



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATIVE ENGINEERING

NASTAVITELNÝ ROZCHOD KOL ZADNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

ADJUSTABLE TRACK OF TRACTOR REAR AXLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MICHAL ŠÍBL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. RADIM DUNDÁLEK, PH. D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Šíbl

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

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

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

Nastavitelný rozchod kol zadní nápravy traktoru

v anglickém jazyce:

Adjustable Track of Tractor Rear Axle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh nastavitelného rozchodu kol zadní nápravy traktoru s ohledem na co nejvyšší využití již vyráběných dílů v programovém prostředí Creo. Dále proveďte výpočtovou analýzu napjatosti vybrané součásti daného konstrukčního uzlu.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše současného stavu konstrukcí nastavitelné zadní nápravy
2. Konstrukční návrh nastavitelné zadní nápravy
3. Výpočtová analýza napjatosti vybrané součásti dle pokynů vedoucího diplomové práce
4. Příprava podkladů pro prototypovou výrobu

Seznam odborné literatury:

- [1] Bauer F. a kol. Traktory. Profi press, 2006. ISBN 80-86726-15-0
- [2] Firemní dokumentace ZETOR a. s.

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

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

V Brně, dne 13.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nastavitelného rozchodu kol zadní nápravy traktoru ve společnosti Zetor Tractors a.s. Na začátku je přehled konstrukcí nastavitelného rozchodu kol jiných světových výrobců traktorů. Následuje vlastní konstrukční činnost od výběru varianty po konečný návrh. Práce obsahuje potřebné výpočty celého zařízení. Součástí je také výpočtová analýza napětí a deformace významné části konstrukce s využitím numerického přístupu metody konečných prvků (MKP) a výkresová dokumentace navrhovaného stavěcího zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, Zetor, náprava, nastavitelný rozchod, napětí, deformace, metoda konečných prvků

ABSTRACT

This Master's thesis deals with construction design adjustable track of tractor rear axle in a company Zetor Tractors a.s. At the very beginning there is an overview of different possibilities adjustable track from other world's producers of tractors. Afterwards there is my constructional working from selection variant of suspension to final project. In this case the thesis contains required calculations of the whole device. Thesis also contains the stress and strain analysis of significant part of construction using a numerical approach of finite element method (FEM) and drawing documentation of the project constructed device.

KEYWORDS

Tractor, Zetor, axle, adjustable track, stress, strain, finite element method



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠÍBL, M. Nastavitelný rozchod kol zadní nápravy traktoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 143 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 pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 1. května 2013

.....
Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval firmě Zetor Tractors a.s., resp. pracovníkům Vývojového ústavu traktorů, a.s., především Ing. Martinu Slezákovi, za jeho trpělivost, inspiraci, odborné rady a diskuze nejen během zpracování diplomové práce, dále Ing. Janu Lukášovi, Ing. Miroslavu Lukešovi, Ing. Radimu Dundálkovi, Ph. D., Ing. Miroslavu Weberovi, Ing. Aleši Prokopovi atd.



OBSAH

Úvod.....	12
Popis.....	13
1 Meziřádkové vzdálenosti plodin.....	14
1.1 Meziřádkové vzdálenosti jednotlivých plodin	14
1.2 Meziřádkové vzdálenosti v oblasti výzkumu	15
2 Vývoj nastavitelných kol náprav.....	16
3 Způsoby nastavení rozchodu zadních kol.....	19
3.1 Stavitelný disk a ráfek kola (typy 1 a 2)	19
3.2 Pevný disk a ráfek kola (typ 3)	20
3.3 Posuvná hlava kol na polonápravě	21
4 Přehled konstrukcí nastavitelné zadní nápravy	22
4.1 BELARUS.....	22
4.1.1 Typ 1025, 1025.2, 1025.3	22
4.1.2 Typ 1221.2, 1221B.2, 1221.3	23
4.1.3 Typ 1523, 1523B, 1523.3, 1523B.3.....	23
4.1.4 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	23
4.2 CASE IH.....	24
4.2.1 Typ IH 100, 110, 115, 125, 140.....	24
4.2.2 Posouvání kola po nápravě (Traktory Maxxum a X-Line).....	26
4.2.3 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	28
4.3 CLAAS	28
4.3.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	29
4.4 DEUTZ-FAHR.....	29
4.4.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	29
4.5 CHALLENGER	30
4.5.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	30
4.6 JOHN DEERE	31
4.6.1 Řada traktorů 6R [6140R, 6150R, 6170R, 6190R, 6210R]	31
4.6.2 Řada traktorů 6M [6150M, 6170M]	33
4.6.3 Typ 7330	33
4.6.4 Řada traktorů 7R [7200R, 7215R, 7230R, 7260R, 7280R]	33
4.6.5 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	35
4.7 LANDINI.....	36



4.7.1	Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	36
4.8	MASSEY FERGUSON	37
4.8.1	Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	39
4.9	NEW HOLLAND.....	39
4.9.1	Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol	40
4.10	Zařízení pro plynulé nastavení rozchodu	40
4.10.1	Varianta se stavitelným šroubem.....	41
4.10.2	Varianta s pastorkem.....	42
5	Nastavitelný rozchod kol u traktorů ZETOR	44
5.1	Používání náprav s posuvným nábojem u traktorů ZETOR.....	44
5.1.1	Zetor 25	44
5.1.2	Zetor 50 Super	45
5.2	Současný stav nastavitelné zadní nápravy.....	47
5.2.1	Současné typy kol traktorů ZETOR	48
5.2.2	Změna rozchodu zadních kol – Forterra HSX 100, 110, 120, 130, 140.....	48
5.2.3	Změna rozchodu zadních kol u traktorů Forterra	49
6	Konstrukční návrh nastavitelné zadní nápravy	50
6.1	Volba svěrného spoje.....	50
6.1.1	Průměr hřídele kola	51
6.1.2	Délka náboje	51
6.1.3	Vnější průměr náboje	51
6.1.4	Bezpečnost.....	51
6.1.5	Součinitel tření.....	51
6.1.6	Srovnání svěrných spojů	52
6.1.7	Optimální varianta svěrného spojení	55
6.2	Návrh variant řešení.....	56
6.2.1	Konstrukční varianta 1 – s prodlouženou hřídelí.....	56
6.2.2	Konstrukční varianta 2 – s přídavnou hřídelí kola (vodícím elementem rovnoběžné boky).....	57
6.2.3	Konstrukční varianta 3 – s přídavnou hřídelí kola (vodícím elementem pero) ..	58
6.2.4	Výběr optimální varianty	59
6.3	Postup při nastavení rozchodu	59
6.4	Výpočet zatížení při provozních režimech	62
6.4.1	Základní provozní režimy.....	62
6.4.2	Geometrie.....	62



6.4.3	Maximální tahová síla zadní nápravy traktoru	63
6.4.4	Součinitel adheze.....	63
6.4.5	Dynamický součinitel	63
6.4.6	Provozní režim 1: Jízda po rovném terénu	64
6.4.7	Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem	69
6.4.8	Provozní režim 3: Jízda po terénu s příčným sklonem, horní řádek, levá polonáprava.....	80
6.4.9	Provozní režim 4: Jízda po terénu s příčným sklonem, dolní řádek, pravá polonáprava.....	85
6.5	Výpočet průměrné životnosti ložisek	90
6.5.1	Výpočet průměrných otáček hřídele kola	90
6.5.2	Střední rozchod kol.....	90
6.5.3	Výpočet střední tahové síly	90
6.5.4	Výpočet zatížení ložisek.....	91
6.5.5	Popis použitých ložisek	94
6.5.6	Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořadými kuželík. lož. [33] ...	95
6.5.7	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32016 [33]	96
6.5.8	Základní trvanlivost ložiska 32016 [34]	97
6.5.9	Trvanlivost ložiska 32016 v provozních hodinách [34].....	97
6.5.10	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32017 [33].....	97
6.5.11	Základní trvanlivost ložiska 32017 [34]	98
6.5.12	Trvanlivost ložiska 32017 v provozních hodinách [34].....	98
6.6	Návrh a kontrola svěrného spojení.....	98
6.6.1	Návrh spojovacích materiálů	99
6.6.2	Maximální kroutící moment	100
6.6.3	Bezpečnost vzhledem ke krouticímu momentu přeneseného kolem.....	100
6.6.4	Návrh spoje s kuželovým pouzdem podélně rozříznutým	101
6.6.5	Výpočet utahovacího momentu	103
6.6.6	Kontrola šroubů	105
6.6.7	Určení samosvornosti kuželového spoje	107
6.7	Výpočet pera.....	107
6.7.1	Výpočet kroutícího momentu působícího na zadní kolo.....	107
6.7.2	Návrh a kontrola pera.....	108
6.8	Pevnostní analýza mostové trouby.....	111
6.8.1	Teoretické předpoklady.....	111



6.8.2	Materiálové vlastnosti šedé litiny	111
6.8.3	Zatěžovací stavy	111
6.8.4	Import geometrie	112
6.8.5	Materiálové vlastnosti	112
6.8.6	Úprava automaticky definovaných kontaktních ploch	112
6.8.7	Konečnoprvková síť	112
6.8.8	Zadání okrajových podmínek	114
6.8.9	Výsledky deformačně-napjatostní analýzy	117
6.9	Pevnostní výpočet axiálního zatížení šroubů mostové trouby	121
6.9.1	Materiálové vlastnosti šroubu	121
6.9.2	Výpočet předpětí ve šroubu	121
6.9.3	Axiální zatížení šroubů pro Provozní režim 3	122
6.9.4	Maximální zatížení šroubu	125
6.9.5	Maximální provozní tahové napětí šroubu	125
6.9.6	Bezpečnost vzhledem k překročení meze kluzu	126
	Závěr	127
	Seznam použitých zkratk a symbolů	132
	Seznam obrázků	140
	Seznam příloh	143



Úvod

„Věda nikdy nevyřeší jeden problém, aniž by vyprodukovala deset nových“
George Bernard Shaw [1]

Zadání diplomové práce vzniklo na základě zvyšujících se požadavků na větší variabilitu nastavitelnosti rozchodu zadních kol, řešenou stavitelným zařízením, které je dnes již standardní záležitostí moderních traktorů především vyšší výkonové kategorie. Obecně platí, že optimálním a přesným nastavením pracovního stroje lze nejen s výhodou zefektivnit činnost, ale zároveň ušetřit. Nastavení přesného rozchodu je jedním z aspektů pro optimální využití. Konstrukce náprav traktorů obvykle tyto změny dovolují.

Rozchod kol s velkým rozsahem stavitelnosti je velice výhodný pro mnoho pracovních činností. Hnací kola na traktoru musí být proto nastavena tak, aby odpovídala daným zemědělským aplikacím. Aby nedocházelo k poškozování plodin je potřeba změna rozchodu a dostatečná světlá výška. Podle vzdálenosti řádků různých plodin v oblasti zemědělství při meziřádkových kultivačních pracích nebo při zpracovávání půdy je nutná různá hodnota rozchodu kol zadní nápravy pro dosažení požadované polohy výslednice sil mezi náradím a traktorem. Například je také možné nastavit vhodný rozchod při sečení s ohledem na rozměry žacího zařízení. Vzhledem k vysoké škále používaných pneumatik s rozdílnými šířkami, je rovněž žádoucí jemné odstupňování rozchodu kol.

Hlavním cílem mé diplomové práce je návrh nastavitelného rozchodu kol pomocí stavitelného zařízení, které umožní větší variabilitu rozchodu zadních kol. Doplní se současné řešení, které sestává ze změny polohy natočením disku a ráfku.

První části práce mají rešeršní charakter. Zabývají se meziřádkovými vzdálenostmi plodin, vývojem nastavitelných náprav, způsoby nastavení rozchodu zadních kol a přehledem současných konstrukcí. Nedílnou součástí je také kapitola, která se zabývá konstrukčním řešením dnes již legendárních traktorů Zetor 25 a Zetor Super 50. Na již historické řešení navazuje současný stav. Následuje vlastní konstrukční návrh včetně analytických výpočtů a deformačně-napjatostní analýza mostové trouby.



Popis

Rozchod kolového traktoru lze definovat jako vzdálenost mezi středními rovinami kol na přední nebo zadní nápravě s polohou kol v přímém směru jízdy. V případě použití dvojité montáže kol je rozchod vzdálenost mezi těmi rovinami, které jsou středními rovinami párů kol. Rozchod pásového traktoru lze definovat jako vzdálenost mezi středními rovinami pásů. Střední rovina je ve stejné vzdálenosti od dvou rovin, tečných k vnějším okrajům na obvodě ráfků nebo pásů.

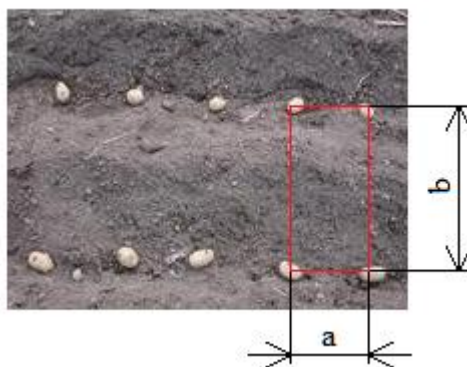
Pro přehlednost v terminologii je důležité, upřesnit si některé často používané pojmy. Ekvivalentními výrazy pro vnitřní část náboje jsou pouzdro, klín polokuželového (kuželového) tvaru a část s vnitřním kuzelem. V případě vnějšího náboje jsou používány výrazy hlava náboje a část s vnějším kuzelem.

Dnes se nastavení rozchodu zadních kol realizuje změnou polohy natočením ráfku kola vzhledem k disku, disku vzhledem k hlavě nápravy, ráfku vzhledem k hlavě nápravy, vzájemnou záměnou zadních kol nebo posouváním celé sestavy kola směrem dovnitř nebo ven na polonápravě.



1 MEZIŘÁDKOVÉ VZDÁLENOSTI PLODIN

Při využívání traktorů pro sázení a kultivace je třeba respektovat jejich rozchod, aby bylo možné provádět jednotlivé zásahy přímo v porostu. Organizace porostu je dána sponem sázení, tj. meziřádkovou vzdáleností a vzdáleností plodin v řádku. Nezanedbatelný význam má v zemědělství pro dobrou sklizeň plodin kromě dostatku vody a hnojení i vzdálenost řádků, která má pozitivní vliv na prostor při odnožování a tvorbu kořenového systému.



Obr. 1 Obdelníkový spon výsadby rostlin tvořený: a – vzdáleností plodin v řádku, b – meziřádkovou vzdáleností

1.1 Meziřádkové vzdálenosti jednotlivých plodin

U brambor je meziřádková vzdálenost 75 cm. Sází se pak do sponu 75 x 20 – 30 cm. Tímto způsobem je pěstována většina brambor v ČR. U ranobramborářských oblastí se uplatňuje meziřádková vzdálenost 62,5 cm. Ovšem v ČR se brambory v provozních podmínkách s úspěchem pěstují i při meziřádkových vzdálenostech 90 cm. V USA jsou běžně meziřádkové vzdálenosti 105 cm [2].

U kukuřice je upřednostněna meziřádková vzdálenost 76 cm. I když na stále více hektarech půdy jsou v posledních letech plodiny vysazovány do menších meziřádkových vzdáleností. Užší řádkování má výhodu ve snížení množství plevelu, zvýšení stínování půdy, kdy světlo více zachycují pouze rostliny, možnost používání stejného zařízení pro výsadbu kukuřice a sóji. A také se při užším řádkování může zvýšit vzdálenost mezi rostlinami v řádku, tím dochází k tomu, že se rostliny neshlukují. U širokého řádkování mají rostliny více prostoru k růstu.

Pro větší přehlednost jsou meziřádkové vzdálenosti výše uvedených a ostatních plodin souhrnně uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 1 Doporučené meziřádkové vzdálenosti technických plodin [3]

Technické plodiny	Slunečnice roční	Řepka olejka	Mák setý	Mák s krmnou mrkví nebo kmínem	Hořčice bílá	Tykev olejná
Meziřádk. vzdálenost [cm]	75	12,5 – 15 * 37,5 – 45 **	25	12,5 - 15	12,5 - 45	120 - 150



* pouze setí klasickým secím strojem, ** možnost mechanické kultivace meziřádku

Tab. 2 Doporučované meziřádkové vzdálenosti krmných plodin na orné půdě [4]

Krmné plodiny	Kukuřice	Krmná řepa	Krmná mrkev	Krmná kapusta
Meziřádková vzdálenost [cm]	76	45 - 50	45	30 - 60

Tab. 3 Doporučované meziřádkové vzdálenosti zeleniny [5] [6]

Zelenina	Brambory	Keříčkové fazole	Tyčkové fazole	Mrkev	Rajčata	Ředkvička
Meziřádková vzdálenost [cm]	75	40	80	20 - 30	70	15

1.2 Meziřádkové vzdálenosti v oblasti výzkumu

Například výzkum provedený v Iowa State University dokazuje, že doporučované meziřádkové vzdálenosti plodin nejsou striktně dány. Tento výzkum probíhající během šesti let (1995 - 2000) ukázal porovnání při pěstování kukuřice v meziřádkových vzdálenostech 38 cm a 97 cm. Rozdíl výnosů během jednotlivých let byl velice nesourodý, ale celková výsledky jednoznačně prokazovaly, že kukuřice zasazené ve vzdálenostech 38 cm mají téměř stejnou výnosnost jako u doporučované meziřádkové vzdálenosti 76 cm. V dalších letech byly provedeny podobné výzkumy a nebyly zaznamenány žádné výrazné rozdíly ve výsledném zhodnocení. Pro maximální výnos kukuřice jsou univerzitou doporučované vzdálenosti 38 cm, 51 cm a původních 76 cm. Produkce rostlin se i nadále každým rokem zvyšuje [7].

Tab. 4 Výnosový rozdíl kukuřice (v %) ve srovnání s meziřádkovou vzdáleností 76 cm dle výzkumu v Iowa State Univerzity [7]

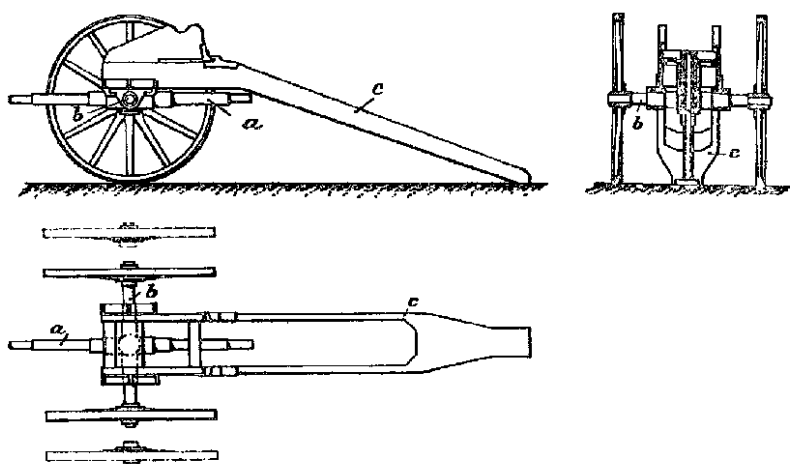
Rok		1995	1996	1997	1998	1999	2000	Průměr
Meziřádková vzdálenost	38 cm	+2,2	0	-1,9	1,2	-1,2	-1,8	+0,3
	97 cm	-	-	-	-7,5	-0,5	-2,7	-2,9

Dále například u krmné řepy se Česká zemědělská univerzita v Praze zabývala v letech 2005 – 2007 výzkumem vlivu organizace porostu na produkční ukazatele krmné řepy, pěstované v ekologickém zemědělství ve vzdálenostech řádků 37,5 cm a 45 cm. V jednotlivých letech bylo dosaženo rozdílných výsledků. V r. 2005 bylo dosaženo vyšších výnosů u vzdálenosti řádků 45 cm na kontrolních bezplevelných variantách. Produkce bulev v r. 2006 dosáhla největších výnosů u varianty širších řádků s plečkováním a okopávkou. Ovšem v r. 2007 bylo mnohem vyšších výnosů dosaženo u variant užších řádků [8].



2 VÝVOJ NASTAVITELNÝCH KOL NÁPRAV

Nejenom samotné zemědělství napomohlo ve vývoji konstrukcí se změnou rozchodu kol zadní nápravy, ale i požadavky během 1. světové války směřovaly k používání válečných vozidel s různými rozchody. Při dopravě vozidel, obzvláště dělových lafet, nesených nápravou s koly činily v dřívějších dobách značné potíže rozdíly šířek cest, především v horách, kde se střídaly nekvalitní široké a úzké cesty. Jedním ze způsobů jak čelit rozdílům šířek cest, byla aplikace více os (viz Obr. 2). Dvě osy na lafetě byly přesně na jejich středu v ose vozidla společně pevně propojeny a vzájemně proti sobě pootočené o 90° tak, aby vytvořily kombinovanou osu ve tvaru kříže. Osa je po odejmutí kol v horizontální rovině vytočitelná z důvodů přesunu, uzpůsobená tak, aby nedocházelo ke kontaktu s lafetou. Široká osa vyhovuje běžnému provozu, druhá osa pro úzký rozchod je využitelná pro méně příznivý terén [9].

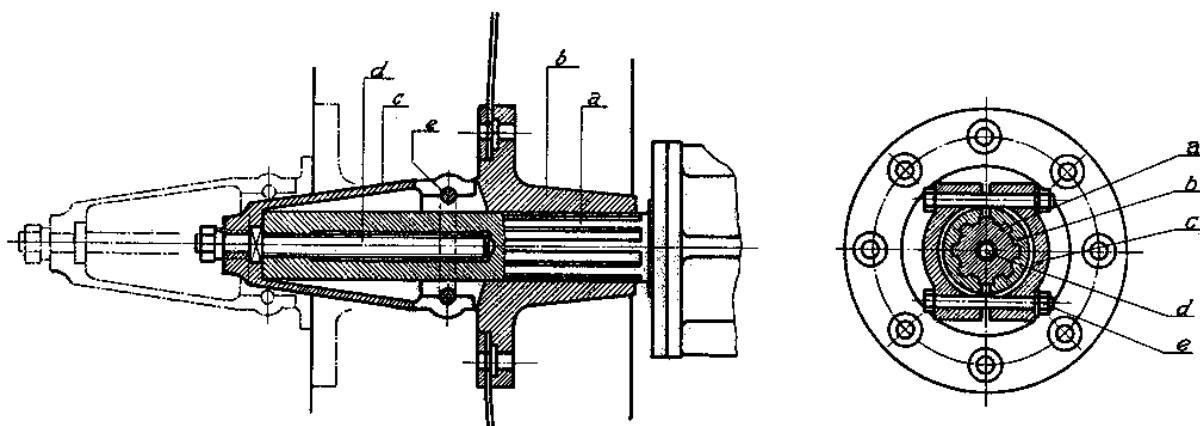


Popis pozic:

- a – osa pro široký (standardní) rozchod
- b – osa pro úzký rozchod
- c – lafeta

Obr. 2 Osa vozidla pro různý rozchod (1922) [9]

V r. 1928 se prezentovala zajímavým řešením firma Breitfeld, Daněk a spol., u kterého dochází prostřednictvím natáčení stavěcího šroubu k posouvání náboje i s kolem a tím se docílí měnitelného rozchodu kol, zejména u poháněcích os traktorů (viz Obr. 3). Zadní osa je opatřena drážkováním a osovým vrtáním se závitem pro stavěcí šroub. Částečně rozříznutý náboj kola je posuvně uložen na ose. Na vnější straně náboje je otočně uložena částečně rozříznutá zděř, ve které je pevně uložen stavěcí šroub. Šrouby, procházející otvory ve zděři, při utahování spojí náboj se zděří a při pevnějším sevření také náboj s hřídelí. Uvolněním matic šroubů svěrného spoje je možné otáčet zděří s upraveným šestihranem. Tak se společně otáčí stavěcí šroub v závitu osy. Dále se posouvá náboj v drážkách osy včetně kol. Posouváním náboje na ose se tedy mění rozchod kol [9].

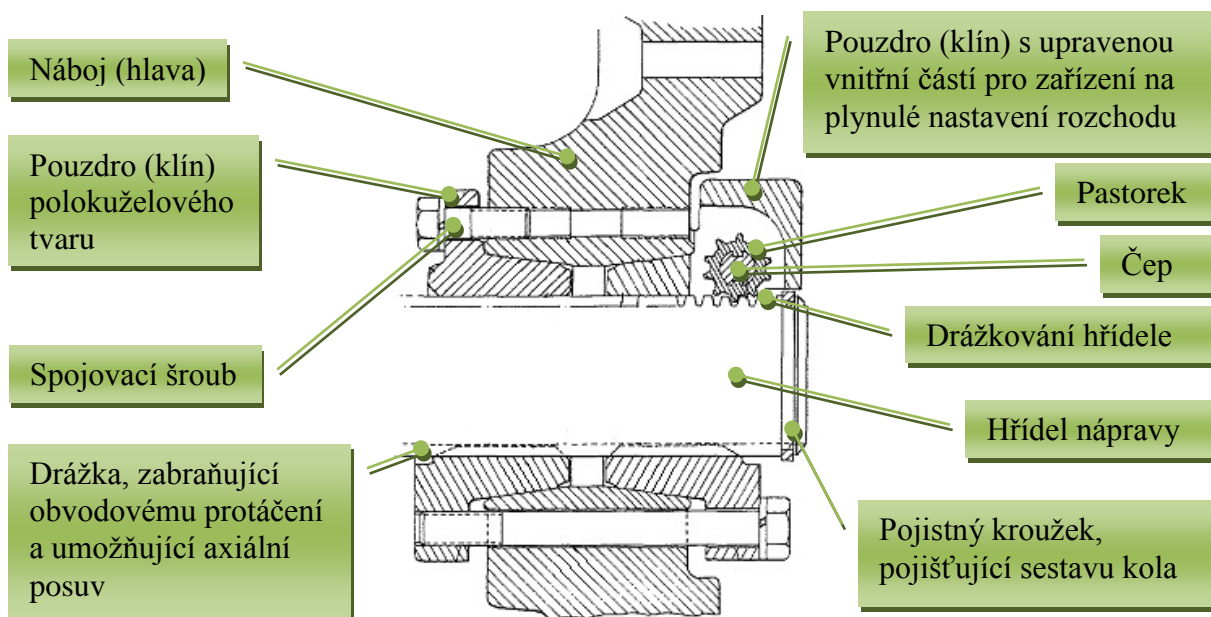


Obr. 3 Poháněcí osa traktoru zařízená pro měnitelný rozchod kol, popis pozic:
a – osa, b – náboj kola, c – zděř, d – stavěcí šroub, e – šrouby svěrného spoje [10]

V dalším průběhu let se vyskytuje mnoho zajímavých řešení na principu svěrného spoje s válcovou stykovou plochou a dělenou vnější částí. Až později se začíná uplatňovat řešení svěrného spoje s kuželovou stykovou plochou, jejíž koncepce se s výhodou převážně používá dodnes.

Jako příklad svěrného spoje s kuželovou stykovou plochou lze uvést řešení z r. 1982, kdy firma Deere & Company přichází s variantou, která se vyznačuje čtyřmi klíny polokuželových tvarů, z toho dvou klínů na vnitřní části kola a dvou na vnější, vložených mezi hlavu náboje a hřídel, a vyvozujících vzhledem k velké kontaktní ploše plně vyhovující sevření a spojení (viz Obr. 4). Stahování probíhá vzájemným přitahováním vnitřních a vnějších klínů k sobě pomocí spojovacích šroubů. Překonání odporu především při uvolňování klínů realizují stahovací šrouby. K usnadnění přesouvání sestavy kola se používá stavitelného pastorku, přes pero uloženého na čepu, který je zakončen šestihrannou hlavou, umožňující použití klíče pro vyvození potřebného momentu. Na konci hřídele kola je proto vyhotovené z jedné strany příčné drážkování tak, aby do drážek zabíraly zuby pastorku a tím umožnily plynulý posuv s možností následné aretace. Na protější straně drážkování hřídele je podélná drážka, rovnoběžná s osou hřídele, ve které jsou pera dvou klínů, zabraňující možnému obvodovému protáčení na hřídeli a zároveň umožňující axiální posunutí sestavy kola podél hřídele nápravy. Jako pojištění k tomu, aby nedošlo k vysunutí sestavy kola z konce hřídele, slouží pojistný kroužek.

Výhodou řešení je možnost montáže klínů i z opačné strany stavěcího zařízení kola. Totéž platí pro šnekový pastorek, čep pastorku a rovněž spojovací a stavěcí šrouby. Tato univerzálnost je důležitá pro zachování přístupu v případě umístění dvou kol vedle sebe, tedy dvojkola, kdy je nutná opačná orientace druhého kola [11].

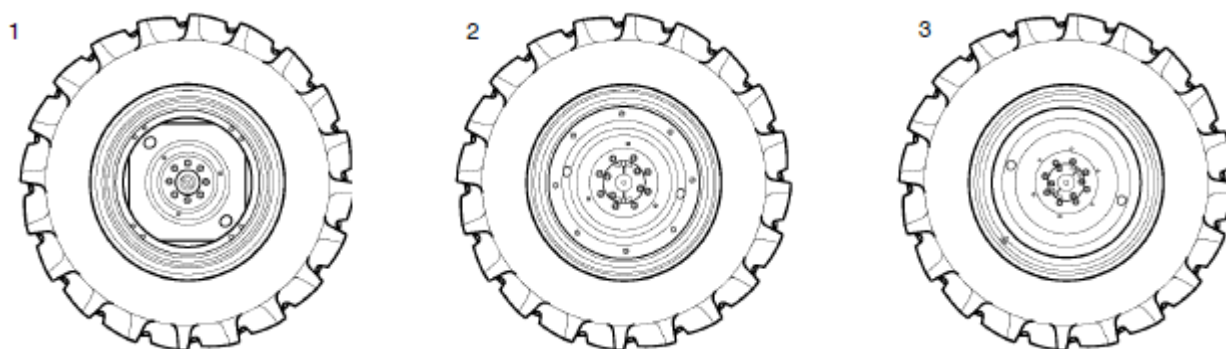


Obr. 4 Patent nastavitelného rozchodu kol [11]



3 ZPŮSOBY NASTAVENÍ ROZCHODU ZADNÍCH KOL

Konstrukci disků lze rozdělit podle rozměrů pneumatik a modelu traktoru na čtvercový disk s variabilním rozchodem (1), kruhový disk s variabilním rozchodem (2) a kruhový disk s pevným rozchodem (3) [12]

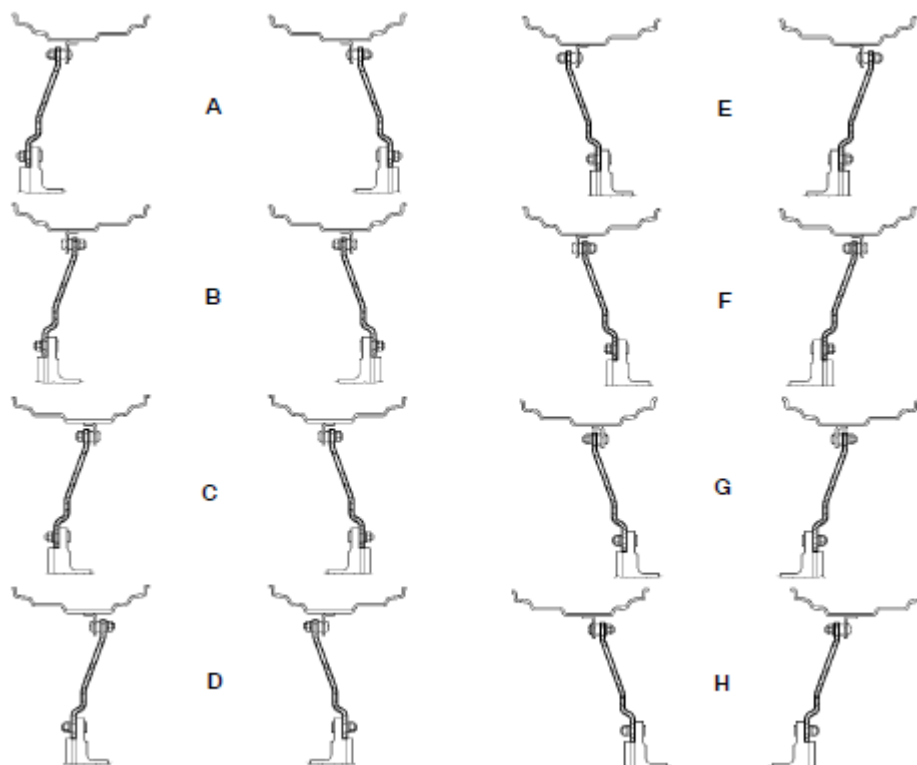


Obr. 5 Konstrukce disků: 1 – čtvercový disk s variabilním rozchodem, 2 – kruhový disk s variabilním rozchodem, 3 – kruhový disk s pevným rozchodem [12]

Na velikost rozchodu má vliv typ namontovaného disku, jimiž jsou vybavena kola traktoru. Podle nastavení polohy ráfku a disku lze z technického návodu určit rozchod kol. Vzorek „V“ běhounu na pneumatice nahoře musí při záměně kola ukazovat vždy ve směru jízdy vpřed.

3.1 Stavitelný disk a ráfek kola (typy 1 a 2)

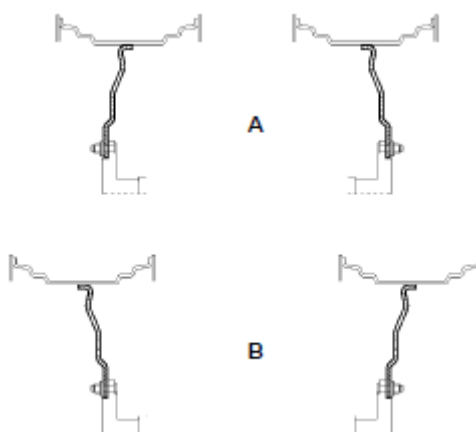
Poloha ráfků kola a disku vzhledem k hlavě náboje při různých nastaveních rozchodu je znázorněna na Obr. 6. Velikost rozchodu se mění vzestupně od nejmenšího rozchodu A po největší H. Nastavení rozchodů se může lišit podle typu kola a rozměrů pneumatik. Při použití pneumatik větších rozměrů omezuje dosažení užšího rozchodu zachování minimální potřebné vzdálenosti mezi blatníky a pneumatikami nebo strojem.



Obr. 6 Možnosti stavitelnosti disku a ráfku kola [12]

3.2 Pevný disk a ráfek kola (typ 3)

Dosáhnutí úpravy rozchodu pouze záměnou sestav kol na každé straně.



Obr. 7 Záměna sestav kol na každé straně [12]

Má-li traktor jako zvláštní příslušenství nápravu Tobacco (jen Severní Amerika) [12], tak se rozchody zvětší přidáním distančních podložek mezi kola a příruby zadní nápravy asi o 152 mm.



3.3 Posuvná hlava kol na polonápravě

Na polonápravu je upnuta sestava hlavy, ke které je namontováno kolo. Odepnutí hlavy umožňuje vykonávání posuvného pohybu celých sestav kol a hlav podél hřídele a zajišťuje tak využití rozsahu rozchodů. Hřídel kola je uložena vnitřním koncem hřídele do polonápravy traktoru a vnějším koncem hřídele ústí do venkovního prostoru. Rozchod se zmenší posunutím sestavy kolo / hlava směrem k traktoru, naopak se zvětší posunutím kola ven. Větší rozsah nastavení poskytne kromě daného, přemístění ráfku kola na disk nebo obrácení disku. Za účelem změny polohy ráfků se nedoporučuje vzhledem k velké hmotnosti kol traktorů jejich demontáž, pouze v případě pokud je požadovaný rozchod mimo rozsah možného posouvání na polonápravě.



4 PŘEHLED KONSTRUKCÍ NASTAVITELNÉ ZADNÍ NÁPRAVY

Přehled konstrukcí nastavitelné zadní nápravy je zaměřen hlavně na *stavěcí zařízení*, které je obvykle doplňkem, resp. přídatným zařízením řešení, kde se mění rozchod změnou polohy disku, případně ráfku. Při porovnání jednotlivých současných řešení konstrukcí se stavitelným rozchodem zadních kol posuvem sestavy kola mají téměř všechny traktory *svěrný spoj s kuželovou stykovou plochou*. Stavěcí zařízení umožňuje změnu polohy hlavy náboje kola společně s klíny kuželových tvarů na hřídelích kol.

Mezi uvedené značky patří BELARUS, CASE IH, CLAAS, DEUTZ-FAHR, CHALLENGER, JOHN DEERE, CLAAS, MASSEY FERGUSON a NEW HOLLAND. Přehled konstrukcí je v poslední části doplněn kapitolou, zabývající se zařízením pro plynulé nastavení rozchodu.

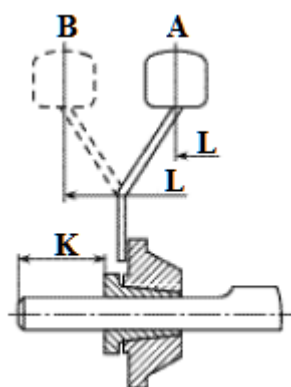
4.1 BELARUS

Součástí některých typů traktorů Minského traktorového závodu (MTZ), resp. traktorů Belarus je stavitelné zařízení k posouvání celé sestavy kola směrem dovnitř nebo ven na polonápravě.



4.1.1 Typ 1025, 1025.2, 1025.3

Rozpětí kol až 1600 mm je možno dosáhnout bez změny polohy disku kola. Záměnou sestav zadních kol, včetně disku na náboji, lze docílit rozpětí kol až 2100 mm. Vzdálenost K je variabilní rozměr podél hřídele mezi vnější plochou hlavy náboje a vnější hranou konce hřídele polonápravy.



Obr. 8 Možnosti nastavitelnosti rozchodu kol [13]

Tab. 5 Rozchody [13]

Rozchod kol L [mm]	1440	1500	1600	1800	1900	2000	2100
Vzdálenost K [mm]	80	50	0	164	114	64	14



4.1.2 Typ 1221.2, 1221B.2, 1221.3

Tab. 6 Rozchody pro pneumatiky 11,2R42 [14]

Rozchod kol L [mm]	Pozice kola A	1420	1500	1600	1800	1900	-	-	-
	Pozice kola B	-	-	-	-	-	1950	2000	2100
Vzdálenost K [mm]		245	205	155	55	5	245	220	170

Tab. 7 Rozchody pro pneumatiky 18,4R38 [14]

Rozchod kol L [mm]	Pozice kola A	1650	1800	-	-
	Pozice kola B	-	-	2000	2150

4.1.3 Typ 1523, 1523B, 1523.3, 1523B.3

Tab. 8 Rozchody [15]

Standartní rozměr pneumatik	Pozice kola	Min. a max. rozchod kol L [mm]	Nastavení rozměru * od hlavy náboje po konec hřídele polonápravy K [mm]
520/70R38	A	1600 ... 1900	155 ... 5
	B	1950 ... 2440	245 ... 0
18,4R38	A	1480 ... 1900	215 ... 5
	B	1950 ... 2440	245 ... 0

* změna rozchodu o vzdálenost K odpovídá přemístování náboje o poloviční rozměr na každé straně.

4.1.4 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 9 Vybrané typů traktorů Belarus se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Belarus	321	320.4	920.4	923.4	922.4	921.4	925.4
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1000	1250	1500	1500	1500	1240	1500
	-	-	-	-	-	-	-
	1150	1400	2100	2100	2100	1620	2100



4.2 CASE IH

U traktorů Case IH jsou informace zpracovány detailněji, včetně různých možností nastavení, rozpadu stavitelného zařízení, montážního návodu atd.



4.2.1 Typ IH 100, 110, 115, 125, 140

Minimum a maximum dosažitelné s oběma sestavami kol posunutými úplně dovnitř (směrem k traktoru) a úplně ven (od traktoru) je znázorněno polohami ráfku a disku při různých nastaveních rozchodu. Ovšem uvedené rozchody (viz Obr. 9 a Obr. 10) jsou jmenovité hodnoty a mohou se lišit od uvedených hodnot podle velikosti kola a pneumatiky.

