍ

Zpracování půdy je sada operací, která je základem pěstování plodin, a její správné provedení spolu s dalšími agrotechnickými faktory významně ovlivňuje růst a výnosnost plodin. Trendem moderního zemědělství jsou požadavky na rychlé zpracování půdy se zvýšením výnosnosti při zachování kvality plodin. [1]

SYSTEMY TECHNOLOGIÍ ZPRACOVÁNÍ PŮDY

Technologie zpracování půdy se dnes rozděluje na tři základní typy, konvenční zpracování půdy, zpracování půdy bez orby nazývané jako minimalizační a setí do nezpracované půdy. Zpracování půdy je poměrně energeticky náročné. O jednotlivých technologiích zpracování půdy a setí se stále vedou debaty. Přestože se odborná veřejnost shoduje na názoru, že každý typ půdy společně s klimatickými podmínkami vyžaduje specifický technologický přístup. Lze říci, že pro těžší a vlhčí půdy je vhodnější hlubší zpracování a pro půdy sušší zpracování mělčí. V posledních 40 letech se i u nás více začaly používat technologie, které zkracují řetězec operací mezi sklizněmi. Příkladem je kombinace secího stroje s nářadím na předset'ovou přípravu. [1] [2]

Konvenční způsob zpracování půdy

Tento způsob zpracování půdy je založen na každoročním kypření a orbě radličním pluhem. Orbou se půda obrací a dochází tak k zapracování posklizňových zbytků a plevelů nebo organických hnojiv do půdy. V České republice je tento způsob dlouhodobě ověřenou metodou. Nejvíce se používá na těžkých půdách, které je zapotřebí každoročně kypřit. [3]

Minimalizační zpracování půdy

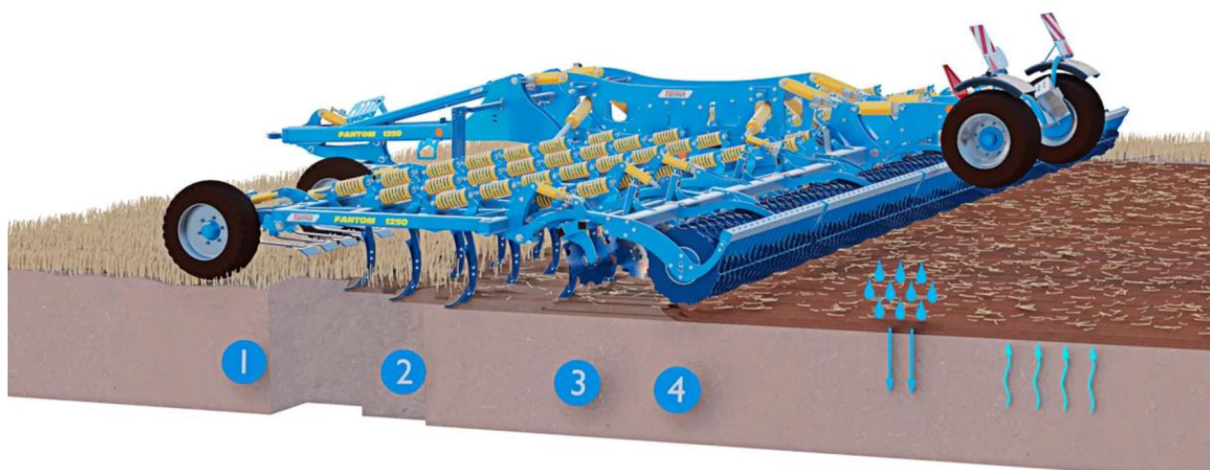
Hlavním znakem je snížení hloubky zpracování půdy. Jedná se o technologii nepoužívající orbu. Orba je nahrazena kypřením pomocí radličkových, dlátových nebo talířových kypřičů. Tato technologie má pozitivní vliv na zvýšení schopnosti půdy zadržet vodu a lepší ochranu půdy proti erozi. Tímto způsobem také spojí určité operace konvenčního způsobu zpracování půdy a je tím pádem energeticky výhodnější. Kypřiče však nedokážou zapracovat posklizňové zbytky a plevel do půdy. Proto je u této technologie zapotřebí využití většího množství herbicidů. [1]

Setí do nezpracované půdy

Také ho můžeme nazvat technologií přímého setí. U této metody neprobíhá žádná příprava půdy po sklizni. Podmínkou pro aplikaci této metody jsou speciální secí stroje s přípravnou sekcí a diskovými secími botkami. Disk vytváří secí rýhu, do které ukládá osivo. Tento způsob je spíše obvyklý pro oblast Ameriky, v Evropě se moc nevyužívá. [4]

2 DLÁTOVÝ KYPŘIČ

Dlátové kypřiče jsou využívány v minimalizační technologii zpracování půdy k podmtíce. To představuje zpracování do hloubky 40 cm. Pro tuto diplomovou práci jsme se konkrétně zaměřili na polonesený celoplošný dlátový kypřič (Obrázek 1) na mělkou podmítku do hloubky 15 cm. Hlavním pracovním orgánem tohoto typu podmítače jsou šípovité radličky. Za nimi jsou upevněny zahrnovací disky, které upravují a zarovnávají brázdu po přejetí poslední řady radlic. Posledním pracovním prvkem jsou zavlačovací válce, po kterých je struktura půdy jemná a utužená. Existuje mnoho různých variant zavlačovacích válců v závislosti na požadovaných parametrech drobnosti či upěchování půdy nebo na polních podmínkách půdy. [5]



Obrázek 1: Dlátový kypřič Fantom CLASSIC, 1 – flexi-cut pro urovňání před přípravou, 2 – šípovité radličky pro mělkou podmítku půdy, 3 – zahrnovací disky, 4 – zavlačovací válce [5]

2.1 TRANSPORT STROJE

Vývoj zemědělství v České republice v období druhé poloviny 20. století přinesl vznik velkých zemědělských podniků a tím i větší potřebu pohybu zemědělských strojů po komunikacích. Bez možnosti pohybovat se po veřejných dopravních komunikacích je dnes tedy takové zařízení v zemědělství téměř nevyužitelné. [6]

Hlavním rozdělením z hlediska přepravy jsou stroje vlečené, polonesené a nesené. Konstrukce vlečených a polonesených strojů musí obsahovat jednu nebo více transportních náprav. Zákonný předpis stanovuje nosnost náprav a v závislosti na jejich zatížení nutnost vybavení nápravy brzdami či nikoliv. Nesené stroje jsou nesené traktorem pomocí uchycovacího zařízení. Všechny přípojné stroje musí být vybaveny osvětlením v rozsahu stanoveném zákonem.

Pro námi zvolený kypřič byla zvolena polonesená konstrukce s jednou pevnou brzděnou hydraulicky polohovatelnou nápravou. Náprava bude sloužit k pohybu stroje po pozemních komunikacích a při pojíždění po poli. Při práci stroje bude pomocí hydraulických pístů zdvižena a nebude tak docházet k jejímu kontaktu s povrchem. Stroj při práci a otáčení na souvrati pojíždí po zavlačovacích válcích (Obrázek 1-4).

2.2 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY NA KYPŘIČE

Podmínky pro bezpečný provoz stroje na pozemních komunikacích České republiky stanovuje Vyhláška č. 341/2014 Sbírky. Tato sbírka rozděluje zemědělské stroje do skupin Zvláštních vozidel, konkrétně do kategorií S a Z a dále do podkategorií SS a SZ. V případě že vozidlo nespadá ani do jedné kategorie vyhlášky, použije se přímo použitelný předpis Evropské unie, a to nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly, v platném znění. [7]

Certifikaci zvláštních strojů provádí v České republice Státní zkušebna strojů, a. s. (dále jen zkušebna). Zkušebna provádí zkoušky a měření, hlavní rozměry, hmotnost stroje a její rozložení na nápravy, statický tlak pneumatik na vozovku, účinky brzdového systému, dobu náběhu tlaku vzduchu u dvouhadicového brzdového systému brždění, osvětlení a světelnou signalizaci stroje a další parametry pro ověření bezpečnosti stroje. Po úspěšném projití zkouškami zkušebna předá veškeré potřebné dokumenty Ministerstvu dopravy České republiky a to na jejich základě vydá dokument nazývaný základní technický popis (dále jen ZTP) daného stroje. Na základě tohoto ZTP pak každý vyrobený stroj tohoto typu dostane od místního dopravního úřadu svoje vlastní technické osvědčení. Toto osvědčení se vždy odkazuje na ZTP a dále obsahuje specifikace konkrétního stroje, jako je například provozní hmotnost, celkové rozměry, tovární značka a identifikační číslo. Tyto parametry také musí být uvedeny na štítku umístěném na rámu stroje. [8]

V případě certifikace zemědělských strojů v rámci Evropské unie se postupuje podle homologačního předpisu Evropské unie dle nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 [9] rozšířeného o nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) č. 2015/68, které doplňuje požadavky na brždění vozidel pro účely schvalování zemědělských a lesnických vozidel. [10] Rozdílem je ale, že podklady pro schválení základního popisu stroje pro Ministerstvo dopravy nedodává žádná zkušebna, ale výrobce sám. Výrobce po získání certifikace na daný typ stroje musí ke každému vyrobenému stroji dodat prohlášení o shodě výrobku (takzvaný C.O.C. list – Certificate of conformity), který je stanoven nařízením Evropského parlamentu a rady 2018/858. Na základě C.O.C. listu obdrží stroj v Evropské unii technické osvědčení od příslušného úřadu státu, ve kterém je provozován. [11]

3 BRZDOVÉ SOUSTAVY KYPŘIČŮ

Brzdová soustava je podmínkou pro homologaci většiny polonesených kypřičů. Požadavky na brzdovou soustavu pro stroje pohybující se rychlostí nepřesahující 30 km/h stanovuje v České republice technický předpis „nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/68“. [7]

3.1 ZKOUŠKY BRZDOVÉ SOUSTAVY

Správnou funkčnost a technické parametry brzd ověřuje zkušebna. V průběhu zkoušky brzdového systému je měřena brzdná dráha ve vztahu k počáteční rychlosti a střední plné brzdné zpomalení, nebo alespoň jeden z těchto parametrů. Na základě těchto parametrů se určí účinnost brzdového systému.

Zkouška probíhá tak že je stroj připojen za traktorem, který má po čas průběhu zkoušky vlastní brzdy vyřazené z činnosti. Celá souprava je tak brzděna pouze připojeným zařízením. Zkoušku lze také rozdělit do dvou částí: [10]

1. Zkouška typu 0 (brzd za studena), kdy brzdy mají teplotu okolního prostředí (minimálně hodinu před zkouškou brzdy neužíváme). Rozjedeme se soupravou na maximální konstrukční rychlost soupravy a na měřeném úseku měříme brzdnou dráhu soupravy.
2. Zkouška typu I (stárnutí brzdného účinku), kdy se souprava rozjede maximální konstrukční rychlostí soupravy a po dobu 60 sekund brzdí působením konstantní síly na brzdovou páku tak, aby na konci úseku dosahovala rychlost soupravy 5 % její maximální rychlosti. Tato zkouška se 20krát opakuje a měří se odchylka od koncové rychlosti.
3. Zkouška typu II (chování vozidla na dlouhých klesáních). Tento typ zkoušky se pro přípojná vozidla, do kterých spadají kypřiče, provádět nemusí.

Součástí brzdných zkoušek je také zkouška parkovacích brzd na předepsaném úhlu stoupání. Přesné požadavky a technické specifikace provedení zkoušek specifikuje nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/68. [10]

3.2 TYPY KOLOVÝCH BRZD POUŽÍVANÉ NA KYPŘIČÍCH

V dnešní době je většina kypřičů vybavena bubnovými brzdami (Obrázek 3), přestože nejsou tak účinné jako brzdy kotoučové. Nesmírnou výhodou bubnových brzd je fakt, že funkční části jsou ukryty uvnitř bubnu. To brzdu chrání před znečištěním a poškozením prachem, kusy hlíny a kamením odlétávajícím při práci stroje. Brzdy mohou být ovládány jak pneumaticky, tak hydraulicky. Použití kotoučových brzd na zemědělských strojích je spíše ojedinělé. Někteří výrobci se pokoušeli o použití těchto typů brzd (Obrázek 2), nicméně od této koncepce po čase odstoupili. Brzda musí být zakrytována, aby nepodléhala znečištění okolním prostředím a nedocházelo tak ke ztrátě brzdného účinku brzd. Tyto brzdy jsou tak technologicky složitější na zástavbu a údržbu. Proto se zaměříme především na brzdy bubnové.



Obrázek 3: Bubnové brzdy na kypřiči Farnet [6]



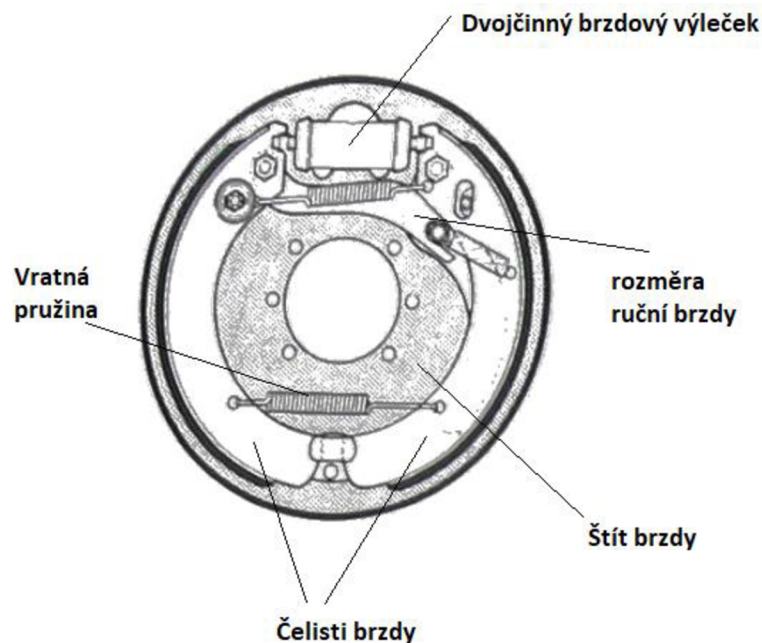
Obrázek 2: Montáž kotoučové brzdy na tažený zemědělský stroj [16]

3.3 DRUHY BUBNOVÝCH BRZD

Existuje několik typů konstrukcí bubnových brzd. Tyto typy lze dělit podle uspořádání brzdových čelistí na jednonáběžné, dvounáběžné, obousměrné dvounáběžné se spřaženými čelistmi a další. Dále je možné dělit brzdy podle ukotvení čelistí v bubnu brzd. Dělíme je na brzdy se souběžně podepřenými čelistmi, brzdy s nakloněně posuvnými podpěrami nebo brzdy otočné. Ovládání brzdného účinku brzd je docíleno pomocí hydraulického válce, klínu nebo mechanicky pomocí vačky s ovládací pákou. [12]

3.3.1 JEDNONÁBĚŽNÉ BUBNOVÉ BRZDY

Tento typ brzdy (Obrázek 4) má čelisti uchycené ve štítu brzd nebo má každá čelist vlastní podpěru. Nejdůležitější součástí této brzdy je dvojčinný brzdový váleček, dále pak samotné brzdové čelisti. Brzda také může být vybavena mechanickou rozpěrou ruční brzdy ovládanou mechanicky lankem. Další součásti brzdy jsou vratné pružiny, těsnící zátky a samotné tělo bubnu. [12]

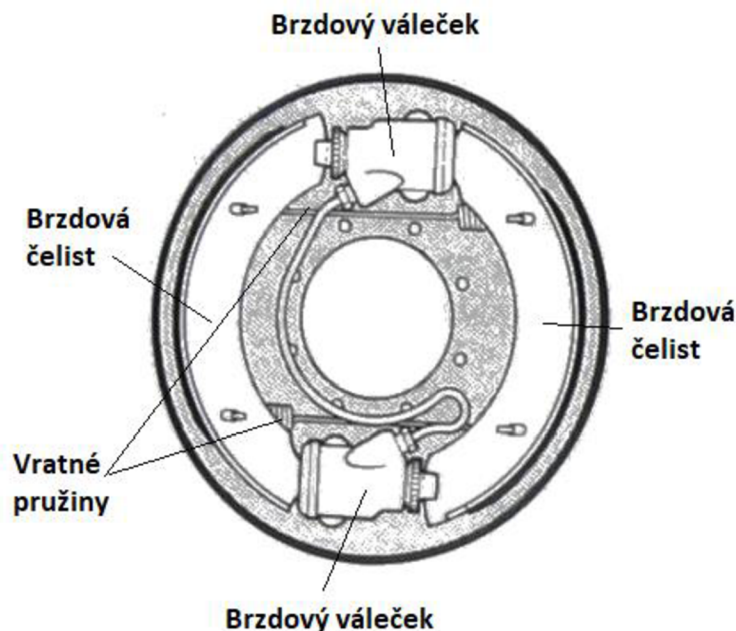


Obrázek 4: Schéma jednonáběžné bubnové brzdy [13]

Brzdy tohoto typu byly hojně používány jako brzdy zadních náprav u osobních automobilů a nákladních automobilů nižších hmotnostních kategorií. Dnes již je toto řešení na ústupu z důvodu nižší účinnosti oproti jiným typům brzd. Výhodou tohoto řešení je stabilní náběh brzdného točivého momentu. Tento typ brzdy má stejnou účinnost pro oba směry otáčení. [12]

3.3.2 DVOUNÁBĚŽNÉ BUBNOVÉ BRZDY

Dvounáběžné brzdy (Obrázek 5) mají shodně jako brzdy jednonáběžné brzdové čelisti ukotveny na brzdovém štítu nebo má každá čelist vlastní podpěru. Hlavní částí tohoto typu brzd jsou dva brzdové válečky. Další součásti jsou brzdové čelisti, stranové vedení čelistí, vratné pružiny, těsnící manžety a další.

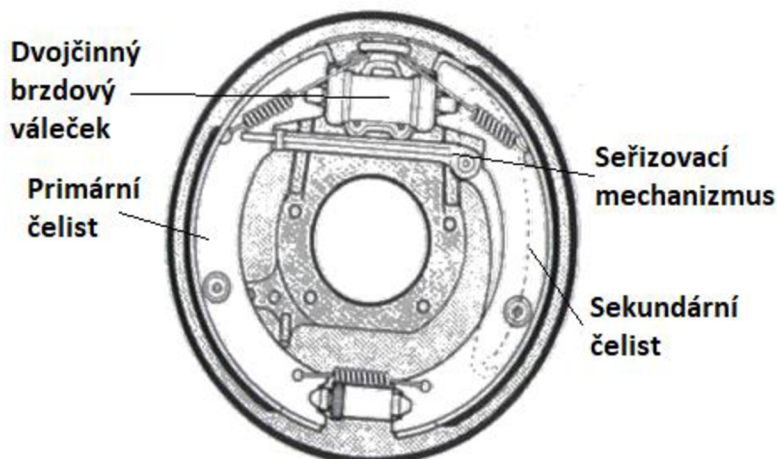


Obrázek 5: Schéma dvounáběžné bubnové brzdy [13]

Podstatou konstrukce dvounáběžné brzdy je, že brzdový váleček tlačí na jednu čelist a druhé čelisti poskytuje opěrný bod. Brzdový účinek je tak v případě jednoho směru otáčení výrazně vyšší než u jednonáběžné konstrukce (obvykle dopředný pohyb vozidla). V případě opačného otáčení směru je však brzdový účinek horší. [12]

3.3.3 OBOUSTRANNĚ NÁBĚŽNÉ BUBNOVÉ BRZDY SE SPŘAŽENÝMI ČELISTMI

U oboustranně náběžné bubnové brzdy se spřaženými čelistmi (Obrázek 6) je k brzdovému štítu ukotvena obvykle pomocí čepu jenom sekundární čelist. Síla je z brzdového válečku přenesena na primární čelist a pomocí seřizovacího mechanismu je přenášena na sekundární čelist.

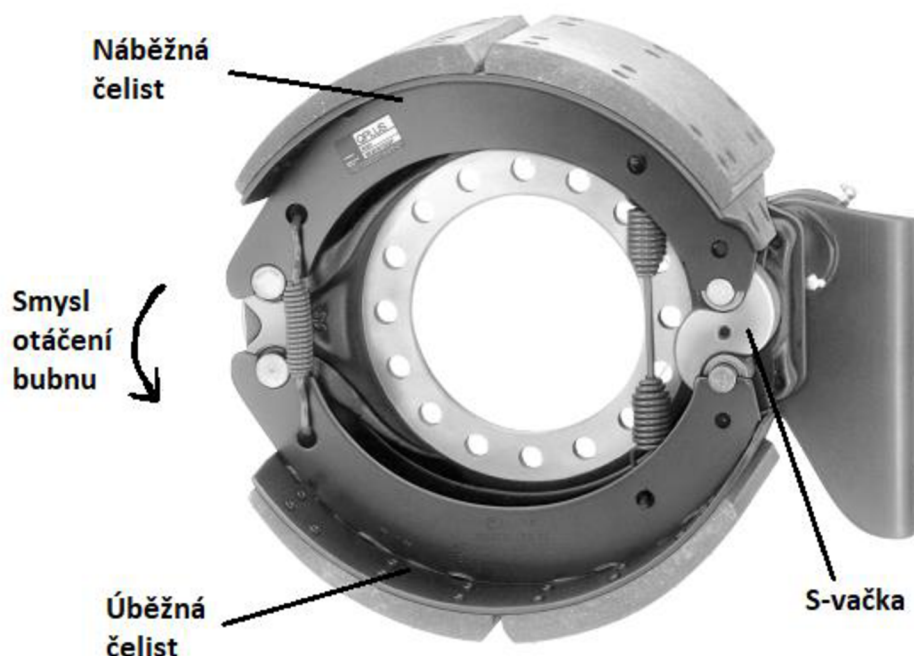


Obrázek 6: Schéma Oboustranně náběžné bubnové brzdy se spřaženými čelistmi [13]

Tímto uspořádáním je docíleno vysokého brzdného momentu vzhledem pro danou vstupní sílu brzdového válečku. Nevýhodou tohoto řešení je náchylnost brzdy reagovat velkou změnou brzdového momentu na malou změnu třecího koeficientu obložení. Nárůst třecího koeficientu o 15 % v důsledku tepla, vlhkosti nebo jiných provozních stavů může zvýšit brzdný moment při stejné ovládací síle o 40 až 50 %. Toto zvýšení může vést k zablokování kol vozidla během brždění.

3.3.4 BUBNOVÉ BRZDY S VAČKOU TVARU S

Bubnové brzdy s vačkou jsou spolu s klínovými brzdami nejpoužívanějším typem brzd pro těžké nákladní automobily, traktory a jejich přípojná zařízení. Oba tyto typy brzd jsou konstruovány převážně na pneumatické ovládání na rozdíl od předchozích typů, které jsou ovládány hydraulicky. Bubnová brzda s S-vačkou používá podobnou konstrukci jako jednonáběžné bubnové brzdy. Na rozdíl od konstrukce s válečkem zde brzdové čelisti konají pohyb pomocí mechanického ústrojí v důsledku rotačního pohybu vačky ve tvaru S (Obrázek 7). Na čelech čelistí jsou uchyceny válečky pro dosažení lepšího smýkání po vačce.

