



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 HSŘ TRAKTORU MAXTERRA

DESIGN OF HYDROSTATIC STEERING CIRCUIT FOR MAXTERRA TRACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUBOMÍR VODÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D

BRNO 2009

ABSTRAKT

Bc. Lubomír Vodák

Návrh okruhu HSŘ traktoru Maxterra

DP, ÚADI, 2009, str. 64, obr. 44

Tématem diplomové práce je návrh okruhu hydrostatického řízení traktoru Maxterra, kde pracovní médium je olej z převodovky. Součástí návrhu je také kontrolní výpočet hydrostatického okruhu řízení. Jako další část práce je i návrh sloupku řízení.

Okruh hydrostatického řízení a sloupek řízení bude použit na novém traktoru Zetor Maxterra.

Klíčová slova: přední náprava, řízení, hydrostatický okruh řízení, sloupek řízení, ergonomie

ABSTRACT

Bc. Lubomír Vodák

Design of hydrostatic steering circuit for Maxterra tractor

DT, IAE, 2009, 64 pp., 44fig.

Theme of this diploma thesis is a design of a hydrostatic steering circuit of the Maxterra tractor, where the working medium is oil from the gearbox. Part of the design is also check calculation of the hydrostatic circuit of the steering. Next part is also the design of the steering column.

The circuit of the hydrostatic steering and the steering column will be used on the new Zetor Maxterra tractor.

Keywords: front axle, steering, hydrostatic steering circuit, steering column, ergonomics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VODÁK, L. *Návrh okruhu HSŘ traktoru Maxterra*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury, rad a konzultací pracovníků Vývojového ústavu traktorů, dceřinné společnosti firmy Zetor.

V Brně dne:

.....

PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji všem, kteří mi významně pomohli při psaní této práce. A nakonec patří poděkování mým rodičům za trpělivost a podporu, ochotu a obětavost při mých studiích.

Obsah

1	Úvod	10
2	Traktor Maxterra – základní technické informace	11
2.1	Rozměry a hmotnost	12
2.2	Motory	12
2.3	Převodové ústrojí	12
2.4	Přední hnaná náprava	13
2.5	Hydraulika	13
2.6	Zadní závěsy	13
2.7	Kabina	13
3	Přehled současně používaných typ předních náprav a řízení	14
3.1	Typy předních náprav	14
3.1.1	Odpružená přední hnací náprava	15
3.1.2	Nezávisle odpružená přední hnací náprava	16
3.1.3	Speciální konstrukce přední hnací nápravy	17
3.2	Řízení kolových traktorů	18
3.2.1	Geometrie řízených kol	20
3.3	Směrnice pro mechanismus řízení kolových traktorů (75/321/EHS)	23
4	Návrh okruhu hydrostatického řízení	27
4.1	Princip funkce hydrostatického řízení	27
4.2	Návrh uspořádání příslušenství okruhu	30
4.2.1	První varianta řešení	30
4.2.2	Druhá varianta řešení	31
4.2.3	Třetí varianta řešení	32
4.3	Prvky okruhu hydrostatického řízení	33

5	Kontrola okruhu hydrostatického řízení	41
5.1	Výpočet celkového momentu řízení – obecný vztah.....	41
5.2	Parametry přední nápravy.....	42
5.3	Parametry použitých pneumatik a ráfků.....	43
5.4	Výpočet poloměru rejdu r_0	44
5.5	Výpočet poloměru rejdu r_0 – dosazení hodnot	45
5.6	Výpočet celkového momentu řízení – dosazení hodnot.....	46
5.7	Kontrola řídicí jednotky	47
5.8	Kontrola průtoku hydrogenerátoru	48
5.9	Kontrola vedení kapaliny.....	49
5.9.1	Kontrola světlosti potrubí a hadic.....	49
5.9.2	Kontrola pevnosti vysokotlakých hadic	51
6	Návrh konstrukce sloupku řízení.....	52
6.1	Ergonomické požadavky na sloupek řízení.....	52
6.1.1	Sedadlo řidiče	52
6.1.2	Pedály	53
6.1.3	Volant	54
6.2	Návrh a popis funkce sloupku řízení.....	56
7	Závěr.....	59
	Seznam použitých zdrojů.....	60
	Seznam použitých symbolů a zkratk	61
	Seznam příloh.....	64

1 Úvod

Cílem této práce je navrhnout okruh hydrostatického řízení se sáním oleje z převodovky a poté provést kontrolu okruhu hydrostatického řízení. V další části řeším konstrukci sloupku řízení. Okruh řízení a sloupek řízení bude použit na novém traktoru Zetor Maxterra.

Hydrostatické řízení se volí na základě rozboru podmínek, složitosti a hmotnosti traktoru, vzdálenosti řídicí nápravy od místa řidiče. Toto řízení zajišťuje přesnou, jednoduchou a lehkou ovladatelnost traktoru. U okruhu hydrostatického řízení není žádná mechanická vazba mezi řídicí jednotkou, hydrogenerátorem a řídicím válcem. Při výpadku hydrogenerátoru přebírá jeho funkci řídicí jednotka. Pracovním médiem okruhu hydrostatického řízení je olej z převodové skříně.

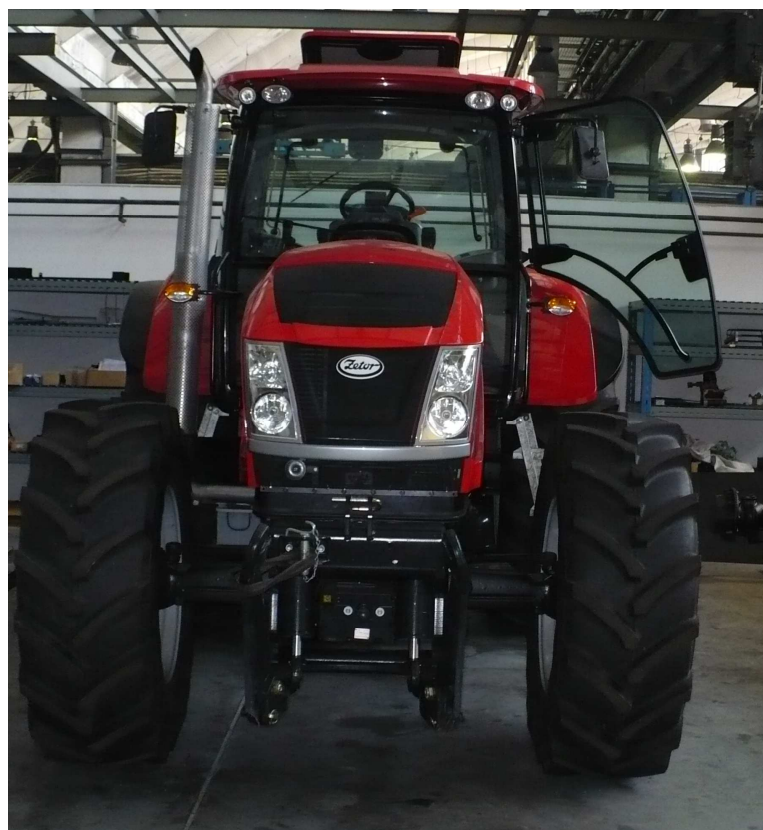
Dále je řešena kontrola okruhu hydrostatického řízení. Kontrola je prováděna z hlediska vyvoditelného momentu řízení nápravou vůči vyvoditelnému momentu pro zatočení, kontrola funkce řídicí jednotky, průtoku hydrogenerátoru, kontrola světlosti vysokotlakých hadic a potrubí. Dále je prováděna kontrola pevnosti vysokotlakých hadic dle směrnice 75/321/EHS.

Dalším bodem práce je návrh sloupku řízení. Sloupek řízení má velmi důležitou funkci, slouží k přenosu ovládacího momentu na řídicí jednotku a musí být tuhý na krut. Nejprve je řešeno ergonomické hledisko sloupku řízení, při kterém je nutno volit rozměry sloupku vzhledem k obsluze traktoru tak aby ovládání traktoru bylo pro obsluhu jednoduché a pohodlné. Poté je řešen samotný návrh sloupku.

2 Traktor Maxterra – základní technické informace



Obr. 1 Zetor Maxterra



Obr. 2 Zetor Maxterra – čelní pohled

Pro rok 2009 firma Zetor připravila novou řadu traktorů, která plynule navazuje na v současnosti vyráběné traktory PROXIMA, PROXIMA PLUS, PROXIMA POWER a FORTERRA. Traktory v této řadě ponese název MAXTERRA. Jedná se o traktory s výkonem 95 – 125 kW. Převodové ústrojí ZF T-7200 reverzační 24/24 převodových stupňů, řazení 4 stupňů pod zatížením a řazení reverzace pod zatížením. Rychlost traktoru je 40 km/hod s neodpruženou přední hnanou nápravou.

2.1 Rozměry a hmotnost

Rozvor náprav	2750 – 2800 mm
Maximální výška	3000 mm
Maximální šířka	2500 mm
Maximální délka (bez předních závaží)	4800 mm
Konstrukční hmotnost	6000 – 6500 kg
Celková hmotnost včetně zatížení	10000 – 11000 kg

2.2 Motory

Motory jsou 6-ti válcové přeplňované vlastní výroby s jmenovitými výkony motorů 95 kW, 105 kW, 115 kW, 125 kW (dle ECE-R24) při jmenovitých otáčkách 2200 ot.min⁻¹. Jsou koncepčně shodné se 4 válcovými motory a konstrukčně totožné pro všechny čtyři výkony (lišit se budou pouze naladěním výkonu). Motory disponují velkým převýšením kroutícího momentu, které je 35%. Motor je vybaven turbodmychadlem plnicího vzduchu s mezichlazením typu vzduch – vzduch, což zajišťuje lepší přeplňování. Dále je motor vybaven mechanicky řízeným vstřikováním s elektricky řízenou recirkulací – Mercer. Motor nově obsahuje chlazenou a řízenou recirkulaci spalin, což má z následků snížení emisí. Motory splňují emisní normu TIER III/A. Ventilátor chladiče obsahuje viskózní spojku, která přispívá ke snížení spotřeby paliva a snížení hladiny hluku motoru. Výfuk je veden kolem pravého sloupku kabiny. Motorová spojka je v tomto provedení mokrá lamelová.

2.3 Převodové ústrojí

Převodovka je 6-ti stupňová mechanická plně synchronizovaná. Řazení převodovky je umístěno na pravém panelu, krátká páka uložená v kabině. Traktor je také vybaven 4 stupňovým násobičem řazeným pod zatížením, násobič je ovládán dvěma tlačítky na hlavní řadicí páce, a řazením reverzace pod zatížením, které je ovládáno páčkou vlevo pod volantem. Převodové ústrojí je reverzační 24/24 stupňů. Na přání lze dodat 40/40 s plazivými rychlostmi. Řazení plazivých rychlostí je pomocí páky na podlaze umístěné za sedadlem. Zadní vývodový hřídel je vybaven mokrou vícelamelovou spojkou ovládanou elektrohydraulicky. Otáčky vývodového hřídele jsou standardně 540/1000 ot.min⁻¹, ale je možný i režim 540/540E/1000/1000E. Na přání lze dodat i přední vývodový hřídel – Zuidberg.

2.4 Přední hnaná náprava

Pro traktor Maxterra je použita náprava Carraro 20.29, která má nosnost 7500 kg a je neodpružená. Na přání zákazníka lze dodat traktor s nápravou odpruženou. Při použití odpružené přední nápravy se rychlost traktoru zvýší ze současných 40 km.h⁻¹ na 50 km.h⁻¹. Náprava je nebrzděná s lamelovou hydraulicky ovládanou uzávěrkou diferenciálu. Pohon nápravy je realizován pomocí bezkloubového hřídele.

2.5 Hydraulika

Hydraulický systém obsahuje tři hydrogenerátory, které jsou umístěné na transmisi ZF. Jeden z nich je součástí okruhu hydrostatického řízení a je v tandemovém provedení s hydrogenerátorem převodovky, který slouží pro ovládní násobiče točivého momentu a spojky vývodového hřídele. Dále tento hydrogenerátor slouží k mazání převodovky, diferenciálu a brzd. Poslední je regulační pístový hydrogenerátor – Load Sensing (hydrogenerátor hydrauliky) s dodávkou 110 l.min⁻¹ a tlakem 20 MPa. Zadní tříbodový závěs je vybaven elektronicky řízenou regulační hydraulikou EHR od firmy BOSCH. Zvedací síla tříbodového závěsu je 95 kN. Na přání lze traktor dodat i s předním tříbodovým závěsem, kde zvedací síla je 50 kN. Traktor je vybaven čtyř sekčním rozvaděčem pro vnější okruhy hydrauliky. Rozvaděč 4 sekce je mechanický, ale na přání lze dodat s elektronickým ovládním.

2.6 Zadní závěsy

Traktor je vybaven moderním modulárním závěsovým programem kategorie III s automatickými bočními omezovači od firmy CBM. Tento systém umožňuje na nosič připojovat jednoduchým způsobem různé nástavce pro provoz pracovních strojů. Systém zahrnuje horní etážový rychlostavitelný závěs (s manuální nebo automatickou hubicí) s různými typy dolních závěsů. Jako dolní závěs lze použít agrohák, Piton Fix, koule K80 nebo tažná lišta.

2.7 Kabina

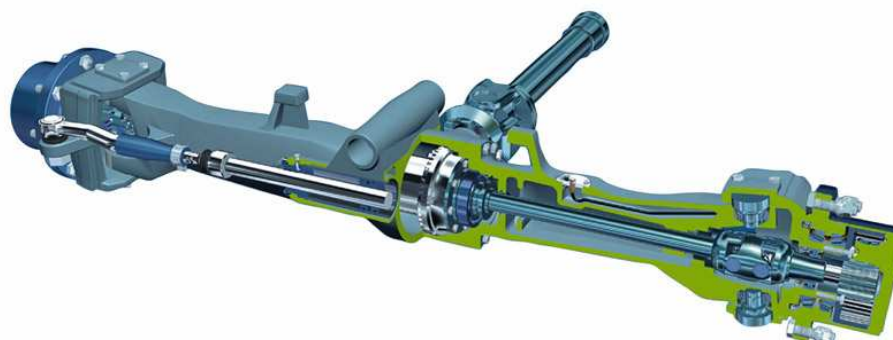
Kabina je 6-ti sloupková s topením a klimatizací v zadní části střechy a je uložena na silentblocích. Na přání lze kabinu uložit v předu na silentblocích a vzadu na pružinách. Čelní okno a dvě přední spodní okna a boční okna jsou neotvíratelná. Zadní okno je s připojeným stěračem a je otevíratelné. Sedadlo řidiče je pneumaticky odpruženo. Sedadlo spolujezdce je integrováno do levého blatníku, jde o nové kompaktní provedení. Ovladače jsou integrovány na pravou stranu kabiny. Hluk v kabině dosahuje maximálně 75 dB.

3 Přehled současně používaných typ předních náprav a řízení

3.1 Typy předních náprav

Přední hnací náprava bez odpružení (viz Obr. 3, Obr. 4)

Jde o klasickou tuhou nápravu centrálně uloženou pomocí silného čepu, který je uložen v kluzných ložiscích. Při jízdě traktoru po nerovnostech se náprava kýve okolo centrálního čepu vůči rovině rámu a zadní nápravě. Maximální úhel natočení nápravy je vymezen pomocí dvojice dorazů umístěných na nápravě. Tyto dorazy se při maximálním natočení nápravy opřou o rám, na kterém je přichycena náprava. Tento druh nápravy používá firma Zetor u všech svých modelových řad.