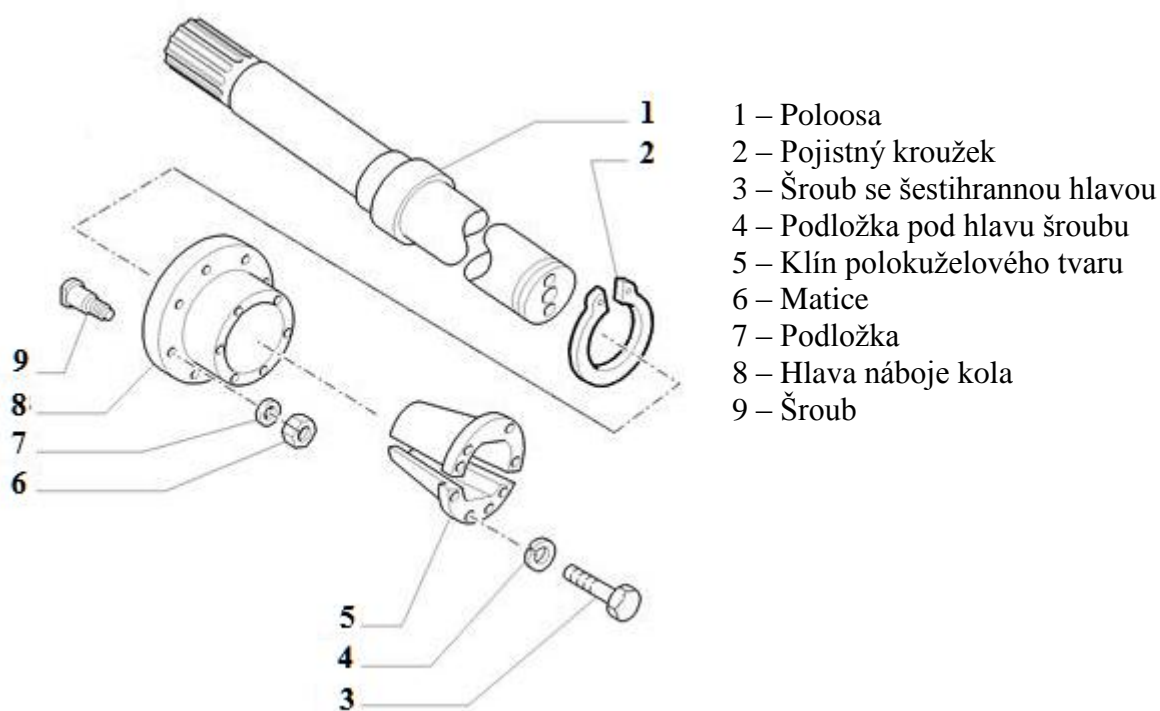
Nastavení rozchodu	Poloha ráfku a disku	
1524 - 1830 mm		
1727 - 2030 mm		
1930 - 2235 mm		
2133 - 2438 mm		

Obr. 9 Kola s ocelovými disky přišroubovanými na přírubu ráfku [12]



Nastavení rozchodu	Poloha ráfku a disku	
1524 - 2133 mm		
1625 - 2235 mm		

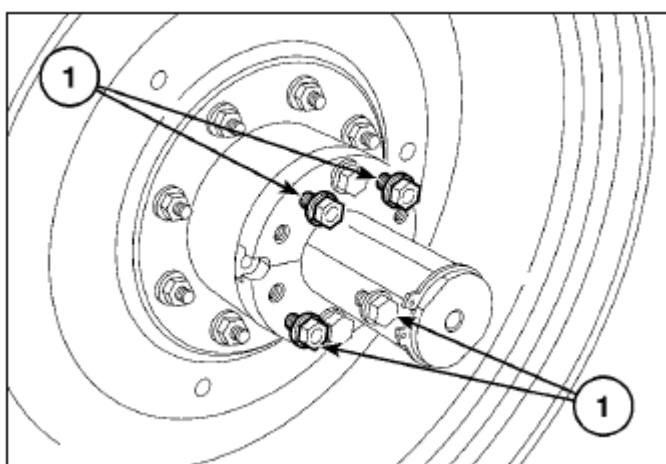
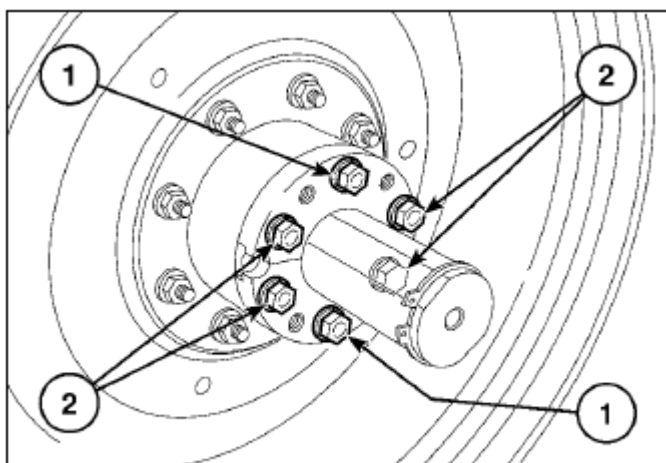
Obr. 10 Kola s ocelovými disky přivařenými na přírubu ráfku [12]



Obr. 11 Rozpad sestavy náboje, klínů a poloosy [17]



4.2.2 Posouvání kola po nápravě (Traktory Maxxum a X-Line)

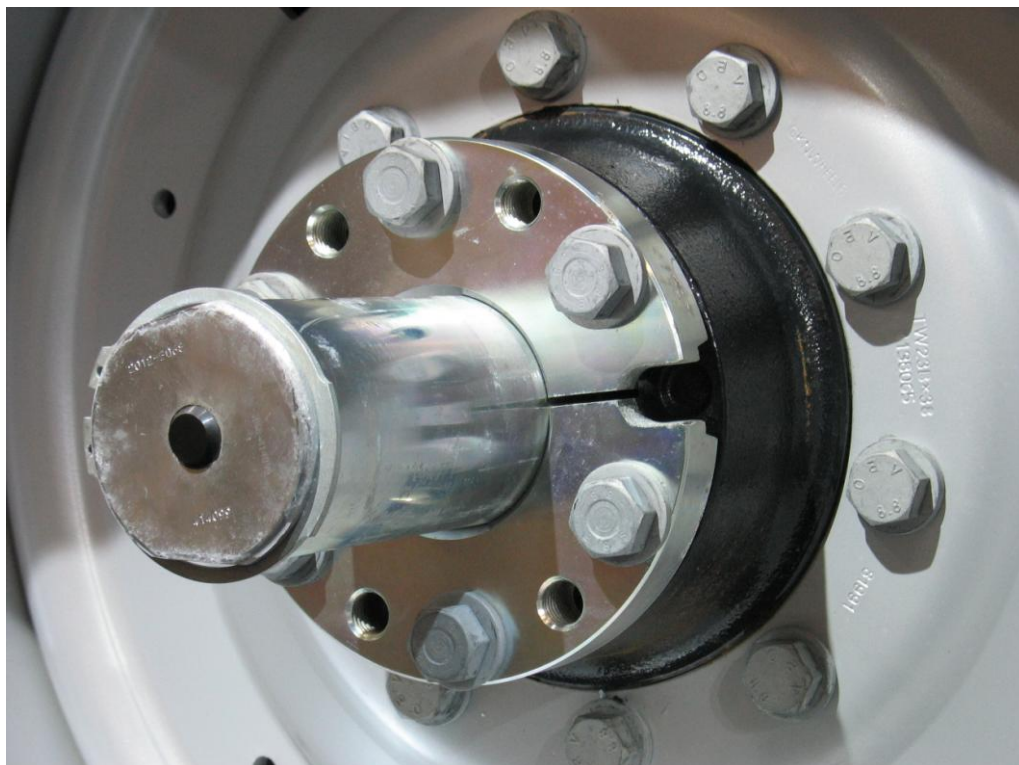


Obr. 12 Posouvání kola po polonápravě [12]

Při posouvání kol po polonápravě jsou nejprve zablokována přední kola, zvedne se a podepře zadní náprava. Povolí se dva střední šrouby klínů (1 – Obr. 1), asi o 12 mm, potom se vyšroubují čtyři vnější šrouby klínů (2 – Obr. 1). Šrouby budou použity na volné otvory (Obr. 2). Je nutné před namazáním a instalací šroubů vnější části klínu (1 – Obr. 2), očistit šrouby a závitové otvory v klínech. Utahováním šroubů (1 – Obr. 2) je překonáván odpor vzniklý svěrným spojením. Tyto šrouby se používají jako stahovací pro tlačení proti klínům. Je žádoucí neaplikovat moment větší než 407 Nm. Výhodné je použití oleje, aby pronikl mezi klín a poloosu. Další možností je umístění chrániče na konec polonápravy a uvolnění klínu úderem kladiva. Posouváním celé sestavy kolo / hlava dovnitř a ven na poloose se stanovuje požadovaný rozchod. Pak se šrouby (1 – Obr. 2) vyšroubují a vrátí do původních otvorů. Všech šest šroubů se utahuje rovnoměrně po přírustcích 68 Nm, dokud není dosaženo konečného momentu 300 Nm.

Provedení *CASE IH – Puma* (viz Obr. 13) je konstrukčně stejné jako například typ *Maxxum*. Ve vrtání osy hřídele je uzávěr jako ochrana proti vnikání nečistot. Vybrání mezi klíny na koncích vnějšího obvodu každého z klínů realizuje uchycení pro odnímatelné zařízení plynule nastavitelného rozchodu směrem ven od traktoru. Naopak „nepatrné“ dva otvory v hlavě tvoří plochu ke stlačení sestavy kolo / hlava směrem dovnitř traktoru. Na poloose jsou dvě rovinné plochy rovnoběžné s osou hřídele, ovšem ačkoliv se nachází na opačných stranách, nejsou vzájemně rovnoběžné.

Dva spojovací střední šrouby klínů zůstávají ve stejných dírách. Další čtyři šrouby jsou v závislosti na funkci buď spojovací, nebo stahovací při montáži do klínů se závity pro tlačení proti hlavě kola.



Obr. 13 CASE IH - PUMA 230

Specifikem u provedení *Case IH – Magnum 340* (viz Obr. 14) je svěrné spojení s kuželovou stykovou plochou a jen částečně děleným klínem ve tvaru kuželu. Poloosa vyčnívající z pouzder je opatřena jednou podélnou drážkou, po které se posouvá axiálně hlava náboje zadního kola s kuželovým klínem.

Šest spojovacích šroubů klínů je umístěno stále ve stejných dírách a tři z nich má v závislosti na daném použití buď funkci spojovací, nebo stahovací, při montáži do volných děr pro tlačení proti hlavě kola. Ve volných dírách jsou krytky proti vnikání nečistot.



Obr. 14 CASE IH - MAGNUM 340

4.2.3 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 10 Vybrané typy traktorů Case IH se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Case IH	Farmall		Quantum		Magnum	Maxxum	Puma
	55C	115A	75F	65V	340	140	230
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1321	1420	1056	781	1470	1430	1530
	-	-	-	-	-	-	-
	1930	2025	1550	1261	2294	2130	2230

4.3 CLAAS



Jedním z nejnovějších traktorů firmy Claas je model *Axion 950* (viz Obr. 15). Ve srovnání s provedením CASE IH – Puma jsou dvě rovinné plochy na poloose navzájem vůči sobě rovnoběžné.

Všech deset šroubů má funkci buď spojovací, nebo stahovací, při montáži do klínů se závity pro tlačení proti hlavě kola. Volné díry se závity jsou zakryty uzávěry.



Obr. 15 CLAAS - AXION 950

4.3.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 11 Vybrané typy traktorů Claas se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Claas	Axos	Nexos		Arion	Axion
	340	230 F	240 VL	640	850
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1394 - 1902	1130 - 1460	1130 - 1560	1920 - 2148	1870 - 2168

4.4 DEUTZ-FAHR



Značka Deutz-Fahr je synonymem německé kvality a spolehlivosti. V tabulce jsou uvedeny vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol.

4.4.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 12 Vybrané typy traktorů Deutz-Fahr se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Deutz-Fahr	5100	Agrokid	Agrofarm	Agroplus			Agrotron
		230	430 Profiline	V 430	S 430	F 430	M 650
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1602 - 2102	1360 - 1675	1560 - 2190	856 - 1280	926 - 1290	1050 - 1420	1600 - 2000



4.5 CHALLENGER



Challenger společně s dalšími značkami Massey Ferguson, Fendt, Valtra a řadou dalších patří od roku 1995 nadnárodnímu koncernu Agco Corporation, jednomu z největších světových výrobců zemědělské techniky.

Typ **MT865C** (viz Obr. 16) patří do nejnovější řady pásových traktorů s označením “C” značky Challenger. Nastavitelný rozchod je umístěn zvlášť na vnitřní a vnější straně podélného nosníku pásového pojízdecího ústrojí. Na vnějším konci hřídele je kryt jako ochrana proti ostrým hranám.

Na vnější straně jsou čtyři spojovací šrouby ve střední části klínů a zůstávají ve stejných dírách. Dalších osm šroubů má funkci buď spojovací, nebo stahovací při montáži do klínů se závity pro tlačení proti hlavě kola.



Obr. 16 CHALLENGER - MT865C

4.5.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 13 Vybrané typy traktorů Challenger se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Challenger	MT465B	MT565B	MT595B	MT765C	MT865C
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1900 - 2500	1718 - 3040	1690 - 2020	1524 - 2235	2285 - 3251

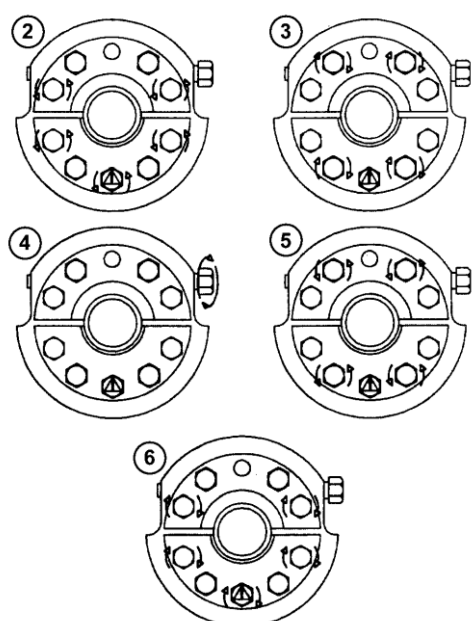


4.6 JOHN DEERE



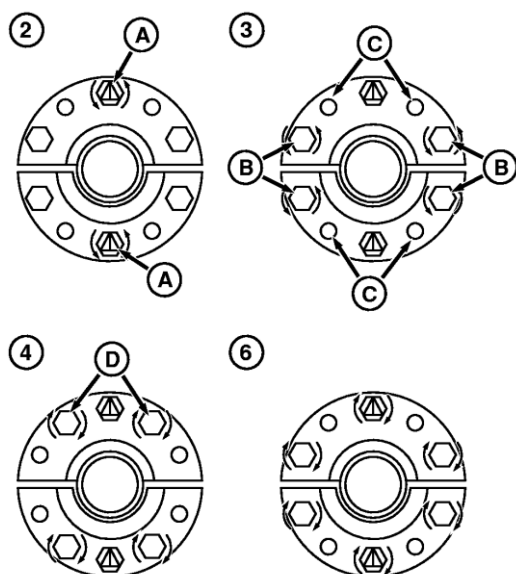
Firma John Deere nabízí široký sortiment traktorů. Patří mezi hlavní průkopníky konstrukčních řešení nastavitelných rozchodů kol, které je běžnou součástí celé řady současných typů traktorů. Traktory John Deere mají ve vyšších i nižších výkonových řadách nastavení rozchodu zadních kol především plynulou pomocí svěrného spoje a hřebenové tyče, po které se odvaluje pastorek. Některé typy traktorů používají ke změně pouze otáčení disku a ráfku kola.

4.6.1 Řada traktorů 6R [6140R, 6150R, 6170R, 6190R, 6210R]



Obr. 17 Posouvání zadního litého hnacího kola po polonápravě [18]

1. Na rovném povrchu po zablokování předních kol zvedneme a podepřeme zadní nápravu.
2. Uvolníme dolní šroub ve středu náboje a povolíme vnější šrouby pouzder (viz Obr. 17 - ②).
3. Utáhneme stahovací šrouby na obou pouzdrech (viz Obr. 17 - ③).
4. Stavitelným šroubem posouváme na poloose celou sestavu kolo / hlava dovnitř a ven a stanovujeme požadovaný rozchod (viz Obr. 17 - ④).
5. Povolíme stahovací šrouby na obou pouzdrech (viz Obr. 17 - ⑤).
6. Utáhneme všechny spojovací šrouby na moment 204 Nm. Nejprve utáhneme centrální šroub v dolním pouzdru, pak křížně ostatní šrouby. Nakonec se šrouby dotáhnou ve stejném pořadí na moment 410 Nm. Šrouby znovu utáhneme asi po 100 m jízdy na 600 Nm. Poté šrouby kontrolujeme po 3 a znovu po 10 hodinách provozu (viz Obr. 17 - ⑥).



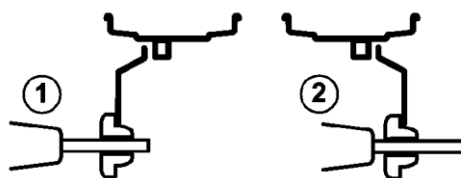
Obr. 18 Posouvání zadního ocelového hnacího kola po polonápravě [18]



Obr. 19 Posouvání zadního hnacího kola po polonápravě s použitím nástroje ⑤ [18]

A – spojovací centrální šrouby náboje
 B – spojovací vnější šrouby pouzder náboje
 C – díry se závity pro stahovací šrouby
 D – stahovací šrouby

1. Na rovném povrchu po zablokování předních kol zvedneme a podepřeme zadní nápravu.
2. Povolíme spojovací centrální šrouby náboje (viz Obr. 18 - ②, A).
3. Vyšroubujeme spojovací vnější šrouby pouzder náboje (viz Obr. 18 - ③, B), které následně zašroubujeme do děr se závity (viz Obr. 18 - ③, C), aby se uvolnila pouzdra. Šrouby utahujeme v případě potřeby až na moment 500 – 600 Nm.
4. Vyšroubujeme šrouby (viz Obr. 18 - ④, D). Namontujeme odnímatelné zařízení na plynulé nastavení rozchodu kol a posuvem sestavy kola / hlava nastavíme do požadované polohy.
5. Odnímatelné zařízení společně s použitými šrouby pro uchycení vyjmeme (viz Obr. 19 - ⑤).
6. Utáhneme všechny spojovací šrouby na moment 204 Nm. Nejprve utáhneme centrální šroub v dolním pouzdru, pak křížně ostatní šrouby. Nakonec se šrouby dotáhnou ve stejném pořadí na moment 410 Nm. Šrouby znovu utahujeme asi po 100 m jízdy na 600 Nm. Poté šrouby kontrolujeme po 3 a znovu po 10 hodinách provozu (viz Obr. 18 - ⑥).



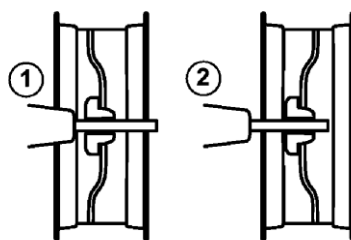
Obr. 20 Maximální (1) a minimální (2) rozchod kol [18]

Minimální a maximální rozchod kol se pohybuje v rozmezí od 1622 mm do 2693 mm. Dané rozmezí kombinuje použití různých velikostí pneumatik, natočení disků a ráfků včetně posunu sestavy kola / hlava po poloose. V některých zemích je maximální rozchod kol limitován celkovou šířkou vozidla. Pro jízdu na veřejných komunikacích nesmí přesáhnout 2,55 m [18].



4.6.2 Řada traktorů 6M [6150M, 6170M]

Konstrukční řešení stejné jako pro řadu traktorů 6R.



Obr. 21 Minimální (1) a maximální (2) rozchod kol [19]

Tab. 14 Rozchod kol pro typy 6150M a 6170M [19]

Typ traktoru	Rozměr pneumatiky	Min. rozchod kol [mm]	Max. rozchod kol [mm]
6150M	320/90R50	1548	2771
6170M	320/90R54	1415	2552

4.6.3 Typ 7330

Konstrukční řešení stejné jako pro řadu traktorů 6R.

Tab. 15 Rozchod kol pro typ 7330 [20]

Typ traktoru	Celková délka nápravy 2438 mm		Celková délka nápravy 2808 mm	
	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Minimum [mm]	Maximum [mm]
7330	1525	2657	1525	3027

4.6.4 Řada traktorů 7R [7200R, 7215R, 7230R, 7260R, 7280R]

Pro nejmenší tři modely řady traktorů 7R se používají ocelová hnací kola s jednou odlitou hlavou ve tvaru kužele. Montáž sestavy kola je realizována na poloosu o průměru 100 mm. Dále je v náboji kola celkem 10 šroubů. Použitá ocelová kola v porovnání s litými koly mají menší hmotnost a nejsou poté kompatibilní se 635 kg zatížením zadních kol. Kuželová hlava plní podobně jako u většiny současných provedení od jiných firem stejnou funkci, povolovacím šroubům usnadňuje uvolnění pouzder nebo vyjmutí kola. Po uvolnění pouzder je požadované polohy dosaženo pomocí pastorku při plynulém pohybu dovnitř nebo ven od nápravy po drážkovaném povrchu konce hřídele nápravy. Tato varianta hlavy s pouzdry nemusí být vždy kombinovatelná se všemi typy kol těchto traktorů [21].

Jiná volitelná možnost je užití litého hnacího kola s jednou odlitou hlavou. Tato sestava kola je dostupná pro průměr poloosy 100 mm a 110 mm. Je vybavená 12 šrouby v náboji kola společně s 5 nebo 6 šrouby, které jsou součástí jednoho pouzdra. Litá kola jsou plně kompatibilní se 635 kg zatížením kol a jsou kombinovatelná se všemi typy kol těchto traktorů [21].



Třetí možností jsou litá hnací kola se zdvojenou odlitou hlavou. Jsou základním vybavením dvou nejvýkonnějších modelů řady 7R. V náboji kola je 12 šroubů s 10 nebo 12 šrouby ve dvou kuželových objímkách. Dvě hlavy ve tvaru kužele zajišťují jednodušší upnutí a zároveň snižují prokluz kola na hřídeli nápravy v porovnání s jednou hlavou [21].

Tab. 16 Volitelné možnosti zadních náprav traktorů řady 7R [22]

Průměr poloosy [mm]	Celková délka nápravy [mm]	Typ				
		7200	7215	7230	7260	7280
100	2550	ANO	ANO	ANO	-	-
100	2808	ANO	ANO	ANO	-	-
100	3012	ANO	ANO	ANO	-	-
110	2550	-	-	-	ANO	ANO
110	3012	-	-	-	ANO	ANO
120	2550	-	-	-	ANO	ANO
120	3012	-	-	-	ANO	ANO

Při nastavování rozchodu kol se nejprve povoluje všech 12 šroubů v pořadí určeném odlitými číslicemi na disku kola (viz Obr. 22). Nedodržení stanoveného pořadí, může vést k poškození pouzder kola a ke zranění osob. Utahovací momenty šroubů jsou velmi důležité a vyžadují opakované utahování. Po povolení šroubů se přesune kolo do požadované polohy. Poté se šrouby utáhnou ve stejném číselném pořadí (1 - 12) až do doby, než dosáhnou počátečního momentu 405 Nm a následně znovu až do momentu 610 Nm. Šrouby se kontrolují po 3, 10 hodinách provozu a denně během prvního týdne provozu [22].



Obr. 22 Litinový disk kola s 12 šrouby – JOHN DEERE – 7280R

U provedení *John Deere 7280 R* (viz Obr. 22 a Obr. 23) je patrné lité hnací kolo se zdvojenou odlitou hlavou. Na vnější ploše hřídele kola je ve směru posouvání vyhotovená z jedné strany drážka se spojmem proti pootočení. Z druhé strany je drážkování, do kterého zabírají zuby pastorku a tím umožňují plynulý posuvný pohyb sestavy kola podél hřídele.



Pojistný kroužek, zabraňující vypadnutí sestavy kola z poloosy



Drážkování povrchu hřídele, umožňující pomocí záběru pastorku plynulé nastavení rozchodu zadních kol

Obr. 23 Detail konce poloosy – JOHN DEERE – 7280R

U dalšího typu *John Deere 8360 RT* (viz Obr. 24) jsou dva spojovací střední šrouby klínů, které zůstávají ve stejných dírách. Další deset šroubů má funkci spojovací nebo stahovací při montáži do klínů se závity pro tlačení proti hlavě kola. Poloosa vyčnívající z pouzder je opatřena dvěma rovnoběžnými podélnými plochami, které slouží jako vodící element sestavy kola.



Obr. 24 JOHN DEERE 8360 RT

4.6.5 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 17 Vybrané typy traktorů John Deere se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru John Deere	5065E	5090M	6430 standard	6125R	7280R	8360RT	8360R
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1417 - 1821	1512 - 1812	1812 - 2316	1812 - 2316	1670 - 2138	1830 - 2340	1720 - 2180



4.7 LANDINI



Řešení nejstarší traktorové společnosti v Evropě se u typu *LandPower Techno* (viz Obr. 25) vyznačuje čtyřmi spojovacími šrouby. Dva ze čtyř šroubů plní i funkci stahovací při montáži do volných děr pro tlačení proti hlavě kola. Vodicím elementem při posouvání sestavy kola je pero.



Obr. 25 LANDINI - LandPower TECHNO

4.7.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 18 Vybrané typy traktorů Landini se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Landini	Mistral DT55	Powerfarm DT 100T	Rex DT 120	Landpower DT 165
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1104 - 1384	1324 - 2006	1490 - 2120	1794 - 2294



4.8 MASSEY FERGUSON



U značky Massey Ferguson jsou vzhledem k dalším podobnostem koncepce konstrukčního řešení nastavitelného rozchodu s předchozími, ukázány pouze ilustrační fotografie vybraných typů traktorů (viz Obr. 26, Obr. 27 a Obr. 28).



Obr. 26 MASSEY FERGUSON - 7624



Obr. 27 MASSEY FERGUSON - 7626



Obr. 28 MASSEY FERGUSON – 8690



4.8.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 19 Vybrané typy traktorů Massey Ferguson se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru Massey Ferguson	3625	3625 V	3625 S	6445	6490	7495	6499	7624	7499	8690
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1504 - 1904	888 - 1373	942 - 1071	1600 - 2230	1860 - 2080	1690 - 2120	1900 - 2110	1690 - 2110	1720 - 2320	1720 - 2330

4.9 NEW HOLLAND



Od r. 1999 je New Holland a Case IH součástí koncernu CNH. Své produkty se koncern snaží vyrábět s maximálním počtem shodných dílů, a snižovat tak výrobní náklady. Rozdíly jsou především v dílech tvořící vnější vzhled. Nastavitelný rozchod zadní nápravy traktorů New Holland (viz Obr. 29 a Obr. 30) je totožný s traktory Case IH.



Obr. 29 NEW HOLLAND - T7



Obr. 30 NEW HOLLAND - T8

4.9.1 Vybrané typy traktorů se stavitelným rozchodem kol

Tab. 20 Vybrané typy traktorů New Holland se stavitelným rozchodem kol [16]

Typ traktoru New Holland	T 3010	T 3040	T 4060 F	T 4060 N	T 4060 V	T 5.115	T 6.165	T 7.210	T 7.260
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1004 - 1192	1030 - 1300	1058 - 1570	943 - 1239	781 - 1261	1430 - 2150	1430 - 2030	1430 - 2030	1530 - 2230

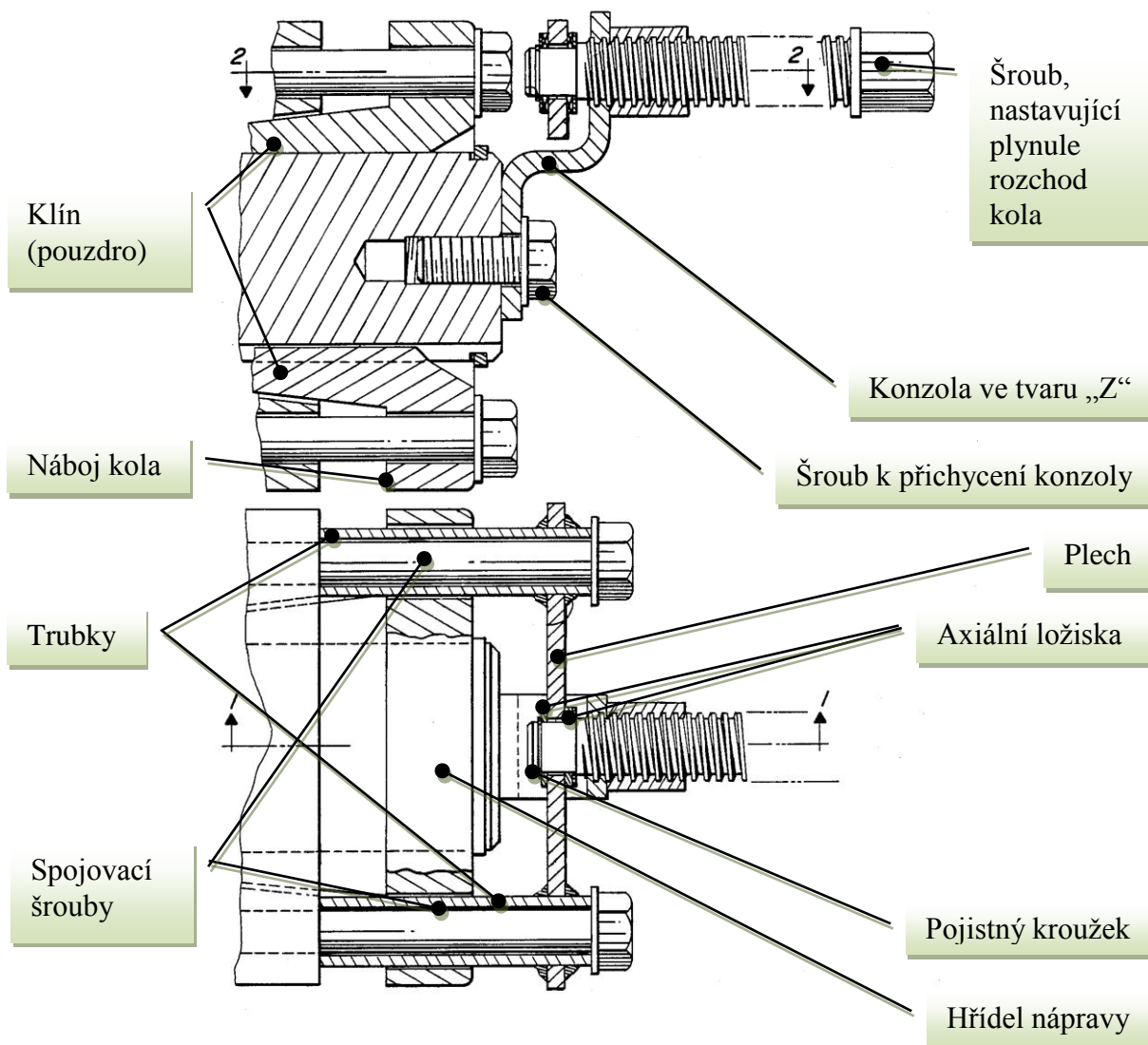
4.10 Zařízení pro plynulé nastavení rozchodu

Dané zařízení je buď pevnou součástí mechanismu, nebo je řešeno jako odnímatelné. V prvním případě je hlavní nevýhodou technologická náročnost, vysoké náklady a dále je vystaveno různým vlivům během provozu (v případě drážkování hřídele u firmy John Deere). Naopak předností odnímatelného zařízení je jejich použitelnost pouze v případě požadavku na plynulou změnu rozchodu kol, možnost aplikace i na jiné traktory a relativně nízké cenové náklady.



4.10.1 Varianta se stavitelným šroubem

Podobné i jiné zařízení na obdobném principu lze podle osového vrtání se závitem na koncích hřídelů náprav s výhodou použít na traktory *Case, Claas, Challenger, Massey Ferguson a New Holland*.



Obr. 31 Nástroj pro plynulé nastavení rozchodu kol – varianta se stavitelným šroubem [23]

Konzola ve tvaru „Z“ je přichycena prostřednictvím šroubu k hřídeli nápravy (viz Obr. 31). Na druhém konci konzoly je zašroubován šroub se závitem, na jehož konci je válcová plocha, uchycující pomocí sevření dvou axiálních ložisek a pojistného kroužku plech, ke kterému jsou kolmo navařeny dvě trubky procházející otvory klínu, končící na úrovni hlavy náboje kola. Uchycení k hlavě náboje s klíny je realizováno prostřednictvím původních spojovacích šroubů umístěných uvnitř trubek. Celý mechanismus je ovládán prostřednictvím momentu použitého momentového klíče, aplikovaného na šroub končící válcovou plochou.



4.10.2 Varianta s pastorkem

Odnímatelná zařízení v provedení s pastorkem (viz Obr. 32 a Obr. 33) a jiná na podobném principu jsou koncipována tak, aby usnadnila posuv sestavy kola. V tomto případě prostřednictvím otáčení ozubeného kola po drážkovaném povrchu konce hřídele nápravy. Drážkování na hřídeli je specifikum pro *John Deere*.

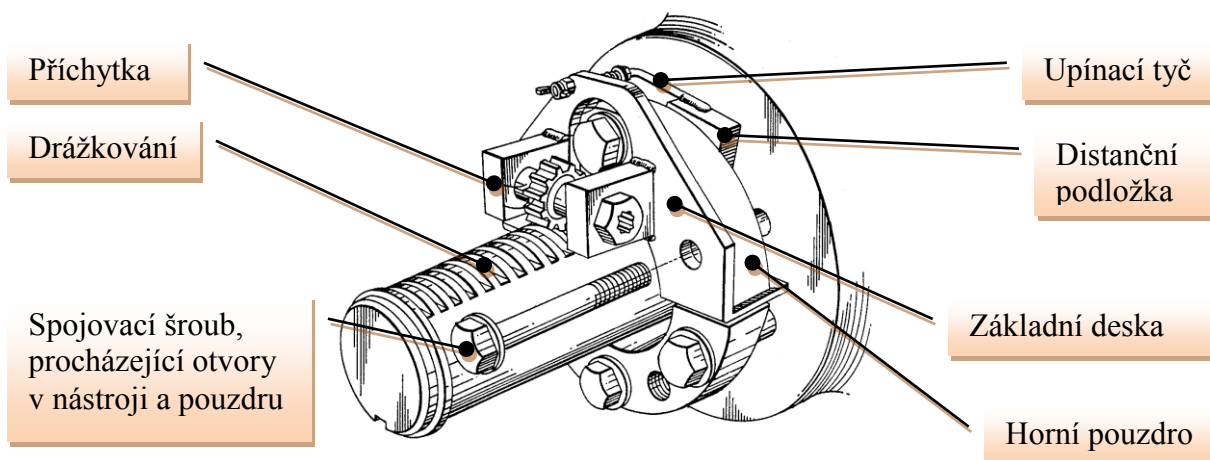


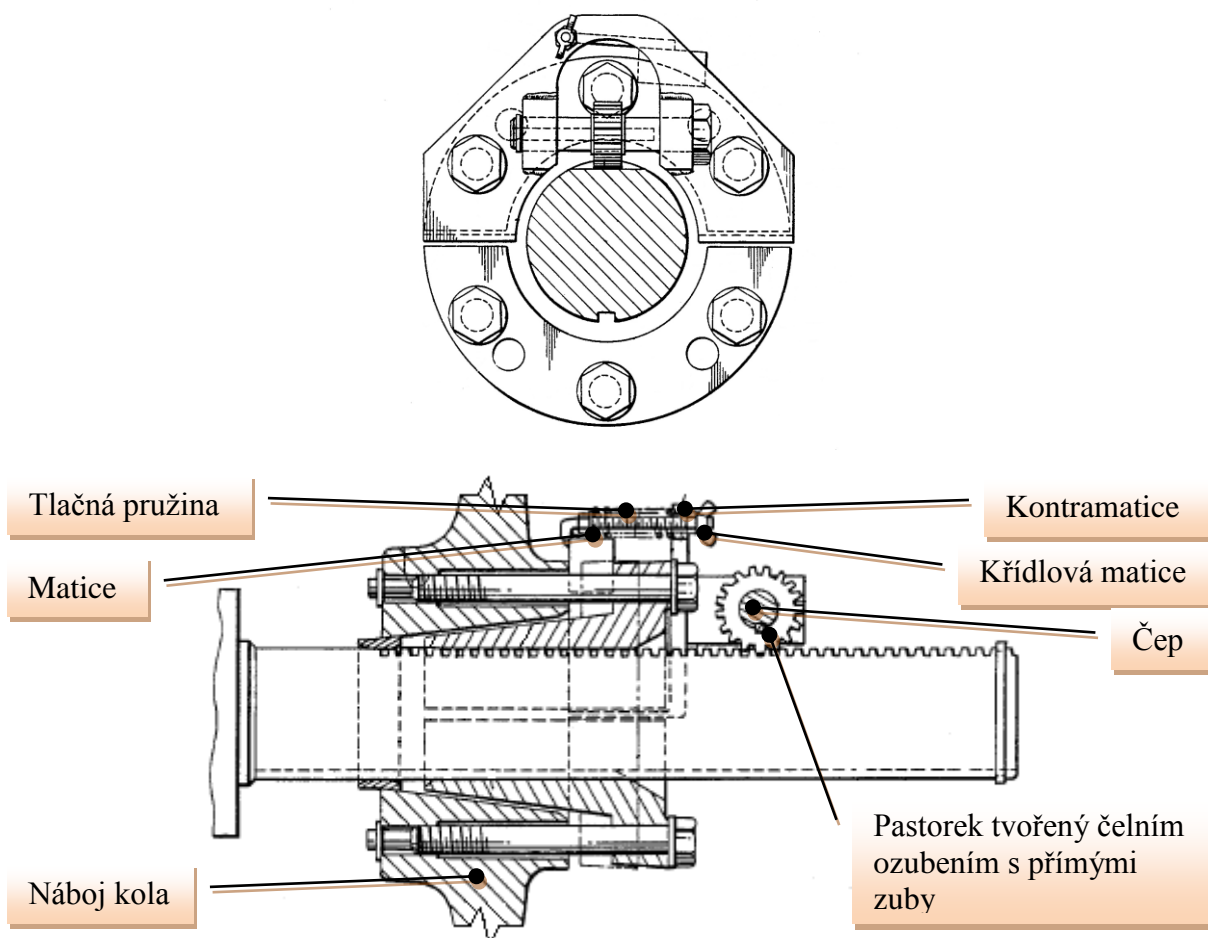
Obr. 32 JOHN DEERE – Plynulé posouvání kola po poloose [24]

Nástroj je kompatibilní pouze pro sestavu kola se 6 šrouby. Nelze použít např. pro kolo s 10 šrouby. Pastorek, který je součástí nástroje má více provedení na různé velikosti průměrů poloos náprav (kromě řady traktorů 9000, 9020 a 9030 s průměrem 110 mm) [24].



Obr. 33 JOHN DEERE - Nástroj pro plynulý posun kola po poloose [25]





Obr. 34 Nástroj pro plynulé nastavení rozchodu kol – varianta s pastorkem: Obr. nahoře – pohled ve 3D, obr. ve středu – čelní pohled, obr. dole – pohled v řezu [23]

Odnímatelné zařízení pro plynulé nastavení rozchodu kol (viz Obr. 34) je upevněno k sestavě kola pomocí 2 spojovacích šroubů, vložených do otvorů samotného nástroje a pouzdra, a uchycených prostřednictvím závitů k náboji kola. Pastorek, tvořený čelním ozubením s přímými zuby zabírá do drážkování na jedné straně hřídele a převádí rotační pohyb na pohyb lineární, který umožňuje plynulý posuv sestavy kola po hřídeli. Prostřednictvím pera je realizováno tvarové spojení a přenos kroutícího momentu mezi čepem a pastorkem. Čep je na obou koncích volně otočně uložen v otvorech příchytěk, navařených na základní desce. Ohnutá část na konci základní desky je hranou zapřena na čelní ploše vnitřního náboje, vytváří funkci rozpěrky, a tím vymezuje vzdálenost mezi vnitřním a vnějším nábojem. Tuto vzdálenost dále vymezuje distanční podložka, ke které je upnut zahnutý konec tyče, zajišťující upnutí nástroje k sestavě kola sevřením při otáčení kontramaticy a maticy. Na závitové části upínací tyče mezi maticí a základní deskou je tlačná pružina. Pastorek je vyměnitelný za jinou velikost pro případ použití nástroje na traktor s jiným průměrem hřídele. Také je možné pastorek vyměnit za nový v případě opotřebení zubů.



5 NASTAVITELNÝ ROZCHOD KOL U TRAKTORŮ ZETOR

5.1 Používání náprav s posuvným nábojem u traktorů ZETOR



5.1.1 Zetor 25

První typ traktoru Zetor byl zkonstruován v závodě Zbrojovka Brno skupinou konstruktérů pod vedením Prof. Ing. Františka Musila a Dr. Ing. Jaroslava Miksche. Dne 14. listopadu 1945 byl zhotovený první funkční prototyp pod označením Zetor 25. Tento typ traktoru byl vybavený i rozchodem kol stupňovitě měnitelným od 1220 do 1540 mm. V roce 1952 byla jejich výroba převedena z tehdejší Zbrojovky do národního podniku Závody přesného strojírenství Brno Líšeň – dnešní Zetor Tractors a.s. Byly vyráběny pod unifikovaným označením *Zetor 25 A* (A = agregáčnı – orný typ, viz Obr. 35) a *Zetor 25 K* (K = kultivační typ), také s měnitelným rozchodem kol. Celkový počet vyrobených kusů během 16 let činil 158 570, což je dodnes nepřekonaný rekord. V té době byl tento typ traktoru světovou špičkou, úspěšně reprezentoval tehdejší československý průmysl na světových trzích.



Obr. 35 ZETOR 25 A s měnitelným rozchodem jako součást muzejní sbírky traktorů Zetor, občas vystavované pro návštěvníky v areálu společnosti Zetor Tractors



Obr. 36 ZETOR 25 A - Nastavitelný rozchod zadních kol

Změna rozchodu probíhá po zvednutí zadní osy. Náboj kola je dvoudílný. Nejprve se povolí v náboji všechny čtyři šrouby s podložkami, dva na vnější straně náboje kol traktoru a dva na vnitřní. Tímto způsobem se uvolní dělená pánev ve tvaru misky svírající poloosu. Poloosa vyčnívající z pouzder je z každé strany opatřena dvěma podélnými drážkami, po nichž se posouvá sestava kola, kterou lze po uvolnění posunout do požadované polohy. Nakonec je náboj zadního kola po nastavení určité polohy pojištěn stažením šroubů, které vyvodí tření náboje na hřídeli. Součástí jsou také podélné klíny s nosy.

