



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH OKRUHU HYDROSTATICKÉHO ŘÍZENÍ TRAKTORU FORTERRA

DESIGN OF HYDROSTATIC STEERING CIRCUIT FOR FORTERRA TRACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ BILKO

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Bilko

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 okruhu hydrostatického řízení traktoru Forterra

v anglickém jazyce:

Design of Hydrostatic Steering Circuit for Forterra Tractor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte kontrolní výpočet pevnostních vlastností okruhu hydrostatického řízení pro traktor Zetor Forterra HD HSX. Navrhněte konstrukci sloupku řízení, spočívající ve zjednodušení rámu sloupku a úpravě odlitku pedálové skupiny pro různé alternativy zástavby sloupků volantu.

Cíle diplomové práce:

- Kontrolní výpočet okruhu hydrostatického řízení
- Návrh odlitku pedálové skupiny
- Návrh rámu sloupku řízení
- Rozbor a srovnání výrobců sloupků volantu
- Výkresová dokumentace
- Pevnostně-deformační analýza konzoly řízení

Seznam odborné literatury:

- [1] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. Traktory. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [2] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008, 248 s. ISBN 978-80-86726-30-4.
- [4] STEHNO, Luboš. Historie traktorů. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2010, 311 s. ISBN 978-80-86726-35-9.
- [5] webové stránky výrobců traktorů
- [6] webové stránky výrobců hlavních komponentů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je kontrolní výpočet okruhu hydrostatického řízení pro traktor Zetor Forterra HSX. Součástí práce je také návrh rámu sloupku řízení a odlitku pedálové skupiny pro různé varianty sloupku volantu, včetně pevnostně deformační analýzy metodou konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Řízení, hydrostatický okruh, řídicí jednotka, sloupek volantu, MKP výpočet

ABSTRACT

The topic of this thesis is strength check of hydrostatic steering circuit for Zetor Forterra HSX tractor. Next part of the thesis deals with steering column support structure and pedal group console design including FEM analysis, allowing installation of steering columns of different types.

KEYWORDS

Steering, hydrostatic circuit, steering unit, steering column, FEM analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BILKO, T. *Návrh okruhu hydrostatického řízení traktoru Forterra*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Radima Dundálka, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2013

.....

Bc. Tomáš Bilko



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji pánům Ing. Petru Dubjakovi a Ing. Miroslavu Holíči za ochotu a trpělivost při konzultacích, panu Ing. Radimu Dundálkovi za cenné rady a připomínky k vypracování diplomové práce a v neposlední řadě mé rodině a přátelům za podporu nejen během vypracovávání diplomové práce, ale také po dobu celého studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Zetor Forterra HSX	11
1.1 Motor	11
1.2 Převodové ústrojí	11
1.3 Hydraulika	12
1.4 Kabina	12
2 Přední nápravy traktorů	14
2.1 Pevná náprava	14
2.2 Odpružená náprava	14
2.3 Nezávisle odpružená náprava	15
2.4 Speciální konstrukce přední nápravy	16
3 Řízení kolových traktorů	17
3.1 Geometrie řízení	17
3.1.1 Úhel odklonu kola	17
3.1.2 Příklon rejdové osy	18
3.1.3 Poloměr rejdu	18
3.1.4 Záklon rejdové osy	19
3.1.5 Závlek	19
3.1.6 Úhel sbíhavosti	20
3.2 Hydrostatické řízení	21
3.2.1 Hydraulický okruh	23
3.2.2 Typy řídicích jednotek	25
4 Okruh řízení pro traktor Forterra HSX	28
4.1 Komponenty okruhu řízení	29
4.1.1 Řídicí jednotka	29
4.1.2 Přední náprava	29
4.1.3 Spojovací hadice	32
4.1.4 Hydraulická kapalina	33
4.1.5 Pneumatiky	33
4.2 Výpočet momentu řízení	34
4.2.1 Výpočet poloměru rejdu	35
4.3 Kontrola systému řízení	36
4.4 Kontrola průtoku čerpadla	37
4.5 Kontrola rychlosti proudění v tlakovém potrubí	38
5 Kabiny traktorů	40



5.1	Snižování hlučnosti a vibrací	40
5.2	Ovládací prvky traktoru	41
5.3	Sloupky volantu	43
6	Návrh sloupku řízení	46
6.1	Současný stav	46
6.2	Požadavky na nový sloupek řízení	49
6.2.1	Požadavky na nový rám	49
6.2.2	Požadavky na novou konzolu	49
6.3	Navržený rám sloupku řízení.....	49
6.4	Navržená konzola pedálů.....	50
6.5	Sestava sloupku řízení s novými díly	52
6.5.1	Alternativní zástavby sloupku volantu.....	52
7	Pevnostně deformační analýza	55
7.1	Program Creo.....	55
7.2	Pevnostně deformační analýza rámu	55
7.2.1	Příprava modelu	56
7.2.2	MKP výpočet rámu	59
7.3	Pevnostně deformační analýza konzoly	62
7.3.1	Příprava modelu	62
7.3.2	MKP výpočet konzoly	64
7.4	Zhodnocení pevnostně deformační analýzy	66
	Závěr	67
	Použité informační zdroje	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů	71
	Seznam příloh	73



ÚVOD

Firma ZETOR TRACTORS a. s. připravila pro rok 2013 novou verzi jejich největšího sériově vyráběného modelu s označením Forterra HSX. Oproti předchozí verzi se nový model vyznačuje několika změnami, mezi které patří výkonnější motor nebo nová převodovka. Změny postihly i okruh hydrostatického řízení, a tak bylo potřeba provést kontrolní výpočet.

Cílem této práce je seznámení s funkcí jednotlivých komponent hydrostatického řízení a hydraulického okruhu jako celku a jeho pevnostní výpočet. Oproti minulému modelu traktoru Forterra se změnily parametry jednotlivých součástí okruhu. Změnila se náprava a s ní geometrie řízení a parametry přímočarých hydromotorů, určených k natáčení kol. Liší se i čerpadlo dodávající do okruhu hydraulickou kapalinu. Kontrola se skládá z několika bodů. Prvním z nich je výpočet celkového momentu působícího na nápravu při natáčení kol. Mezi další body patří určení počtu otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé, kontrola průtoku čerpadla a kontrola rychlosti proudění hydraulického oleje ve spojovacích hadicích. Všechny výsledky kontrolních výpočtů musí odpovídat požadavkům firmy Zetor nebo doporučením výrobců jednotlivých dílů.

Diplomová práce se dále zabývá sloupkem řízení, konkrétně návrhem jeho dvou podstatných částí, a to rámu sloupku řízení a odlitku pedálové skupiny. Současný rám ani konzola nevyhovují z důvodu složitosti celé soustavy a možnosti využívat pouze omezený počet typů sloupků volantu. Nové díly by měly splňovat požadavky na tvarovou jednoduchost a dostatečnou tuhost. Součástí práce je i rešerše a zhodnocení jednotlivých typů sloupků volantu a možnosti využití v navrhovaném sloupku řízení. Do budoucna se totiž počítá s použitím jiných typů sloupků, které by byly výhodnější jak z hlediska ergonomie, tak z hlediska výroby. Rám i konzola pedálů by měly fungovat jako nosné prvky pro uchycení sloupku volantu, a tak je poslední částí práce pevnostně deformační analýza nově navržených dílů.

3D počítačové modely budou vytvářeny v programu PTC Creo, konkrétně v jeho části nazvané Creo Parametric. Pevnostně deformační analýza navržených dílů bude provedena taktéž v programu PTC Creo.



1 ZETOR FORTERRA HSX

Forterra HSX byla poprvé představena na brněnském veletrhu TECHAGRO v roce 2012. Firma ZETOR TRACTORS a. s. tak rozšířila svou nabídku traktorů o pět nových modelů rozdělených podle výkonu motoru, 100 (71 kW/96 k), 110 (79 kW/107 k), 120 (86 kW/117 k), 130 (95 kW/130 k nebo 93 kW/126 k) a 140 (100 kW/136 k). Forterra HSX přinesla řadu technických novinek, které zajistily vyšší výkonnost, komfort, bezpečnost i užitnou hodnotu. Od předchozího modelu se liší především reverzační převodovkou se systémem HSX, o 100 mm větším rozvorem a zvedací silou závěsu zvýšenou o 1000 kg.



Obr. 1 Zetor Forterra HSX [10]

1.1 MOTOR

Traktor je poháněn čtyřválcovým přeplňovaným motorem s šestnácti ventily o objemu 4156 cm³. U nejvyššího modelu dosahuje výkonu 100 kW/136k a točivého momentu 572 Nm s 38% převýšení. Oproti starším agregátům má pozměněnou hlavu válců, upravené sací kanály a je vybaven novým systémem vstřikování paliva. Splnění emisních norem zajišťuje filtr pevných částic. Motor se vyznačuje výbornou startovatelností i za nepříznivých teplot, dlouhou životností a nízkou spotřebou paliva.

1.2 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

Pětistupňová synchronizovaná převodovka umožňuje celkem 30 rychlostí pro jízdu vpřed i vzad a je vybavená třístupňovým automatickým násobičem točivého momentu s tlakem zvýšeným na 19 bar. Díky elektrohydraulickému systému Power Shuttle je možné řadit reverzací otáček i pod zatížením, a to jednoduše páčkou umístěnou pod volantem. Tím se zvyšuje komfort obsluhy i užitná hodnota celého stroje. Řazení vývodového hřídele PTO je rovněž ovládáno hydraulicky.



1.3 HYDRAULIKA

Hydraulika firmy Bosch dokáže vyvinout zvedací sílu o velikosti až 70 kN. Dva pomocné hydraulické válce přispívají k rovnoměrnému zatížení traktoru a středotlaký filtr zajišťuje spolehlivost hydrauliky. Patentovaný systém Hithtronic slouží k automatické regulaci zadního tříbodového závěsu. Při spuštění systému se závěs automaticky přizpůsobuje tvaru terénu a pomáhá tak udržovat např. nastavenou hloubku orby. Výrazně tak usnadňuje práci obsluze a snižuje spotřebu paliva.

1.4 KABINA

Díky uložení kabiny na silentblocích a použití kombinovaných podlahovin byly výrazně sníženy hodnoty hluku a vibrací uvnitř kabiny. Sedadlo je vybaveno bezpečností pojistkou, která nedovolí nastartování nebo rozjetí traktoru, dokud řidič nesedí na místě. Informace pro obsluhu jsou zobrazovány na LCD panelu umístěném na přístrojové desce. [11]



Obr. 2 Pohled do kabiny Zetoru Forterra HSX [10]



Obr. 3 Pohled na podvozek traktoru Zetor Forterra HSX [10]



Tab. 1 Základní parametry [10]

Zetor Forterra 140 HSX	
Výkon motoru (kW/k)	100/136
Volnoběžné/jmenovité ot. (min^{-1})	750/2200
Počet ventilů	16
Počet válců	4
Plnění	Turbodmychadlo
Obsah válců (cm^3)	4156
Točivý moment/převýšení (Nm/%)	570/38, 572/38
Počet převodových stupňů	vpřed 30/30 vzad
Rychlost (km/h)	40
Otáčky zadního VH (min^{-1})	540/1000 (na přání 750/1000)
Otáčky předního VH (min^{-1})	1000
Zvedací síla (kN)	Max. 70
Hmotnost (kg)	5761
Délka (mm)	4770
Šířka (mm)	2270
Výška (mm)	2757
Rozvor (mm)	2490



2 PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORŮ

Přední nápravy traktorů můžeme rozdělit podle dvou hledisek: podle náhonu (hnané a nehnané) nebo podle konstrukce (pevné, odpružené a nezávisle odpružené).

Použití nehnaných náprav je v současnosti omezeno pouze na malé typy traktorů, hnané nápravy totiž výrazně zvyšují tahové vlastnosti. Pohon zajišťuje rozvodovka s diferenciálem, ta může být umístěna symetricky nebo nesymetricky k podélné ose traktoru. Diferenciál je samosvorný nebo vybaven uzávěrkou. Pohon je také možné elektrohydraulicky vypínat a zapínat v závislosti na rychlosti traktoru a úhlu natočení kol. Zapínání může být prováděno jak automaticky, tak manuálně obsluhou traktoru. [1]

2.1 PEVNÁ NÁPRAVA

Pevné nápravy se v současnosti používají u všech typů traktorů Zetor. Mezi jejich výhody patří jednoduchost konstrukčního řešení a nízká hmotnost. Náprava je uchycena k rámu pomocí čepu, kolem kterého se může kývat a kola jsou tak schopna kopírovat tvar terénu. Úhel natočení nápravy je omezen pevnými dorazy na rámu.

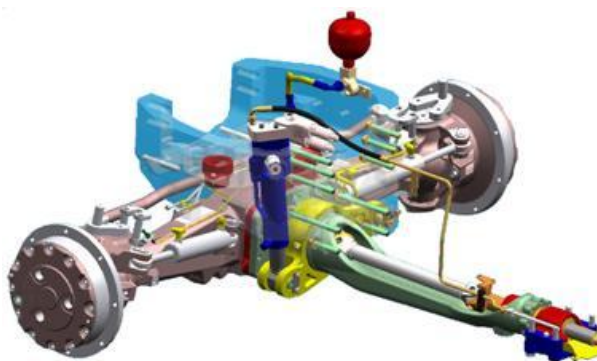


Obr. 4 Pevná náprava Terrasteer, ZF Group [14]

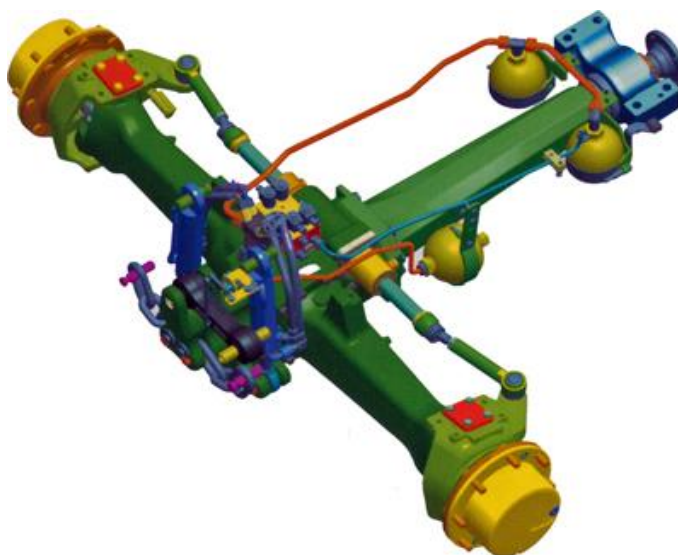
2.2 ODPRUŽENÁ NÁPRAVA

Odpružené nápravy se používají z důvodu stále se zvyšujících pracovních záběrů a rychlosti traktorů. Umožňují, aby byla při jízdě v terénu přední hnaná kola neustále v kontaktu s podložkou a zvyšovala tak tahové vlastnosti traktoru. V neposlední řadě odpružení také snižuje vibrace celého stroje a zvyšuje komfort obsluhy.

Existuje mnoho konstrukčních řešení odpružených náprav. Většinou se jedná o hydropneumatické systémy, které jsou aktivovány automaticky nebo přímo obsluhou, při vyšších rychlostech. Při nízkých rychlostech jsou systémy z bezpečnostních důvodů vypnuty. Odpružení nápravy je tlumeno jedním či více hydraulickými válci, napojenými na pneumaticky řízený regulační okruh. Jeho součástí je řídicí jednotka, díky které válce udržují konstantní výšku nad zemí, bez ohledu na zatížení. Boční vedení a stabilita nápravy bývá zajištěna panhardskou tyčí.



Obr. 5 Odpružení přední nápravy s jedním hydraulickým válcem Terraglide, New Holland [12]



Obr. 6 Odpružení přední nápravy TLS (Triple-Link Suspension), John Deere [13]

2.3 NEZÁVISLE ODPRUŽENÁ NÁPRAVA

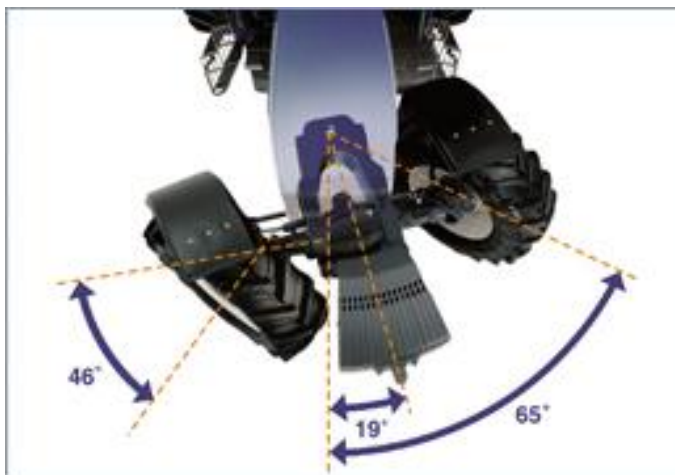
U tohoto způsobu odpružení jsou jednotlivá kola zavěšena nezávisle na sobě. Oproti předchozímu uspořádání má menší poměr odpružené k neodpružené hmotě a vytváří méně nežádoucích kmitů. Traktory díky tomu mají lepší předpoklady pro jízdu po silnici.



Obr. 7 Nezávisle odpružená náprava, Oerlikon Graziano [15]

2.4 SPECIÁLNÍ KONSTRUKCE PŘEDNÍ NÁPRAVY

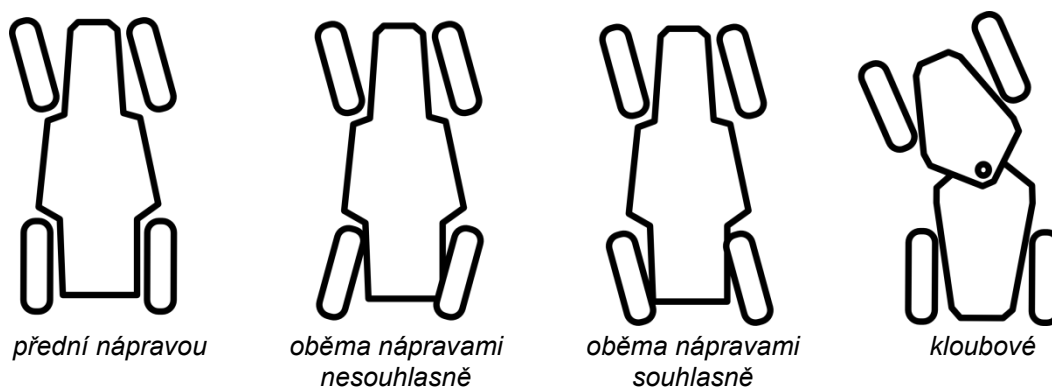
Firma New Holland používá na svých traktorech speciální konstrukci pření nápravy nazvanou Supersteer. Náprava je k rámu uchycena pomocí dvou přímočarých hydromotorů a dvou táhel. Jakmile kola dosáhnou svého maximálního natočení, které činí 46° , začne se otáčet i samotná náprava. Díky tomu je možné dosáhnout natočení kol 65° , u některých modelů až 76° . Závaží je uchyceno přímo na nápravě, a otáčí se tak s ní. Blatníky jsou uloženy pružně, aby nedocházelo k jejich poškození při maximálním natočení kol. Výhodou tohoto řešení je velká manévrovací schopnost.



Obr. 8 Přední náprava SuperSteer, New Holland [16]

3 ŘÍZENÍ KOLOVÝCH TRAKTORŮ

Řízení kolových traktorů může být realizováno několika způsoby. Patří mezi ně řízení jednou, nejčastěji přední, nápravou, a také řízení oběma nápravami nebo kloubové řízení, používané u speciálních traktorů.