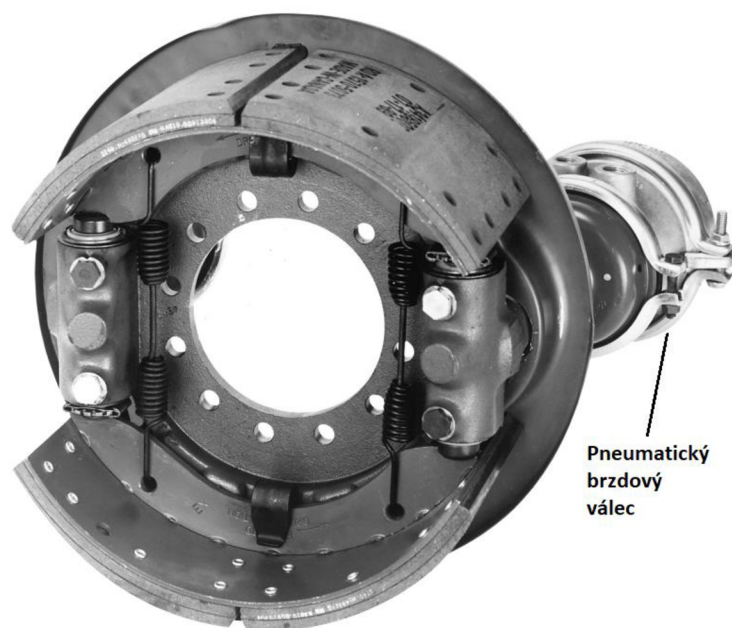


Obrázek 7: Bubnová brzda s s-vačkou [15]

Díky geometrii vačky působí na náběžnou čelist menší síla než na úběžnou čelist, čímž se dosahuje téměř jednotného opotřebení obou čelistí. Nevýhodou těchto typů brzd je jejich větší zástavbový rozměr spolu s brzdovým válcem, který není umístěn přímo v těle brzdy, ale mimo ni, přichycený zpravidla na nápravě daného vozidla. [12]

3.3.5 KLÍNOVÉ BUBNOVÉ BRZDY

Klínové bubnové brzdy mohou být jak jednonáběžné s jedním brzdovým válcem, tak dvounáběžné (Obrázek 8) se dvěma válci. Na čelisti působí pístek na rozdíl od hydraulického provedení pouze jako mezičlen. Písty mají zkosené zadní čelo pro lepší přenos síly mezi čelistí a klínovým pístem, který je přímo spojen s pneumatickým brzdovým válcem.

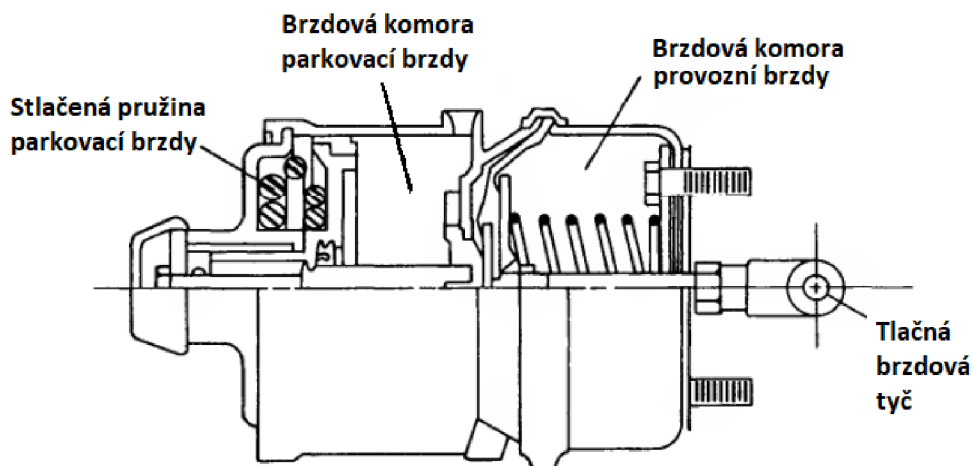


Obrázek 8: Bubnová dvounáběžná klinová brzda [16]

Výhodou tohoto provedení oproti brzdám s S-vačkou je vyšší účinnost, a tudíž i menší rozměry a hmotnost. Na rozdíl od konstrukce S-vačky je brzdový válec uchycen na těle brzdou a nemusí tak být pro jeho uchycení zasahováno do těla nápravy.

3.4 PARKOVACÍ BRZDY

Parkovací brzda slouží k zabránění samovolného pohybu vozidla, a to především při stání vozidla na nakloněné rovině. Pro splnění současných legislativních požadavků musí být každý nově vyrobený přípojný stroj vybaven parkovací brzdou. Parkovací brzdy jsou zpravidla ovládané mechanicky pro co největší bezpečnost a spolehlivost těchto brzd. Proto jsou tyto brzdy většinou bubnového nebo pásového typu. Bubnové brzdy jsou vhodné jako brzdy parkovací z důvodu schopnosti přenášet velký statický moment. Velká část funkčních komponent parkovacích bubnových brzd je shodná s brzdami provozními. Vzduchové klínové nebo S-vačkové brzdy jsou často používány jako parkovací brzdy v kombinaci s použitím brzdového válce s dvojitou komorou (Obrázek 9).



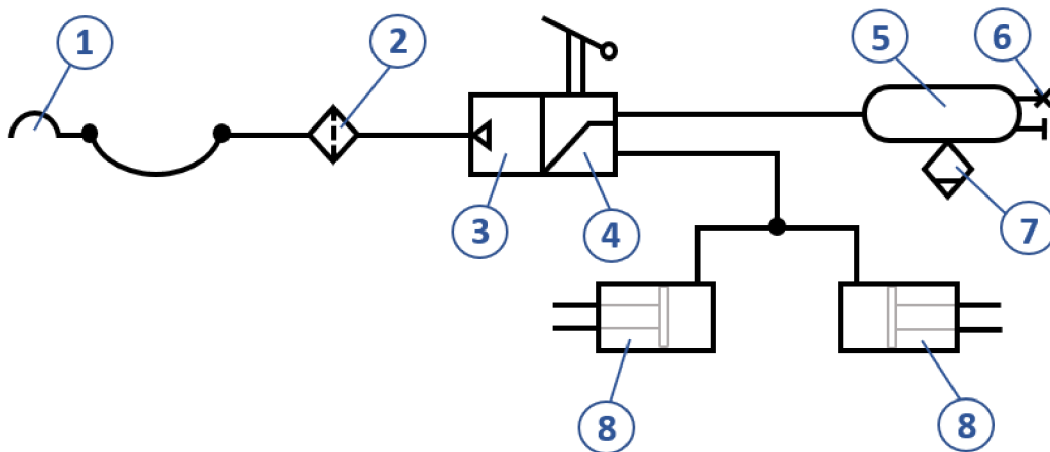
Obrázek 9: Schéma dvoukomorového brzdového válce

Brzdový válec se skládá ze dvou oddělených komor. První komora je pro ovládání pracovní funkce brzd. Druhá komora obsahuje stlačenou pružinu, která zajišťuje funkci parkovací brzdy. Když je brzdová soustava natlakovaná, vzduch stlačí pružinu a parkovací brzda je deaktivována. V případě poruchy nebo úmyslného vypuštění tlaku pružina začne stlačovat brzdovou tyč a brzda je opět aktivována. [12]

3.5 DRUHY BRZDOVÝCH SOUSTAV

Drtivá většina přípojných zařízení provozovaných v České republice je bržděna pneumaticky. Potřebný tlak pro aktivaci brzd přípojného zařízení dodává traktor. Tlak vzduchu je vytvářen převážně pomocí pístového kompresoru spojeného s klikovou hřídelí motoru traktoru. Stlačený vzduch je následně uchovávan ve vzduchojemu traktoru. Přípojně zařízení je propojeno s traktorem pomocí tlakových brzdových hadic. Existuje více typů soustav zapojení brzdových hadic. Hadice jsou vždy barevně označeny, aby nedocházelo k jejich záměně. [13]

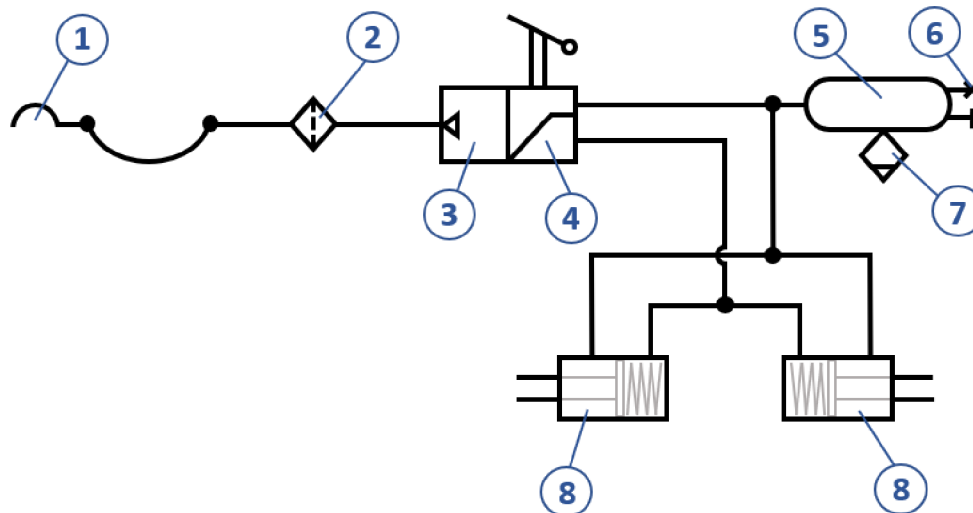
3.5.1 JEDNOHADICOVÁ SOUSTAVA S JEDNODUCHÝM BRZDOVÝM VÁLCEM



Obrázek 10: Schéma jednohadicové soustavy s jednoduchými brzdovými válci, 1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil (rozdělovač), 4 – regulátor brzdné síly, 5 – vzduchojem, 6 – zkušební přípojka, 7 – odvodňovací ventil, 8 – brzdový válec

V případě jednohadicové soustavy brzd (Obrázek 10) je do traktoru zapojena pouze jedna hadice [1], která zajišťuje jak funkci ovládání brzdové soustavy, tak její tlakování. Při sešlápnutí pedálu brzdový ventil [3] umístěný na přívěsu vypustí ze spojovací hadice vzduch, čímž dojde k nepoměru tlaku v systému a regulátor [4] začne přepouštět tlak ze vzduchojemu [5] do brzdových válců [8]. Nevýhodou tohoto systému je, že vzduch je vypouštěn do volného prostoru a ztrácí se ze systému. Tento systém také neumožňuje parkovací brzdění, je tedy vhodný pouze pro přípojná zařízení, která touto brzdou nemusí být vybavena nebo musí být doplněn mechanickou parkovací brzdou. [13]

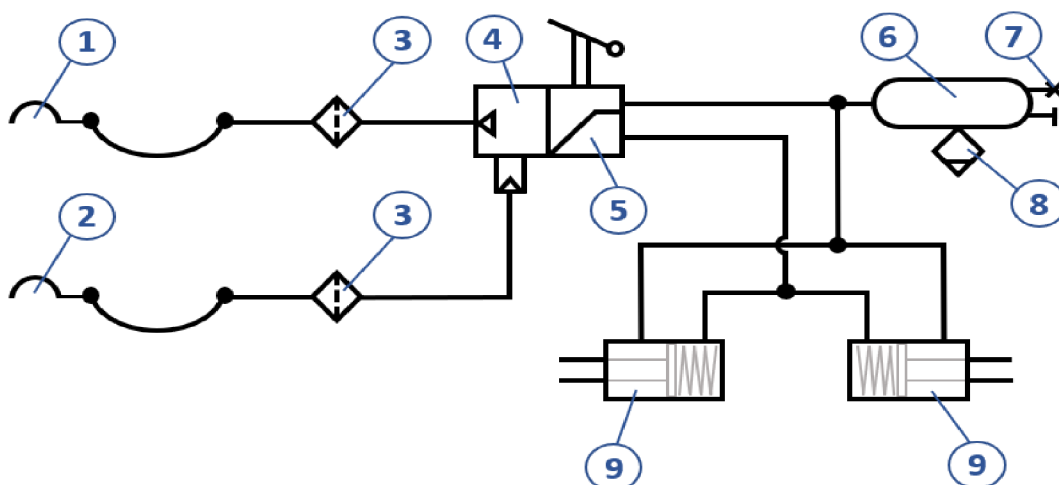
3.5.2 JEDNOHADICOVÁ SOUSTAVA S PRUŽINOVÝMI BRZDOVÝMI VÁLCI



Obrázek 11: Schéma jednohadicové soustavy s pružinovými brzdovými válci, 1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil (rozdělovač), 4 – regulátor brzdné síly, 5 – vzduchojem, 6 – zkušební přípojka, 7 – odvodňovací ventil, 8 – brzdový válec

Rozdíl v této soustavě (Obrázek 11) je v použití pružinových brzdových válců |8| místo jednoduchých brzdových válců. Tento systém tak v případě, že není připojen k traktoru, zůstává zabrzděn díky síle pružin v brzdových válcích. Tímto řešením může soustava plnit i funkci parkovací brzdy na rozdíl od brzdové soustavy s válci jednoduchými. Při zapojení hadice |1| dojde k natlakování vzduchojemu |5|, tlak se dostane ze vzduchojemu do brzdových válců |8| a soustava se odbrzdí. Při brždění rozdělovač |3| vpuští tlak do prostoru brzdových válců opatřených pružinou |8|. Po odlehčení pedálu regulátor |4| odpustí tlak z brzdné větve do prostoru a dojde k opětovnému odbrždění. [13]

3.5.3 VZDUCHOVÁ DVOUHADICOVÁ SOUSTAVA



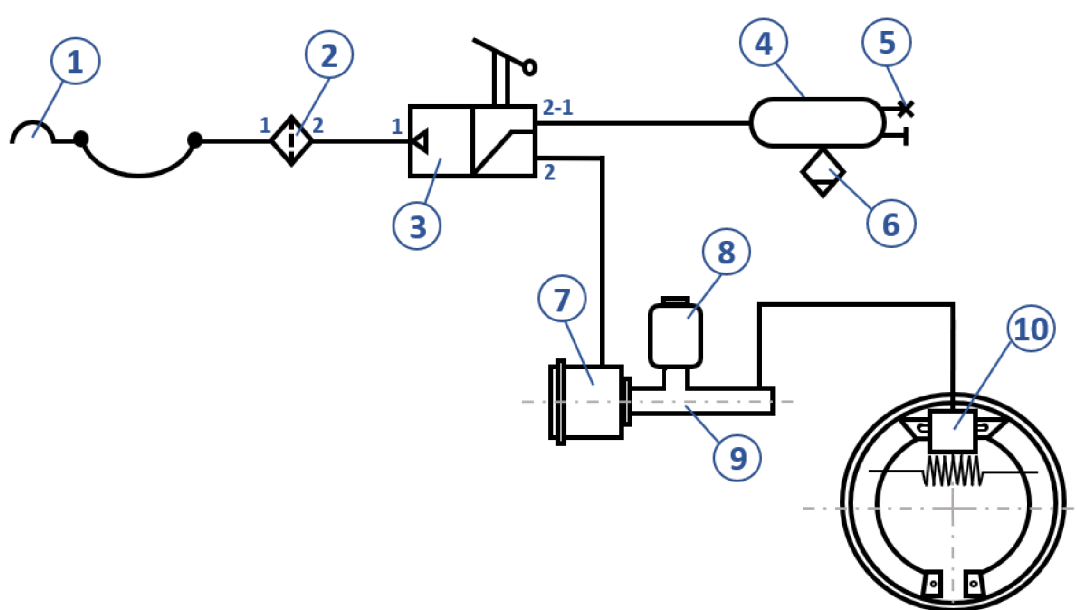
Obrázek 12: Schéma dvouhadicové vzduchové soustavy

1 – spojovací hlavice plnicí větve, 2 – spojovací hlavice ovládací větve, 3 – potrubní filtr, 4 – brzdový ventil přívěsu pro dvouhadicovou soustavu (rozvaděč), 5 – regulátorem brzdné síly, 6 – vzduchojem, 7 – zkušební přípojka, 8 – odvodňovací ventil, 9 – pružinový brzdový válec

Hlavním benefitem dvouhadicové soustavy (Obrázek 12) je, že vzduchojem [6] přívěsu je neustále plněn tlakovací větví [1] a druhá větev slouží pouze k ovládní [2]. Při brždění tlak z ovládací větve zajišťuje vpuštění tlaku vzduchu k brzdovým válcům. Výhodou tohoto systému je lepší regulace brzdné síly. [13]

3.5.4 VZDUCHO-KAPALINOVÁ BRZDOVÁ SOUSTAVA

Tato soustava (Obrázek 13) se do značné míry podobá jednohadicové soustavě s jednoduchým brzdovým válcem. Funkce soustavy je identická s tím rozdílem, že při brždění působí tlak vzduchu na membránu brzdového válce, který přeneše tlak na brzdovou kapalinu. Kapalina pak ovládá brzdový váleček umístěný v samotné brzdě. Vzducho-kapalinová brzda může být použita jak pro jednohadicové, tak i dvouhadicové zapojení. Neplní však funkci parkovací brzdy a musí být doplněna další mechanickou brzdou. [13]



Obrázek 13: Schéma jednohadicové vzducho-kapalinové soustavy, 1 – spojovací hlavice, 2 – potrubní filtr, 3 – brzdový ventil přívěsu s regulátorem brzdné síly, 4 – vzduchojem, 5 – zkušební přípojka, 6 – odvodňovací ventil, 7 – membránový válec, 8 – nádobka s brzdovou kapalinou, 9 – hlavní válec, 10 – brzdový váleček bubnové brzdy

4 NÁVRH BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Při návrhu brzdové soustavy vycházíme z předpokladu, že množství vyrobených strojů za jeden kalendářní rok nepřesáhne 100 kusů. Proto se při sestavení brzdové soustavy bude využívat dílů, které nabízí renomovaní výrobci brzd. Konstrukce vlastních dílů by při tak malém výrobním množství byla velice drahá a neekonomická.

Návrh počítá s nakoupením celé brzděné nápravy od jednoho z renomovaných výrobců jako např. Knott, ADR, Wabco a další, která bude splňovat dané parametry. V další části této práce se tak věnujeme řešení její zástavby do stroje.

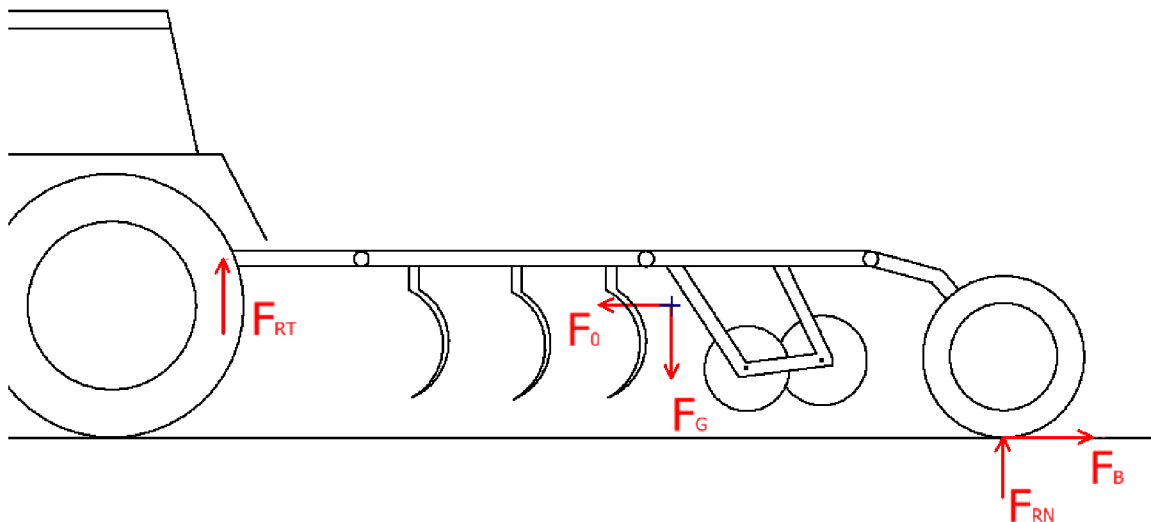
4.1 POŽADAVKY NA BRZDOVÝ SYSTÉM

Při návrhu brzdové soustavy jsou kladeny nároky především na

- splnění legislativních předpisů
- schopnost provozu v znečištěném prostředí – prach, zemina, kamenivo
- jednoduchost a spolehlivost
- dlouhou životnost s minimální údržbou
- jednoduchou servisovatelnost (i v polních podmínkách)
- cenu

4.2 ZÁKLADNÍ VÝPOČET BRZDNÝCH SIL A MOMENTŮ

Principem brzdění je vyvolání třecích sil pomocí brzdových segmentů a přeměnění kinetické energie pohybujícího se tělesa v teplo. Na stroj působí statické a dynamické síly podle obrázku 14.



Obrázek 14: Síly působící na stroj během brzdění, F_0 – setrvačná síla, F_G – gravitační síla, F_B – brzdná síla, F_{RN} – reakční síla na nápravu, F_{RT} – reakční síla na závěse traktoru

Pro tento model můžeme sestavit silové rovnice

$$F_0 + F_b = 0, \quad (1)$$

$$F_G + F_{RN} + F_{RT} = 0. \quad (2)$$

Pro výpočet brzdného momentu vycházíme z nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/68. Stroj se podle tohoto nařízení specifikuje jako vozidlo kategorie **R3a**. Kategorie **R3** jsou přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 3500 kg, ale nepřevyšuje 21 000 kg. Pod značení **a** je ro podkategorii přípojných vozidel s maximální konstrukční rychlostí rovnou 40 km/h nebo nižší. Vzhledem k maximální konstrukční rychlosti 30 km/h musí platit, že součet brzdných sil na obvodu brzděných kol se musí rovnat nejméně 35 % síly odpovídající maximálnímu zatížení kol u stojícího vozidla. [10]

Pro základní výpočet používáme zjednodušeného modelu. Předpokládáme, že brzdná síla je konstantní po celou dobu brždění a nedojde k proklouznutí kola po podložce. Zanedbáváme odpor okolního vzduchu. Neuvažujeme žádné setrvačné síly. Přibližné zatížení dané nápravy $m_n = 64$ % hmotnosti stroje bylo zjištěno z počítačového modelu stroje $m_n = 5440$ kg

$$F_{RN} = m_n \cdot g, \quad (3)$$

$$F_B = 0,35 \cdot F_{RN}, \quad (4)$$

$$F_B = 0,35 \cdot m_n \cdot g,$$

$$F_B = 18678 \text{ N},$$

kde: F_B brzdná síla [N],

F_{RN} reakční síla na nápravu [N],

m_n zatížení nápravy [kg],

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

Po zjištění brzdné síly provedeme kontrolní výpočet, zda tato síla není větší než maximální přenositelná brzdná síla. Maximální brzdná síla závisí na tření mezi vozovkou a pneumatikou (součinitel adheze) μ a zatížením pneumatiky. Při překročení této síly by došlo k zablokování kol vozidla, což by mělo za následek snížení brzdného účinku.

Tabulka 1: Součinitel adheze [13]

Druh povrchu	Adheze μ
Beton	0,7–1,0
asfalt – suchý	0,7–0,9
asfalt – mokrý	0,3–0,5
makadam	0,5–0,7
polní cesta	0,7–0,8
vlhké strniště	0,7
písek	0,3–0,4
sníh	0,2–0,3
náledí	0,1

Pro výpočet byl jako styčný povrch předpokládán suchý asfalt. Jedná se o nejběžnější povrch veřejných komunikací.

$$F_{Bmax} = F_{RN} \cdot \mu, \quad (5)$$

$$F_{Bmax} = m_n \cdot g \cdot \mu,$$

$$F_{Bmax} = 5440 \cdot 9,81 \cdot 0,7,$$

$$F_{Bmax} = 37082 \text{ N},$$

kde: F_{Bmax} maximální brzdná síla [N],

F_{RN} reakční síla na nápravu [N],

m_n zatížení nápravy [kg],

μ součinitel adheze [–],

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

Vzhledem k tomu že $F_{B_{\max}} > F_B$, nedojde k zablokování kol. Brzdný účinek se tak přenesse beze ztrát, které by způsobily zablokování kol.