Traktory Zetor 25 A mají rozchod zadních kol stavitelný v rozmezí od 1200 do 1500 mm. U provedení Zetor 25 K je rozchod stavitelný od 1150 do 1466 mm. Pokud se obrátí disky, lze přeměnit rozchod od 1410 – 1720 mm. Nastavení ve stejných vzdálenostech na obou zadních poloosách ulehčuje šest značek po 25 mm od sebe [26], [27].

5.1.2 Zetor 50 Super

Druhý typ traktorů vyráběný ve firmě Zetor, jehož součástí byl měnitelný rozchod kol, je označován Zetor 50 Super (Obr. 37 a Obr. 38). Vyráběl se v letech 1960 - 1968. Konstrukčně navazuje na svého předchůdce Zetor Z-35 Super a prakticky se jedná o jeho výraznou modernizaci, protože počátky velkovýroby přinášely požadavky i na traktory výkonnější. Dílčí modernizace a změny traktoru Z-50 Super probíhaly i v průběhu jeho sériové výroby.



Obr. 37 ZETOR 50 SUPER v muzejní sbírce traktorů Zetor



Obr. 38 ZETOR 50 SUPER - Nastavitelný rozchod zadních kol

Konstrukce je koncipována na stejném principu jako Zetor 25 (25 A, 25 K), s tím rozdílem, že součástí poloosy je na vnějším konci pojistný kroužek v obvodové drážce plnící funkci zajištění proti možnému spadnutí úplného náboje kola ven z hřídele. Traktor má rozchod v rozmezí od 1380 do 1800 mm. Pouze obrácením disků se dosáhne rozchodu od 1600 do 1800 mm, do rozchodu 1600 mm jsou disky v normální poloze [27].

Negativním aspektem daného řešení byla konstrukční složitost a zvýšené namáhání hnacího hřídele a dalších komponent při nastavení maximálního rozchodu. Proto se v průběhu dalších let u dalších typů traktorů upřednostnila změna rozchodu kol realizovaná změnou polohy disku, násobená natočením celého kola. Současná situace na trhu jednoznačně ukazuje, že plynule nastavitelný rozchod se stává standardní záležitostí. Jednou z priorit firmy Zetor a. s. je používání nastavitelného rozchodu kol docíleného plynulým posunem celé sestavy kola.



V kombinaci s dosavadní změnou polohy disku by se zvýšila variabilita nastavení a dosažení většího rozpětí.

5.2 Současný stav nastavitelné zadní nápravy

V Tab. 21 a Tab. 22 jsou uvedeny současné typy traktorů Zetor a rozmezí nastavení rozchodu kol.

Tab. 21 Rozchody kol traktorů Zetor Proxima [16]

Typ traktoru Zetor	Proxima									
	70	80	90	Plus 90	Power 90	100	Plus 100	Power 100	Plus 110	Power 110
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1500 - 1800									

Tab. 22 Rozchodů kol traktorů Zetor Forterra a Major [16]

Typ traktoru Zetor	Forterra								Major
	100	110	120	130	140	HSX 100	HSX 130	HSX 140	80
Rozchod kol stavitelný od.. do.. [mm]	1575 - 1800								1505



Obr. 39 Traktor Forterra HSX [32]

Na osvědčenou řadu traktorů Zetor navazuje univerzální zemědělský kolový traktor **Forterra HSX** (viz Obr. 39). Disponuje například čtyřválcovým přeplňovaným motorem nové generace a reverzační převodovkou, která výrazně přispívá ke zvýšení komfortu ovládání traktoru. Na daném typu traktoru bude konstrukčně řešen nastavitelný rozchod kol zadní nápravy.



5.2.1 Současné typy kol traktorů ZETOR

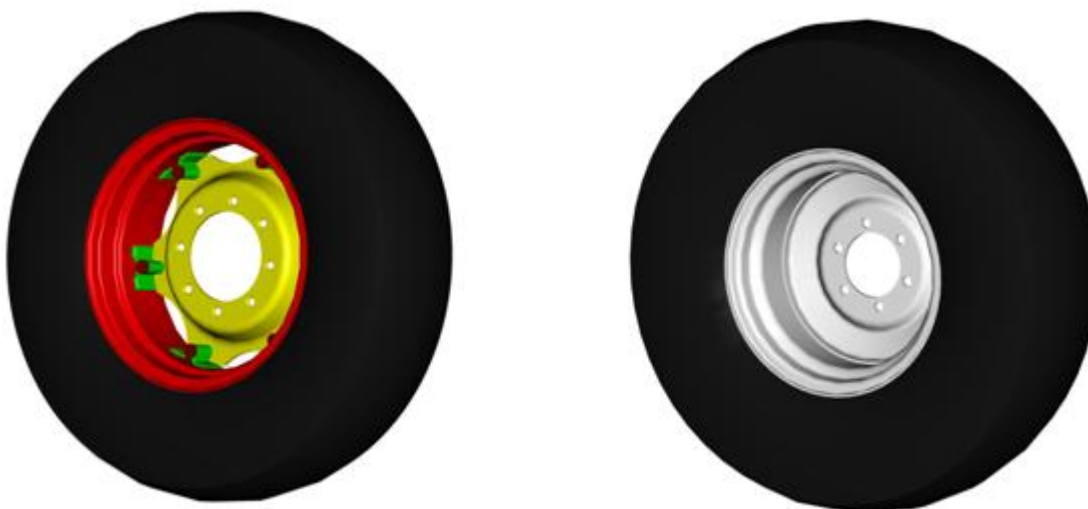
Kola traktorů Zetor lze podle způsobu nastavení rozchodu rozdělit na dva typy:

Patková (šroubovaná) kola

Disk se do ráfku s patkami přišroubuje. Patky jsou do ráfku přinýtovány nebo přivařeny mimo osu jeho profilu. Podle toho, z které strany se disk do ráfku našroubuje a jak je orientován, vzniknou čtyři možnosti nastavení rozchodu, které lze násobit ještě otočením celého kola.

Disková (svařovaná) kola

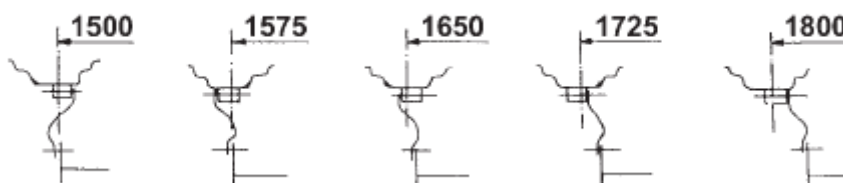
Disk je do ráfku přivařen, změna rozchodu je možná pouze otáčením kola.



Obr. 40 ZETOR – Typy kol, vlevo - přední kolo patkové, vpravo - přední kolo diskové

5.2.2 Změna rozchodu zadních kol – Forterra HSX 100, 110, 120, 130, 140

Změna rozchodu zadních kol se provádí změnou polohy disku a ráfku. Rozchody jsou stavitelné po 75 mm.



Obr. 41 ZETOR FORTERRA HSX – stavitelnost rozchodů po 75 mm [28]

Postup při montáži [28]:

Šrouby spojující disk s ráfkem po změně rozchodu utáhneme na moment 200 – 220 Nm a matice šroubů spojující disk s hřídelem kola momentem 400 – 470 Nm.



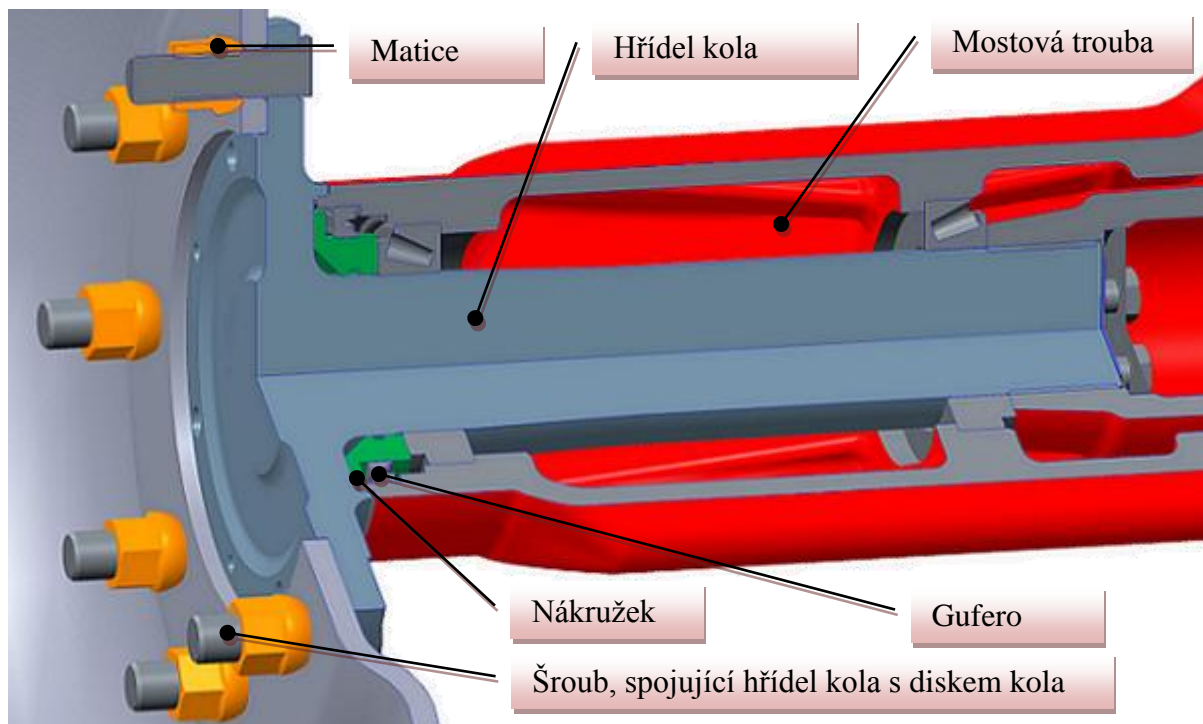
- Před zvednutím zajistíme přední kola traktoru proti pohybu.
- Nadzvedneme zadní část traktoru, aby se kola mohla volně otáčet.
- Po každém uvolnění patkového spoje utáhneme šrouby na předepsanou hodnotu.
- Po ujetí vzdálenosti 100 m s nezatíženým traktorem spoje znovu dotáhneme na předepsaný moment
- Po zatížení traktoru dotáhneme spoje po 3 Mh.
- Po 10 Mh znovu ověříme dotažení matic disků a patek ráfků kol
- Do odpracování prvních 100 Mh provádíme častou kontrolu dotažení matic disků a patek předních a zadních kol (minimálně 6x v průběhu prvních 100 Mh)
- Přezkoušení dotažení matic disků a patek ráfků předních a zadních kol provádíme dále vždy po odpracování každých 100 Mh.

Tab. 23 Nastavení rozsahu rozchodu podle šířky zadních pneumatik – Zetor Forterra HSX [28]

Šířka zadních pneumatik	12,4 -	13,6 -	18,4 -	480/70 R38	520/70 R38	16,9 -	16,9 -	18,4 -
	38	38	38			34	38	34
Rozchod (mm)	1425 - 1800	1425 - 1800	1650 - 1800	1575 - 1800	1650 - 1800	1500 - 1800	1575 - 1800	1500 - 1800

5.2.3 Změna rozchodu zadních kol u traktorů Forterra

Současné provedení (viz Obr. 42) bude konstrukčně upraveno tak, aby rozchod kol, který u daného typu traktoru umožňuje rozchod kol 1730 - 2030 mm, dosáhl u navrhovaného provedení pomocí stavěcího zařízení maximálního možného rozmezí. Zvýšené rozmezí rozchodu je ovlivněno prodloužením mostové trouby.



Obr. 42 Současné provedení změnou polohy disku a ráfku



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NASTAVITELNÉ ZADNÍ NÁPRAVY

Hlavním cílem diplomové práce je návrh konstrukce nastavitelného rozchodu kol zadní nápravy traktoru. Oproti stávajícímu řešení, ve kterém se změna rozchodu zadních kol provádí změnou polohy disku a ráfku, je přínosem tohoto návrhu větší variabilita rozchodu kol, využitelná především při kultivačních pracích.

Požadavkem konstrukčního řešení je:

- respektování původní zástavby
- konstrukční jednoduchost
- nejvyšší využití sériově vyráběných dílů
- hospodárnost řešení
- provedení návrhu v programovém prostředí Creo

Nejprve budou porovnána vybraná svěrná spojení, z nichž se vybere ta nejvhodnější, která vytvoří základ konstrukční koncepce, od které se budou odvíjet jednotlivé varianty konstrukčního řešení, ze kterých poté vzejde srovnáním výhod a nevýhod konečný návrh. Konstrukční varianty budou zpracovány v programovém prostředí Creo 2.0.

V další části budou na základě relevantních vstupních hodnot analyticky řešeny čtyři provozní režimy, jejichž výsledné hodnoty budou aplikovány v dalších výpočtech.

U vybraného dílu bude provedena deformačně-napjatostní analýza metodou konečných prvků (MKP) v programovém prostředí ANSYS Workbench 13.0 pro dva nejvýznamnější zatěžovací stavy, která odhalí kritická místa a dále případně místa, kde by bylo možné konstrukci odlehčit. K tomu je potřeba znát velikost deformací a napětí.

Dle standardů firmy Zetor bude vyhotovena výkresová dokumentace.

6.1 Volba svěrného spoje

Svěrná spojení jsou rozebíratelná, přenášejí kroutící moment a osovou sílu na principu tření. Velice často nachází uplatnění tam, kde je potřeba měnit vzájemnou polohu spojovaných dílů. Lze je s výhodou použít ke spojení poloosy a sestavy kola pro náš případ nastavitelného rozchodu zadních kol.

Jsou dva základní způsoby svěrných spojení a jejich kombinace [29]:

- *Spojení sevřením – sevření jedné součásti druhou*
- *Spojení vzepřením – vzepření jedné součásti v druhé*
- *Kombinované spojení – kombinace spojení sevřením a vzepřením*

Pro zjištění výhodnosti použití různých řešení jsou porovnána svěrná spojení, která by bylo možné dále využít, v úvahu jsou spojení sevřením a kombinované spojení. Spojení samotným vzepřením není vhodné, protože vyžaduje kuželovitost hřídele a tím by kromě technologické náročnosti výroby nebyl umožněn posuvný pohyb při nastavování rozchodu, nebude se proto dále uvažovat.



Budou se srovnávat velikosti přenášeného kroutícího momentu u následujících svěrných spojení:

1. *Spojení sevřením - Svěrný spoj s dělenou vnější částí*
2. *Kombinované spojení - Svěrný spoj s kuželovým pouzdem podélně rozříznutým*
3. *Kombinované spojení - Spoj upínacími (rozpěrnými) kroužky*

Vzhledem k tomu, že je žádoucí, korektně porovnat jednotlivá svěrná spojení, bude se dále vycházet ze stejných vstupních parametrů.

6.1.1 Průměr hřídele kola

Vychází z rozměru původního výkovku, který je žádoucí respektovat.

Průměr hřídele kola $d = 85mm$

6.1.2 Délka náboje

Dle doporučených vztahů pro spojení s válcovou nebo kuželovou stykovou plochou [29]

$$l_N = 1,5 \cdot d \text{ (případně } d_s) \quad (1)$$

$$l_N = 1,5 \cdot 85$$

$$l_N = 127,5mm$$

Volba délky náboje $l_N = 130mm$

6.1.3 Vnější průměr náboje

Dle doporučeného vztahu pro náboj z oceli [29]

$$D_N = 1,7 \cdot d \quad (2)$$

$$D_N = 144,5mm$$

Volba vnějšího průměru náboje $D_N = 150mm$

6.1.4 Bezpečnost

Bezpečnost se volí s uvažováním dosažitelné přesnosti spoje a charakteru přenášeného zatížení, bezpečnost s označením k by měla být $k \geq 1,2$ [29].

Volba bezpečnosti svěrného spoje $k = 1,5$

6.1.5 Součinitel tření

Stanoví se hodnota součinitele tření podle doporučení [29]:

Součinitel tření – suchá plocha, pro ocel na oceli $f = 0,2$

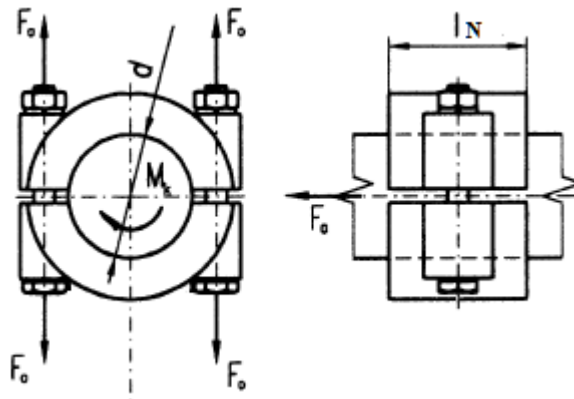


6.1.6 Srovnání svěrných spojů

1. Spojení sevřením - Svěrný spoj s dělenou vnější částí

Spojení na principu sevření jedné součásti druhou je vyvozované šrouby. Předpokládá se dostatečnost tuhost obou polovin náboje a rovnoměrné rozložení dotykového tlaku p po celé délce náboje a po celém obvodu po dotažení šroubů na sílu F_0 .

Na hřídel musí být přitlačováním obou polovin náboje šrouby vyvinuta taková síla F_0 , aby třecí moment M_t zajistil s dostatečnou bezpečností k proti prokluzu přenos kroučícího momentu M_k .



Obr. 43 Svěrný spoj s dělenou vnější částí [29]

Dovolený tlak

Pro ocelový náboj se volí velikost dovoleného tlaku $p_{D1} = (100 \div 120) \text{MPa}$ [29].

Volba dovoleného tlaku

$$p_{D1} = 100 \text{MPa}$$

Kroučící moment

Odvodí se ze vztahu [29]:

$$p_{\max} = \frac{k \cdot M_{k1}}{d^2 \cdot l_N \cdot f} \leq p_{D1} \quad (3)$$

$$M_{k1} = \frac{p_{D1} \cdot d^2 \cdot l_N \cdot f}{k} \quad (4)$$

$$M_{k1} = \frac{100 \cdot 85^2 \cdot 130 \cdot 0,2}{1,5}$$

$$M_{k1} = 1,252 \cdot 10^7 \text{ Nmm} = 1,252 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

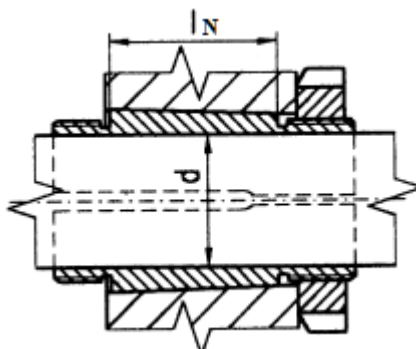
kde:

p_{\max} [MPa] – maximální tlak



2. Kombinované spojení - Svěrný spoj s kuželovým pouzdem

Jedná se o použití kuželového pouzdra na jedné straně rozříznutého pro upevnění k hlavě kola mimo kontakt s koncem hřídele. Pouzdro se vtahuje do kuželové díry v hlavě spojovacími šrouby, tím dochází k sevření hřídele pouzdem a také ke vzepření kuželové části pouzdra v hlavě kola.



Obr. 44 Svěrný spoj s kuželovým pouzdem [29]

Dovolený tlak

Hodnota dovoleného tlaku se volí stejná jako v případě spoje s děleným nábojem.

Volba dovoleného tlaku

$$p_{D2} = 100 \text{ MPa}$$

Krouťící moment [29]

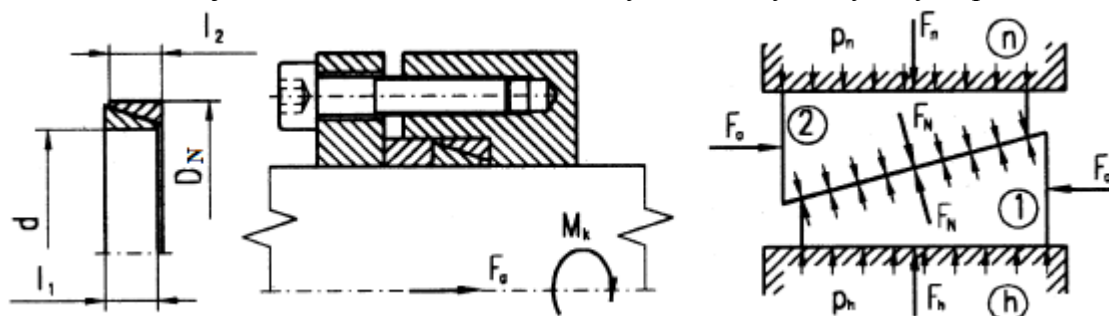
$$M_{k2} = \frac{p_{D2} \cdot d^2 \cdot l_N \cdot f \cdot \pi}{2 \cdot k} \quad (5)$$

$$M_{k2} = \frac{100 \cdot 85^2 \cdot 130 \cdot 0,2 \cdot \pi}{2 \cdot 1,5}$$

$$M_{k2} = 1,967 \cdot 10^7 \text{ Nmm} = 1,967 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

3. Kombinované spojení - Spoj upínacími (rozpěrnými) kroužky

Spojení je rozebíratelné a pevné, vhodné pro velké krouťící momenty i střídavého charakteru. Používají se velice často klínové kroužky s kuželovými stykovými plochami.



Obr. 45 Spoj s upínacími (rozpěrnými) kroužky [29]

**a) Mezi vnitřním kroužkem a hřídelem***Dovolený tlak [29]*

Volba dovoleného tlaku mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem

$$p_{D3a} = 210 \text{MPa}$$

Kroutící moment

Do vztahu [29]:

$$M_{k3} = \frac{F_h \cdot f \cdot d}{2 \cdot k} \quad (6)$$

se dosadí ze vzorce pro tlak mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem vyjádřená síla F_h [29]:

$$p_h = \frac{F_h}{d \cdot l_1} \leq p_{D3a} \Rightarrow F_h = p_{D3a} \cdot d \cdot l_1 \quad (7)$$

kde:

 l_1 [mm] – styková délka plochy mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem, pro náš případ lze zjednodušit: $l_1 = l_N$, p_h [MPa] – tlaková síla mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem, F_h [N] – síla mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem.

a získá se vztah:

$$M_{k3a} = \frac{p_{D3a} \cdot d^2 \cdot l_N \cdot f}{2 \cdot k} \quad (8)$$

$$M_{k3a} = \frac{210 \cdot 85^2 \cdot 130 \cdot 0,2}{2 \cdot 1,5}$$

$$M_{k3a} = 6,262 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 6,262 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$



b) Mezi vnějším kroužkem a nábojem

Dovolený tlak [29]

Volba dovoleného tlaku mezi vnějším kroužkem ② a nábojem

$$p_{D3b} = 210 \text{ MPa}$$

Kroutící moment

Do vztahu [29]:

$$M_{k3b} = \frac{F_n \cdot f \cdot d}{2 \cdot k} \quad (9)$$

se dosadí ze vzorce pro tlak mezi vnějším kroužkem ② a nábojem vyjádřená síla F_n [29]:

$$p_n = \frac{F_n}{D_N \cdot l_2} \leq p_{D3b} \Rightarrow F_n = p_{D3b} \cdot D_N \cdot l_2 \quad (10)$$

kde:

l_2 [mm] – styková délka plochy mezi vnějším kroužkem ② a nábojem, pro náš případ lze zjednodušit: $l_2 = l_N$,

p_n [MPa] – tlaková síla mezi vnějším kroužkem ② a nábojem,

F_n [N] – síla mezi vnějším kroužkem ② a nábojem.

a získá se vztah:

$$M_{k3b} = \frac{p_{D3b} \cdot D_N \cdot d \cdot l_N \cdot f}{2 \cdot k} \quad (11)$$

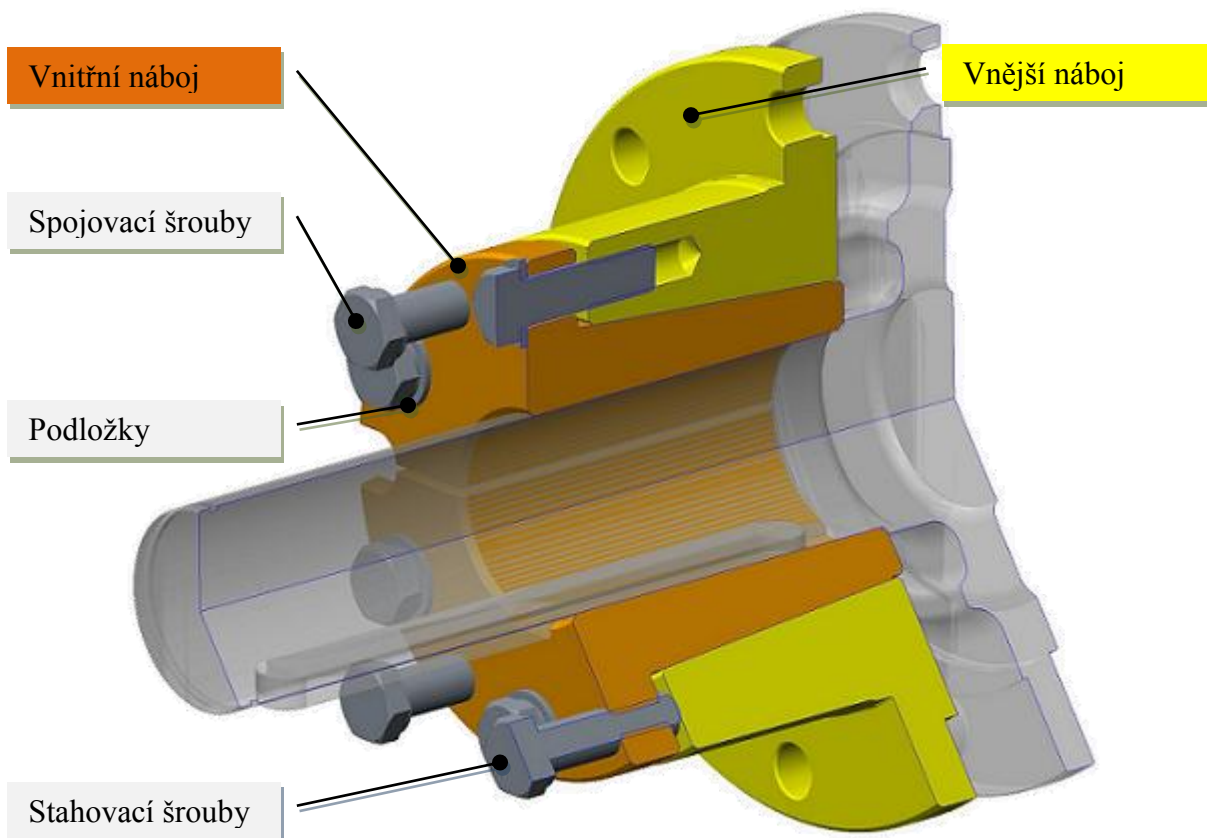
$$M_{k3b} = \frac{90 \cdot 150 \cdot 85 \cdot 130 \cdot 0,2}{2 \cdot 1,5}$$

$$M_{k3b} = 9,945 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 9,945 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

Z daného porovnání je zřejmé, že největší kroutící moment přenesou svěrné spoje s kuželovým pouzdrem.

6.1.7 Optimální varianta svěrného spojení

Svěrné spojení s kuželovým pouzdrem podélně rozříznutým (viz Obr. 46) lze pro náš případ lépe definovat jako *svěrné spojení s vnitřním a vnějším nábojem*. O nastavení rozchodu pomocí svěrného spojení včetně použití šroubů bude pojednáno v kapitole 6.3. Kontrolou a návrhem se zabývá kapitola 6.6.



Obr. 46 Optimální varianta svěrného spojení

6.2 Návrh variant řešení

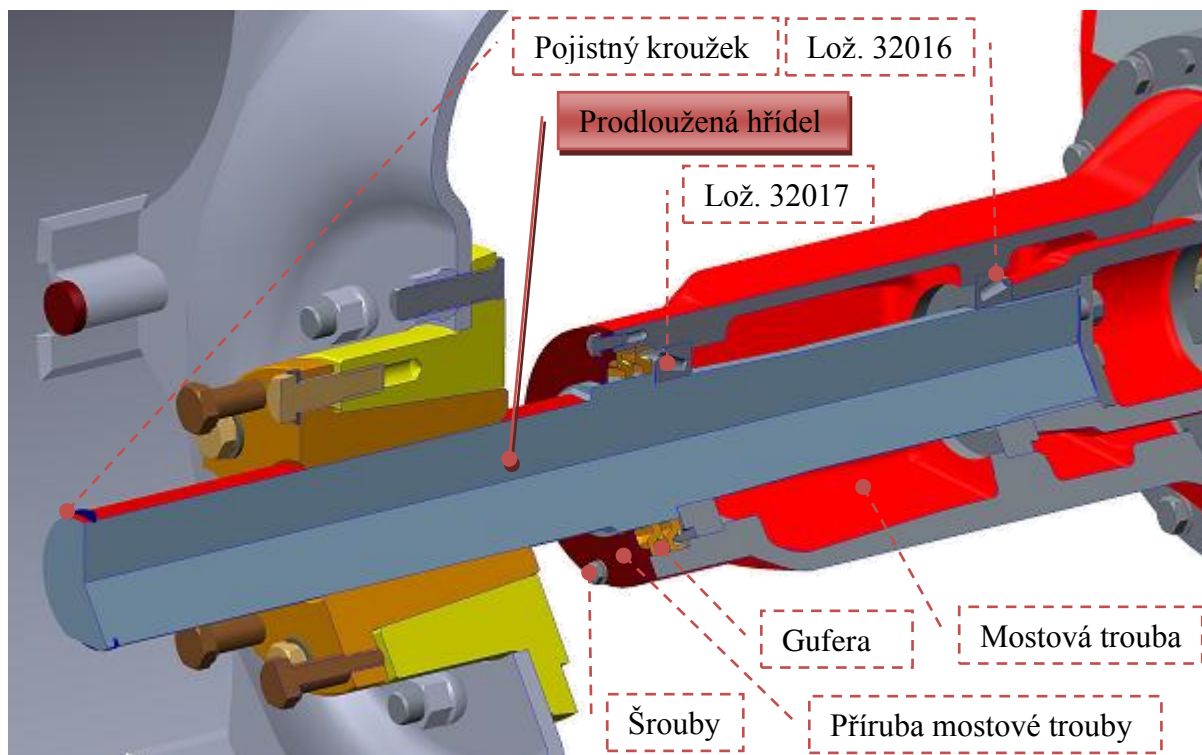
Při návrhu je důležité porovnat výhody a nevýhody různých konstrukčních variant a vybrat z nich nejvhodnější. Koncepce návrhů spočívá v použití společného svěrného spoje s děleným kuželovým vnitřním nábojem a nedělenou vnější částí. Další společnou komponentou je pojistný kroužek, který v případě uvolnění sestavy kola, eliminuje možnost vysunutí z konce hřídele.

6.2.1 Konstrukční varianta 1 – s prodlouženou hřídelí

Ilustrativně je řešení znázorněno na Obr. 47. Mostová trouba je vhodně upravena v místech zúžené koncové části, kde je v návaznosti k dílu použitý jiný průměr gufera pro utěsnění vnitřního prostoru, a navíc příruba uchycená šrouby. Uložení a uspořádání ložisek je zachováno původní. Hřídel kola je prodloužená, respektuje současné uložení ložisek a drážkování, které se nezmění. Vedení sestavy kola zajišťují na profilu hřídele dva rovnoběžné boky, případně pero. Sériově vyráběný odlitek hřídele kola nelze využít, vznikne proto nová prodloužená hřídel. Pro díl hřídele kola by v tomto případě nemusel být výchozí výkovek, resp. dva výkovky, ale kompaktnější a levnější kruhová tyč s vhodnými materiálovými vlastnostmi. Vzhledem k většímu maximálnímu rozchodu oproti nynějšímu lze předpokládat, že hřídel bude více namáhána na ohyb. Vzhledem k tomu, že by se pro tuhle variantu využíval nový díl hřídele kola, s výhodou by se zvětšil průměr na úseku, ve kterém se posouvá sestava kola a především na kritickém místě u kuželíkového ložiska 32017. Zásadní nevýhodou jsou rozměry používané lakovací a montážní linky, které jsou nedostatečné pro šířku traktoru



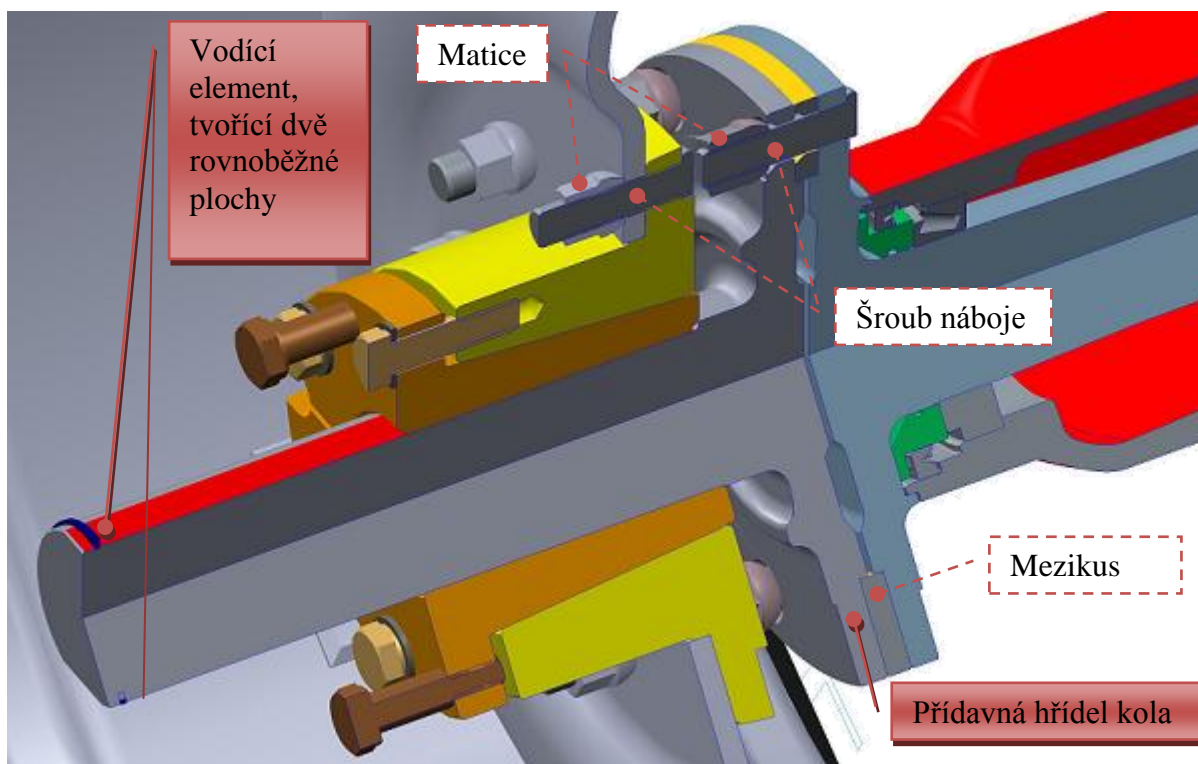
s prodlouženými hřídeli po stranách kol. Ovšem vzhledem k plánované rekonstrukci lakovací a montážní linky by v budoucnu byla varianta s prodlouženou hřídelí realizovatelná.



Obr. 47 Konstrukční varianta 1

6.2.2 Konstrukční varianta 2 – s přidavnou hřídelí kola (vodícím elementem rovnoběžné boky)

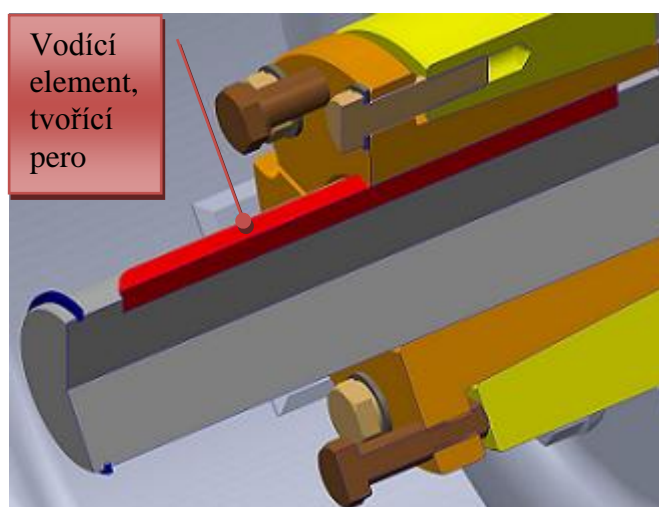
Díly mostová trouba a hřídel kola zůstávají v původní zástavbě nepozměněny (viz Obr. 48). Ovšem hřídel kola je s výhodou použita znovu, otočená opačným směrem oproti původnímu nepozměněnému dílu. V tomto případě bude zachován stejný výkovek, pouze s tím rozdílem, že hřídelová část je obrobena na průměr 85 mm v co největším možném rozsahu. Vodícím prvkem jsou dva rovnoběžné boky podél hřídele. Mezi hřídeli kol je mezikus s materiálem a povrchovou úpravou, eliminující vlivem zatížení vzájemné otláčení. Šrouby původně určené pouze ke spojení hřídele kola a disku kola jsou upraveny, aby mohli být univerzálně použity i ke spojení obou hřídelů kol nebo vnějšího náboje a disku kola. Výhodou je zachování výkovku hřídele kola a také variabilita, daná možností mít stavěcí zařízení například pouze jako příslušenství na přání zákazníka, protože je umožněno i spojení hřídele kola s diskem, stejně jako u současné varianty (viz Obr. 42) na rozdíl od varianty 1, kde vlivem prodloužené hřídele tato možnost není. Nevýhodou výkovku je značně limitující případná modifikace na větší průměr po celém funkčním úseku. V případě posouzení, že vlivem ohybového namáhání je nutný návrh většího průměru hřídele, musel by být navrhnout výkovek nový. Vodící element v podobě ploch v otvoru vnitřního náboje klade nároky na výrobu.



Obr. 48 Konstrukční varianta 2

6.2.3 Konstrukční varianta 3 – s přídavnou hřídelí kola (vodícím elementem pero)

Jedná se o podobné provedení jako u varianty 2 s tím rozdílem, že vodícím elementem je pero (viz Obr. 49). Spoj perem je oproti předchozímu řešení jednoznačně výhodnější z hlediska ekonomického a výrobního. Nevýhodou je vznik koncentrátorů napětí v drážce pro pero. U hřídele má také drážka pro pero nebo podobně také dvě rovnoběžné plochy u předchozího řešení, vliv na velikost průřezového modulu, který se negativně projevuje u ohybového namáhání.

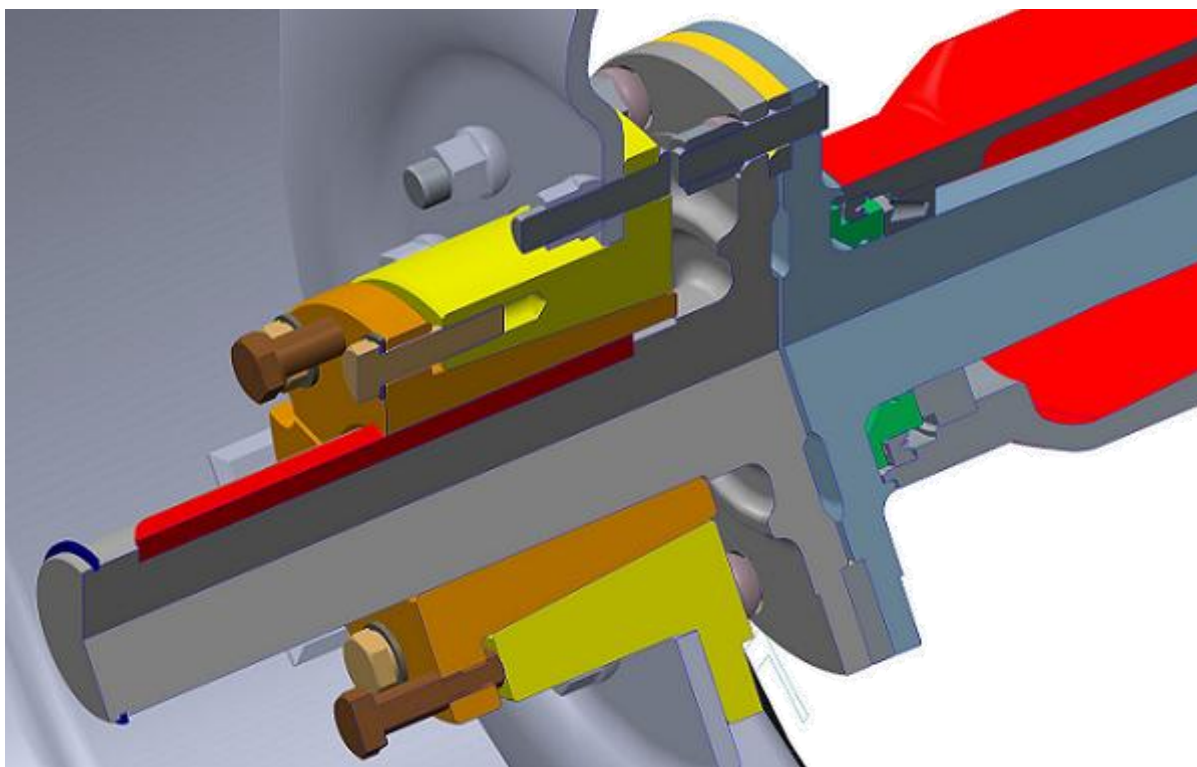


Obr. 49 Konstrukční varianta 3



6.2.4 Výběr optimální varianty

Po konzultacích ve firmě Zetor byla vybrána jako nejvhodnější **konstrukční varianta 3** (viz Obr. 50). Nastavitelný rozchod kol je možné nastavit ve velkém rozmezí 1730 – 2540 mm. Při použití stavěcího zařízení je rozchod kol 1920 – 2540 mm. Ovšem v případě ponechání původní varianty s jedním hřídelem kola je rozchod kol 1730 – 2030 mm. Patkové kolo umožňuje změnou polohy disku maximální rozchod měnit na každé straně o 150 mm, celkově na obou stranách o 300 mm. Nastavení pomocí posuvu vnitřního náboje, resp. sestavy kola umožňuje posunutí o 120 mm, celkově na obou stranách 240 mm. Stavěcí zařízení navrhované varianty umožňuje nastavení rozchodu o 320 mm větší oproti současnému provedení.