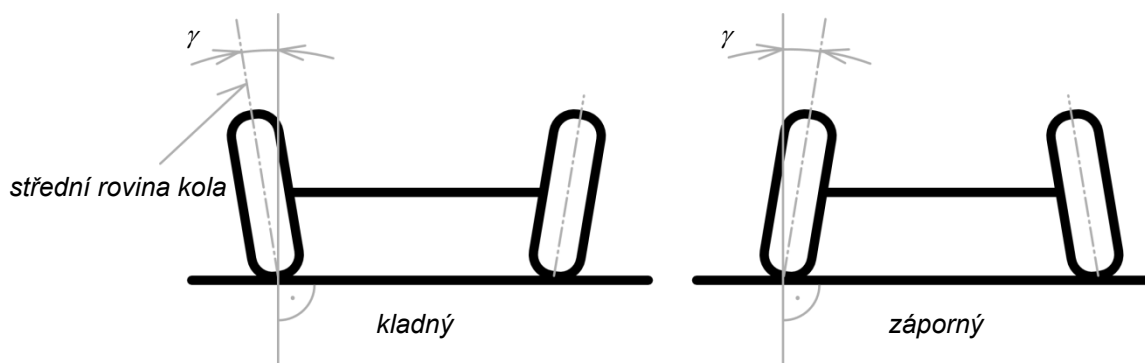
Obr. 9 Řízení kolových traktorů [1]

3.1 GEOMETRIE ŘÍZENÍ

Geometrie řízení je souhrnné označení pro veličiny charakterizující zavěšení řízených kol. Jedná se o určité geometrické odchylky kol a rejdových os od svislé roviny. Tyto odchylky mají zajistit odvalování kol jak v zatáčkách, tak při přímé jízdě, a také stabilitu a přesnost řízení. Mezi nejdůležitější veličiny patří úhel odklonu kola γ , příklon rejdové osy σ , poloměr rejdu r_0 , záklon rejdové osy τ , závlek n_k a úhel sbíhavosti δ_0 . [2]

3.1.1 ÚHEL ODKLONU KOLA

Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Je uvažován kladně, jestliže se kolo naklání vrchem vně vozidla, a záporně, jestliže se naklání dovnitř.



Obr. 10 Úhel odklonu kola [2]

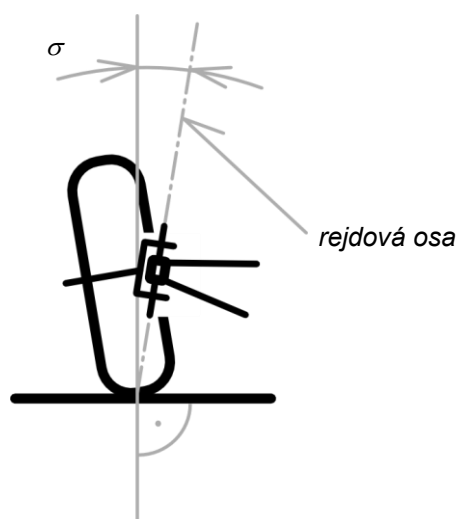


Kladný odklon má pozitivní vliv na odstranění vůlí v ložiskách otočného čepu, zároveň se kola odvalují od sebe, tudíž dochází ke snižování kmitů kol. Na druhou stranu se zvyšujícím se kladným odklonem roste opotřebení pneumatik. Záporný odklon zase přispívá k lepšímu bočnímu vedení kol v zatáčkách. Z těchto důvodů se u osobních automobilů volí nejčastěji nulový až mírně záporný odklon, pro zemědělská vozidla je naproti tomu vhodný kladný.

Při propružení kola by mělo docházet pouze k minimální změně odklonu. Velká změna má totiž negativní vliv na namáhání zavěšení kola, opotřebení pneumatik a způsobuje neklid řízení.

3.1.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. U tuhé nápravy je rejdová osa (osa, kolem níž se kolo při řízení vychyluje) totožná s osou rejdového čepu.

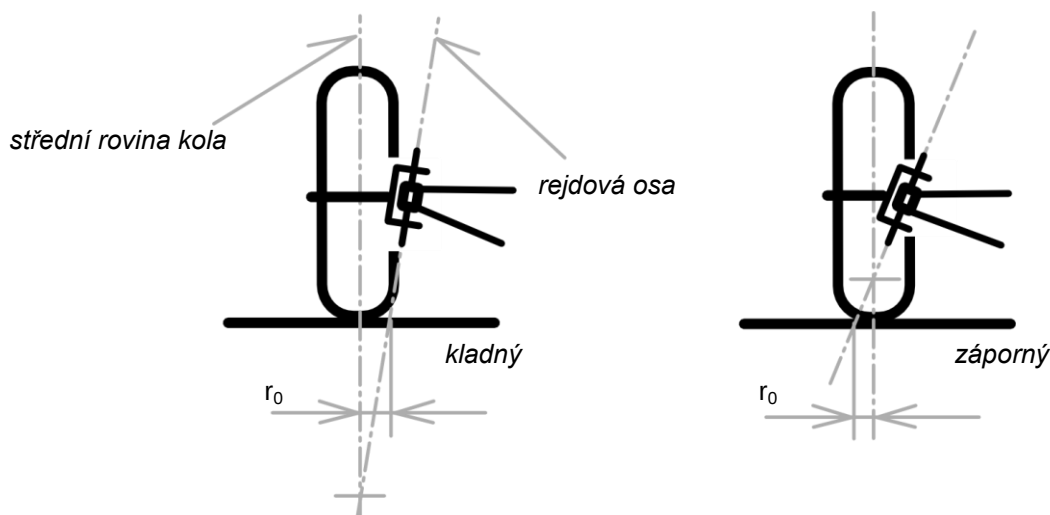


Obr. 11 Příklon rejdové osy [2]

Příklon slouží k samočinnému vracení kol do polohy pro přímou jízdu. Díky němu dochází při natáčení kol zároveň k jejich zvedání. Síla k tomu potřebná musí být vyvinuta na volant. Při uvolnění volantu se kola vrátí do polohy pro přímou jízdu vlivem vratného momentu vytvořeného zatížením nápravy.

3.1.3 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu r_0 je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Leží-li tento průsečík vně střední roviny kola, je poloměr rejdu záporný.



Obr. 12 Poloměr rejdu [2]

Kladný poloměr rejdu zvyšuje vratný moment. Navíc jsou díky němu, vlivem jízdních odporů, kola vzadu stlačována k sobě, čímž je zmenšována vůle a kmitání řízení. S jeho zvětšováním je však náprava citlivější na síly v podélném směru, což se může negativně projevit např. při nesouměrném brzdění. Záporný poloměr rejdu má stabilizující účinek na řízení a zároveň není citlivý na nesouměrné podélné síly. Proto se používá u většiny dnešních automobilů.

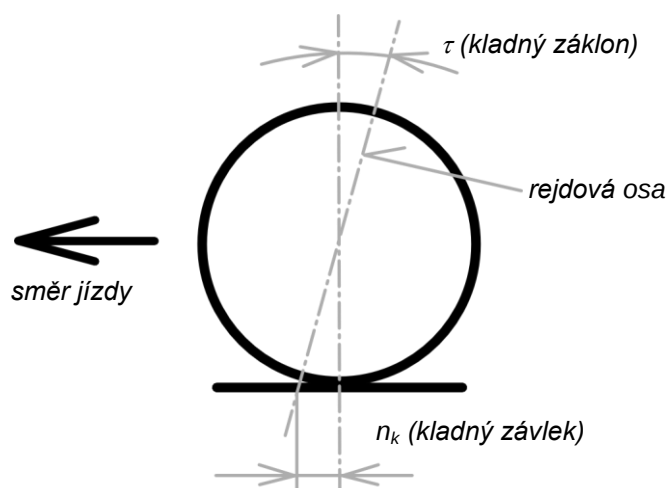
3.1.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Záklon rejdivé osy τ je průmět úhlu sevřeného rejdivou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Je uvažován kladně, je-li rejdivá osa skloněna vzad a záporně, je-li skloněna vpřed.

Záklon pomáhá vracet kola do přímé polohy. Podélné i boční síly působící na kolo díky němu vyvolávají momenty, které mají na řízení stabilizační účinky. Se zvyšující se hodnotou záklonu však roste i síla potřebná k řízení.

3.1.5 ZÁVLEK

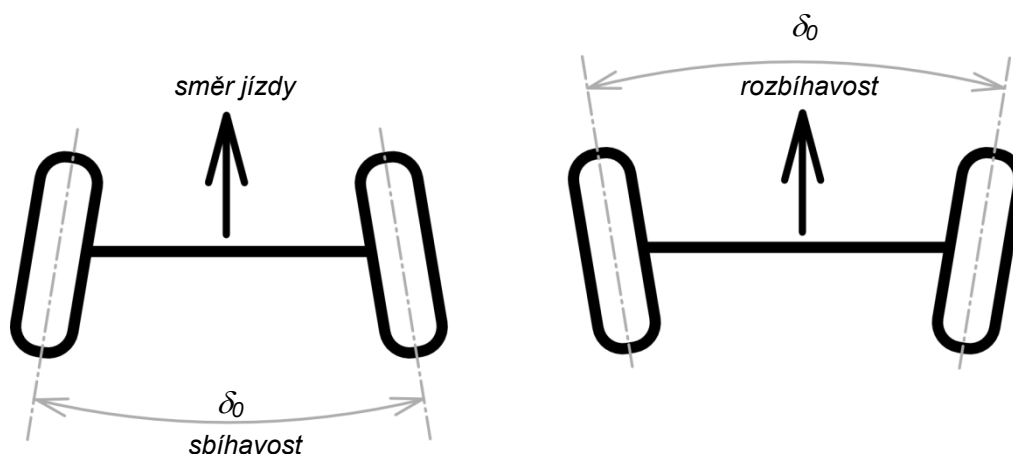
Závlek n_k je vzdálenost mezi průsečíkem rejdivé osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s rovinou vozidla. Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky a záporně, je-li za ním (předvlek). Má příznivý účinek na vracení kol do přímého směru.



Obr. 13 Záklon a závlek [2]

3.1.6 ÚHEL SBÍHAVOSTI

Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Kolo je sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla a rozbíhavé, je-li odkloněna. [2]



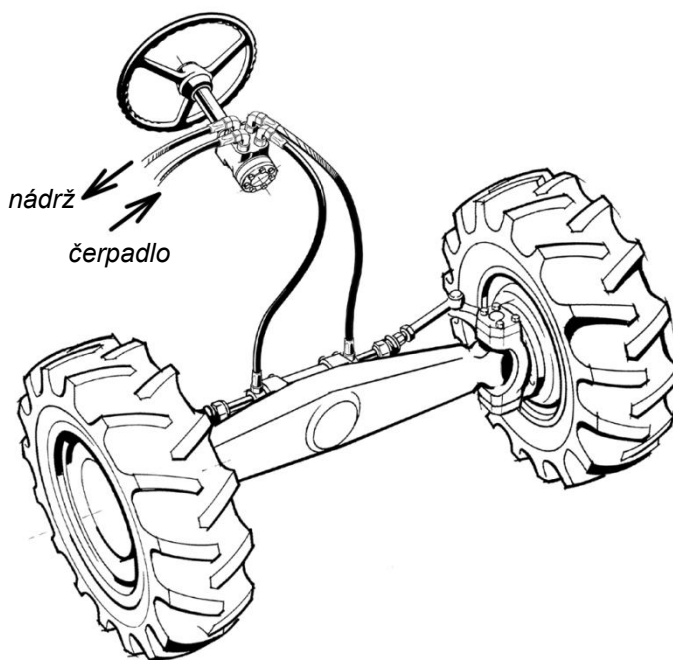
Obr. 14 Sbíhavost [17]

Sbíhavost slouží k dosažení přímého směru odvalování kol, jelikož jsou kola při jízdě natáčena do rozbíhavosti vlivem poddajnosti zavěšení. Také částečně vyrovnává sílu vznikající při propružení. Velká sbíhavost vede k obtížnosti zatočení, protože udržuje kola v přímém směru, velká rozbíhavost může naopak způsobit samovolné zatáčení na nerovnostech terénu.



3.2 HYDROSTATICKÉ ŘÍZENÍ

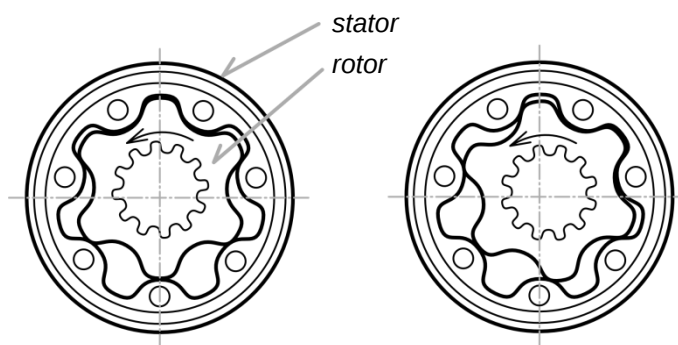
U naprosté většiny dnešních traktorů se dnes používá hydrostatické řízení. Je to typ řízení, u kterého neexistuje přímé mechanické spojení mezi koly a volantem. Natáčení kol je realizováno lineárními hydromotory, poháněnými tlakovým olejem, jehož průtok je ovládán řídicí jednotkou spojenou s volantem. [1]



Obr. 15 Hydrostatické řízení [3]

Tlak hydraulické kapaliny je generován čerpadlem, nejčastěji klasickým zubovým. Po průtoku hydraulickým okruhem se olej vrací do nádrže. Uzavřený okruh řízení má svou vlastní nádrž a je relativně jednoduchý. Kvůli malému množství oleje v okruhu však může docházet k jeho přehřívání. V otevřeném okruhu je olej odebírán přímo z nádrže v převodovce. Protože je nádrž společná pro více hydraulických systémů, je nutné do okruhu zařadit ventil priority, který se stará o to, aby měl okruh řízení vždy dostatečný přítok oleje.

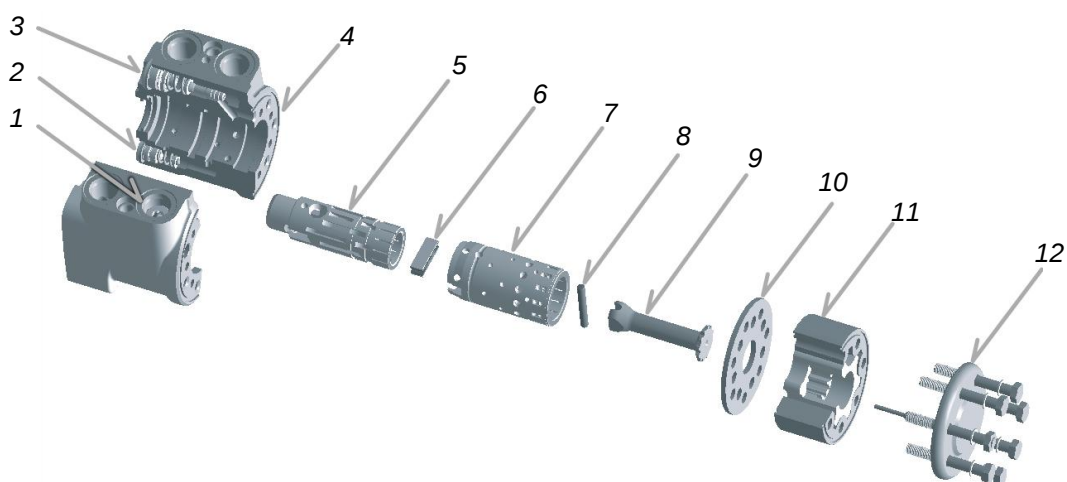
Samotná řídicí jednotka, neboli orbitrol, se skládá z odměrného hydrogenerátoru a rotačního rozvaděče, který je tvořen vnitřním a vnějším rotorem. Jak se odměrný hydrogenerátor otáčí, postupně otevírá a zavírá kanály vedoucí do rotačního rozvaděče. Rozvaděč se pak stará o distribuci oleje do jednotlivých vstupních a výstupních ventilů řídicí jednotky. Na běžné řídicí jednotce jsou čtyři přípojky. Jedna slouží pro přívod tlakového oleje od hydrogenerátoru (P), druhá pro odvod oleje zpět do nádrže (T). Zbylé dva výstupy jsou určeny pro vedení kapaliny do hydromotorů na nápravě, potažmo k natáčení kol doleva nebo doprava (L, R).



Obr. 16 Schéma odměrného hydrogenerátoru [18]



Obr. 17 Odměrný hydrogenerátor řídicí jednotky, Sauer Danfoss [20]



1. pojistný ventil, 2. shock ventil, 3. přepouštěcí ventil, 4. těleso s antikavitačními ventily, 5. vnitřní rotor rozvaděče, 6. pero neutrální polohy, 7. vnější rotor rozvaděče, 8. příčný čep, 9. Kardanová hřídel, 10. rozváděcí talíř, 11. odměrný hydrogenerátor, 12. víko

Obr. 18 Řídicí jednotka, Sauer Danfoss [3]

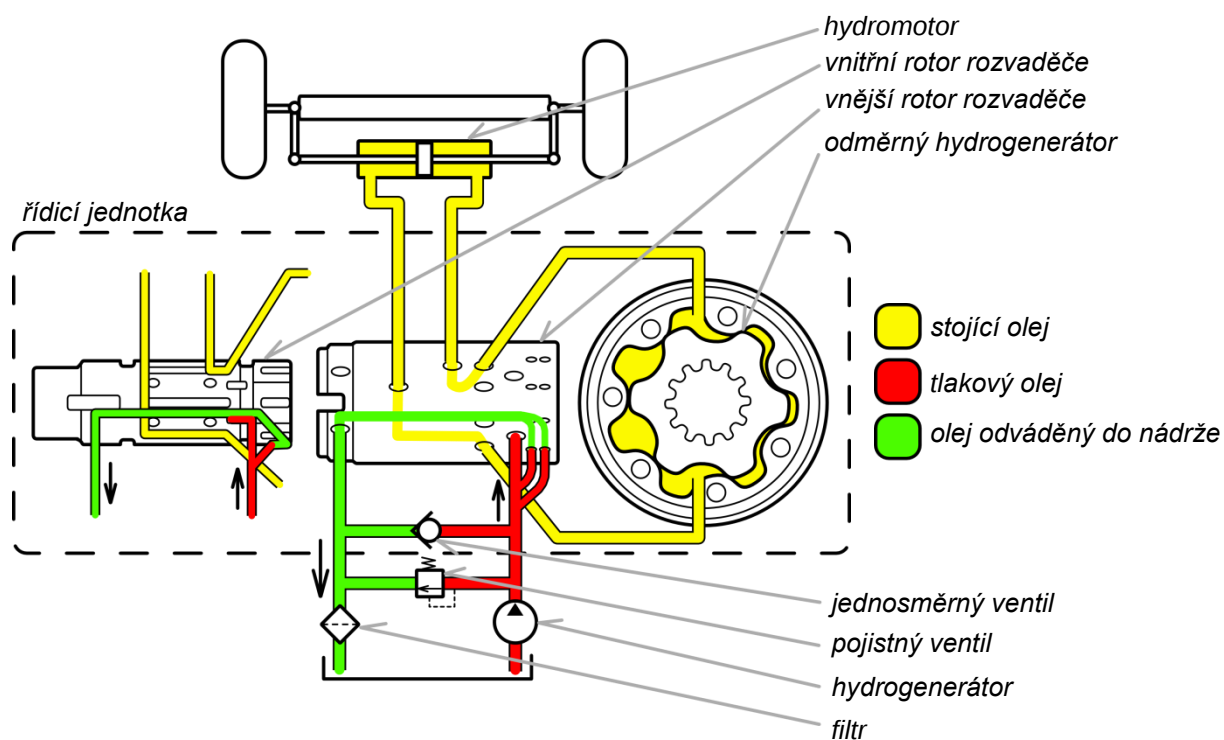


Obr. 19 Řídicí jednotka, GA Corp. [19]

3.2.1 HYDRAULICKÝ OKRUH

PŘÍMÁ JÍZDA

Při přímé jízdě je přiváděný tlakový olej nasměrován rotačním rozvaděčem zpět do nádrže, přičemž mu není dovolen přístup k odměrnému hydrogenerátoru, tedy ani k hydromotorům na nápravě. Kola tak udržují přímý směr.