Z brzdné síly pak vypočítáme potřebný brzdný moment. Pro její určení však musíme znát poloměr kola stroje. Pro stroj byly zvoleny pneumatiky IM-04 19.0/45-17 14PR TL společnosti Mitas. Pro výpočet neuvažujeme deformaci kola. Poloměr r_k uvažujeme jako $d/2$ uváděný výrobcem pneumatiky.

$$M_B = F_B \cdot r_k, \quad (6)$$

$$M_B = 18678 \cdot 0,444,$$

$$M_B = 8293 \text{ Nm},$$

kde: M_B celkový brzdný moment [Nm],

F_B brzdná síla [N],

r_k poloměr kola [m].

Výsledný brzdý moment na kole vzhledem k tomu, že uvažujeme dvě brzdy na nápravě, bude tedy

$$M_{Bk} = \frac{M_B}{2}, \quad (7)$$

$$M_{Bk} = 4146 \text{ Nm},$$

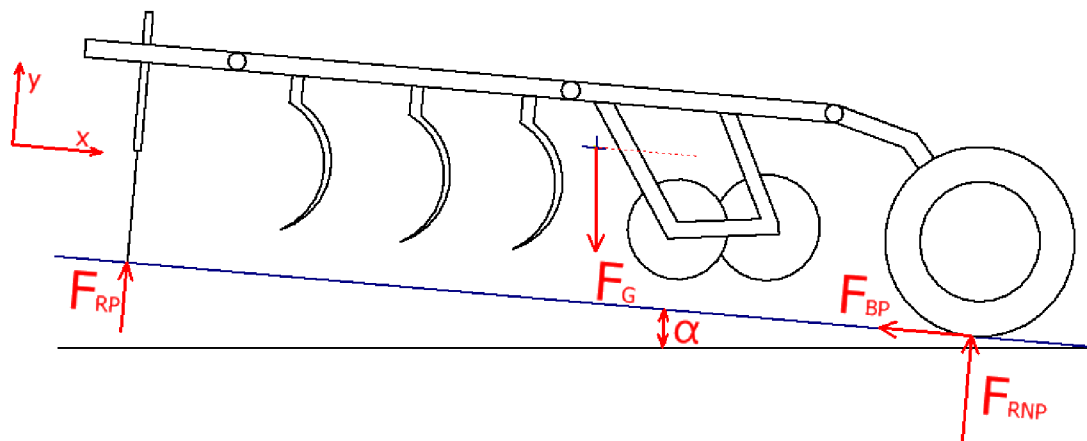
kde: M_B celkový brzdý moment [Nm],

M_{Bk} brzdý moment na kole [Nm].

4.3 VÝPOČET BRZDNÝCH SIL A MOMENTŮ PARKOVACÍCH BRZD

Jak již bylo zmíněno, stroj musí být podle NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) 2015/68 vybaven parkovací brzdou.

Předpis určuje, že systém parkovacího brždění, kterým je vybaveno tažené vozidlo, musí udržet stojící a od traktoru odpojené tažené vozidlo na stoupání a klesání o sklonu 18 %.



Obrázek 15: Síly působící na stroj při stání na nakloněné rovině, F_G - gravitační síla, F_{BP} - brzdná síla parkovacích brzd, F_{RNP} - reakční síla na nápravu, F_{RP} - reakční síla na podpoře, α - úhel sklonu vozovky

V místě dotyku nohy pro odstavení stroje neuvažujeme žádnou třecí sílu, protože tak neuvažuje ani předpis.

Sestavíme pohybové rovnice pro zvolený souřadný systém

$$x: F_{Gx} + F_{BP} = 0, \quad (8)$$

$$y: F_{Gy} + F_{RNP} + F_{RP} = 0. \quad (9)$$

Pro výpočet maximální brzdné síly použijeme rovnici ve směru y. Rozložení reakčních sil pro případ, kdy je stroj postaven na odstavnu nohu, jsme zjistili z počítačového modelu stroje. Náprava v tomto případě nese 56 % hmotnosti stroje. Součinitel adheze jsme volili pro suchý asfalt $\mu = 0,7$.

$$F_{Gy} = m \cdot g \cdot \cos(\alpha), \quad (10)$$

$$F_{Gy} = 8500 \cdot 9,81 \cdot \cos(18^\circ),$$

$$F_{Gy} = 79304 \text{ N},$$

$$F_{RNP} = 0,56 \cdot F_{Gy}, \quad (11)$$

$$F_{RNP} = 0,56 \cdot 79304,$$

$$F_{RNP} = 44410 \text{ N},$$

$$F_{BPmax} = F_{RNP} \cdot \mu, \quad (12)$$

$$F_{BPmax} = 44410 \cdot 0,7,$$

$$F_{BPmax} = 31087 \text{ N},$$

kde: F_{Gy} gravitační síla ve směru y [N],

F_{RNP} reakční síla na nápravě [N],

F_{BPmax} maximální brzdná síla parkovacích brzd [N],

m hmotnost stroje [kg],

α úhel sklonu vozovky [°],

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

Pro výpočet brzdné síly parkovací brzdy jsme zvolili rovnici ve směru x

$$F_{Gx} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha), \quad (13)$$

$$F_{Gx} = 8500 \cdot 9,81 \cdot \sin(18^\circ),$$

$$F_{Gx} = 25767 \text{ N},$$

$$F_{BP} = F_{Gx}, \quad (14)$$

$$F_{BP} = 25767 \text{ N},$$

kde: F_{Gx} gravitační síla ve směru x [N],

F_{BP} brzdná síla parkovacích brzd [N],

m hmotnost stroje [kg],

- α úhel sklonu vozovky [°],
 g gravitační tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$].

Z vypočtených sil $F_{BP\max} > F_{BP}$ je prokázáno, že je splněna podmínka přenesení síly na vozovku. Nedojde ke smýkání kol po povrchu.

Pro výpočet momentu použijeme statického poloměru r_s pneumatiky IM-04 19.0/45-17 14PR TL společnosti Mitas. $r_s = 390$ mm.

$$M_{BP} = F_{BP} \cdot r_s, \quad (15)$$

$$M_{BP} = 25765 \cdot 0,390,$$

$$M_{BP} = 10048 \text{ Nm},$$

kde: M_{BP} brzdňý moment parkovacích brzd [Nm],

F_{BR} brzdňá síla parkovacích brzd [N],

r_s statický poloměr kola [m].

Výsledný brzdňý moment na kole vzhledem k tomu, že uvažujeme dvě brzdy na nápravě, bude tedy

$$M_{BPk} = \frac{M_{BP}}{2}, \quad (16)$$

$$M_{BPk} = 5024 \text{ Nm},$$

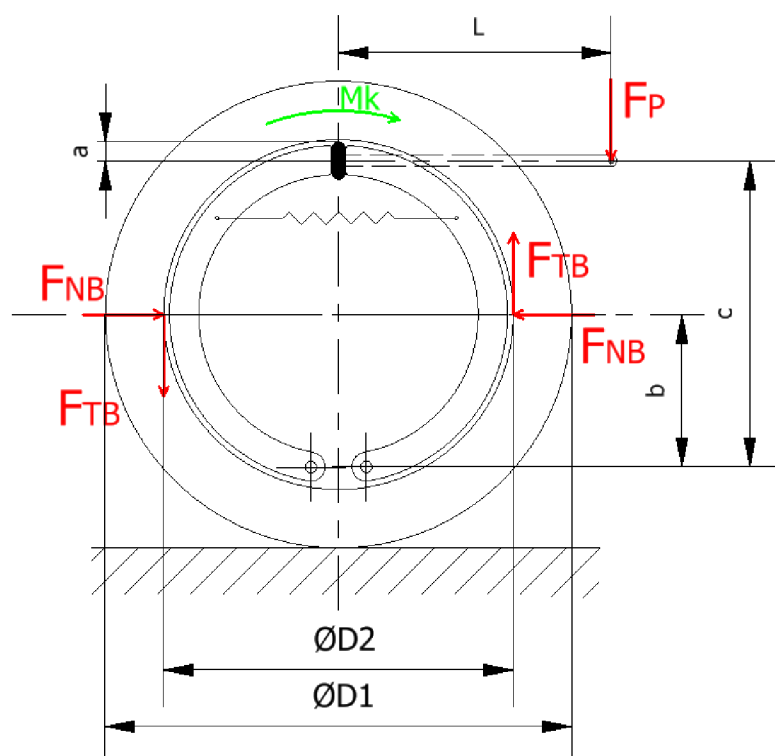
kde: M_{BP} brzdňý moment parkovacích brzd [Nm],

M_{BPk} brzdňý moment parkovací brzdy na kole [Nm].

Brzdňý moment, který musí vyvodit ruční brzda, je vyšší než moment při dynamickém brždění. To je způsobeno především faktem, že norma neuvažuje tření pod odstavňnou nohou, to by muselo být změřeno experimentálně a zohledněno ve zpřesňujícím výpočtu.

4.4 VÝPOČET OVLÁDACÍ SÍLY BRZD

Po provedené rešerši problematiky brzdových soustav zemědělských strojů bylo jako nejvhodňnější zvoleno řešění bubňové brzdy s vnitřními čelistmi ovládané mechanicky ovládací pákou (schéma obrázek 10). Byla zvolena brzda od společnosti ADR s typovým označěním IC 309E 300x90, která bude nakupována jako celek neodpružené nápravy. Výrobce brzdy udává maximální točivý moment, který je schopný přenést S-vačka brzdy, 1200 Nm.



Obrázek 16: Schéma působení sil uvnitř bubnové brzdy, M_k – zatěžující kroutící moment, F_{TB} – třecí síla v bubnu, F_{NB} – normálová síla v bubnu, F_P – síla brzdového válce

Ze schématu bubnové brzdy (obrázek 10) lze stanovit silové rovnice pro výpočet ovládací síly brzdového válce.

$$M_K = M_{Bk}, \quad (17)$$

$$M_{Bk} = 2 \cdot F_{TB} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{TB} \cdot D_2,$$

$$F_{TB} = F_{NB} \cdot f, \quad (18)$$

Pro zjištění síly F_{NB} sestavíme momentovou rovnici pro čep uchycení brzdové čelisti.

$$F_{NB} \cdot b - F_{\check{c}} \cdot c = 0, \quad (19)$$

$$F_{NB} = \frac{F_{\check{c}} \cdot c}{b},$$

Pro zjištění normálové síly na čelo brzdové čelisti $F_{\check{c}}$ sestavíme momentovou rovnici pro brzdovou vačku bubnu.

$$F_{\check{c}} \cdot a - F_P \cdot L = 0, \quad (20)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{F_P \cdot L}{a},$$

Po zpětném dosazení do první rovnice dostáváme vztah

$$M_{Bk} = F_P \cdot \frac{L \cdot c}{a \cdot b} \cdot f \cdot D_2. \quad (21)$$

Pro dosažení brzdového momentu M_{Bk} musí brzdový válec vyvinout sílu F_P

$$F_P = \frac{M_{Bk} \cdot a \cdot b}{L \cdot c \cdot f \cdot D_2}, \quad (22)$$

kde: F_P síla brzdového válce [N],

M_{Bk} brzdový moment na kole [Nm],

a rozměr ramene brzdové vačky [m],

b vnitřní rozměr brzdy [m],

c vnitřní rozměr brzdy [m],

L délka brzdové páky [m],

f součinitel tření mezi bubnem a čelistí brzdy [-],

D_2 vnitřní průměr bubnu [m].

Výrobce ADR dodává k brzdám několik brzdových pák (Tabulka 2), s různými možnostmi délek pro dosažení nejbližší možné hodnoty brzdového momentu v kombinaci s nakupovanými brzdovými válci.

Tabulka 2: Rozměry ovládací brzdové páky

Typ páky	Rozteč mezi vačkou a okem brzdové tyče [mm]
1	100 - 125 - 150 - 175 - 200
2	133 - 163 - 189 - 215 - 240
3	250 - 275 - 300

Podle obr. 16 byla sestavena rovnice pro výpočet točivého momentu na vačce

$$M_{BV} = F_{\check{c}} \cdot a. \quad (23)$$

$$M_{BV} = \frac{M_{Bk} \cdot b \cdot a}{c \cdot f \cdot D_2}.$$

Vnitřní rozměry bubnu pro výpočet byly zjištěny z dokumentace firmy ADR

$$a = 0,028 \text{ m}, \quad b = 0,117 \text{ m}, \quad c = 0,236 \text{ m}, \quad D_2 = 0,3 \text{ m}, \quad f = 0,3,$$

$$M_{BV} = \frac{4146 \cdot 0,117 \cdot 0,028}{0,236 \cdot 0,3 \cdot 0,3}, \quad (24)$$

$$M_{BV} = 639 \text{ Nm}.$$

Pro parkovací brzdu dosadíme M_{BPK} a dostáváme výsledek

$$M_{BVP} = \frac{M_{BPK} \cdot b \cdot a}{c \cdot f \cdot D_2}, \quad (25)$$

$$M_{BVP} = \frac{5024 \cdot 0,117 \cdot 0,028}{0,236 \cdot 0,3 \cdot 0,3},$$

$$M_{BVP} = 774 \text{ Nm},$$

kde: M_{BV} kroutící moment vačky při dynamickém brždění [Nm],

M_{BVP} kroutící moment vačky pro ruční brzdu [Nm],

M_{Bk} brzdny moment na kole [Nm],

M_{BPK} brzdny moment parkovací brzdy na kole [Nm],

a rozměr ramene brzdové vačky [m],

b vnitřní rozměr brzdy [m],

c vnitřní rozměr brzdy [m],

L délka brzdové páky [m],

f součinitel tření mezi bubnem a čelistí brzdy [-],

D_2 vnitřní průměr bubnu [m].

4.5 VOLBA BRZDOVÉHO VÁLCE

Pro stroj jsme se rozhodli vybrat dvojčinný brzdový válec s pružinovou brzdou. Jedná se sice o dražší řešení než válec jednočinný, odpadá však potřeba konstrukce separátní parkovací brzdy. Ruční brzda je tak aktivována a deaktivována pneumaticky pomocí přepnutí tlačítka rozvaděče, což je rychlejší a méně náročný úkol pro obsluhu než mechanické vystavení páky v případě separátní mechanické parkovací brzdy.

Byl zvolen brzdový válec společnosti Knorr-Bremse s označením BZ9317. Výstupní střední provozní síla brzdy při pracovním tlaku 6,5 bar je 6700 N. Síla parkovací pružiny brzdy je 6830 N. Tyto hodnoty jsou dostatečné pro dosažení brzdného momentu při volbě délky páky 150 mm.

Po dosazení do rovnice (23) stanovíme výsledný brzdový moment zvolené soustavy

$$M_{BkV} = F_P \cdot L, \quad (26)$$

$$M_{BkV} = 6700 \cdot 0,15,$$

$$M_{BkV} = 1005 \text{ Nm},$$

$$M_{BPV} = F_{PP} \cdot L, \quad (27)$$

$$M_{BPV} = 6830 \cdot 0,15,$$

$$M_{BPV} = 1022 \text{ Nm},$$

kde: M_{BkV} kroutící moment vačky od brzdového válce při dynamickém brždění [Nm],

F_P síla brzdového válce [N],

M_{BPV} kroutící moment vačky od pružiny ruční brzdy válce [Nm],

F_{PP} síla parkovací pružiny brzdového válce [N],

L délka brzdové páky [m].

4.6 KONTROLA ZVOLENÝCH KOMPONENT

Pro zvolenou konfiguraci musí být výsledný brzdový moment na kole dostatečně velký jak pro bezpečné zastavení stroje, tak pro zajištění stroje proti pohybu. Pro dynamické brždění je tedy minimální hodnota potřebného brzdového momentu $M_{Bk} = 4146 \text{ Nm}$. Brzdový moment zvolených komponent na kole tedy dostaneme dosazením zjištěných hodnot do rovnice (21)

$$M_{DS} = F_P \cdot \frac{L \cdot c}{a \cdot b} \cdot f \cdot D_2, \quad (28)$$

$$M_{DS} = 6700 \cdot \frac{0,150 \cdot 0,236}{0,028 \cdot 0,117} \cdot 0,3 \cdot 0,3,$$

$$M_{DS} = 6516 \text{ Nm}.$$

Brzdový moment, který vyvodí zvolené komponenty, je o 57 % větší než brzdový moment potřebný pro splnění podmínek udávaných zákonem pro schválení stroje pro provoz na pozemních komunikacích. V případě že bychom uvažovali stejný dynamický rádius pneumatiky, mohla by brzdová soustava vybavená těmito komponenty poskytovat dostatečný

brzdny moment pro nápravu zatíženou 8550 kg. Návrh má tak rezervu pro případné zvýšení celkové hmotnosti stroje. V návrhu jsou nejslabším článkem pneumatiky, jejichž maximální únosnost na jednu pneumatiku při huštění na 3,5 bar a provozu maximální rychlostí 30 km/h je 2900 kg.

V případě parkovacích brzd

$$M_{DS} = F_{PP} \cdot \frac{L \cdot c}{a \cdot b} \cdot f \cdot D_2, \quad (29)$$

$$M_{DS} = 6830 \cdot \frac{0,150 \cdot 0,236}{0,028 \cdot 0,117} \cdot 0,3 \cdot 0,3,$$

$$M_{DS} = 6642 \text{ Nm}.$$

Brzdový moment, který vyvodí soustava, je v tomto případě o 32 % větší než moment požadovaný výpočtem. Jak již bylo zmíněno dříve, výpočet neuvádí tření pod odstavňou nohou. Reálně tak bude moment potřebný k udržení tělesa v klidu menší.

4.7 CELKOVÝ NÁVRH BRZDOVÉ SOUSTAVY

Pro správnou funkci brzdového systému je zapotřebí kromě samotných brzd a brzdových válců několik dalších nezbytných komponent, jako je brzdový ventil, rozvaděč, vzduchojem, vzduchový filtr, upínky a v neposlední řadě propojovací hadice. Vzhledem k současným požadavkům legislativy je nutné použití dvouhadicového systému brždění. Většina nakupovaných komponent soustavy bude vybrána z katalogu dílů firmy Knorr-Bremse. Popis jednotlivých komponent volených pro soustavu je uveden níže. Výsledné uspořádání navržené brzdové soustavy můžete vidět na vytvořeném schematickém výkresu (příloha DP-2020-001).

Vzduchojem

Funkce vzduchojemu je především bezpečnostní. Uchovává dostatek vzduchu pro funkci brzd i v případě, že je přerušen přívod tlakového vzduchu. Zákon stanovuje objem vzduchojemu tak, že musí být dostatečně velký, aby přechovávaný objem vzduchu postačoval pro 10 plných pracovních cyklů brzd. Vzhledem k tomu, že objem vzduchu pro jeden cyklus válce je $0,8 \text{ dm}^3$, je tak zapotřebí vzduchojem o minimálním objemu 16 litrů. Vybraný výrobce vzduchojemů firma Frauenthal Automotive nemá ve své nabídce vzduchojemy o objemu 16 litrů. Zvolen byl tedy vzduchojem s nejbližší hodnotou objemu 20 litrů.

5 ANALÝZA RIZIK MONTÁŽE BRZDOVÉHO SYSTÉMU FMEA

Analýza rizik označovaná jako FMEA (Failure Mode and Effect Analysis) je metodou, která se používá ke stanovení preventivních opatření pro odstranění možných závad a chyb ve výrobním procesu. Pomocí metody lze odhalit nejpravděpodobnější chyby výrobku nebo výrobního procesu. Cílem FMEA je vypracování rozboru konstrukce nebo výrobního postupu z hlediska možnosti vzniku nebezpečných situací a poruch a jejich případných nápravných opatření již před zahájením výroby. [14]

Při vypracování analýzy postupujeme těmito kroky [14]:

- 1) stanovení rozsahu a zaměření analýzy
- 2) analýza vzniku chyb
- 3) stanovení vážnosti chyb
- 4) návrh opatření
- 5) hodnocení stavu po realizaci opatření

Pro zjištění míry nebezpečí daných situací je použito takzvané rizikové číslo (RNP – Risk priority Number), toto číslo se stanoví z významu vady, pravděpodobnosti výskytu vady a odhalitelnosti této vady. Pro vady, které překročí určenou hodnotu RPN, se stanoví opatření pro jejich snížení. Po provedení opatření se provede opětovné zhodnocení, zda se opatřením podařilo snížit hodnotu RPN pod kritickou hodnotu. Pokud tomu tak není, je potřeba stanovit nová opatření. Každé z kritérií pro výpočet RNP na stanovuje z těchto kritérií. [15]

Význam vady

V₁ – nízký význam, není poškozená funkce objektu

V₂ – střední význam, zhoršení funkce objektu

V₃ – velký význam, vážné poškození funkce objektu

V₄ – kritický význam, ovlivnění bezpečnosti objektu

Pravděpodobnost výskytu

P₁ – nepravděpodobný jev

P₂ – možný jev

P₃ – častý jev

Odhalitelnost vady

O₁ – odhalitelná

O₂ – odhalitelná za určitých okolností

O₃ – obtížně odhalitelná

Výsledná hodnota RPN pro daný stav bude získána z tabulky 3. Jak je vidět z tabulky, hodnota RPN může nabývat hodnot od 0 do 11.

Tabulka 3: Tabulka hodnot RNP dle stanovených kritérií [15]

Význam vady	Odhalitelnost vady	Pravděpodobnost výskytu		
		P ₁	P ₂	P ₃
V ₁	O ₁	0	0	0
	O ₂	0	0	1
	O ₃	0	1	2
V ₂	O ₁	1	2	3
	O ₂	2	3	4
	O ₃	3	4	5
V ₃	O ₁	4	5	6
	O ₂	5	6	7
	O ₃	6	7	8
V ₄	O ₁	7	8	9
	O ₂	8	9	10
	O ₃	9	10	11

Provedená FMEA analýza se zaměřuje na odhalení rizik při montáži jednotlivých součástí navržené brzdové soustavy na stroj. Zobrazení provedení analýzy je vidět v tabulce 4. Struktura analýzy počítá s jednotlivými činnostmi v průběhu montáže, s jednotlivými komponenty soustavy, jejich možnými vadami a poškozeními, následky těchto vad, jejich možnými příčinami a jejich odhalitelností. Na základě získaných hodnot RPM je určeno opatření pro jejich snížení. Stanovená maximální přípustná hodnota RPM činila 5. Pro hodnoty přesahující tuto hodnotu je nutné stanovit opatření pro její snížení.