Obr. 3 Přední hnací náprava bez odpružení [19]

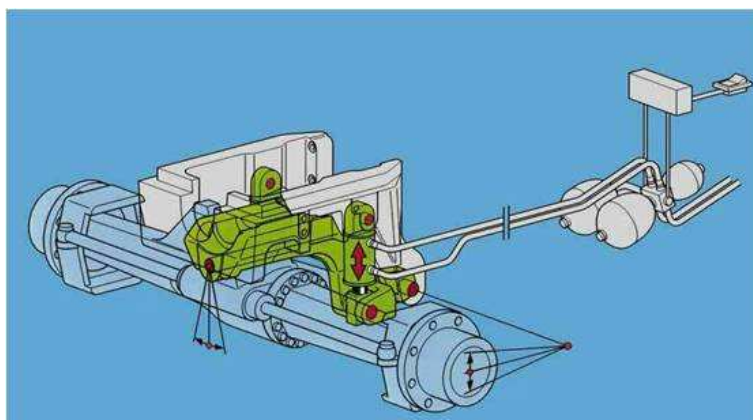


Obr. 4 Přední hnací náprava bez odpružení Carraro [18]

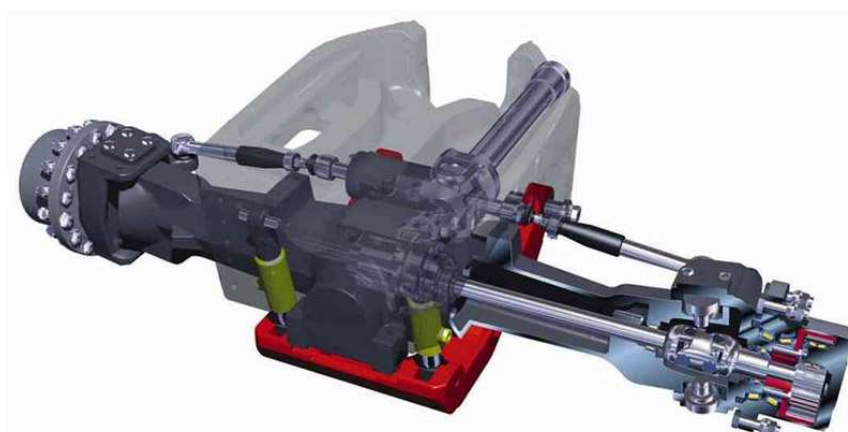
3.1.1 Odpružená přední hnací náprava

Odpružená přední náprava je reakcí na požadavky praxe a používá se u velkých, výkonných a těžkých traktorů. Důvodem pro vznik této nápravy byl rostoucí výkon, zvyšování pracovních záběrů a také rostoucí rychlost traktorů. Při jízdě po nerovném terénu má odpružená přední hnací náprava stálý kontakt s podložkou, díky čemuž se zvyšují tahové vlastnosti traktorů a jízda je pro obsluhu pohodlnější než je tomu u neodpružené hnací nápravy. Konstrukčních řešení odpružení přední nápravy je mnoho, ale hodně používaný systém je hydropneumatické odpružení (viz Obr. 5, Obr. 6). Jedná se o tuhou nápravu uloženou, která je uložena pomocí centrálního čepu a ještě navíc odpružená jako celek. Systém hydropneumatického odpružení se automaticky aktivuje při vyšších rychlostech a při nižších se opět vypne. Aktivaci a deaktivaci lze provést z kabiny traktoru. Nevýhodou je velký poměr neodpružených hmot k odpruženým.

Instalace této nápravy na traktor Maxterra je pouze na přání.



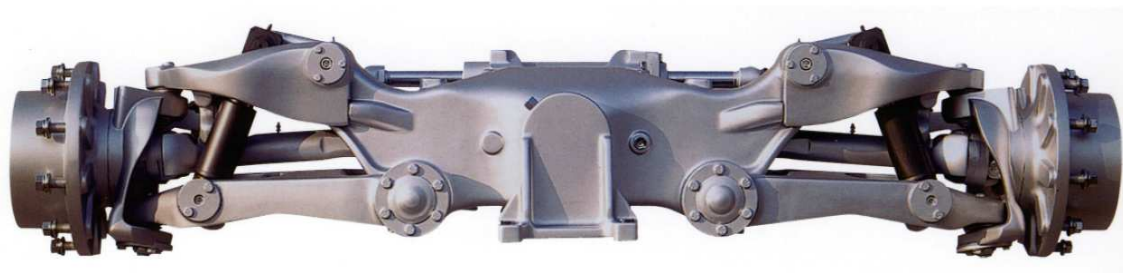
Obr. 5 Hydropneumatické odpružení hnací přední nápravy [19]



Obr. 6 Odpružená hnací přední náprava [19]

3.1.2 Nezávisle odpružená přední hnací náprava

U této nápravy jsou jednotlivá kola nezávisle odpružena a zavěšena pomocí čtyř kyvných pák. Tato konstrukce umožňuje zvýšení dynamického přenosu výkonu motoru na podložku a také zvyšuje jízdní komfort. Hodnoty úhlu natočení řídicích kol a variabilita rozchodu kol zůstávají nezměněny. Mechanické konstrukční díly pro levé a pravé kolo pracují nezávisle. Velkou výhodou této nápravy je zlepšení poměru neodpružené hmoty k odpružené a minimalizace zatížení kmity, které působí na traktor a obsluhu (viz Obr. 7, Obr. 8).



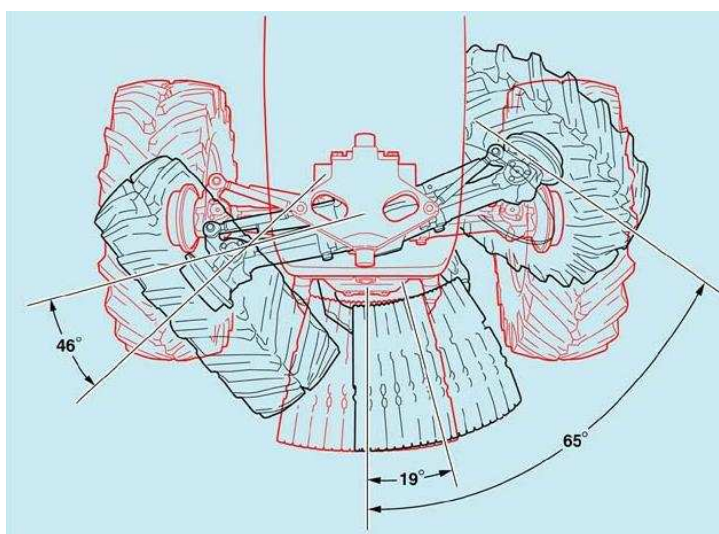
Obr. 7 Nezávisle odpružená přední hnací náprava Carraro [18]



Obr. 8 Nezávisle odpružená přední náprava [20]

3.1.3 Speciální konstrukce přední hnací nápravy

Speciální konstrukce přední nápravy nese název SuperSteer. Originální systém uchycení přední nápravy umožňuje natočení předních kol a nápravy samotné o celkový úhel 65° . Při natočení předních kol vůči nápravě o 46° se poté začne natáčet celá přední náprava o dalších 19° . Přední náprava je k rámu traktoru přichycena pomocí dvou velkých řídicích přímočarých hydromotorů a dvou táhel. Tyto dva komponenty ovládají natočení kol a celé nápravy požadovaným směrem. Traktory vybavené touto nápravou mají vysokou manévrovací schopnost (viz Obr. 9, Obr. 10).



Obr. 9 Schéma nápravy SuperSteer [20]



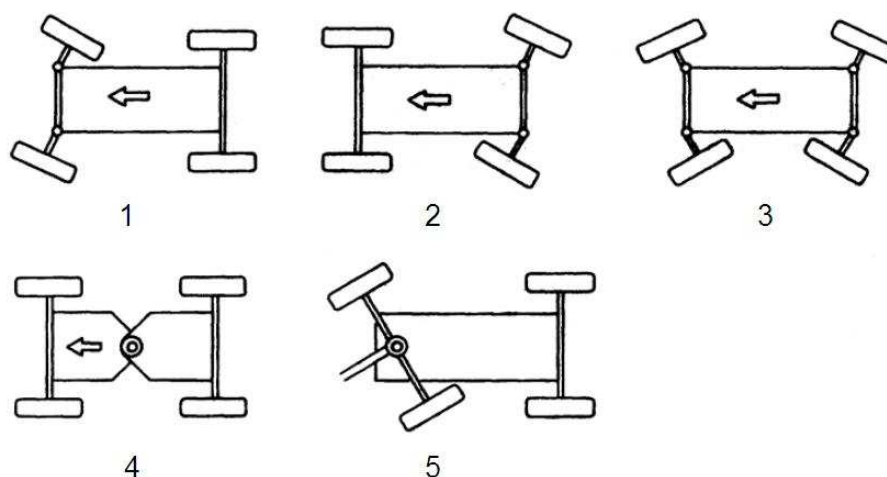
Obr. 10 Náprava SuperSteer [20]

3.2 Řízení kolových traktorů

Řízení slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy vozidla. Podle konstrukce se dělí na:

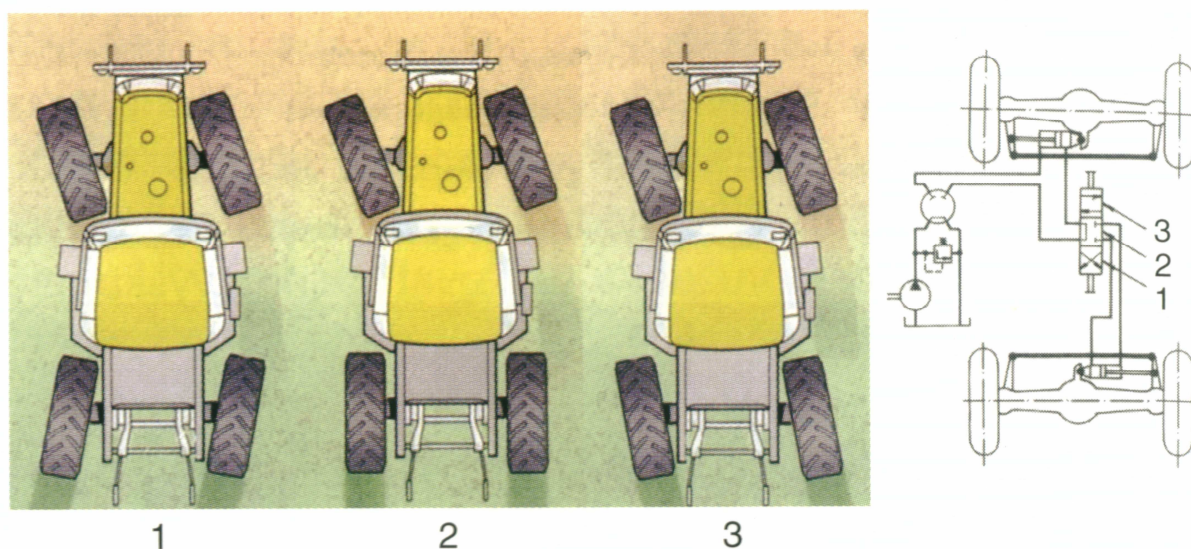
- řízení natáčením kol jedné nápravy
- řízení natáčením kol obou náprav
- řízení kloubové
- řízení celou nápravou

Nejčastěji se používá řízení natáčením kol jedné nápravy, kde se kolo otáčí okolo rejdové osy. Řízení pomocí natáčení kol obou náprav, někdy také krabí chod – podle natočení kol náprav, se používá u speciálních stavebních a zemědělských strojů a také u některých osobních automobilů. Řízení zadních kol se používá u některých pojízdných pracovních strojů, dlouhých návěsů a v minulosti u kloubových autobusů. Kloubové řízení – jde o zvláštní případ směrového řízení, které se používá u stavebních a zemních strojů a u zemědělských strojů. Řízení celou nápravou se používá běžně jen u nákladních přívěsů a také u řízení SuperSteer.



Obr. 11 Typy řízení

1 – řízení přední nápravou; 2 – řízení zadní nápravou; 3 – řízení oběma nápravami;
4 – kloubové řízení; 5 – řízení celou nápravou



Obr. 12 Řízení kolových traktorů [1]

1 – řízení přední a zadní nápravy nesouhlasně; 2 – řízení přední nápravy;
3 – řízení obou náprav souhlasně

Podle způsobu ovládání rozlišujeme:

- řízení přímé, ovládané jen silou řidiče
- řízení s posilovacím zařízením (servořízení), kdy pohybem volantu je ovládán posilovač, který pak řídí přední kola

Přímé řízení se u dnešních moderních traktorů již nepoužívá. Toto řízení se používá spíše jen u malotraktorů anebo traktorů malých výkonů. Princip funkce spočívá v přímém ovládní kol. Volant byl napevno nebo pomocí šnekového převodu spojen s koly.

Řízení s posilovacím zařízením je nejvíce rozšířenou formou řízení traktoru. V dnešní době kdy jsou na řízení traktoru kladeny velké požadavky jako je rostoucí výkon, nosnost, obratnost, ovladatelnost, životnost, snadná údržba, ale také bezpečnost jak na silnici tak na poli, komfort je toto řízení nezbytností. Nejrozšířenějším typem řízení s posilovacím zařízením je hydrostatické řízení. Mezi největší výhodu hydrostatického řízení patří malé ovládací síly na volant a velké momenty na kolech. Obsluha traktoru nevytváří mechanickou sílu, která se přenáší na kola. Tuto sílu vytváří tlak oleje, který je vyvolán pomocí hydrogenerátoru, tlak dále působí na hydromotor a ten přes řídicí tyče natáčí kola nápravy.

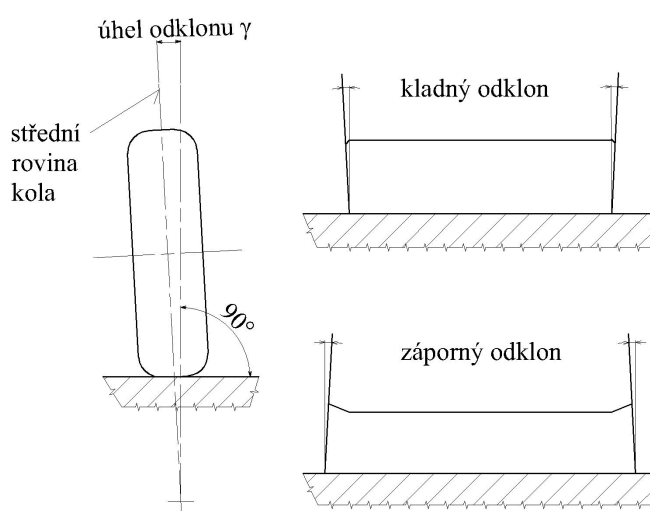
3.2.1 Geometrie řízených kol

Definice jsou převzaty z literatury [2]

Aby se kola motorového vozidla při zatáčení a při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo lehké, přesné a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny.

Úhel odklonu kola γ (viz Obr. 13)

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. V našem případě mají přední kola nápravy CARRARO kladný odklon.



Obr. 13 Úhel odklonu kola γ [2]

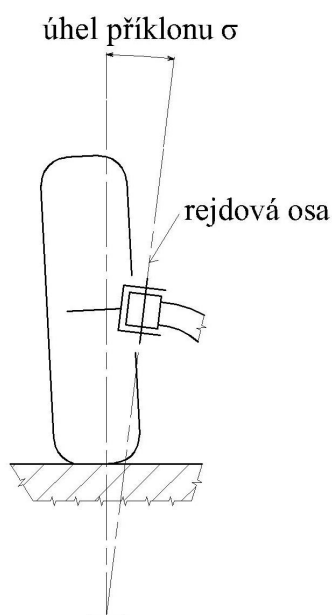
Úhel příklonu rejdové osy σ (viz Obr. 14)

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

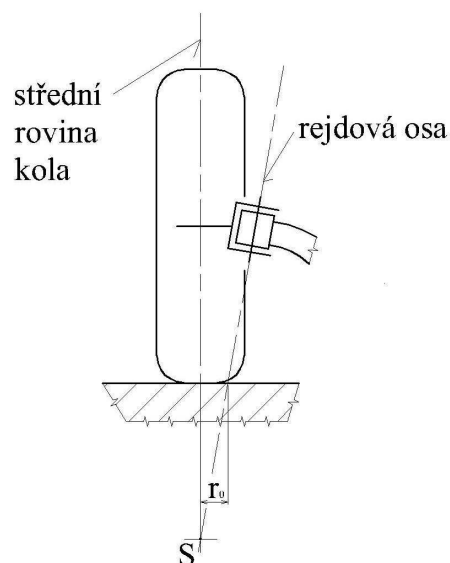
Příklon slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu.