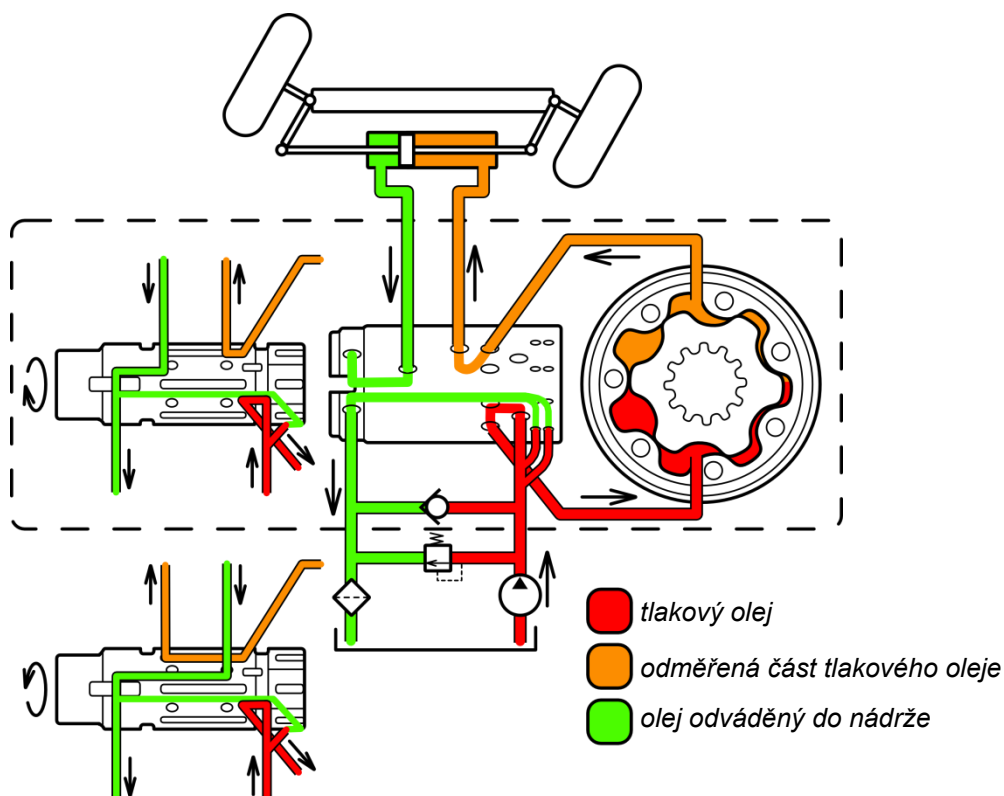


Obr. 20 Okruh řízení, přímá jízda [1]



ZATÁČENÍ

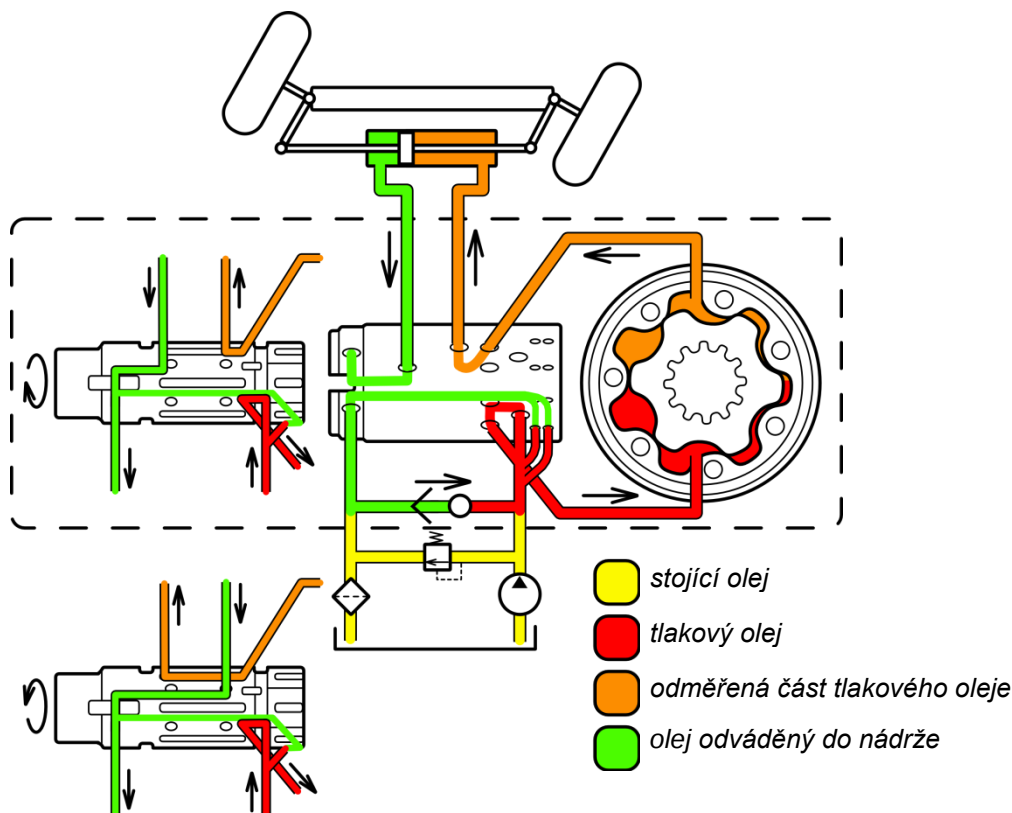
Při zatáčení se natočením volantu natočí i rotační rozvaděč a umožní průtok oleje do odměrného hydrogenerátoru. Ten dávkuje olej v závislosti na úhlu natočení volantu a určuje tak množství oleje, které proteče do hydromotoru, a tím i úhel natočení kol. Rozvaděč také určuje, na kterou stranu hydromotoru se tlakový olej dostane, tedy zda se kola natočí doleva nebo doprava.



Obr.21 Okruh řízení, zatáčení [1]

NOUZOVÉ ŘÍZENÍ

U traktoru musí být zabezpečeno nouzové řízení pro případ poruchy motoru nebo hydrogenerátoru. Pokud přestane čerpadlo dodávat do okruhu tlakový olej, je možné ho nahradit odměrným hydrogenerátorem, který je spojený s volantem. Obsluha musí vyvinout na volant větší sílu, aby došlo k natočení kol i bez posilovacích účinků tlakového oleje. Kapalina se z hydromotoru nevrací zpět do nádrže, ale protéká přes jednosměrný ventil zpět k hydrogenerátoru.



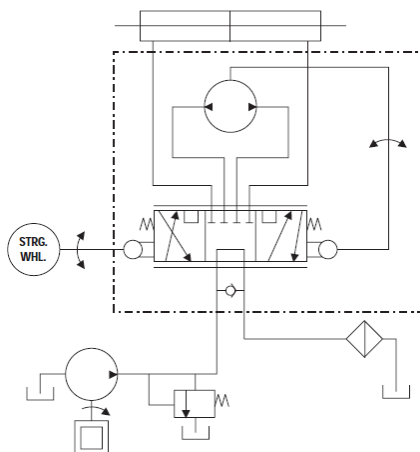
Obr. 22 Okruh řízení, nouzové řízení [1]

3.2.2 TYPY ŘÍDICÍCH JEDNOTEK

Hydrostatické okruhy se dělí podle typu použité řídicí jednotky. Názvy jednotlivých typů se mohou lišit podle výrobců, většinou se však jedná o jednotky s otevřeným středem (open center), s uzavřeným středem (closed center) a s přídavným výstupem (power beyond). Každý z těchto typů může být navíc použit ve variantě citlivé nebo necitlivé na zatížení (load sensing/none load sensing) a s reakcí nebo bez reakce (reaction/none reaction). [22]

JEDNOTKA S OTEVŘENÝM STŘEDEM (OPEN CENTER)

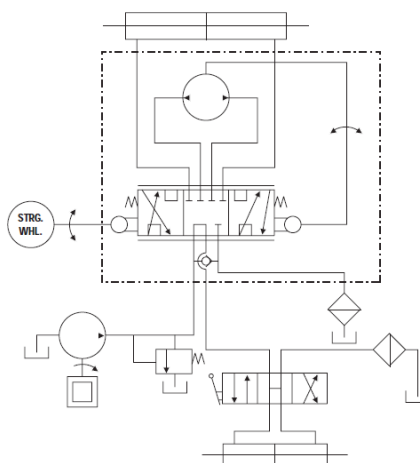
Využívá uzavřený okruh s vlastním čerpadlem se stálým výtlačným objemem, které nepřetržitě dodává olej do řídicí jednotky. Je to jednoduchý systém, který umožňuje okamžitou reakci kol při natočení volantu a který poskytuje vysoký komfort řízení i při velkých výchylkách v zatížení nápravy.



Obr. 23 Okruh s jednotkou s otevřeným středem bez reakce (open center none reaction) [21]

JEDNOTKA S PŘÍDAVNÝM VÝSTUPEM (POWER BEYOND)

Stejně jako u jednotky s otevřeným středem, využívá okruh čerpadlo se stálým výtlačným objemem, rozdíl je však v tom, že hydrogenerátor obsluhuje navíc i přídavné hydraulické okruhy. Řídicí jednotka má v tomto případě pět přípojek. Pátá přípojka je určena pro přídavný okruh. Funkce takové jednotky spočívá v tom, že dokud se neotáčí volant, směřuje veškerý tlakový olej do přídavných systémů. Okruh řízení má však přednost, proto je olej přesměrován zpět do řízení, jakmile se začne volant otáčet. Nevýhodou tohoto systému je menší komfort řízení, pokud je veškerý olej směřován do přídavných okruhů a také horší reakční čas natočení kol.

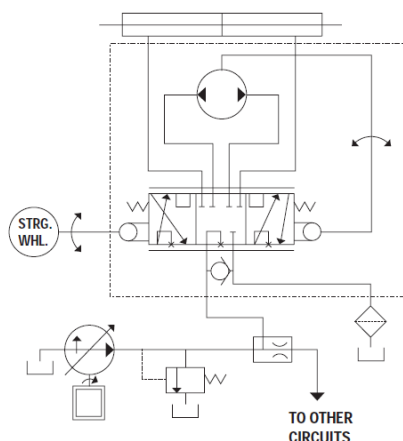


Obr. 24 Okruh s jednotkou s přídavným výstupem (power beyond) [21]



JEDNOTKA S UZAVŘENÝM STŘEDEM (CLOSED CENTER)

Okruh s jednotkou s uzavřeným středem využívá čerpadlo s proměnným výtlačným objemem. To dodává do systému pouze takové množství oleje, jaké bylo určeno natočením volantu. Při přímé jízdě je vstup od hydrogenerátoru uzavřen.



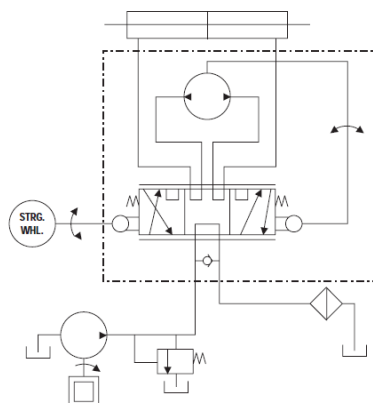
Obr. 25 Okruh s jednotkou s uzavřeným středem (closed center) [21]

JEDNOTKY CITLIVÉ NA ZATÍŽENÍ (LOAD SENSING)

Okruhy s funkcí load sensing poskytují větší komfort řízení. Systém se stará o to, aby byl olej z čerpadla přiváděn v optimálním množství a pod optimálním tlakem, a také aby byl vhodně rozdělován mezi okruh řízení a ostatní okruhy. Je možné použít čerpadlo se stálým nebo s proměnným výtlačným objemem.

JEDNOTKY S REAKCÍ (REACTION)

V okruhu s jednotkou bez reakce si kola zachovávají úhel natočení i po uvolnění volantu. Při použití jednotky s reakcí se kola automaticky vrací do polohy pro přímou jízdu vlivem geometrie řízení.



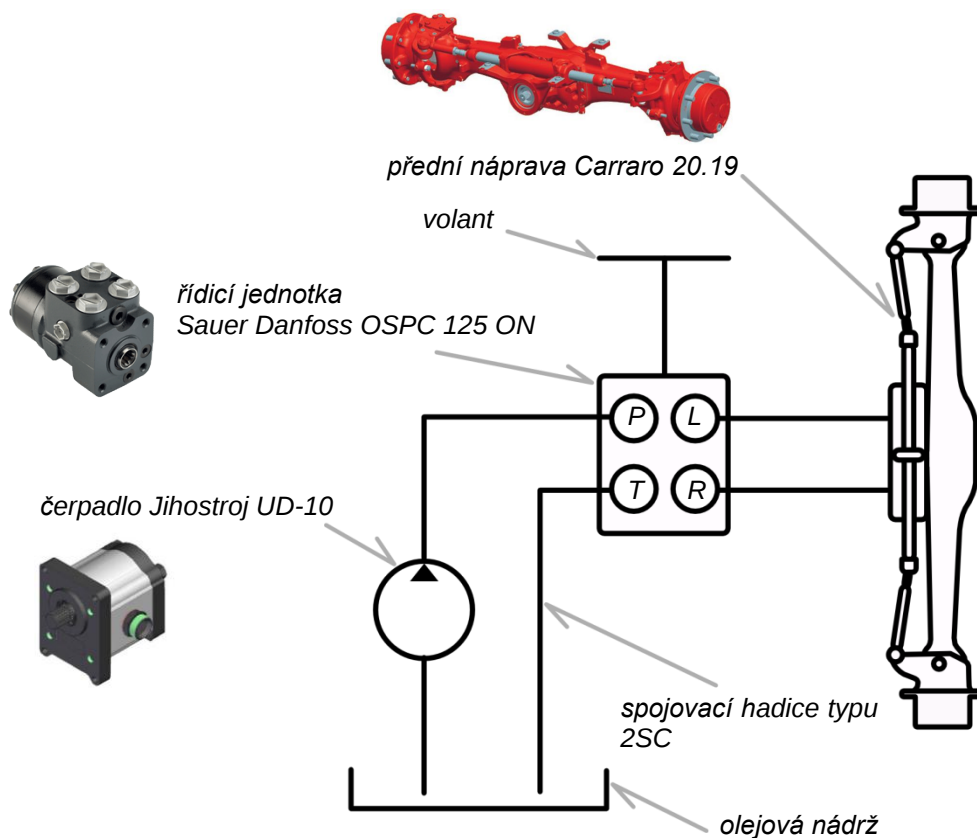
Obr. 26 Okruh s jednotkou s otevřeným středem s reakcí (open center reaction) [21]



4 OKRUH ŘÍZENÍ PRO TRAKTOR FORTERRA HSX

U traktoru Forterra HSX se využívá uzavřený okruh řízení s jednotkou s otevřeným středem bez reakce. Kontrolní výpočet hydraulického okruhu se skládá z několika bodů:

- výpočet výsledného momentu řízení
- výpočet počtu otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé
- kontrola požadovaného průtoku čerpadla
- kontrola rychlosti proudění oleje ve spojovacích hadicích



Obr. 27 Schéma okruhu řízení pro traktor Forterra HSX



4.1 KOMPONENTY OKRUHU ŘÍZENÍ

4.1.1 ŘÍDICÍ JEDNOTKA

Tab. 2 Parametry řídicí jednotky [3]

Sauer Danfoss OSPC 125 ON		
Typ přípojky	150N2152	
Průtok od hydrogenerátoru (l/min)	20 - 50	
Nast. přepouštěcího ventilu (bar)	170	
Nastavení shock ventilu (bar)	225	
Výtlačný objem (cm ³)	125	
Doporučený průtok (l/min)	13 - 50	
Maximální tlak na přípojkách (bar)	P	210
	T	40
	R, L	280
Hmotnost (kg)	5,5	



Obr. 28 Řídicí jednotka Sauer Danfoss [3]

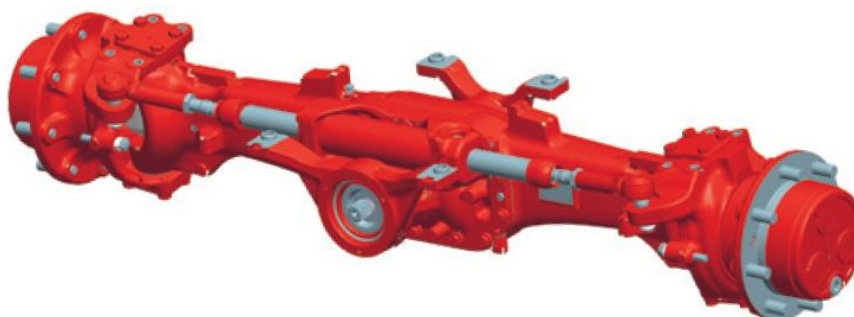
4.1.2 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Pevná přední náprava firmy Carraro s maximálním natočením kol 55°. Součástí nápravy je dvojitý lineární hydromotor určený k natáčení kol.

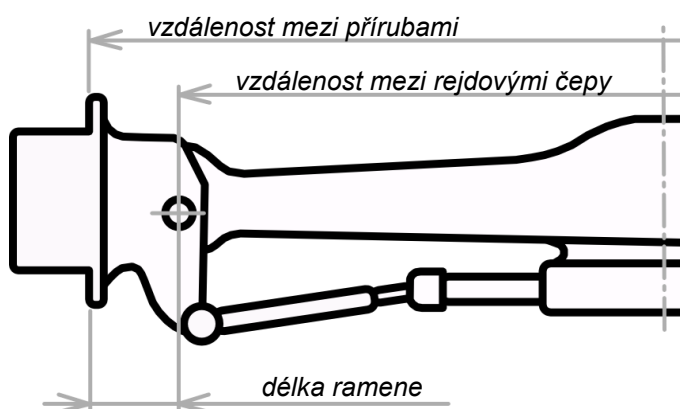


Tab. 3 Parametry přední nápravy [4]

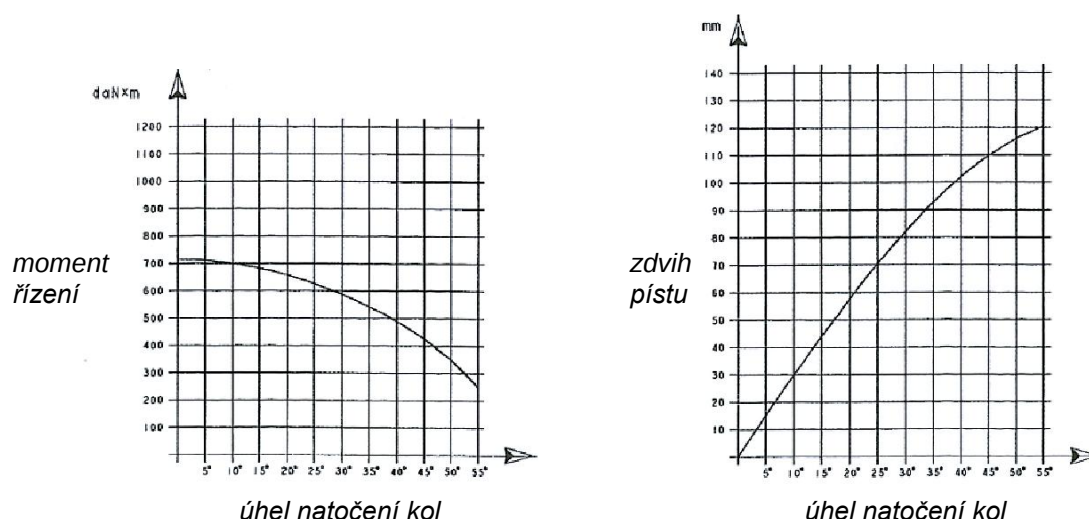
Carraro 20.19	
Min. výkon motoru (kW/k)	81/110,2
Max. točivý moment (kNm)	26,6
Dynamická únosnost (kN)	44
Statická únosnost (kN)	110
Nosnost (kg)	6500
Vzdálenost mezi přírubami (mm)	1800
Vzd. mezi rejdovými čepy (mm)	1550
Maximální moment řízení (Nm)	7100
Úhel příklonu rejdové osy	7°
Úhel odklonu kola	1,5°
Zdvih pístu řízení (mm)	120
Průměr pístnice (mm)	36
Průměr pístu (mm)	65



Obr. 29 Přední náprava Carraro 20.19 [4]



Obr. 30 Rozměry nápravy



Obr. 31 Charakteristiky řízení nápravy [9]

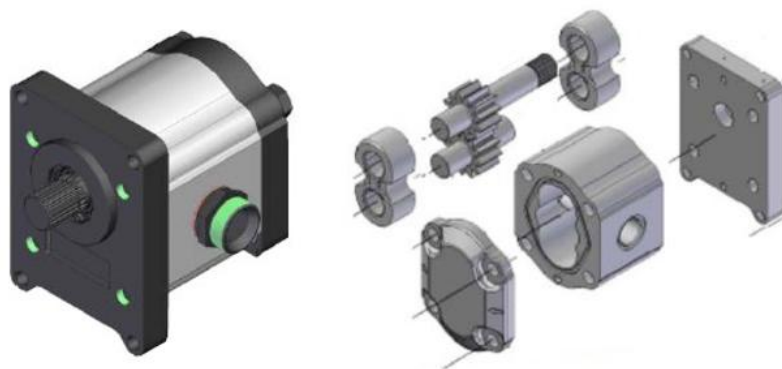
Hydrogenerátor

Zubové čerpadlo firmy Jihostroj modelové řady UD o jmenovitém výtlačném objemu 10 cm^3 .