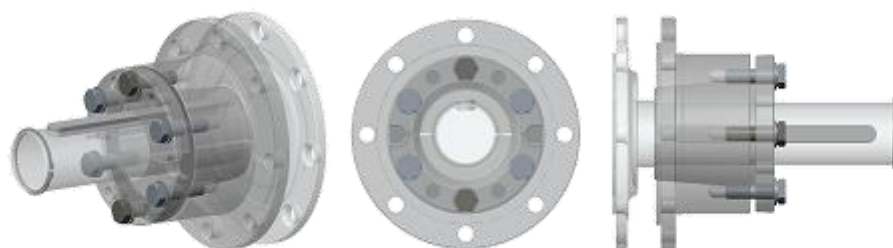
Obr. 50 Optimální konstrukční varianta

6.3 Postup při nastavení rozchodu

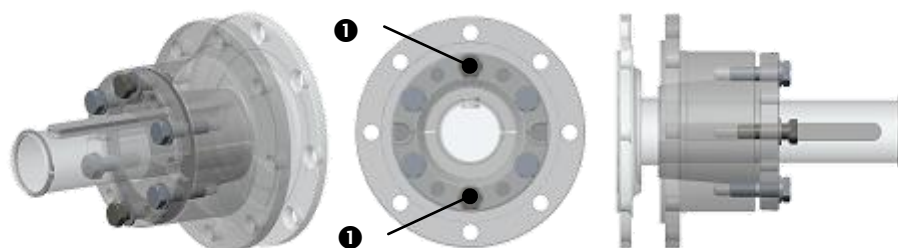
- Zablokujeme přední kola traktoru.
- Zvedneme a podepřeme zadní nápravu tak, aby se kola volně otáčela.
- Očistíme stavěcí zařízení.
- Povolíme dva střední **spojovací šrouby ❶** u obou částí vnitřního náboje, přibližně o 10 - 15 mm, Obr. 52.
- Vyšroubujeme zbývající čtyři vnější **spojovací šrouby ❷** vnitřního náboje, Obr. 53.
- Očistíme a poté promažeme olejem šrouby a závitové otvory vnitřního náboje.
- Vyšroubované čtyři šrouby budou zašroubovány do volných otvorů vnitřního náboje se závity. Nyní budou plnit funkci **stahovacích šroubů ❸**, Obr. 54.
- Tyto šrouby ❸ rovnoměrně utahujeme, tím dochází ke tlačení proti ploše vnějšího náboje. Utahováním šroubů je překonán odpor vzniklý svěrným spojením a dochází k uvolnění celého stavěcího zařízení, Obr. 55.
- Pro jednodušší posouvání sestavy kola na polonápravě je výhodné použití oleje, tak aby pronikl mezi vnitřní náboj a hřídel kola.



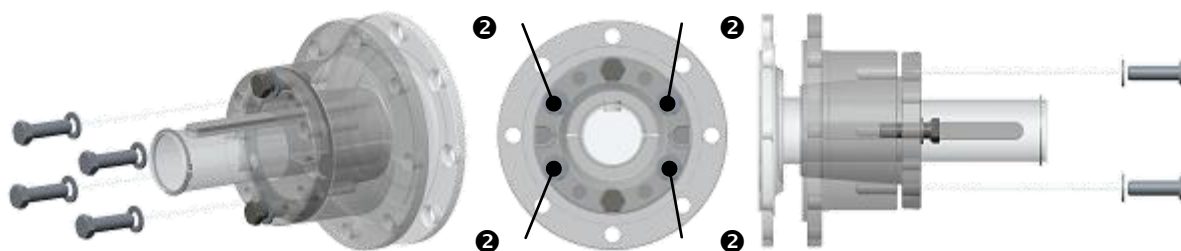
- Posouváme sestavu kola po polonápravě tak, abychom nastavili požadovaný rozchod, Obr. 56.
- Čtyři vnější **stahovací šrouby** ③ nyní vyšroubujeme, Obr. 57.
- Tyto šrouby zašroubujeme do původních vnějších otvorů. **Šrouby** budou plnit opět funkci **spojovací** ②. Všech šest šroubů, včetně dvou středních spojovacích šroubů ① rovnoměrně utahujeme, Obr. 58.
- Zopakujeme postup na druhém kole a zajistíme, aby vzdálenost obou zadních kol od konců polonáprav byla stejná.
- Po ujetí přibližně 200 m, posléze po 1 hodině, po 10 hodinách a potom v 50 hodinových servisních intervalech, kontrolujeme všech 6 přídržných šroubů na obou zadních kolech.



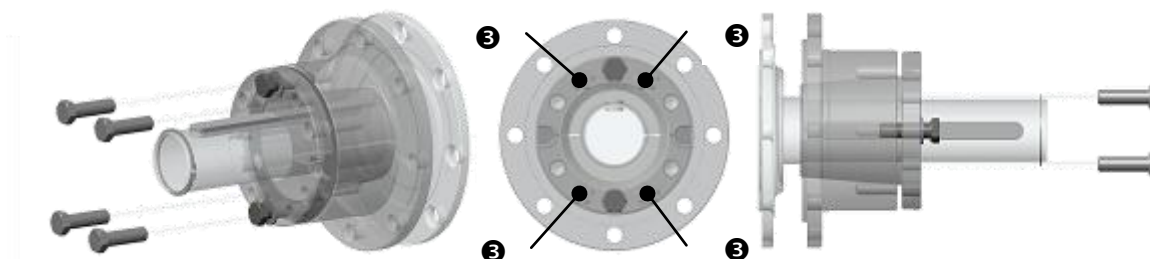
Obr. 51 Postup při nastavení rozchodu – výchozí stav



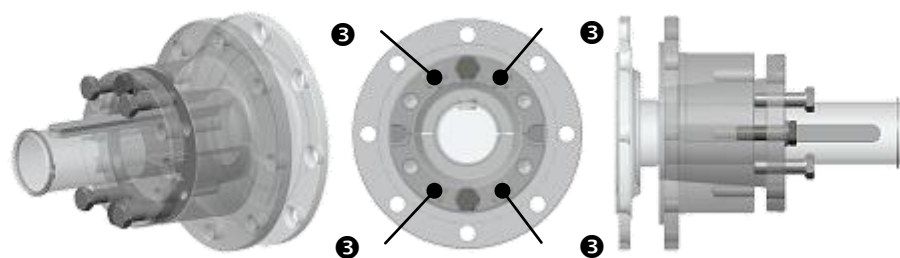
Obr. 52 Postup při nastavení rozchodu – povolení dvou středních šroubů



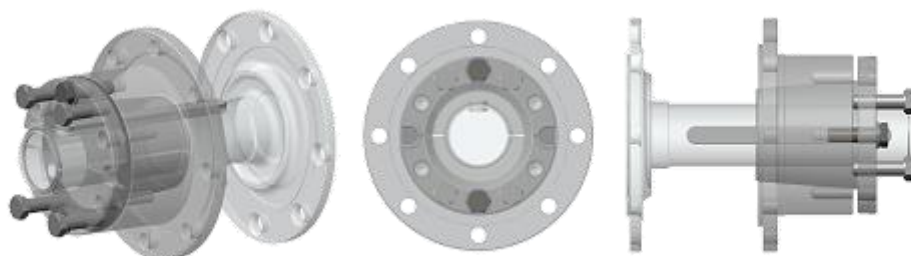
Obr. 53 Postup při nastavení rozchodu – vyšroubování čtyř vnějších šroubů



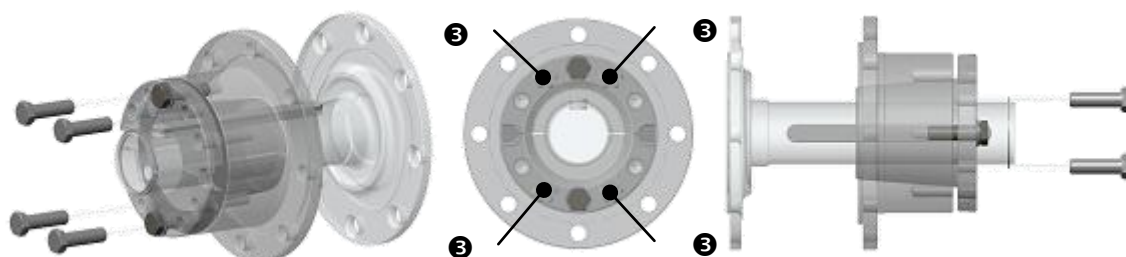
Obr. 54 Postup při nastavení rozchodu – šrouby na tlačení proti vnějšímu náboji



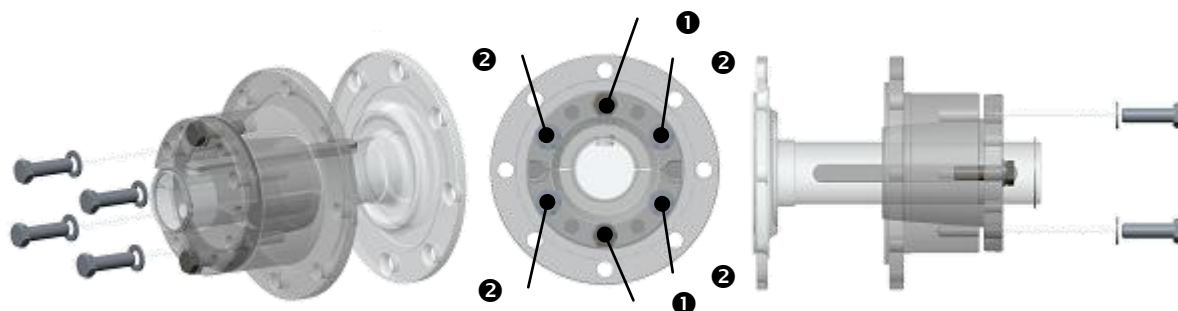
Obr. 55 Postup při nastavení rozchodu – uvolnění stavěcího zařízení



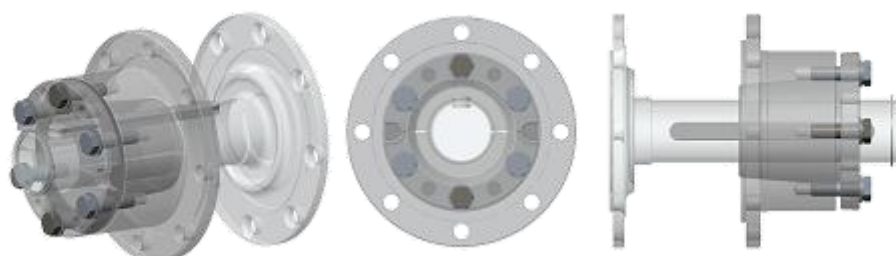
Obr. 56 Postup při nastavení rozchodu – nastavení požadovaného rozchodu



Obr. 57 Postup při nastavení rozchodu – vyšroubování stahovacích šroubů



Obr. 58 Postup při nastavení rozchodu – zašroubování do původních otvorů



Obr. 59 Postup při nastavení rozchodu – konečný stav



6.4 Výpočet zatížení při provozních režimech

Cílem je výpočet zatížení, včetně reakcí v místech ložisek, působících na zadní polonápravu traktoru při různých provozních režimech. Výsledky budou dále využity při návrhu a ke kontrolním výpočtům. Dále se určí nejkritičtější zatěžovací stavy pro deformačně-napjatostní analýzu vybrané součásti.

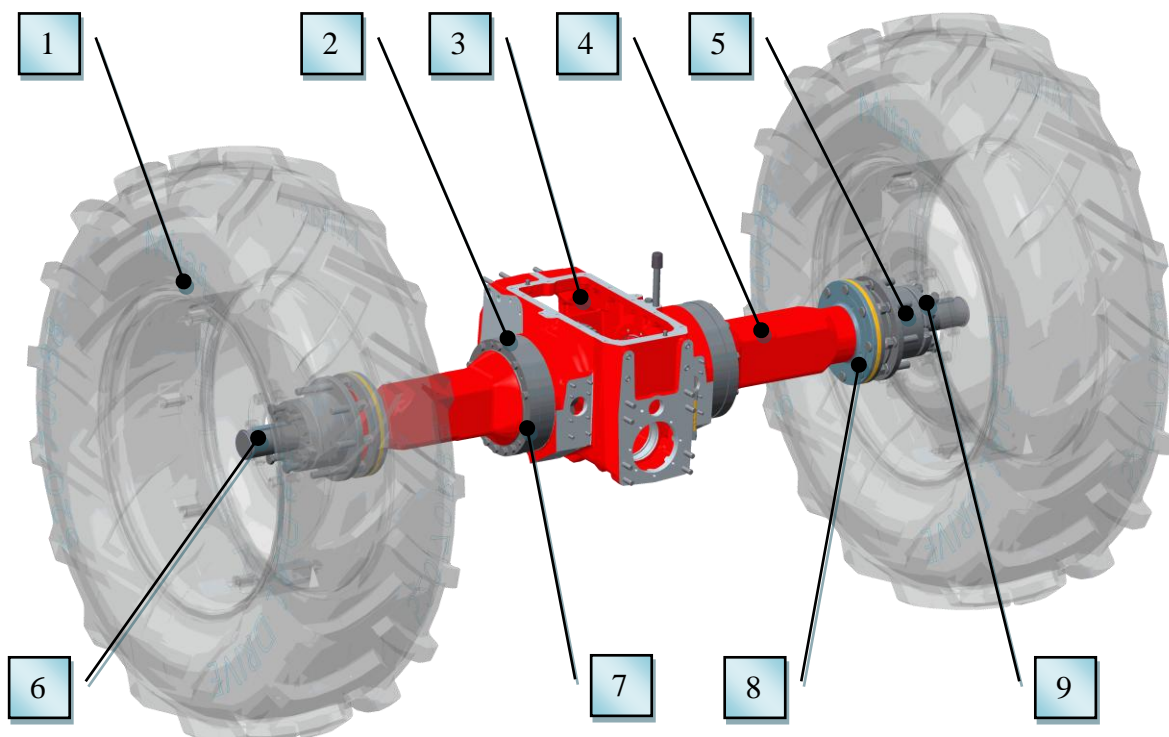
6.4.1 Základní provozní režimy

Volba provozních režimů vycházela z běžných skutečných provozů traktoru. Výpočet proběhl pro *čtyři různé provozní režimy*:

- *Jízda po rovném terénu*
- *Jízda po terénu s příčným sklonem*
- *Jízda po terénu s příčným sklonem – Kolo situované nahoře jede v řádku. Kolo zaujímající spodní polohu jede po nakloněné ploše*
- *Jízda po terénu s příčným sklonem – Kolo situované ve spodní poloze jede v řádku. Horní kolo jede po nakloněné ploše.*

Následující výpočty jsou pro všechny provozní režimy vypracovány vždy s maximálním rozchodem kol s ohledem na dynamický součinitel. V závěru každé kapitoly je v tabulce vyhodnocení sil působících na ložiska 32016 a 32017.

6.4.2 Geometrie



Obr. 60 Geometrie: 1 – sestava kola, 2 – korunové kolo, 3 – skříň rozvodovky, 4 – mostová trouba, 5 – stavitelné zařízení rozchodu kol, 6 – hřídel kola, 7 – šroub M14x120, 8 – přidavný hřídel kola, 9 – pero



6.4.3 Maximální tahová síla zadní nápravy traktoru

Je zjištěna maximální tahová síla, vycházející z výsledků získaných statistickým vyhodnocením provozních měření traktoru [32], ve kterých stroj běžně pracuje, aby se vycházelo z co nejrelevantnějších vstupních hodnot.

Tab. 24 Vyhodnocení tenzometrických měření traktoru Zetor (P 201) v soupravě se sběracím návěsem firmy Pöttinger EUROPROFI 4000L [32]

Číslo měření	Čas [s]	F_T [kN]				Traktor
		stř.	min.	max.	var. koef.	
4	14,0	5,6	0,2	9,2	34,2	P201
5	12,4	5,9	2,7	10,1	25,2	
6	12,8	3,0	0,1	6,9	38,6	
7	14,2	12,7	10,2	15,3	8,3	
8	11,4	11,4	5,8	15,4	19,5	
9	11,0	9,4	6,1	12,2	12,8	
10	8,8	6,1	0,1	12,6	49,9	
11	10,4	5,9	0,6	12,8	48,2	
12	10,2	3,2	0,7	7,2	46,8	
13	9,4	12,8	10,3	15,6	10,1	
14	9,6	11,1	4,0	14,8	21,3	
15	9,2	10,7	0,3	17,7	34,2	

Největší maximální tahová síla ze všech měření

$$F_{T \max} = 17,7 \text{ kN} = 17700 \text{ N}$$

6.4.4 Součinitel adheze

Pro stanovení součinitele adheze je žádoucí upřesnění charakteristik pracoviště [32]:

Pozemek:	louka
Tvar:	nepravidelný
Povrch:	členitý
Porost:	Posečená luční tráva

Hodnota součinitele adheze, vycházející ze zkušebních podmínek jízdy traktoru na pokosené louce:

$$\mu = 0,7$$

6.4.5 Dynamický součinitel

Dynamické účinky při pohybu se zahrnou dynamickým součinitelem:

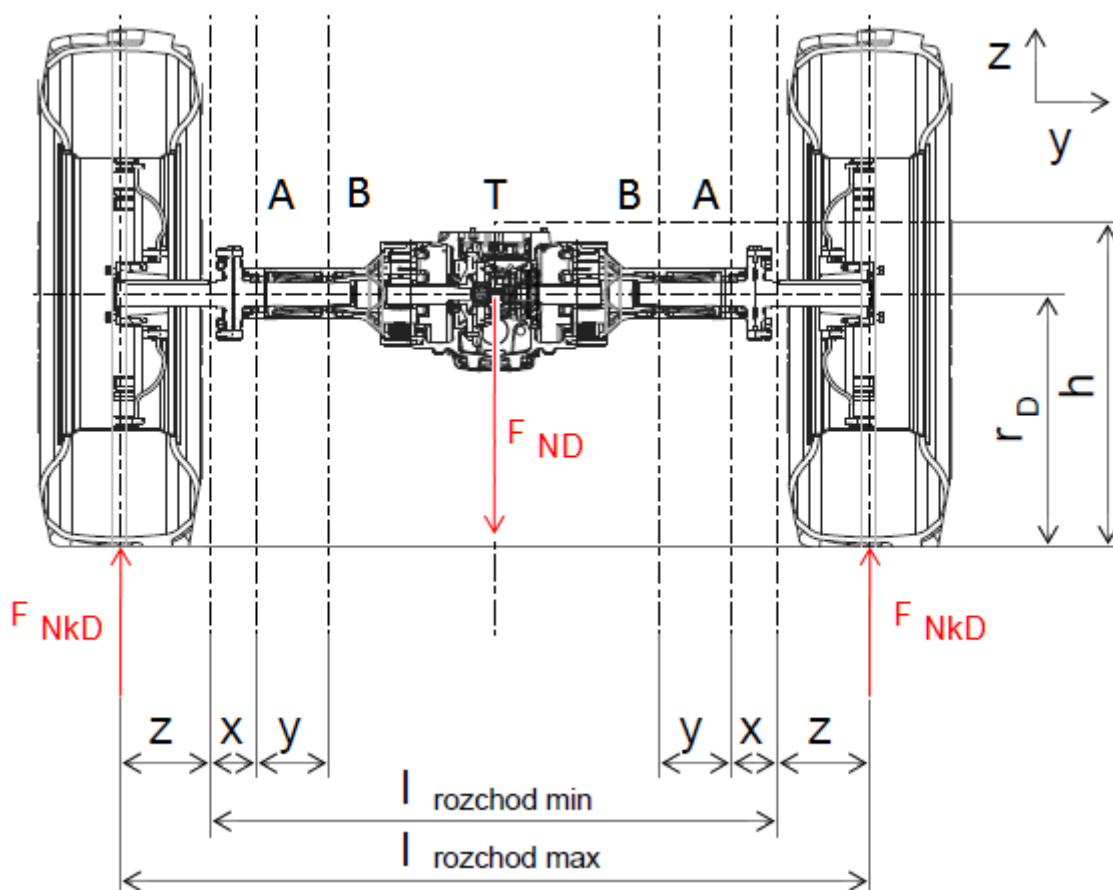
$$k_D = 1,5$$



6.4.6 Provozní režim 1: Jízda po rovném terénu

Jedná se o režim, který může nastat při práci traktoru na poli, např. při orbě, vyznačující se nižšími rychlostmi ($6 \div 12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Pro tento režim je také charakteristická jízda na zpevněných komunikacích při vyšších rychlostech ($40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$).

Silové zatížení modelu



Obr. 61 Silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.)

kde:

A – poloha ložiska 32017,

B – poloha ložiska 32016,

T – poloha těžiště,

$l_{\text{rozchod min}}$ [mm] – minimální rozchod kol; $l_{\text{rozchod min}} = 1920 \text{ mm}$,

$l_{\text{rozchod max}}$ [mm] – maximální rozchod kol; $l_{\text{rozchod max}} = 2540 \text{ mm}$,

x [mm] – vzdálenost mezi osou kola při min. rozchodu kol a ložiskem 32017 (v poloze A);

x = 157 mm,

y [mm] – vzdálenost mezi ložiskem 32017 (v poloze A) a ložiskem 32016 (v poloze B);

y = 244 mm,

z [mm] – vzdálenost mezi osou kola při min. rozchodu kol a osou kola při maximálním rozchodu = $\frac{1}{2}$ maximální změna rozchodu kol; z = 310 mm,

r_D [mm] – dynamický poloměr kola; $r_D = 855 \text{ mm}$

h [mm] – vzdálenost mezi podložkou a těžištěm traktoru; h = 1100 mm,



F_{ND} [N] – maximální silové zatížení zadní nápravy (dyn.),

F_{NKD} [N] – reakční síla od podložky působící na jedno zadní kolo (dyn.).

Maximální silové zatížení zadní nápravy

Zatížení zadní nápravy vychází z maximální naměřené tahové síly zadní nápravy (viz Tab. 24): $F_{T_{max}} = 17700N$

$$F_{ND} = \frac{k_D \cdot F_{T_{max}}}{\mu} \quad (12)$$

$$F_{ND} = \frac{1,5 \cdot 17700}{0,7}$$

$$F_{ND} = 37929N = 37,929kN$$

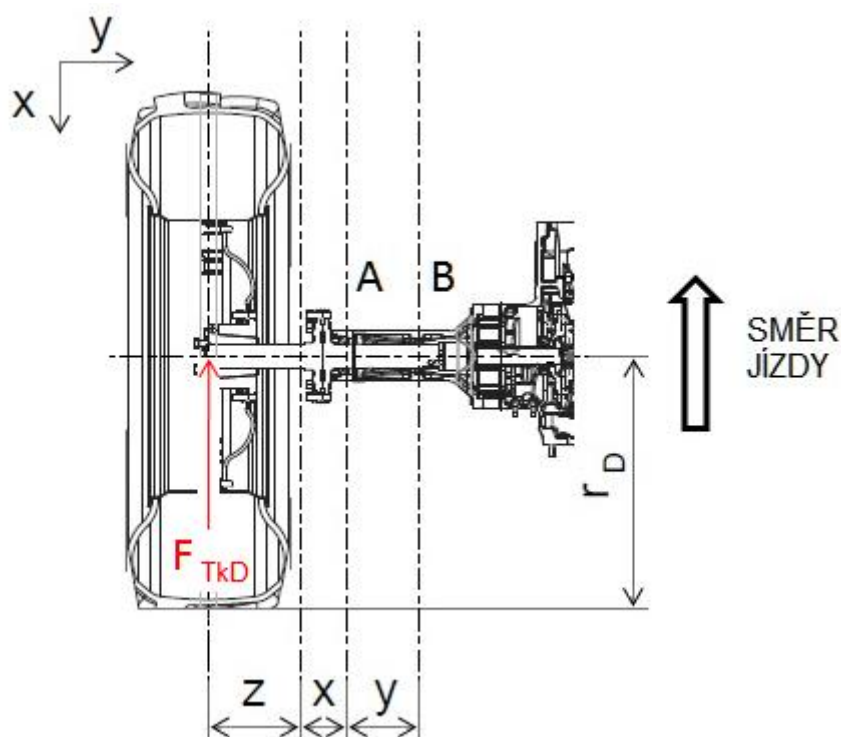
Reakční normálová síla od podložky působící na jedno zadní kolo

$$F_{NKD} = \frac{F_{ND}}{2} \quad (13)$$

$$F_{NKD} = \frac{37929}{2}$$

$$F_{NKD} = 18964N = 18,964kN$$

Reakční tahová síla působící na jedno zadní kolo



Obr. 62 Reakční tahová síla (dyn.)

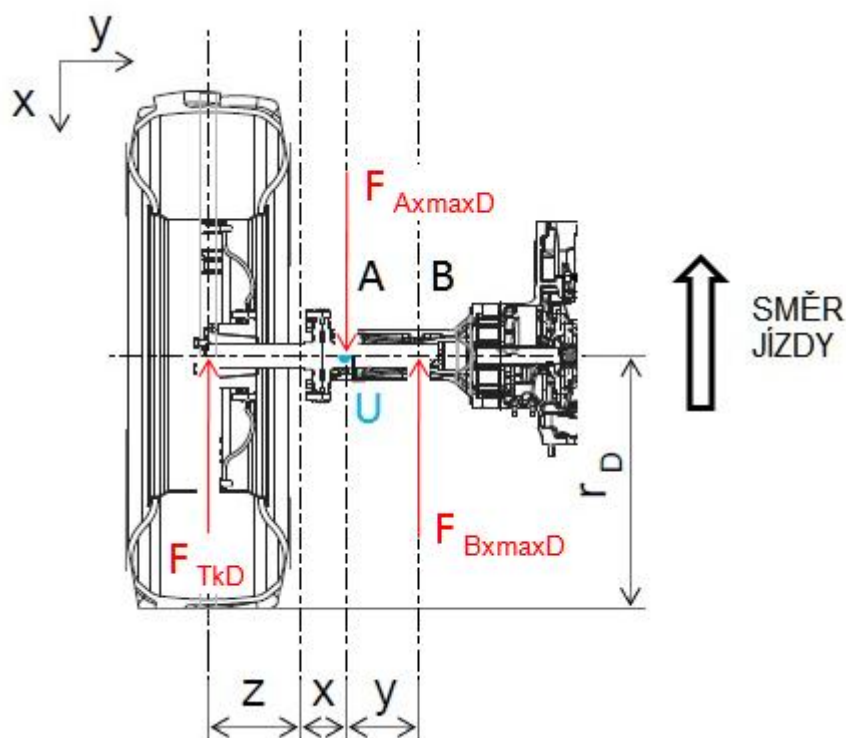


$$F_{TkD} = F_{NkD} \cdot \mu \quad (14)$$

$$F_{TkD} = 18964 \cdot 0,7$$

$$F_{TkD} = 13275 \text{ N} = 13,275 \text{ kN}$$

Ekvivalentní silové zatížení modelu I



Obr. 63 Ekvivalentní silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.) I

kde:

F_{AxmaxD} [N] – síla působící ve směru osy x při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

F_{BxmaxD} [N] – síla působící ve směru osy x při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 63. Nejprve se sestaví dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \quad F_{TkD} + F_{BxmaxD} - F_{AxmaxD} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{TkD} \cdot (x + z) - F_{BxmaxD} \cdot y = 0 \quad (16)$$

kde:

$\sum F_x = 0$ – algebraický součet x-ových složek všech sil soustavy je roven nule,

$\sum M_U = 0$ – algebraický součet momentů všech sil soustavy k bodu U je roven nule.



Síla působící na ložisko B ve směru osy x

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bx\max D}$

$$F_{Bx\max D} = \frac{F_{TkD} \cdot (x + z)}{y} \quad (17)$$

$$F_{Bx\max D} = \frac{13275 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bx\max D} = 25407 \text{ N} = 25,407 \text{ kN}$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy x

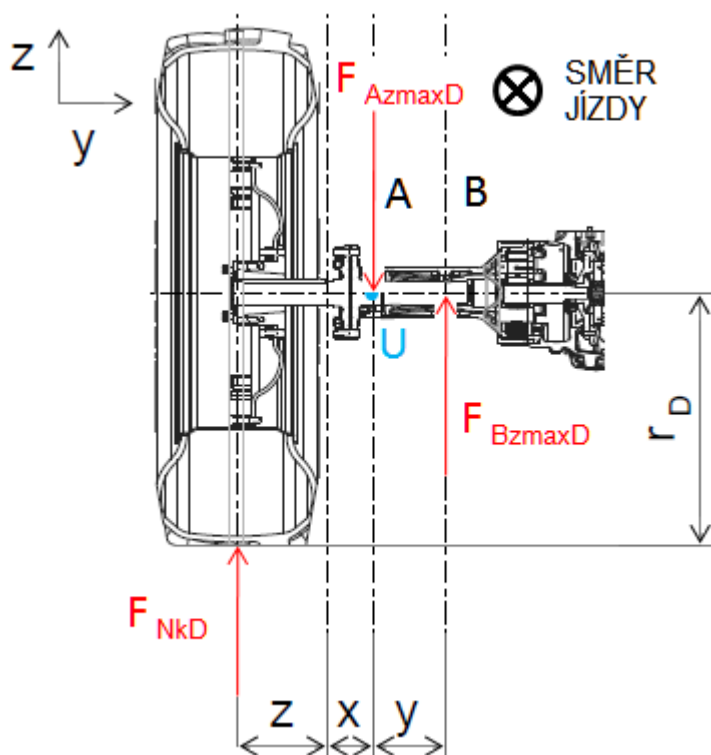
Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Ax\max D}$

$$F_{Ax\max D} = F_{Bx\max D} + F_{TkD} \quad (18)$$

$$F_{Ax\max D} = 25407 + 13275$$

$$F_{Ax\max D} = 38682 \text{ N} = 38,682 \text{ kN}$$

Ekvivalentní silové zatížení modelu II



Obr. 64 Ekvivalentní silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.) II

kde:

$F_{Az\max D}$ [N] – síla působící ve směru osy z při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

$F_{Bz\max D}$ [N] – síla působící ve směru osy z při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).



Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 64. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{NkD} + F_{Bz \max D} - F_{Az \max D} = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{NkD} \cdot (x + z) - F_{Bz \max D} \cdot y = 0 \quad (20)$$

kde:

$\sum F_z = 0$ – algebraický součet z-ových složek všech sil soustavy je roven nule.

Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bz \max D}$

$$F_{Bz \max D} = \frac{F_{NkD} \cdot (x + z)}{y} \quad (21)$$

$$F_{Bz \max D} = \frac{18964 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bz \max D} = 36296N = 36,296kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Az \max D}$

$$F_{Az \max D} = F_{Bz \max D} + F_{NkD} \quad (22)$$

$$F_{Az \max D} = 36296 + 18964$$

$$F_{Az \max D} = 55261N = 55,261kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{A \max D} = \sqrt{F_{Ax \max D}^2 + F_{Az \max D}^2} \quad (23)$$

$$F_{A \max D} = \sqrt{38682^2 + 55261^2}$$

$$F_{A \max D} = 67454N = 67,454kN$$



Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{B \max D} = \sqrt{F_{Bx \max D}^2 + F_{Bz \max D}^2} \quad (24)$$

$$F_{B \max D} = \sqrt{25407^2 + 36296^2}$$

$$F_{B \max D} = 44305 \text{ N} = 44,305 \text{ kN}$$

Kroutící moment od tahové síly působící na zadní kolo

$$M_{kkD} = F_{TkD} \cdot r_D \quad (25)$$

$$M_{kkD} = 13275 \cdot 855$$

$$M_{kkD} = 1,135 \cdot 10^7 \text{ Nmm} = 1,135 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

Tab. 25 Síly působící na ložiska [kN] pro Provozní režim 1: Jízda po rovném terénu

Zatížení	Rozchod kol	Ložisko A (32017)			Ložisko B (32016)		
		F _{Ax}	F _{Az}	F _A	F _{Bx}	F _{Bz}	F _B
Statické	Minimální – 1920 mm	14,544	20,778	25,363	5,694	8,135	9,93
	Maximální – 2540 mm	25,788	36,84	44,97	16,938	24,198	29,537
Dynamické	Minimální – 1920 mm	21,817	31,167	38,044	8,542	12,202	14,895
	Maximální – 2540 mm	38,682	55,261	67,454	25,407	36,296	44,305

6.4.7 Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem

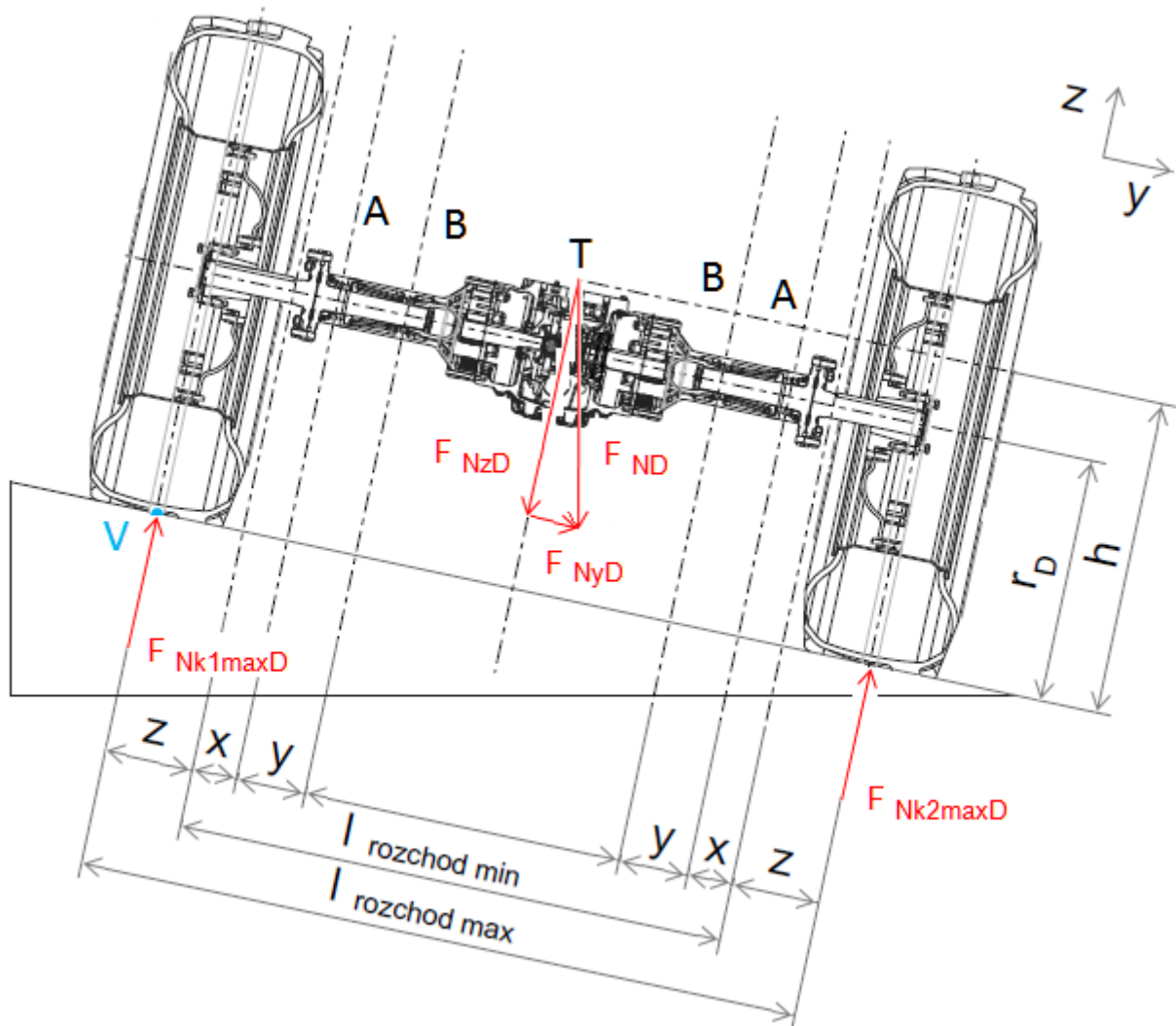
Režim jízda po terénu s příčným sklonem je příznačný především při práci traktoru na poli s nižšími rychlostmi.

Maximální svahová dostupnost (největší dovolený úhel svahu ve stupních) je dle výrobce 12° [28]. Je to v podstatě mez odolnosti proti skluzu, odolnosti proti převržení, která postihuje rozhodující manévry na svahu při různých rychlostech za sucha i za mokra, a také mez funkční způsobilosti součástí vozidla na svahu, při respektování míry bezpečnosti. Dodržení předepsané svahové dostupnosti v provozu přispěje k omezení výskytu kritických situací.

Příčný náklon traktoru je více rizikový než podélný. Ve výpočtu je proto zahrnutý **příčný náklon traktoru** $\alpha = 12^\circ$.



Silové zatížení modelu



Obr. 65 Silové zatížení modelu při jízdě po nakloněné rovině (dyn.)

kde:

V – poloha bodu, ke kterému se vztahuje momentová podmínka rovnováhy,

$F_{Nk1maxD}$ [N] – reakční síla od podložky působící na levé zadní kolo (dyn.),

$F_{Nk2maxD}$ [N] – reakční síla od podložky působící na pravé zadní kolo (dyn.),

F_{NyD} [N] – maximální silové zatížení zadní nápravy ve směru osy y (dyn.),

F_{NzD} [N] – maximální silové zatížení zadní nápravy ve směru osy z (dyn.).

Maximální silové zatížení zadní nápravy

Ve směru osy y (axiální):

$$F_{NyD} = F_{ND} \cdot \sin \alpha \quad (26)$$

$$F_{NyD} = 37929 \cdot \sin 12^\circ$$

$$F_{NyD} = 7886 \text{ N} = 7,886 \text{ kN}$$



Ve směru osy z (radiální):

$$F_{NzD} = F_{ND} \cdot \cos \alpha \quad (27)$$

$$F_{NzD} = 37929 \cdot \cos 12^\circ$$

$$F_{NzD} = 37100 N = 37,1 kN$$

Reakční normálová síla od podložky

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 65. Opět jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk1maxD} + F_{Nk2maxD} - F_{NzD} = 0 \quad (28)$$

$$\sum M_V = 0: \quad F_{NyD} \cdot h + F_{NzD} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z}{2} - F_{Nk2maxD} \cdot (l_{rozchodmin} + 2 \cdot z) = 0 \quad (29)$$

kde:

$\sum M_V = 0$ – algebraický součet momentů všech sil soustavy k bodu V je roven nule.