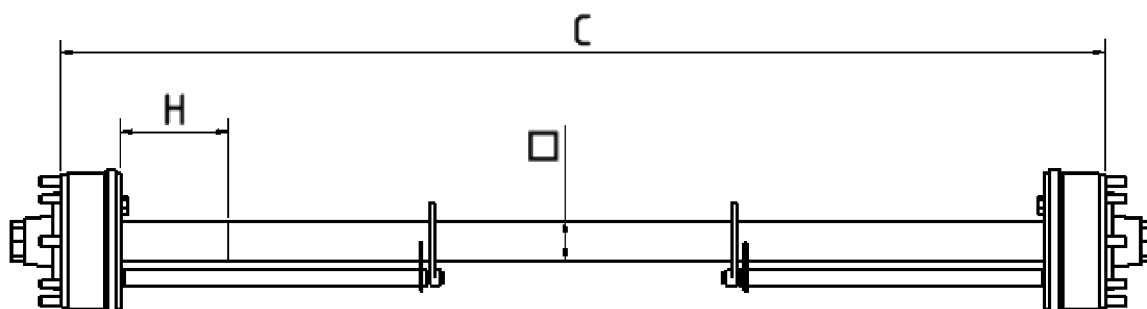
Tabulka 4: Ukázka části tabulky FMEA analýzy – celá tabulka v příloze I

Proces	Možná vada	Možné následky vady	Význam	Možné příčiny chyby	Výskyt	Objevení chyby	Odhalitelnost	RPM
Montáž rozvodných komponent	zjevné poškození komponent	nefunkčnost daných komponent	V4	transport na montážní hnízdo	P2	montážní dělník při montáži	O1	8
	neúplnost komponent	nefunkčnost daných komponent	V4	špatné vyskladnění součástí	P1	montážní dělník při montáži	O2	8

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NÁPRAVY

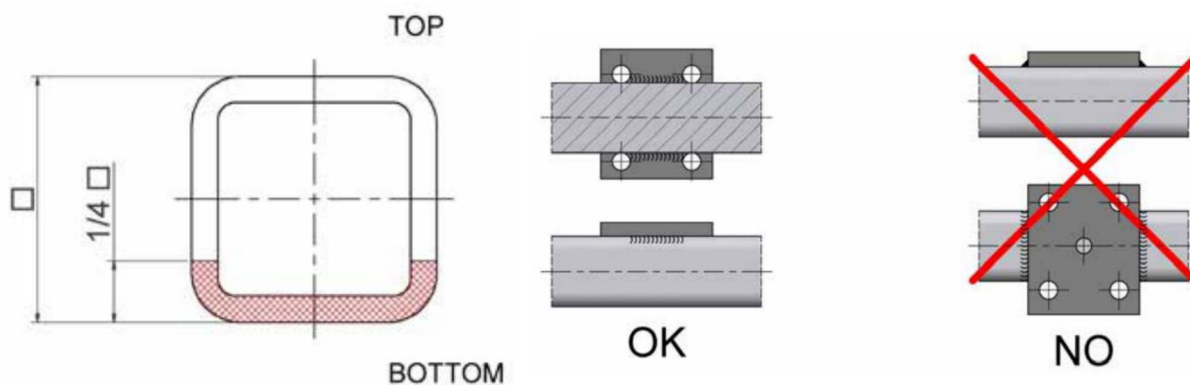
Ke koncepci návrhu brzdové soustavy pro stroj bylo zvoleno řešení použití co nejvíce nakupovaných dílů. Koncepce návrhu proto počítá s nakoupením brzd včetně celé nápravy jako celku od společnosti ADR a následně její zástavbou do stroje. Pro svařenec nápravy s přípojovacími body k centrálnímu rámu stroje byla vyhotovena analýza průběhů napětí a deformací metodou konečných prvků. Výsledky vedly k odhalení míst koncentrace napětí v návrhu konstrukce, které byly zohledněny při úpravách konstrukce. Následně byla provedena analýza takto upraveného rámu pro zjištění konečných napětí v místech jeho koncentrace.

6.1 PRVOTNÍ KONCEPCE NÁPRAVY



Obrázek 18: Schéma nápravy A90RM8IN 309E 300x90

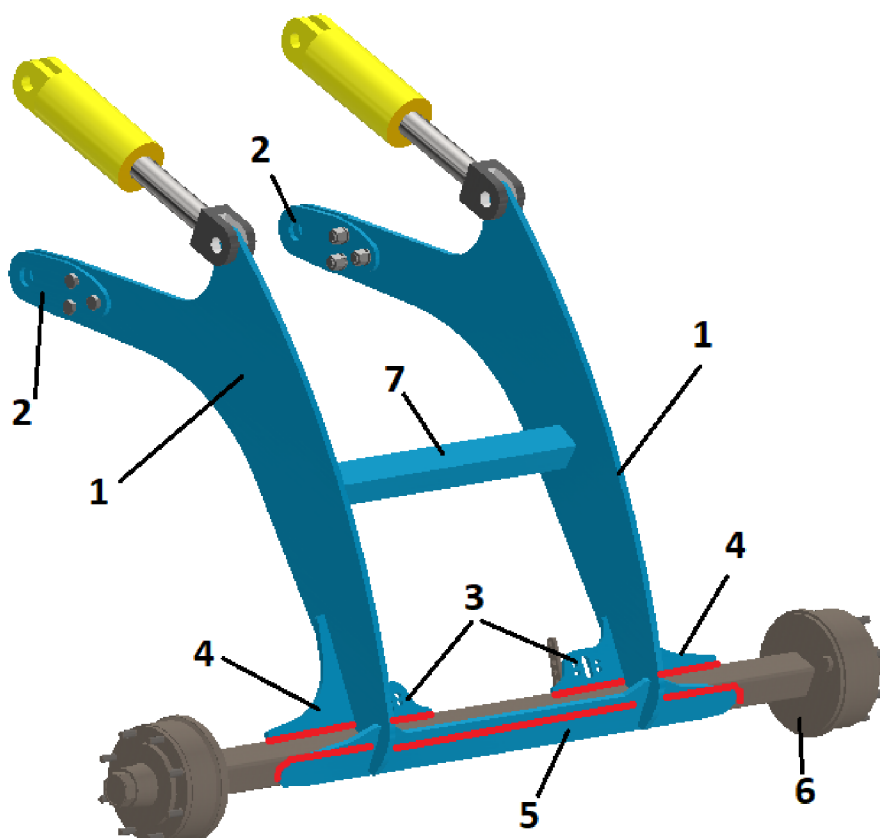
Pro návrh byla zvolena náprava pod označením A90RM8IN 309E 300x90 (Obrázek 18). Výrobce udává nosnost nápravy 8500 kg, což je hodnota, která je podstatně vyšší než předpokládané zatížení nápravy. Tato náprava byla zvolena proto, že se připouští zvýšení hmotnosti stroje v závislosti na vybavení nebo úpravě konstrukce stroje. Náprava je dodávána bez jakýchkoliv uchycovacích prvků. Veškerá spojení s nápravou budou provedena pomocí svarů a budou řešena v pevnostní analýze. Výrobce pro nápravu uvádí minimální vzdálenost H (Obrázek 17), na které nesmí docházet ke svařování na této nápravě pro zachování její nosnosti a tuhosti. Výrobce také zakazuje svařování ve spodní čtvrtině profilu nápravy a svařování napříč profilu, jak je znázorněno na obrázku 17.



Obrázek 17: Sválená a neschválená místa a postupy svařování na nápravě ADR [19]

6.1.1 POPIS ZVOLENÉ KONSTRUKCE NÁPRAVY

Jak je vidět z obrázku 1 v úvodu práce náprava bude situována v zadní části stroje. Hlavními nosnými prvky byly zvoleny dva plechy z vysokopevnostní oceli (Obrázek 19-1) tloušťky 20 mm ve tvaru písmena C. Tvar bočnic je zvolen z důvodu konstrukce středního rámu, kde jsou na jeho zadní části upevněny hutní vále. Náprava je připojena k rámu pomocí čtyř čepů. Dva spodní čepy jsou s hlavními nosnými plechy spojeny pomocí příložných plechů tloušťky 15 mm také z vysokopevnostní oceli spojené třemi pevnostními šrouby M24. Horní část plechů je spojena se středním rámem přes dva přímé hydromotory, které zajišťují zvednutí nápravy do pozice pro práci stroje. V místě spoje nosných plechů s nápravou jsou v přední části dva typy žebér. Vnější výstužná žebra tloušťky 15 mm mají tvar písmene L a jsou vyrobená z vysokopevnostní oceli. Vnitřní žebra tloušťky 15 mm zároveň slouží pro uchycení brzdových válců. V zadní části spojení plechů s nápravou je přivařena pásnice tloušťky 15 mm z důvodu lepšího rozložení napětí po nápravě. Vnitřní žebra a zadní pásnice budou vyrobeny z běžné konstrukční oceli. Z důvodu zákazu svařování na nápravě od výrobce je náprava s ostatními plechy, označenými modrou barvou na obrázku 19, svařena pouze v místech označených červeně. Ostatní díly jsou k sobě svařeny po celém svém obvodu. Nosné plechy jsou spojeny ve své prostřední části příčným nosníkem čtvercového profilu 80 x 80 mm s tloušťkou stěny 8 mm pro zvýšení boční tuhosti nápravy.



Obrázek 19: Prvotní návrh svařence nápravy, 1 – hlavní nosné plechy, 2 – připojovací bočnice, 3 – vnitřní výstužna, 4 – vnější výstužna, 5 – zadní pásnice, 6 – nakupovaná náprava, 7 – příčný nosník čtvercového profilu

6.2 POUŽITÉ MATERIÁLY

Pro konstrukci byla zvolena kombinace dvou druhů ocelí. Nosník nápravy a méně namáhané části konstrukce byly vyhotoveny z běžné konstrukční oceli s mezí kluzu 355 MPa. Na namáhané části jako hlavní plechy, uložení čepových ok a výztuhy byla zvolena pevnostní ocel s mezí kluzu 800 MPa. Konstrukce bude svařena pomocí svařovacího drátu, jehož mez kluzu je 380 MPa.

6.2.1 STANOVENÍ DOVOLENÝCH NAPĚTÍ

Pro zvolenou konstrukci stanovujeme minimální statický koeficient bezpečnosti $k_s = 1,5$ pro zahrnutí dynamického namáhání a zahrnutí možného vzniku únavových lomů v konstrukci. Jednotlivá dovolená napětí σ_s se tak sníží.

Pro konstrukční oceli

$$\sigma_{sk} = \frac{R_{ek}}{k_s}, \quad (30)$$

$$\sigma_{sk} = \frac{355}{1,5},$$

$$\sigma_{sk} = 237 \text{ MPa},$$

kde: σ_{sk} maximální dovolené napětí konstrukční oceli [MPa],

R_{ek} minimální mez kluzu konstrukční oceli [MPa],

k_s koeficient bezpečnosti [-].

Pro svařovací drát

$$\sigma_{ss} = \frac{R_{es}}{k_s}, \quad (31)$$

$$\sigma_{ss} = \frac{380}{1,5},$$

$$\sigma_{ss} = 253 \text{ MPa},$$

kde: σ_{ss} maximální dovolené napětí svařovacího drátu [MPa],

R_{es} minimální mez kluzu svařovacího drátu [MPa],

k_s koeficient bezpečnosti [-].

Pro vysokopevnostní oceli

$$\sigma_{sp} = \frac{R_{ep}}{k_s}, \quad (32)$$

$$\sigma_{sp} = \frac{800}{1,5},$$

$$\sigma_{sp} = 533 \text{ MPa},$$

kde: σ_{sp} maximální dovolené napětí vysokopevnostní oceli [MPa],
 R_{ep} minimální mez kluzu vysokopevnostní oceli [MPa],
 k_s koeficient bezpečnosti [-].

Dalšími prvky, které musíme zohlednit v modelu, jsou čepy, kterými je náprava připojena k rámu. Voleny byly čepy o průměru 40 mm z materiálu 16MnCrS5, který je vhodný pro kalení. Minimální mez kluzu těchto čepů je 490 MPa. Koeficient bezpečnosti uvažujeme taktéž 1,5.

$$\sigma_{sč} = \frac{R_{eč}}{k_s}, \quad (33)$$

$$\sigma_{sč} = \frac{490}{1,5},$$

$$\sigma_{sč} = 326 \text{ MPa},$$

kde: $\sigma_{sč}$ maximální dovolené napětí čepu [MPa],
 $R_{eč}$ minimální mez kluzu čepové oceli [MPa],
 k_s koeficient bezpečnosti [-].

Pro šroubové spojení příložných plechů (obrázek 19-2) s hlavními nosnými plechy (obrázek 19-1) budou použity šrouby M24 pevnostní třídy 8.8 s mezí kluzu 640 MPa.

$$\sigma_{sš} = \frac{R_{eš}}{k_s}, \quad (34)$$

$$\sigma_{sš} = \frac{640}{1,5},$$

$$\sigma_{sš} = 426 \text{ MPa},$$

kde: $\sigma_{sš}$ maximální dovolené napětí ve šroubu [MPa],
 $R_{eš}$ minimální mez kluzu šroubů [MPa],
 k_s koeficient bezpečnosti [-].

6.3 ZATÍŽENÍ NÁPRAVY

Náprava je při provozu na pozemních komunikacích zatěžována několika druhy zátěžných sil. Z důvodu časové náročnosti bylo učiněno rozhodnutí simulovat dvě situace zatížení. První při plném brzdění nápravy, kdy bude konstrukce nápravy zatížena vlastní tíhou konstrukce, hmotností stroje, brzdovými momenty na obou bubnech nápravy, setrvačnou silou pohybu stroje a silou od brzdových válců. Druhým zátěžným stavem bude průjezd zatáčkou v maximální konstrukční rychlosti stroje, kde bude na nápravu působit vlastní tíha konstrukce, hmotnost stroje a dostředivá síla. Simulován bude pouze průjezd pravotočivou zatáčkou, protože předpokládáme rovnoměrné zatížení rámu jak při průjezdu pravotočivou, tak levotočivou zatáčkou. Pro oba výše zmíněné stavy je jako výchozí stav simulováno statické zatížení nápravy od hmotnosti stroje. Stav, kdy vozidlo zrychluje, nebyl simulován, protože se předpokládá, že při zpomalení na konstrukci působí větší setrvačné síly. Pro stanovení velikostí jednotlivých sil použijeme tyto vzorce.

Zatížení od hmotnosti stroje z obrázku 14 rovnice (3)

$$F_{RN} = m_n \cdot g,$$

$$F_{RN} = 5440 \cdot 9,81,$$

$$F_{RN} = 53366 \text{ N}.$$

Zatěžující síla bude rozdělena rovnoměrně na oba brzdové válce nápravy.

Setrvačnou sílu odvodíme z rovnice (1)

$$F_o = F_b,$$

$$F_o = 18678 \text{ N}.$$

Zatěžující kroutící moment pro jeden brzdový buben byl použit z výpočtu (16)

$$M_{BPk} = 5024 \text{ Nm}.$$

Jako zatěžující síla od brzdového válce byla zvolena jeho ovládací síla

$$F_p = 6700 \text{ N}.$$

Pro výpočet dostředivé síly jsem použil základní vzorec fyziky

$$F_d = m_n \cdot a_d, \tag{35}$$

$$a_d = \frac{v_0^2}{R}, \tag{36}$$

$$a_d = \frac{8,3^2}{18},$$

$$a_d = 3,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2},$$

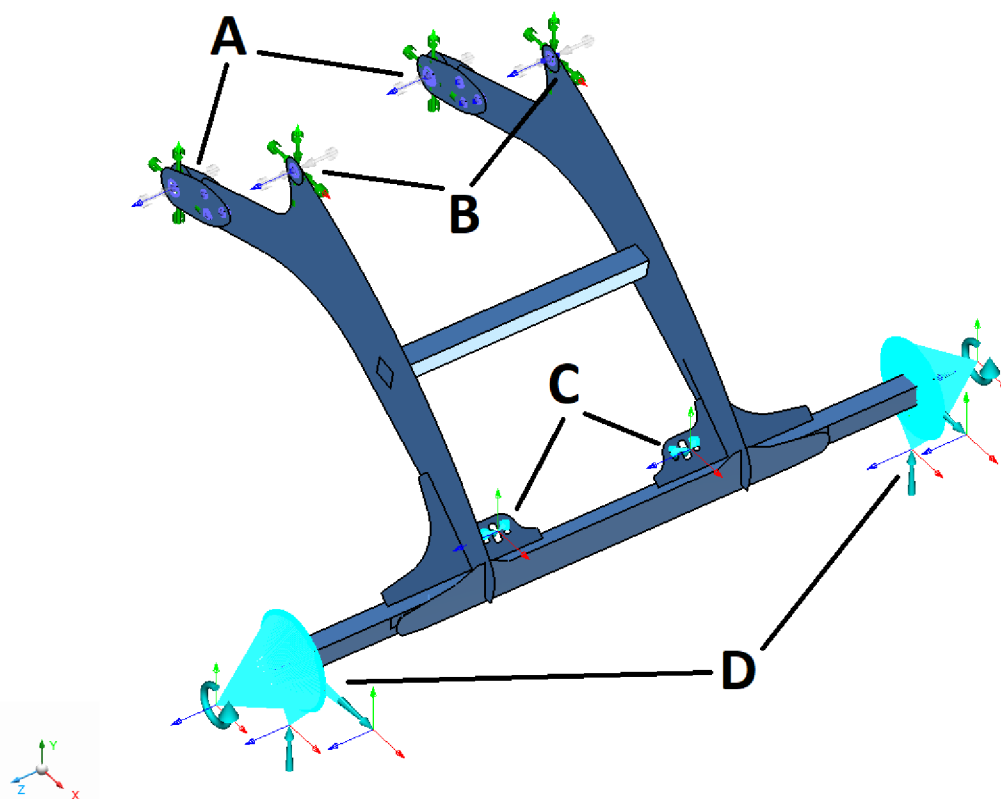
$$F_d = 5440 \cdot 3,8,$$

$$F_d = 20128 \text{ N},$$

- kde:
- | | |
|-------|---|
| F_d | dostředivá síla [N], |
| m_n | hmotnost připadající na nápravu stroje [kg], |
| a_d | dostředivé zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$], |
| v_o | maximální konstrukční rychlost stroje [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], |
| R | poloměr zatačky [m]. |

6.4 VÝPOČTOVÝ MODEL

Pro pevnostní analýzu metodou konečných prvků byl zvolen program MSC Apex Jaguar 2019. Pro potřeby simulace byl v programu Autodesk Inventor 2023 vytvořen zjednodušený model. Především struktura brzděné nápravy byla pro výpočet složitá, a tak došlo k jejímu nahrazení elementárními tělesy odpovídajících rozměrů a tloušťek. Předpokladem je, že náprava dle výrobce má bez problému přenést dané zatížení. Podstatné je tak spojení nápravy s ostatními částmi svařence. Model byl poté importován do programu MSC Apex. V simulačním programu pak byla objemová tělesa nahrazena skořepinovou sítí s příslušnými tloušťkami těles. Čepy a šrouby byly nahrazeny pomocí 1D prvků v osách čepů a šroubů s příslušným průměrem. Konstrukce byla omezena v pohybu v čepových spojích v místech A a B na obrázku 20 ve směru pohybu a rotace kolem osy X a Y. V blízkosti čepových spojů A byly vytvořeny plochy, ve kterých bylo zamezeno pohybu ve směru osy Z. Tyto plochy simulují kontakt s třmeny na středním rámu. V místech C a D byl model zatížen silami vypočtenými v kapitole 5.3

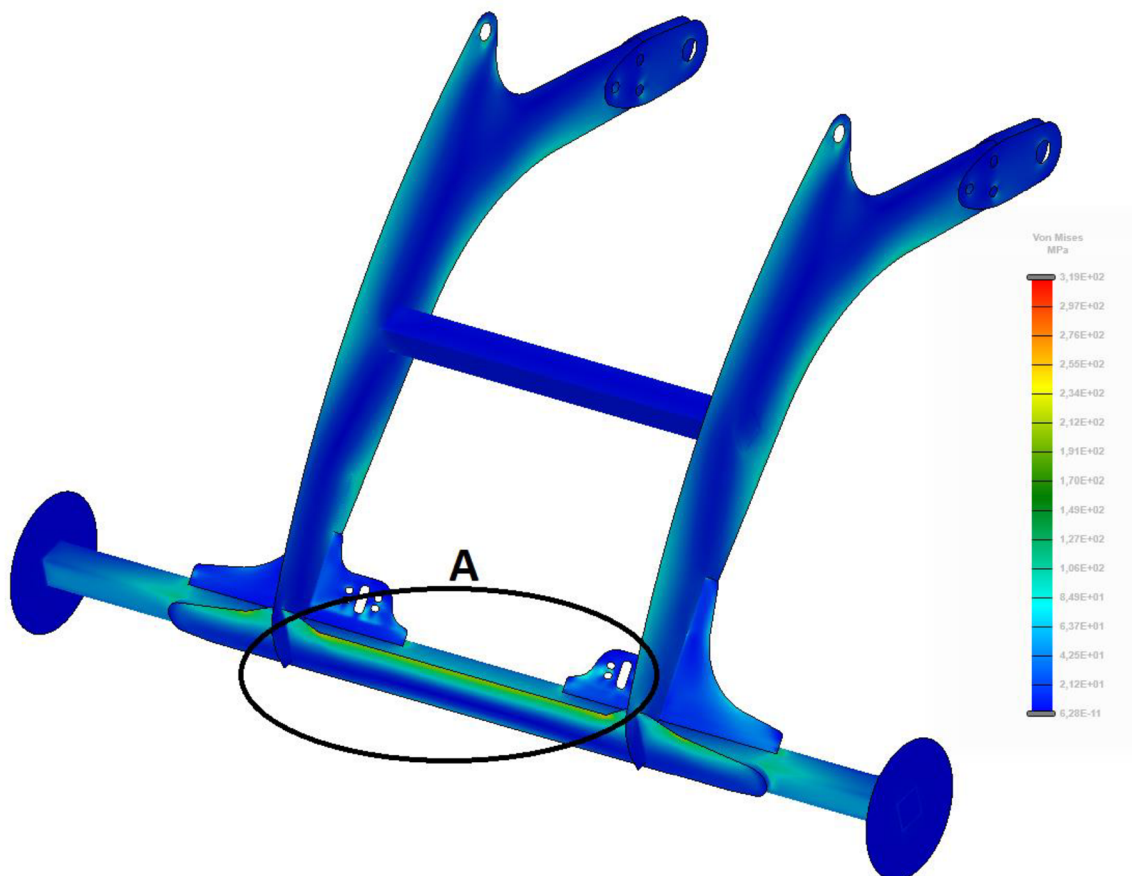


Obrázek 20: Okrajové podmínky zatížení modelu svařence nápravy, A – místo zamezení posuvu v náhradě čepu ve směru os X a Y včetně rotací okolo těchto os a zamezení posuvu ve směru osy Z v oblasti dotyku s oky středního rámu, B - místo zamezení posuvu v náhradě čepu ve směru os X a Y včetně rotací okolo těchto os, C- místo působení reakce ovládací síly brzdových válců, D – místo zatížení sil a momentů od hmotnosti, brždění, a průjezdu zatáčkou

Na modelu byla vytvořena síť pomocí čtyřúhelníkových prvků s hranou délky 5 mm. Vytvořená síť obsahovala 98 908 prvků. Síť můžeme považovat za kvalitní, hodnota Aspect ratio se pohybuje v rozmezí 1 až 3. V místech kontaktu pásnice a žebér s nápravou vyznačených červeně na obrázku 19 byl vytvořen kontakt pomocí funkce Mesch independent tie.