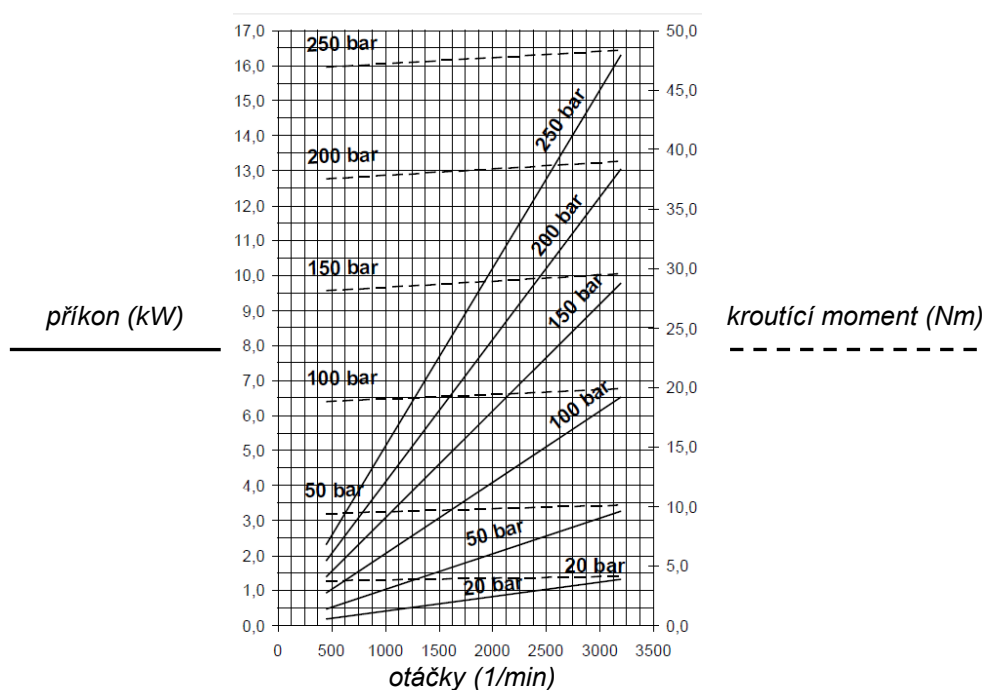
Tab. 4 Parametry čerpadla [5]

Jihostroj UD-10	
Jmenovitý výtlačný objem (cm^3)	10
Jmenovité otáčky (1/min)	1500
Minimální otáčky (1/min)	450
Maximální otáčky (1/min)	3200
Tlak na vstupu (bar)	-0,3 – 0,5
Max. trvalý tlak na výstupu (bar)	250
Jmenovitý výstupní průtok (l/min)	13,6
Maximální průtok (l/min)	31,74
Jmenovitý příkon (kW)	7,37
Maximální příkon (kW)	19,49
Hmotnost (kg)	5,3

Výpočtově vychází i čerpadlo o výtlačném objemu $12,5 \text{ cm}^3$, to bylo použito u předchozí verze Forterry. Jelikož je ale na traktoru použit uzavřený okruh řízení bez chladiče oleje, docházelo k přehřívání hydraulické kapaliny. Instalací chladiče oleje by došlo ke zvýšení složitosti okruhu a ceny stroje, proto bylo použito čerpadlo s menším výtlačným objemem.



Obr. 32 Čerpadlo UD-10 [23]



Obr. 33 Výkonové charakteristiky čerpadla [5]

4.1.3 SPOJOVACÍ HADICE

Pryžové hadice typu 2SC se jmenovitým vnitřním průměrem 10 mm dle normy ČSN EN 857. Typ 2SC jsou hadice s výztuží dvěma drátovými oplety.



Tab. 5 Parametry spojovacích hadic [6]

Hadice 2SC	
Jmenovitý vnitřní průměr (mm)	10
Maximální vnější průměr (mm)	18,3
Nejvyšší pracovní tlak (bar)	330
Zkušební tlak (bar)	660
Poruchový tlak (bar)	1320
Nejmenší poloměr ohybu (mm)	90

4.1.4 HYDRAULICKÁ KAPALINA

Hydraulický olej Paramo HM 32 určený pro systémy pracující při nízkých teplotách.

Tab. 6 Parametry hydraulické kapaliny [9]

Hydraulický olej Paramo HM 32	
Hustota (15°C) (kg/m ³)	879
Kinematická viskozita (40°C) (mm ² /s)	32
Kinematická viskozita (100°C) (mm ² /s)	5,4
Bod vzplanutí (°C)	225
Bod tekutosti (°C)	-33

4.1.5 PNEUMATIKY

Traktorové radiální pneumatiky Mitas 420/70R24, bezdušové, určené pro zemědělské účely.

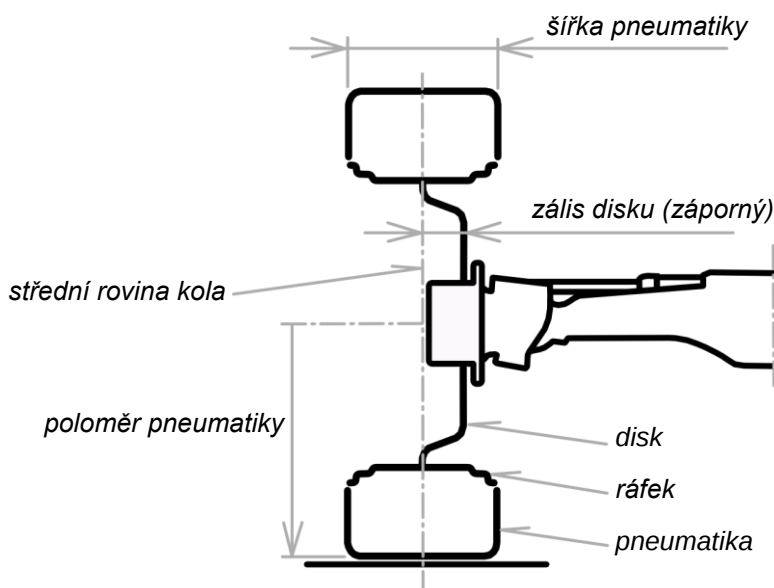
Tab. 7 Parametry pneumatik [24]

Mitas RD-70 420/70R24 (14.9R24) 130B TL	
Max. šířka pláště v provozu (mm)	454
Max. průměr pláště v provozu (mm)	1280
Účinný obvod (mm)	3720
Statický poloměr (mm)	565
Dynamický poloměr (mm)	592
Max. povolená rychlost (km/h)	50
Doporučený ráfek (dovolený ráfek)	W13 (W12, W14L)
Zális disku (mm)	-25



Statický poloměr pneumatiky je vzdálenost od středu kola k podložce, na které pneumatika stojí. Dynamický poloměr je poloměr plně zatížené pneumatiky nahuštěné odpovídajícím tlakem. Vlivem odstředivé síly působící na otáčející se kolo je vždy větší než statický poloměr.

Pro traktor Forterra je možné použít širokou škálu pneumatik, s různými kombinacemi ráfků, disků a šířek pneumatik. Pro výpočet byly použity parametry výše uvedené pneumatiky a disku z důvodu nejméně výhodných hodnot. Např. výsledný řídicí moment se zvětšuje se šířkou pneumatiky a velikost zálisu disku ovlivňuje poloměr rejdů.



Obr. 34 Rozměry kola

4.2 VÝPOČET MOMENTU ŘÍZENÍ

Graf závislosti momentu řízení na natočení kol uvedený na výkresu nápravy určuje maximální moment, jaký je náprava schopna vyvinout. V případě použité nápravy Carraro 20.19 je maximální moment:

$$M_{max} = 7100 \text{ Nm}$$

Celkový moment, potřebný k překonání třecích odporů a sil vznikajících vlivem použité geometrii řízení, se spočítá podle Taborekovy formule:

$$M_c = 50 \cdot g \cdot G \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_0}{b}} \cdot \frac{b}{200} \cdot \frac{\mu}{0,7} \quad (1)$$

gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$
maximální nosnost nápravy	$G = 6500 \text{ kg}$
šířka pneumatiky	$b = 420 \text{ mm}$



koeficient tření mezi pneumatikou a podložkou $\mu = 0,8$

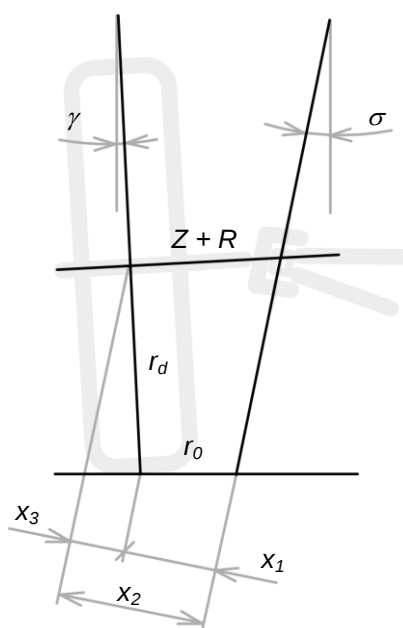
poloměr rejdu r_0

Spočítaný celkový moment pak musí být menší než maximální moment vyvozený nápravou:

$$M_c < M_{max} \quad (2)$$

4.2.1 VÝPOČET POLOMĚRU REJDU

Pro výpočet celkového momentu řízení je nutné znát velikost poloměru rejdu.



Obr. 35 Výpočet poloměru rejdu

úhel příklonu rejdové osy $\sigma = 7^\circ$
 úhel odklonu kola $\gamma = 1,5^\circ$
 délka ramene $R = 125 \text{ mm}$
 zális disku $Z = 25 \text{ mm}$
 dynamický poloměr pneumatiky $r_d = 592 \text{ mm}$
 poloměr rejdu r_0

$$\begin{aligned} x_2 &= (Z + R) \cdot \cos(\sigma + \gamma) \\ x_2 &= (25 + 125) \cdot \cos(7 + 1,5) [\text{mm}] \\ x_2 &= 148,35 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} x_3 &= r_d \cdot \sin(\sigma + \gamma) \\ x_3 &= 592 \cdot \sin(7 + 1,5) [\text{mm}] \\ x_3 &= 87,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4)$$



$$\begin{aligned}x_1 &= x_2 - x_3 \\x_1 &= 148,35 - 87,5 \text{ [mm]} \\x_1 &= 60,85 \text{ mm}\end{aligned}\tag{5}$$

$$\begin{aligned}r_0 &= \frac{x_1}{\cos(\sigma)} \\r_0 &= \frac{60,85}{\cos(7)} \text{ [mm]} \\r_0 &= 61,31 \text{ mm}\end{aligned}\tag{6}$$

$$M_c = 50 \cdot g \cdot G \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_0}{b}} \cdot \frac{b}{200} \cdot \frac{\mu}{0,7}$$

$$M_c = 50 \cdot 9,81 \cdot 6500 \cdot \frac{1}{1 + \frac{61,31}{420}} \cdot \frac{420}{200} \cdot \frac{0,8}{0,7} \text{ [Nm]}$$

$$M_c = 6675 \text{ Nm}$$

Podmínka funkčnosti řízení:

$$\begin{aligned}M_c &< M_{max} \\6675 \text{ Nm} &< 7100 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}\end{aligned}$$

4.3 KONTROLA SYSTÉMU ŘÍZENÍ

Z výtlačného objemu řídicí jednotky a objemu válce přímočarého hydromotoru lze určit počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé. Podle materiálů firmy Sauer Danfoss by se měl nacházet v rozmezí:

$$n_v \in \langle 3, 5 \rangle \tag{7}$$

Počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé se spočítá:

$$n_v = \frac{V_v}{V_j} \tag{8}$$

objem válce hydromotoru V_v

výtlačný objem řídicí jednotky $V_j = 125 \text{ cm}^3$

Objem válce hydromotoru:

$$V_v = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d_p^2) \cdot 2 \cdot Z_p \tag{9}$$



průměr pístu $D_p = 65 \text{ mm}$
 průměr pístnice $d_p = 36 \text{ mm}$
 zdvih pístu $Z_p = 120 \text{ mm}$

$$V_v = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - d_p^2) \cdot 2 \cdot Z_p$$

$$V_v = \frac{\pi}{4} \cdot (65^2 - 36^2) \cdot 2 \cdot 120 [\text{mm}^3]$$

$$V_v = 5,521 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 = 552,1 \text{ cm}^3$$

$$n_v = \frac{V_v}{V_j}$$

$$n_v = \frac{552,1}{125} [-]$$

$$n_v = 4,417$$

$$n_v \in \langle 3, 5 \rangle \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.4 KONTROLA PRŮTOKU ČERPADLA

Čerpadlo v okruhu řízení je poháněno motorem v určitém převodovém poměru. Minimální otáčky čerpadla, určené volnoběžnými otáčkami motoru, musí být dostatečné pro dodávku hydraulického oleje do řízení i při maximálních otáčkách volantu. Maximální otáčky volantu vycházejí z požadavků firmy Zetor.

Požadovaný průtok čerpadla:

$$Q = n_{v \max} \cdot V_j \quad (10)$$

maximální otáčky volantu $n_{v \max} = 60 \text{ min}^{-1}$
 výtlačný objem řídicí jednotky..... $V_j = 125 \text{ cm}^3 = 0,125 \text{ l}$

$$Q = n_{v \max} \cdot V_j$$

$$Q = 60 \cdot 0,125 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$Q = 7,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Minimální průtok čerpadla:

$$Q_{\check{v}} = n_{\check{v}} \cdot V_{\check{c}} \quad (11)$$

otáčky čerpadla při volnoběhu $n_{\check{v}}$
 výtlačný objem čerpadla $V_{\check{c}} = 13,6 \text{ cm}^3 = 0,0136 \text{ l}$



$$n_{\check{c}V} = n_{mV} \cdot i \quad (12)$$

otáčky motoru při volnoběhu $n_{mV} = 750 \text{ min}^{-1}$
 převodový poměr $i = \frac{26}{25} = 1,04$

$$\begin{aligned} n_{\check{c}V} &= n_{mV} \cdot i \\ n_{\check{c}V} &= 750 \cdot 1,04 [\text{min}^{-1}] \\ n_{\check{c}V} &= 780 \text{ min}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\check{c}V} &= n_{\check{c}V} \cdot V_{\check{c}} \\ Q_{\check{c}V} &= 780 \cdot 0,0136 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \\ Q_{\check{c}V} &= 10,61 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Podmínka dostatečného průtoku čerpadla:

$$Q < Q_{\check{c}V} \quad (13)$$

$7,5 < 10,61 \Rightarrow$ vyhovuje

4.5 KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V TLAKOVÉM POTRUBÍ

Doporučená rychlost proudění pro tlakové potrubí:

$$v_t \in \langle 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rangle \quad (14)$$

Jmenovité otáčky motoru:

$$n_{mj} = 2200 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky čerpadla při jmenovitých otáčkách motoru:

$$\begin{aligned} n_{\check{c}j} &= n_{mj} \cdot i \\ n_{\check{c}j} &= 2200 \cdot 1,04 [\text{min}^{-1}] \\ n_{\check{c}j} &= 2288 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (15)$$

Průtok čerpadla při jmenovitých otáčkách motoru:

$$\begin{aligned} Q_{\check{c}j} &= n_{\check{c}j} \cdot V_{\check{c}} \\ Q_{\check{c}j} &= 2288 \cdot 0,0136 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \\ Q_{\check{c}j} &= 31,12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 5,19 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \end{aligned} \quad (16)$$



Rychlost proudění tlakovým potrubím:

$$v_t = \frac{4 \cdot Q_{\check{c}j}}{\pi \cdot d_t^2} \quad (17)$$

vnitřní průměr tlakového potrubí..... $d_t = 10 \text{ mm}$

$$v_t = \frac{4 \cdot Q_{\check{c}j}}{\pi \cdot d_t^2}$$

$$v_t = \frac{4 \cdot 5,19 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,01^2} \text{ [m/s]}$$

$$v_t = 6,6 \text{ m/s}$$

$v_t \in \langle 3 \text{ m/s}, 10 \text{ m/s} \rangle \Rightarrow$ vyhovuje



5 KABINY TRAKTORŮ

Obsluha traktoru tráví na sedadle řidiče každý den značný počet hodin, celá kabina tak musí splňovat řadu předpisů a norem, nejen bezpečnostních, ale také ergonomických, aby bylo ovládání stroje pohodlné a řidič netrpěl přílišnou únavou.