Poloměr rejdu r_0 (viz Obr. 15)

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. 14 Úhel příklonu rejdové osy σ [2]



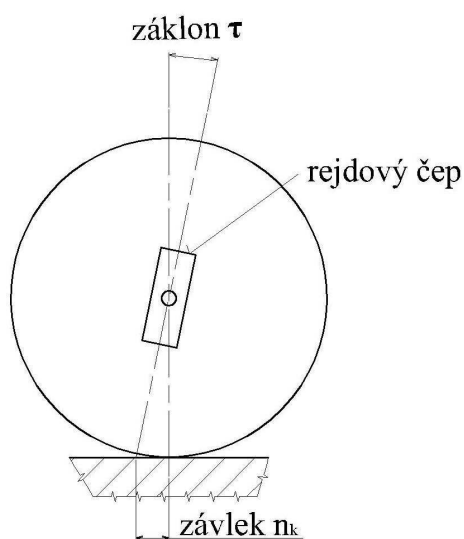
Obr. 15 Poloměr rejdu r_0 [2]

Záklon rejdové osy τ (viz Obr. 16)

Jedná se o průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Je uvažován kladně, je-li rejdová osa skloněná vzad (směrem vzhůru) a záporně je-li skloněna vpřed (v tomto případě jde o předklon).

Závlek n_k (viz Obr. 16)

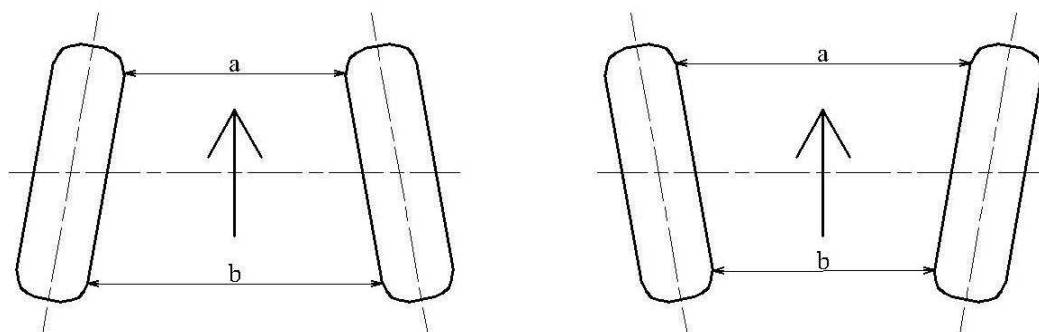
Jde o vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky promítané do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky, a záporně, je-li za ním.



Obr. 16 Záklon τ a závlek n_k [2]

Úhel sbíhavosti δ_0 (viz Obr. 17)

Úhle sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Kolo je sbíhavé, pokud přední část kola je nakloněna k podélné ose vozidla, a rozbíhavé, je-li odkloněna.



Obr. 17 Úhel sbíhavosti δ_0 [2]

3.3 Směrnice pro mechanismus řízení kolových traktorů (75/321/EHS)

Směrnice citována z [8]

1. DEFINICE

1.1 "Mechanismus řízení"

"Mechanismem řízení" se rozumí celek zařízení, jehož účelem je měnit směr pohybu traktoru.

Mechanismus řízení se může skládat z těchto částí:

- ovládací orgán řízení,
- převod řízení,
- řízená kola,
- popřípadě zvláštní zařízení, které je zdrojem posilové nebo nezávislé energie.

1.1.1 "Ovládací orgán řízení"

"Ovládacím orgánem řízení" se rozumí část mechanismu řízení, kterou řidič přímo ovládá za účelem řízení traktoru.

1.1.2 Převod řízení

"Převodem řízení" se rozumějí všechny části mezi ovládacím orgánem řízení a řízenými koly, s výjimkou zvláštního zařízení uvedeného v bodě 1.1.4. Převod řízení může být mechanický, hydraulický, pneumatický, elektrický nebo kombinací kterýchkoli z těchto druhů.

1.1.3 Řízená kola

"Řízenými koly" se rozumějí:

- kola, jejichž polohu vzhledem k traktoru lze měnit přímo nebo nepřímo za účelem změny směru pohybu traktoru,
- všechna kola kloubových traktorů,
- kola na téže nápravě, u nichž lze měnit otáčky za účelem změny směru pohybu traktoru.

Samorízená natáčecí kola nejsou řízenými koly.

1.1.4 "Zvláštní zařízení"

"Zvláštním zařízením" se rozumí část mechanismu řízení, která je zdrojem posilové nebo nezávislé energie. Zdrojem posilové nebo nezávislé energie může být jakýkoli mechanický, hydraulický, pneumatický nebo elektrický mechanismus nebo jakákoli jejich kombinace (např. olejové čerpadlo, vzduchový kompresor nebo baterie atd.).

1.2 "Druhy mechanismů řízení"

1.2.1 Podle zdroje energie potřebné pro natáčení řízených kol se rozlišují tyto druhy mechanismu řízení:

1.2.1.1 "ruční řízení", u něhož zdrojem energie pro řízení je pouze svalová síla řidiče;

1.2.1.2 "mechanismus řízení s posilovačem", u něhož zdrojem energie pro řízení je zároveň jak svalová síla řidiče, tak zvláštní zařízení podle bodu 1.1.4;

Mechanismy řízení, v nichž je energie potřebná k řízení normálně dodávána pouze zvláštním zařízením, avšak u nichž v případě poruchy zvláštního zařízení lze použít pro řízení svalovou sílu řidiče, se pokládají za "mechanismy řízení s posilovačem";

1.2.1.3 "mechanismus strojního řízení", u něhož zdrojem energie pro řízení je výhradně zvláštní zařízení podle bodu 1.1.4.

1.3 Ovládací síla řízení

"Ovládací silou řízení" se rozumí síla, kterou řidič působí na ovládací orgán řízení za účelem řízení traktoru.

2. POŽADAVKY NA KONSTRUKCI, MONTÁŽ A ZKOUŠENÍ

2.1 Všeobecné požadavky

2.1.1 Mechanismus řízení musí zajišťovat snadné a bezpečné ovládání traktoru a musí splňovat podrobné požadavky stanovené v oddílu 2.2.

2.2 Podrobné požadavky

2.2.1 Ovládací orgán řízení

2.2.1.1 Ovládací orgán řízení musí být snadno ovladatelný a uchopitelný. Musí být konstruován tak, aby umožňoval plynulou změnu zatáčení. Směr pohybu ovládacího orgánu řízení musí odpovídat požadované změně směru jízdy traktoru.

2.2.1.2 Ovládací síla řízení potřebná pro dosažení kruhu zatáčení o poloměru 12 m, počínaje z polohy pro jízdu v přímém směru, nesmí přesáhnout 25 daN. U mechanismu řízení s posilovačem nesmí ovládací síla řízení v případě selhání dodávky posilové energie přesáhnout 60 daN.

2.2.1.3 Pro ověření, zda je splněn požadavek stanovený v bodě 2.2.1.2, musí traktor opisovat spirálovou dráhu rychlostí 10 km/h z výchozího přímého směru na suché rovné vozovce s dobrými adhezními vlastnostmi. Síla na ovládacím orgánu řízení se zaznamenává až do okamžiku, kdy se dosáhne polohy odpovídající kruhu zatáčení o poloměru 12 m. Doba trvání tohoto manévru (doba od okamžiku, kdy se ovládací orgán řízení začne natáčet, do okamžiku, kdy dosáhne polohy, při které se měří) nesmí přesáhnout 5 sekund v normálních případech a 8 sekund v případě poruchy zvláštního zařízení. Vykoná se jeden manévr doleva a jeden doprava.

Při zkoušce musí být traktor zatížen na svou maximální technicky přípustnou hmotnost, huštění pneumatik a rozdělení hmotnosti na nápravy musí odpovídat údajům výrobce.

2.2.2 Převod řízení

2.2.2.1 Mechanismus řízení nesmí mít elektrický nebo plně pneumatický převod řízení.

2.2.2.2 Převod řízení musí být konstruován tak, aby splňoval všechny požadavky provozu. Musí být snadno přístupný pro údržbu a kontrolu.

2.2.2.3 Pokud převod řízení není plně hydraulický, musí být možné řídit traktor i v případě poruchy hydraulické nebo pneumatické části převodu řízení.

2.2.2.4 Převod řízení, který je plně hydraulický, a dále zvláštní zařízení podle bodu 1.1.4 musí splňovat následující požadavky:

2.2.2.4.1 jedno nebo více zařízení pro omezení tlaku musí chránit celek nebo část okruhu proti vzrůstu tlaku nad přípustnou mez;

2.2.2.4.2 zařízení pro omezení tlaku musí být nastavena tak, aby nebyl překročen tlak o hodnotě T rovné největšímu provoznímu tlaku podle údaje výrobce;

2.2.2.4.3 vlastnosti a dimenzování potrubí musí být takové, aby potrubí odolalo čtyřnásobku tlaku T (tj. čtyřnásobku tlaku, jehož dosažení umožňují zařízení pro omezení tlaku); potrubí musí být v potřebných místech chráněné a uspořádáno tak, aby bylo co nejmenší riziko poškození nárazem nebo stykem s jinými částmi a aby bylo zanedbatelné riziko poškození třením.

2.2.3 Řízená kola

2.2.3.1 Všechna kola mohou být řízenými koly.

2.2.4 Zvláštní zařízení

2.2.4.1 Zvláštní zařízení definované v bodě 1.1.4 a použité v druzích mechanismu řízení definovaných v bodech 1.2.1.2 a 1.2.1.3 bude schváleno za následujících podmínek:

2.2.4.1.1 Pokud traktor má mechanismus řízení s posilovačem podle definice v bodě 1.2.1.2 musí být možné jej řídit i v případě poruchy zvláštního zařízení, jak již bylo uvedeno v bodě 2.2.1.2. Pokud mechanismus řízení s posilovačem nemá svůj vlastní zdroj energie, musí mít zásobník energie. Tento zásobník energie může být nahrazen samostatným zařízením, zajišťujícím přednostní dodávku energie do mechanismu řízení před ostatními mechanismy, které jsou napojeny na společný zdroj energie. Mechanismus řízení a brzdový systém nesmějí mít společný zdroj energie. Je-li zdrojem energie tlakový vzduch, musí být vzduchojem chráněn zpětným ventilem.

Je-li energie pro řízení normálně dodávána pouze zvláštním zařízením podle bodu 1.1.4, musí být mechanismus řízení s posilovačem vybaven zařízením, které musí upozornit na poruchu výstražným optickým nebo akustickým signálem, jestliže při poruše zvláštního zařízení přesáhne ovládací síla řízení 25 daN.

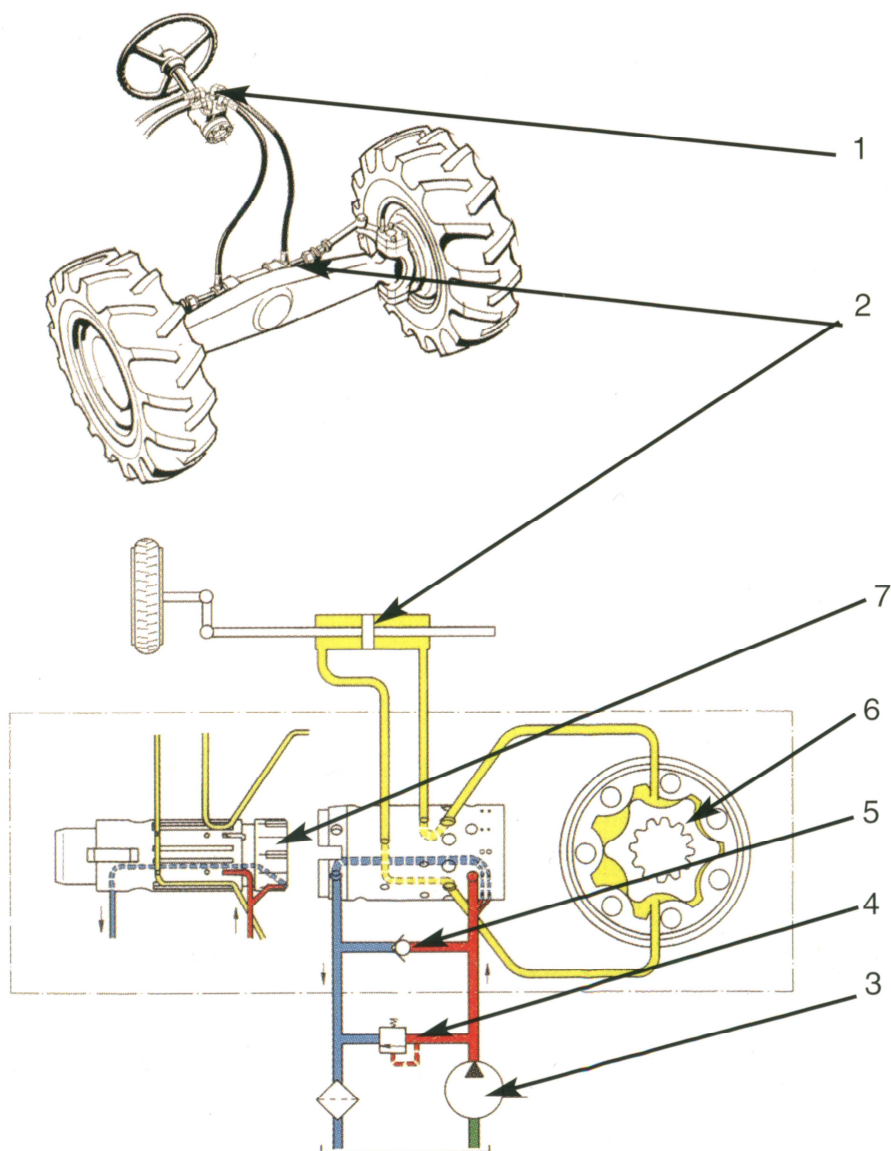
2.2.4.1.2 Jestliže má traktor mechanismus strojního řízení podle definice v bodě 1.2.1.3 a má-li tento mechanismus plně hydraulický převod, musí být možné v případě poruchy zvláštního zařízení vykonat dva manévry stanovené v bodě 2.2.1.3 s použitím zvláštního doplňkového zařízení. Zvláštním doplňkovým zařízením může být zásobník s tlakovým vzduchem nebo plynem. Hydraulické čerpadlo nebo kompresor lze použít jako zvláštní doplňkové zařízení, pokud jsou tato zařízení poháněna koly traktoru a nemohou být od nich odpojena. V případě poruchy zvláštního zařízení musí být tato porucha opticky nebo akusticky signalizována.

2.2.4.1.2.1 Jestliže je zvláštní zařízení pneumatické, musí obsahovat zásobník tlakového vzduchu chráněný zpětným ventilem. Zásobník musí mít takový objem, aby bylo možné vykonat nejméně sedm plných otočení ovládacího orgánu řízení (z jednoho dorazu do druhého), než tlak v zásobníku poklesne na polovinu svého provozního tlaku. Tato zkouška se musí vykonat s řízenými koly mimo styk s vozovkou.

4 Návrh okruhu hydrostatického řízení

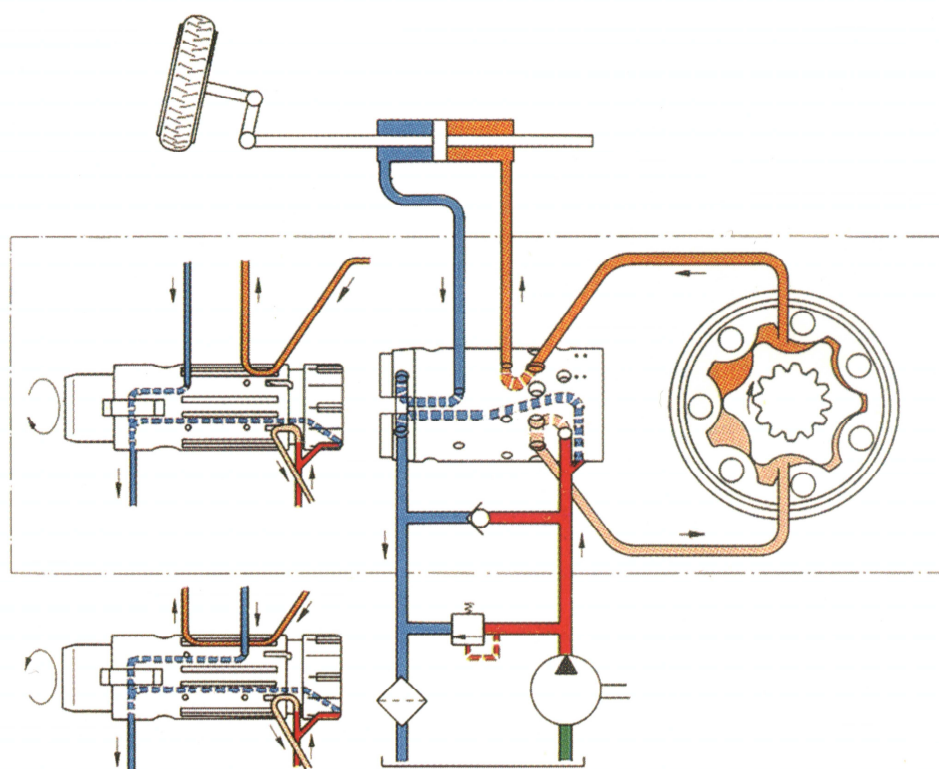
4.1 Princip funkce hydrostatického řízení

Řízení je tvořeno hydrostatickou jednotkou (1), která je připevněná na sloupek řízení a ovládaná z kabiny řidiče pomocí natočení volantu. Řídící jednotka pomocí tlakového oleje prostřednictvím dvojitinného přímočarého hydromotoru (2) spojeného s řídicími tyčemi natáčcí kola nápravy. Volant je spojen s tělesem (6) odměrného hydrogenerátoru přes rotační rozvaděč (7). Tlakový olej dodávaný hydrogenerátorem (3) postupuje do rotačního rozvaděče (7). Pokud se jedná o přímou jízdu (tzv. neutrální poloha), neotáčíme volantem, olej protéká rotačním rozvaděčem (7) zpět do nádrže (viz Obr. 18).