Normálová síla působící na osu kola 2

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Nk2maxD}$

$$F_{Nk2maxD} = \frac{F_{NyD} \cdot h + F_{NzD} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z}{2}}{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z} \quad (30)$$

$$F_{Nk2maxD} = \frac{7886 \cdot 1100 + 37100 \cdot \frac{1920 + 2 \cdot 310}{2}}{1920 + 2 \cdot 310}$$

$$F_{Nk2maxD} = 21912 N = 21,912 kN$$

Normálová síla působící na osu kola 1

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Nk1maxD}$

$$F_{Nk1maxD} = F_{NzD} - F_{Nk2maxD} \quad (31)$$

$$F_{Nk1maxD} = 37100 - 21912$$

$$F_{Nk1maxD} = 15188 N = 15,188 kN$$



6.3.6.1 Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem, levá polonáprava

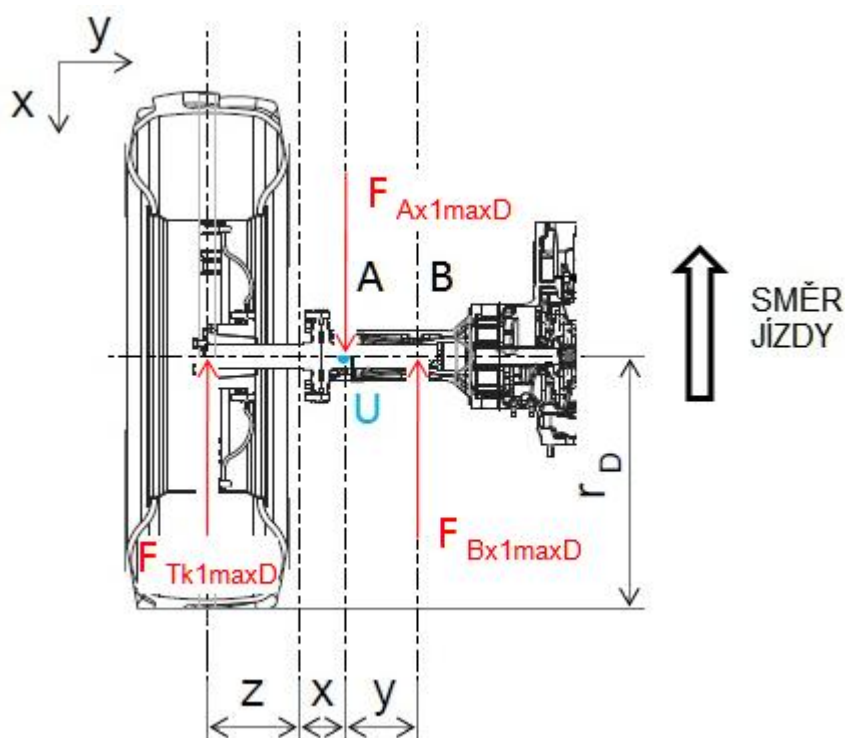
Reakční tahová síla působící na levé zadní kolo

$$F_{Tk1maxD} = F_{Nk1maxD} \cdot \mu \quad (32)$$

$$F_{Tk1maxD} = 15188 \cdot 0,7$$

$$F_{Tk1maxD} = 10631N = 10,631kN$$

Ekvivalentní silové zatížení modelu I



Obr. 66 Ekv. silové zatížení model pro Provozní režim 2, levá polonáprava (dyn.) I

kde:

$F_{Ax1maxD}$ [N] – síla ve směru osy x u levého kola při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

$F_{Bx1maxD}$ [N] – síla ve směru osy x u levého kola při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 66. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Tk1maxD} + F_{Bx1maxD} - F_{Ax1maxD} = 0 \quad (33)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Tk1maxD} \cdot (x + z) - F_{Bx1maxD} \cdot y = 0 \quad (34)$$



Síla působící na ložisko B ve směru osy x

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bx1maxD}$

$$F_{Bx1maxD} = \frac{F_{Tk1maxD} \cdot (x + z)}{y} \quad (35)$$

$$F_{Bx1maxD} = \frac{10631 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bx1maxD} = 20348N = 20,348kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy x

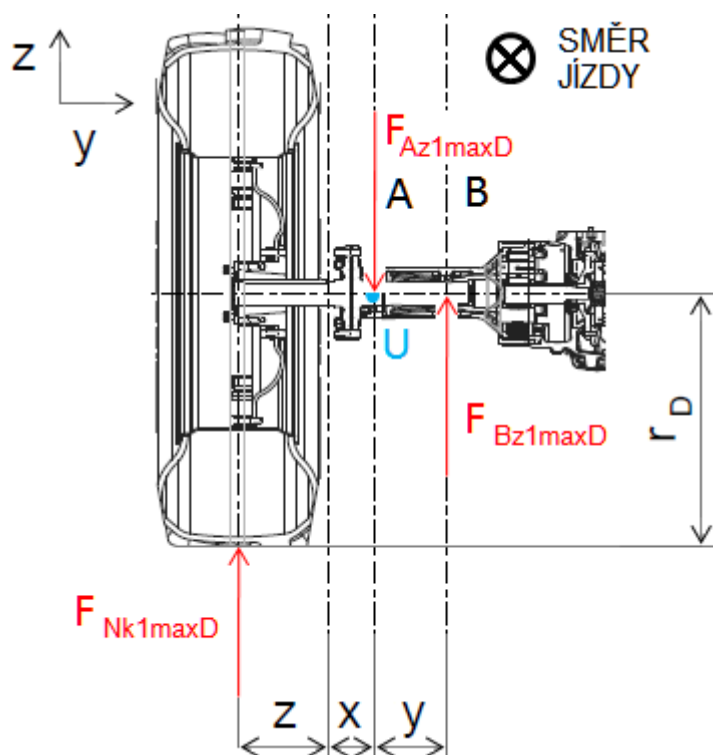
Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Ax1maxD}$

$$F_{Ax1maxD} = F_{Bx1maxD} + F_{Tk1maxD} \quad (36)$$

$$F_{Ax1maxD} = 20348 + 10631$$

$$F_{Ax1maxD} = 30979N = 30,979kN$$

Ekvivalentní silové zatížení modelu II



Obr. 67 Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, levá polonáprava (dyn.) II

kde:

$F_{Az1maxD}$ [N] – síla ve směru osy z u levého kola při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

$F_{Bz1maxD}$ [N] – síla ve směru osy z u levého kola při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).



Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 67. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk1\max D} + F_{Bz1\max D} - F_{Az1\max D} = 0 \quad (37)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Nk1\max D} \cdot (x + z) - F_{Bz1\max D} \cdot y = 0 \quad (38)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bz1\max D}$

$$F_{Bz1\max D} = \frac{F_{Nk1\max D} \cdot (x + z)}{y} \quad (39)$$

$$F_{Bz1\max D} = \frac{15188 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bz1\max D} = 29068N = 29,068kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Az1\max D}$

$$F_{Az1\max D} = F_{Nk1\max D} + F_{Bz1\max D} \quad (40)$$

$$F_{Az1\max D} = 15188 + 29068$$

$$F_{Az1\max D} = 44256N = 44,256kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{A1\max D} = \sqrt{F_{Ax1\max D}^2 + F_{Az1\max D}^2} \quad (41)$$

$$F_{A1\max D} = \sqrt{30979^2 + 44256^2}$$

$$F_{A1\max D} = 54021N = 54,021kN$$

Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{B1\max D} = \sqrt{F_{Bx1\max D}^2 + F_{Bz1\max D}^2} \quad (42)$$

$$F_{B1\max D} = \sqrt{20348^2 + 29068^2}$$

$$F_{B1\max D} = 35482N = 35,482kN$$



Kroutící moment od tahové síly působící na levé zadní kolo

$$M_{kk1 \max D} = F_{Tk1} \cdot r_D \quad (43)$$

$$M_{kk1 \max D} = 10631 \cdot 855$$

$$M_{kk1 \max D} = 9,09 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 9,09 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

Tab. 26 Síly působící na ložiska [kN] pro Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem, levá polonáprava

Zatížení	Rozchod kol	Ložisko A (32017)			Ložisko B (32016)		
		F _{Ax}	F _{Az}	F _A	F _{Bx}	F _{Bz}	F _B
Statické	Minimální – 1920 mm	10,832	15,475	18,889	4,241	6,059	7,396
	Maximální – 2540 mm	20,653	29,504	36,014	13,565	19,379	23,655
Dynamické	Minimální – 1920 mm	16,249	23,212	28,334	6,362	9,088	11,093
	Maximální – 2540 mm	30,979	44,256	54,021	20,348	29,068	35,482

6.3.6.2 Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem, pravá polonáprava

Reakční tahová síla působící na pravé zadní kolo

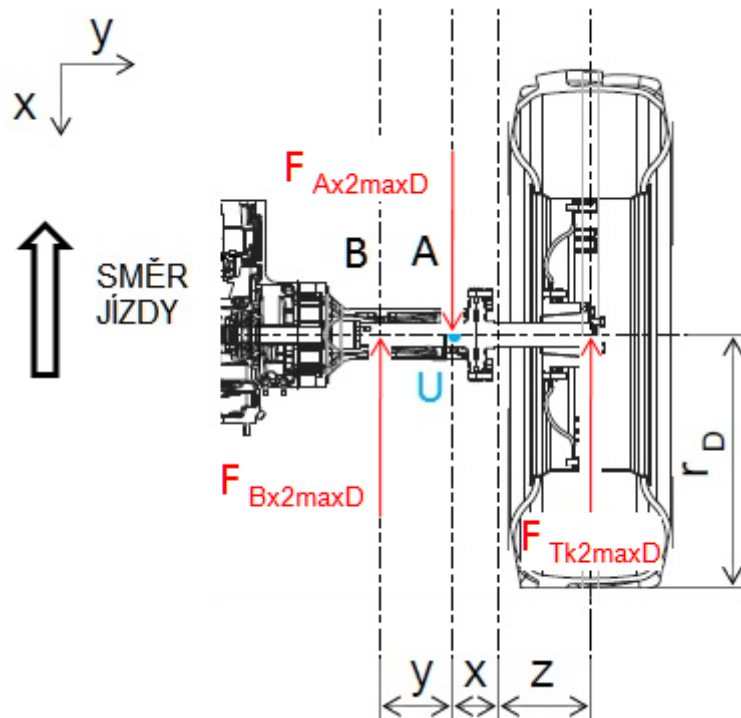
$$F_{Tk2 \max D} = F_{Nk2 \max D} \cdot \mu \quad (44)$$

$$F_{Tk2 \max D} = 21912 \cdot 0,7$$

$$F_{Tk2 \max D} = 15338 \text{ N} = 15,338 \text{ kN}$$



Ekvivalentní silové zatížení modelu I



Obr. 68 Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, pravá polonáprava (dyn.) I

kde:

 $F_{Ax2maxD}$ [N] – síla ve směru osy x u prav. kola při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

 $F_{Bx2maxD}$ [N] – síla ve směru osy x u prav. kola při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 68. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Tk2maxD} + F_{Bx2maxD} - F_{Ax2maxD} = 0 \quad (45)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Tk2maxD} \cdot (x + z) - F_{Bx2maxD} \cdot y = 0 \quad (46)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy x

 Z druhé podmínky rovnováhy vyjádří se $F_{Bx2maxD}$

$$F_{Bx2maxD} = \frac{F_{Tk2maxD} \cdot (x + z)}{y} \quad (47)$$

$$F_{Bx2maxD} = \frac{15338 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bx2maxD} = 29357 \text{ N} = 29,357 \text{ kN}$$



Síla působící na ložisko A ve směru osy x

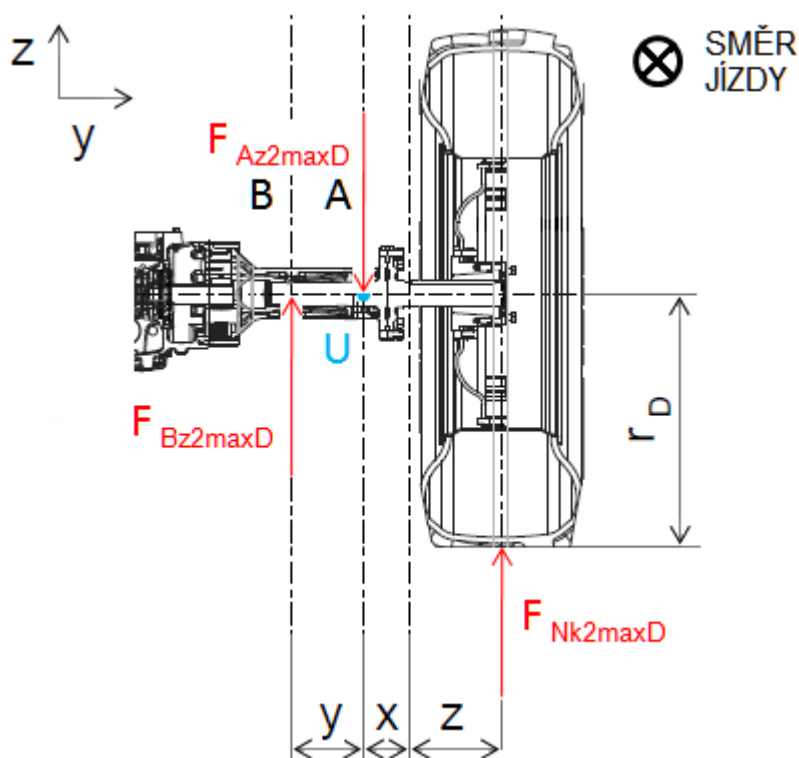
Z první podmínky rovnováhy vyjádří se $F_{Ax2maxD}$

$$F_{Ax2maxD} = F_{Bz2maxD} + F_{Tk2maxD} \quad (48)$$

$$F_{Ax2maxD} = 29357 + 15338$$

$$F_{Ax2maxD} = 44695 \text{ N} = 44,695 \text{ kN}$$

Ekvivalentní silové zatížení modelu II



Obr. 69 Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, pravá polonáprava (dyn.) II

kde:

$F_{Az2maxD}$ [N] – síla ve směru osy z u prav. kola při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.),

$F_{Bz2maxD}$ [N] – síla ve směru osy z u prav. kola při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 69. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk2maxD} + F_{Bz2maxD} - F_{Az2maxD} = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Nk2maxD} \cdot (x + z) - F_{Bz2maxD} \cdot y = 0 \quad (50)$$



Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bz2\max D}$

$$F_{Bz2\max D} = \frac{F_{Nk2\max D} \cdot (x + z)}{y} \quad (51)$$

$$F_{Bz2\max D} = \frac{21912 \cdot (157 + 310)}{244}$$

$$F_{Bz2\max D} = 41938N = 41,938kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Az2\max D}$

$$F_{Az2\max D} = F_{Nk2\max D} + F_{Bz2\max D} \quad (52)$$

$$F_{Az2\max D} = 21912 + 41938$$

$$F_{Az2\max D} = 63850N = 63,85kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{A2\max D} = \sqrt{F_{Ax2\max D}^2 + F_{Az2\max D}^2} \quad (53)$$

$$F_{A2\max D} = \sqrt{44695^2 + 63850^2}$$

$$F_{A2\max D} = 77939N = 77,939kN$$

Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{B2\max D} = \sqrt{F_{Bx2\max D}^2 + F_{Bz2\max D}^2} \quad (54)$$

$$F_{B2\max D} = \sqrt{29357^2 + 41938^2}$$

$$F_{B2\max D} = 51192N = 51,192kN$$

Kroutící moment od tahové síly působící na pravé zadní kolo

$$M_{kk2\max D} = F_{Tk2\max D} \cdot r_D \quad (55)$$

$$M_{kk2\max D} = 15338 \cdot 855$$

$$M_{kk2\max D} = 1,311 \cdot 10^7 Nmm = 1,311 \cdot 10^4 Nm$$



Tab. 27 Síly působící na ložiska [kN] pro Provozní režim 2: Jízda po terénu s příčným sklonem, pravá polonáprava

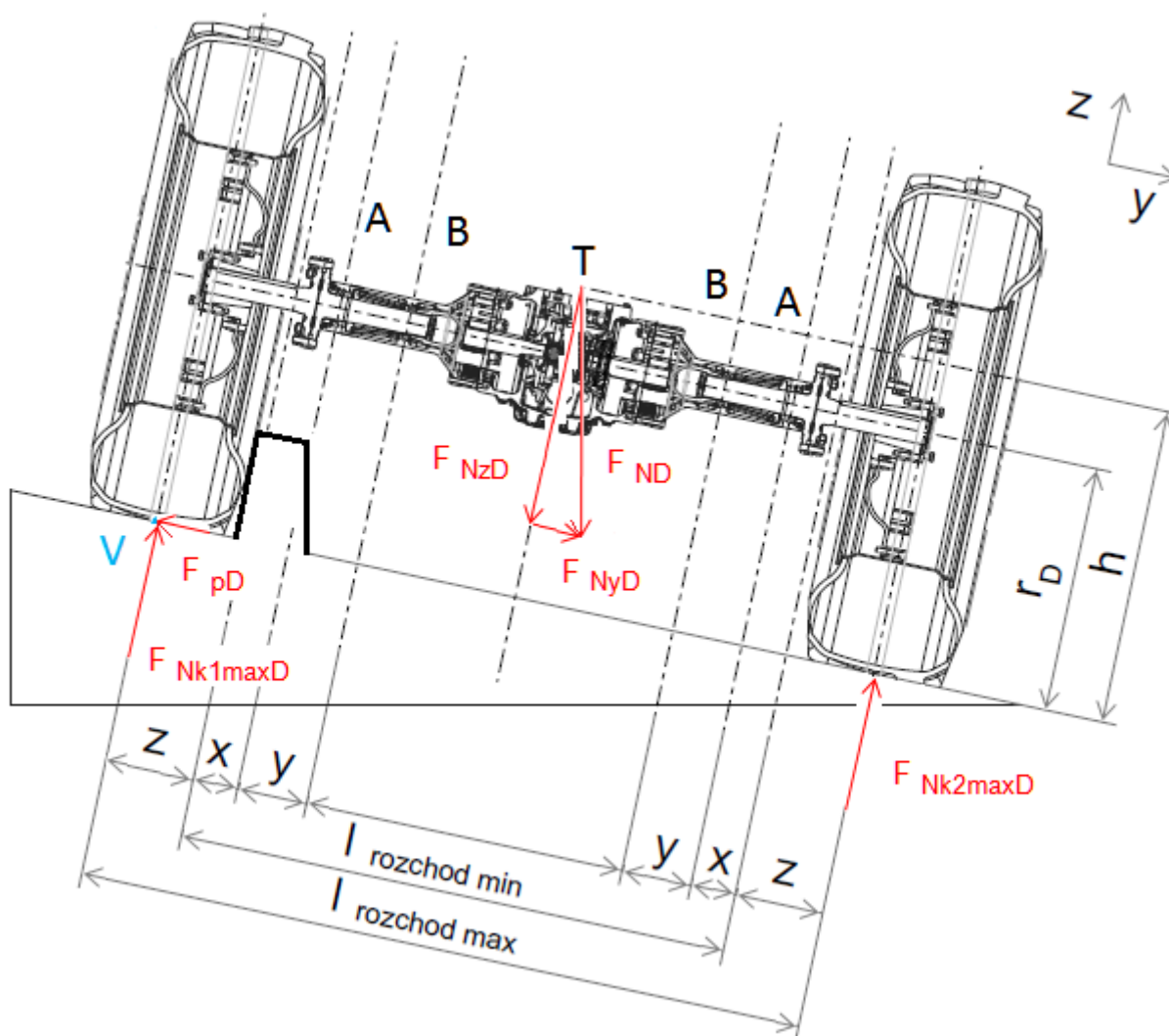
Zatížení	Rozchod kol	Ložisko A (32017)			Ložisko B (32016)		
		F_{Ax}	F_{Az}	F_A	F_{Bx}	F_{Bz}	F_B
Statické	Minimální – 1920 mm	17,621	25,173	30,727	6,899	9,856	12,03
	Maximální – 2540 mm	29,797	42,567	51,959	19,571	27,959	34,128
Dynamické	Minimální – 1920 mm	26,431	37,759	46,091	10,348	14,786	18,046
	Maximální – 2540 mm	44,695	63,85	77,939	29,357	41,938	51,192



6.4.8 Provozní režim 3: Jízda po terénu s příčným sklonem, horní řádek, levá polonáprava

Režim, při němž traktor jede po terénu s příčným sklonem, horní kolo jede v řádku a dolní kolo po nakloněné rovině.

Silové zatížení modelu



Obr. 70 Silové zatížení modelu při jízdě po nakloněné rovině, horní řádek (dyn.)

kde:

F_{pD} [N] – tečná síla od podložky (dyn.).



Reakční normálová síla od podložky

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 70. Jsou sestaveny tři podmínky rovnováhy:

$$\sum F_y = 0: F_{NyD} - F_{pD} = 0 \quad (56)$$

$$\sum F_z = 0: F_{Nk1\max D} + F_{Nk2\max D} - F_{NzD} = 0 \dots \text{viz Provozní režim 2} \quad (57)$$

$$\sum M_V = 0 \quad F_{NyD} \cdot h + F_{NzD} \cdot \frac{l_{rozchod\min} + 2 \cdot z}{2} - F_{Nk2\max D} \cdot (l_{rozchod\min} + 2 \cdot z) = 0 \quad (58)$$

... viz Provozní režim 2

kde:

$\sum F_y = 0$ – algebraický součet y-ových složek všech sil soustavy je roven nule.

Tečná síla od podložky

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří F_p

$$F_{pD} = F_{NyD} \quad (59)$$

$$F_{pD} = F_{NyD}$$

$$F_{pD} = 7886N$$

Normálová síla působící na osu kola 2 ... viz Provozní režim 2:

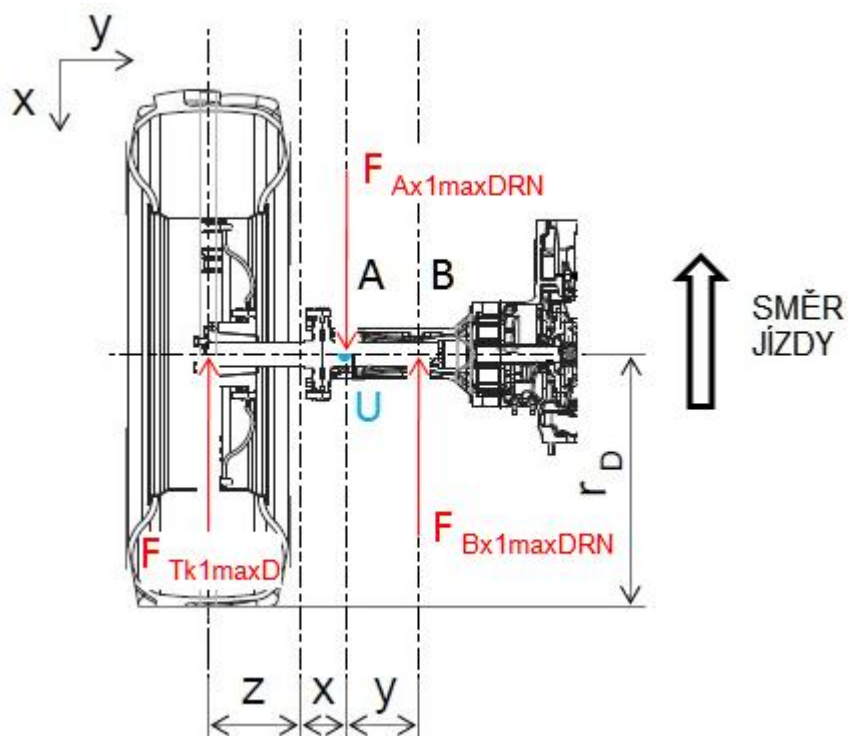
$$F_{Nk2\max D} = 21912N = 21,912kN$$

Normálová síla působící na osu kola 1 ... viz Provozní režim 2:

$$F_{Nk1\max D} = 15188N = 15,188kN$$



Ekvivalentní silové zatížení modelu I ... viz Provozní režim 2



Obr. 71 Ekvivalentní silové zatížení modelu pro režim 3, horní řádek (dyn.) I

kde:

$F_{Ax1maxDRN}$ [N] – síla ve směru osy x u levého kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.),

$F_{Bx1maxDRN}$ [N] – síla ve směru osy x u levého kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.).

Síla působící na ložisko B ve směru osy x ... viz Provozní režim 2:

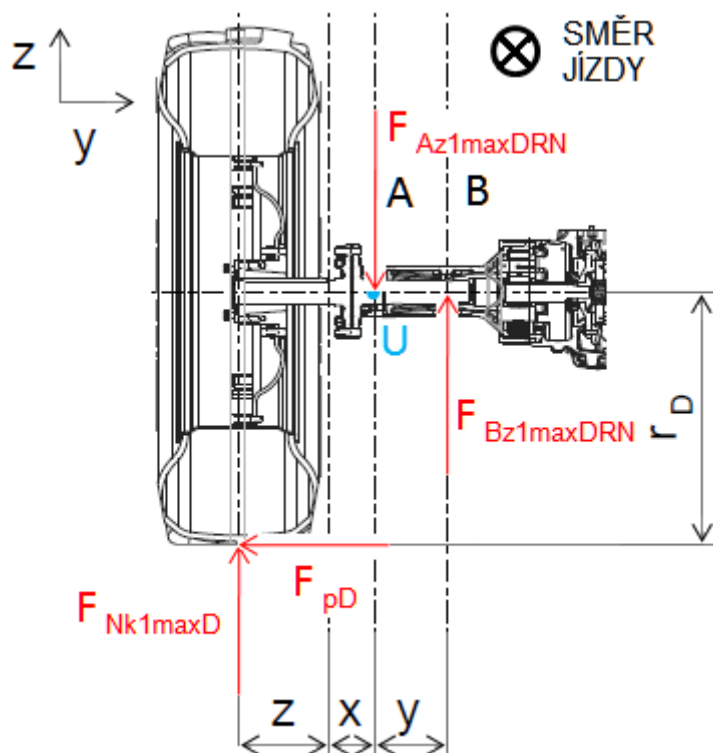
$$F_{Bx1maxD} = 20348N = 20,348kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy x ... viz Provozní režim 2:

$$F_{Ax1maxD} = 30979N = 30,979kN$$



Ekvivalentní silové zatížení modelu II



Obr. 72 Ekvivalentní silové zatížení modelu pro Provozní režim 3, horní řádek (dyn.) II

kde:

$F_{Az1maxDRN}$ [N] – síla ve směru osy z u levého kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.),
 $F_{Bz1maxDRN}$ [N] – síla ve směru osy z u levého kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 72. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk1maxD} + F_{Bz1maxDRN} - F_{Az1maxDRN} = 0 \quad (60)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Nk1maxD} \cdot (x + z) + F_{pD} \cdot r_D - F_{Bz1maxDRN} \cdot y = 0 \quad (61)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bz2maxDRN}$

$$F_{Bz1maxDRN} = \frac{F_{Nk1maxD} \cdot (x + z) + F_{pD} \cdot r_D}{y}$$

$$F_{Bz1maxDRN} = \frac{15188 \cdot (157 + 310) + 7886 \cdot 855}{244}$$

$$F_{Bz1maxDRN} = 56701N = 56,701kN$$



Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Az2\max DRN}$

$$F_{Az1\max DRN} = F_{Nk1\max D} + F_{Bz1\max DRN} \quad (62)$$

$$F_{Az1\max DRN} = 15188 + 56701$$

$$F_{Az1\max DRN} = 71889N = 71,889kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{A1\max DRN} = \sqrt{F_{Ax1\max D}^2 + F_{Az1\max DRN}^2} \quad (63)$$

$$F_{A1\max DRN} = \sqrt{30979^2 + 71889^2}$$

$$F_{A1\max DRN} = 78279N = 78,279kN$$

Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{B1\max DRN} = \sqrt{F_{Bx1\max D}^2 + F_{Bz1\max DRN}^2} \quad (64)$$

$$F_{B1\max DRN} = \sqrt{20348^2 + 56701^2}$$

$$F_{B1\max DRN} = 60241N = 60,241kN$$

Kroutící moment od tahové síly působící na levé zadní kolo ... viz Provozní režim 2:

$$M_{kk1\max D} = 9,09 \cdot 10^6 Nmm = 9,09 \cdot 10^3 Nm$$

Tab. 28 Síly působící na ložiska [kN] pro Provozní režim 3: Jízda po terénu s příčným sklonem, horní řádek, levá polonáprava

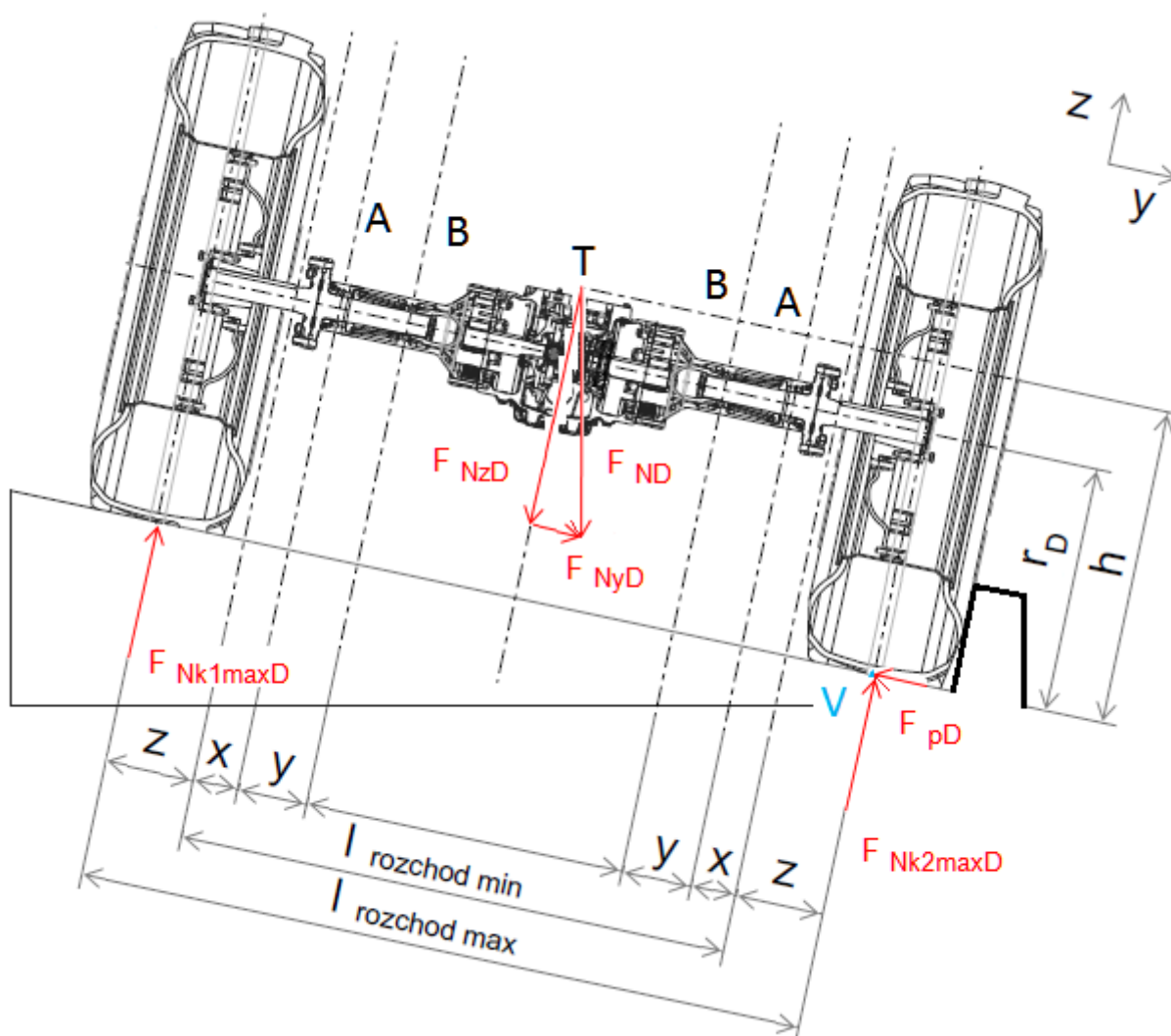
Zatížení	Rozchod kol	Ložisko A (32017)			Ložisko B (32016)		
		F_{Ax}	F_{Az}	F_A	F_{Bx}	F_{Bz}	F_B
Statické	Minimální – 1920 mm	10,832	33,897	35,585	4,241	24,48	24,845
	Maximální – 2540 mm	20,653	47,926	52,186	13,565	37,801	40,161
Dynamické	Minimální – 1920 mm	16,249	50,845	53,378	6,362	36,721	37,268
	Maximální – 2540 mm	30,979	71,889	78,279	20,348	56,701	60,241



6.4.9 Provozní režim 4: Jízda po terénu s příčným sklonem, dolní řádek, pravá polonáprava

Režim, při němž traktor jede po terénu s příčným sklonem, horní kolo jede po nakloněné rovině a dolní kolo v řádku.

Silové zatížení modelu



Obr. 73 Silové zatížení modelu pro Provozní režim 4, dolní řádek (dyn.)

Reakční normálová síla od podložky

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 73. Jsou sestaveny tři podmínky rovnováhy:

$$\sum F_y = 0: \quad F_{NyD} - F_{pD} = 0 \dots \text{viz Provozní režim 3} \quad (65)$$

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk1maxD} + F_{Nk2maxD} - F_{NzD} = 0 \quad (66)$$



$$\sum M_V = 0: \quad F_{NyD} \cdot h - F_{NzD} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z}{2} + F_{Nk2maxD} \cdot (l_{rozchodmin} + 2 \cdot z) = 0 \quad (67)$$

Tečná síla od podložky

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří F_p ... viz Provozní režim 3: $F_{pD} = 7886N$

Normálová síla působící na osu kola 2

Z třetí podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Nk1maxD}$

$$F_{Nk1maxD} = \frac{-F_{NyD} \cdot h + F_{NzD} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z}{2}}{l_{rozchodmin} + 2 \cdot z} \quad (68)$$

$$F_{Nk1maxD} = \frac{-7886 \cdot 1100 + 37100 \cdot \frac{1920 + 2 \cdot 310}{2}}{1920 + 2 \cdot 310}$$

$$F_{Nk1maxD} = 15188N = 15,188kN$$

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Nk2maxD}$

$$F_{Nk2maxD} = F_{NzD} - F_{Nk1maxD} \quad (69)$$

$$F_{Nk2maxD} = 37100 - 15188$$

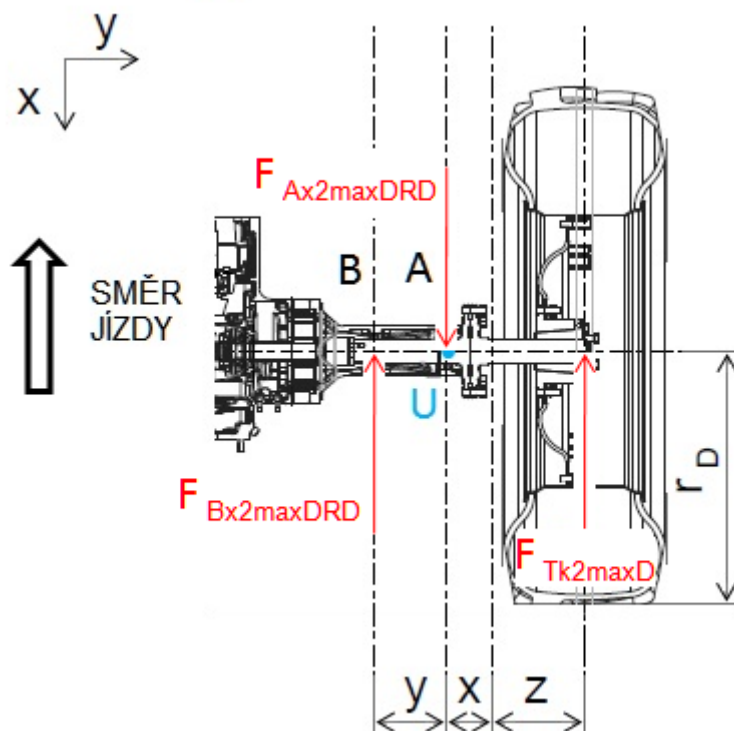
$$F_{Nk2maxD} = 21912N = 21,912kN$$

Reakční tahová síla působící na pravé zadní kolo ... viz Provozní režim 2:

$$F_{Tk2maxD} = 15338N = 15,338kN$$



Ekvivalentní silové zatížení modelu I



Obr. 74 Ekvivalentní silové zatížení modelu pro režim 4, dolní řádek (dyn.) I

kde:

$F_{Ax2maxDRD}$ [N] – síla ve směru osy x u prav. kola, max. rozchod, pol. A, řádek dole (dyn.),

$F_{Bx2maxDRD}$ [N] – síla ve směru osy x u prav. kola, max. rozchod, pol. B, řádek dole (dyn.).

Radiální zatížení působící na ložiska

Síla působící na ložisko B ve směru osy x ... viz Provozní režim 2:

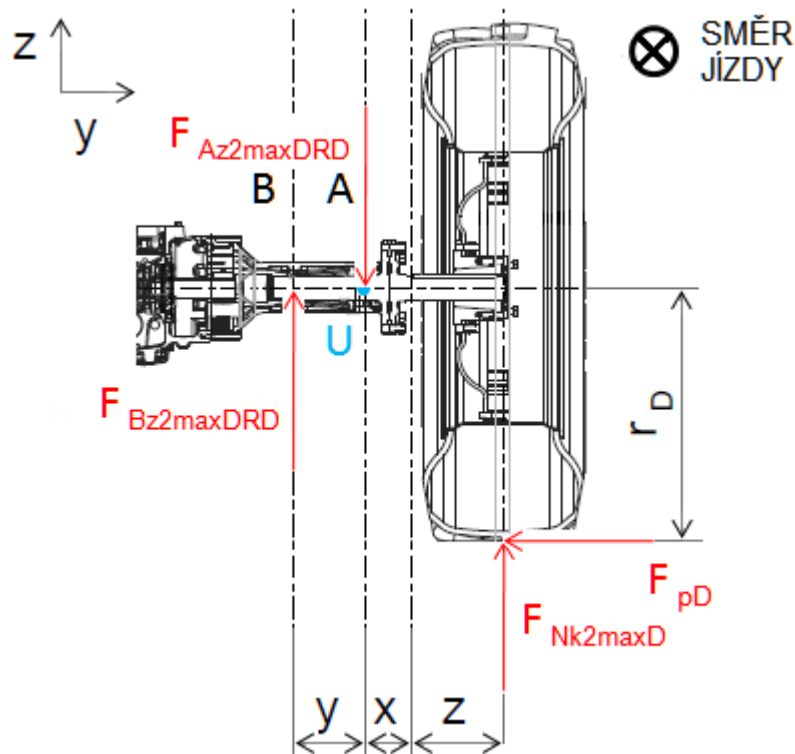
$$F_{Bx2maxD} = 29357\text{ N} = 29,357\text{ kN}$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy x ... viz Provozní režim 2:

$$F_{Ax2maxD} = 44695\text{ N} = 44,695\text{ kN}$$



Ekvivalentní silové zatížení modelu II



Obr. 75 Ekvivalentní silové zatížení modelu pro Provozní režim 4, dolní řádek (dyn.) II

kde:

$F_{Az2maxDRD}$ [N] – síla ve směru osy z u prav. kola, max. rozchod, pol. A, řádek dole (dyn.),

$F_{Bz2maxDRD}$ [N] – síla ve směru osy z u prav. kola, max. rozchod, pol. B, řádek dole (dyn.).

Při řešení rovnováhy se vychází z přehledu sil na Obr. 75. Jsou sestaveny dvě podmínky rovnováhy:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk2maxD} + F_{Bz2maxDRD} - F_{Az2maxDRD} = 0 \quad (70)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Nk2maxD} \cdot (x + z) - F_{pD} \cdot r_D - F_{Bz2maxDRD} \cdot y = 0 \quad (71)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Bz2maxDRD}$

$$F_{Bz2maxDRD} = \frac{F_{Nk2maxD} \cdot (x + z) - F_{pD} \cdot r_D}{y} \quad (72)$$

$$F_{Bz2maxDRD} = \frac{21912 \cdot (157 + 310) - 7886 \cdot 855}{244}$$

$$F_{Bz2maxDRD} = 14306 \text{ N} = 14,306 \text{ kN}$$



Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří $F_{Az2\max DRD}$

$$F_{Az2\max DRD} = F_{Nk2\max D} + F_{Bz2\max DRD} \quad (73)$$

$$F_{Az2\max DRD} = 21912 + 14306$$

$$F_{Az2\max DRD} = 36218N = 36,218kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{A2\max DRD} = \sqrt{F_{Ax2\max D}^2 + F_{Az2\max DRD}^2} \quad (74)$$

$$F_{A2\max DRD} = \sqrt{44695^2 + 36218^2}$$

$$F_{A2\max DRD} = 57527N = 57,527kN$$

Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{B2\max DRD} = \sqrt{F_{Bx2\max D}^2 + F_{Bz2\max DRD}^2} \quad (75)$$

$$F_{B2\max DRD} = \sqrt{29357^2 + 14306^2}$$

$$F_{B2\max DRD} = 32657N = 32,657kN$$

Kroutící moment od tahové síly působící na pravé zadní kolo ... viz Provozní režim 2

Tab. 29 Síly působící na ložiska [kN] pro Provozní režim 4: Jízda po terénu s příčným sklonem, dolní řádek, pravá polonáprava

Zatížení	Rozchod kol	Ložisko A (32017)			Ložisko B (32016)		
		F_{Ax}	F_{Az}	F_A	F_{Bx}	F_{Bz}	F_B
Statické	Minimální – 1920 mm	17,621	6,751	18,87	6,899	-8,566	10,999
	Maximální – 2540 mm	29,797	24,145	38,351	19,571	9,537	21,771
Dynamické	Minimální – 1920 mm	26,431	10,126	28,305	10,348	-12,849	16,498
	Maximální – 2540 mm	44,695	36,218	57,527	29,357	14,306	32,657

Při porovnání působících sil na ložiska je nejrizikovějším *Provozní režim 3*.



6.5 Výpočet průměrné životnosti ložisek

Při výpočtu průměrné životnosti ložisek se vychází ze vstupních středních nebo průměrných hodnot, které jsou příznačné pro běžný provoz traktoru. Při výpočtu zatížení ložisek je zvolen režim vycházející z kapitoly 6.4. Posléze je proveden výpočet trvanlivosti současně používaných ložisek v hodinách.