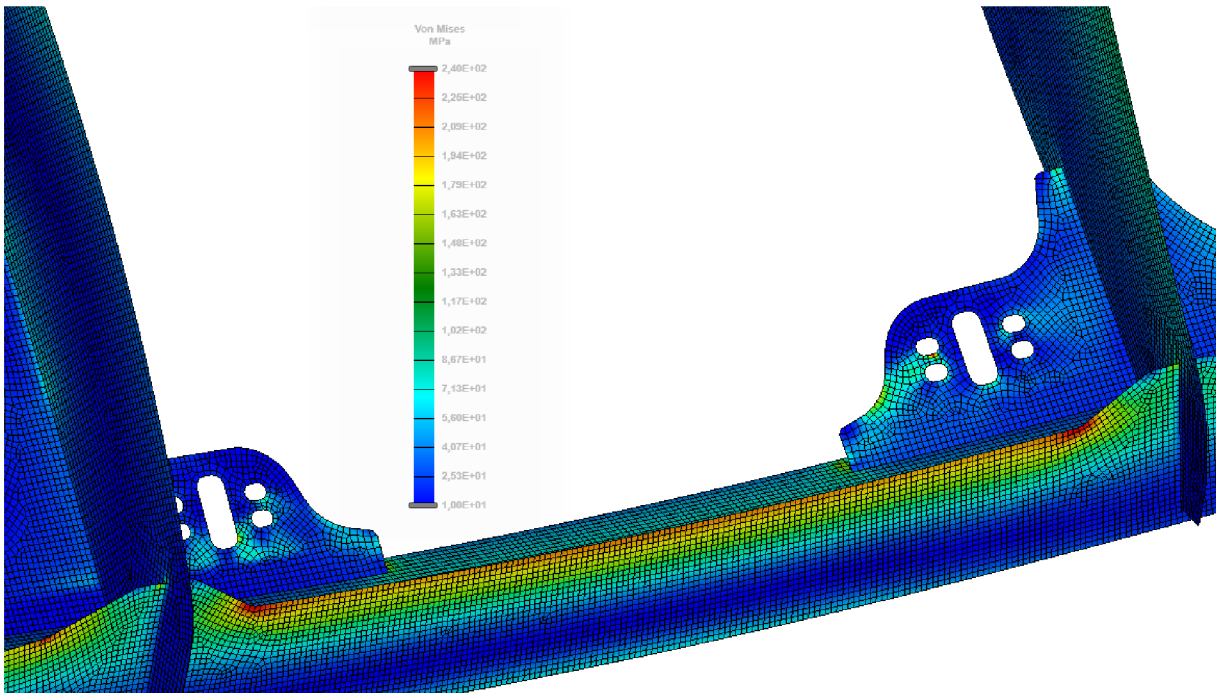
6.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍ ANALÝZY PRVOTNÍHO NÁVRHU RÁMU

Po provedení simulace zatížení konstrukce nápravy při brzdění bylo zjištěno, že koncentrace napětí v součásti vzniká v místě A (Obrázek 21) na zadní pásnici nápravy.



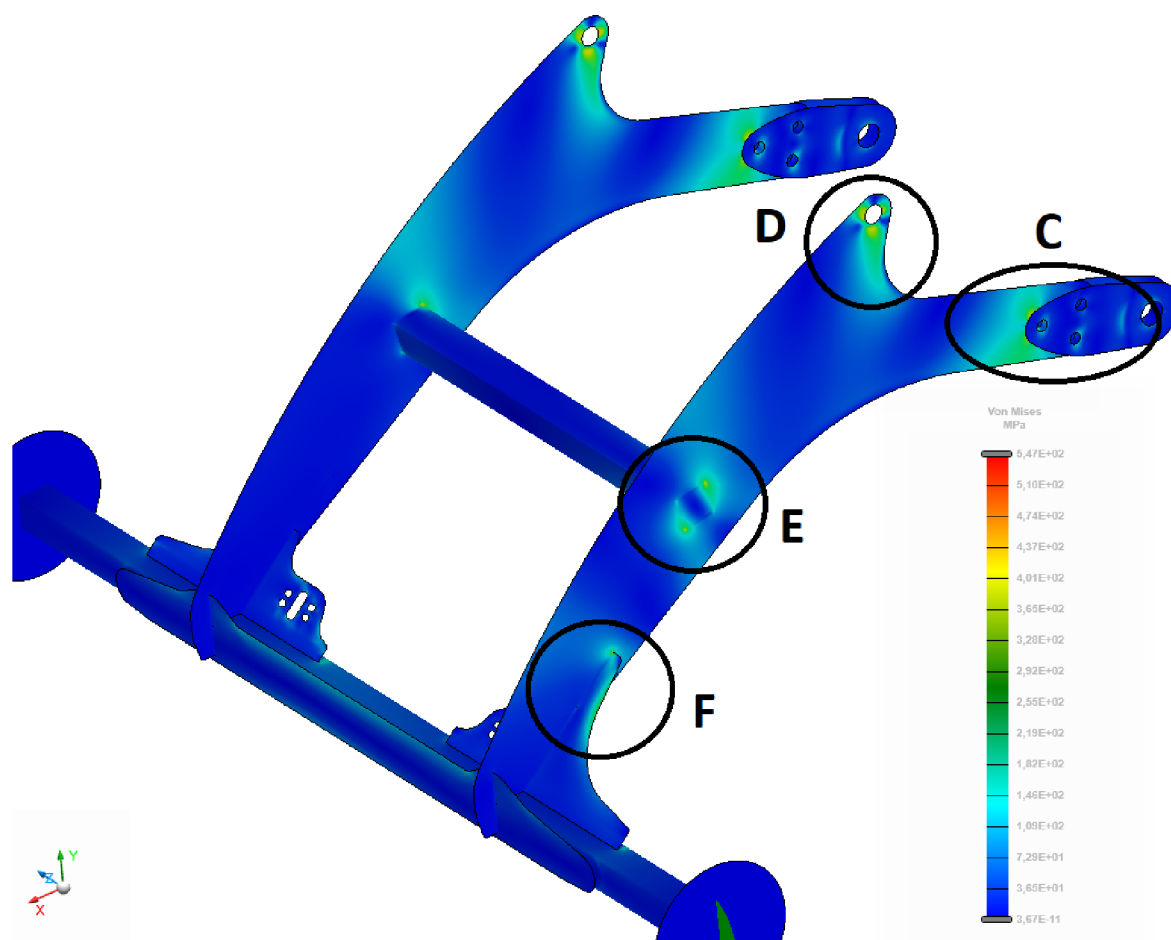
Obrázek 21: Zobrazení koncentrace napětí na prvotním návrh konstrukce nápravy při brzdění, A - místo koncentrace na zadní pásnici, rozsah zobrazení napětí (0-320 MPa)

Při bližším pohledu na pásnici (Obrázek 22) je vidět, že hlavní koncentrace napětí je v horním okraji pásnice mezi svary s hlavními nosnými plechy. Špičky napětí jsou pak v přechodech, kde je pásnice zesílena z důvodu svaru s nosnými plechy, a to na obou stranách. Pásnice měla být vyrobena z běžné konstrukční oceli, a tedy napětí v ní by nemělo přesáhnout 237 MPa, jak bylo stanoveno v kapitole 6.3. Napětí v pásnici se pohybuje těsně v blízkosti této mezní hodnoty a ve dvou kritických místech ji i překračuje. Z toho důvodu bude nutné pásnici upravit. Na obrázku 22 si pak můžeme všimnout dalšího kritického místa na vnitřním příložném žebro v blízkém okolí oválné díry, která slouží k uchycení brzdového válce. Protože je hrana oválné díry místem jedním z míst působení zatěžující síly F_p , nelze s jistotou určit hodnotu napětí v blízké oblasti díry. Vzhledem k tomu, že žebro mělo být vyrobeno z konstrukční oceli a napětí v bodě bylo vyšší než dovolené, je potřeba zvážit jeho úpravu k lepšímu rozložení napětí po jeho ploše nebo změnu tloušťky, popřípadě materiálu žebra.



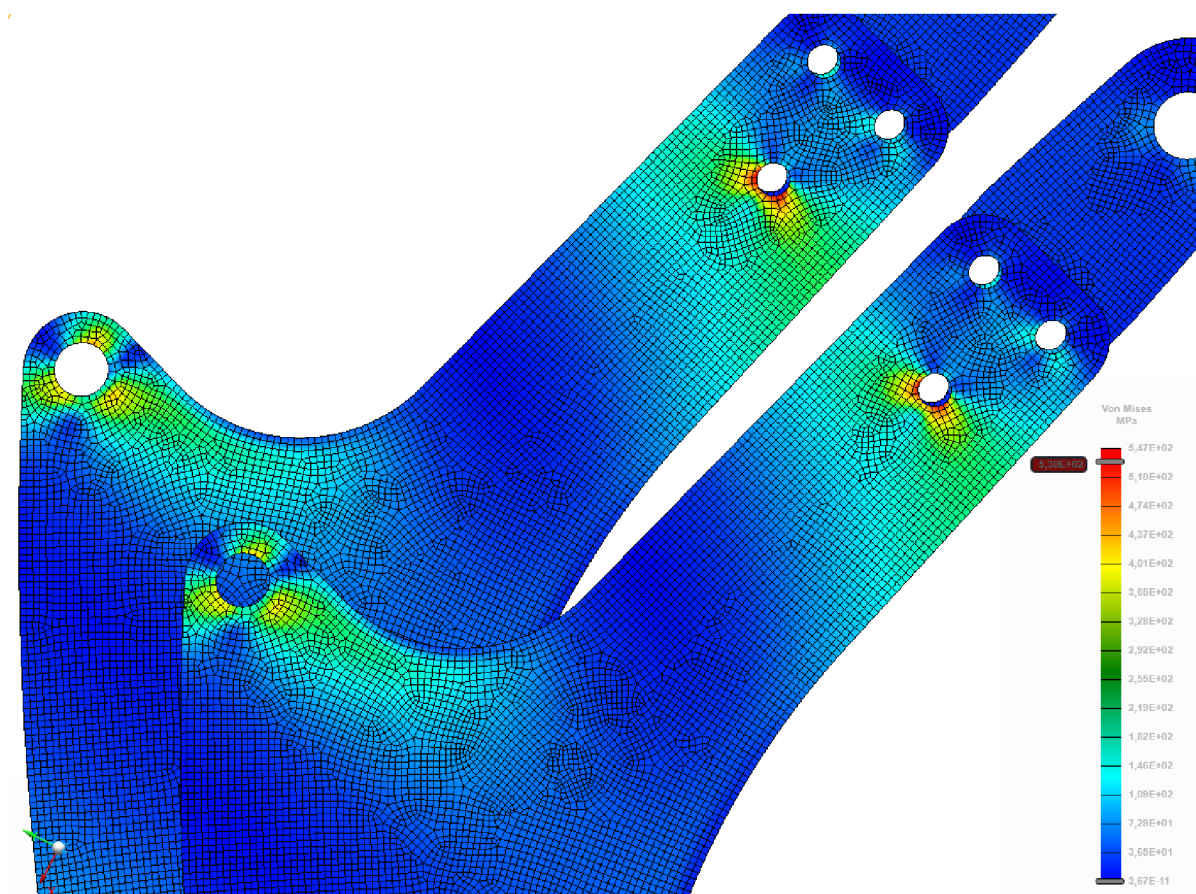
Obrázek 22: Detail zobrazení koncentrace napětí na zadní pásnici při brždění prvotního návrhu konstrukce, rozsah zobrazení napětí (0-240 MPa), plná velikost obrázku v příloze II

Po provedení druhé simulace na zatížení konstrukce při průjezdu pravotočivou zatáčkou byla objevena čtyři místa zvýšené koncentrace napětí v konstrukci v místech C a D (Obrázek 23) v horní části v místech spojovacích ok hlavních nosných plechů a ve střední části v místech E a F v místě svarů výztuh s nosným plechem. Oblasti C, D a E se objevují jak na pravém, tak i na levém nosném plechu.



Obrázek 23: Zobrazení koncentrace napětí na prvotním návrh konstrukce nápravy při průjezdu zatáčkou, C – koncentrace napětí v místě šroubového spoje hlavního plechu a příložných plechů, D – koncentrace napětí v okolí horního oka nosného plechu, E – koncentrace napětí v místě svarového spoje nosného plechu s příčným výztužným profilem, F – koncentrace napětí v místě svarového spoje vnějšího žebra s nosným plechem, rozsah zobrazení napětí (0–547 MPa)

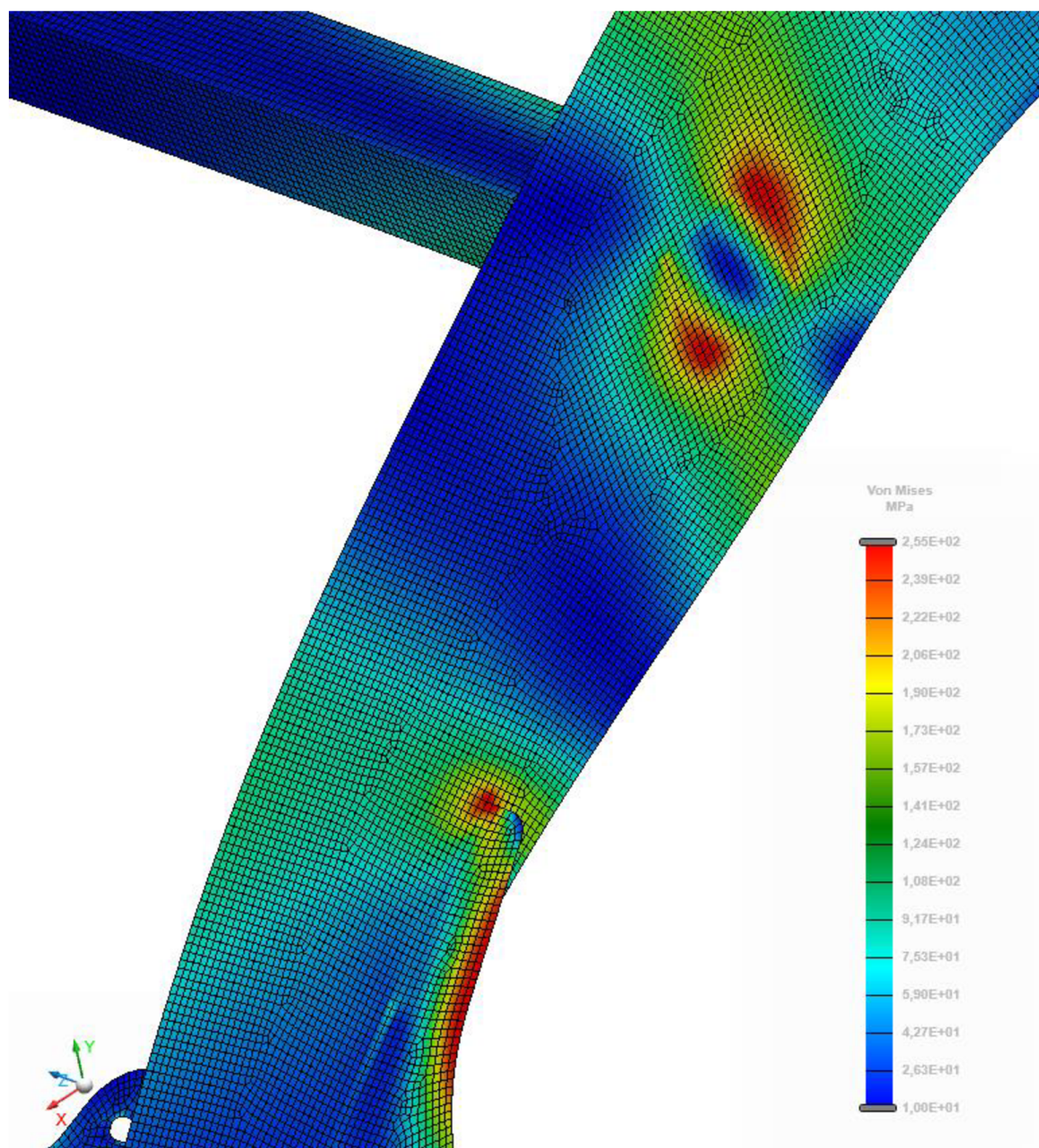
Při bližším pohledu na místa koncentrace C a D vidíme masivní koncentraci napětí na hlavním nosném plechu v místě náhrady jednoho šroubového spoje (Obrázek 24). Na obrázku 24 byly zneviditelněny pravé příložné plechy pro lepší znázornění koncentrace napětí v místě náhrad šroubových spojů. Stanovení hodnoty napětí v těsné blízkosti náhrady šroubovaného spoje je problematické z důvodu nedokonalosti náhrady. Náhrada nepřenáší napětí v ploše dotyku hlavy šroubu a matice, ale pouze v křivce otvoru. Přesto se hodnota v blízkosti okolo otvoru pohybuje okolo 480 MPa, což je hodnota, která je vyšší než stanovené dovolené napětí pro šrouby pevnostní třídy 8.8, které jsme pro návrh uvažovali. Tento šroubový spoj tak bude muset být nahrazen šroubem vyšší pevnostní třídy nebo bude muset být změněno řešení příložných plechů pro čepové spojení se středním rámem.



Obrázek 24: Detail zobrazení koncentrace napětí v místech v horní části nosných plechů prvotního návrhu konstrukce při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0–547 MPa)

Druhým místem koncentrace napětí jsou oka pro čepové spojení s lineárními hydromotory. Náhrada čepového spoje je provedena stejným principem jako náhrada šroubového spoje a trpí tím pádem stejnými nedostatky. Hodnota napětí v okolí ok se pohybuje okolo 400 MPa, což je hodnota nižší než hodnota dovoleného napětí pevnostní oceli, je však vyšší než dovolená hodnota pro samotný čep.

Další body koncentrace napětí E a F jsou detailně zobrazeny na obrázku 25. Rozsah škály napětí pro tento obrázek byl snížen na hodnotu 260 MPa, protože díly jsou k sobě svařeny a maximální dovolené napětí svařovacího drátu je 253 MPa. V místě svaření čtvercového profilu s nosným plechem vidíme dvě velké oblasti koncentrace okolo rohů čtvercového profilu. Napětí v těchto oblastech dosahuje daleko vyšších hodnot, než jsou hodnoty dovolené. Svar by toto namáhání rozhodně nevydržel. Dalším místem koncentrace napětí ve svaru je konec vnějšího žebra vyztužení spoje nápravy. I v tomto místě je koncentrace napětí vyšší než napětí dovolené a došlo by tak k porušení svaru. Můžeme také pozorovat oblast zvýšeného napětí přímo na těle žebra. Pro materiál žebra byla volena vysokopevnostní ocel, a tak lze považovat napětí v žeburu za vyhovující.

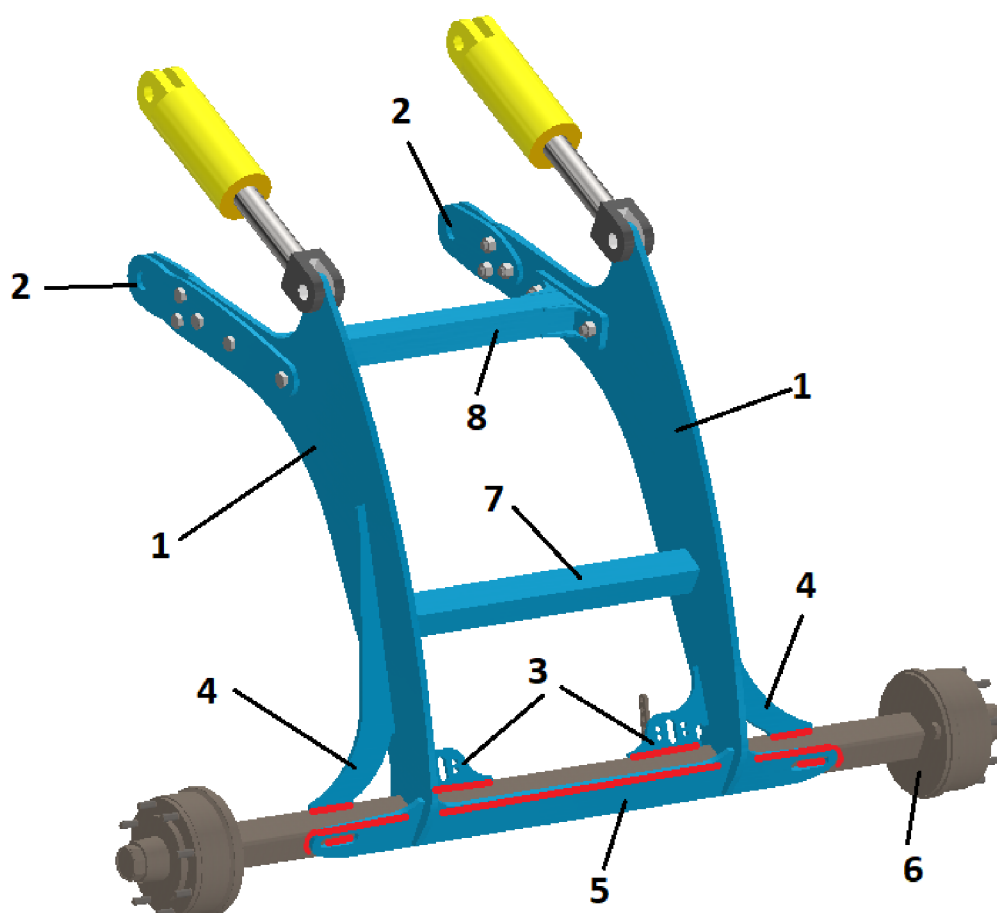


Obrázek 25: Detail koncentrace napětí v místě svaření příčného čtvercového profilu a vnějšího výztužného žebra s nosným plechem prvotního návrhu konstrukce při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0–255 MPa)

Po provedení dvou simulací byla nalezena slabá místa prvotního návrhu konstrukce, kde dochází k nebezpečné koncentraci napětí, které by vedlo k poškození nebo dokonce zničení konstrukce. Zvláště slabá se konstrukce ukázala proti působení dostředivých sil působících na konstrukci při průjezdu zatáčkou. Bude proto nutné konstrukci příčně vyztužit pomocí větších žebek a dalších příčných výztužných profilů.

6.6 PRVNÍ NÁVRH ÚPRAVY KONSTRUKCE RÁMU

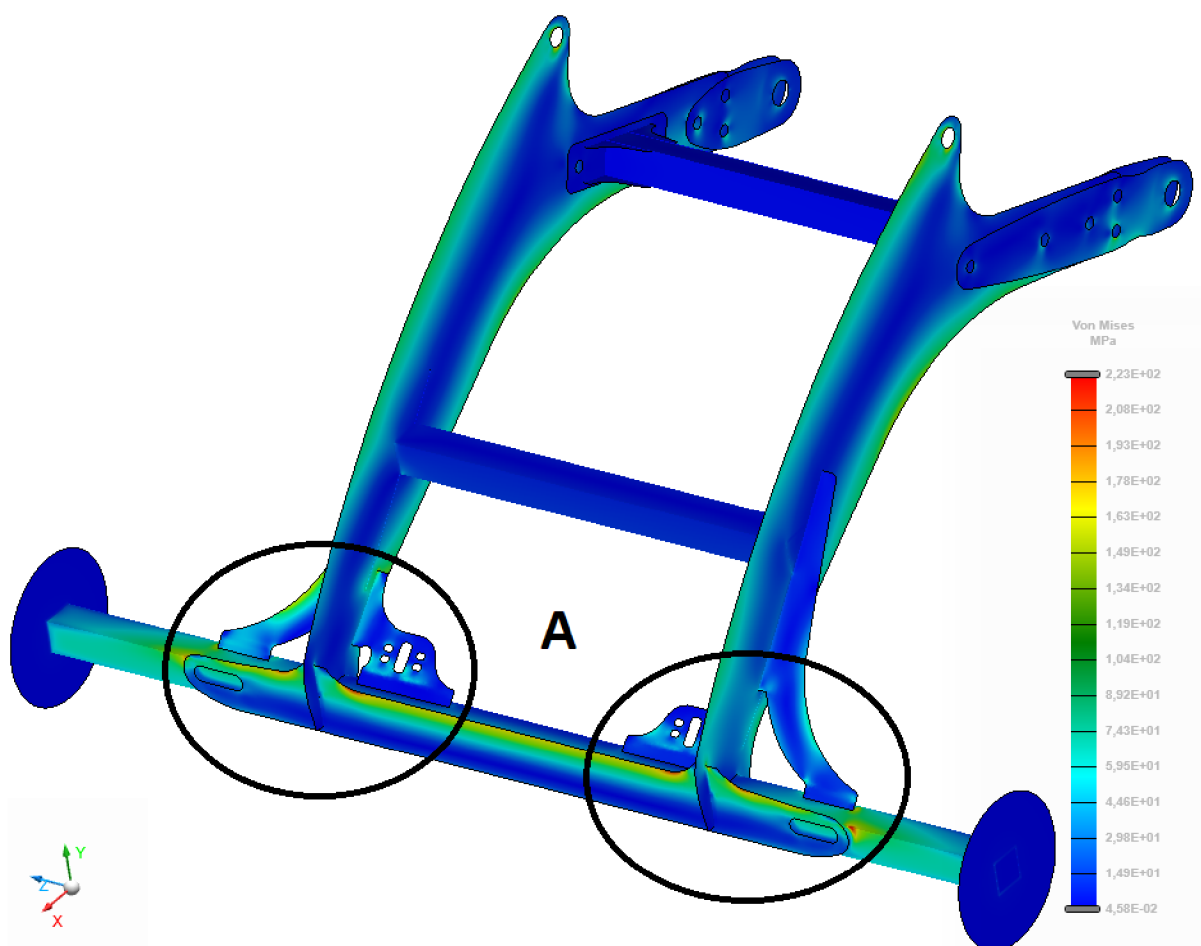
Při úpravách návrhu konstrukce byl kladen důraz na optimalizaci oblastí koncentrace napětí zjištěných z předchozích simulací. Nejkritičtější bodem se ukázaly svarové spoje hlavních nosných plechů s příčným čtvercovým profilem. Vnější výstužné plechy (Obrázek 26-4) byly prodlouženy z důvodu lepší distribuce napětí z míst svaru příčného nosníku s hlavními nosnými plechy. Na spodní části žebér došlo ke zmenšení styčné plochy žebra s profilem nápravy z důvodu snížení tuhosti žebra. Došlo k posunu příčného nosníku blíže směrem k nápravě. Upraveny byly taktéž vnitřní výstužné plechy pro uchycení brzdových válců. Došlo ke změně tvaru a snížení tloušťky žebér z 15 mm na 12 mm. Na zadní pásnici byly vytvořeny plynulejší přechody pro lepší rozložení napětí v místě zesílení pásnice. Na jejím konci byly vytvořeny kapsy pro svaření s profilem nápravy. V horní části byla přidána montovaná svařovaná výztuha, která je přišroubována pomocí šroubů M24 skrze hlavní nosné plechy k příložným plechům. Konstrukce výztuhy se skládá z nosníku čtvercového profilu o rozměru 80 x 80 x 8 mm. Z obou stran je k profilu přivařen plech tloušťky 20 mm, ve kterém jsou vytvořeny otvory pro spojení s nosnými plechy. Výztuha je opatřena žebry tloušťky 8 mm ve tvaru písmene L z důvodu ochrany svarů mezi plechem a čtvercovým profilem. Materiálem pro výztuhu byla zvolena konstrukční ocel. Vnější příložné plechy byly zvětšeny, aby mohly lépe přenášet dostředivou sílu a odlehčila se tak horní oka čepového spojení s lineárními hydromotory.