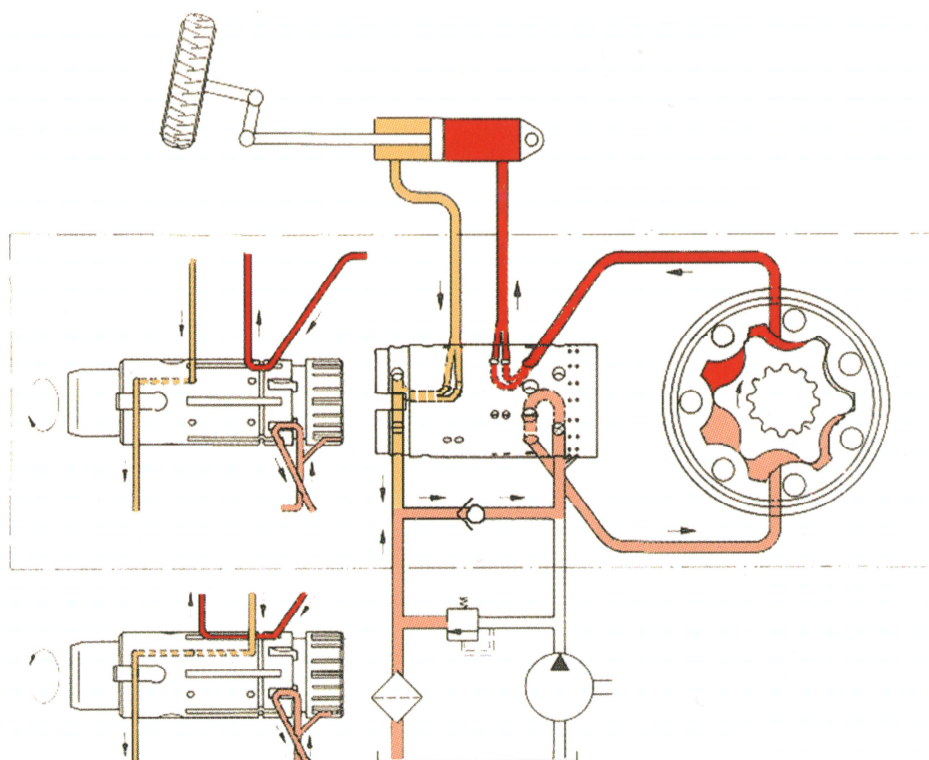
Obr. 18 Jízda přímo [1]

Začneme-li otáčet volantem, rotační rozvaděč (7) umožní tlakovému oleji průtok k odměrnému hydrogenerátoru (6), který v tomto případě pracuje jako dávkovač a určuje přesné množství oleje přivedeného na požadovanou stranu pístu v přímočarém hydromotoru (2). Zároveň rotační rozvaděč (7) umožňuje průtok oleje, propojením kanálů, z druhé strany pístu do nádrže => píst může pohybovat a natáčet řídicí kola, můžeme zatočit (viz Obr. 19).



Obr. 19 Zatačení doprava [1]

Při poruše motoru nebo hydrogenerátoru musí být u kolových traktorů zabezpečena možnost nouzové řízení (viz Obr. 20). Potřebná síla, kterou musí řidič vyvinout na volant, je v tomto případě mnohem větší než za normálních podmínek. Odměrný hydrogenerátor (6) bude v tomto případě pracovat jako hydrogenerátor. Natočení volantu vyvolá tlak v hydrogenerátoru (6), který přes píst natočí kola. Rozvaděč (7) propojí cestu oleje z druhé strany pístu přes jednosměrný ventil (5) k sání hydrogenerátoru (6).



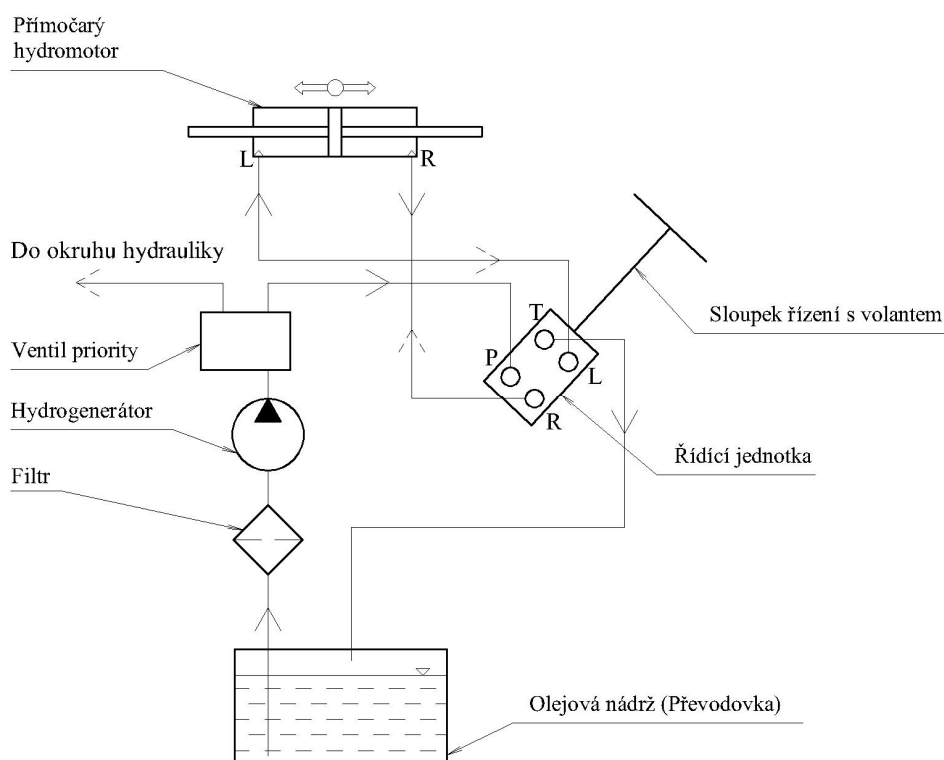
Obr. 20 Nouzové řízení [1]

4.2 Návrh uspořádání příslušenství okruhu

V této části práce se zabývám návrhem okruhu hydrostatického řízení, přesněji uspořádáním jednotlivých komponent do okruhu.

4.2.1 První varianta řešení

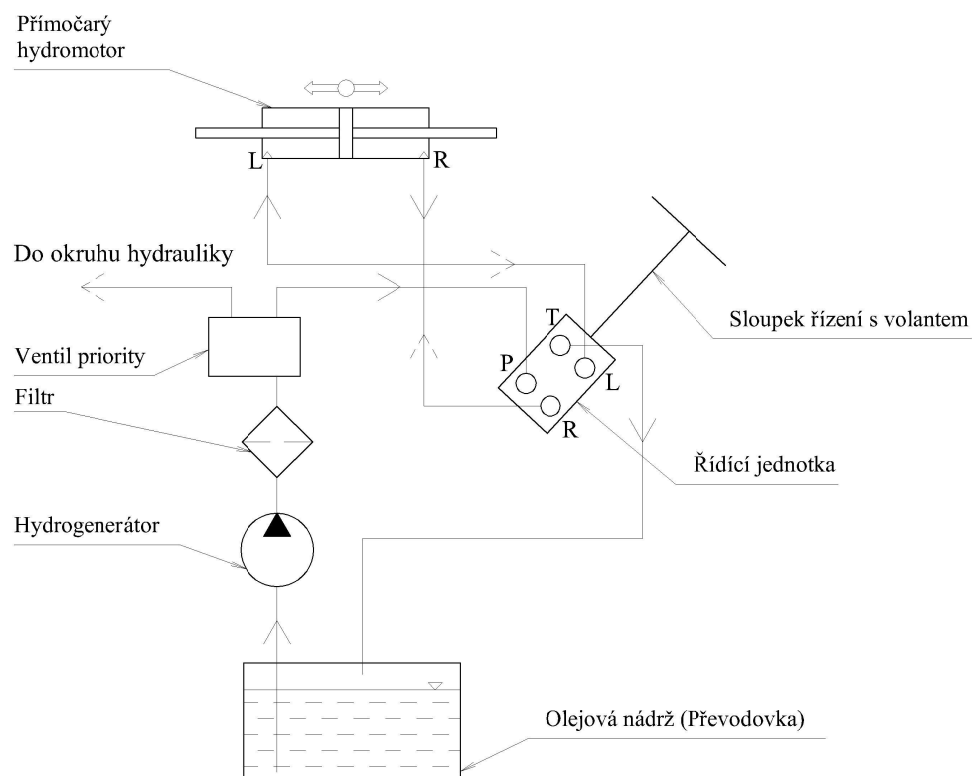
Na obrázku Obr. 21 je schéma okruhu hydrostatického řízení, které bude použito na traktor Maxterra. Okruh obsahuje nádrž s olejem (převodovka), která je společná pro všechny hydraulické mechanismy, filtr, který slouží k ochraně hydrogenerátoru, ventilu priority a řídicí jednotky. Dále je v okruhu zařazen hydrogenerátor (zubové čerpadlo), který dodává pracovní médium přes ventil priority do řídicí jednotky. Řídicí jednotka má čtyři vstupy/výstupy. Tlakový vstup od hydrogenerátoru – P. Tlakové výstupy z řídicí jednotky do přímočarého hydromotoru – L, R. Pokud chceme zatočit doleva pracovní médium pod tlakem proudí z řídicí jednotky do levé části přímočarého hydrogenerátoru větví L. Větvi R se vrací olej do jednotky a poté přepadem – T zpět do nádrže. Píst se pohybuje a přes řídicí tyče natačí kola doleva. Při zatáčení vpravo je princip obdobný až na to, že pracovní médium proudí do pravé části přímočarého hydromotoru a z levé se vrací zpět do řídicí jednotky a poté přepadem do nádrže. Přepad – T slouží jako odvod přebytečného média v jednotce když dochází k natočení kol, ale také při jízdě přímo.



Obr. 21 Schéma okruhu hydrostatického řízení

4.2.2 Druhá varianta řešení

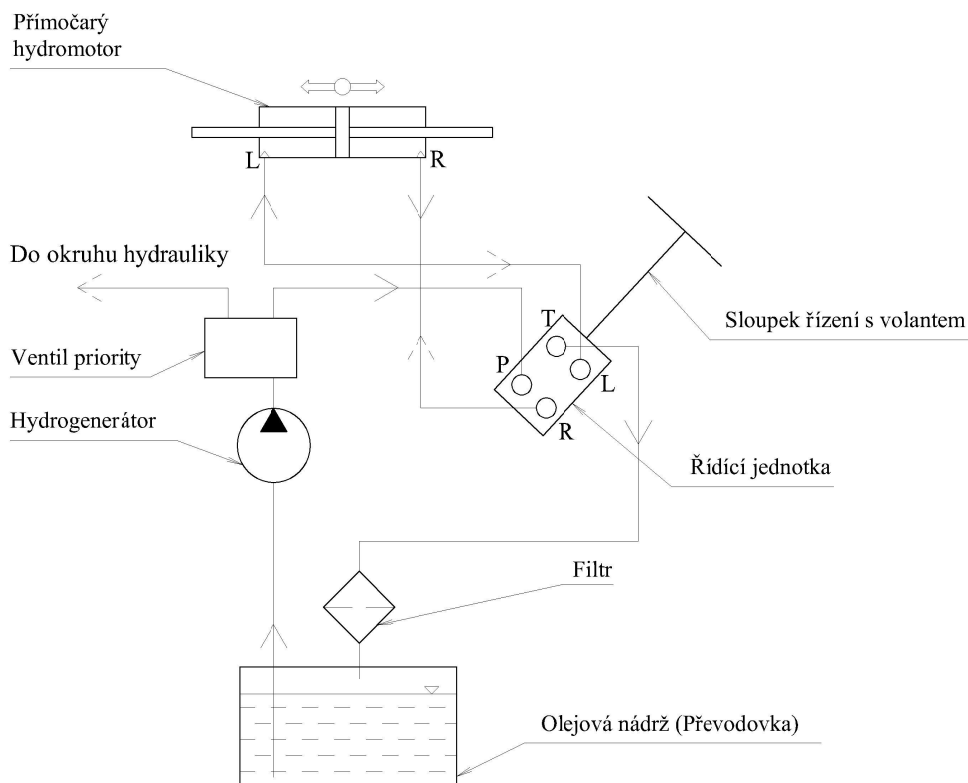
Řešení u druhé varianty je obdobné jako u první, rozdíl je v umístění filtru (viz Obr. 22). U této varianty je filtr umístěn až za hydrogenerátorem. Toto uspořádání je možné, jelikož hydrogenerátor není náchylný na nečistoty. Ale vzniká zde problém s opotřebením a životností hydrogenerátoru.



Obr. 22 Schéma okruhu hydrostatického řízení – druhá varianta

4.2.3 Třetí varianta řešení

V této variantě řešení je filtr umístěn v odpadní větvi (viz Obr. 23). Vzniká zde problém s nečistotami z převodovky. Toto řešení by bylo vhodné pro okruh se samostatnou nádržkou, kde by nedocházelo k znečištění oleje.



Obr. 23 Schéma okruhu hydrostatického řízení – třetí varianta

4.3 Prvky okruhu hydrostatického řízení

Filtr oleje – Nízkotlaký filtr pro sací potrubí (série LFM)

Filtr oleje je důležitou součástí okruhu. Slouží jako ochrana všech částí hydrostatického okruhu řízení. Při volbě zástavby filtru musíme dbát na to, aby byl filtr dostupný z důvodu údržby. Filtr bude umístěn v sací větvi okruhu pro první variantu a v odpadní větvi pro třetí variantu.

Filtr je vhodný pro stacionární i mobilní použití jako sací filtr, filtr do potrubí nebo jako zpětný filtr.