6.5.1 Výpočet průměrných otáček hřídele kola

Vstupní hodnoty:

Dynamický poloměr kola	$r_D = 855\text{mm}$
Průměrná rychlost traktoru	$v_{orba} = 28\text{km/hod} = 7777,78\text{mm/s}$

Výpočet průměru kola

$$D_k = 2 \cdot r_D \quad (76)$$

$$D_k = 2 \cdot 855$$

Průměr kola	$D_k = 1710\text{mm}$
-------------	-----------------------

$$v_{orba} = \omega \cdot r_D = 2 \cdot \pi \cdot n_{loz} \cdot r_D = D_k \cdot \pi \cdot n_{loz} \quad (77)$$

$$n_{loz} = \frac{v_{orba}}{\pi \cdot D_k} \quad (78)$$

$$n_{loz} = \frac{7777,78}{\pi \cdot 1710}$$

Průměrné otáčky hřídele kola	$n_{loz} = 1,448\text{s}^{-1} = 86,87\text{min}^{-1}$
------------------------------	---

6.5.2 Střední rozchod kol

$$l_{rozchodstr} = l_{rozchodmin} + 2 \cdot q \quad (79)$$

$$l_{rozchodstr} = 1920 + 2 \cdot 75$$

Střední rozchod kol	$l_{rozchodstr} = 2070\text{mm}$
---------------------	----------------------------------

kde:

q [mm] – $\frac{1}{2}$ změny rozchodu kol pro výpočet průměrné životnosti ložisek

6.5.3 Výpočet střední tahové síly

V tabulce Vyhodnocení tenzometrických měření traktoru Zetor (P 201) v soupravě se sběracím vozem Pöttinger EUROPFI 4000L [32] jsou brány v úvahu hodnoty středních tahových sil (viz Tab. 24), ze kterých se vypočítá aritmetický průměr.



$$F_{Ts} = \frac{F_{Ts1} + F_{Ts2} + F_{Ts3} + F_{Ts4} + F_{Ts5} + F_{Ts6} + F_{Ts7} + F_{Ts8} + F_{Ts9} + F_{Ts10} + F_{Ts11} + F_{Ts12}}{12} \quad (80)$$

$$F_{Ts} = \frac{5600 + 5900 + 3000 + 12700 + 11400 + 9400 + 6100 + 5900 + 3200 + 12800 + 11100 + 10700}{12}$$

Střední tahová síla

$$F_{Ts} = 8150N$$

6.5.4 Výpočet zatížení ložisek

Postup je analogický dle *Provozního režimu 2*. Do výpočtu je zahrnutý součinitel $k_D = 1,5$, protože se zde projevují četné dynamické vlivy. Dále je uvažován mírný příčný náklon traktoru, daný hodnotou $\kappa = 2^\circ$, jako střední hodnotu v běžném provozu. Uvažovaná hodnota středního rozchodu kol je 2070 mm ($\frac{1}{2}$ změna rozchodu kol vůči minimálnímu je $q = 75mm$).

Ze **silového zatížení modelu** se získává:

Normálová síla vycházející z tahové síly

$$F_{NzL} = \frac{F_{Ts} \cdot k_D}{\mu} \quad (81)$$

$$F_{NzL} = \frac{8150 \cdot 1,5}{0,7}$$

$$F_{NzL} = 17464N = 17,464kN$$

Silové zatížení zadní nápravy

Ve směru osy y (axiální):

$$F_{NyZL} = F_{NzL} \cdot \sin \kappa \quad (82)$$

$$F_{NyZL} = 17464 \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_{NyZL} = 609,495N = 0,609kN$$

Ve směru osy z (radiální):

$$F_{NzZL} = F_{NzL} \cdot \cos \alpha \quad (83)$$

$$F_{NzZL} = 17464 \cdot \cos 2^\circ$$

$$F_{NzZL} = 17454N = 17,454kN$$

Reakční normálová síla od podložky

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk1ZL} + F_{Nk2ZL} - F_{NzZL} = 0 \quad (84)$$



$$\sum M_V = 0: \quad F_{NyZL} \cdot h + F_{NzZL} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot q}{2} - F_{Nk2ZL} \cdot (l_{rozchodmin} + 2 \cdot q) = 0 \quad (85)$$

Normálová síla působící na osu kola 2

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Nk2ZL}

$$F_{Nk2ZL} = \frac{F_{NyZL} \cdot h + F_{NzZL} \cdot \frac{l_{rozchodmin} + 2 \cdot q}{2}}{l_{rozchodmin} + 2 \cdot q} \quad (86)$$

$$F_{Nk2ZL} = \frac{609,495 \cdot 1100 + 17454 \cdot \frac{1920 + 2 \cdot 75}{2}}{1920 + 2 \cdot 155}$$

$$F_{Nk2ZL} = 9051N = 9,051kN$$

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Nk1ZL}

$$F_{Nk1ZL} = F_{NzZL} - F_{Nk2ZL} \quad (87)$$

$$F_{Nk1ZL} = 17454 - 9051$$

$$F_{Nk1ZL} = 8403N = 8,403kN$$

Další výpočty budou aplikovány na více zatíženou *pravou zadní polonápravu*:

Reakční tahová síla působící na pravé zadní kolo

$$F_{Tk2ZL} = F_{Nk2ZL} \cdot \mu \quad (88)$$

$$F_{Tk2ZL} = 9051 \cdot 0,7$$

$$F_{Tk2ZL} = 6335N = 6,335kN$$

Z ekvivalentního silového zatížení modelu I se získává:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{Nk2ZL} + F_{Bz2ZL} - F_{Az2ZL} = 0 \quad (89)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Nk2ZL} \cdot (x + q) - F_{Bz2ZL} \cdot y = 0 \quad (90)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy z

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Bz2ZL}

$$F_{Bz2ZL} = \frac{F_{Nk2ZL} \cdot (x + q)}{y} \quad (91)$$



$$F_{Bz2ZL} = \frac{9051 \cdot (157 + 75)}{244}$$

$$F_{Bz2ZL} = 8606N = 8,606kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy z

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Az2ZL}

$$F_{Az2ZL} = F_{Nk2ZL} + F_{Bz2ZL} \quad (92)$$

$$F_{Az2ZL} = 9051 + 8606$$

$$F_{Az2ZL} = 17656N = 17,656kN$$

Z ekvivalentního silového zatížení modelu II se získává:

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Tk2ZL} + F_{Bx2ZL} - F_{Ax2ZL} = 0 \quad (93)$$

$$\sum M_U = 0: \quad F_{Tk2ZL} \cdot (x + q) - F_{Bx2ZL} \cdot y = 0 \quad (94)$$

Síla působící na ložisko B ve směru osy x

Z druhé podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Bx2ZL}

$$F_{Bx2ZL} = \frac{F_{Tk2ZL} \cdot (x + q)}{y} \quad (95)$$

$$F_{Bx2ZL} = \frac{6335 \cdot (157 + 75)}{244}$$

$$F_{Bx2ZL} = 6024N = 6,024kN$$

Síla působící na ložisko A ve směru osy x

Z první podmínky rovnováhy se vyjádří F_{Ax2ZL}

$$F_{Ax2ZL} = F_{Bx2ZL} + F_{Tk2ZL} \quad (96)$$

$$F_{Ax2ZL} = 6024 + 6335$$

$$F_{Ax2ZL} = 12359N = 12,359kN$$

Radiální zatížení působící na ložiska

Radiální síla působící na ložisko A

$$F_{ArZL} = \sqrt{F_{Ax2ZL}^2 + F_{Az2ZL}^2} \quad (97)$$



$$F_{ArZL} = \sqrt{12359^2 + 17656^2}$$

$$F_{ArZL} = 21552N = 21,552kN$$

Radiální síla působící na ložisko B

$$F_{BrZL} = \sqrt{F_{Bx2ZL}^2 + F_{Bz2ZL}^2} \quad (98)$$

$$F_{BrZL} = \sqrt{6024^2 + 8606^2}$$

$$F_{BrZL} = 10504N = 10,504kN$$

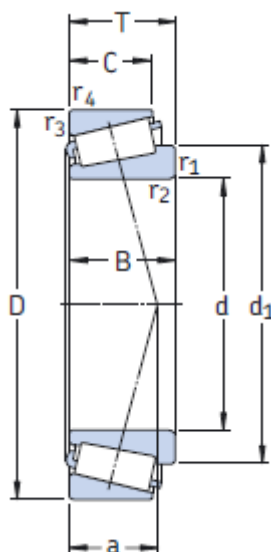
Kroutící moment od tahové síly působící na pravé zadní kolo

$$M_{kk2ZL} = F_{Tk2ZL} \cdot r_D \quad (99)$$

$$M_{kk2ZL} = 6335 \cdot 855$$

$$M_{kk2ZL} = 5,417 \cdot 10^6 Nmm = 5,417 \cdot 10^3 Nm$$

6.5.5 Popis použitých ložisek



Obr. 76 Jednořadé kuželíkové ložisko [33]

Tab. 30 Jednořadé kuželíkové ložisko 32016 (v poloze B) [33] - I

Hlavní rozměry [mm]			Únosnost [kN]		Mezní únavové zatížení [kN]	Přípustné otáčky [min ⁻¹]	
			dynamická	statická		Referenční otáčky	Mezní otáčky
d	D	T	C	C ₀	P _u	n _{ref}	n _{mez}
80	125	29	138	216	24,5	3600	5000



Tab. 31 Jednořadé kuželíkové ložisko 32016 (v poloze B) [33] - II

Hmotnost [kg]	Výpočtové součinitele [-]		
m	e	Y	Y _o
1,3	0,43	1,4	0,8

Tab. 32 Jednořadé kuželíkové ložisko 32017 (v poloze A) [33]- I

Hlavní rozměry [mm]			Únosnost [kN]		Mezní únavové zatížení [kN]	Přípustné otáčky [min ⁻¹]	
			dynamická	statická		Referenční otáčky	Mezní otáčky
d	D	T	C	C ₀	P _u	n _{ref}	n _{mez}
80	130	29	140	224	25,5	3400	4800

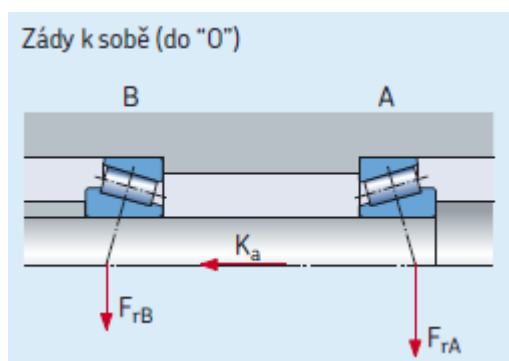
Tab. 33 Jednořadé kuželíkové ložisko 32017 (v poloze A) [33]- II

Hmotnost [kg]	Výpočtové součinitele [-]		
m	e	Y	Y _o
1,35	0,44	1,35	0,8

Symbole veličin z tabulek použité v následujících výpočtech jsou dále včetně dolního indexu, odpovídajícímu označení ložiska (32016 nebo 32017).

6.5.6 Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořadými kuželík. lož. [33]

Jedná se o uložení zády k sobě (do „O“)



Obr. 77 Uložení se dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky [33]

Určení zatěžovacího případu

1. Podmínka:

$$\frac{F_{ArZL}}{Y_{32017}} = \frac{21552}{1,35} = 15965 \text{ N} = 15,965 \text{ kN} \quad (100)$$



$$\frac{F_{BrZL}}{Y_{32016}} = \frac{10504}{1,4} = 7503N = 7,503kN \quad (101)$$

$$\frac{F_{ArZL}}{Y_{32017}} > \frac{F_{BrZL}}{Y_{32016}} \quad (102)$$

$$15965 > 7503$$

2. Podmínka:

Axiální síla působící na nápravu: $F_{NyZL} = 609,495N = 0,609kN$

$$0,5 \cdot \left(\frac{F_{ArZL}}{Y_{32017}} - \frac{F_{BrZL}}{Y_{32016}} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{21552}{1,35} - \frac{10504}{1,4} \right) = 4231N = 4,231kN \quad (103)$$

$$F_{NyZL} \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{ArZL}}{Y_{32017}} - \frac{F_{BrZL}}{Y_{32016}} \right) \quad (104)$$

$$609,495N \leq 4231N$$

Na základě vyhodnocení předchozích podmínek jsou vypočítány axiální síly působící na obě ložiska.

Axiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32017 (v poloze A)

$$F_{AaZL} = \frac{0,5 \cdot F_{ArZL}}{Y_{32017}} \quad (105)$$

$$F_{AaZL} = \frac{0,5 \cdot 21552}{1,35}$$

$$F_{AaZL} = 7982N = 7,982kN$$

Axiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32016 (v poloze B)

$$F_{BaZL} = F_{AaZL} - F_{NyZL} \quad (106)$$

$$F_{BaZL} = 7982 - 609,495$$

$$F_{BaZL} = 7373N = 7,373kN$$

6.5.7 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32016 [33]

Axiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32016 (v poloze B):

$$F_{BaZL} = 7373N = 7,373kN$$

Radiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32016 (v poloze B):

$$F_{BrZL} = 10504N = 10,504kN$$



Jestliže je

$$\frac{F_{BaZL}}{F_{BrZL}} > e_{32016} \quad (107)$$

$$\frac{7373}{10504} = 0,702 > 0,43$$

Pak

$$P_{r.32016} = 0,4 \cdot F_{BrZL} + Y_{32016} \cdot F_{BaZL} \quad (108)$$

$$P_{r.32016} = 0,4 \cdot 10504 + 1,4 \cdot 7373$$

$$P_{r.32016} = 14524 N = 14,524 kN$$

6.5.8 Základní trvanlivost ložiska 32016 [34]

$$L_{10.32016} = \left(\frac{C_{32016}}{P_{r.32016}} \right)^{p_m} \quad (109)$$

$$L_{10.32016} = \left(\frac{138000}{14524} \right)^{3,333}$$

$$L_{10.32016} = 1817 \cdot 10^9 \text{ ot.}$$

kde:

$$p_m [-] - \text{mocnitel pro kuželíková ložiska: } p_m = \frac{10}{3} = 3,333$$

6.5.9 Trvanlivost ložiska 32016 v provozních hodinách [34]

$$L_{10h.32016} = \left(\frac{C_{32016}}{P_{r.32016}} \right)^{p_m} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{loz}} \quad (110)$$

$$L_{10h.32016} = \left(\frac{138000}{14524} \right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5212,2}$$

$$L_{10h.32016} = 5810 h$$

Minimální požadavek byl 1000 hodin. Trvanlivost ložiska 5810 hodin *vyhovuje*.

6.5.10 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32017 [33]

Axiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32017 (v poloze A):

$$F_{AaZL} = 7982 N = 7,982 kN$$



Radiální síla působící na jednořadé kuželíkové ložisko 32017 (v poloze A):

$$F_{ArZL} = 21552N = 21,552kN$$

Jestliže je

$$\frac{F_{AaZL}}{F_{ArZL}} > e_{32017} \quad (111)$$

$$\frac{7982}{21552} = 0,37 \leq 0,44$$

Pak

$$P_{r.32017} = F_{ArZL} \quad (112)$$

$$P_{r.32017} = 21552N = 21,552kN$$

6.5.11 Základní trvanlivost ložiska 32017 [34]

$$L_{10.32017} = \left(\frac{C_{32017}}{P_{r.32017}} \right)^P \quad (113)$$

$$L_{10.32017} = \left(\frac{140000}{21552} \right)^{3,333}$$

$$L_{10.32017} = 511 \cdot 10^9 \text{ ot.}$$

6.5.12 Trvanlivost ložiska 32017 v provozních hodinách [34]

$$L_{10h.32017} = \left(\frac{C_{32017}}{P_{r.32017}} \right)^{P_{32016}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{loz}} \quad (114)$$

$$L_{10h.32017} = \left(\frac{140000}{21552} \right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5212,2}$$

$$L_{10h.32017} = 1635h$$

Minimální požadavek byl 1000 hodin. Trvanlivost ložiska 1635 hodin *vyhovuje*.

6.6 Návrh a kontrola svěrného spojení

Návrh svěrného spojení sestává z návrhu spojovacích materiálů, tj. spojovacího (stahovacího) šroubu, podložky pod hlavu šroubu a pojistného kroužku. Je zjištěna bezpečnost svěrného spojení vzhledem k maximálnímu krouticímu momentu, který přeneše zadní kolo. Dále se navrhne svěrné spojení. Zkontrolují se navrhované šrouby.



6.6.1 Návrh spojovacích materiálů

Navrhovaný šroub: *Šestihranný šroub metrický – celý závít M20x70-10.9 – A3K*

Šroub se šestihrannou hlavou a závitem k hlavě, materiál: ocel, A3K – DIN 933, ČSN 02 1103, ISO 4017.

Navrhnutý šroub bude mít funkci spojovací a stahovací (viz kapitola 6.3).

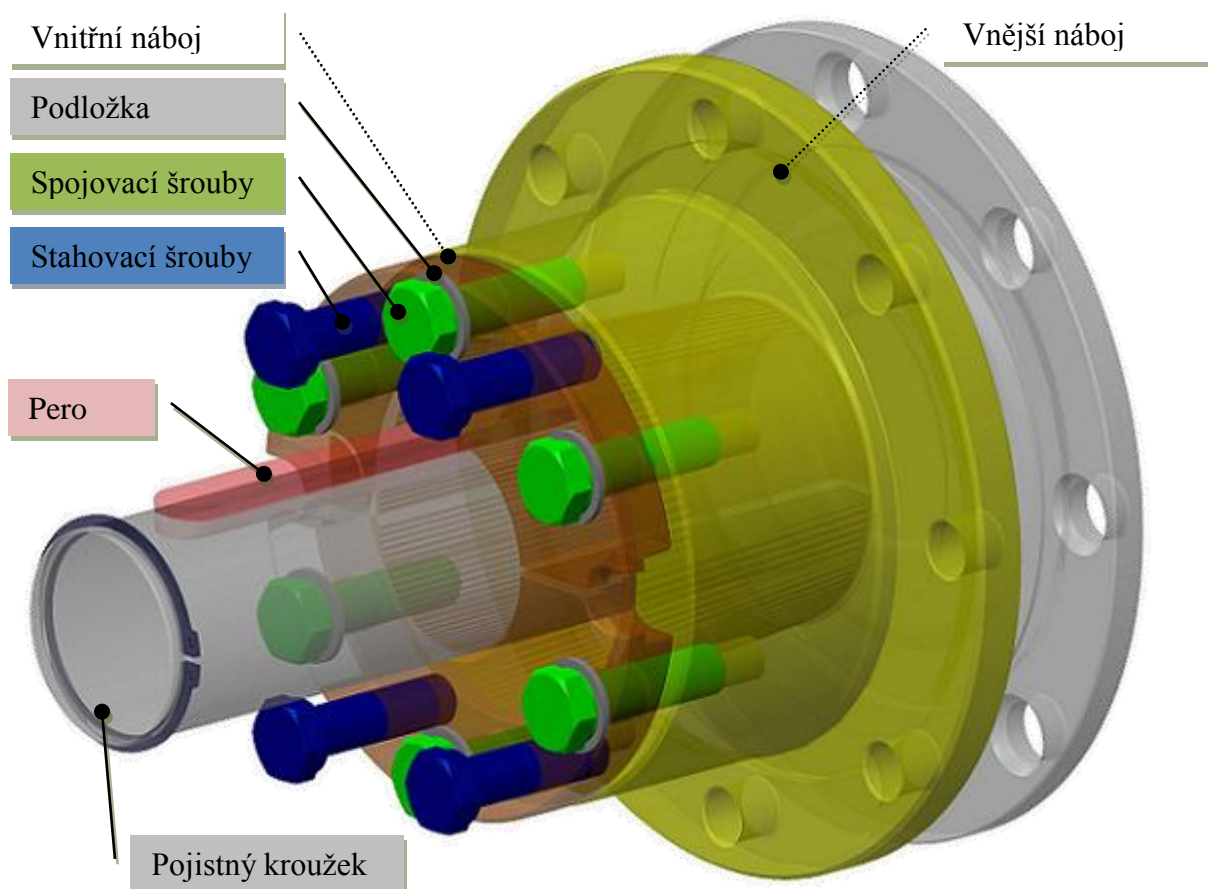
Navrhovaná podložka: *Podložka 21 – A3K*

Podložka plochá, materiál: ocel, A3K – DIN 125, ČSN 02 1702, ISO 7089.

Navrhovaný pojistný kroužek: *Pojistný kroužek 85 – A3K*

Pojistný kroužek pro hřídele, kroužek vnější, materiál: ocel, A3K – DIN 471, ČSN 02 2930.

Hřídelový pojistný kroužek zamezuje sklouznutí sestavy kola z konce hřídele při posuvu.



Obr. 78 Navrhované svěrné spojení



6.6.2 Maximální kroučící moment

Vytvoří se tabulka, vycházející z kroučících momentů provozních režimů při statickém zatížení (viz kapitola 6.4). Zjistí se hodnota maximálního kroučícího momentu, která bude aplikována na výpočet bezpečnosti svěrného spojení.

Tab. 34 Maximální kroučící momenty [Nmm] provoz. režimů - statický výpočet

Zatížení	Rozchod	Provozní režim				
		1	2 – levá polonápr.	2 – pravá polonápr.	3	4
Statické	Minimální – 1920 mm	$7,567 \cdot 10^6$	$5,636 \cdot 10^6$	$9,167 \cdot 10^6$	$5,636 \cdot 10^6$	$9,167 \cdot 10^6$
	Maximální – 2540 mm	$7,567 \cdot 10^6$	$6,06 \cdot 10^6$	$8,743 \cdot 10^6$	$6,06 \cdot 10^6$	$8,743 \cdot 10^6$

Maximální hodnotu kroučícího momentu $M_{k2_{\max N}} = 9,167 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$ dle Tab. 34 přeneseme pravé (dolní) kolo při minimálních rozchodech 1920 mm u *Provozních režimů 2 a 4*.

6.6.3 Bezpečnost vzhledem ke kroučícímu momentu přeneseného kolem

Nejprve je vypočítán kroučící moment, jenž umožňuje přenést svěrné spojení. Bezpečnost spoje s uvažováním dosažitelné přesnosti spoje a charakteru přenášeného zatížení je uvažována $k = 1,5$ (viz kapitola 6.1.6).

$$M_{k2} = 1,967 \cdot 10^7 \text{ Nmm} = 1,967 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

Bezpečnost spoje je získána jako podíl kroučícího momentu, který dané spojení umožňuje přenést a kroučícího momentu získaného z maximální provozní tahové síly.

$$k_N = \frac{M_{k2}}{M_{k2_{\max N}}} \tag{115}$$

$$k_N = \frac{1,967 \cdot 10^7}{9,167 \cdot 10^6}$$

$$k_N = 2,146$$

Bezpečnost svěrného spoje 2,146 je *vyhovující*.



6.6.4 Návrh spoje s kuželovým pouzdem podélně rozříznutým

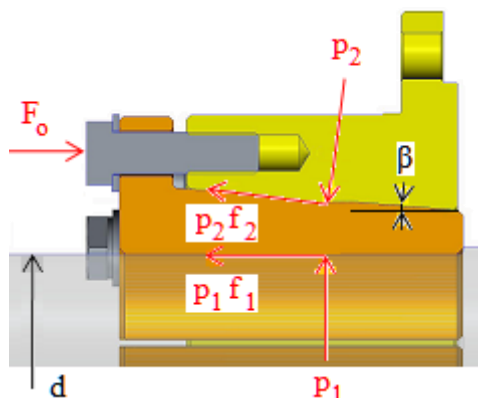
Provedení svěrného spoje (viz Obr. 79) je tvořeno vnitřním a vnějším nábojem. Spojení zajišťuje šest šroubů, z nichž mají čtyři funkci i stahovací. Svěrné spojení je podstatným prvkem pro nastavení rozchodu zadních kol. Některé rozměry byly stanoveny již v kapitole věnované volbě vhodného svěrného spojení (délka náboje a vnější průměr náboje).

Kuželovitost pouzder se u těchto spojení doporučuje v rozsahu 1:10 až 1:15 (tj. zvětšení průměru o 1 mm na 10 až 15 milimetrech délky kužele).

Úhel sevření se tedy pohybuje v rozsahu od $3^{\circ}49'$ do $5^{\circ}42'$. Obecně platí, že při menším úhlu sevření je znesnadněno, aby se mohly pouzdra vlastní pružností uvolnit [31].

Volba úhlu sevření

$$\beta = 4^{\circ}30'$$



Obr. 79 Spoj s podélně rozříznutým kuželovým pouzdem

kde:

F_o [N] – osová síla,

p_1 [MPa] – tlak vyvozený vnitřním nábojem,

f_1 [-] – součinitel tření vyvozený vnitřním nábojem,

p_2 [MPa] – tlak vyvozený vnějším nábojem,

f_2 [-] – součinitel tření vyvozený vnějším nábojem.

Střední hodnota vnějšího průměru kuželového pouzdra

Dle vztahu [31]

$$d_s \cong 1,25d \quad (116)$$

$$d_s = 1,25 \cdot d$$

$$d_s = 1,25 \cdot 85$$

$$d_s = 106,25 \text{ mm}$$

Střední hodnota vnějšího průměru kuželového pouzdra

$$d_s = 137,5 \text{ mm}$$



Vypočte se velikost osových sil [31]:

$$F_0 = \pi \cdot d \cdot l \cdot p_1 \cdot f_1 + \pi \cdot d_s \cdot l_2 \cdot (p_2 \cdot \sin \beta + p_2 \cdot f_2 \cdot \cos \beta) \quad (117)$$

Maximální tlak přenesený na svěrný spoj od kroutícího momentu, vyvozeného z maximální tahové síly více zatíženého kola zadní nápravy příčně nakloněného traktoru [31]

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_{k2\max N}}{d^2 \cdot l_N \cdot f \cdot \pi} \quad (118)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 9,167 \cdot 10^6}{85^2 \cdot 130 \cdot 0,2 \cdot \pi}$$

$$p_2 = 31,067 \text{ MPa}$$

Po zjednodušení [31]:

$$\sin \beta = \operatorname{tg} \beta \quad (119)$$

$$\cos \beta = \cos 4^\circ 30' = 1 \quad (120)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \cos \beta = p_1 = p \quad (121)$$

$$\Rightarrow p = p_1 \cdot \cos \beta = 31,067 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$f_1 = f_2 = f = \operatorname{tg} \varphi \quad (123)$$

$$\Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,2 = 11,31^\circ \quad (124)$$

kde:

φ [°] – třecí úhel

Délka stykové plochy náboje

$$l = 130 \text{ mm}$$

Po úpravě:

$$F_{02} = 1,25 \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot (\operatorname{tg} \beta + 1,8 \cdot \operatorname{tg} \varphi) \quad (125)$$

$$F_{02} = 1,25 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 130 \cdot 31,067 \cdot (\operatorname{tg} 4,5^\circ + 1,8 \cdot \operatorname{tg} 11,31^\circ) \quad (126)$$

$$F_{02} = 591412 \text{ N} = 591,412 \text{ kN}$$

**Velikost předpět'ové síly působící na jeden šroub stavěcího zařízení**

$$F_{02,20} = \frac{F_{O2}}{i} \quad (127)$$

$$F_{02,20} = \frac{591412}{6}$$

$$F_{02,20} = 98569 \text{ N} = 98,569 \text{ kN}$$

kde:

i [-] – počet šroubů stavěcího zařízení

6.6.5 Výpočet utahovacího momentu

Při utahování hlavy šroubu utahovacím momentem M_u , dochází k překonání momentu tření na hlavě šroubu M_{ts} a momentu tření na závitu M_{tz} [29].

Moment tření na hlavě šroubu, resp. podložky

Třecí moment M_{ts} se určí zjednodušeně:

$$M_{ts20} = F_{O2,20} \cdot f_{s20} \cdot \frac{d_{s20}}{2} \quad (128)$$

$$M_{ts20} = F_{O2,20} \cdot f_{s20} \cdot \frac{1,4 \cdot d_{20}}{2}$$

$$M_{ts20} = 98569 \cdot 0,2 \cdot \frac{1,4 \cdot 20}{2}$$

$$M_{ts20} = 2,75992 \cdot 10^5 \text{ Nmm} = 275,992 \text{ Nm}$$

kde:

f_{s20} [N] – součinitel tření na dosedací ploše hlavy šroubu M20, resp. podložky,

d_{s20} [mm] – třecí průměr pod hlavou šroubu M20, resp. podložkou,

d_{20} [mm] – velký průměr vnějšího závitu šroubu M20.

Moment tření na závitu***Třecí úhel φ_{20} [29]***

$$\varphi_{20} = \arctg(f_{s20}) \quad (129)$$

$$\varphi_{20} = \arctg(0,2)$$

$$\varphi_{20} = 11,31^\circ$$



Korigovaný třecí úhel φ'_{20} [29]

$$\varphi'_{20} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_{20}}{\cos \left(\frac{\beta_{20}}{2} \right)} \right) \quad (130)$$

$$\varphi'_{20} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 11,31^\circ}{\cos \left(\frac{60^\circ}{2} \right)} \right)$$

$$\varphi'_{20} = 13,004^\circ$$

kde:

$\beta_{20} [^\circ]$ – vrcholový úhel metrického závitu.

Úhel stoupání závitu γ_{20} [29]

$$\gamma_{20} = \arctg \left(\frac{P_{20}}{\pi \cdot d_{2,20}} \right) \quad (131)$$

$$\gamma_{20} = \arctg \left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} \right)$$

$$\gamma_{20} = 2,48^\circ$$

kde:

P_{20} [mm] – stoupání závitu M20,

$d_{2,20}$ [mm] – střední průměr závitu šroubu M20.

Moment tření na závitu [29]

$$M_{tz_{20}} = F_{O_{2,20}} \cdot \operatorname{tg} \cdot \left(\varphi_{20} + \varphi'_{20} \right) \cdot \frac{d_{2,20}}{2} \quad (132)$$

$$M_{tz_{20}} = 98569 \cdot \operatorname{tg} \cdot \left(11,31 + 13,004 \right) \cdot \frac{18,376}{2}$$

$$M_{tz_{20}} = 2,50879 \cdot 10^5 \text{ Nmm} = 250,879 \text{ Nm}$$

Maximální utahovací moment [29]

$$M_{u_{20}} = M_{tz_{20}} + M_{ts_{20}} \quad (133)$$

$$M_{u_{20}} = 275992 + 250879$$

$$M_{u_{20}} = 5,26871 \cdot 10^5 \text{ Nmm} = 526,871 \text{ Nm}$$



6.6.6 Kontrola šroubů

Jedná se o kontrolu navrhovaných šroubů M20x70 s pevnostní třídou 10.9

Velikost redukováného napětí v jádře šroubu [29]

Tahové napětí

$$\sigma_{t20} = \frac{F_{o2.20}}{S_{\min 20}} \quad (134)$$

$$\sigma_{t20} = \frac{F_{o2.20}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{d_{2.20} + d_{3.20}}{2} \right)^2} \quad (135)$$

$$\sigma_{t20} = \frac{98569}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{18,376 + 16,933}{2} \right)^2}$$

$$\sigma_{t20} = 402,659 \text{ MPa}$$

kde:

$S_{\min 20}$ [mm²] – výpočtový průřez šroubu M20,
 $d_{3.20}$ [mm] – malý průměr závitu šroubu M20.

Smykové napětí

$$\tau_{20} = \frac{M_{tz20}}{\frac{\pi \cdot d_{3.20}^2}{16}} \quad (136)$$

$$\tau_{20} = \frac{250879}{\frac{\pi \cdot 16,933^3}{16}}$$

$$\tau_{20} = 263,167 \text{ MPa}$$

Hlavní napětí σ_1 a σ_2

$$\sigma_{1.20,2.20} = \frac{\sigma_{t20}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{t20}}{2} \right)^2 + \tau_{20}^2}$$

$$\sigma_{1.20} = \frac{\sigma_{t20}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{t20}}{2} \right)^2 + \tau_{20}^2} \quad (137)$$

$$\sigma_{1.20} = \frac{402,659}{2} + \sqrt{\left(\frac{402,659}{2} \right)^2 + 263,167^2}$$



$$\begin{aligned}\sigma_{1.20} &= 532,677 \text{ MPa} \\ \sigma_{2.20} &= \frac{\sigma_{t20}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{t.20}}{2}\right)^2 + \tau_{20}^2} \\ \sigma_{2.20} &= \frac{402,659}{2} - \sqrt{\left(\frac{402,659}{2}\right)^2 + 263,167^2} \\ \sigma_{2.20} &= -130,017 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{138}$$

Redukované napětí σ_r podle hypotézy maximálního smykového napětí τ_{\max} (Guest, Mohr)

$$\begin{aligned}\sigma_{rG.20} &= \sigma_{1.20} - \sigma_{2.20} = \sqrt{\sigma_{t20}^2 + 4 \cdot \tau_{20}^2} \\ \sigma_{rG.20} &= 532,677 - (-130,017) = \sqrt{402,659^2 + 4 \cdot 263,167^2} \\ \sigma_{rG.20} &= 662,694 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{139}$$

Redukované napětí σ_r podle hypotézy maximální deformační energie změny tvaru max. A2 (Huber, Mises, Hencky)

$$\begin{aligned}\sigma_{rH.20} &= \sqrt{\sigma_{1.20}^2 + \sigma_{2.20}^2 - \sigma_{1.20} \cdot \sigma_{2.20}} = \sqrt{\sigma_{t20}^2 + 3 \cdot \tau_{20}^2} \\ \sigma_{rH.20} &= \sqrt{532,677^2 + (-130,017)^2 - 532,677 \cdot (-130,017)} = \sqrt{402,659^2 + 3 \cdot 263,167^2} \\ \sigma_{rH.20} &= 608,199 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{140}$$

Pevnostní podmínka pro ekvivalentní jednoosou napjatost při tahovém namáhání

Dle [29]

$$\sigma_{rG.20} \leq \sigma_{Dr20} = \frac{R_{p0,2.20}}{k_{e20}}\tag{141}$$

Dovolené namáhání v tahu

$$\begin{aligned}\sigma_{Dr20} &= \frac{R_{p0,2.20}}{k_{e20}} \\ \sigma_{Dr20} &= \frac{940}{1,4} \\ \sigma_{Dr20} &= 671,429 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{142}$$

kde:

$R_{p0,2.20}$ [MPa] – smluvní mez kluzu v tahu; pro pevnostní třídu **10.9**: $R_{p0,2.20} = 940 \text{ MPa}$,

k_{e20} [-] – bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu, v případě ocelových šroubů se volí $k_{e20} = 1,4$.



$$\sigma_{rG.20} \leq \sigma_{Dr20}$$

$662,694MPa \leq 671,429MPa \Rightarrow$ podmínka je splněna. Šroub M20x70 s pevnostní třídou 10.9 *vyhovuje*.

6.6.7 Určení samosvornosti kuželového spoje

$$\beta \leq tg(f) \quad (143)$$

$4,5^\circ \leq 11,614^\circ \Rightarrow$ mechanismus je *samosvorný*.

6.7 Výpočet pera

Výpočet pera vychází ze z režimu, kdy traktor jede z kopce. Nejprve bylo nutné zjistit kroutící moment působící na zadní kolo při podélném náklonu traktoru, daného maximální svahovou dostupností. Ve výpočtu není zahrnut po konzultaci ve firmě Zetor dynamický součinitel. Dále je navrženo a kontrolováno pero.

6.7.1 Výpočet kroutícího momentu působícího na zadní kolo

Podélný náklon je dán maximální svahovou dostupností traktoru. Ve výpočtu není zahrnut po konzultaci ve firmě Zetor dynamický součinitel.

Podélný náklon při jízdě traktoru	$\delta = 12^\circ$
Hmotnost traktoru [32]	$m_{traktor} = 5711kg$
Hmotnost nebržděného přívěsu [32]	$m_{prives} = 1500kg$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81m \cdot s^{-2}$

Celková hmotnost nebržděné soustavy

$$m_{nebrzd} = m_{traktor} + m_{prives} \quad (144)$$

$$m_{nebrzd} = 5711 + 1500$$

$$m_{nebrzd} = 7211kg$$

Silové zatížení traktoru

Ve směru osy z:

$$G_{NzP} = m_{nebrzd} \cdot g \cdot \cos \delta \quad (145)$$

$$G_{NzP} = 7211 \cdot 9,81 \cdot \cos 12^\circ$$

$$G_{NzP} = 69170N = 69,17kN$$



Setrvačná síla

Na traktor působí statické síly ve směru osy z a setrvačná síla daná brzdným zpomalením.

Brzdné zpomalení	$a_b = 3m \cdot s^{-2}$
------------------	-------------------------

$$F_s = \frac{G_{NzP}}{g} \cdot a_b \quad (146)$$

$$F_s = \frac{69170}{9,81} \cdot 3$$

$$F_s = 2,116 \cdot 10^4 N = 21,16kN$$

Setrvačná síla vztažená na jedno kolo zadní polonápravy

$$F_{sk1} = \frac{F_s}{2} \quad (147)$$

$$F_{sk1} = \frac{2,116 \cdot 10^4}{2}$$

$$F_{sk1} = 1,058 \cdot 10^4 N = 10,58kN$$

Brzdná síla vztažená na jedno kolo zadní polonápravy

Musí být splněna podmínka:

$$B_{z1} \leq F_{sk1}$$

$$\Rightarrow B_{z1} = 1,058 \cdot 10^4 N = 10,58kN$$

Kroutící moment od tahové síly působící na zadní kolo

$$M_{kP} = B_{z1} \cdot r_D \quad (148)$$

$$M_{kP} = 1,058 \cdot 10^4 \cdot 855$$

$$M_{kP} = 9,046 \cdot 10^6 Nmm = 9,046 \cdot 10^3 Nm$$

6.7.2 Návrh a kontrola pera

Pero je uvažováno především jako vodící element, protože přenos kroutícího momentu zajišťuje svěrné spojení. V případě uvolnění svěrného spojení mezi hřídelem a vnitřním nábojem plní pero sekundárně funkci přenosu kroutícího momentu jen boky pera a drážek. Vzhledem k tomu, že se jedná o nežádoucí stav, ke kterému by nemělo dojít, měl by proběhnout ihned potřebný servis. Teoreticky by stačilo pouze splnění podmínky kontroly pera na stříh, kdy se v případě plastických deformací (tzv. omačkání) vzniklých otláčením, vymění pero za nové.



Výběr pera pro daný průměr hřídele

Podle průměru hřídele $d = 85\text{mm}$ je zvoleno pero o šířce $b_p = 25\text{mm}$, výšce $h_p = 14\text{mm}$ a délce $l_p = 280\text{mm}$: PERO 25x14x280 ČSN 02 2570. Materiál pera je ocel 14 240.

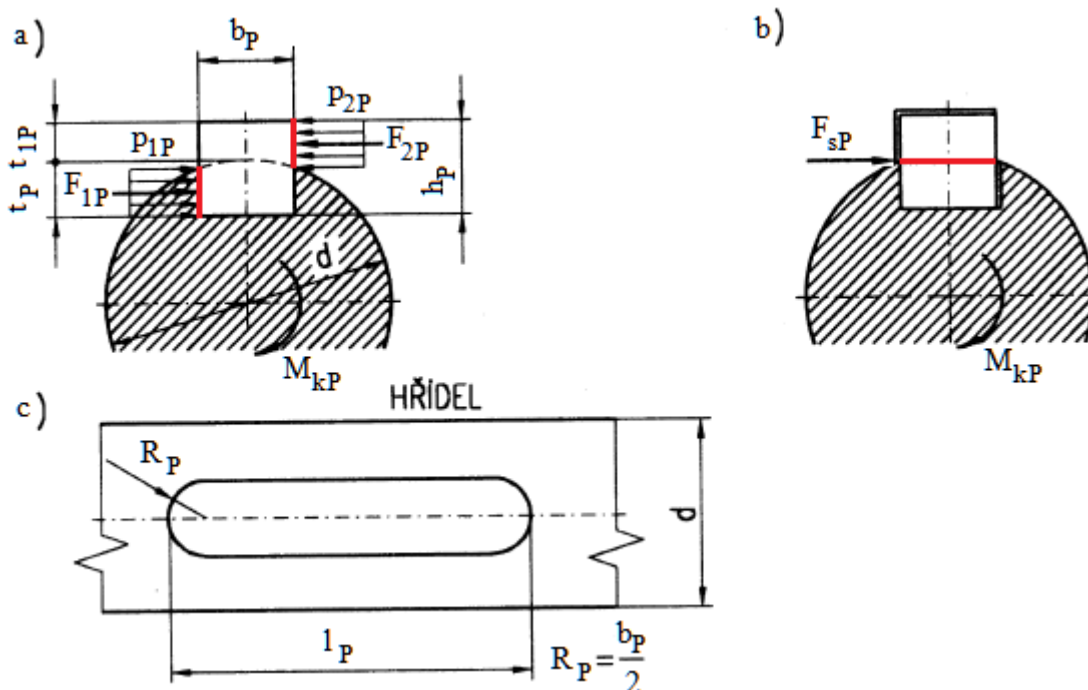
Tab. 35 Materiály pera a spojovaných součástí

Materiál		
spojované součásti		pero
hřídel	vnitřní náboj	
15 142	14 220	14 240

Pro kontrolu jsou brány v úvahu mechanické vlastnosti pera (14 240).

Tab. 36 Vlastnosti pera [30]

Materiál pera	14 240
Mez pevnosti ... $R_m \cong$	690 MPa
Mez kluzu ... $R_e \cong$	470 MPa
Dovolené napětí ... $\sigma_D \cong \frac{R_e}{1,5}$	313,333 MPa
Dovolené smykové napětí ... $\tau_D \cong 0,6 \cdot \sigma_D$	188 MPa
Dovolený měrný tlak ... $p_D \cong \sigma_D$	313,333 MPa



Obr. 80 Kontrola pera: a) Namáhání pera tlakem, b) Namáhání pera střihem – vzniká v důsledku velkých tlaků, c) Délka a zaoblení pera



kde:

t_{1P} [mm] – hloubka drážky v náboji,

t_P [mm] – hloubka drážky v hřídeli,

R_P [mm] – rádius drážky v hřídeli,

p_{1P} [MPa] – tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem,

p_{2P} [MPa] – tlak mezi bokem drážky v náboji a perem,

F_{1P} [N] – síla mezi bokem drážky v hřídeli a perem,

F_{2P} [N] – síla mezi bokem drážky v náboji a perem,

F_{sP} [N] – sřížná síla působící na pero.

Funkční délka pera

$$l_{FP} = 140\text{mm}$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p_P = \frac{4 \cdot M_{kP}}{l_P \cdot h_P \cdot d} \quad (149)$$

$$p_P = \frac{4 \cdot 9,046 \cdot 10^6}{140 \cdot 14 \cdot 85}$$

$$p_P = 217,191\text{MPa}$$

$$p_P \leq p_D$$

$217,191\text{MPa} \leq 313,333\text{MPa} \Rightarrow$ podmínka je *splněna*.