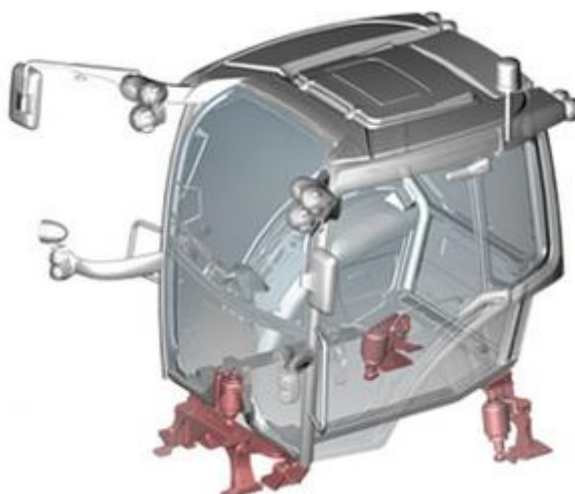
Kabinu traktoru tvoří svařovaná ocelová konstrukce skládající se ze spodní části, střechy, a nejčastěji čtyř nebo šesti sloupků spojujících obě části. Konstrukce plní nosnou a také bezpečnostní funkci, jelikož chrání řidiče při nárazu nebo převrácení vozidla. U současných traktorů se uplatňuje trend zvětšování prosklené plochy kabiny a konstrukce je tomu přizpůsobena. Prosklená plocha musí umožnit obsluhu výhled nejen přímo vpřed a na přední kola, ale také musí být viditelné zařízení uchycené na zadním závěsu. Lesní traktory a traktory s čelním nakladačem jsou často vybaveny střešním oknem a dodatečnou ochrannou konstrukcí. [1]



Obr. 36 Kabina traktoru Challenger MT600C [25]

5.1 SNIŽOVÁNÍ HLUČNOSTI A VIBRACÍ

Hlučnost a vibrace uvnitř kabiny jsou rovněž upraveny normou. Hlučnost by neměla přesáhnout 90 dB, u moderních traktorů dosahuje hodnot cca 75 dB. Snížení vibrací se dosahuje uložením kabiny na silentblocích nebo jejím odpružením. Nejjednodušším způsobem je mechanické odpružení. Přední část kabiny je většinou uchycena silentbloky, jelikož přenáší menší síly. V zadní části, kde je potřeba větší tlumicí účinek je kabina uchycena např. vinutými pružinami. Hydraulické a pneumatické systémy se řadí k aktivním způsobům odpružení. Pomocí senzorů a řídicí jednotky jsou schopny ovlivňovat tuhost pružení v závislosti na výchylkách kabiny při jízdě. U hydraulických systémů jsou namísto pružin použity hydraulické písty, u pneumatických jsou to pneumatické písty nebo měchy.



Obr. 37 Tříbodové pneumatické odpružení kabiny traktoru Fendt [26]

Ke snižování vibrací působících na obsluhu může sloužit i samotné sedadlo řidiče. Moderní sedadla jsou často vybavena pneumatickým, popř. hydropneumatickým, aktivním tlumením vibrací. Sedadla disponují širokou škálou možných nastavení, která slouží k přizpůsobení řidičově výšce a hmotnosti. Ať už je to výška sedáku, sklon opěradla nebo opěrek rukou. Některé traktory mohou být vybaveny sedadlem otočným o 180°, což usnadňuje práci se zařízeními připojenými k zadnímu závěsu. To vše přispívá ke zlepšení ergonomie kabiny a pomáhá řidiči obsluhovat stroj bez zbytečné únavy.



Obr. 38 Sedadlo Maximo Evolution s aktivním odpružením [27]

5.2 OVLÁDACÍ PRVKY TRAKTORU

Ovládací prvky traktoru a informační displeje musí být umístěny tak, aby byly snadno dosažitelné resp. viditelné ze sedadla řidiče. Na sloupku volantu jsou umístěny hlavní



ovládací prvky, jako pedály brzd a spojky a např. páky ručního plynu a reverzace otáček. Ukazatele na středovém panelu zobrazují základní informace jako rychlost traktoru, otáčky motoru či vývodových hřídelů, s použitím lcd displejů se rozšířilo spektrum informací zobrazovaných na středovém panelu. Stále více ovládacích prvků se však přesouvá na loketní opěrku po pravé straně řidiče, která je výhodnější z hlediska ergonomie. Pomocí joysticku, tlačítek a LCD panelu má obsluha přístup ke všem funkcím traktoru a to s minimální námahou.



Obr. 39 Ovládací prvky na loketní opěrce traktoru Claas [28]

Různá řešení volantu mohou řidiči rovněž usnadnit ovládání stroje. Firma New Holland používá systém Fast Steer. Na volantu je v tomto případě menší vnitřní věnec, který slouží k natočení kol o maximální úhel pootočením vnitřního věnce o pouhých 8°, namísto několika otáček celého volantu.



Obr. 40 Volant traktoru New Holland se systémem Fast Steer [29]

Firma Massey Ferguson používá u svých traktorů podobný systém nazvaný Speed Steer, u kterého si řidič může zvolit poměr otáček volantu k úhlu natočení kol. Úplné natočení kol je tak možné i na jednu otáčku volantu.



5.3 SLOUPKY VOLANTU

Výrobci v dnešní době nabízejí široký výběr sloupků volantu. Jednotlivé varianty se liší v několika ohledech, ať už úrovní výškového a úhlového nastavení nebo počtem přístrojů a ovladačů integrovaných do sloupku.

Podle možnosti nastavovat volant do různých poloh rozlišujeme sloupky pevné, sklopné nebo sklopné a výsuvné.



Obr. 41 Rozdělení sloupků volantu podle možnosti nastavení

Pevný sloupek je tvořen jednoduchým tubusem bez možnosti sklápění. Na koncích tubusu jsou přípojky na volant a řídicí jednotku a příruba pro uchycení sloupku. Sklopný sloupek je rozdělen kloubem, který umožňuje naklápění sloupku dopředu nebo dozadu. Hřídel řízení je v místě kloubu spojena kardanem. Sklápění se ovládá páčkou umístěnou zpravidla na boku sloupku nebo pedálem. Úhel sklopení je ve většině případů větší ve směru k řidiči (např. 20°) a menší směrem k přednímu oknu (např. 5°). Výsuvný sloupek má navíc možnost se teleskopicky vysunout pomocí další páčky na boku sloupku. Velikost vysunutí se většinou pohybuje od 40 do 80 mm.



Obr. 42 Pevný, sklopný a výsuvný sloupek volantu, COBO Group [7]

Podle umístění kloubu můžeme rozlišit sloupek s kloubem umístěným uprostřed nebo s kloubem u základny sloupku.



kloub uprostřed



kloub u základny

Obr. 43 Rozdělení sloupků podle umístění kloubu

Výrobci sloupků se rovněž zabývají výrobou různých ovládacích prvků, jako jsou páčky a tlačítka, a také informačních panelů a displejů. Mají proto v nabídce i sloupky s již integrovaným příslušenstvím. Na sloupku jsou umístěny páčky a tlačítka pro různé účely a také displeje nebo panely, podle jejichž umístění můžeme rozdělit sloupky na jednoduché sloupky bez přístrojové desky, s přístrojovou deskou umístěnou za volantem a umístěnou na volantu.



bez přístrojové desky



s přístrojovou deskou za volantem



s přístrojovou deskou na volantu

Obr. 44 Rozdělení sloupků podle umístění přístrojové desky



Obr. 45 Sloupky s ovládacími prvky bez přístrojové desky a s ní, AMA S. p. A [8]



Obr. 46 Sloupek s přístrojovou deskou umístěnou na volantu COBO VDS [7]

Sloupek VDS (Visual Drive System) od firmy COBO disponuje systémem s 32-bitovým procesorem a 7" LED dotykovým displejem. Displej se neotáčí společně s volantem, zůstává ve stejné poloze a poskytuje obsluze dobrý výhled. Je určen i pro práci v těžkých podmínkách. Systém je vybaven vstupem pro videokameru, usb a ethernet vstupem. [7]



Obr. 47 Ukazatele do přístrojové desky, AMA S. p. A. [8]

Firma AMA rovněž vyrábí nejrůznější ukazatele a displeje určené pro umístění do přístrojové desky, ať už analogové nebo digitální. Sloupky volantu je tak možné optimalizovat podle potřeby

6 NÁVRH SLOUPKU ŘÍZENÍ

6.1 SOUČASNÝ STAV

Traktor Forterra je vybaven sklopným a výsuvným sloupkem volantu, který je uchycen na rámu sloupku řízení. Rám nese kromě samotného sloupku volantu i držáky pák ručního plynu a ovladače reverzace otáček, panel s elektronikou a přístrojovou deskou a plastové kryty celého sloupku. Samotný rám je uchycen na konzole pedálů. V tomto odlitku jsou upevněny jak pedály brzd a spojky, tak i řídicí jednotka, která je přístupná z vnějšku kabiny a je umístěná tak, aby byl volný přístup ke všem přípojkám. Od prostoru motoru je kabina oddělena plechem odhlučnění.



Obr. 48 Počítačový model kabiny traktoru Zetor Forterra [9]



Obr. 49 Sestava sloupku řízení se současným rámem sloupku [9]

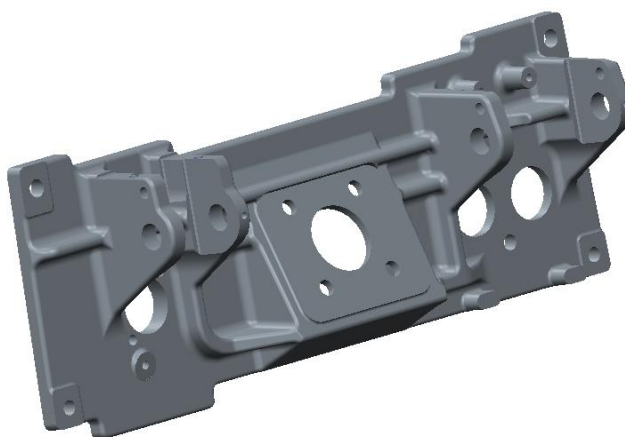


Obr. 50 Rám sloupku řízení [9]

Současný rám sloupku řízení je svarek z ohýbaných součástí. Tvoří podporu pro sloupek volantu, elektroniku přístrojové desky a ovládací páky a jsou na něm umístěny plošky pro umístění plastových krytů. Na šířku je co nejužší, to proto, aby umožnil čistý výhled přes spodní okna na přední kola.



Obr. 51 Sestava sloupku řízení se současnou konzolou pedálů [9]



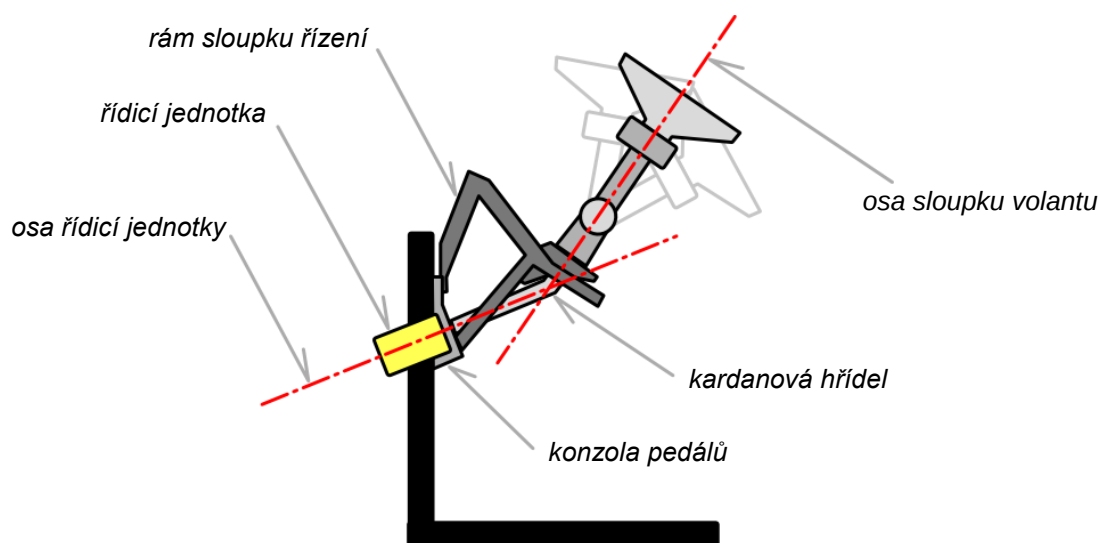
Obr. 52 Konzola pedálů [9]

Konzola pedálů je odlitek, navržený s ohledem na dostatečnou tuhost, jelikož tvoří základ prakticky celého sloupku řízení. Na ploškách na čelní straně je k ní přišroubován čtyřmi šrouby samotný rám a jsou v ní uchyceny pedály brzd a spojky. Řídicí jednotka je uložena v zálisu na zadní straně uprostřed konzoly.



Obr. 53 Konzola s rámem [9]

Současné uspořádání má určité nevýhody. Svařovaný rám je tvarově složitý a neumožňuje použití dlouhých sloupků. Tomu brání převážně středová vzpěra.



Obr. 54 Schéma současného uspořádání

Dlouhý sloupek, např. sloupek s otočným bodem umístěným u základny, není možné použít také kvůli tomu, že osa sloupku volantu se neshoduje s osou přípojky řídicí jednotky. To je nutné řešit spojením řídicí jednotky se sloupkem volantu kardanovou hřídelí. Tím také narůstá složitost celé soustavy.



6.2 POŽADAVKY NA NOVÝ SLOUPEK ŘÍZENÍ

Cílem této diplomové práce je navrhnout jednotlivé díly sloupku řízení tak, aby splňovaly požadavky zadané firmou Zetor.

6.2.1 POŽADAVKY NA NOVÝ RÁM

- tvarově jednoduchý
- lichoběžníkový tvar při pohledu shora
- použití jeklových profilů
- upevněn na předních krajích do odlitku konzoly pedálů
- vpravo pouzdro bovdenového mechanismu páky ručního plynu
- vlevo pouzdro bovdenového mechanismu páky reverzace
- podpora sloupku volantu
- dostatečná tuhost

Určité rysy by měly podle požadavků stejné jako u dosavadního rámu, např. uchycení na předních krajích do konzoly nebo pouzdra bovdenových mechanismů. Rám by měl obsahovat i konzolky na upevnění elektrických součástek a povrchových plastových dílů, to ale není předmětem této diplomové práce.

6.2.2 POŽADAVKY NA NOVOU KONZOLU

- na krajích plošky pro upevnění nového rámu
- ve spodní části protažení dolů pro zástavbu nové polohy jednotky
- osa volantu bude průsečíkem nového středu volantu a nové snížené polohy jednotky

Hlavní změnou konzoly je nové snížené místo pro umístění řídicí jednotky, tak aby se osa jednotky shodovala s osou sloupku volantu. Bude tak možné použít různé varianty sloupku volantu.

Pro celou sestavu platí, že umístění jednotlivých ovládacích prvků musí zůstat nezměněno. Pedály, páky ručního plynu a reverzace musí zůstat ve stejné poloze jako dosud. U osy volantu je dovoleno, aby změnila svůj úhel, střed volantu (průsečík osy volantu a roviny povrchu věnce) však musí zůstat na stejném místě v prostoru kabiny jako dosud. Jeho poloha se může lišit pouze nepatrně, při použití sklopného a výsuvného sloupku volantu je možné ji dodatečně korigovat.

Obě součásti musí mít dostatečnou tuhost, ta bude zaručena pevnostní analýzou. Výpočet bude probíhat pro jeden zatěžovací stav, a to zatížení silou o velikosti 1000 N působící v průsečíku osy sloupku volantu s rovinou věnce volantu ve směru k levým dveřím kabiny, kolmo na podélnou rovinu traktoru.

6.3 NAVRŽENÝ RÁM SLOUPKU ŘÍZENÍ

Nový rám je svarek, jehož základ tvoří jeklové profily 40 x 20 x 3. Je tvarově jednoduchý a při pohledu shora má lichoběžníkový tvar, který je co nejužší, aby sloupek řízení neblokoval výhled na přední kola traktoru. Příruba pro umístění sloupku volantu je ohýbaná součást vyrobená z plechu o tloušťce 6 mm. Ze stejného materiálu jsou i úchyty pro upevnění rámu ke konzole pedálů. Tuhost tohoto spojení



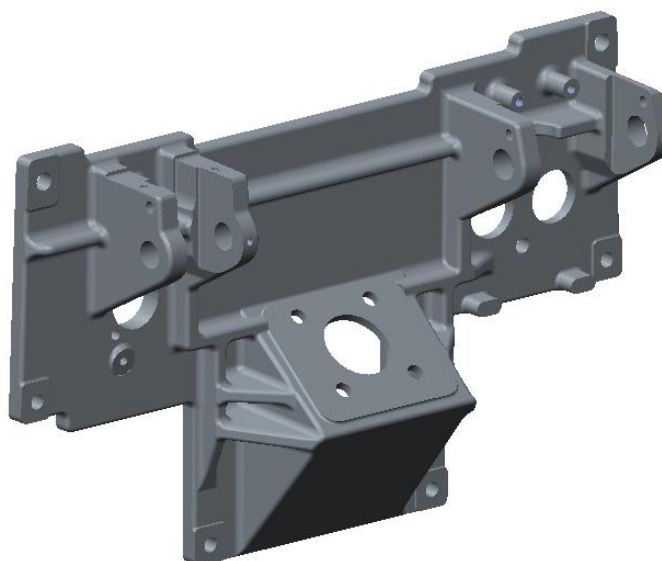
je zajištěna vzpěrami umístěnými zespodu i z vrchu rámu. Vpravo i vlevo se nacházejí pouzdra pro bovdenové mechanismy pák ručního plynu a páky reverzace umístěné tak, aby odpovídaly umístění na současném rámu.



Obr. 55 Model navrženého rámu sloupku řízení

6.4 NAVRŽENÁ KONZOLA PEDÁLŮ

Navržená konzola pedálů je rovněž odlitek. Umístění úchytů pro pedály zůstalo nezměněno stejně jako plošky pro přišroubování rámu. Středová část s místem pro zástavbu řídicí jednotky byla posunuta směrem dolů a sklopena tak, aby její osa souhlasila s osou volantu. Pro uchycení samotné konzoly byly přidány další dva otvory pro šrouby ve spodní části.



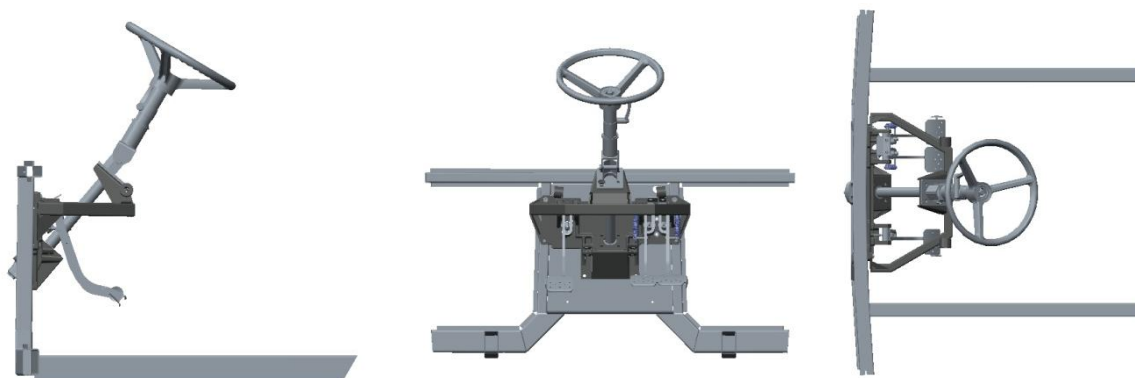
Obr. 56 Model nové konzoly pedálů



Kvůli novému tvaru konzoly pedálů bylo nutné upravit i stávající plech odhlučnění, oddělující kabinu od prostoru motoru. Byl do něj přidán výřez kopírující vybrání pro řídicí jednotku a dva otvory pro přišroubování konzoly.