Technická data

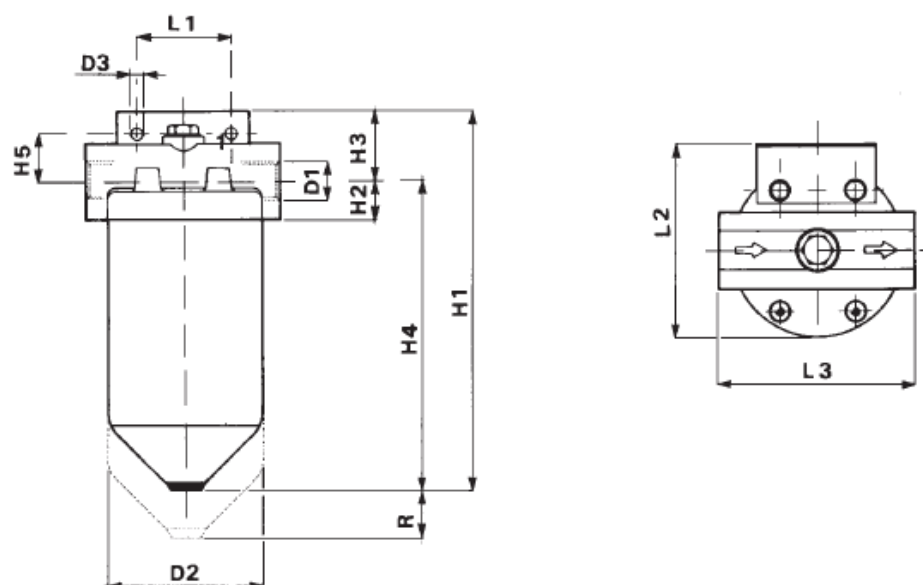
Typ filtru:	LFM 070
Max. provozní tlak:	1 MPa
Max. testovací tlak:	2 MPa
Min. destrukční tlak:	3 MPa
Jmenovitý průtok:	4 – 600 l.min ⁻¹
Hlava filtru:	hliník
Těleso filtru:	ocel
Pracovní teplota:	-25 – +110 °C
Diferenciální destrukční tlak filtrační vložky:	$\Delta p = 400 \text{ kPa}$
Nastavení obtokového ventilu (by-pass):	$\Delta p = 170 \pm 20 \text{ kPa}$

Materiál filtračních desek

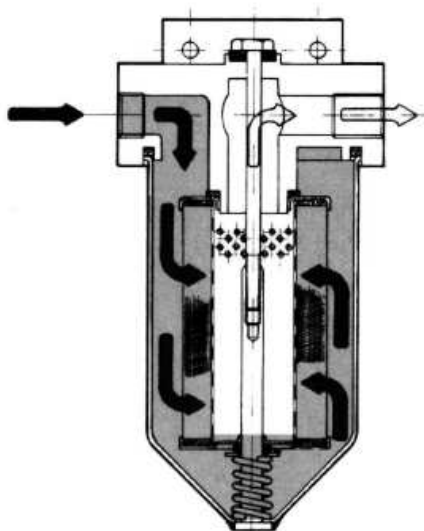
- speciální papír, jmenovitá jemnost filtrace 10 μm – 25 μm
- kovová síťka, jmenovitá jemnost filtrace 10 μm – 25 μm – 60 μm – 125 μm

D1	H1	H2	H3	L1	D2	H4	L2	D3	L3	H5	R	W
["]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
1	285	37	39	100	114	246	135	8,5	140	24	25	2,5

Tab. 1 Zástavbové rozměry filtru [14]



Obr. 24 Filtr oleje LFM – zástavbové rozměry [14]



Obr. 25 Schéma filtru LFM [14]

Vysokotlaký filtr – série MHT

Tento filtr je instalován za hydrogenerátorem. Používané filtrační vložky poskytují vysoce účinnou filtraci a dobrou ochranu hydraulických komponent.

Technická data

Typ filtru:	MHT 302
Max. provozní tlak:	420 MPa
Max. testovací tlak:	620 MPa
Min. destrukční tlak:	1260 MPa
Jmenovitý průtok:	5 – 700 l.min ⁻¹
Hlava filtru:	ocelolitina
Těleso filtru:	vysokopevnostní ocel
Pracovní teplota:	-25 – +110 °C

Diferenciální destrukční tlak filtrační vložky:

$$\Delta p = 2,1 \text{ MPa} - \text{všechny typy}$$

$$\Delta p = 21 \text{ MPa} - \text{typy 2T} - 2C - 2D - 2V - TD - TV - TT - TS$$

Nastavení obtokového ventilu (by-pass):

$$\Delta p = 600 \text{ kPa} \pm 10 \%$$

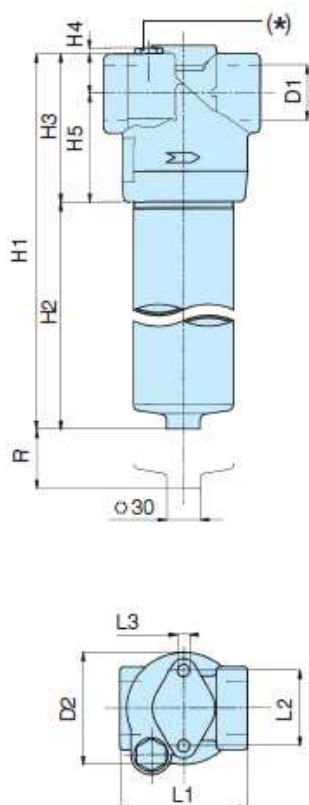
Materiál filtračních desek

- speciální papír, jmenovitá jemnost filtrace 10 μm – 25 μm
- anorganické mikrotkaniny, absolutní jemnost filtrace 3 μm – 6 μm – 12 μm – 25 μm
- kovová sítko, jmenovitá jemnost filtrace 10 μm – 25 μm
- speciální provedení podle přání zákazníka

(*) – port pro ukazatel (budík)

D1 ["]	D2 [mm]	H1 [mm]	H2 [mm]	H3 [mm]	H4 [mm]	H5 [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	R [mm]	W [kg]
3/4-1	94	317	207	112	35	77	108	65	M8	100	8,2

Tab. 2 Zástavbové rozměry filtru [15]



Obr. 26 Filtr oleje MHT – zástavbové rozměry [15]



Obr. 27 Schéma filtru MHT [15]

Hydrogenerátor

Jedná se o zubové čerpadlo HEMA. Hydrogenerátor řízení je v tandemovém provedení s hydrogenerátorem hydrauliky a je umístěn na transmisi ZF. Poháněn je od převodového ústrojí v poměru 46/41. Hodnoty převzaty z podkladů firmy Zetor.

Výtlačný objem hydrogenerátoru: $V_{geom} = 16,8 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$

Otáčky motoru [min ⁻¹]	Otáčky čerpadla [min ⁻¹]	Průtok čerpadla [l.min ⁻¹]
2200 – jmenovité otáčky	2468,3	41,5
700 – volnoběžné otáčky	785,4	13,2

Tab. 3 Parametry čerpadla v závislosti na otáčkách motoru

Ventil priority – statická jednotka

Do okruhu bude zařazen ventil priority s označením OLS 80. Ventil se umísťuje do systému se dvěma nebo více okruhy. Jeden okruh je do řídicí jednotky => řízení, druhý okruh je do hydraulického okruhu. Hydraulický okruh je připojen k ventilu z důvodu tlakového poklesu v okruhu.

Ventil zajišťuje aby okruh řízení mělo vždy přednost a pracovní médium proudilo do okruhu řízení když je to zapotřebí (zatačení). V případě jízdy přímo může pracovní médium proudit i do okruhu hydrauliky je-li to zapotřebí (dojde-li k poklesu tlaku).

Ventil se umísťuje mezi hydrogenerátor a řídicí jednotku. Jeho průtok je 80 l.min⁻¹.



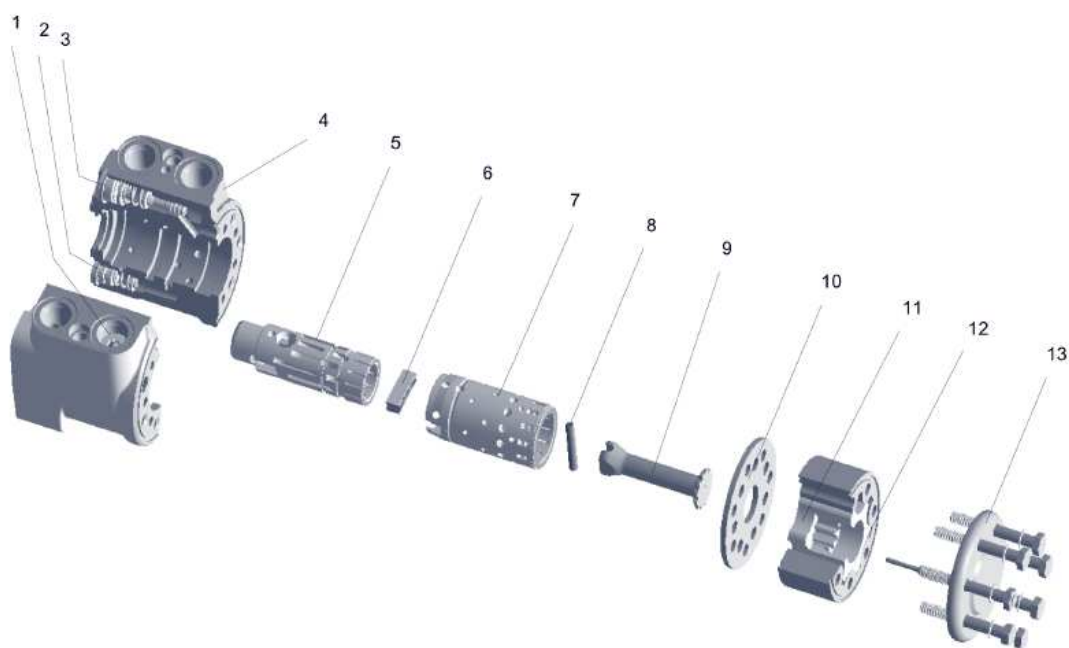
Obr. 28 Ventil priority [10]

Řídící jednotka

Do traktoru je namontována řídicí jednotka od firmy DANFOSS s označením OSPC 160 ON. Tato jednotka má výtlačný objem 160/80 cm³ na jednu otáčku volantů. Výtlačný objem je rozdělen na 2x80 cm³. Toto rozdělení je z důvodu bezpečnosti, aby bylo možné při výpadku hydrogenerátoru nebo motoru nouzové řízení traktoru.

Technická data:

Výtlačný objem	160/80 cm ³
Doporučený průtok oleje	16 – 50 l.min ⁻¹
Max. tlak v připojení P	21 MPa
Max. tlak v připojení T	4 MPa
Max. tlak v připojení L,R	28 MPa
Max. tlak pojistného ventilu	17 MPa
Max. tlak shock ventilu	22,5 MPa
Teplota okolí	-30 - +60 °C
Teplota oleje	-30 - +90 °C
Doporučená teplota oleje	-30 - +60 °C
Viskozita oleje	10 – 1000 cSt
Čistota oleje	max. 40 – 50 μm



Obr. 29 Schéma řídicí jednotky Sauer Danfoss [11]

1 – zpětný ventil; 2 – shock ventil; 3 – pojistný ventil; 4 – těleso s antikavitačními ventily;
5 – vřeteno; 6 – pero neutrální polohy; 7 – pouzdro; 8 – příčný čep; 9 – kloubový hřídel;
10 – rozváděcí talíř; 11 – ozubené kolo; 12 – věnec ozubeného kola; 13 – víko



Obr. 30 Řídicí jednotka Sauer Danfoss [11]

Přímočarý hydromotor

Jedná se o dvojčinný přímočarý hydromotor s oboustrannou pístnicí. Hydromotor je součástí přední nápravy. Pomocí hydromotoru a řídicích tyčí dochází k natočení řízených kol.

Parametry:

Průměr pístnice

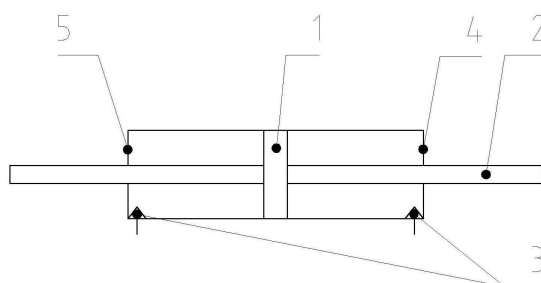
$$d_p = 36 \text{ mm}$$

Průměr pístu

$$D_p = 65 \text{ mm}$$

Zdvih pístu

$$S_p = 136 \text{ mm}$$



Obr. 31 Schéma řídicího válce

1 – píst; 2 – pístnice (pístní tyč); 3 – vstupní/výstupní otvory;
4 – pravá krajní poloha; 5 – levá krajní poloha



Obr. 32 Zástavba hydromotoru

5 Kontrola okruhu hydrostatického řízení

V této části práce se zabývám kontrolou okruhu hydrostatického řízení z hlediska funkčnosti okruhu.

Při návrhu okruhu hydrostatického řízení je nutné zkontrolovat prvky okruhu hydrostatického řízení z hlediska vyvoditelného momentu řízení, funkci řídicí jednotky, řídicího hydromotoru (válece), hydrogenerátoru (čerpádkla) a vedení média (potrubí).

Vstupními veličinami pro výpočet jsou parametry přední nápravy a zvolený typ pneumatik.

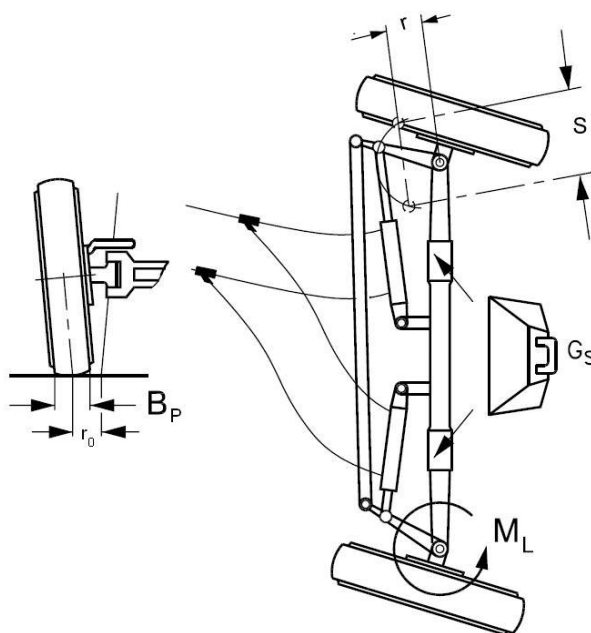
5.1 Výpočet celkového momentu řízení – obecný vztah

Požadujeme-li, aby bylo možné natočení předních kol doprava nebo doleva i při stojícím vozidle, kdy odpor kol vůči pootočení je největší, musí být řídicí moment vyvolaný přímočarým hydromotorem rovný, nebo větší, než je vypočítaný celkový moment řízení.

Z podkladů firmy DANFOSS vypočítáme celkový moment řízení pomocí vztahu J. Taborka.

Celkový moment řízení:

$$M_L = 0,05 \cdot G_s \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_0}{B_p}} \cdot \frac{B_p}{200} \cdot \frac{\mu_s}{0,7} \quad [Nm] \quad (1)$$



Obr. 33 Schématické zobrazení požadovaných veličin [10]

5.2 Parametry přední nápravy

Zde jsou uvedeny hlavní rozměry přední nápravy potřebné pro kontrolní výpočet okruhu hydrostatického řízení.

Parametry jsou převzaty z výkresu nápravy a z podkladů firmy Zetor.

Maximální nosnost nápravy $m_p = 6000 \text{ kg}$

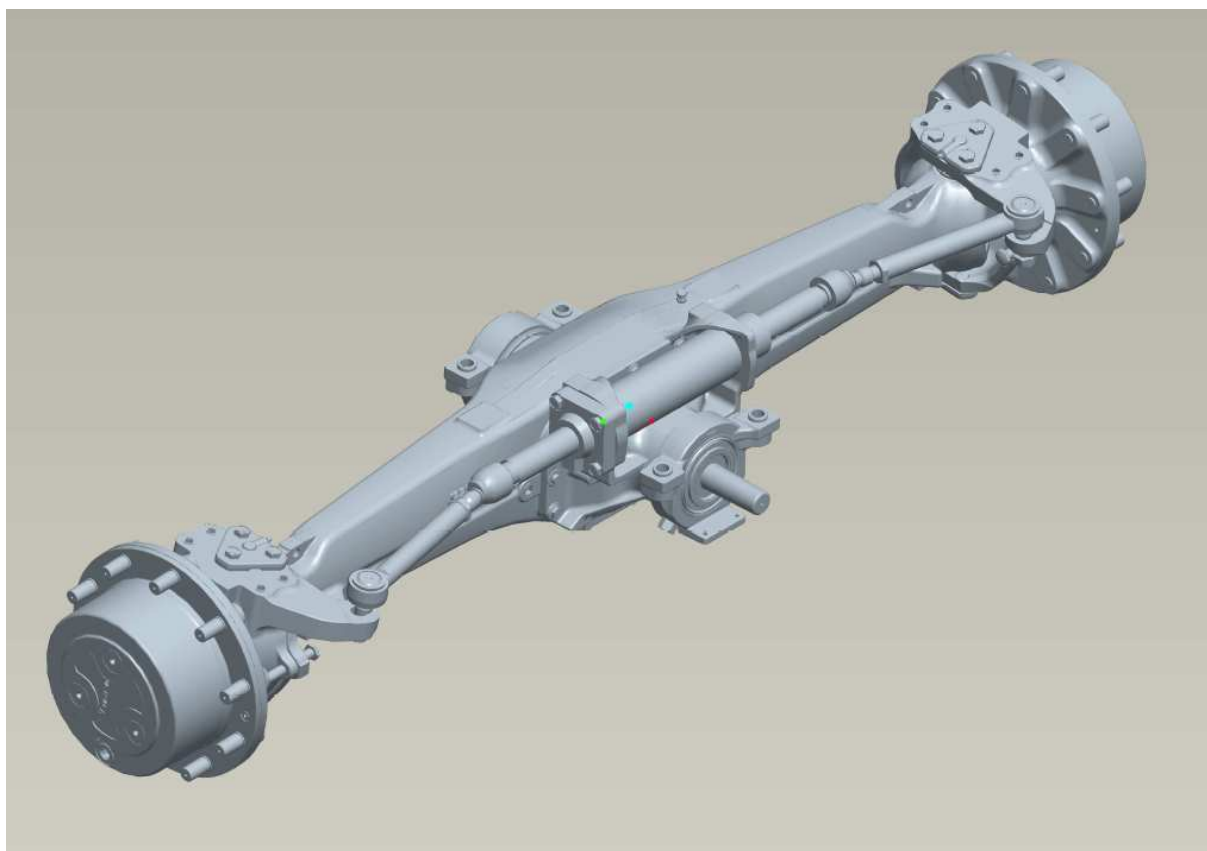
Maximální nosnost jedné pneumatiky $m_{p1} = \frac{m_p}{2} \quad [\text{kg}] \quad (2)$

Zatížení nápravy $G_s = m_p \cdot g \quad [\text{N}] \quad (3)$

Délka ramene $D_r = 188 \text{ mm}$

Úhel odklonu kola $\gamma = 1,5^\circ$

Úhel příklonu rejdové osy $\sigma = 7^\circ$



Obr. 34 3D model nápravy CARRARO 20.29 – podklady firmy Zetor

5.3 Parametry použitých pneumatik a ráfků

Traktor je osazen radiálními pneumatikami pro přední hnací nápravu značky Mitas.