Kontrola pera na stříh

$$\tau_P = \frac{2 \cdot M_{kP}}{l_P \cdot b_P \cdot d} \quad (150)$$

$$\tau_P = \frac{2 \cdot 9,046 \cdot 10^6}{140 \cdot 25 \cdot 85}$$

$$\tau_P = 60,814\text{MPa}$$

$$\tau_P \leq \tau_D$$

$60,814\text{MPa} \leq 188\text{MPa} \Rightarrow$ podmínka je *splněna*.



6.8 Pevnostní analýza mostové trouby

Problém bude řešen metodou konečných prvků (*Finite Element Method*), spočívající v diskretizaci oblasti na konečný počet rovinných nebo prostorových prvků, navzájem spojených uzlovými body. Jedná se o variační metodu, která vychází z minimalizace energetického potenciálu.

U dílu mostová trouba bylo nezbytné provést deformačně-napjatostní analýzu, abychom ověřili, jestli bude stávající řešení o daných rozměrech stále vyhovující. Negativním aspektem je, že daná komponenta bude vzhledem k většímu možnému rozchodu kol přenášet větší silové zatížení, proto je žádoucí danou analýzu provést a stanovit bezpečnost vůči porušení materiálu. Tato analýza bude provedena v programovém prostředí Ansys Workbench.

Součástí pevnostní analýzy mostové trouby je korunové kolo a také šrouby, kterými dojde k přišroubování k nálitku skříně rozvodovky. Na korunovém kole je kontaktní plocha s mostovou troubou a také otvory, kterými prochází šrouby. Naším cílem je ovšem i zjištění bezpečnosti vzhledem k překročení meze kluzu u šroubů.

6.8.1 Teoretické předpoklady

K porušení materiálu dojde, pokud $\sigma_r > \sigma_{Rt}$

Koeficient bezpečnosti vůči porušení materiálu v tahu: $k_{Rt} = \frac{\sigma_{Rt}}{\sigma_r}$

Koeficient bezpečnost vůči mezi kluzu: $k_{Rp0,2} = \frac{\sigma_{Rp0,2}}{\sigma_r}$

6.8.2 Materiálové vlastnosti šedé litiny

Materiál šedé litiny	42 2425
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2} = 165 \text{ MPa} - 228 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v tahu	$\sigma_{Rt} = 250 \text{ MPa} - 350 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v tlaku	$\sigma_{Rd} = 840 \text{ MPa}$
Modul pružnosti	$E = 110\,000 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo	$\mu = 0,28 [-]$

6.8.3 Zatěžovací stavy

Pevnostní analýza je vypracována pro dva rozdílné zatěžovací stavy.

První zatěžovací stav (ZS 1) vychází z Provozního režimu 1 – Jízda po rovném terénu. Výpočet zatížení od ložisek je ovlivněn dynamickým koeficientem 1,5 a maximálním nastavitelným rozchodem zadních kol 2 540 mm.

Druhý zatěžovací stav (ZS 2) je dán pro Provozní režim 3 – Jízda po terénu s příčným sklonem, ve kterém horní kolo jede v řádku. Výpočet je také dynamický s maximálním rozchodem zadních kol.

Úloha bude řešena jako statická, v programu pod označením *Static Structural*. Ovšem hodnoty zatěžovacích sil byly v obou výchozích provozních režimech vynásobeny dynamickým koeficientem $k_D = 1,5$. Import geometrie, materiálové vlastnosti a úprava kontaktních ploch jsou společné pro oba zatěžovací stavy.



6.8.4 Import geometrie

Model geometrie v programovém prostředí Creo 2.0 PTC byl uložen pomocí standardizovaného přenosového formátu 3D grafiky STEP a následně importován do programu ANSYS 13.0 Workbench. Po vygenerování a načtení geometrie bylo docíleno, že se díly po importování chovají jako samostatné díly, což je pro náš případ vyhovující. Importovaným dílům byly automaticky přiřazeny kontaktní plochy a výchozí materiál konstrukční ocel, což bylo nutné dále upravit.

6.8.5 Materiálové vlastnosti

Importovaným dílům jsou v programu přiřazeny základní elastické konstanty v závislosti na použitém materiálu, které jsou uvedeny v Tab. 37. Mostová trouba a korunové kolo jsou vyrobeny ze šedé litiny 42 2425 a šrouby z materiálu 14 240.

Tab. 37 Základní elastické konstanty použitých materiálů

Díl	Materiál	Modul pružnosti v tahu E	Poissonovo číslo μ [-]
Mostová trouba	42 2425	110 000 MPa	0,28
Korunové kolo			
Šrouby	14 240	210 000 MPa	0,3

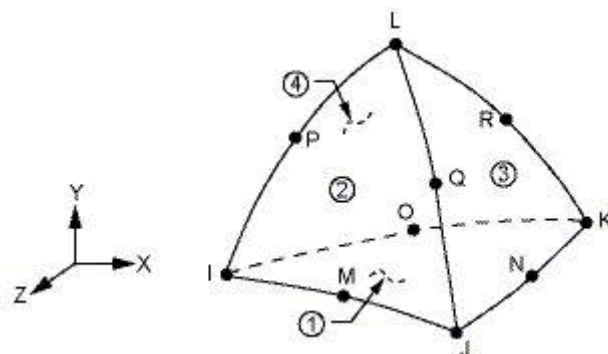
6.8.6 Úprava automaticky definovaných kontaktních ploch

Plochám, kde dochází ke styku dvou těles, tzn. kontaktním plochám, byl automaticky přiřazen typ *Bonded*, který umožňuje pevné spojení součástí. V podstatě se jedná o spojení sítí všech objemů, použitelné především v případě svařovaných dílů. Abychom vystihli reálné chování daných spojení, byly všechny kontaktní plochy typu *Bonded* smazány a nahrazeny jednotlivě novými typu *Frictional* (se třením) pomocí příkazu *Manual Contact Region*. Vždy bylo nutné označit kontaktní pár ploch *Contact Bodies/Target Bodies*. Součinitel tření (Příkaz v Ansysu: *Friction Coefficient*) byl vždy zadáván $f = 0,2$, který je doporučeno volit pro suchou plochu, kdy dochází ke tření ocel na oceli [29].

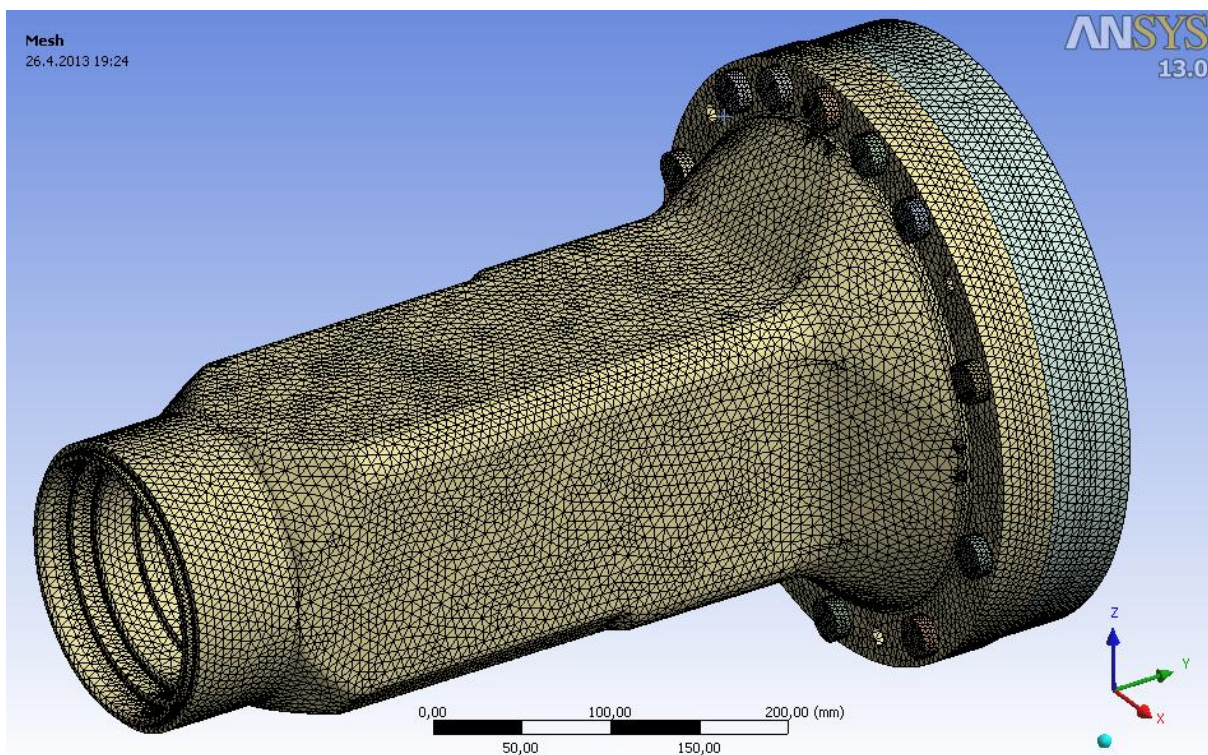
6.8.7 Konečnoprvková síť

Při generování sítě ANSYS Workbench automaticky zvolí nejvíce vhodný prvek, v našem případě objemový prvek SOLID187, tvarem čtyřstěn s kvadratickými bázevými funkcemi. Definován je 10 uzly. Každý uzel má 3 stupně volnosti – posuvy ve směru x, y a z.

Přesnost výsledků je ovlivněna topologií a hustotou sítě. Na modelech je vytvořena jemná síť konečných prvků pro získání dostatečné věrohodnosti výsledků, jejíž jemnost byla omezena pouze použitým hardwarem. Velikost prvku byla definována pomocí funkce *Sizing* na jednotlivých objemech. Velikost hrany prvku byla zadána 6 mm u mostové trouby a korunového kola, a 3 mm u šroubů. Podařilo se vytvořit rovnoměrnou síť. Pro výpočet byla použita topologie a hustota sítě znázorněná na Obr. 82.



Obr. 81 Prvek SOLID187



Obr. 82 Síť konečných prvků

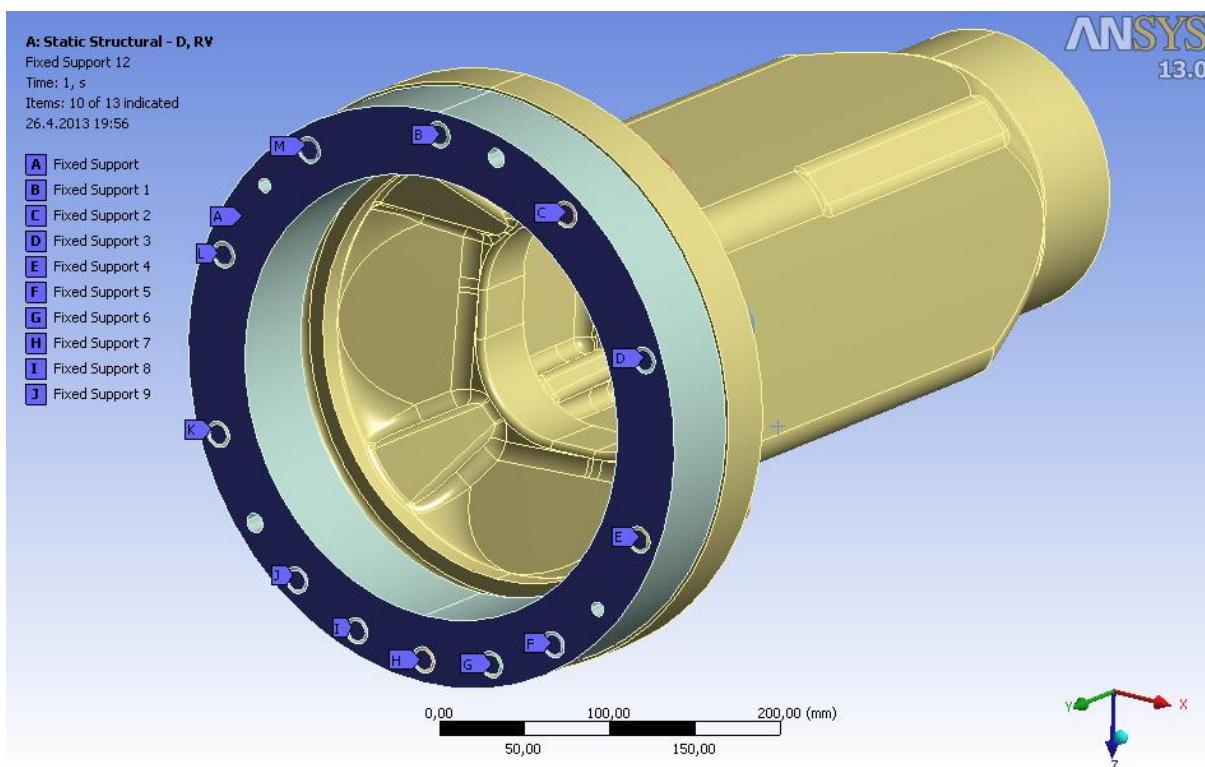
Tab. 38 Velikost a počet prvků SOLID 187

Díl	Velikost hrany prvku	Počet prvků (elementů)
Mostová trouba	6 mm	275 253
Korunové kolo	6 mm	87 801
Šrouby (12)	3 mm	56 862



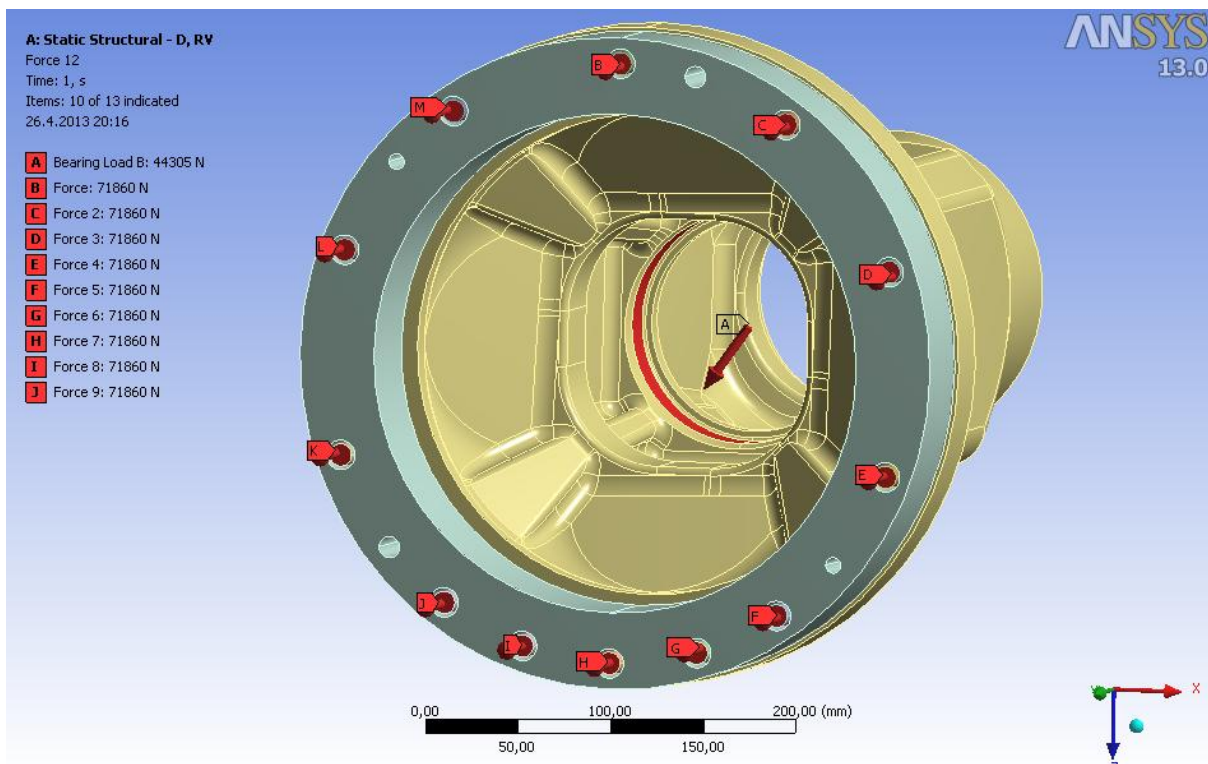
6.8.8 Zadání okrajových podmínek

Model bylo nezbytné uložit a zatížit tak, aby co nejvíce odpovídal skutečnosti a výstupem byly přesné výsledky. Na model bylo aplikováno celkem 13 vazeb (viz Obr. 83). První vazba je aplikována v osazení korunového kola, které je v kontaktu se skříní rozvodovky. Je definována tak, že zamezuje pohyb ve všech třech osách ($U_x = 0$, $U_y = 0$, $U_z = 0$). K tomu byl použit příkaz *Fixed Support*. Nosné šrouby, které jsou přišroubovány do děr se závitem v rozvodové skříní, byly zkráceny na úroveň plochy styku korunového kola a skříně rozvodovky. Na koncových plochách šroubů jsou také zamezeny posuvy ve všech třech osách pomocí příkazu *Fixed Support*, což simuluje neměnnou polohu šroubů v závitech nálitku rozvodové skříně.

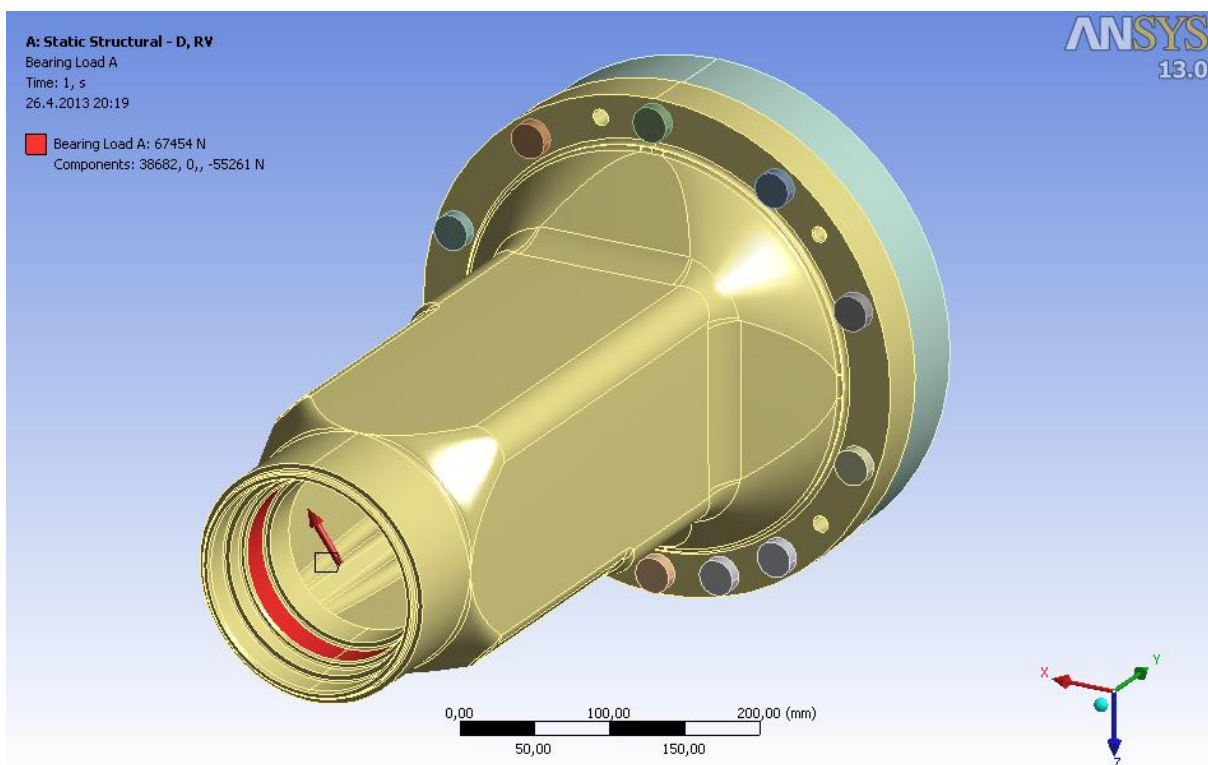


Obr. 83 Vazby zamezující pohyb ve všech 3 osách

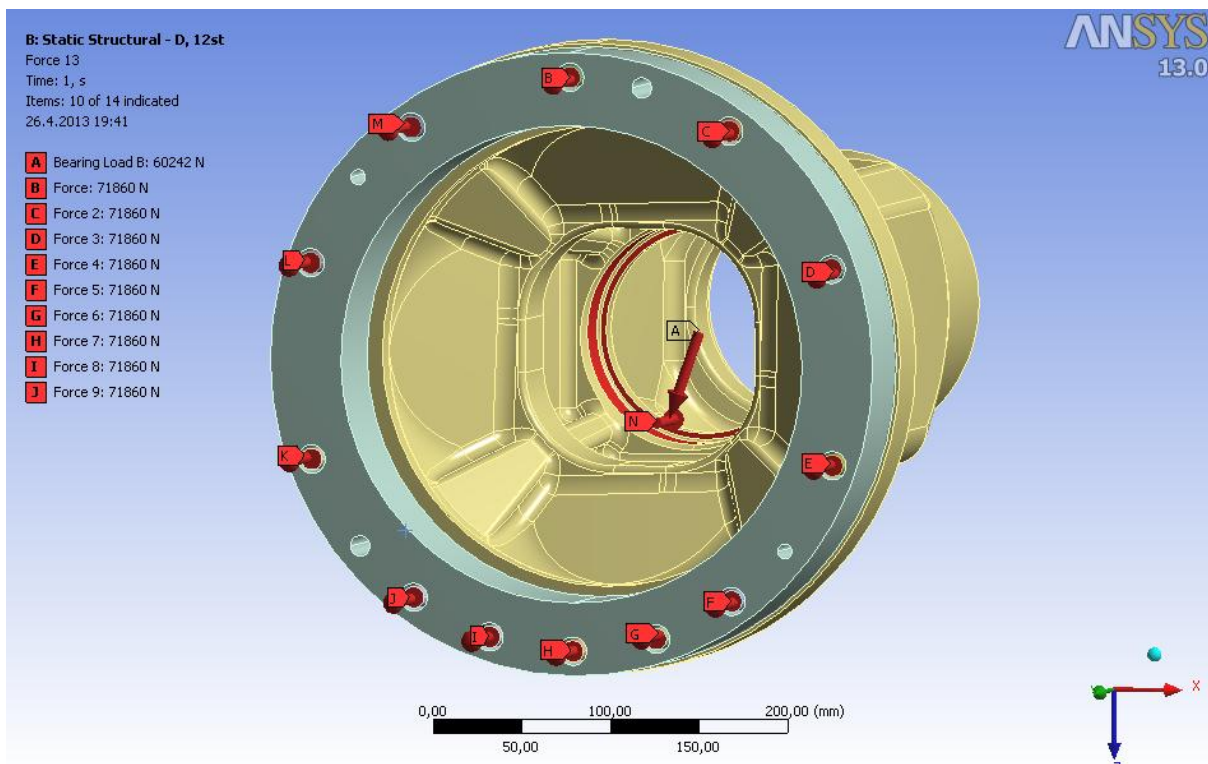
Vypočítané předpětí šroubů bylo definováno pomocí příkazu *Force*, který byl zadán na koncové plochy dřívků všech šroubů. Spojité zatížení od jednořadých kuželíkových ložisek 32016 a 32017 bylo složkově zadáno pomocí funkce *Bearing Load* ve vnitřní části dílu Mostová trouba. V případě zatěžovacího stavu 2 působila navíc od ložiska 32017 axiální síla, která byla ve výpočtovém modelu vhodně definována.



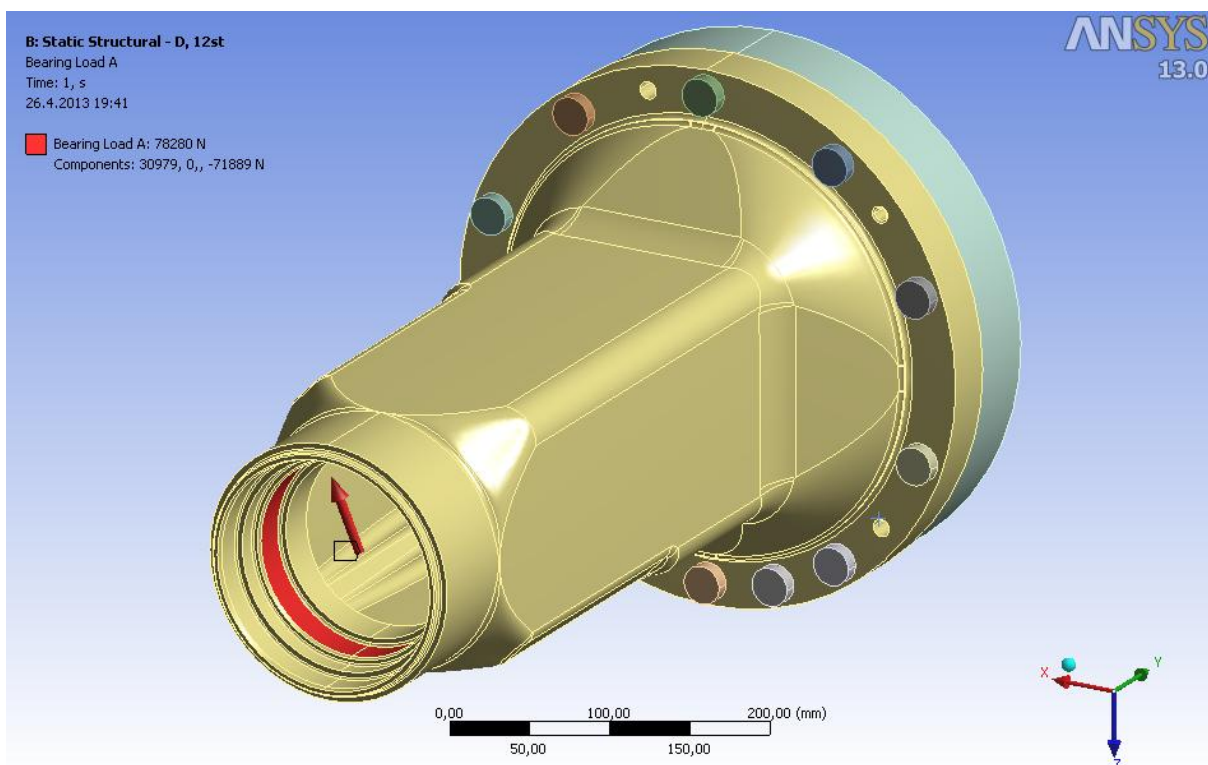
Obr. 84 Předpětí všech šroubů a spojitě zatížení od ložiska 32016, ZS 1 (dynamicky)



Obr. 85 Spojitě zatížení od ložiska 32017, ZS 1 (dynamicky)



Obr. 86 Předpětí všech šroubů a spojitě zatížení od ložiska 32016, ZS 2 (dynamicky)



Obr. 87 Spojitě zatížení od ložiska 32017, ZS 2 (dynamicky)



6.8.9 Výsledky deformačně-napjatostní analýzy

Zobrazení hodnot deformací a napětí je zobrazeno na následujících obrázcích. Celkové deformace (*Total Deformation*) jsou přednostně na Obr. 89 a Obr. 90. Součástí obrázků je barevná stupnice, na které je ke každé barvě přiřazena velikost deformace v mm. Sekundárním projevem celkových deformací je na Obr. 92 a Obr. 93 redukované napětí, které vychází z podmínky HMH (*Equivalent Stress*). Na barevné stupnici jsou zde ke každé barvě přiřazeny hodnoty napětí v MPa.

Největší celkové deformace se nachází v oblasti na konci zúžené části dílu Mostová trouba. Vznik větších deformací je ovlivněn větším spojitým zatížením od ložiska 32017 pro oba zatěžovací stavy. To způsobuje relativně velké jednostranné namáhání mostové trouby. V případě ZS 1 je maximální deformace 1,0521 mm a u ZS 2 je hodnota 1,1912 mm.

Největší napětí jsou dle předpokladů v místech, kde jsou koncentrátoři napětí. Maximální napětí je pro oba zatěžovací stavy v místech náhlé tvarové změny (viz Obr. 92 a Obr. 93). Pro ZS 1 je maximální napětí 152,66 MPa a ZS 2 je hodnota 158,9 MPa. Daná napětí lze považovat za reálná.

Zatěžovací stav 1, Jízda po rovném terénu

Hodnota bezpečnosti vůči porušení materiálu v tahu

$$k_{RtZS1} = \frac{\sigma_{Rt422425}}{\sigma_{rZS1}} \quad (151)$$

$$k_{RtZS1} = \frac{250}{152,66}$$

$$k_{RtZS1} = 1,64$$

kde:

σ_{rZS1} [MPa] – maximální redukované napětí pro Zatěžovací stav 1.

Hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu

$$k_{Rp0,2ZS1} = \frac{R_{p0,2422425}}{\sigma_{rZS1}} \quad (152)$$

$$k_{Rp0,2ZS1} = \frac{165}{152,66}$$

$$k_{Rp0,2ZS1} = 1,08$$



Zatěžovací stav 2, Jízda po terénu s příčným sklonem

Hodnota bezpečnosti vůči porušení materiálu v tahu

$$k_{RtZS2} = \frac{\sigma_{Rt422425}}{\sigma_{rZS2}} \quad (153)$$

$$k_{RtZS2} = \frac{250}{158,9}$$

$$k_{RtZS2} = 1,57$$

kde:

σ_{rZS2} [MPa] – maximální redukované napětí pro Zatěžovací stav 2.

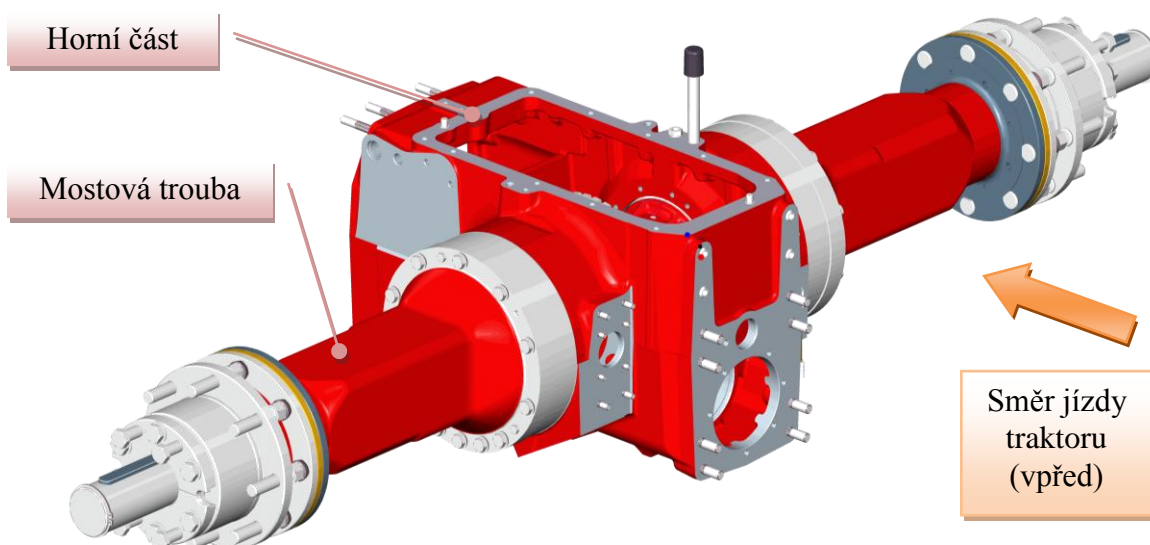
Hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu

$$k_{Rp0,2ZS2} = \frac{R_{p0,2.422425}}{\sigma_{rZS2}} \quad (154)$$

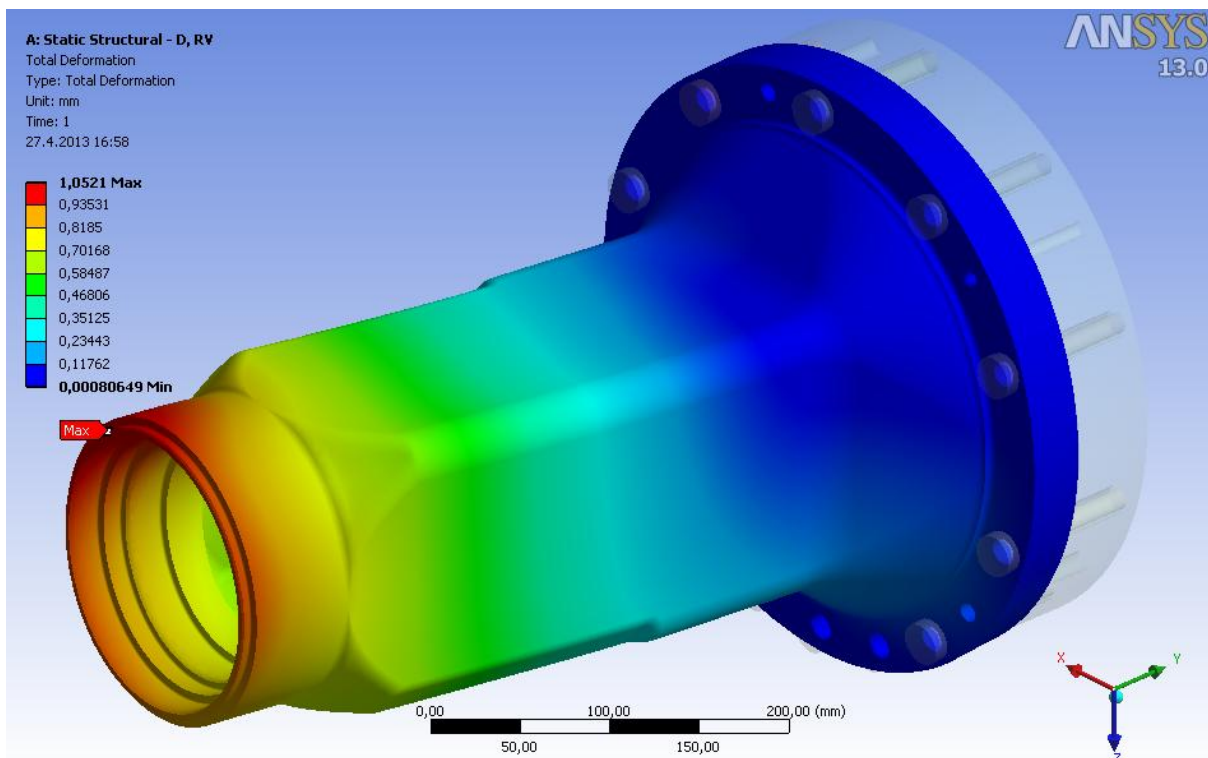
$$k_{Rp0,2ZS2} = \frac{165}{158,9}$$

$$k_{Rp0,2ZS2} = 1,04$$

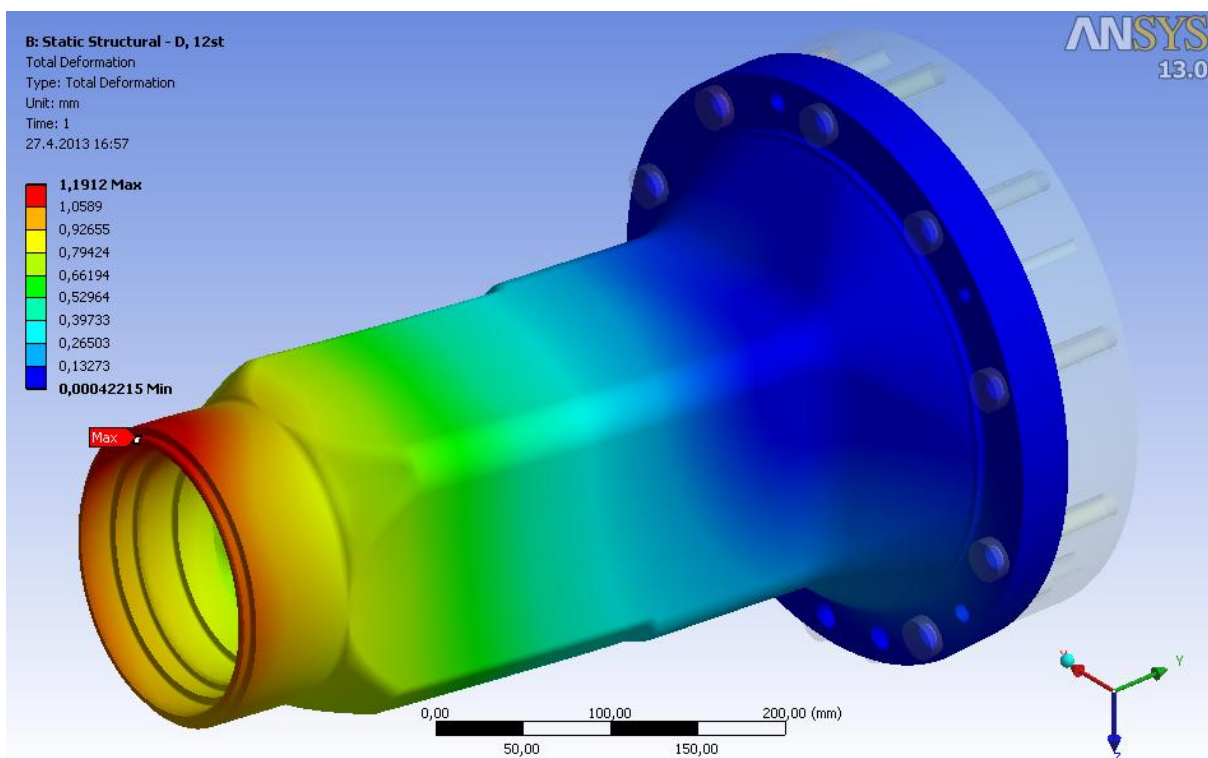
Analyzovaná součást vyhovuje pevnostním podmínkám pro ZS 1 a ZS 2. Hodnoty bezpečnosti vůči mezi kluzu jsou hraniční. V případě zvýšení bezpečnosti by bylo nutné provést konstrukční úpravy, které jsou ovšem velice omezeny. Na vnější část dosedá spodní úchytná konzola odpružení kabiny traktoru. Ve vnitřní části je v bezprostřední blízkosti kritické oblasti součást unašeč satelitu a satelity. Další možností je použití materiálu s lepšími mechanickými vlastnostmi.