Obrázek 26: První návrh úpravy svařence nápravy, 1 – hlavní nosné plechy, 2 – připojovací příložné plechové bočnice, 3 – vnitřní výstužné plechy, 4 – vnější výstužné plechy, 5 – zadní pásnice, 6 – nakupovaná náprava, 7 – příčný nosník čtvercového profilu, 8 – svařenec montované příčné výztuhy

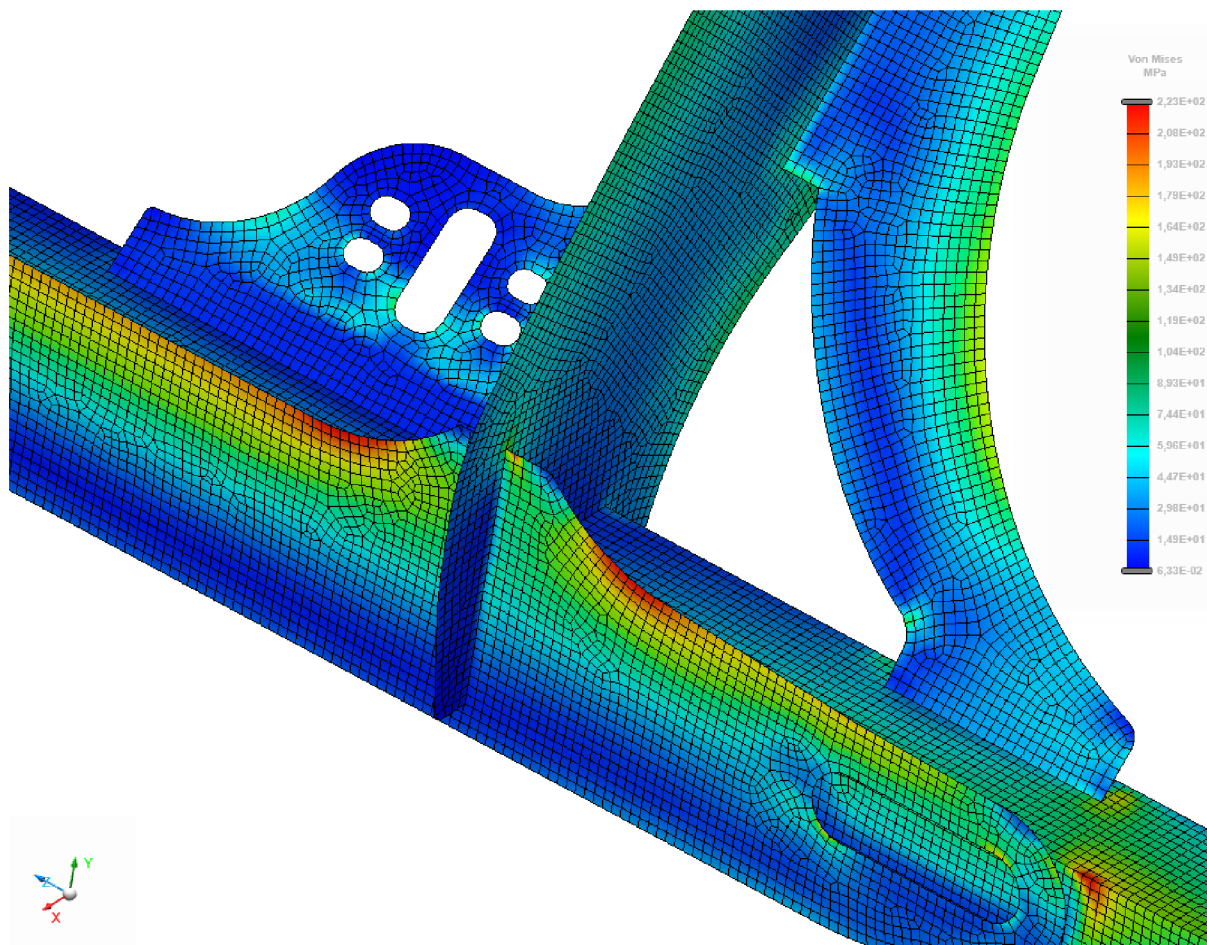
6.7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍ ANALÝZY UPRAVENÉHO RÁMU

Příprava výpočtu modelu se nijak neliší od přípravy prvotního modelu. Nový model měl díky přidaným komponentům větší počet prvků sítě, celkem 118 722 prvků. Okrajové podmínky zatěžování jsou shodné jako u prvotního modelu. Jak můžeme vidět na obrázku 27, při zatěžování konstrukce brzdnými silami jsou koncentrátoři napětí stále na zadní pásnici (Obrázek 27-A) v místě zesílení. V konstrukci však došlo k celkovému snížení maximálního napětí v konstrukci o téměř 100 MPa.



Obrázek 27: Zobrazení koncentrace napětí na upravené konstrukci nápravy při brždění, A – místa koncentrace napětí ve svarových spojích zadní pásnice, rozsah zobrazení napětí (0–223 MPa)

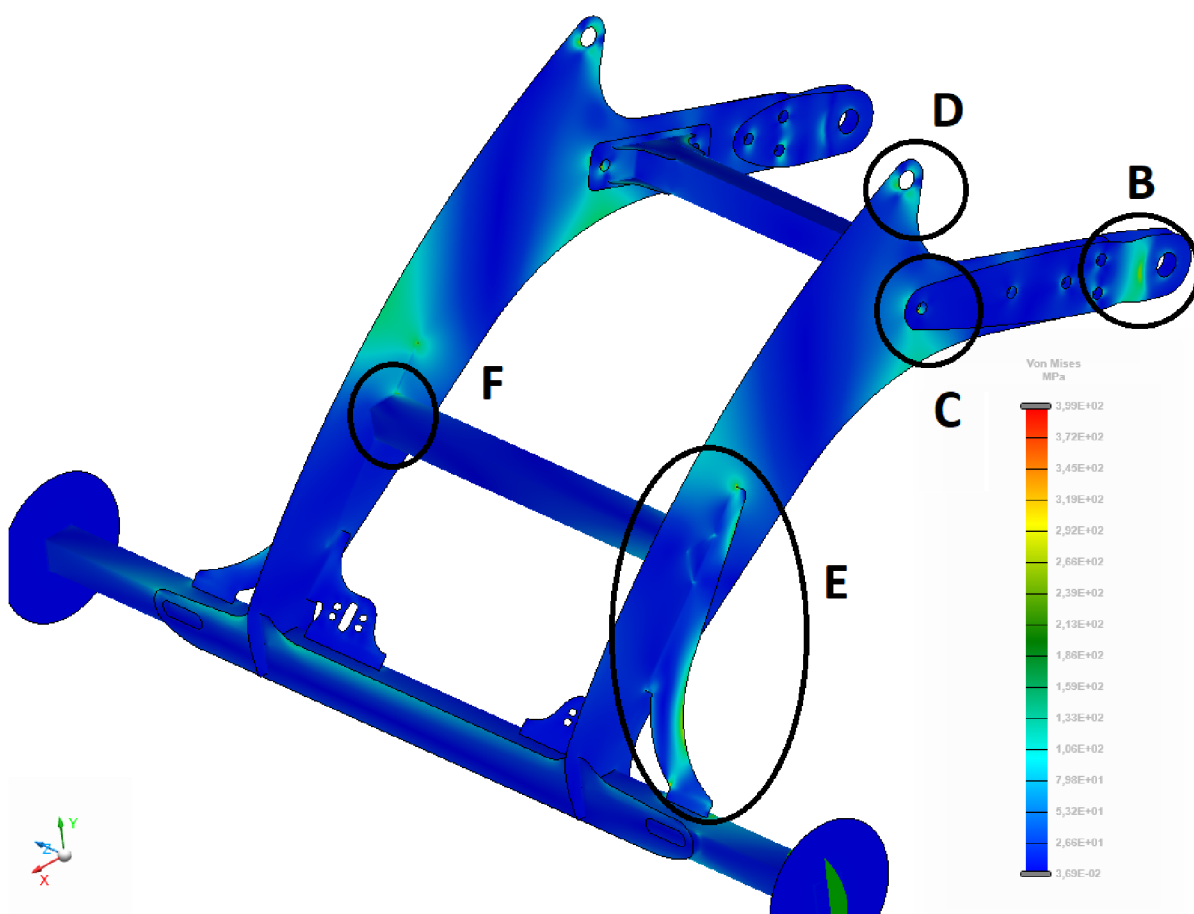
Při pohledu na detail oblasti koncentrací napětí (Obrázek 28), pozorujeme, že z důvodu vytvoření kapsy v pásnici pro přídavný svár k profilu nápravy vznikla na místě svaru nejbližší k bubnu oblast zvýšeného napětí. Toto napětí dosahuje hodnot okolo 220 MPa, což je hodnota nižší než maximální dovolené napětí ve svaru. Zároveň došlo ke snížení napětí na pásnici mezi hlavními nosnými plechy. Koncentrátoři napětí v místech přechodu pro zesílení v místě svaru pásnice s nosnými plechy přetrvávají, jejich hodnota však byla snížena a pohybuje se okolo 220 MPa. Tato hodnota napětí je již vhodná pro použití běžné konstrukční oceli s dovoleným napětím 237 MPa. Došlo také ke snížení napětí ve vnitřních žebrech. Nenachází se na nich již žádná oblast vysokého napětí. Nejvíce jsou žebra namáhána v oblasti svaru s nosným plechem, kde hodnota napětí dosahuje hodnot okolo 160 MPa.



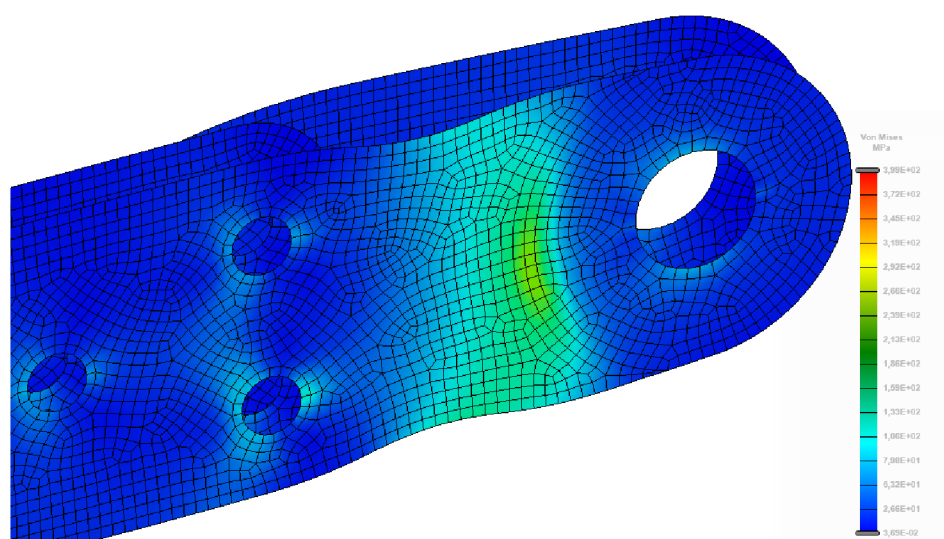
Obrázek 28: Detail koncentrací napětí na zadní pásnici při brždění upraveného návrhu konstrukce, rozsah zobrazení napětí (0–223 MPa)

Z výsledků simulace zatížení konstrukce při průjezdu zatačkou je patrné, že změny v konstrukci měly vliv na změny velikostí koncentrací napětí v konstrukci. I přesto zůstávají na konstrukci místa (Obrázek 29) s vysokou koncentrací napětí. Koncentrace napětí v místě B, jejíž detail můžeme vidět na obrázku 30, je způsobena prodloužením bočnice a tím přenesením napětí ze šroubových spojů do blízkosti dotyku příložného plechu s okem na středním rámu. Napětí v bočnici dosahuje hodnoty přibližně 270 MPa. Bočnice bude vyrobena z vysokopevnostní oceli. Jde tedy o bezpečné napětí.

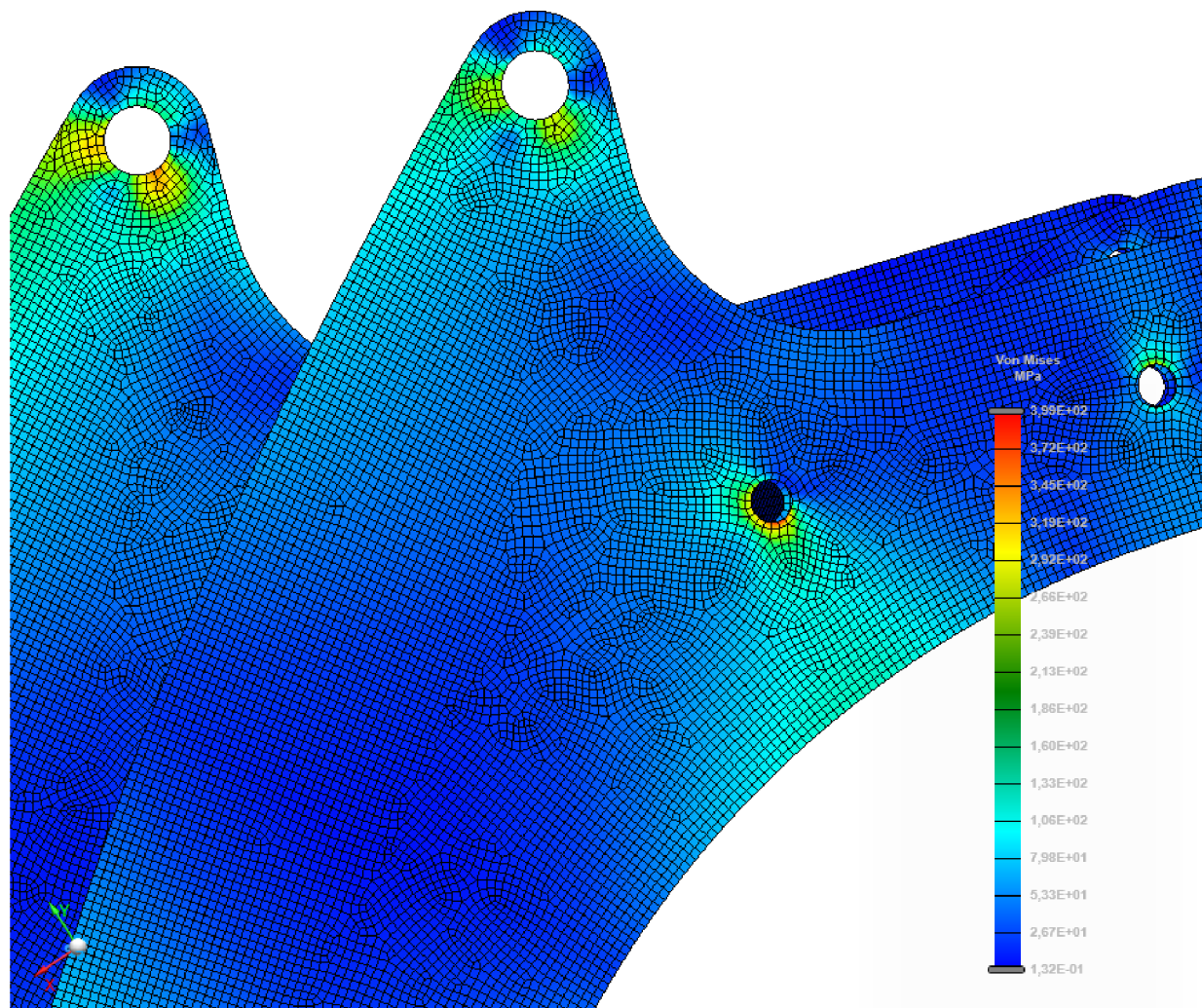
Koncentrace v místech C a D detailně vyobrazené na obrázku 31 jsou oblasti poblíž zavedených náhrad. Hodnoty napětí tak v těsné blízkosti těchto náhrad nelze s jistotou určit, jak již bylo zmíněno dříve. Napětí v místě náhrady šroubového spoje prodloužené bočnice s příčnou výztuhou dosahuje místy hodnot 380 MPa, což jsou hodnoty pod stanoveným dovoleným napětím jak pro šrouby pevnostní třídy 8.8, tak pro vysokopevnostní ocel. Velikost napětí poblíž čepového spoje nosných plechů a přímých hydromotorů se však stále pohybuje blízko maximálního dovoleného napětí v čepu. U levého oka pak tuto hodnotu i mírně převyšuje. Pokud má být zachována bezpečnost 1,5 pro všechny součásti konstrukce, bude muset dojít k další úpravě konstrukce pro snížení napětí v okolí ok.



Obrázek 29: Zobrazení koncentrace napětí na upraveném návrhu konstrukce nápravy při průjezdu zatáčkou, B – místo koncentrace napětí v blízkosti náhrady kontaktu oka na středním rámu, C – místo koncentrace napětí v blízkosti náhrady šroubového spoje příložného plechu a přidavné výtzuhy s nosným plechem, D – koncentrace napětí v okolí horního oka nosného plechu, E – koncentrace napětí ve vnějším žebru a svarovém spoji žebra s nosným plechem, F – koncentrace napětí v místě svarového spoje příčného výtzužného profilu a nosného plechu, rozsah zobrazení napětí (0–399 MPa)

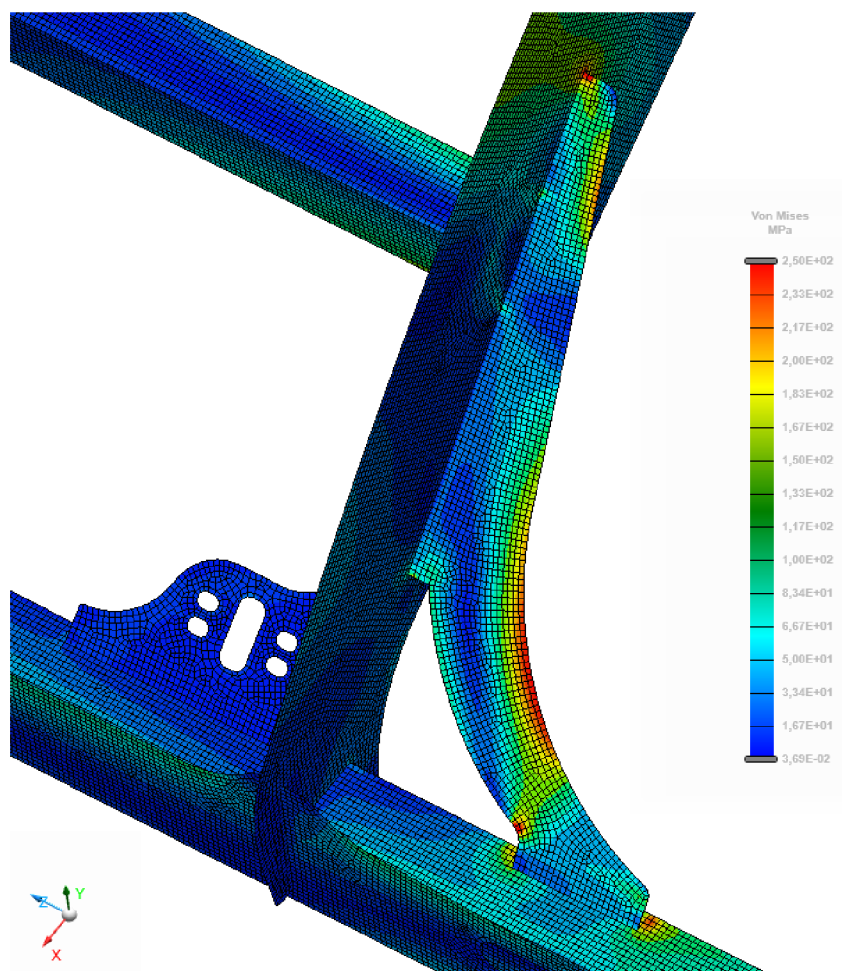


Obrázek 30: Detail koncentrace napětí v příložném spojovacím plechu v oblasti náhrady kontaktu s okem středního rámu, rozsah zobrazení napětí (0-399 MPa), plná velikost obrázku v příloze III

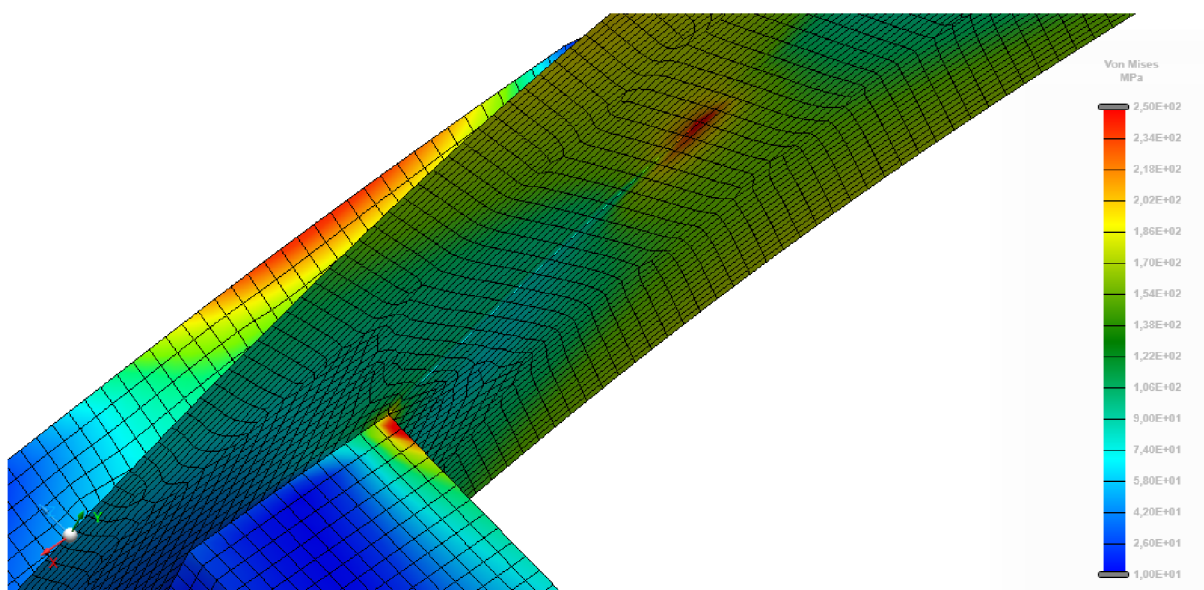


Obrázek 31: Detail koncentrace napětí v horních okách nosných plechů a v místě šroubového spoje prodloužených bočních plechů a svařované příčné výtzuhy (z důvodu zobrazení napětí v blízkosti šroubového spoje je bočnice zneviditelněna), rozsah zobrazení napětí (0-399 MPa)

V oblasti svarového spoje vnějšího žebra s hlavním nosným plechem, jak můžeme vidět na obrázku 32, i přes jeho úpravy tvaru, které vedly k rozložení napětí po rádiu žebra, vznikají v koncích svarových spojů oblasti se zvýšeným napětím, a to jak na jeho počátku, tak i na konci. Stejně tak tomu je i ve svaru spojení bočnice a profilu nápravy. Napětí v tomto spoji však nepřevyšuje maximální stanovenou hodnotu. Problematická je oblast v horním okraji žebra, kde stále přetrvává napětí, které by vedlo k poškození svaru v této oblasti. Zvětšení žebra se ukázalo jako nedostatečné pro snížení napětí v tomto bodě pod dovolenou hodnotu. V oblasti spojení původní příčné výtzuhy s nosnými plechy, jak je vidět na obrázku 33, se v rozích čtvercového profilu i nadále objevují koncentrátoři napětí, jejichž hodnoty jsou stále vyšší než hodnoty dovolené.