Parametry jsou převzaty z podkladů firmy Zetor a [13].

Označení pneumatik	540/65R28
Označení ráfku	W15Lx28
Šířka pneumatiky	$B_p = 540 \text{ mm}$
Statický poloměr kola	$r_s = 624 \text{ mm}$
Dynamický poloměr kola	$r_D = 670 \text{ mm}$
Zális disku	$Z_D = 36 \text{ mm}$
Součinitel adheze	$\mu_s = 0.8$

Nosnost pneumatiky je 2900 kg a maximální dovolená rychlost je 40 km.h⁻¹. Hustící tlak je 160 kPa. Při hustícím tlaku 210 kPa a provozní rychlosti 10 km.h⁻¹ je nosnost pneumatiky 4265 kg. Objem potřebné tekutiny pro dodatečné zatížení vodou je 320 l.

Hustící tlak musí být zvýšen pro:

- provoz na silnici, především při déle trvajícím provozu s návěsem o +30 kPa
- při aplikaci čelního nakladače na traktor o +40 kPa

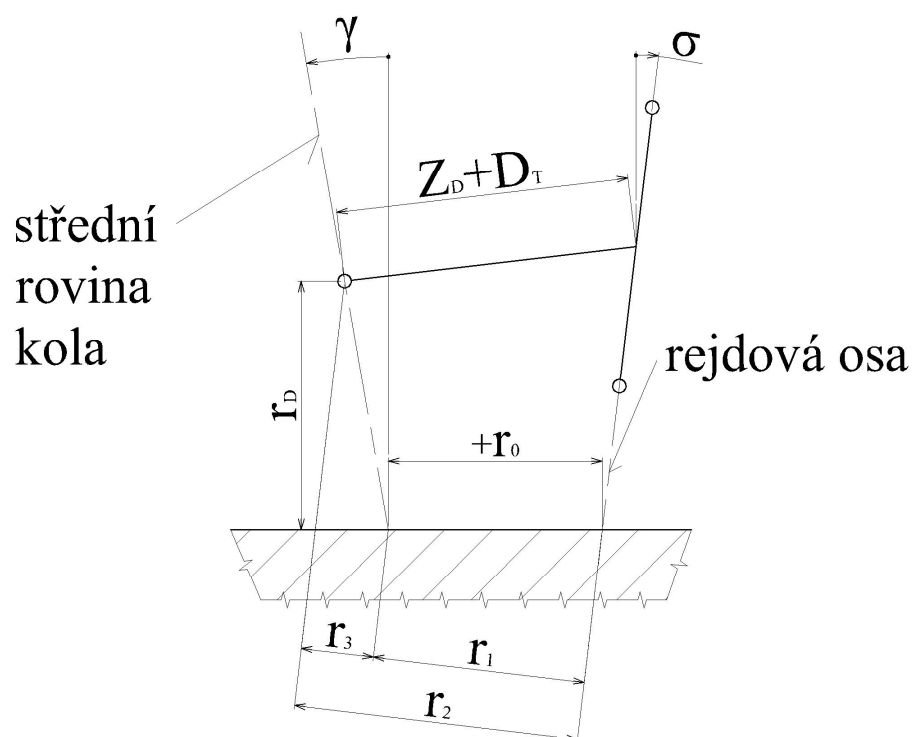
Statický poloměr r_s

Je vzdálenost osy rotace nepohybující se pneumatiky od opěrné rovinné podložky rovnoběžné s osou rotace pneumatiky při předepsaném radiálním zatížení a huštění.

Dynamický poloměr r_D

Jedná se o kolmou vzdálenost středu kola od opěrné plochy, kterou má kolo při jízdě vozidla a případně při přenosu obvodových sil.

5.4 Výpočet poloměru rejdu r_0



Obr. 35 Poloměr rejdu [2]

Poloměr rejdu r_0 :

$$r_0 = \frac{r_1}{\cos \sigma} \quad [mm] \quad (5)$$

Vzdálenost r_1

$$r_1 = r_2 - r_3 \quad [mm] \quad (6)$$

Vzdálenost r_2 a r_3

$$r_2 = (Z_D + D_T) \cdot \cos(\sigma + \gamma) \quad [mm] \quad (7)$$

$$r_3 = r_D \cdot \sin(\sigma + \gamma) \quad [mm] \quad (8)$$

5.5 Výpočet poloměru rejdu r_0 – dosazení hodnot

Dosazením (7) a (8) do (6) získáme r_1 potřebný pro vypočítání poloměru rejdu (5).

Všechny dosazované hodnoty jsou v základních jednotkách SI.

Vzdálenost r_2 :

$$r_2 = (36 \cdot 10^{-3} + 188 \cdot 10^{-3}) \cdot \cos(7 + 1,5)$$

$$r_2 = 221,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_2 = 221,5 \text{ mm}$$

Vzdálenost r_3 :

$$r_3 = 670 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(7 + 1,5)$$

$$r_3 = 99 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_3 = 99 \text{ mm}$$

Vzdálenost r_1 :

$$r_1 = 221,5 \cdot 10^{-3} - 99 \cdot 10^{-3}$$

$$r_1 = 122,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_1 = 122,5 \text{ mm}$$

Poloměr rejdu r_0 :

$$r_0 = \frac{122,5 \cdot 10^{-3}}{\cos 7}$$

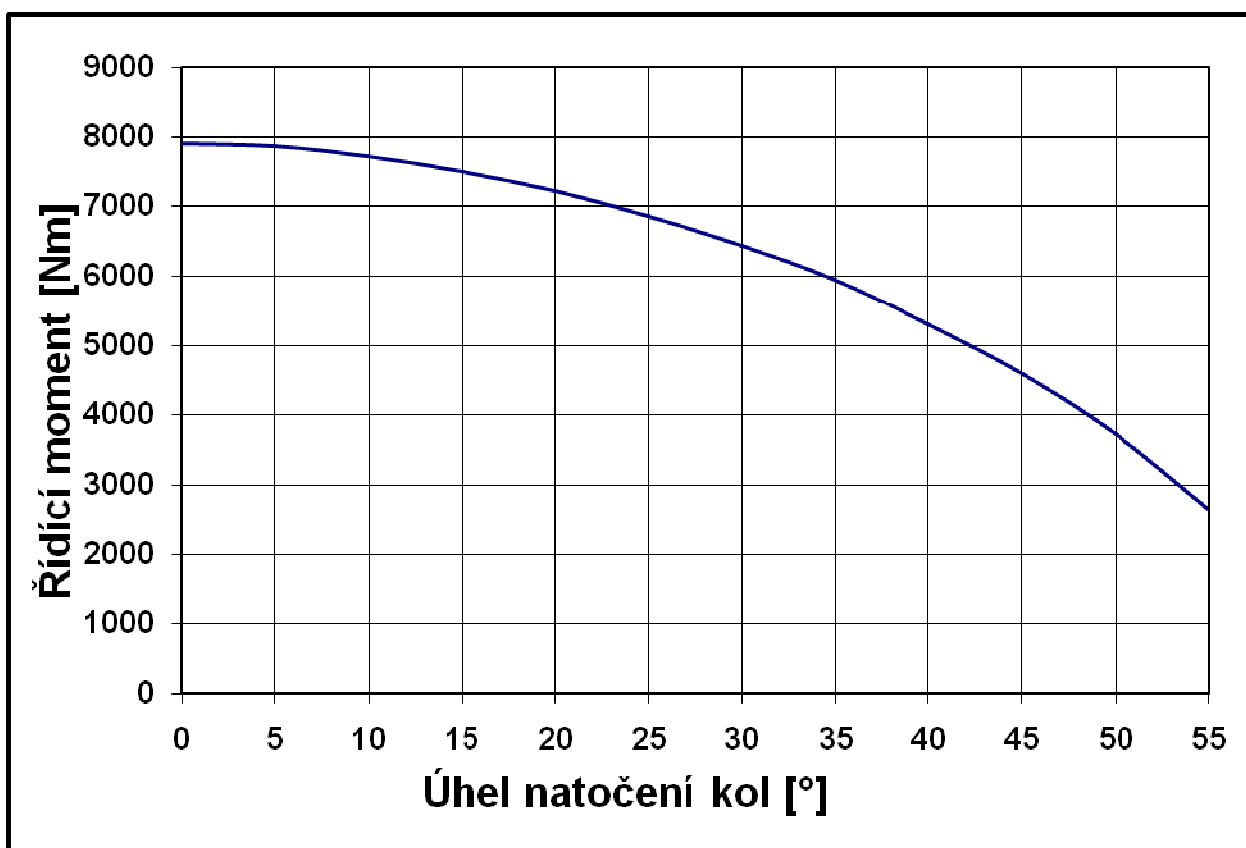
$$r_0 = 123,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r_0 = 123,4 \text{ mm}$$

5.6 Výpočet celkového momentu řízení – dosazení hodnot

$$M_L = 0,05 \cdot 58840 \cdot \frac{1}{1 + \frac{123,4}{540}} \cdot \frac{540}{200} \cdot \frac{0,8}{0,7}$$

$$M_L = 7383 \text{ Nm}$$



Obr. 36 Řídící moment vyvozený nápravou – viz výkres nápravy

Maximální moment, který vyvine náprava

$$M_{PHN} = 7900 \text{ Nm}$$

Celkový moment řízení

$$M_L = 7383 \text{ Nm}$$

Podmínka funkčnosti řízení

$$M_{PHN} \geq M_L$$

$$7900 \text{ Nm} \geq 7383 \text{ Nm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.7 Kontrola řídicí jednotky

Do traktoru Maxterra bude nainstalována řídicí jednotka od firmy DANFOSS s označením OSPC 160 ON.

Dle výrobce řídicí jednotky, firmy DANFOSS, musí počet otáček volantu pro natočení z pravé krajní polohy do levé větší jak 2 a menší než 5.

$$i_{\max} \in \langle 2;5 \rangle$$

Výtlačný objem řídicí jednotky na jednu otáčku volantu:

$$V_J = 160 \text{ cm}^3$$

Vztah pro určení výtlačného objemu řídicího válce (přímočarého hydromotoru) použitého na nápravě – obecný vztah

$$V_V = \frac{\pi}{4} \cdot (D_P^2 - d_P^2) \cdot S_P \quad [m^3] \quad (9)$$

Dosazení hodnot do vztahu (9)

$$V_V = \frac{\pi}{4} \cdot (65^2 - 36^2) \cdot 136$$

$$V_V = 3,129 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 312,9 \text{ cm}^3$$

Vztah pro výpočet potřebného poměru pro natočení volantu – obecný vztah

$$i_{\max} = \frac{V_V}{V_J} \quad [-] \quad (10)$$

Dosazení hodnot do vztahu (10)

$$i_{\max} = \frac{312,9}{160}$$

$$i_{\max} \div 2 \Rightarrow i_{\max} \in \langle 2;5 \rangle \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.8 Kontrola průtoku hydrogenerátoru

Z charakteristiky čerpadla vyplývá, že nejnižší průtok čerpadla je při volnoběžných otáčkách motoru. Z tohoto důvodu je nutné ověřit minimální průtok čerpadla při těchto otáčkách.

Dle tabulky Tab. 3 Parametry čerpadla v závislosti na otáčkách motoru je minimální průtok čerpadla $Q_{cv} = 13,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Podle [10] je nutné, aby čerpadlo zajistilo potřebnou dodávku kapaliny, pro určitý výtlačný objem řídicí jednotky a požadované maximální otáčky volantu.

Požadované maximální otáčky volantu při volnoběžných otáčkách motoru dle [10] je:

$$n_v = 60 \text{ min}^{-1}$$

Výtlačný objem řídicí jednotky na jednu otáčku volantu

$$V_j = 160 \text{ cm}^3$$

Požadovaný průtok čerpadla – obecný vztah

$$Q = V_j \cdot n_v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (11)$$

Dosazení hodnot do vztahu (11)

$$Q = 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1$$

$$Q = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q = 9,6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Požadovaný průtok čerpadla

$$Q = 9,6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Minimální průtok čerpadla

$$Q_{cv} = 13,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Podmínka funkčnosti

$$Q \leq Q_{cv}$$

$$9,6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \leq 13,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.9 Kontrola vedení kapaliny

5.9.1 Kontrola světlosti potrubí a hadic

Světlosti použitého potrubí a hadic dle [12] jsou v tabulce Tab. 4.

Druh vedení	Světlost potrubí a hadic d_h [mm]
Sací	20
Tlakové	12
Odpadní	12

Tab. 4 Světlost hadic a potrubí

Doporučené rychlosti proudění kapaliny ve vedení dle [12] jsou uvedeny v tabulce Tab. 5.

Druh vedení	Rychlost proudění v_d [m.s ⁻¹]
Sací	$\langle 1,5;3 \rangle$
Tlakové	$\langle 6;14 \rangle$
Odpadní	$\langle 4;8 \rangle$

Tab. 5 Rychlosti proudění média

Vztah pro výpočet průtoku čerpadla při jmenovitých otáčkách – obecný vztah

$$Q_{\dot{c}} = S_H \cdot v_d \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

Průřez tlakového potrubí – obecný vztah

$$S_H = \frac{\pi}{4} \cdot d_H^2 \quad [m^2] \quad (13)$$

Po dosazení vztahu (13) do vztahu (12) dostaneme

$$Q_{\dot{c}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_H^2 \cdot v_d \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

Ze vztahu (14) vyjádříme rychlost proudění kapaliny

$$v_d = \frac{4 \cdot Q_{\dot{c}}}{\pi \cdot d_H^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (15)$$

Dle tabulky Tab. 3 je průtok čerpadla při jmenovitých otáčkách motoru $Q_{\dot{c}} = 41,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Dosazení hodnot do vztahu (15)

Pro sací potrubí

$$v_d = \frac{4 \cdot 6,9 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}$$
$$v_d = 2,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_d \in \langle 1,5;3 \rangle \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pro tlakové a odpadní potrubí

$$v_d = \frac{4 \cdot 6,9 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2}$$
$$v_d = 6,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Pro tlakové vedení } v_d \in \langle 6;14 \rangle \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\text{Pro odpadní vedení } v_d \in \langle 4;8 \rangle \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.9.2 Kontrola pevnosti vysokotlakých hadic

Nejslabším článkem hydrostatického okruhu řízení z hlediska bezpečnosti jsou vysokotlaké hadice.