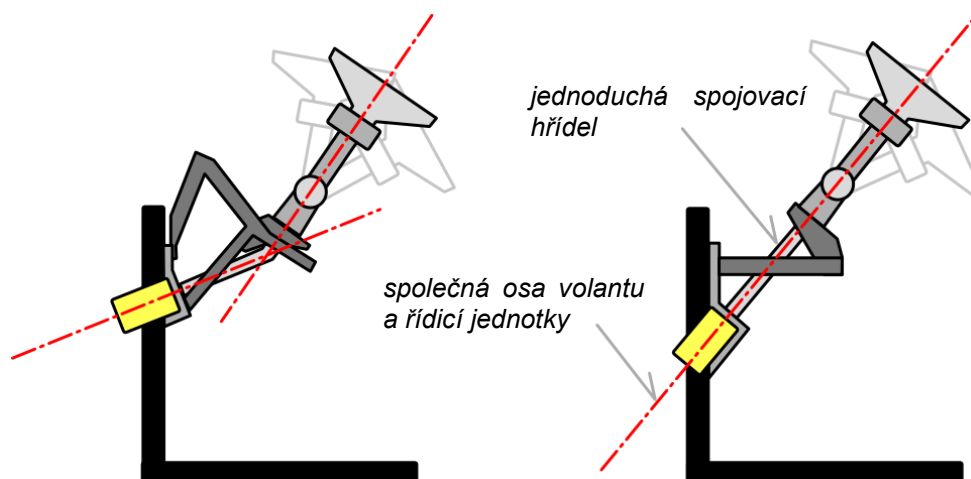
Obr. 57 Úprava plechu odhlučnění



Obr. 58 Sestava sloupku řízení s novými díly

6.5 SESTAVA SLOUPKU ŘÍZENÍ S NOVÝMI DÍLY

Při použití nových dílů sloupku řízení bude možné využít nejen krátkých sloupků volantu, ale také těch dlouhých. Ať už pevných nebo sklopných okolo kloubu umístěného uprostřed či u základny. Spojení krátkého sloupku a řídicí jednotky je navíc možné realizovat jednoduchou spojovací hřídelí bez kardanového kloubu.



Obr. 59 Sestava s navrženými díly

V nové sestavě kopíruje osa řídicí jednotky osu sloupku volantu. Volant zůstal téměř ve stejných vzdálenostech od podlahy kabiny a čelního skla jako tomu bylo původně. Jeho pozice se liší zhruba o 10 mm oproti původní, což je zanedbatelná hodnota. Osa nesklopeného sloupku volantu svírá s podlahou kabiny při použití nových dílů úhel zhruba 49° , oproti původním 54° . Obě hodnoty je možno upravit sklopením či vysunutím sloupku volantu.

6.5.1 ALTERNATIVNÍ ZÁSTAVBY SLOUPKU VOLANTU

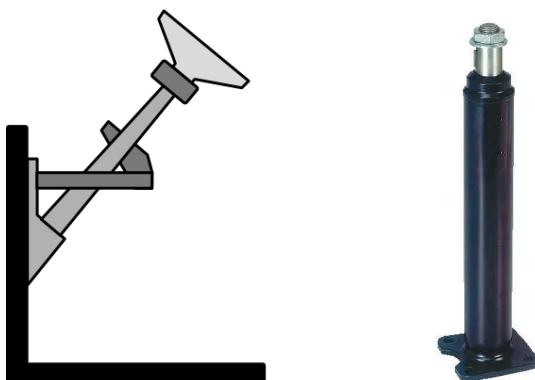
V novém modelu traktoru Forterra HSX bude použit krátký sloupek volantu firmy COBO Group s označením Crib. Tento typ má možnost sklopení o 10° směrem k čelnímu sklu a 20° směrem k řidiči a vysunutí volantu o 50 mm. S řídicí jednotkou bude spojen jednoduchou hřídelí, kterou dodá stejná firma. Ta navíc používá na svých sloupcích standardní přípojky určené pro výrobky firmy Sauer Danfoss, výrobce řídicí jednotky.



Obr. 60 Varianta s krátkým sloupkem volantu, COBO Group [7]



Díky shodné ose řídící jednotky a sloupku volantu a snížené poloze řídící jednotky je možné namontovat do sloupku řízení dlouhý sloupek uchycený pouze na konzole pedálů. Rám by tak nesl pouze ostatní prvky sloupku řízení, jako např. přístrojovou desku. Sloupek by mohl být podepřen jednoduchou objímkou na rámu, to by však nebylo výhodné z hlediska sil působících na rám. Jako dlouhý sloupek by bylo možné použít např. obyčejný model firmy COBO Group s názvem CSF. Je dodáván v různých délkách, od 130 do 830 mm.



Obr. 61 Varianta s dlouhým pevným sloupkem volantu, firma COBO Group [7]

Dlouhý sloupek by samozřejmě mohl být také sklopný nebo i výsuvný. Firma AMA S. p. A. má v nabídce sloupek s otočným bodem u základny. Je možné jej vysunout o 50 mm a sklopit o 7° směrem k čelnímu sklu a 19° směrem k řidiči, sklopení se ovládá pedálem umístěným u základny sloupku.



Obr. 62 Varianta s dlouhým sklopným sloupkem, AMA S. p. A. [8]

Do budoucna se počítá také s využitím dlouhých sloupků s již integrovaným příslušenstvím. U této varianty by již nebylo potřeba rámu, jelikož všechny plastové kryty a ovládací prvky, včetně přístrojové desky, nese již samotný sloupek. Sloupek nazvaný Galaxy od firmy COBO Group má možnost sklopení o 5° směrem k čelnímu sklu a 25° směrem k řidiči a je výsuvný o 55 mm.



Obr. 63 Varianta s vybaveným sloupkem, firma COBO Group [7]

7 PEVNOSTNĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZA

Rám sloupku řízení i konzola pedálů mají být navrženy tak, aby poskytovaly dostatečnou podporu sloupku volantu. Veškeré zatížení sloupku i samotného volantu totiž bude přenášet právě rám, resp. konzola. Při použití krátkého sloupku bude uchycen pouze na rámu, hřídel spojující řídicí jednotku a sloupek volantu neposkytuje žádnou oporu. Při použití dlouhého sloupku bude uchycen pouze na přírubě konzoly pedálů.

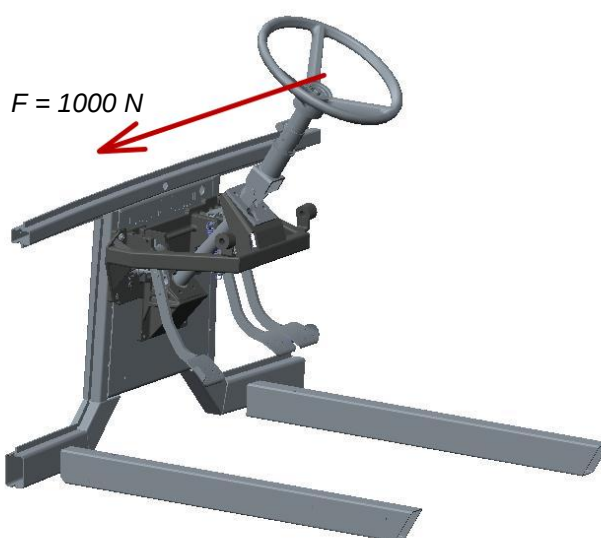
7.1 PROGRAM CREO

Program Creo společnosti PTC nabízí široké spektrum funkcí pro tvorbu strojních součástí a sestav od jednoduchého prvotního návrhu, přes přesný parametrický model až k výkresové dokumentaci. Jeho součástí je i nástroj umožňující provádění pevnostních, tepelných nebo únavových analýz výrobku ve fázi 3D modelu nazvaný Creo Simulate. Návrhové a kontrolní výpočty jsou prováděny v přímé vazbě na konstrukční modely.

Výpočet se v programu PTC Creo Simulate uskutečňuje metodou geometrických prvků - GEM (geometric element method), která funguje na stejném principu jako metoda konečných prvků – MKP (FEM – finite element method). Součást je před výpočtem rozdělena na konečný počet prvků, které tvoří síť. Požadované parametry se pak zjišťují v uzlech sítě. [30]

7.2 PEVNOSTNĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZA RÁMU

Pevnostní analýza byla provedena pro jeden zátěžný stav, a to je síla 1000 N působící v průsečíku osy sloupku volantu a rovinou věnce volantu ve směru k levým dveřím kabiny, kolmo na podélnou rovinu traktoru.



Obr. 64 Síla působící na sestavu



Silové působení lze převést do zjednodušeného zobrazení, kde je uchycení sloupku volantu v rámu nahrazeno vetknutím do pevné podložky. Místo je označeno jako vazba A. Rám tak bude zatížen nejen boční silou, ale i momentem o velikosti:

$$M_A = F \cdot (l_{ks} + h_v) \quad (18)$$

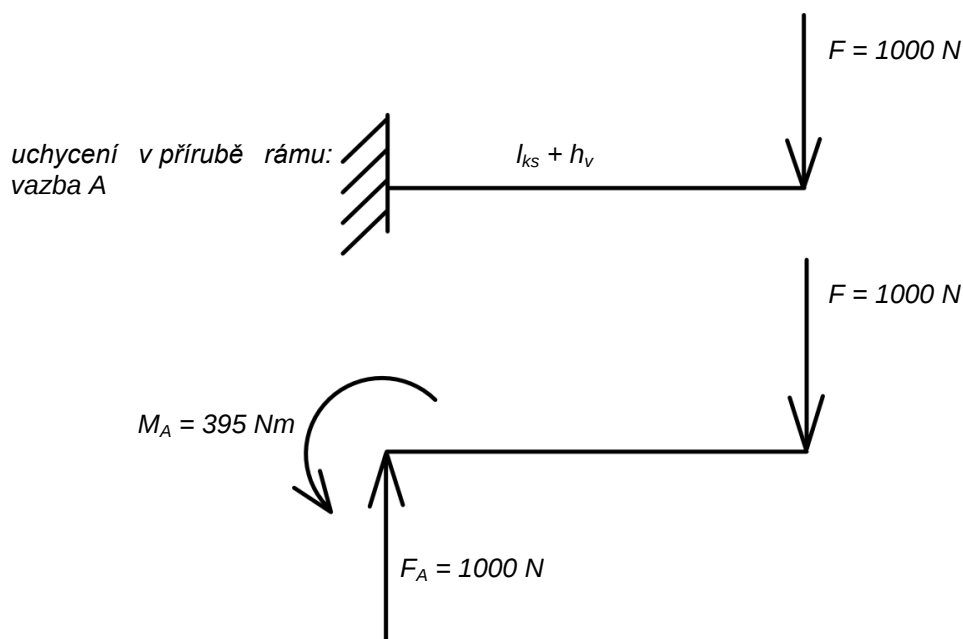
maximální délka krátkého sloupku ... $l_{ks} = 325 \text{ mm}$

výška volantu $h_v = 70 \text{ mm}$

$$M_A = F \cdot (l_{ks} + h_v)$$

$$M_A = 1000 \cdot (325 + 70) [\text{Nm}]$$

$$M_A = 395 \text{ Nm}$$



Obr. 65 Schéma silového působení v sestavě

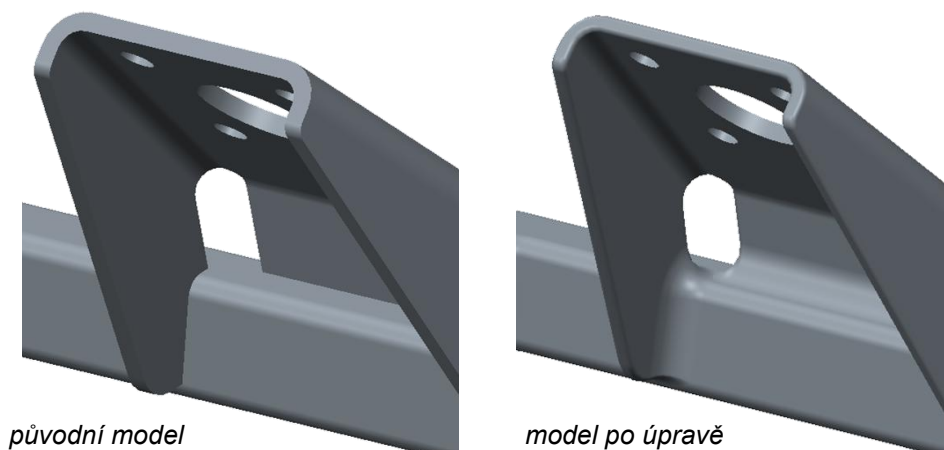
7.2.1 PŘÍPRAVA MODELU

Před samotnou pevnostní analýzou bylo nutné připravit model tak, aby jeho vlastnosti co nejvíce odpovídaly vlastnostem skutečné součásti. Tyto úpravy zahrnovaly:

- zaoblení namáhaných hran a spojů
- volba materiálu
- definice vazeb
- umístění zatížení
- tvorba sítě

ZAOBLENÍ NAMÁHANÝCH HRAN A SPOJŮ

Parametrický model sestavy rámu nebyl pro výpočet příliš vhodný. Jakožto svarek byl složen z několika součástí, jejichž spojení neodpovídalo skutečnosti. Ve spojích jednotlivých součástí se tvořily koncentrátoři napětí a výsledky pevnostních výpočtů tak byly značně zkreslené.



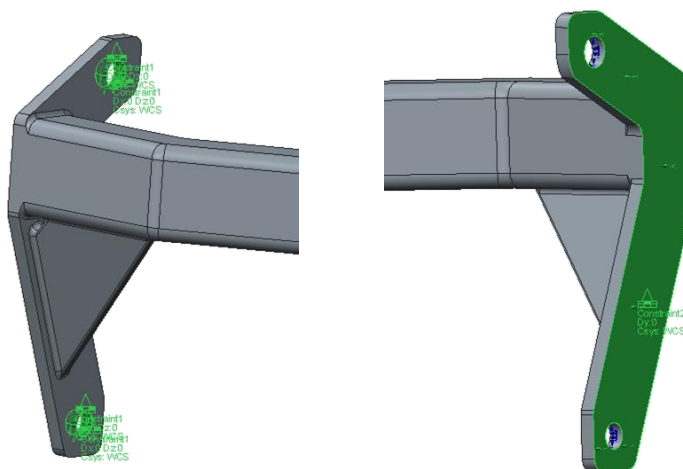
Obr. 66 Zaoblení hran ve spojích

VOLBA MATERIÁLU

PTC Creo nabízí široký výběr materiálů ať už kovových (ocel, hliník, mosaz), nebo nekovových (nylon, PVC). Pro účely tohoto výpočtu byla zvolena běžná ocel.

DEFINICE VAZEB

Spojení rámu s konzolou pedálů je teoreticky tuhé, úchyty tedy bylo nutné zbavit všech šesti stupňů volnosti. Čtyři díry určené pro uchycení šrouby byly zbaveny možnosti posuvu ve směru os X a Z, tedy posuvů nahoru a do stran. Stykové ploše úchytnů dotýkající se plošek pro uchycení rámu na konzole bylo zamezeno možnosti posuvu ve směru osy Y, čili posuvu po a proti směru jízdy traktoru. Těmito vazbami bylo zároveň zamezeno jakékoli rotaci celého dílu.

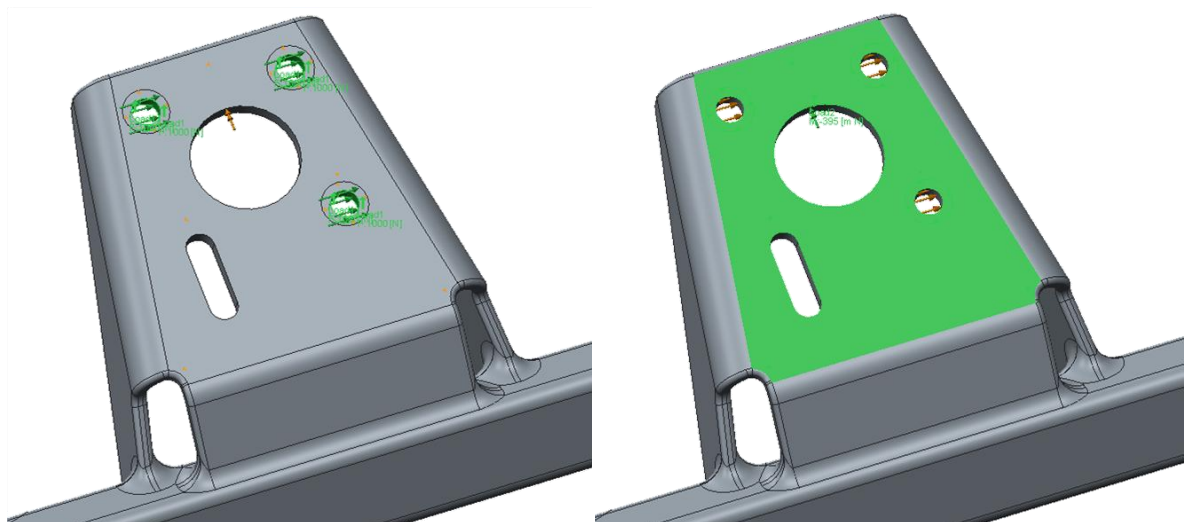


Obr. 67 Definice vazeb rámu



UMÍSTĚNÍ ZATÍŽENÍ

Zatížení od sloupku volantu bude přenášet pouze příruba. Podobně jako u vazeb se dá očekávat že boční sílu budou přenášet díry pro šrouby uchycení sloupku. Síla o velikosti 1000 N je tedy umístěna do třech z nich. Díra pro čtvrtý šroub je protáhlá a slouží spíše ke korekci polohy sloupku volantu, než k přenosu sil. Moment tvořený silou na rameni o velikosti délky sloupku volantu bude zachycen styčnou plochou mezi přírubou rámu a úchytem sloupku.



Obr. 68 Umístění zatížení na rámu

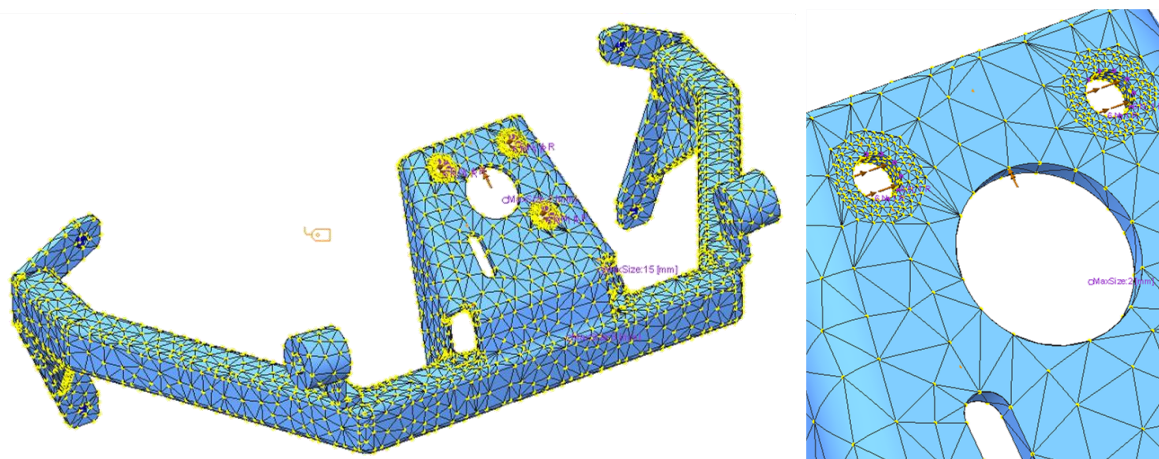
TVORBA SÍTĚ

PTC Creo je vybaveno nástrojem pro automatickou tvorbu sítí pro výpočet nazvaný AutoGEM, ale při použití předem nastavených hodnot je vytvořená síť nevzhledná a hned v několika ohledech nevhodná pro výpočet. K dispozici je však velké množství nastavení, kterými lze upravit síť pro potřeby modelu.

Je možné upravit jak velikost, tak tvar jednotlivých prvků sítě. K dispozici jsou plošné, objemové i prutové prvky. Pro model byly zvoleny objemové prvky, které mohou mít tvar čtyřstěnu, trojbokého hranolu či krychle. Krychlové prvky jsou pro výpočet nejvhodnější, je však obtížné jimi pokrýt model s dostatečnou přesností.