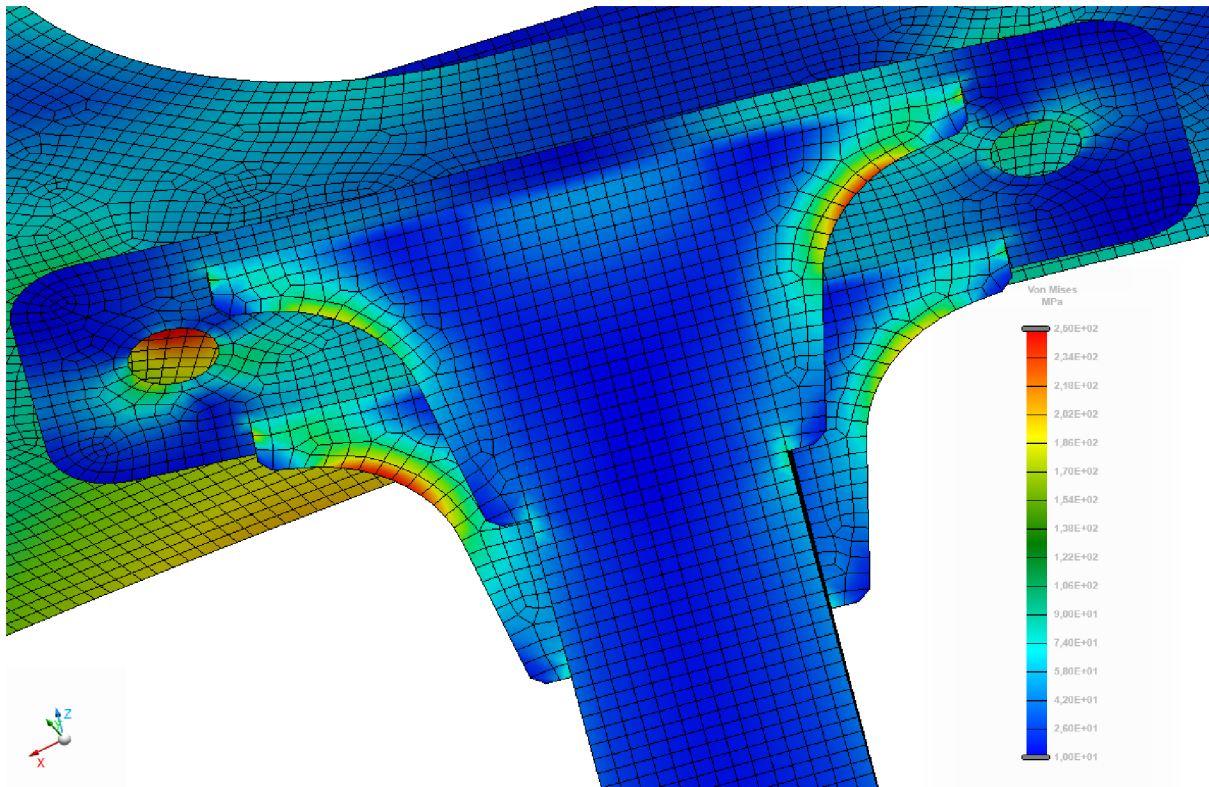


Obrázek 32: Zobrazení napětí na vnějším výztužném žeburu upravené konstrukce nápravy pro zatěžování při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-250 MPa), škála stupnice byla upravena, aby byla zřetelněji viditelná místa s nebezpečným napětím ve svarových spojích konstrukce



Obrázek 33: Zobrazení napětí ve svařovaném spojení příčné výztuhy s levým nosným plechem upravené konstrukce pro zatěžování při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-250 MPa)

Po provedení simulace byla také věnována pozornost tvorbě napětí na přídatné příčné výztuze. Jak je vidět na obrázku 34, nejvíce namáhanými oblastmi jsou rádie žeber. Napětí v těchto místech se pohybuje v blízkosti maximálního stanoveného dovoleného napětí 237 MPa pro konstrukční ocel. Proto je nutné zvážit úpravu tvaru těchto žeber, popřípadě použití vysokopevnostní oceli pro tato žebra.

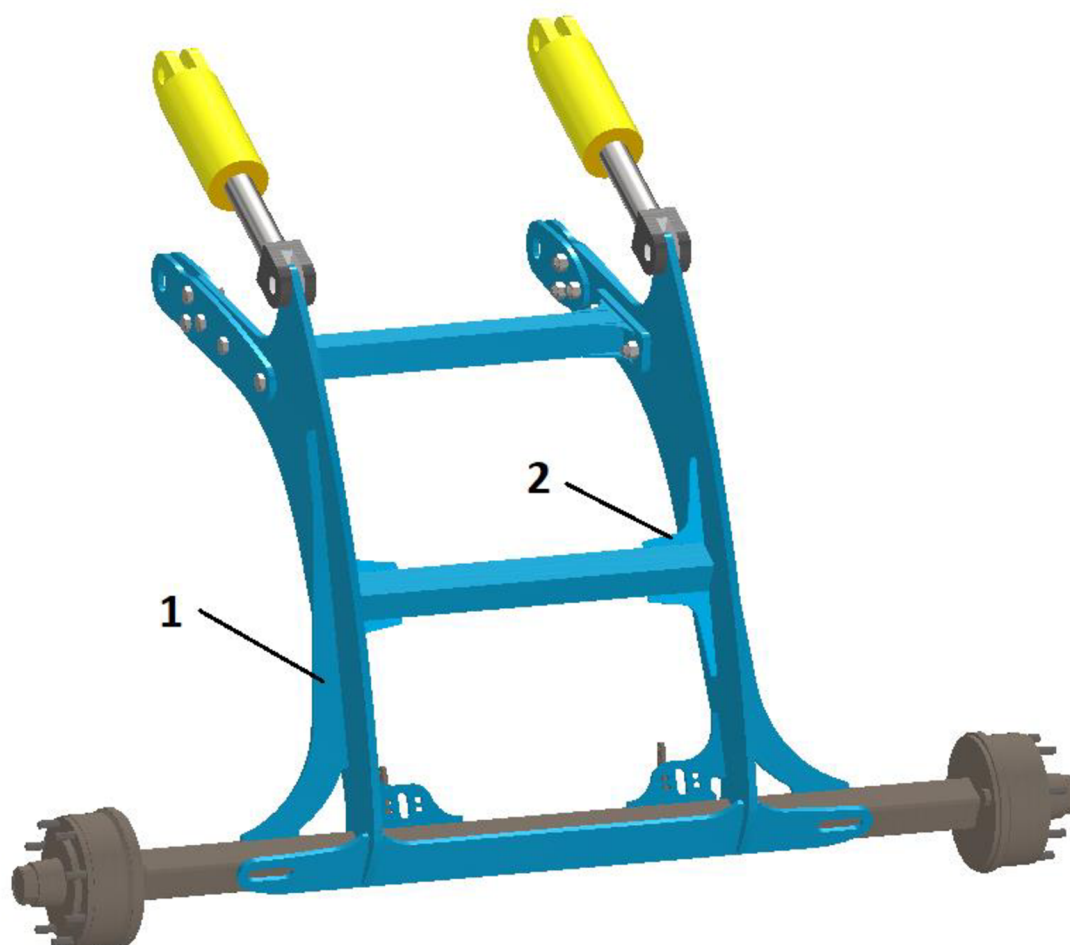


Obrázek 34: Zobrazení kritických míst napětí svařence montované příčné výztuhy při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-250 MPa)

Z provedené analýzy vyplývá, že změnou konstrukce se nepodařilo odstranit všechna kritická místa původní konstrukce. Při zatížení simulujícím průjezd zatáčkou se v konstrukci vyskytují místa, kde se hodnoty napětí těsně přibližují maximálním zvoleným hodnotám pro dané materiály nebo je i mírně převyšují. Zejména pak ve střední části konstrukce, v oblasti konce vnějších výztužných žeber a ve spojení čtvercového profilu s nosnými plechy.

6.8 DRUHÝ NÁVRH ÚPRAVY KONSTRUKCE RÁMU

Ve druhém návrhu úprav rámu jsme se zaměřili především na střední část rámu. Vnější žebra (Obrázek 35-1) byla opět prodloužena o dalších 250 mm ve stejné světlé výšce, aby byla zlepšena boční tuhost a zmenšilo se tak napětí ve svarech s hlavním nosným plechem, ale zároveň nebyla ovlivněna spodní část žebra a nedošlo tak k přesměrování napětí ze žebra na profil nápravy. V oblasti rohů svařované příčné vzpěry byla přivařena žebra pro ochranu svarového spoje. Žebra byla vymodelována z plechu tloušťky 8 mm. Koncentrace na žebrech přídatné příčné výztuhy nelze řešit jejich zvětšením v důsledku zachování prostoru pro montáž šroubového spoje. Zvoleno bylo tedy řešení použít vysokopevnostní ocel jako materiál žebra. S horním závěsem nebyly prováděny žádné úpravy. Předpokládá se, že zvětšení vnějších žeber bude mít také kladný dopad na snížení koncentrace napětí v okolí horních ok čepového uložení.

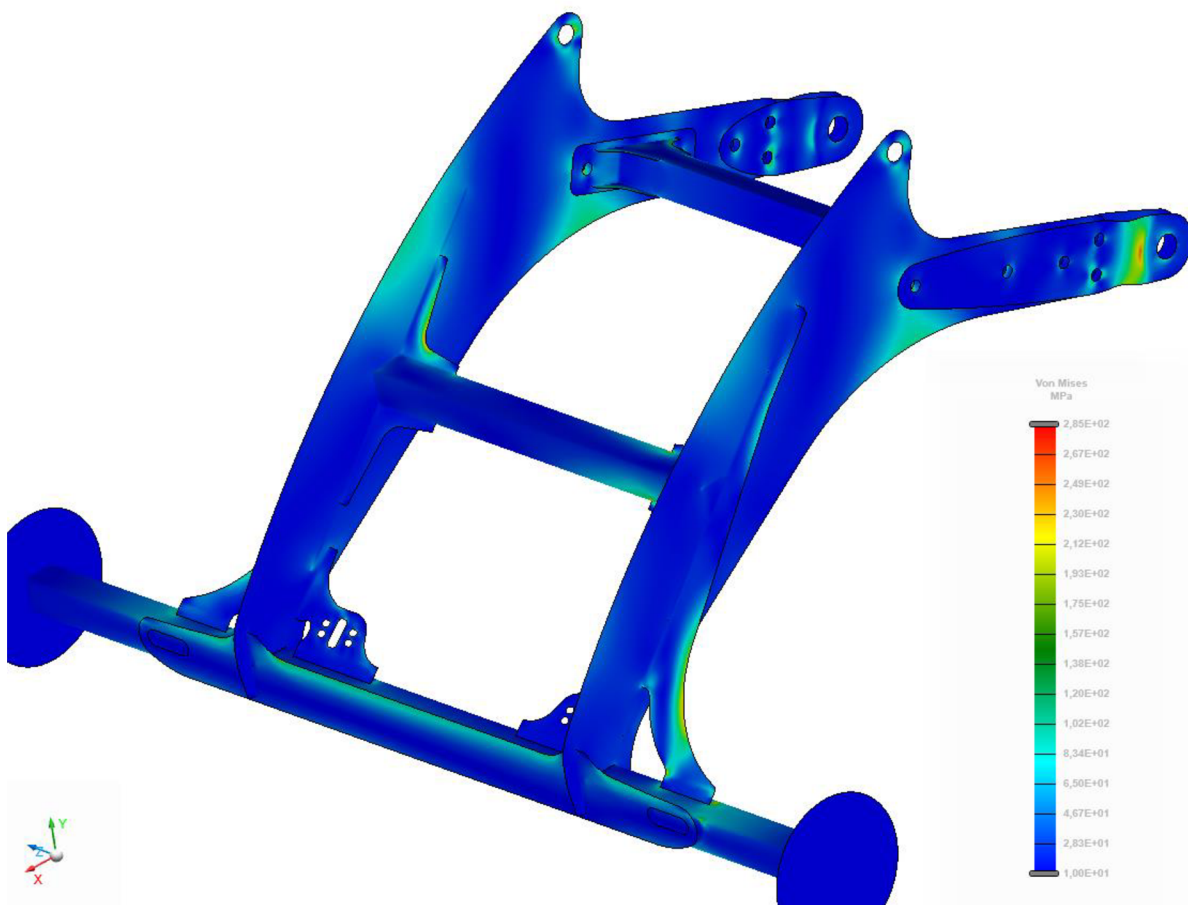


Obrázek 35: Druhá verze úprav nápravy, 1 – prodloužený tvar vnějších výztužných žebër, 2 – přidaná žebra pro ochranu svaru nosných plechů a příčného profilu

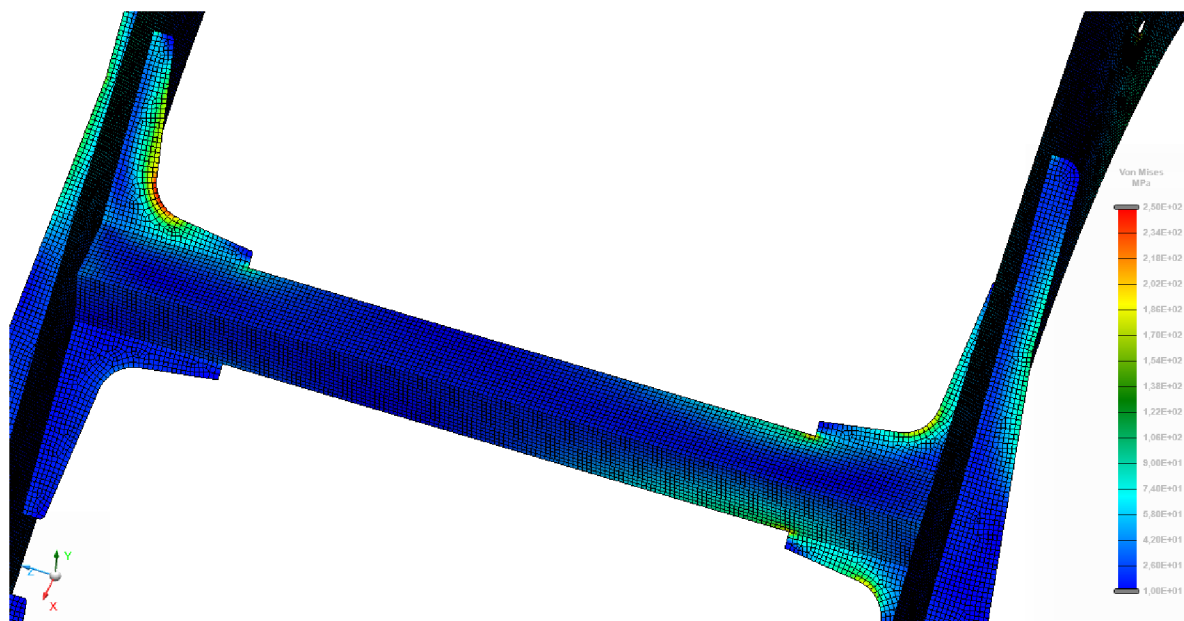
6.9 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍ ANALÝZY UPRAVENÉHO RÁMU

Příprava modelu probíhala shodně jako u dvou předešlých simulací. Jediným rozdílem bylo drobné navýšení prvků sítě na hodnotu 121 218 prvků. Hodnota aspect ratio nepřekročila hodnotu 3. Při simulaci zatížení nápravy při brzdění dostáváme stejné výsledky jako u předchozího návrhu konstrukce. Napětí je opět situováno na zadní pásnici a v místech svaru pásnice s profilem nápravy s maximálními hodnotami nepřevyšujícími 230 MPa.

Z výsledků simulace zatížení při průjezdu zatáčkou (Obrázek 36) je patrné že došlo k výraznému snížení napětí v kritických bodech. Maximální hodnota napětí v konstrukci se snížila na hodnotu 285 MPa. Tato hodnota je na nosném plechu v blízkosti otvoru pro šroubový spoj. Hodnota napětí je však jak pro šrouby, tak pro plech vyrobený z pevnostní ocele bezpečná. Jak bylo předpokládáno, změna tvaru bočnic měla pozitivní vliv na napětí v okolí horních ok, kde hodnota klesla k nynějším lokálním maximům dosahujíc 220 MPa. Napětí na bočním příložném plechu také nepatrně pokleslo.



Obrázek 36: Zobrazení rozložení napětí po provedení druhé úpravě konstrukce nápravy při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-285 MPa)



Obrázek 37: Detail koncentrace napětí ve výstužných žebrech při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-285 MPa), plná velikost v příloze IV

Při bližším pohledu na koncentraci napětí v přidaných žebrech (Obrázek 37) pozorujeme napětí na těle žebra, která dosahují k hodnotám přes 250 MPa. Pro materiál žebra se tedy využije vysokopevnostní ocel, aby byla zaručena stanovená bezpečnost konstrukce. Napětí v místě svarů žeber a příčného profilu nepřekračují hodnotu 230 MPa. Napětí je tedy pod stanovenou maximální hodnotou.

Po provedení poslední výpočtové simulace za podmínky, že výstužná žebra v místě spojení a nosných pechů a příčného profilu a žebra na montované příčné výztuze budou z vysokopevnostní oceli místo dříve uvažované běžné konstrukční oceli, všechny komponenty splňují stanovená maximální dovolená napětí pro daná zatížení jak při brždění, tak při průjezdu zatáčkou.

ZÁVĚR

Úvodní část této práce popisuje důvod vzniku a technický popis jednotlivých částí konstrukce poloneseného dlátového kypriče s ohledem na funkci brzděné nápravy při práci stroje a jeho transportu po pozemních komunikacích. V rámci rešeršní části práce jsou řešeny legislativní požadavky, které musí stroj splňovat, aby mohl být provozován na pozemních komunikacích nejen na území České republiky, ale i celé Evropské unie. Dále je zde popsán průběh brzdových zkoušek pro získání certifikace stroje. Rešerše se také zaměřuje na popis typů především bubnových kolových brzd a popisem druhů brzdových soustav používaných pro přípojná vozidla v zemědělství.

Další část je věnována návrhu brzdové soustavy dle stanovených parametrů stroje a výsledků z rešeršní části. Z ekonomických důvodů bylo pro návrh voleno maximální množství již hotových nakupovaných dílů. Pro vypočtené brzdové momenty byly zvoleny brzdy jako celek s celou nápravou. Následně byl vypočten potřebný ovládací moment těchto brzd, na jehož základě byly zvoleny brzdové válce. Výpočet pro návrh brzd a brzdových válců proběhl pro dva uvažované stavy stanovené legislativou, a to pro dynamické brždění a pro stání na nakloněné rovině. Návrh konstrukce počítá s použitím dvojčinných brzdových válců, které zastávají funkci jak brzd provozních, tak brzd parkovacích. Toto řešení tak odbourává potřebu konstrukce separátní parkovací brzdy. Po zvolení dílů byl proveden kontrolní výpočet zjištění nadimenzování soustavy. Bylo vypracováno schéma zapojení soustavy včetně kusovníku všech volených dílů. V rámci návrhu byla provedena analýza rizik FMEA pro odhalení vad a nebezpečí které by mohly vzniknout v průběhu montáže brzdové soustavy na stroj. Pro zjištěná rizika, která byla odhalena, byla navržena řešení pro snížení jejich dopadů.