Zatížení vysokotlakých hadic je v průběhu řízení proměnné a je omezeno nastavením pojišťovacího ventilu na provozní tlak $p_p = 17 \pm 0,5$ MPa. V sací větvi je tlak 0,1 MPa a v odpadní větvi je tlak 0,2 MPa (viz podklady a měření firmy ZETOR). Dále je zde také zařazen tzv. Shock ventil, jedná se o ventil, který eliminuje tlakové špičky, vzniklé nárazem kola na nerovnost, v kratším čase než je reakční doba pojistného ventilu. Shock ventil je nastaven na 22,5 MPa. Pojišťovací a Shock ventil jsou součástí řídicí jednotky.

Pracovní dynamický přetlak u hadic pro tlakové a odpadní vedení je

$$p_{DYN} = 27,5 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DYN}$$

$$17 \text{ MPa} \leq 27,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pracovní dynamický přetlak u hadic pro sací vedení je

$$p_{DYN} = 21,5 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DYN}$$

$$17 \text{ MPa} \leq 21,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Dle směrnice (75/321/EHS) musí být poruchový přetlak použitých hadic větší než čtyřnásobek provozního tlaku.

Poruchový přetlak u hadic pro tlakové a odpadní potrubí je

$$p_{POR} = 110 \text{ MPa}$$

$$4 \cdot p_p \leq p_{POR}$$

$$4 \cdot 17 \leq 110$$

$$68 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Poruchový přetlak u hadic pro sací potrubí je

$$p_{POR} = 110 \text{ MPa}$$

$$4 \cdot p_p \leq p_{POR}$$

$$4 \cdot 17 \leq 85$$

$$68 \text{ MPa} \leq 85 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6 Návrh konstrukce sloupku řízení

Při návrhu sloupku řízení se musím počítat s tím, že traktor budou ovládat různí lidé, jak rozměry tak i silou. Proto musí být zajištěna pracovní pohoda pro většinu pracovníků, kteří budou s traktorem pracovat. Z tohoto důvodu jsou rozměry sloupku řešeny podle rozměrů průměrného muže. Toto řešení nevyhovuje menším postavám mužů a žen, pro které bude řízení stroje náročné, nedosáhnou na volant, na pedály, nevidí přes přístrojovou desku. Pro vysoké postavy je toto řešení také nevyhovující, protože se jim špatně sedí a nedostanou kolena pod přístrojovou desku. Proto je vhodné zvolit kombinaci teleskopického sloupku s výškově a podélně stavitelným sedadlem. Tato varianta je nejvhodnější a je použita na traktoru Maxterra.

6.1 Ergonomické požadavky na sloupek řízení

Tento požadavek je velmi důležitý z hlediska bezpečnosti a pracovních podmínek člověka. Důležité je umístění volantu, jehož poloha má významný vliv na únavu řidiče. Proto je vhodné navrhnout konstrukci a zástavbu sloupku tak, aby ovládání vozidla bylo pro obsluhu co nejjednodušší a nejlehčí. Poloha těla řidiče je jednoznačně určena pomocí vzájemného vztahu mezi geometrií sedadla a umístěním hlavním ovladačů (volant, pedály, řadící páka).

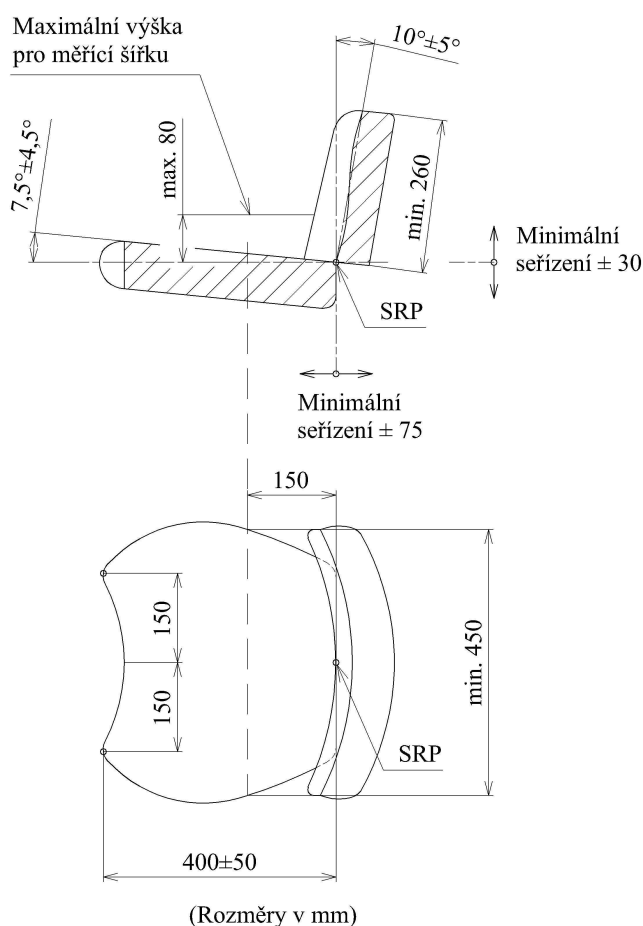
6.1.1 Sedadlo řidiče

Sedadlo řidiče tvoří důležitou součást pro návrh sloupku řízení. Pomocí rozměrů sedadla a vztažného bodu sedadla řidiče – SRP (viz Obr. 37), se určí vztažný bod sedění – SIP. Jde o střed vzájemného otáčení nohou a trupu. Tento bod představuje polohu kyčelního kloubu. Vztažný bod SIP je výchozí bod pro určení umístění pedálů a volantu => sloupek řízení.

Sedadlo musí být seřiditelné jak v podélném tak i svislé ose (viz Obr. 37). Hodnoty seřízení jsou uvedeny v tabulce 6.

Seřízení	Rozsah	
	Minimum [mm]	Optimum [mm]
Podélné seřízení – dopředu a dozadu od střední polohy sedadla	±75	±100
Příčné seřízení – nahoru a dolů od střední polohy sedadla	±30	±50

Tab. 6 Hodnoty seřízení sedadla [7]



Obr. 37 Rozměry a seřízení sedadla [7]

6.1.2 Pedály

Měřicí bod pedálu leží na v průsečíku podélné a příčné střednice promítnuté na povrch pedálu (viz Obr. 38).

Vzdálenost pedálu spojky a brzdových pedálů od bodu SIP je především závislá na úhlu mezi řídicovým stehnem a bérce. Základní polohu pedálů nelze měnit a pracovní zdvih pedálu spojky a brzd je 150 mm. Šířka pedálu má být 70-100 mm a vzdálenost mezi pedály nejméně 50 mm. Pedály spojky a brzd musí být umístěny symetricky k podélné svislé rovině procházející osou volantu a osou sedadla řidiče tak, aby vzdálenost středů nášlapných ploch činila minimálně 150 mm a maximálně 320 mm. Vzdálenost nožního plynového pedálu od příčné osy procházející bodem SIP nesmí být větší než 90% l_1 . Boční vzdálenost od roviny symetrie těla má být 250 mm doprava, hlavní osa pedálu má svírat s rovinou těla úhel 10° a sklánět se ke kraji v úhlu cca 3° .

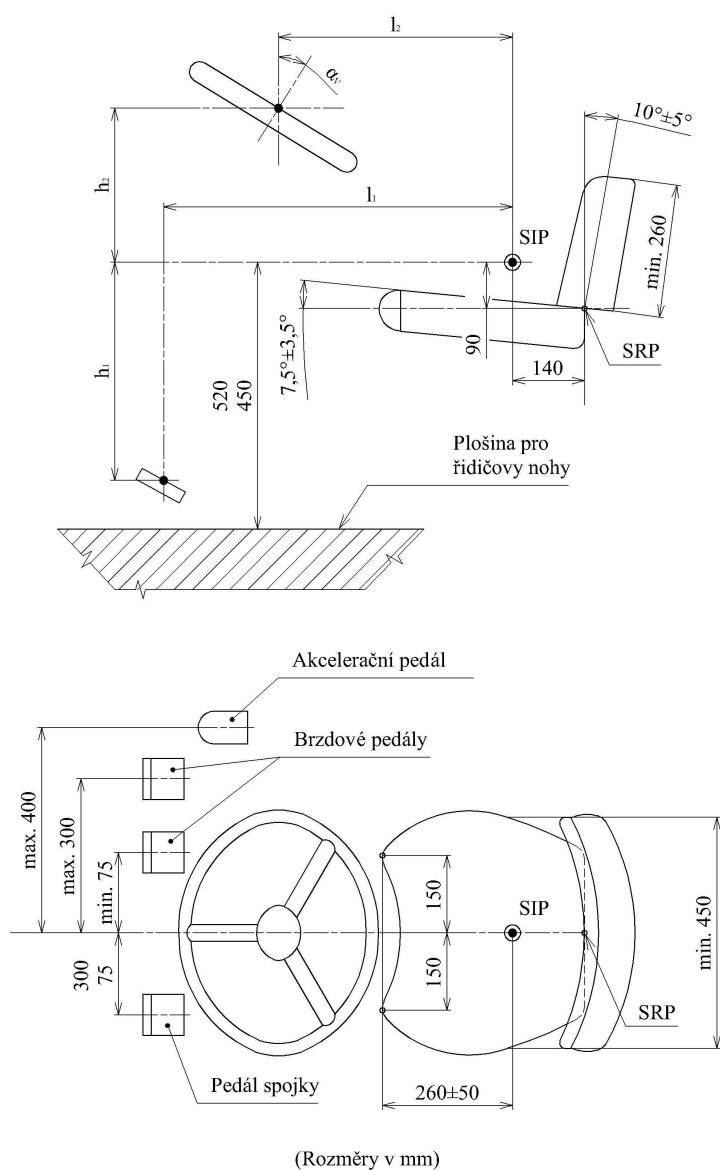
Hodnoty l_1 a h_1 se určí pomocí Obr. 39 Pozice pedálů vůči SIP. Hodnoty musí ležet uvnitř plochy diagramu.

6.1.3 Volant

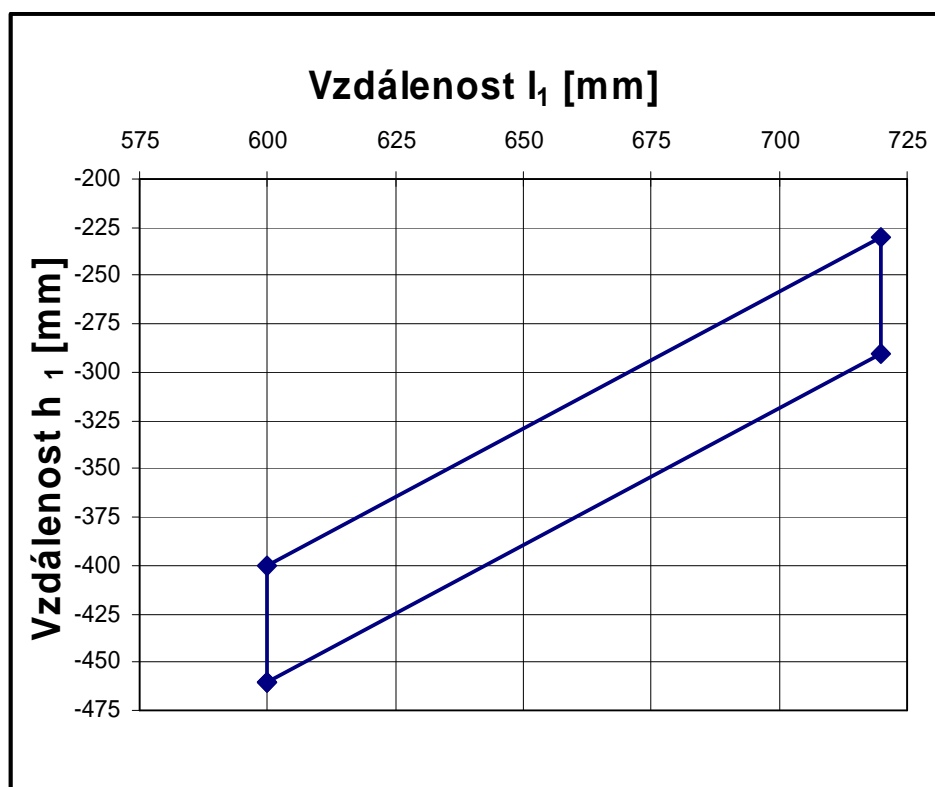
Měřicí bod volantu leží v průřezu osy volantu s horní rovinou volantu (viz Obr. 38).

Pozice volantu vztahovaná k bodu SIP je závislá na úhlu paže k trupu úhlu mezi paží a předloktím. Velikost úhlu natočení volantu α_V (viz Obr. 38) je ovlivněna polohou při sedění, průměrem volantu a požadovanou silou pro ovládání vozidla. Velikost úhlu natočení volantu α_V se pohybuje v rozsahu 0° - 40° . Vzdálenost volantu od nejbližší části stroje má být minimálně 100 mm a od zatíženého sedadla řidiče nejméně 250-300 mm. Průměr volantu má být 400-500 mm a jeho povrch z materiálu se špatnou tepelnou vodivostí.

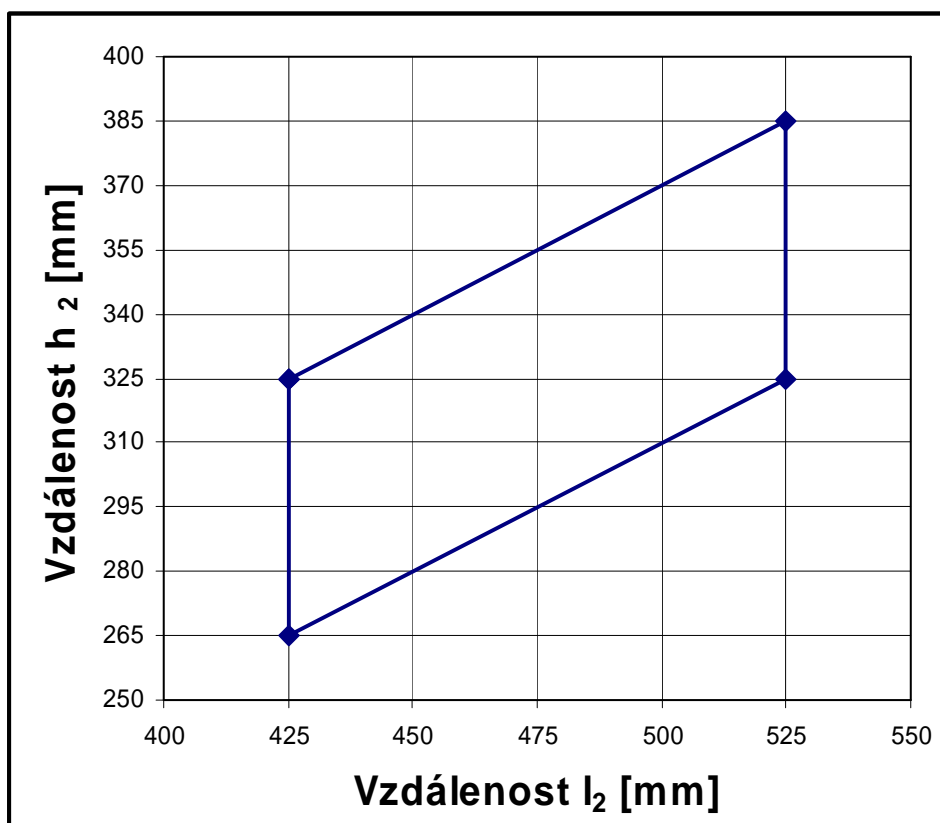
Hodnoty l_2 a h_2 se určí pomocí Obr. 40. Hodnoty musí ležet uvnitř plochy diagramu.