Maximální velikost prvků na celém modelu byla nastavena na 15 mm. Tato hodnota byla vybrána s ohledem na výkon počítače, na kterém byl výpočet prováděn. Obecně platí, že čím menší jsou prvky sítě, tím je výpočet přesnější, doba výpočtu se však razantně prodlouží. Nepřesnost bylo nutné alespoň do jisté míry zkorigovat, a tak byla na modelu určena místa, kde napětí dosahovalo největších hodnot, a v těchto místech byla síť zjemněna. V kritických místech tak došlo ke zpřesnění výpočtu, aniž by se příliš prodloužil čas pro výpočet.

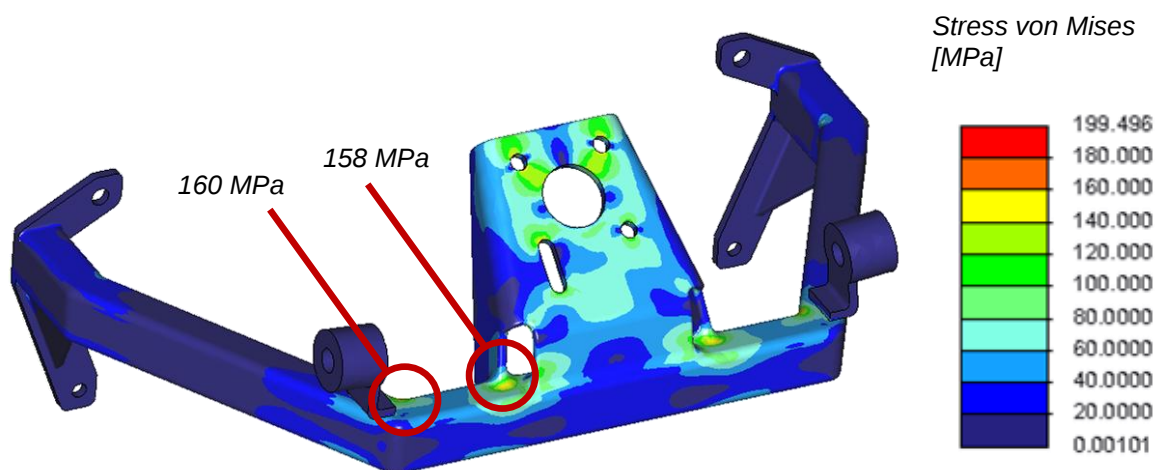
V okolí děr pro šrouby byla síť nepravidelná a tak bylo využito možnosti určit přesný počet a polohu uzlů na hraně. Program se pak při tvorbě sítě řídil navrženými uzly a síť měla pravidelnější tvar.



Obr. 69 Síť pro pevnostní výpočet rámu

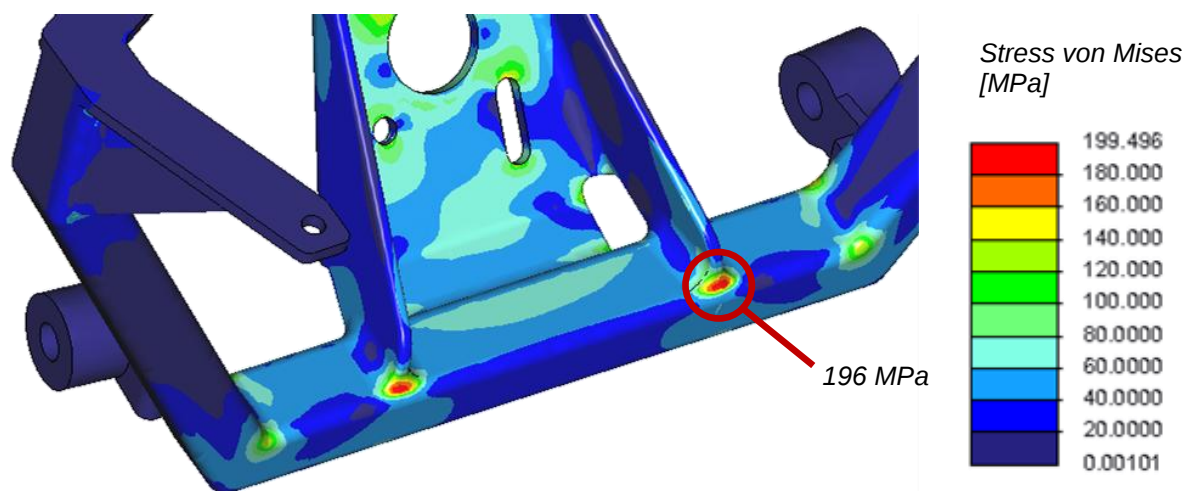
7.2.2 MKP VÝPOČET RÁMU

Po nastavení zatížení, vazeb a materiálu a po vytvoření sítě, bylo možné spustit samotný výpočet. Ten může probíhat dvěma metodami, Single-Pass Adaptive a Multi-Pass Adaptive. Single-Pass Adaptive je jednodušší metoda, která zabere méně času. Multi-Pass Adaptive je naopak složitější, probíhá v několika krocích, přičemž v každém dalším kroku se dostane k bližší iteraci výsledku. Pro výpočet byla zvolena jednodušší a časově méně náročná metoda Single-Pass Adaptive.



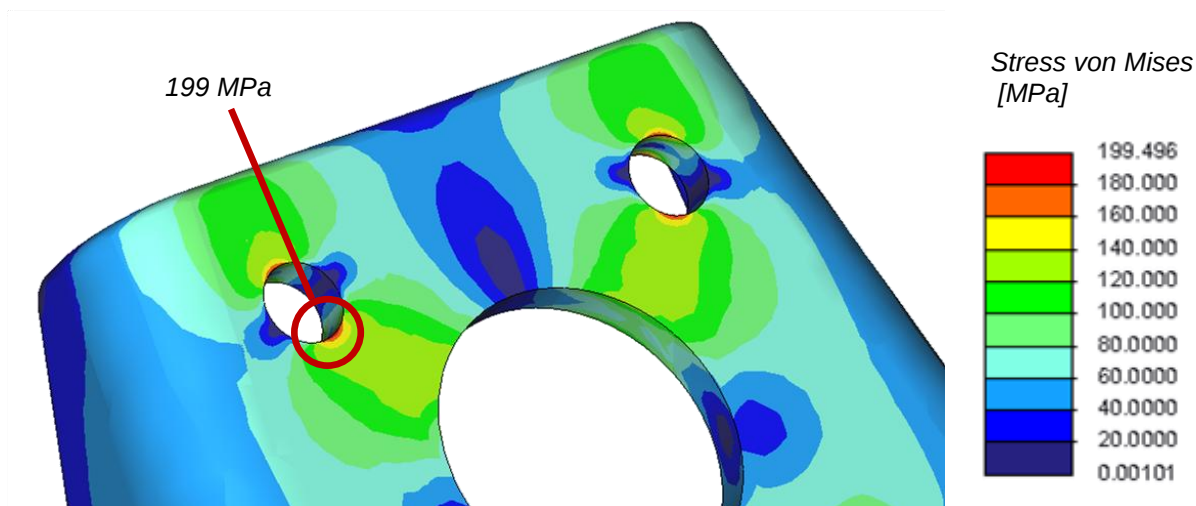
Obr. 70 Vnitřní napětí rámu

Z výsledku pevnostní analýzy vyplývá, že nejnamáhavější díl svarku je příruba, ke které je přišroubován sloupek volantu. Úchyty, které drží rám na konzole pedálů, přenášejí zanedbatelná napětí. Špičky napětí se nacházejí ve spojích. Ať už je to svar mezi samotným rámem a přírubou, nebo svar mezi příčným a bočním dílem rámu na obou stranách.



Obr. 71 Vnitřní napětí rámu

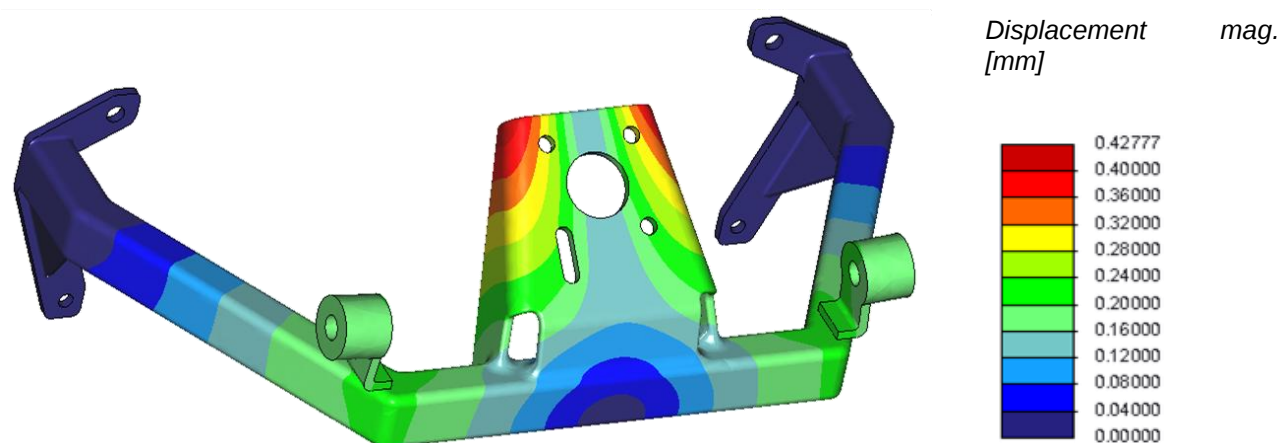
Většímu vnitřnímu napětí je vystaven svar mezi přírubou a příčnicí ve spodní části rámu. Maximum je v tomto místě na hodnotě 196 MPa.



Obr. 72 Vnitřní napětí rámu

Absolutní maximum vnitřního napětí na celém rámu se nachází na hraně díry pro šroub na uchycení sloupku volantu. Dá se předpokládat, že tato hodnota je zkreslená, především kvůli nesražené hraně, ale také tím, že se nachází v blízkosti plochy, na které je umístěno zatížení silou.

Co se týče deformace rámu, dosahuje při zadaném zatížení zanedbatelných hodnot. Maximální posun se nachází na horní straně příruby a má velikost zhruba 0.4 mm.



Obr. 73 Maximální deformace rámu

Pro přírubu rámu bude potřeba použít materiál s vyšší mezí kluzu, než jakou disponuje ocel, z níž jsou vyrobeny jekly rámu. Vhodným materiálem by byla ocel S500MC používaná na plechy válcované za tepla. Tato ocel je vhodná k výrobě ohýbaných součástí a vyniká dobrou svařitelností. Její mez pevnosti je $R_m = 550 - 700$ MPa a mez kluzu $R_{p02} = 500$ MPa. Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu by pak dosahovala hodnoty $k = 2,5$, při maximálním vnitřním napětí 199 MPa. Pro svaření bude nutné použít elektrodu o stejných nebo lepších vlastnostech než tato ocel, takže bezpečnost ve svarech bude ještě vyšší.



7.3 PEVNOSTNĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZA KONZOLY

Pevnostní analýza konzoly pedálů se zabývala taktéž jedním zátěžným stavem, a to boční silou o velikosti 1000 N na volant. Vazba B se nachází v místě spojení sloupku volantu a konzoly pedálů. V případě konzoly je moment M_B větší kvůli větší délce sloupku.

$$M_B = F \cdot (l_{ds} + h_v) \quad (19)$$

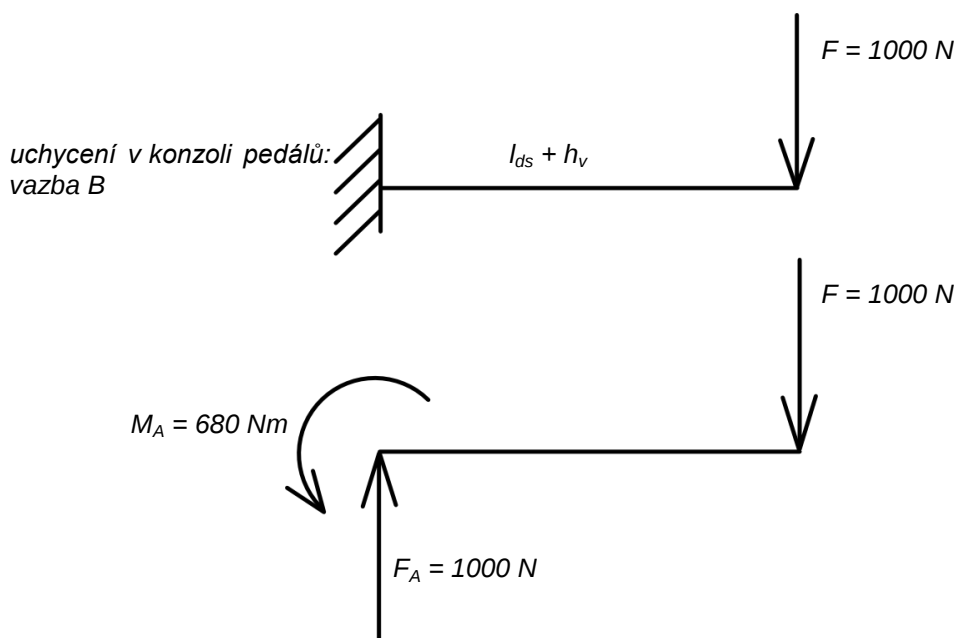
Maximální délka dlouhého sloupku .. $l_{ds} = 610 \text{ mm}$

Výška volantu $h_v = 70 \text{ mm}$

$$M_B = F \cdot (l_{ds} + h_v)$$

$$M_B = 1000 \cdot (610 + 70) [\text{Nm}]$$

$$M_B = 680 \text{ Nm}$$



Obr. 74 Schéma silového působení v sestavě

7.3.1 PŘÍPRAVA MODELU

Příprava modelu pro výpočet probíhala stejně jako u rámu a je možné ji rozdělit do několika bodů:

- volba materiálu
- definice vazeb
- umístění zatížení
- tvorba sítě

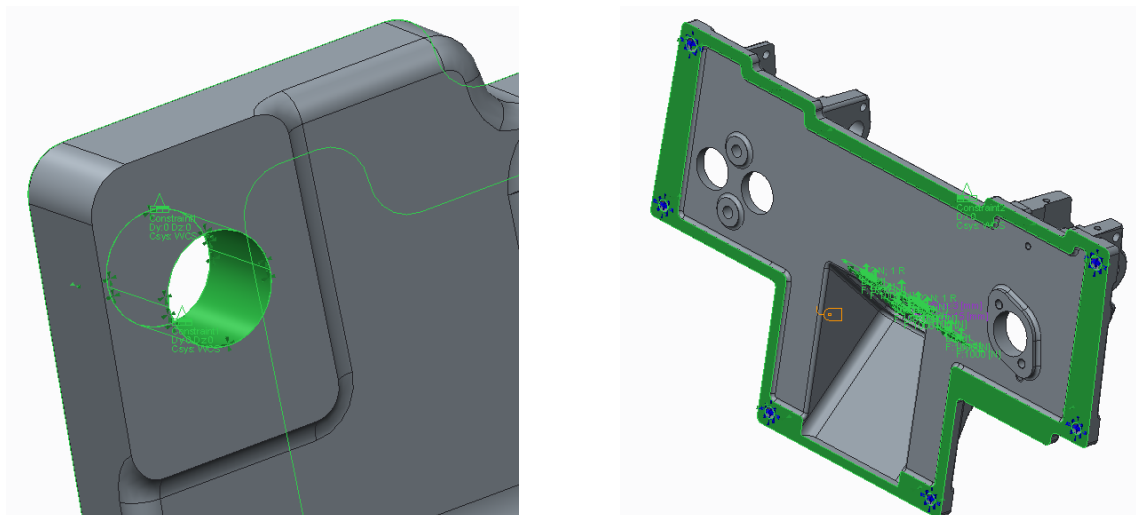


VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál konzoly bude použita tvárná litina.

DEFINICE VAZEB

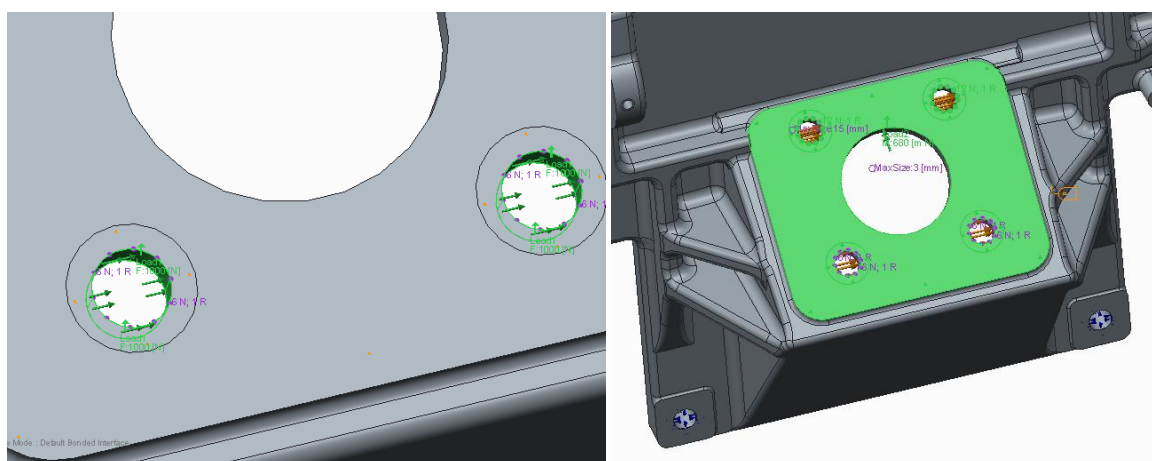
Konzola je uchycena podobně jako rám teoreticky tuhým spojením na rámu kabiny a na plechu odhlučnění. Šesti díram pro šrouby bylo zamezeno pohybu ve směru osy X a Z, což odpovídá směru dolů a do stran, a styková plocha mezi konzolou a rámem kabiny byla zbavena možnosti pohybu v ose Y (směr po a proti směru jízdy).



Obr. 75 Definice vazeb konzoly

UMÍSTĚNÍ ZATÍŽENÍ

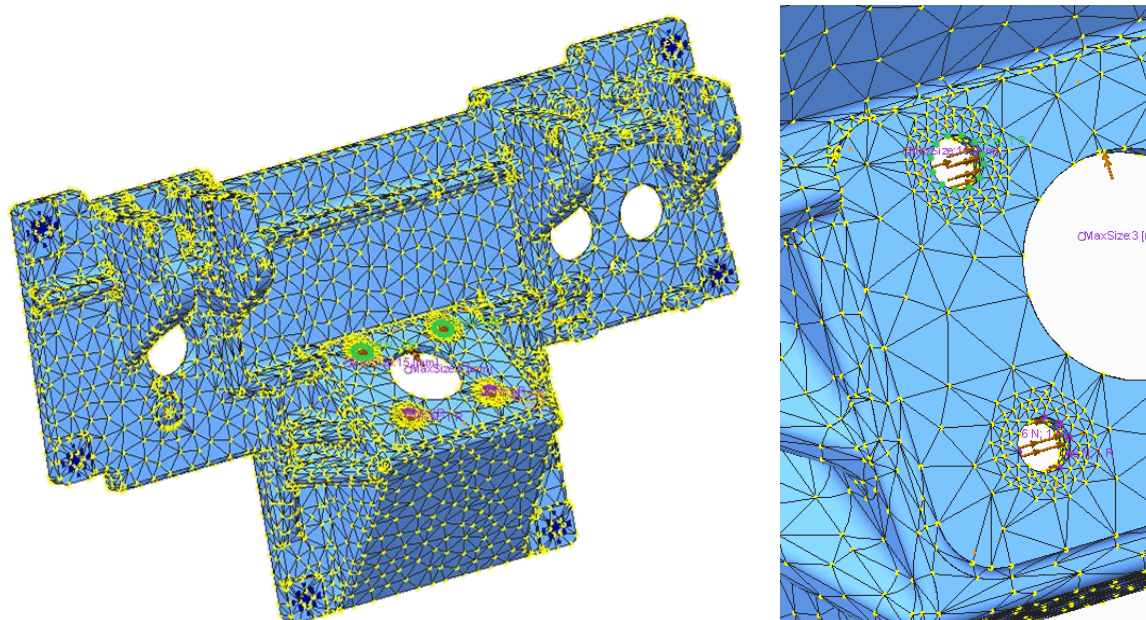
Zatížení bylo umístěno analogicky k přírubě rámu. Díry pro šrouby jsou zatíženy silou o velikosti 1000 N, zatímco dosedací plocha momentem o velikosti 680 Nm.