Druhá část práce se věnuje pevnostní analýze návrhu svařované konstrukce nápravy metodou konečných prvků provedené pomocí programu MCS Apex Jaguar. Nejdříve byly stanoveny hodnoty zatěžujících sil a hodnoty dovolených napětí pro jednotlivé prvky konstrukce. Pro potřeby simulace byl vytvořen v programu Autodesk Inventor zjednodušený objemový model, ze kterého byl v programu MSC Apex vytvořen skořepinový výpočtový model, pro který byly stanoveny okrajové podmínky simulace a dva zatěžovací stavy. Stav, při kterém bylo simulováno dynamické brždění stroje, a stav kdy byl simulován průjezd zatáčkou. Z výsledků simulace bylo odhaleno několik oblastí koncentrací napětí jejichž hodnoty přesahovaly hodnoty dovolené. Ukázalo se, že konstrukce nevyhovuje ani pro jeden zatěžovací stav a bylo přistoupeno k úpravě konstrukce. Po změnách v konstrukci byla provedena další pevnostní analýza se stejnými okrajovými podmínkami a zatěžovacími stavy. Z výsledků druhé analýzy bylo zjištěno, že upravená konstrukce již vyhovuje pro zatížení při dynamickém brždění. Změny konstrukce však nebyly dostatečné pro snížení napětí pod dovolené hodnoty v oblastech koncentrace napětí při simulaci pro zatížení při průjezdu zatáčkou. Byla tedy provedena druhá úprava konstrukce zaměřená na snížení napětí v odhalených oblastech. Po opětovné analýze již celá konstrukce splňovala všechny stanovené hodnoty napětí pro všechny zatěžovací stavy. Na závěr byla vypracována výrobní dokumentace sestavy konstrukce a jednotlivých svařovaných dílců.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HŮLA, Josef a Blanka PROCHÁZKOVÁ. *Minimalizace zpracování půdy*. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN isbn978-808-6726-281.
- [2] HŮLA, Josef. *Dopad netradičních technologií zpracování půdy na půdní prostředí: uplatněná certifikovaná metodika*. 1. Praha: Výzkumný ústav zemědělské techniky, 2010. ISBN isbn978-80-86884-53-0.
- [3] HŮLA, Josef a Václav MAYER. *Technologické systémy a stroje pro zpracování půdy*. Vyd. 1. Praha: Institut výchovy a vzdělávání Ministerstva zemědělství ČR, 1999. Mechanizace (modrá ř.). ISBN isbn80-710-5187-x.
- [4] KÖLLER, Karlheinz a Christian LINKE. *Úspěch bez pluhu*. 1. vyd. Praha: Zemědělský týdeník, 2006. ISBN 80-87002-00-8.
- [5] Dlátový kypřič Fantom CLASSIC. In: *Farmet.cz* [online]. [cit. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.farmet.cz/cs/dlatovy-kypric-fantom-classic>
- [6] Brzděná náprava na kypřiči společnosti Farmet. In: *Farmet.cz* [online]. [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: <https://www.farmet.cz/cs/novinky/2020-02-nezapomente-vcas-pripravit-stroje-na-sezonu>
- [7] ČESKÁ REPUBLIKA. *Vyhláška č. 341/2014 Sb.: Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. In: . Praha: Tiskárna Ministerstva vnitra, 2020, Částka č.180/2020 Sb.
- [8] Zkoušené výrobky - Připojné, nesené stroje a nástavby. In: *Státní zkušebna strojů a.s.* [online]. [cit. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.statnizkusebna.cz/>
- [9] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) č. 167/2013 ze dne 5. února 2013: o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly. In: . 2013. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:32013R0167>
- [10] NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) 2015/68 ze dne 15. října 2014: kterým se doplňuje nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, pokud jde o požadavky na brzdění vozidel pro účely schvalování zemědělských a lesnických vozidel. In: . 2014. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:32015R0068&qid=1643235156787>
- [11] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2018/858 ze dne 30. května 2018: o schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla a o dozoru nad trhem s nimi, o změně nařízení (ES) č. 715/2007 a č. 595/2009 a o zrušení směrnice 2007/46/ES. In: . 2018. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/cs/TXT/?uri=CELEX%3A32018R0858>

- [12] LIMPERT, Rudolf. *Brake Design and Safety*. Second Edition. Printed in the United States of America: Society of Automotive Engineers. Inc. Warrendale, Pa., 1999. ISBN 1-56091-915-9.
- [13] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. ISBN isbn80-86726-15-0.
- [14] *FMEA Analýza příčin a důsledků* [online]. In: . [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.svetproduktivity.cz/slovník/FMEA-Analyza-pricin-a-dusledku.htm>
- [15] FMEA – Vyhodnocení rizik. In: *Lean Six Sigma: Consulting company* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://lean6sigma.cz/fmea/>
- [16] Cam Brakes and automatic Slack Adjustersm: Supersedes Maitenance Manual 4B, Atomic Slack Adjusters. In: *Axletech.com* [online]. [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: <https://www.axletech.com/at-admin/resources/Manuals/mm-4.pdf>
- [17] *Wedge Brakes: Maintenance Manual No. 4R* [online]. In: . [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: <http://manuals.chudov.com/Grove-Rough-Terrain-Crane/Meritor-Wedge-Brakes.pdf>
- [18] *Disc brake, Tractor & Construction Plant Wiki* [online]. In: . [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://tractors.fandom.com/wiki/Disc_brake
- [19] RIGID AXLES CATALOGUE. In: *Adrosie.pl* [online]. [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <http://www.adrosie.pl/wp-content/uploads/2016/07/ADR-Rigid-Axles-Catalogue.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

EU		Evropská unie
ZTP		základní technický popis
COC		Certificate of conformity
FMEA		Failure Mode and Effect Analysis
RNP		Risk priority Number
F_O	[N]	setrvačná síla
F_G	[N]	gravitační síla
F_B	[N]	brzdná síla
F_{RN}	[N]	reakční síla na nápravu
F_{RT}	[N]	reakční síla na závěs traktoru
m_n	[kg]	zatížení nápravy
g	[m·s ⁻²]	gravitační tíhové zrychlení
F_{Bmax}	[N]	maximální brzdná síla
μ	[-]	součinitel adheze
M_B	[Nm]	celkový brzdový moment
r_k	[m]	poloměr kola
M_{Bk}	[Nm]	brzdový moment na kole
F_{BP}	[N]	brzdná síla parkovacích brzd
F_{RNP}	[N]	reakční síla na nápravu
F_{RP}	[N]	reakční síla na podpoře
A	[°]	úhel sklonu vozovky
F_{Gy}	[N]	gravitační síla ve směru y
F_{BPmax}	[N]	maximální brzdná síla parkovacích brzd
M	[kg]	hmotnost stroje
F_{Gx}	[N]	gravitační síla ve směru x
M_{BP}	[Nm]	brzdový moment parkovacích brzd
r_S	[m]	statický poloměr kola
M_{Bpk}	[Nm]	brzdový moment parkovací brzdy na kole
F_P	[N]	síla brzdového válce
a	[m]	rozměr ramene brzdové vačky
b	[m]	vnitřní rozměr brzdy

C	[m]	vnitřní rozměr brzdy
L	[m]	délka brzdové páky
F	[-]	součinitel tření mezi bubnem a čelistí brzdy
D_2	[m]	vnitřní průměr bubnu
M_{BV}	[Nm]	kroučící moment vačky při dynamickém brždění
M_{BVP}	[Nm]	kroučící moment vačky pro ruční brzdu
M_{BkV}	[Nm]	kroučící moment vačky od brzdového válce při dynamickém brždění
M_{BPV}	[Nm]	kroučící moment vačky od pružiny ruční brzdy válce
F_{PP}	[N]	síla parkovací pružiny brzdového válce
σ_{sk}	[MPa]	maximální dovolené napětí konstrukční oceli
R_{ek}	[MPa]	minimální mez kluzu konstrukční oceli
k_s	[-]	koeficient bezpečnosti
σ_{SS}	[MPa]	maximální dovolené napětí svařovacího drátu
R_{es}	[MPa]	minimální mez kluzu svařovacího drátu
σ_{sp}	[MPa]	maximální dovolené napětí vysokopevnostní oceli
R_{ep}	[MPa]	minimální mez kluzu vysokopevnostní oceli
$\sigma_{sč}$	[MPa]	maximální dovolené napětí čepu
$R_{eč}$	[MPa]	minimální mez kluzu čepové oceli
$\sigma_{sš}$	[MPa]	maximální dovolené napětí ve šroubu
$R_{eš}$	[MPa]	minimální mez kluzu šroubů
F_d	[N]	dostředivá síla
a_d	[m·s ⁻²],	dostředivé zrychlení
v_o	[m·s ⁻¹],	maximální konstrukční rychlost stroje
R	[m]	poloměr zatáčky

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha I Vyhotovená analýza rizik FMEA pro montáž brzdové soustavy
- Příloha II Zobrazení koncentrace napětí na zadní pásnici prvotního návrhu konstrukce
- Příloha III Detail koncentrace napětí v příložném spojovacím plechu
- Příloha IV Zobrazení koncentrace napětí ve výstužných žebrech druhé úpravy konstrukce

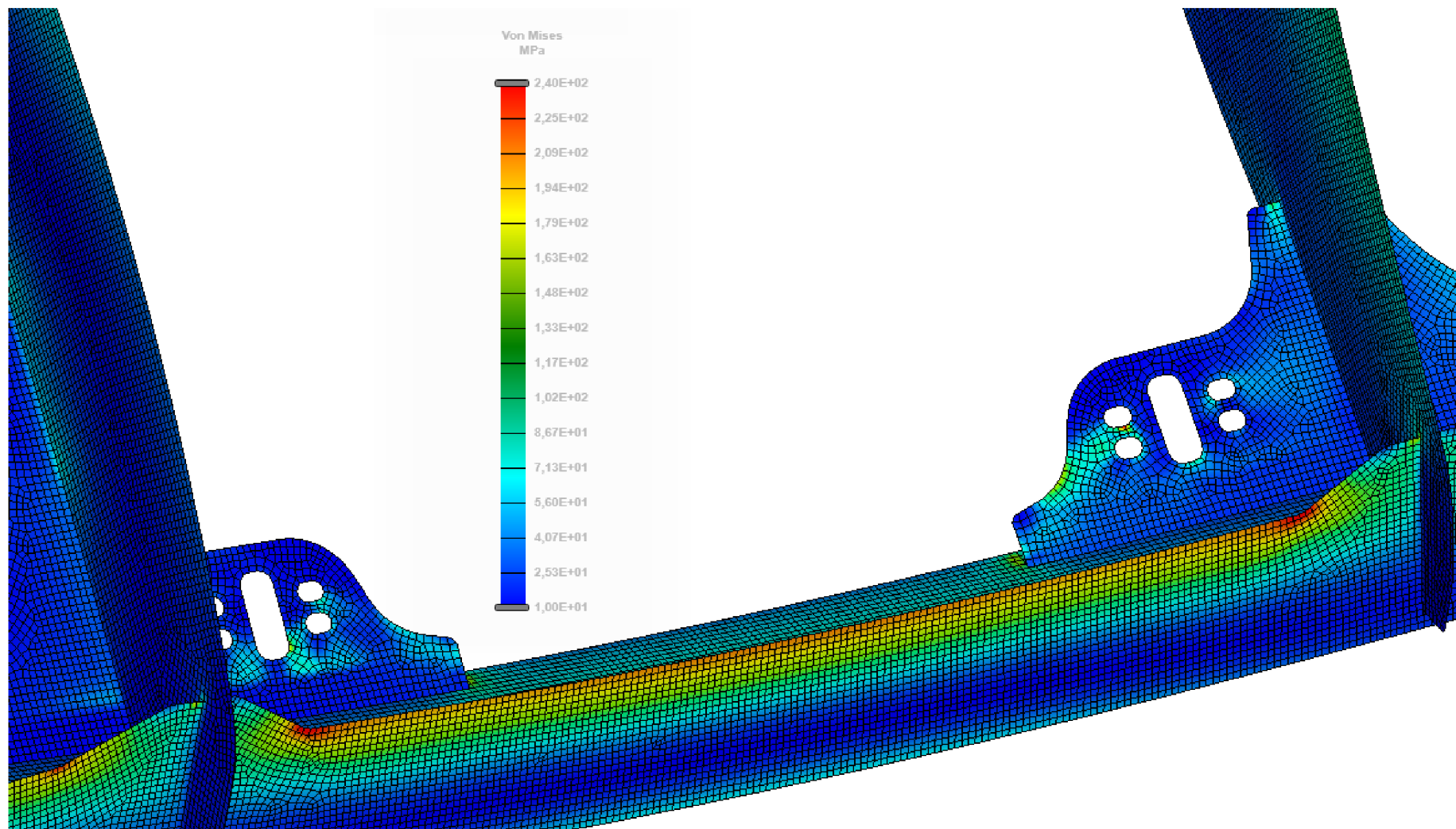
SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

- DP-2022-001 Schéma zapojení brzd
- DP-2022-002 Sestava nápravy
- DP-2022-003 Svařence nápravy
- DP-2022-003 Svařence výztuhy

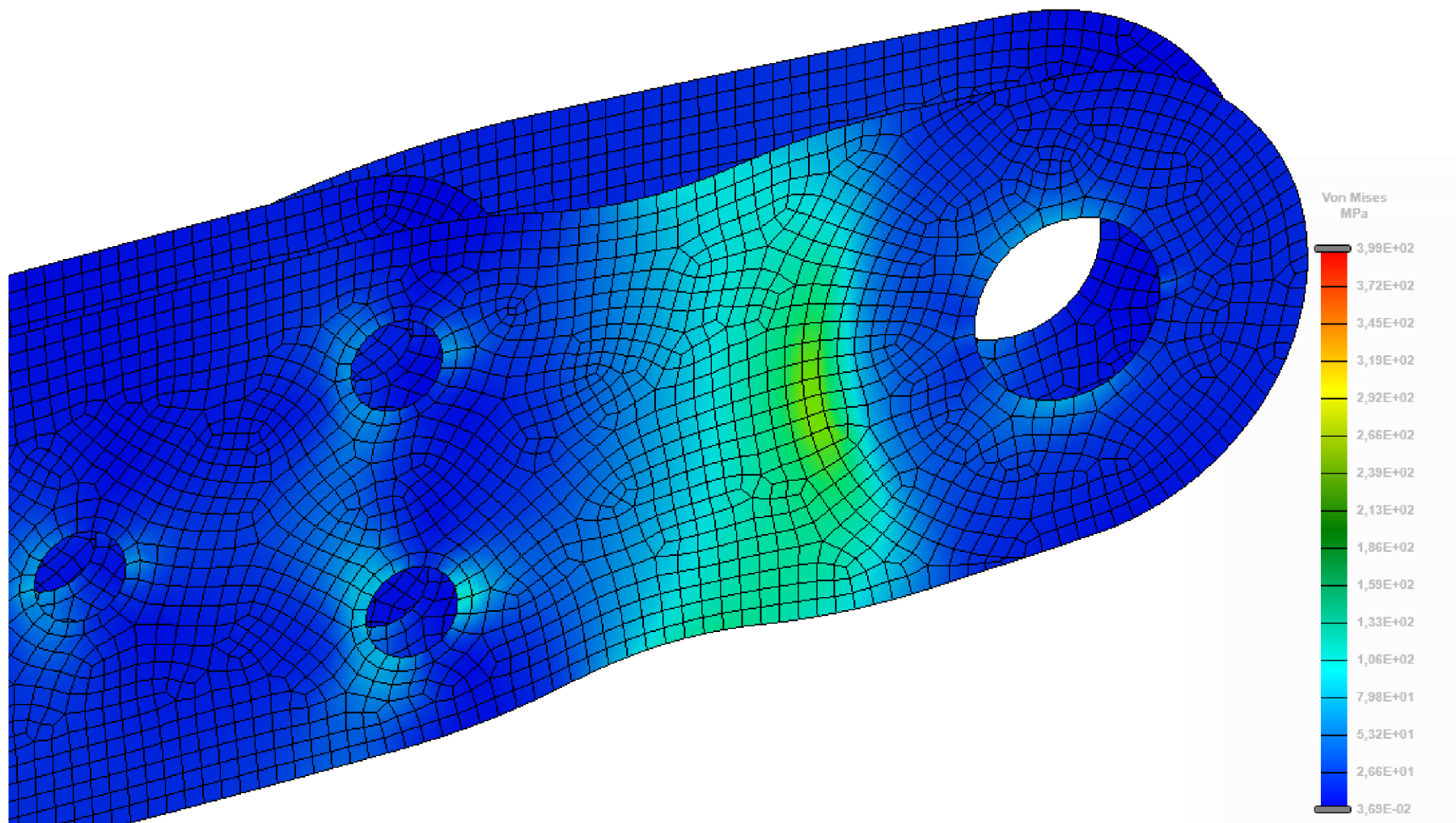
Proces	Možná vada	Možné následky vady	Význam	Možné příčiny chyby	Výskyt	Objevení chyby	Odhaditelnost	RPM	Provedená opatření	Význam	Výskyt	Odhaditelnost	RPM
Montáž rozvodných komponent	zjevné poškození komponent	nefunkčnost daných komponent	V4	transport na montážní hnízdo	P2	montážní dělník při montáži	O1	8	montážní postup, ve kterém je zakázáno montovat poškozené komponenty	V1	P2	O1	0
	neúplnost komponent	nefunkčnost daných komponent	V4	špatné vyskladnění součástí	P1	montážní dělník při montáži	O2	8	označení jednotlivých komponent pomocí čárových kódů	V3	P1	O1	4
	záměna za jinou součást	nefunkčnost soustavy	V4	špatné vyskladnění součástí	P1	montážní dělník při montáži	O2	8	montážní výkresy montovaných dílů	V3	P1	O1	4
	nesprávné uchycení na stroji	uvolnění součástí	V3	nedotažení šroubů	P3	výstupní kontrolor	O2	7	montážní výkresy montovaných dílů s přesným umístěním dílů	V3	P1	O1	4
Montáž brzdových válců	poškození těla válce	poškození funkce	V3	transport na montážní hnízdo	P1	montážní dělník při montáži	O1	4	montážní postup, ve kterém je zakázáno montovat poškozené komponenty				4
	nesprávné uchycení na stroji	nesprávný úhel na páce, nevyvinutí momentu	V3	více upínacích míst pro válec	P3	výstupní kontrolor	O2	7	montážní výkresy montovaných dílů s přesným umístěním dílů	V2	P2	O2	3
	špatně zvolená délka ramene páky	vyvinutí jiného momentu	V3	více možností uchycení	P2	výstupní kontrolor	O1	5	montážní výkresy montovaných dílů s přesným umístěním dílů	V3	P1	O1	4
	deformace brzdové tyče	zhoršení chodu válce	V3	chybná montáž	P1	žádné opatření	O3	6	pracovní postup na postupnou kompletaci válce a páky	V2	P1	O2	2
	nedodržení utahovacích momentů	uvolnění válců, ztráta brzdného účinku	V4	nesprávné utažení	P2	náhodná kontrola kontrolora	O3	10	stanovení utahovacích momentů na výkrese	V2	P1	O3	3

Zapojení vzduchových hadic	viditelné poškození hadice	netěsnost soustavy	V4	manipulace po závodě a neodborná montáž	P1	výstupní kontrola	O2	7	školení na manipulaci a montáž dílů, použití specifických manipulačních postupů	V1	O1	P1	0
	špatné zapojení hadic	nefunkčnost systému	V4	neznalost zapojení	P2	výstupní kontrola	O2	9	názorné schéma zapojení hadic na stroji s důrazem na kritická místa	V3	P1	O1	4
	nesprávné utažení hadic	netěsnost soustavy	V4	nesprávné utažení	P2	náhodná kontrola kontrolora	O2	9	stanovení utahovacích momentů na výkrese	V3	P1	O1	4
	nepoužití těsnění mezi hadicí a armaturou	netěsnost soustavy	V4	chyba montéra	P2	žádné opatření	O2	9	zdůraznění v postupové dokumentaci montáže, průběžná kontrola	V3	P1	O1	4
	nesprávné tažení hadic po stroji	poškození hadice, netěsnost soustavy	V4	chyba montéra	P2	výstupní kontrola	O1	8	vypracování schématu tažení hadic s detailním nákresem kritických míst	V2	O2	P2	3
Seřízení brzdové soustavy	neseřízení soustavy	nesprávná funkce	V4	chyba montéra	P1	zkouška brzd	O1	7	zavedení výstupního protokolu s danými hodnotami, které stroj musí splnit	V3	P1	O1	4
	nedostatečné seřízení	nesprávná funkce	V3	chyba montéra	P2	zkouška brzd	O2	6	zavedení výstupního protokolu s danými hodnotami, které stroj musí splnit	V2	P1	O1	1
Zkouška brzd	špatné zapojení agregátu	poškození soustavy	V3	chyba operátora	P2	žádné opatření	O1	5	barevné značení zapojení hadic	V3	P1	O1	4
	nedostatečný tlak v soustavě	nedosažení správných výsledků	V3	poškození zkušební soustavy	P1	žádné opatření	O2	5	předepsaný tlak pro provádění zkoušky	V1	P1	O1	0
	špatné provedení zkoušky	nedosažení správných výsledků	V3	chyba operátora	P2	žádné opatření	O2	6	vypracovaný postup provádění provozní zkoušky	V1	P1	O1	0

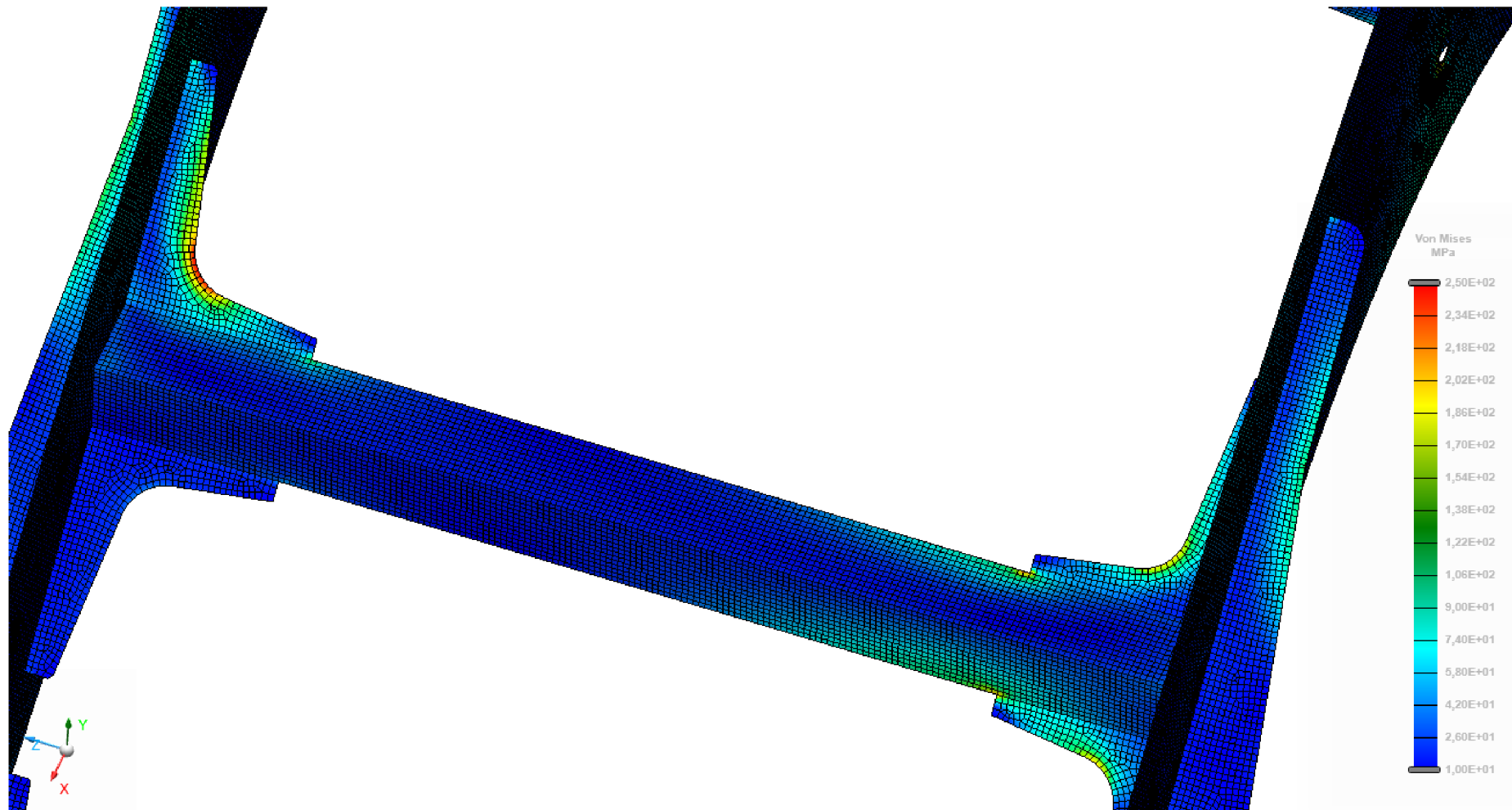
Příloha I: Vyhotovená analýza rizik FMEA pro montáž brzdové soustavy, kritická hodnoty RMP je 5 pro vyšší hodnoty je stanoveno opatření



Příloha II: Detail koncentrace napětí ve výstužných žebrech při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-285 MPa)



Příloha III: Detail koncentrace napětí v příložném spojovacím plechu v oblasti náhrady kontaktu s okem středního rámu, rozsah zobrazení napětí (0-399 MPa)



Příloha IV: Detail koncentrace napětí ve výstužných žebrech při průjezdu zatáčkou, rozsah zobrazení napětí (0-285 MPa)