Obr. 38 Prostor sezení a ovládání traktoru [7]



Obr. 39 Pozice pedálů vůči SIP [7]

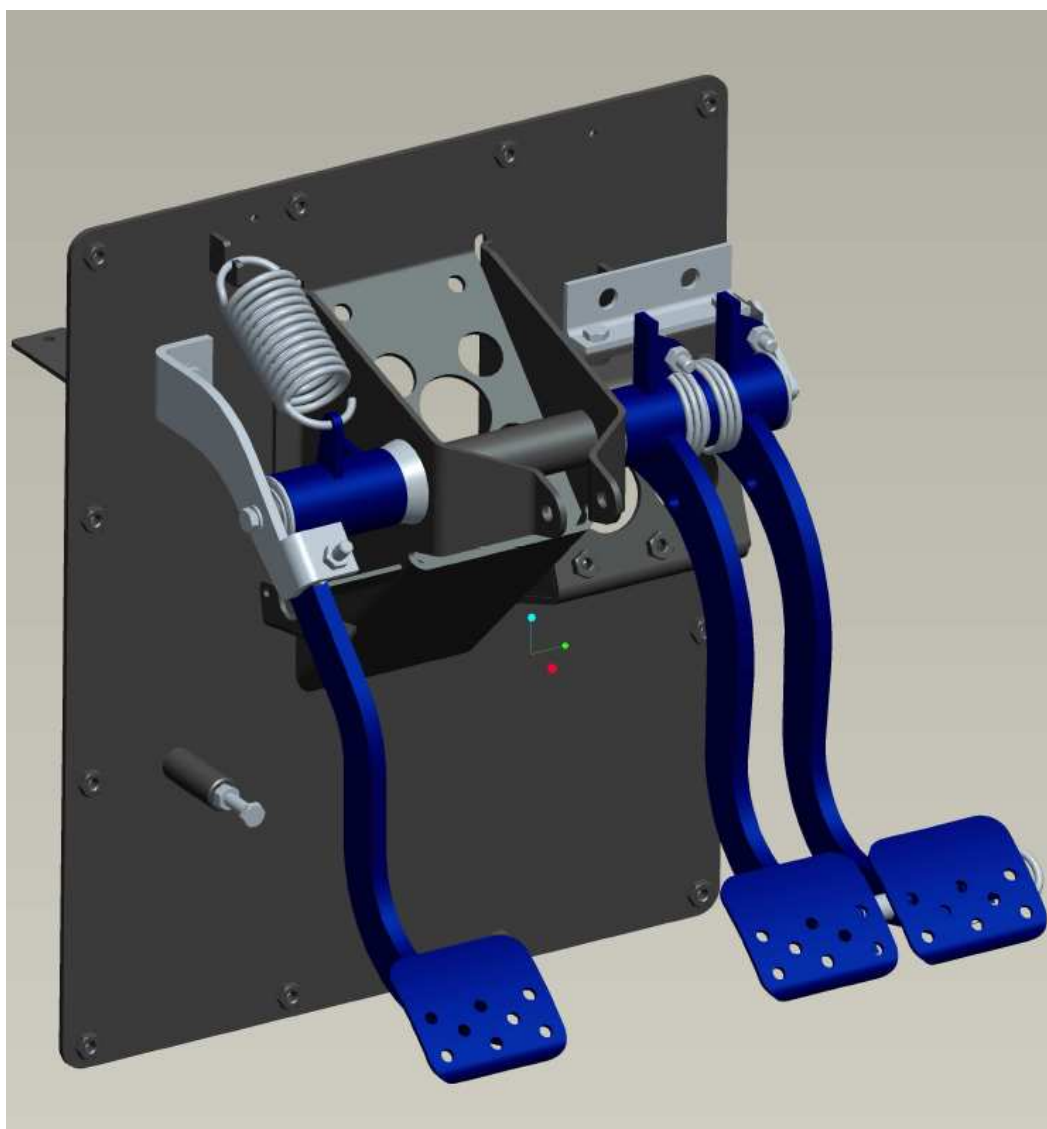


Obr. 40 Pozice volantu vůči SIP [7]

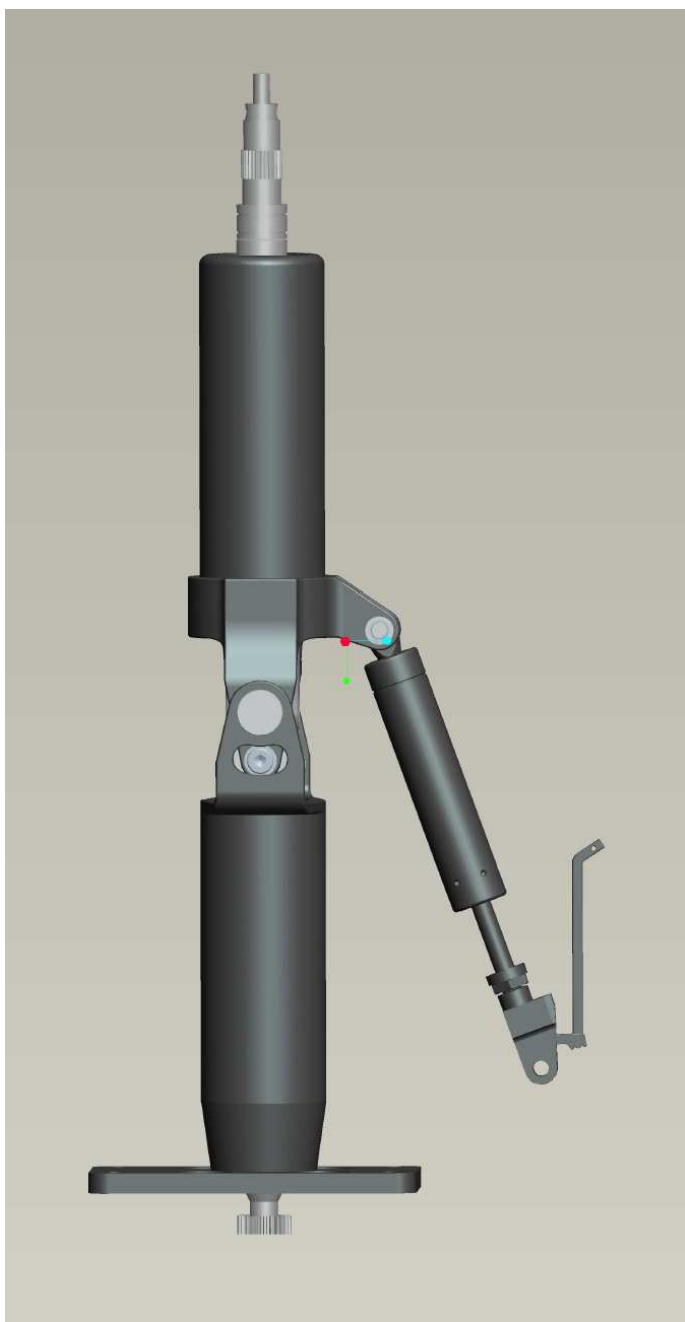
6.2 Návrh a popis funkce sloupku řízení

Sloupek bude výsuvně sklopný. Sklápění bude možné pomocí páčky umístěné pod volantem. Při pohybu páčky směrem dolů bude možno provést naklápění volantu o $\pm 30^\circ$. Výsuvná poloha je zajištěna pomocí matice umístěné ve středu věnce volantu. Povolením této matice dojde k posuvnému pohybu sloupku volantu o ± 50 mm. Sloupek bude uchycen ke konzole řízení která je součástí desky, která je pomocí šroubů přichycena k rámu kabiny traktoru.

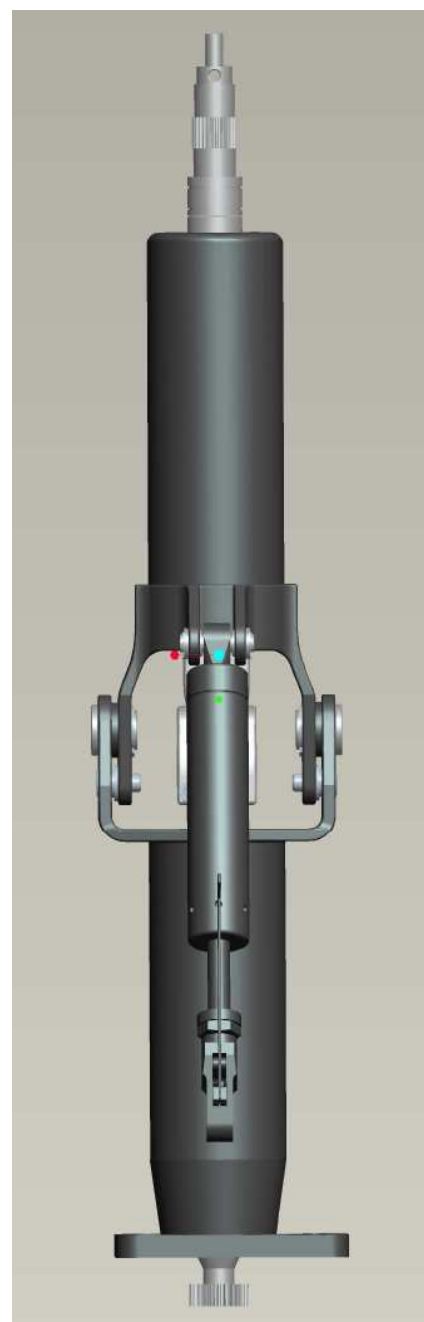
Návrhový model sloupku řízení je vytvořen pomocí 3D programu Pro/ENGINEER. Parametry sloupku řízení jsou voleny s ohledem na zástavbu sloupku a na ergonomické hledisko. Sloupek se skládá ze dvou hřídelů spojených navzájem kardanovým kloubem, který zajišťuje přenos kroutícího momentu při naklonění sloupku řízení. Horní sloupek je dutý s vnitřním drážkováním a je uložen na ložiscích. Uvnitř tohoto hřídele je mechanismus pro výsuvný pohyb sloupku řízení. Oba hřídele jsou uloženy v pouzdrech, které jsou navzájem spojeny naklápěcí vazbou.



Obr. 41 Základní deska s konzolou řízení – podklady firmy Zetor



Obr. 42 Sloupek řízení – boční pohled



Obr. 43 Sloupek řízení – čelní pohled



Obr. 44 Sloupek řízení

7 Závěr

Za cíle práce bylo stanoveno osvojení základních pojmů pro návrh okruhu hydrostatického řízení, následné provedení kontrolního výpočtu okruhu a návrh sloupku řízení.

V první části práce jsou popsány základní technické informace o traktoru Zetor Maxterra a současně používané typy náprav a řízení.

V další části je řešen návrh okruhu hydrostatického řízení traktoru se sáním oleje z převodovky. Pracovní médium je společné pro mazání a ovládání převodovky, pro hydraulické okruhy a okruh řízení. Při návrhu vzniklo několik variant okruhu řízení. Konstrukce mechanismu řízení musí splňovat požadavky dle směrnice 75/321/EHS. Jako nejlepší se mi jeví první varianta, kde je filtr oleje zastavěn před hydrogenerátor, což zajišťuje dostatečnou čistotu nasávaného média a správnou funkčnost okruhu řízení.

Po navržení okruhu byl proveden kontrolní výpočet okruhu hydrostatického řízení. Ten je rozdělen na několik částí. V první části je provedena kontrola řídicího momentu vyvozeného nápravou vůči celkovému potřebnému momentu pro řízení. Z výsledků vyplývá, že podmínka funkčnosti je splněna. V druhé části je provedena kontrola funkčnosti řídicí jednotky a kontrola průtoku hydrogenerátoru. Podmínka funkčnosti je splněna pro řídicí jednotku i pro hydrogenerátor. V poslední části výpočtu je posouzení světlosti hadic a potrubí včetně pevnosti vysokotlakých hadic dle normy 75/321/EHS. Z výsledků je zřejmé, že hadice vyhovují.

V poslední části diplomové práce se věnuji návrhu sloupku řízení. Sloupek řízení slouží k přenosu ovládacího momentu. Jsou na něj kladeny jak požadavky mechanické (tuhost vůči krutu) tak i ergonomické. Ovládání traktoru musí být pro obsluhu jednoduché, lehké a pohodlné. Při návrhu sloupku sem vycházel z ergonomických požadavků na sloupek řízení a uchycení sloupku ke konzole řízení. Sloupek bude uchycen ke konzole řízení, která je součástí základní desky. Sloupek bude teleskopický v kombinaci s výškově a podélně stavitelným sedadlem, což zaručuje obsluhu velmi pohodlné řízení. Jeho konstrukční řešení je patrné z výkresu v příloze č. 2.

Z předchozího textu je zřejmé, že cíle práce byly splněny.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BAUER, F. Traktory. 2006. ISBN 80-86726-15-0
- [2] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. 2. vydání. 2003. ISBN 80-239-0026-9
- [3] VLK, F. Automobilová technická příručka. 2003. ISBN 80-238-9681-4
- [4] VLK, F. Karosérie motorových vozidel. 1. vydání. 2000. ISBN 80-238-5277-9
- [5] SEMETKO, J., KOLEKTIV. Traktory a automobily. 1981.
- [6] CHUNDELA, L. Ergonomie. 1990. ISBN 80-01-00327-2
- [7] ISO 4253: 1993. International standard. Agricultural tractors – Operator's seating accommodation – Dimension
- [8] 75/321/EHS: 1975. Směrnice. Řídící zařízení
- [9] 78/764/EHS: 1978. Směrnice. Sedadlo řidiče
- [10] Sauer Danfoss: 2002. General, Steering components
- [11] Sauer Danfoss: 2002. Katalog řídicích jednotek
- [12] Hydra CZ: Hadice a koncovky
- [13] Mitas: 2007. Zemědělské pneumatiky – technické informace
- [14] Sofima: Katalog filtru LFM
- [15] Sofima: Katalog filtru MHT
- [16] Pro/ENGINEER: Uživatelská příručka
- [17] Sauer Danfoss [online]. 2009, poslední revize 19.5.2009,
Dostupné z <<http://www.sauer-danfoss.com/>>
- [18] Carraro [online]. 2009, poslední revize 19.5.2009,
Dostupné z <<http://www.carraro.com/>>
- [19] UP-NET MULTIMEDIA. Deutz-Fahr [online]. 2008, poslední revize 19.5.2009.
Dostupné z <www.deutz-fahr.cz/>
- [20] Koncern Agrotec [online]. Poslední revize 19.5.2009. Dostupné z <www.eagrotec.cz>

Seznam použitých symbolů a zkratek

B_P	Šířka profilu pneumatiky	[mm]
D_P	Průměr pístu hydromotoru	[mm]
d_h	Světlost potrubí a hadic	[mm]
d_P	Průměr pístnice hydromotoru	[mm]
D_T	Délka ramene	[mm]
G_S	Zatížení nápravy	[N]
h_1	Svislá vzdálenost bodu pedálů od SIP	[mm]
h_2	Svislá vzdálenost bodu volantu od SIP	[mm]
i_{max}	Maximální počet otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé	[–]
l_1	Vodorovná vzdálenost bodu pedálů od SIP	[mm]
l_2	Vodorovná vzdálenost bodu volantu od SIP	[mm]
M_L	Celkový moment řízení	[Nm]
M_{PHN}	Maximální řídicí moment, který vyvine náprava CARRARO	[Nm]
m_P	Maximální nosnost nápravy	[kg]
M_{P1}	Maximální nosnost jedné pneumatiky	[kg]
n_k	Závlek	[mm]
n_V	Požadované maximální otáčky volantu	[s ⁻¹]
p_{DYN}	Pracovní dynamický přetlak	[MPa]
p_P	Provozní tlak hadic	[MPa]

p_{POR}	Poruchový přetlak hadic	[MPa]
Q	Požadovaný průtok čerpadla	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{\check{C}}$	Průtok čerpadla při jmenovitých otáčkách	[m ³ .s ⁻¹]
$Q_{\check{C}V}$	Průtok čerpadla při volnoběžných otáčkách	[m ³ .s ⁻¹]
r_D	Dynamický poloměr kola	[mm]
r_S	Statický poloměr kola	[mm]
r_0	Poloměr rejdu	[mm]
r_1	Pomocná hodnota pro určení poloměru rejdu	[mm]
r_2	Pomocná hodnota pro určení poloměru rejdu	[mm]
r_3	Pomocná hodnota pro určení poloměru rejdu	[mm]
S_H	Průřez tlakového potrubí	[m ³]
SIP	Vztažný bod sedění	[–]
S_P	Zdvih pístu hydromotoru	[mm]
SRP	Vztažný bod sedadla	[–]
V_{geom}	Výtlačný objem hydrogenerátoru	[cm ³ .ot ⁻¹]
V_J	Výtlačný objem řídicí jednotky	[m ³ .ot ⁻¹]
V_V	Výtlačný objem hydromotoru	[m ³]
v_d	Rychlost proudění kapaliny	[m.s ⁻¹]
Z_D	Zális disku	[mm]
γ	Úhel odklonu kola	[°]
δ_0	Úhel sbíhavosti	[mm]

μ_s	Součinitel adheze	[–]
σ	Úhel příklonu rejdové osy	[°]
τ	Záklon rejdové osy	[°]

Seznam příloh

1. Výkres nápravy CARRARO 20.29
2. Návrhový výkres sestavy sloupku řízení