Obr. 76 Umístění zatížení na konzolu

TVORBA SÍTĚ

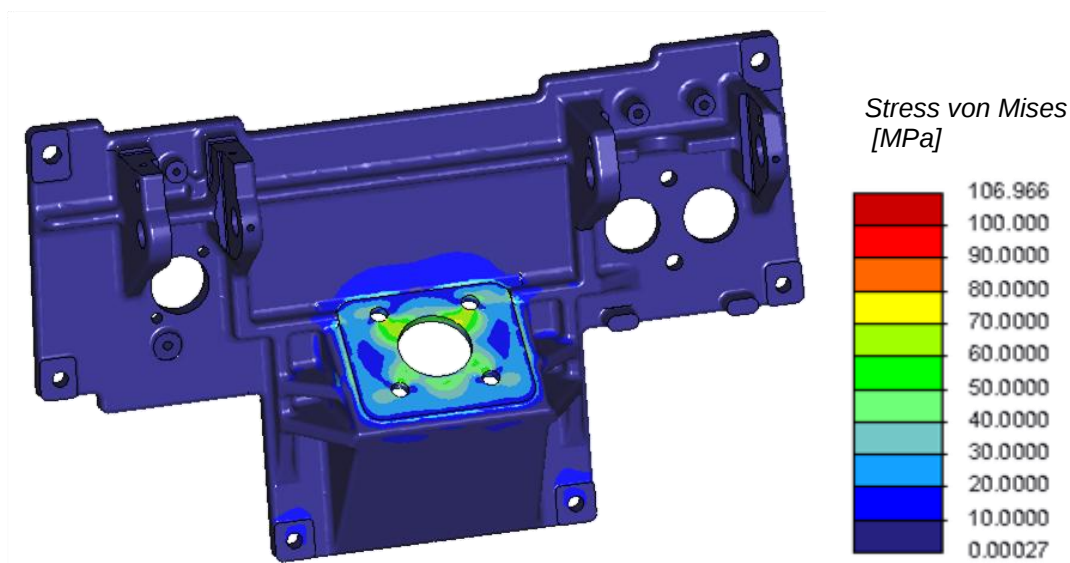
Síť byla upravena tak, aby největší rozměr prvku byl 15 mm. V místech, kde se dalo předpokládat velké napětí, konkrétně v těsné blízkosti děr pro šrouby, byla maximální velikost prvků sítě nastavena na 3 mm, aby byl výpočet v těchto místech přesnější.



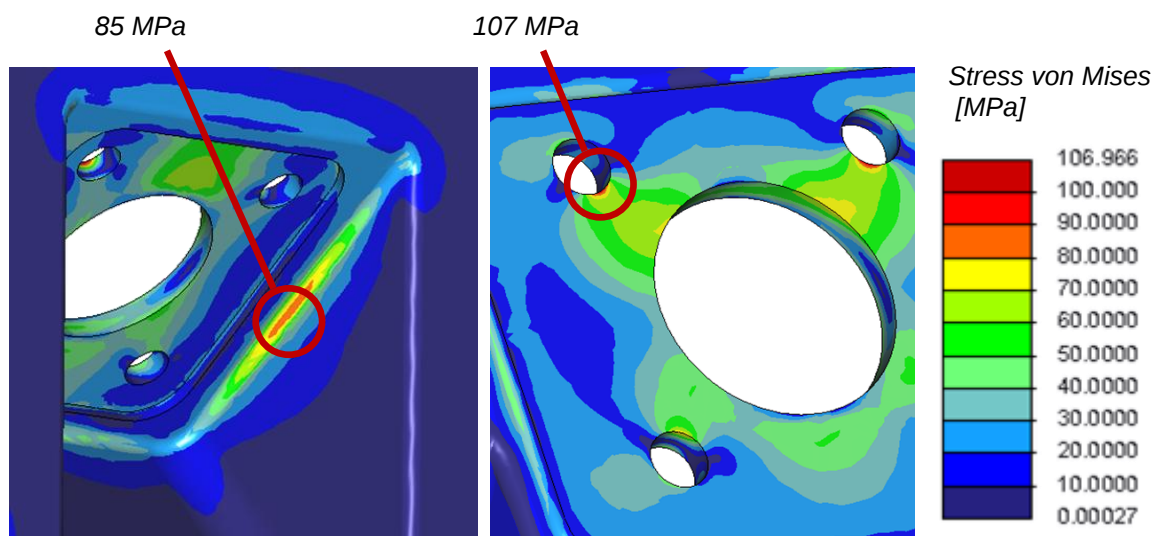
Obr. 77 Síť pro výpočet konzoly

7.3.2 MKP VÝPOČET KONZOLY

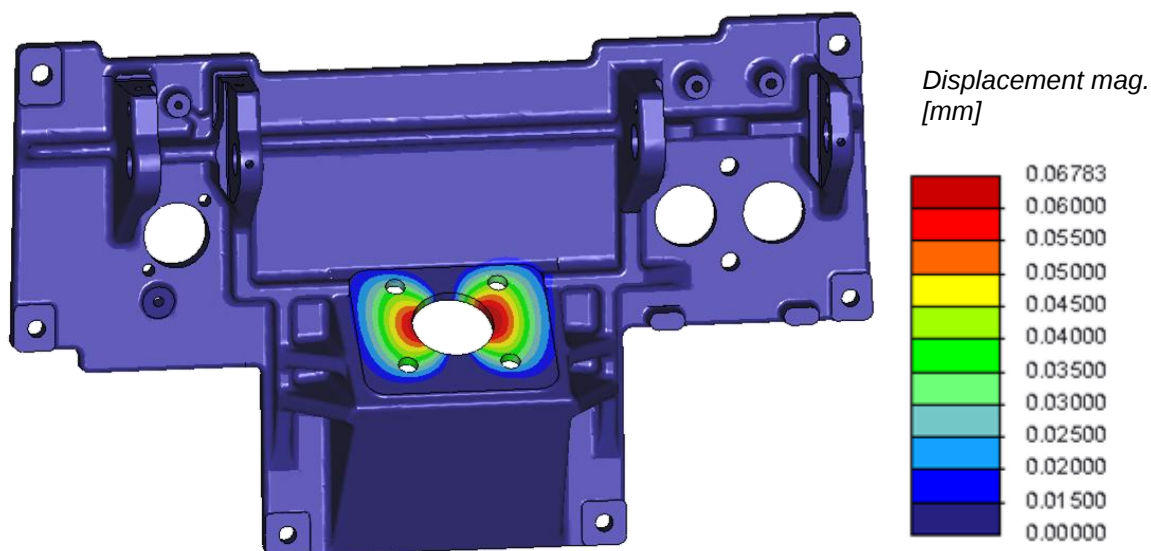
Nejnamáhanější část konzoly je zális pro uchycení sloupku volantu a řídicí jednotky. Ostatní části odlitku přenášejí zanedbatelná napětí vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu. Maximální napětí na celé konzoli se nachází na hraně děr pro šrouby pro uchycení sloupku. Stejně jako u rámu je to s největší pravděpodobností způsobeno umístěným zatížením a nesraženou hranou díry.



Obr. 78 Vnitřní napětí konzoly



Obr. 78 Vnitřní napětí konzoly v detailech



Obr. 79 Maximální deformace konzoly

Maximální deformace konzoly se rovněž soustřeďuje ve střední části odlitku, v místě uchycení sloupku volantu. Maximální hodnota 0.07 mm je však zanedbatelná.

Jako materiál pro konzolu pedálů bude použita tvárná litina 42 2304. Mez pevnosti této litiny je $R_m = 400$ MPa a mez kluzu $R_{p0.2} = 250$ MPa. Při maximálním vnitřním napětí 107 MPa je tak bezpečnost vzhledem k mezi kluzu $k = 2,33$.



7.4 ZHODNOCENÍ PEVNOSTNĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZY

Oba díly, jak rám sloupku řízení, tak konzola pedálů, jsou schopny zvládnout zadané zatížení s uspokojující bezpečností vzhledem k mezi kluzu. Výpočet v programu PTC Creo Simulate je však pouze orientační. Pro přesnější výpočet by bylo nutné věnovat více času tvorbě sítě. Ta je přes všechny uživatelské úpravy, jako zmenšování prvků a distribuce uzlů na namáhaných hranách, stále generována pomocí funkce AutoGEM a tudíž je na mnoha místech nepravidelná a pro přesný výpočet nevhodná. Výrazného zlepšení přesnosti výpočtu by mohlo být dosaženo použitím krychlových prvků namísto čtyřstěnných a také dalším zjemněním sítě. S tím také souvisí přesnější zadání vazeb a zatížení, které jsou u tohoto výpočtu umístěny na celé plochy. Lepšího výsledku by mohlo být dosaženo také použitím jiného programu, který je specializován na výpočty MKP, jako např. ANSYS. Se sítí tvořenou co nejmenšími prvky a při použití přesnější metody výpočtu by bylo možné docílit přesného výpočtu, nevyhnutelným důsledkem by ovšem byl nárůst potřebného času a operační paměti. Pro účely vypracování úkolu zadaného firmou Zetor je dostačující i orientační výsledek. Díly určené pro sloupek řízení není potřeba počítat s takovou přesností a navíc zůstávají všechna data v prostředí programu PTC Creo.



ZÁVĚR

V první části této diplomové práce byl řešen kontrolní výpočet okruhu hydrostatického řízení traktoru Zetor Forterra HSX. Před samotným výpočtem bylo nutné se seznámit s funkcí hydrostatického řízení a typy hydraulických okruhů. Byla provedena rešerše používaných typů náprav a řídicích jednotek a také ujasnění pojmů v oblasti geometrie řízení.

Kontrolní výpočet hydraulického okruhu probíhal v několika krocích. Prvním z nich byl výpočet celkového momentu řízení, který je potřebný pro natočení předních kol do požadované polohy. Celkový moment musel být nižší než moment, jaký je schopna vyvinout použitá náprava firmy Carraro. V dalším kroku byla provedena kontrola funkčnosti hydrostatického řízení, bylo nutné zjistit počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé. Spočítaný počet otáček musel odpovídat doporučením firmy Sauer Danfoss, výrobce řídicí jednotky. Výpočet pokračoval kontrolou čerpadla, respektive jeho schopnosti dodávat do okruhu řízení dostatečný objem hydraulické kapaliny i při volnoběžných otáčkách motoru. Posledním krokem byla kontrola průtoku spojovacími hadicemi. Všechny spočítané výsledky vyhovují zadaným požadavkům firmy Zetor i doporučením výrobců jednotlivých dílů.

V druhé části práce byl proveden návrh sloupku řízení, konkrétně jeho dvou podstatných částí, rámu sloupku řízení a odlitku pedálové skupiny.

Původní uspořádání nevyhovovalo potřebám firmy Zetor, sestava byla tvarově složitá a nevhodná pro použití jiných typů sloupku volantu, jejichž rešerše a zhodnocení byly také součástí této práce. Požadavkem na nové díly tak byla nejen tvarová jednoduchost, ale také větší univerzálnost pro zástavbu jiných typů sloupku. Nový rám splňuje všechny zadané požadavky, má jednoduchý lichoběžníkový tvar, je složen z jeklových profilů a umožňuje uchycení krátkého sloupku volantu. Konzola pedálů byla upravena tak, aby se zális pro umístění řídicí jednotky posunul směrem dolů. Společně tvoří tyto díly celek, který má velké možnosti uspořádání řízení. Díky tomu že se osa řídicí jednotky shoduje s osou volantu, je nyní možné použít nejen krátké sloupky, ale také dlouhé s otočným bodem uprostřed či u základny nebo sloupky s již integrovaným příslušenstvím. Poloha volantu a ostatních ovládacích prvků přitom zůstala stejná.

Jednotlivé díly musely odpovídat požadavkům na dostatečnou tuhost. Ta byla zjišťována pro jeden zátěžný stav, a to sílu o velikosti 1000 N působící na střed volantu směrem doleva vzhledem ke směru jízdy traktoru. Rám i konzola byly během MKP výpočtu zatíženy jak boční silou, tak momentem ovlivněným délkou sloupku volantu. Vnitřní napětí obou dílů odpovídá vzhledem k mezi kluzu použitých materiálů bezpečnosti $k > 2$.

Pro tvorbu 3D modelu a MKP výpočet byl použit program PTC Creo, pro tvorbu výkresové dokumentace program Autocad Mechanical společnosti Autodesk.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 392 s. ISBN 80-239-0026-9.
- [3] *Sauer-Danfoss* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.sauer-danfoss.com/>
- [4] *Carraro Group* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.carraro.com/>
- [5] *JIHOSTROJ a.s.* [online]. © 2007 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.jihostroj.com/>
- [6] ČSN EN 857. *Pryžové hadice a hadice s koncovkami*. Praha: Český normalizační institut, 1998.
- [7] *COBO Group* [online]. © 2006 - 2008 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.cobospa.it/>
- [8] *AMA* [online]. © 2007 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.ama.it>
- [9] Interní zdroje firmy ZETOR TRACTORS a.s.
- [10] Traktor Zetor Forterra. *ZETOR.CZ* [online]. © 2009 - 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/traktor-zetor-forterra>
- [11] Letošní novinka Zetor Forterra HSX – chytrá volba pro každého. In: *Žentour* [online]. 27.3.2012 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://www.zentour.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=355:327zetorhsx&catid=34:traktory&Itemid=53
- [12] Assali anteriori con sospensione. *TRACTORFORUM.IT* [online]. 3.11.2008 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.tractorum.it/forum/tecnica-f32/assali-anteriori-con-sospensione-505/>
- [13] Traktory John Deere. *DANĚHEL AGRO a.s.* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.danhel.cz/produkty/zemedelska-technika-john-deere/traktory-john-deere/john-deere-6030-standard.html>
- [14] ZF Maschinenantriebe. *DirectIndustry* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/zf-maschinenantriebe/steering-axles-for-tractors-16154-655219.html>



- [15] Oerlikon Graziano Company and Product Info. *OEM Off-Highway* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.oemoffhighway.com/company/10259533/oerlikon-graziano>
- [16] SUPER STEER™ SYSTEM. *New Holland Agriculture* [online]. © 2008 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://agriculture.newholland.com/au/en/WNH/nhexcellence/Pages/Su_detail.aspx
- [17] Geometrie zavěšení kol. *AutoZnalosti* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>
- [18] *Midwest Steering* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <https://www.midweststeering.com/>
- [19] Hydrostatic Steering Unit Manufacturer. *ECPlaza* [online]. © 1996 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.ecplaza.net/trade-leads-seller/hydrostatic-steering-unit--403734.html>
- [20] Steering. *Juubi Hlan* [online]. © 2008 [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: <http://juubi.hlan.net/index.php?page=tractor/915/Steering>
- [21] *Parker* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.b90576e27a4d71ae1bfcc510237ad1ca/?vgnnextoid=c38888b5bd16e010VgnVCM1000000308a8c0RCRD&vgnextfmt=default>
- [22] Part 2- Hydraulic Steering. *Pirate4x4.Com* [online]. © 2004 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://www.pirate4x4.com/tech/billavista/PR-Hydro_Steering/index2.html
- [23] TRIBOLÓGIA : Opotrebenie hydrogenerátora počas skúšky ekologickej kvapaliny. *TechPark, o.z.* [online]. © 2008 - 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12011/opotrebenie_hydrogeneratora.html
- [24] PNEU MITAS RD-70 420/70R24. *Mitas pneu* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.mitas-pneu.cz/tzr-traktorove-radialni-pneumatiky/mitas_rd-70_420-70r24-14-9r24-_130b_tl
- [25] Nový Challenger – standard pro výkon, hospodárnost a komfort ovládání. *Stavební technika* [online]. © 2001–2013 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://stavebni-technika.cz/clanky/novy-challenger-standart-pro-vykon/>
- [26] Fendt 700 Vario. *Fendt* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.fendt.co.uk/tractors_fendt714-724vario_cab_ridecomfort.asp
- [27] Maximo Evolution Active. *Grammer.co.uk* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.grammer.co.uk/Maximo-Evolution-Active.html>



- [28] AXION 900 – A new dimension. *CLAAS* [online]. © 2011 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.claas.com/cl-pw/en/press/mitteilungen/start,cid=737524,lang=en_EU.html
- [29] System of steering Fast Steer. *Interempresas.net* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.interempresas.net/Agriculture/Companies-Products/Product-System-of-steering-Fast-Steer-19843.html>
- [30] PTC Creo. *AV Engineering* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.aveng.cz/technologie/ptc-creo-20.aspx>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	Šířka pneumatiky
D_p	[mm]	Průměr pístu
d_p	[mm]	Průměr pístnice
F	[N]	Síla působící na volant směrem vlevo
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
G	[kg]	Maximální nosnost nápravy
h_v	[mm]	Výška volantu
i	[-]	Převodový poměr mezi motorem a čerpadlem
l_{ks}	[mm]	Délka krátkého sloupku
l_{ds}	[mm]	Délka dlouhého sloupku
M_c	[Nm]	Moment potřebný k natočení kol
M_{max}	[Nm]	Maximální moment nápravy
M_A	[Nm]	Moment ve vazbě A
M_B	[Nm]	Moment ve vazbě B
$n_{čj}$	[min ⁻¹]	Otáčky čerpadla při jmenovitých otáčkách motoru
$n_{čv}$	[min ⁻¹]	Otáčky čerpadla při volnoběhu
n_k	[mm]	Závlek
n_{mj}	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
n_{mv}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při volnoběhu
n_v	[-]	Počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé
$n_{v\ max}$	[min ⁻¹]	Maximální otáčky volantu
Q	[l.min ⁻¹]	Požadovaný průtok čerpadla



$Q_{\check{c}j}$	$[\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$	Průtok čerpadla při jmenovitých otáčkách motoru
$Q_{\check{c}v}$	$[\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$	Minimální průtok čerpadla
R	$[\text{mm}]$	Délka ramene nápravy
r_0	$[\text{mm}]$	Poloměr rejdu
r_d	$[\text{mm}]$	Dynamický poloměr pneumatiky
$V_{\check{c}}$	$[\text{m}^3]$	Výtlačný objem čerpadla
V_j	$[\text{m}^3]$	Výtlačný objem řídicí jednotky
v_t	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost proudění tlakovým potrubím
V_v	$[\text{m}^3]$	Objem válce hydromotoru
x_1	$[\text{mm}]$	Pomocná vzdálenost pro výpočet poloměru rejdu
x_2	$[\text{mm}]$	Pomocná vzdálenost pro výpočet poloměru rejdu
x_3	$[\text{mm}]$	Pomocná vzdálenost pro výpočet poloměru rejdu
Z	$[\text{mm}]$	Zális disku
Z_p	$[\text{mm}]$	Zdvih pístu
δ_0	$[\text{ }^\circ]$	Úhel sbíhavosti
γ	$[\text{ }^\circ]$	Úhel odklonu kola
μ	$[-]$	Koeficient tření mezi podložkou a pneumatikou
σ	$[\text{ }^\circ]$	Úhel příklonu rejdové osy
τ	$[\text{ }^\circ]$	Záklon



SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkres sestavení, číslo výkresu: 00-32-22/00
2. Kusovník výkresu sestavení, číslo výkresu: K-00-32-22/00