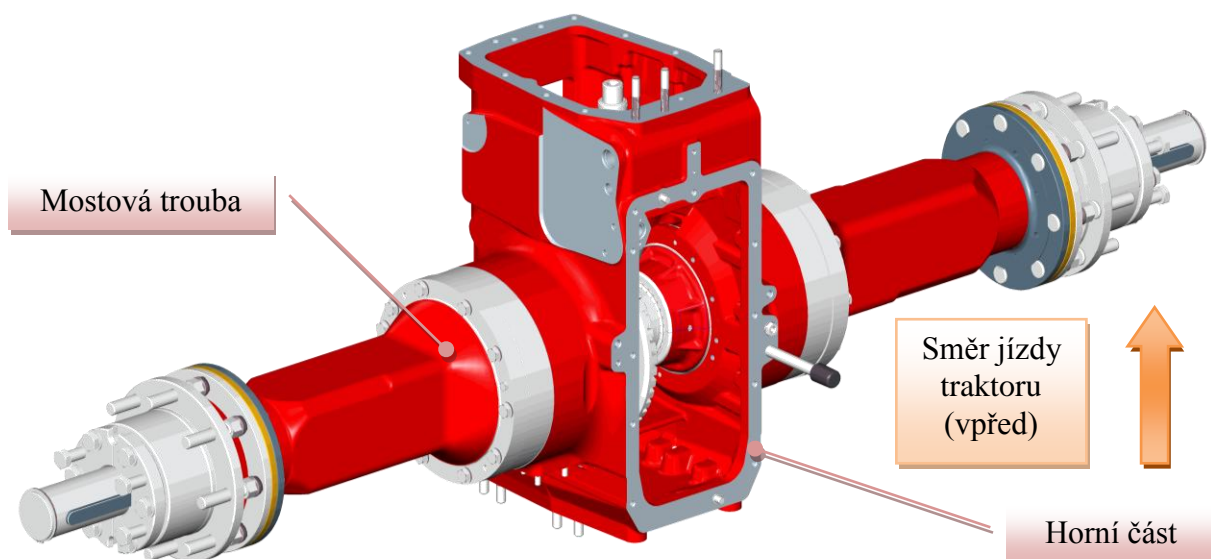
Obr. 88 Natočení modelu most. trouby na Obr. 89 a Obr. 90 vzhledem k zad. nápravě



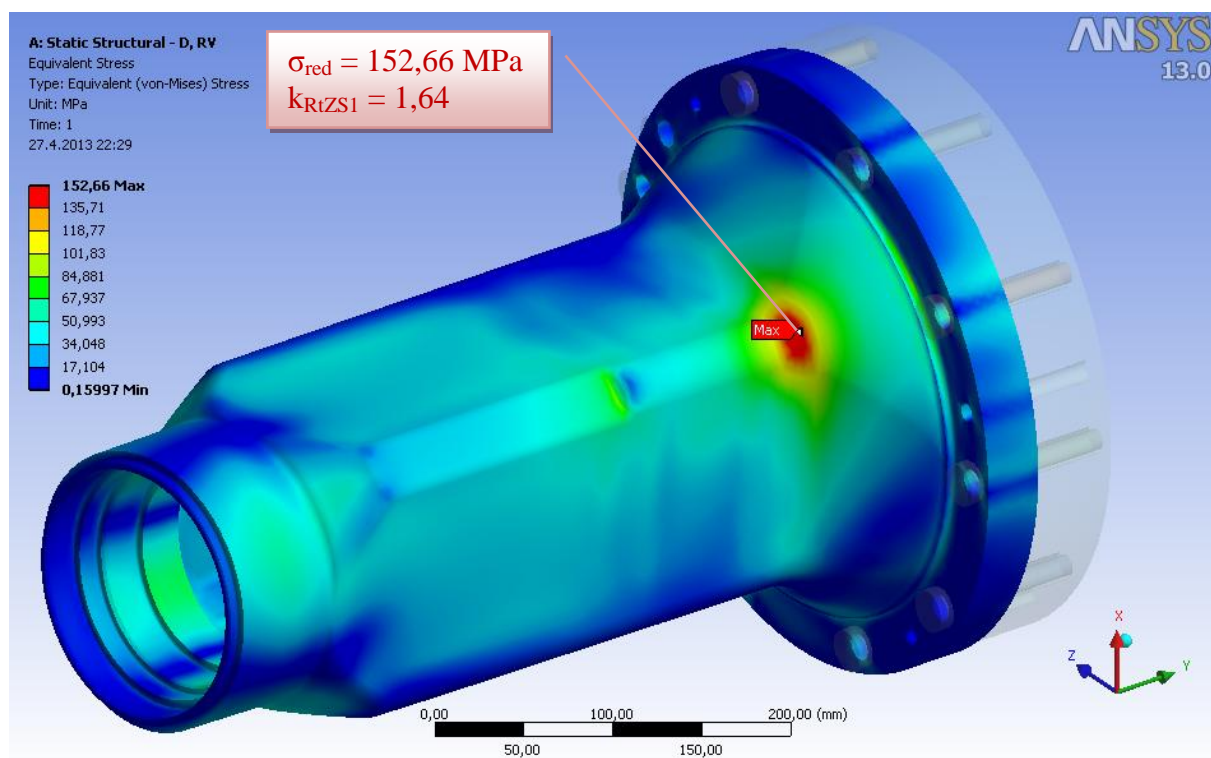
Obr. 89 Celkové deformace pro ZS 1



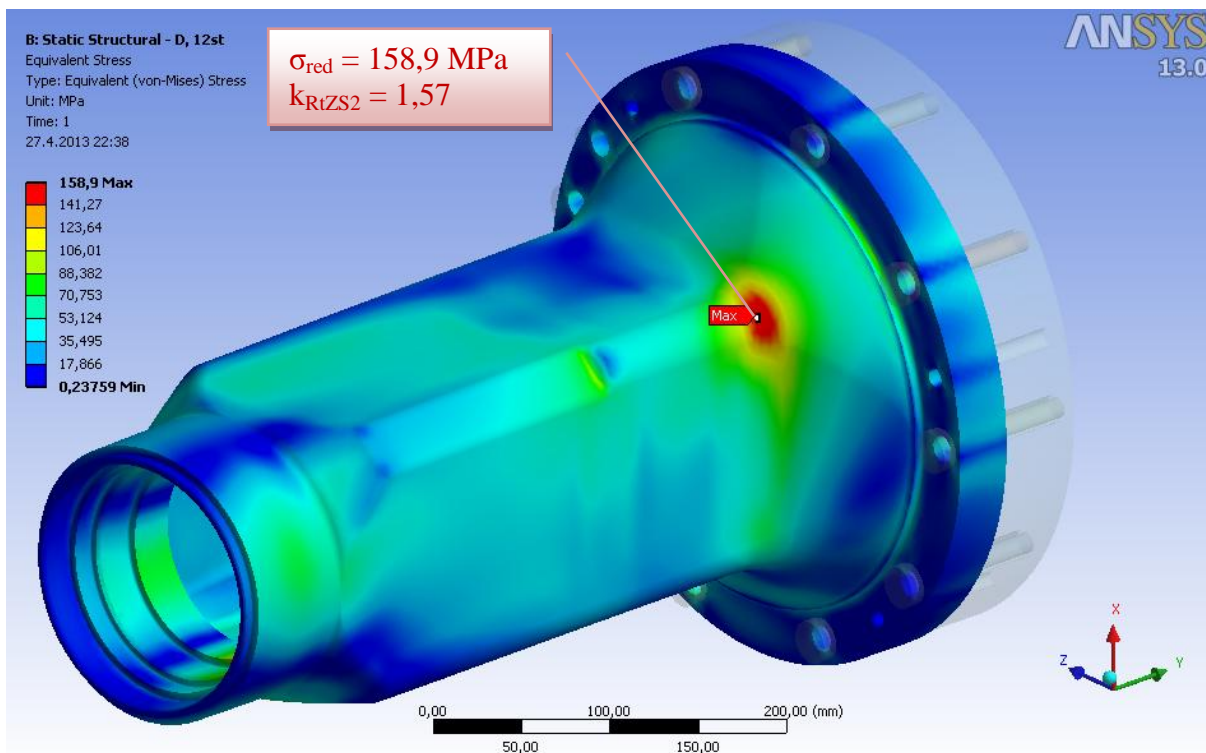
Obr. 90 Celkové deformace pro ZS 2



Obr. 91 Natočení modelu most. trouby na Obr. 92 a Obr. 93 vzhledem k zad. nápravě



Obr. 92 Napětí podle podmínky HMH pro ZS 1



Obr. 93 Napětí podle podmínky HMM pro ZS 2

6.9 Pevnostní výpočet axiálního zatížení šroubů mostové trouby

Mostová trouba je přichycena společně s korunovým kolem pomocí 12 šroubů M14x110 – 10.9 k rozvodovce. Výpočet předpětí šroubu bude řešen analyticky. Ovšem vlivem zatížení mostové trouby od ložisek je nutné zahrnout axiální tahovou sílu, která se liší v závislosti na poloze každého šroubu. K tomu je opět využívána variační metoda konečných prvků v programovém prostředí Ansys Workbench.

6.9.1 Materiálové vlastnosti šroubu

Materiál šroubu	14 240
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2} = 940 \text{ MPa}$
Pevnost v tahu	$R_m = 1040 \text{ MPa}$
Zkušební napětí	$S_p = 830 \text{ MPa}$
Modul pružnosti	$E = 210\,000 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo	$\mu = 0,3 [-]$

6.9.2 Výpočet předpětí ve šroubu

Tab. 39 Průměry závitů šroubu M14x110 – 10.9

Jmenovitý průřez závitu d	Rozteč P ₁₄	Průměry závitů			
		d ₁₄	d _{2,14}	d _{1,14}	d _{3,14}
14	2	14,000	12,701	11,835	11,546



Výpočtový průřez šroubu

$$A_{S14} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{2,14} + d_{3,14}}{2} \right)^2 \quad (155)$$

$$A_{S14} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{12,701 + 11,546}{2} \right)^2$$

$$A_{S14} = 115,437 \text{ mm}^2$$

Výpočet předpětí ve šroubu

Pro šrouby platí dle [35]:

$$F_{i14} = 0,75 \cdot A_{S14} \cdot S_{p14} \quad (156)$$

$$F_{i14} = 0,75 \cdot 115,437 \cdot 830$$

$$F_{i14} = 71860 \text{ N} = 71,86 \text{ kN}$$

6.9.3 Axiální zatížení šroubů pro Provozní režim 3

Zatěžovací stav vycházející z Provozního režimu 3 je podle analytických výpočtů nejvíce nebezpečný, proto zde budou zjištěny numericky pomocí MKP reakční axiální síly ve všech šroubech.

Submodel

Pro získání přesnějších a věrohodnějších výsledků je využíván submodeling. Globální model obsahující mostovou troubu, korunové kolo a všech dvanáct šroubů, je při požadavku velmi jemné sítě na specifickou oblast výpočetně náročný. Submodel neboli samostatný konečně prvkový model zahrnuje šroub a části dílů, které mají zásadní vliv na výpočet.

Tab. 40 Základní elastické konstanty použitých materiálů

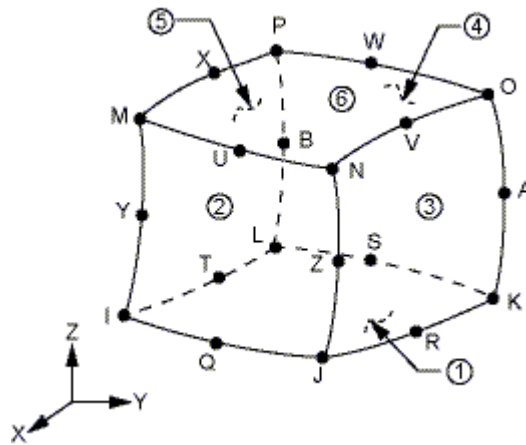
Díl	Materiál	Modul pružnosti v tahu E	Poissonovo číslo μ [-]
Mostová trouba	42 2425	110 000 MPa	0,28
Korunové kolo			
Skříň rozvodovky			
Šrouby	14 240	210 000 MPa	0,3

Všechny automaticky definované kontaktní plochy byly smazány a nahrazeny novými, protože byly špatně rozpoznány. Závit nahrazuje vazba *Bonded* (spojení sítě), která drží vnější závit šroubu a skříň rozvodovky pevně u sebe.

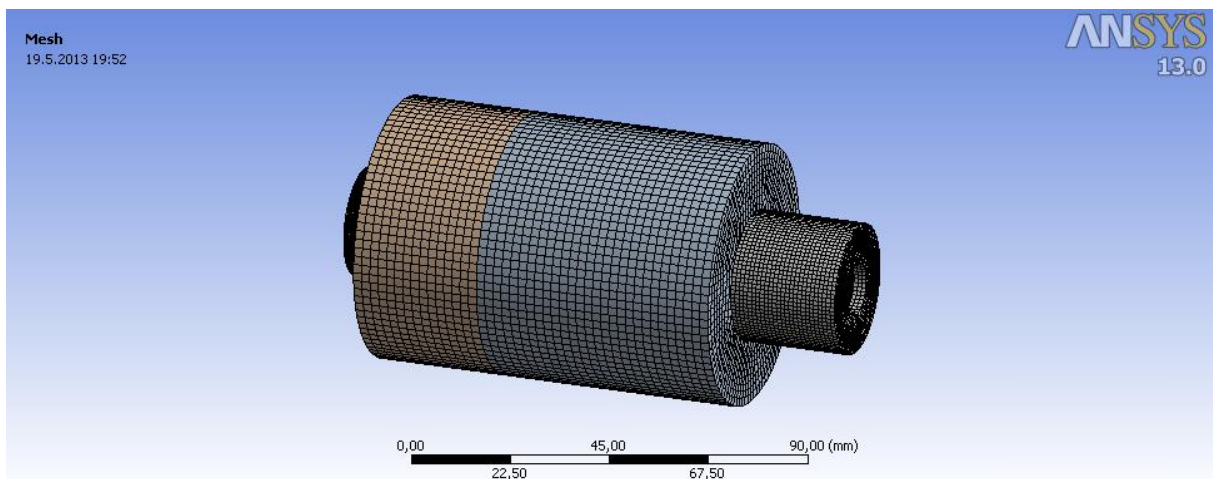
Pomocí funkce *Sizing* byly definovány velikosti hran prvků u jednotlivých objemů (*Body Sizing*). Automatický proces plně generuje v případě mostové trouby, korunového kola a



skříň rozvodovky prvek s označením SOLID186 (viz Obr. 94), šestistěnný ekvivalent kvadratického prvku s 20 uzlovými body – 8 ve vrcholech a 12 na hranách. U šroubu je vygenerován objemový prvek SOLID187 (viz kapitola 6.8.7). Je vytvořena velmi jemná síť konečných prvků pro zvýšení přesnosti výpočtu (viz Obr. 95).



Obr. 94 Prvek SOLID186

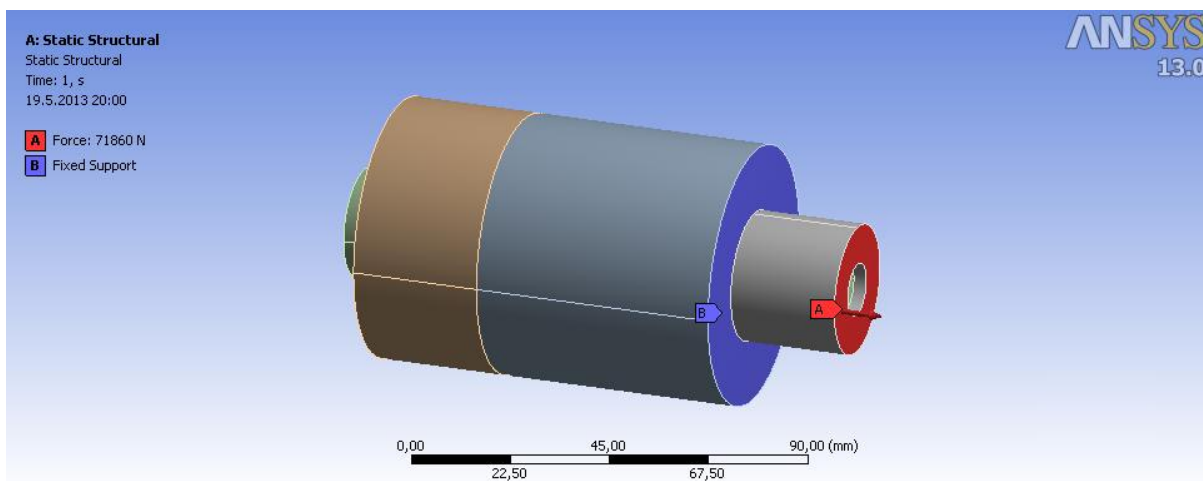


Obr. 95 Síť konečných prvků submodelu

Tab. 41 Velikost hrany prvku

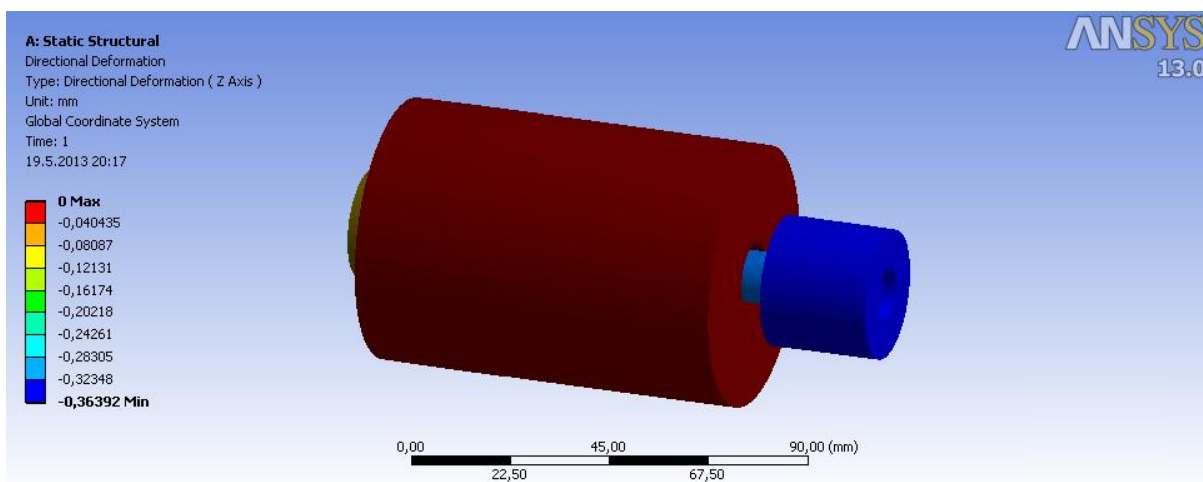
Díl	Mostová trouba	Korunové kolo	Skříň rozvodovky	Šroub
Velikost hrany prvku	2 mm	2 mm	1 mm	0,5 mm

Na čelní ploše korunového kola dojde pomocí příkazu *Fixed Support* k zamezení pohybu. Na čelní ploše válečku, nahrazující skříň rozvodovky, byla zadána síla předpětí 71 860 N (viz Obr. 96).



Obr. 96 Okrajové podmínky submodelu

Pomocí příkazu *Directional Deformation* je zjištěno celkové posunutí v ose šroubu.

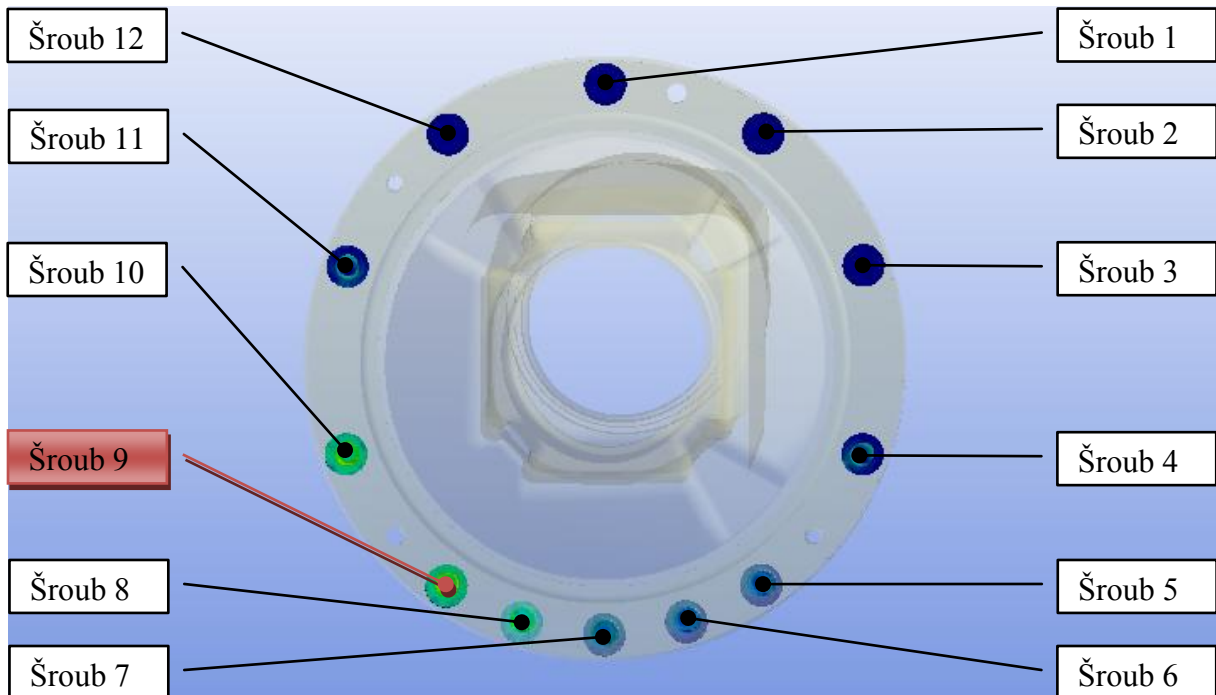


Obr. 97 Posuv v ose šroubu

Celkové posunutí v ose šroubu je 0,36392.

Globální model

U globálního modelu se postupuje podobně jako při pevnostním výpočtu mostové trouby. Pouze místo předpětí, které bylo zadáno pomocí příkazu *Force*, je použitý ve stejném místě příkaz *Displacement*. Je zadána hodnota posunutí 0,36392, jenž byla získána v předchozím submodelu. Reakční axiální síla byla zjištěna na koncových plochách šroubů pomocí příkazu *Force Reaction*. V místech, kde je při zatížení příruba mostové trouby stlačována ke korunovému kolu se reakční síly blíží absolutním hodnotám předpětí šroubů. Naopak ve spodní části dochází vlivem zatížení mostové trouby k výraznému tahovému působení na šrouby, přírůstek axiálních sil je tedy výrazně větší.



Obr. 98 Zatěžované šrouby mostové trouby

Tab. 42 Axiální zatížení šroubů, Provozní režim 3 (dynamicky)

Šroub číslo	1	2	3	4	5	6
Axiální síla [N]	36,991	13,072	1,7785	4223,3	8602,2	8726,3
Šroub číslo	7	8	9	10	11	12
Axiální síla [N]	11426	15305	20118	18211	4651,5	9,2324

6.9.4 Maximální zatížení šroubu

Největší přírůstek axiální síly byl zaznamenán u **šroubu 9** (viz Obr. 98), který bude v následujících výpočtech kontrolován.

Maximální zatížení šroubu 9

$$F_{\max 14} = F_{i14} + F_{axial9} \quad (157)$$

$$F_{\max 14} = 71860 + 20118$$

$$F_{\max 14} = 91978N = 91,978kN$$

6.9.5 Maximální provozní tahové napětí šroubu

$$\sigma_{\max 14} = \frac{F_{\max 14}}{A_{S14}} \quad (158)$$

$$\sigma_{\max 14} = \frac{91978}{115,437}$$

$$\sigma_{\max 14} = 796,829MPa$$

**6.9.6 Bezpečnost vzhledem k překročení meze kluzu**

$$k_{Rp0,2} = \frac{R_{p0,2.14}}{\sigma_{\max 14}} \quad (159)$$

$$k_{Rp0,2} = \frac{940}{789,262}$$

$$k_{Rp0,2} = 1,18$$

Bezpečnost vůči překročení meze kluzu je v případě ocelových šroubů dle doporučení 1,3 ÷ 1,5 [29]. Proto je volen šroub M14x110 s vyšší pevnostní třídou **12.9**.

Materiálové vlastnosti šroubu s pevnostní třídou 12.9

Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2} = 1100 \text{ MPa}$
Pevnost v tahu	$R_m = 1220 \text{ MPa}$

$$k_{Rp0,2} = \frac{R_{p0,2.14}}{\sigma_{\max 14}} \quad (160)$$

$$k_{Rp0,2} = \frac{1100}{789,262}$$

$$k_{Rp0,2} = 1,38$$

Nejvíce zatěžovaný šroub nyní *vyhovuje* požadavkům na hodnotu bezpečnosti.

Kontrola hřídele kola na ohyb byla provedena mimo rámec této diplomové práce a je *vyhovující*.



Závěr

Předmětem této práce byl návrh nastavitelného rozchodu kol zadní nápravy traktoru. V kapitolách s rešeršním charakterem se práce zabývala nejprve meziřádkovými vzdálenostmi plodin, které respektují rozchod kol traktoru při sázení a kultivaci. V zemědělské oblasti jsou stále předmětem výzkumu a mají nezanedbatelný vliv na výslednou produkci rostlin. Doporučované meziřádkové vzdálenosti se liší nejen u plodin, ale i u některých států. V další části byla popsána některá historická konstrukční řešení. Průkopníkem různých variant se stala společnost John & Deere Company, která i dnes disponuje traktory s různým provedením. Dále byly vysvětleny způsoby nastavení rozchodu zadních kol. V přehledu současných konstrukcí od dalších výrobců traktorů byla práce zaměřena na nastavitelné rozchody zadních kol se stavěcím zařízením, umožňujícím posuvný pohyb sestavy kola po hřídeli. Při porovnávání jednotlivých řešení byl společným prvkem svěrný spoj s kuželovou stykovou plochou. Ve společnosti Zetor byly v minulosti používány nápravy s posuvným nábojem u traktorů Zetor 25 a Zetor Super 50. V průběhu dalších let se ovšem upřednostnila pouze změna rozchodu kol realizovaná změnou polohy disku, násobená natočením celého kola. Daná řešení se stávala konstrukčně jednoduššími a snížilo se namáhání na komponenty v tomto konstrukčním uzlu. Ovšem v posledních letech byly kladeny větší nároky na variabilitu nastavení rozchodu, stanovené současnou situací na trhu. V současnosti firma Zetor používá patková šroubovaná kola, která umožňují maximálně osm možností nastavení rozchodu a dále disková svařovaná, kde jsou pouze dvě možnosti realizované otáčením celého kola.

V rešeršní činnosti byly shromážděny poznatky k dané problematice. Při vlastní konstrukční činnosti byl kladen důraz především na co největší využití sériově vyráběných dílů, jednoduchost, respektování původní zástavby a hospodárnost řešení. Na začátku byla porovnána některá svěrná spojení. Podle výpočtů a predikce největší kroutící moment přenesl svěrný spoj s děleným kuželovým nábojem a nedělenou vnější částí náboje. V další fázi následovalo vypracování konstrukčních variant, porovnání výhod a nevýhod, včetně výběru té nejvhodnější. Konstrukční návrhy byly vyhotoveny v programovém prostředí Creo 2.0. První varianta sestávala z prodloužené hřídele, která by byla vyrobena z nového výkovku. Výhodou je možnost zvětšení průměru v úseku, kde se posouvá sestava kola. Nevýhodou je vyloučení možnosti použití sériově vyráběného dílu hřídele kola, úprava mostové trouby a zásadním problémem jsou rozměry používané lakovací a montážní linky, které nedostačují pro šířku traktoru s prodlouženými hřídeli po stranách kol. Řešení by nebylo pro firmu přínosné. U druhé varianty byl problém s nevyhovující šířkou traktoru při průjezdu lakovací a montážní linkou vyřešen. V původní zástavbě zůstaly nepozměněny, na rozdíl od předchozí varianty díly mostová trouba a hřídel kola. S velkou výhodou byl výkovek hřídele kola aplikován znovu, natočený opačným směrem vzhledem k původnímu. Pouze je nutné hřídelovou část obrobřit na stejný průměr po celém funkčním úseku. Další výhodou je variabilita. Stavěcí zařízení může být pouze příslušenstvím, protože je stále zachována možnost spojení původního hřídele kola s diskem, které je mimo jiné uplatnitelné i v případě lakování. Nevýhodou je vodící element v podobě dvou rovnoběžných ploch v otvoru vnitřního náboje, jenž klade nároky na výrobu. U třetí varianty byly zachovány kladně hodnocené prvky předchozí koncepce, pouze s tím rozdílem, že vodícím prvkem je pero. I když nevýhodou jsou koncentrátoři napětí v drážce pro pero více iniciující vznik trhlin, převládají však aspekty ekonomické a výrobní. Třetí varianta byla vybrána po konzultacích ve firmě Zetor jako optimální. Nastavitelný rozchod kol je umožněno nastavit ve velmi velkém rozmezí 1730 – 2540 mm. Následoval výpočet hodnot při čtyřech významných provozních režimech. Pro



získání co nejrelevantnějších výsledků bylo důležité zahrnout tahovou sílu, vycházející z měření, ve kterých se stroj běžně vyskytuje. Výsledné hodnoty vypočtené při různých provozních režimech byly dále aplikovány při návrhu a ke kontrolním výpočtům. Zvětšení rozchodu má nezanedbatelný vliv na zatížení ložisek a jejich průměrnou životnost. Trvanlivost vychází relativně nízká především u ložiska 32017. V porovnání s obdobnými výpočty ložisek ve firmě ZETOR Tractors a.s., které jsou ověřeny dlouholetým bezproblémovým provozem, lze konstatovat, že se jedná o hodnotu vyhovující. Další část obsahovala návrh svěrného spojení. Bezpečnost spoje vzhledem k maximální tahové síle zadního kola vycházela 2,1. Konstrukční rozměry odpovídají doporučením z literatury pro daný typ svěrného spojení. Maximální utahovací moment jednotlivých šroubů stavěcího zařízení je 527 Nm. Navrhnuté šrouby, spojující vnitřní a vnější část náboje, byly zkontrolovány. Pero plní především funkci vodícího elementu, sekundárně zamezuje protáčení hřídele v případě uvolnění svěrného spojení, což potvrzuje splnění dostačující podmínky při kontrole pera na střih i otláčení. Po konstrukční činnosti následovaly pevnostní výpočty vybrané součásti, provedené v programové prostředí ANSYS Workbench 13.0 metodou konečných prvků (MKP). Vzhledem k velkému zatížení od ložisek vlivem většího maximálního rozchodu kol byla mostová trouba podrobena deformačně-napjatostní analýze pro dva nejvýznamnější zatěžovací stavy. První zatěžovací stav vycházel z Provozního režimu 1, tj. jízdě po rovném terénu. Druhý zatěžovací stav z Provozního režimu 3, tj. jízdě po terénu s příčným sklonem za předpokladu, že výše situované kolo jede v řádku. V obou případech byly brány v úvahu dynamické vlivy zahrnutím koeficientu. Hodnota bezpečnosti vůči porušení materiálu v tahu vycházela pro první zatěžovací stav 1,64, v případě druhého 1,57. Hodnota bezpečnosti vůči mezi kluzu měla hodnotu pro první 1,08 a pro druhý zatěžovací stav 1,04. Podmínkou vyhovění bylo, aby redukované napětí nepřekročilo mez pevnosti materiálu. Je důležité zdůraznit, že výsledky bezpečnosti jsou dány špičkovou hodnotou redukovaného napětí, které se v žádném případě nevyskytuje po celé tloušťce materiálu v daném místě. Lze proto konstatovat, že daná komponenta je vhodná pro daná zatížení a vyhovuje provozu. Posléze byly kontrolovány šrouby. Nejzatíženější šroub měl při zatěžovacím stavu 2 bezpečnost vzhledem k překročení meze kluzu 1,38. V poslední fázi byla vyhotovena výkresová dokumentace v souladu s podnikovými standardy v programovém prostředí Creo 2.0, jejíž součástí je hlavní montážní sestava stavěcího zařízení, hřídel kola, mezikus, vnitřní náboj, vnější náboj a šroub náboje.

Mezi hlavní výhody konstrukčního návrhu bylo respektování původní zástavby. Dále konstrukční jednoduchost, protože dané zařízení musí odolávat různým vnějším vlivům prostředí. Další výhodou je zachování původních sériově vyráběných dílů nacházející se v daném konstrukčním uzlu. Jedná se o mostovou troubu, hřídel kola, disk kola i šroub náboje, který musel být pouze vhodně modifikován, aby měl univerzální použití i pro variantu bez stavěcího zařízení. Výsledky práce budou ověřeny výrobou prototypu.

Na tuto práci lze eventuálně navázat detailnějším zpracováním a případnou modifikací kompaktnější varianty 1, tj. s prodlouženou hřídelí, kdy by se stala po rekonstrukci lakovacího tunelu a montážní linky aktuální.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *CITÁTY SLAVNÝCH OSOBNOSTÍ, George Bernard Shaw*. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.citaty-slavnych.cz/autor/George_Bernard_Shaw/4>.
- [2] PĚSTOVÁNÍ BRAMBOR NA ZAHRÁDCE. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.brambor.info/zahradkari/Pestovani%20brambor%20na%20zahradce.pdf>>.
- [3] PĚSTOVÁNÍ TECHNICKÝCH PLODIN. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.eposcr.eu/wp-content/uploads/2011/04/ML09-Tech-plodiny.pdf>>.
- [4] PĚSTOVÁNÍ KRMNÝCH PLODIN NA ORNÉ PŮDĚ. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.eposcr.eu/wp-content/uploads/2011/04/ML11-Krmne-plodiny.pdf>>.
- [5] AGRI SLATINICE. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.agrilatinice.cz/index.php?nid=4614&lid=CS&oid=1214032>>.
- [6] GARTEN.CZ. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.garten.cz>>.
- [7] IOWA STATE UNIVERSITY, Agronomy Extension, What row spacing is best? [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.agronext.iastate.edu/corn/production/management/planting/row.html>>.
- [8] EKOLOGICKÁ PĚSTEBNÍ TECHNOLOGIE ŘEPY CUKROVÉ. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.cukr-listy.cz/on_line/2010/PDF/84-87.PDF>.
- [9] RHEINISCHE METALLWAREN - UND MASCHINENFABRIK, DUSSELDORF - DERENDORF; POHÁNĚCÍ OSA TRAKTORU ZAŘÍZENÁ PRO MĚNITELNÝ ROZCHOD KOL. CZ Patentový spis 6982, Feb 20, 1922.
- [10] AKCIOVÁ SPOLEČNOST STROJÍRNY dříve BREITFELD, DANĚK I SPOL., SLANÝ, a Ing. JAN ŠTĚDRONSKÝ, SLANÝ; POHÁNĚCÍ OSA TRAKTORU ZAŘÍZENÁ PRO MĚNITELNÝ ROZCHOD KOL. CZ Patentový spis 27310, Dec 25, 1928.
- [11] LEMMON, N.; ADJUSTABLE WHEEL ASSEMBLY. US Patent 4,317,596, March 02, 1982.
- [12] CASE IH 100, 110, 115, 125, 140 TRAKTORY MAXXUM, X-LINE: NÁVOD K POUŽÍVÁNÍ; 2007.
- [13] BELARUS 1025/1025.2/1025.3: OPERATION MANUAL, 4th ed.; 2008.
- [14] BELARUS 1221.2/1221B.2/1221.3: OPERATORS MANUAL; 2009.
- [15] BELARUS 1523/1523B/1523.3/1523B.3: OPERATING MANUAL; 2009.



- [16] TABULKOVÝ PŘEHLED TRAKTORŮ. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.agroweb.cz/catalog.php?s=1&cat=7&Lang=cs>.
- [17] KATALOG CASE IH MAXXUM 140: REAR HEAVY DUTY 98' BAR AXLES
- [18] JOHN DEERE OPERATOR MANUAL VIEW - 6140R, 6150R, 6170R, 6190R AND 6210R TRACTORS. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://manuals.deere.com/omview/OMETN78900_19/?tM=FR.
- [19] JOHN DEERE OPERATOR MANUALVIEW – 6150M AND 6170M TRACTORS. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://manuals.deere.com/omview/OMAL213190_19/?tM=FR.
- [20] JOHN DEERE OPERATOR MANUALVIEW – 7330 TRACTORS. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://manuals.deere.com/omview/OMAL179804_19/?tM=FR.
- [21] JOHN DEERE 7280R TRACTOR. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://www.deere.com/wps/dcom/en_US/products/equipment/tractors/row_crop_tractors/7r_series/7280r/7280r.page?#viewTabs.
- [22] JOHN DEERE OPERATOR MANUAL VIEW / 7200R, 7215R, 7230R, 7260R AND 7280R TRACTORS. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://manuals.deere.com/omview/OMRE560402_19/?tM=FR.
- [23] STRATTON, G.; ET AL. REMOVABLE WHEEL TREAD ADJUSTING DEVICE. US Patent 4,936,634, June 26, 1990.
- [24] ATTACHMENTS, WHEEL ADJUSTING TOOL. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/attachments/wheels_and_tires/9020/9020_tractors_wheel_adjusting_tool.html.
- [25] JOHN DEERE SERVICEGARD WHEEL ADJUSTMENT TOOL JDG667A. [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.machine--tools.com/By-Location-/Ohio-/John-deere-servicegard-wheel-adjustment-tool-JDG667A.ASPX>.
- [26] ANDERT, A.; MACHÁČEK, F. ZETOR 25, Z-25A, Z-25K v zemědělství. 1. vyd. Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1958, 316 s.
- [27] MALÍK, J. Traktor ZETOR - 50 Super. 1. vyd. Praha: SZN, 1962, 195 s.
- [28] ZETOR FORTERRA HSX 100, 110, 120, 130, 140 - Návod k obsluze a údržbě; 2013.
- [29] DEJL, Z. Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.
- [30] HOSNEDL, S.; KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1999, 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-722-6055-3.



- [31] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2002.
- [32] Materiály, poskytnuté firmou Zetor
- [33] SKF Group – Kuželíková ložiska. [online]. 2013 [cit. 2013-03-31]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/files/515994.pdf>.
- [34] LOŽISKA VILIM – Valivá ložiska ZKL. [online]. 2013 [cit. 2013-03-31]. Dostupné z WWW: <http://www.loziskavilim.cz/files/valiva-loziska-zkl.pdf>.
- [35] SHIGLEY, J., MISCHKE, Ch., BUDINAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, 1. vyd., Havlíčkův Brod, 2010, 1160 s.



Seznam použitých zkratek a symbolů

$\Sigma F_x = 0$		algebraický součet x-ových složek všech sil soustavy je roven nule
$\Sigma F_y = 0$		algebraický součet y-ových složek všech sil soustavy je roven nule
$\Sigma F_z = 0$		algebraický součet z-ových složek všech sil soustavy je roven nule
$\Sigma M_U = 0$		algebraický součet momentů všech sil soustavy k bodu U je roven nule
$\Sigma M_V = 0$		algebraický součet momentů všech sil soustavy k bodu V je roven nule
A	[-]	poloha ložiska 32017
a_b	[m·s ⁻²]	brzdné zpomalení
A_{S14}	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu M14
B	[-]	poloha ložiska 32016
b_p	[mm]	šířka pera
B_{z1}	[N]	brzdná síla vztažená na jedno kolo zadní polonápravy
$C_{0.32016}$	[kN]	statická únosnost ložiska 32016
$C_{0.32017}$	[kN]	statická únosnost ložiska 32017
C_{32016}	[kN]	dynamická únosnost ložiska 32016
C_{32017}	[kN]	dynamická únosnost ložiska 32017
d	[mm]	průměr hřídele kola
$d_{1.14}$	[mm]	velký průměr vnějšího závitu šroubu M14
d_{14}	[mm]	průměr závitu šroubu M14
$d_{2.14}$	[mm]	střední průměr závitu šroubu M14
$d_{2.20}$	[mm]	střední průměr závitu šroubu M20
d_{20}	[mm]	velký průměr vnějšího závitu šroubu M20
$d_{3.14}$	[mm]	malý průměr závitu šroubu M14
$d_{3.20}$	[mm]	malý průměr závitu šroubu M20
d_{32016}	[mm]	průměr otvoru ložiska 32016
D_{32016}	[mm]	vnější průměr ložiska 32016
d_{32017}	[mm]	průměr otvoru ložiska 32017
D_{32017}	[mm]	vnější průměr ložiska 32017
D_k	[mm]	průměr kola
D_N	[mm]	vnější průměr náboje
d_s	[mm]	střední hodnota vnějšího průměru kuželového pouzdra
d_{s20}	[mm]	třecí průměr pod hlavou šroubu M20, resp. podložkou
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu



e_{32016}	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32016
e_{32017}	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32017
f	[-]	součinitel smykového tření – suchá plocha, pro ocel na oceli
f_1	[-]	součinitel tření vyvozený vnitřním nábojem
F_{1P}	[N]	síla mezi bokem drážky v hřídeli a perem
f_2	[-]	součinitel tření vyvozený vnějším nábojem
F_{2P}	[N]	síla mezi bokem drážky v náboji a perem
F_A	[N]	radiální síla působící na ložisko v pol. A
F_{A1maxD}	[N]	radiální síla u lev. kola, max. rozchod, pol. A (dyn.)
$F_{A1maxDRN}$	[N]	radiální síla u lev. kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.)
F_{A2maxD}	[N]	radiální síla u prav. kola, max. rozchod, pol. A (dyn.)
$F_{A2maxDRD}$	[N]	radiální síla u prav. kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.)
F_{AaZL}	[N]	axiální síla u prav. kola na lož. v pol. A pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{AmaxD}	[N]	radiální síla působící při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.)
F_{ArZL}	[N]	radiální síla u prav. kola na lož. v pol. A pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{Ax}	[N]	síla působící ve směru osy x na lož. v pol. A
$F_{Ax1maxD}$	[N]	síla ve směru osy x u lev. kola při max. rozchodu na lož. v pol. A (dyn.)
$F_{Ax1maxDRN}$	[N]	síla ve směru osy x u lev. kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.)
$F_{Ax2maxD}$	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola při max. rozchodu na lož. v pol. A (dyn.)
$F_{Ax2maxDRD}$	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola, max. rozchod, pol. A, řádek dole (dyn.)
F_{Ax2ZL}	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola na lož. v pol. A pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{axial9}	[N]	přírutek axiální síly u šroubu M14 č. 9
F_{AxmaxD}	[N]	síla působící ve směru osy x při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.)
F_{Az}	[N]	síla působící ve směru osy z na lož. v pol. A
$F_{Az1maxD}$	[N]	síla ve směru osy z u lev. kola při max. rozchodu na lož. v pol. A (dyn.)
$F_{Az1maxDRN}$	[N]	síla ve směru osy z u lev. kola, max. rozchod, pol. A, řádek nahoře (dyn.)
$F_{Az2maxD}$	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola při max. rozchodu na lož. v pol. A (dyn.)
$F_{Az2maxDRD}$	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola, max. rozchod, pol. A, řádek dole (dyn.)
F_{Az2ZL}	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola na lož. v pol. A pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{AzmaxD}	[N]	síla působící ve směru osy z při max. rozchodu na ložisko v pol. A (dyn.)
F_B	[N]	radiální síla působící na ložisko v pol. B
F_{B1maxD}	[N]	radiální síla u lev. kola, max. rozchod, pol. B (dyn.)
$F_{B1maxDRN}$	[N]	radiální síla u lev. kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.)



F_{B2maxD}	[N]	radiální síla u prav. kola, max. rozchod, pol. B (dyn.)
$F_{B2maxDRD}$	[N]	radiální síla u prav. kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.)
F_{BaZL}	[N]	axiální síla u prav. kola na lož. v pol. B pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{BmaxD}	[N]	radiální síla působící při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.)
F_{BrZL}	[N]	radiální síla u prav. kola na lož. v pol. B pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{Bx}	[N]	síla působící ve směru osy x na lož. v pol. B
$F_{Bx1maxD}$	[N]	síla ve směru osy x u lev. kola při max. rozchodu na lož. v pol. B (dyn.)
$F_{Bx1maxDRN}$	[N]	síla ve směru osy x u lev. kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.)
$F_{Bx2maxD}$	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola při max. rozchodu na lož. v pol. B (dyn.)
$F_{Bx2maxDRD}$	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola, max. rozchod, pol. B, řádek dole (dyn.)
F_{Bx2ZL}	[N]	síla ve směru osy x u prav. kola na lož. v pol. B pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{BxmaxD}	[N]	síla působící ve směru osy x při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.)
F_{Bz}	[N]	síla působící ve směru osy z na lož. v pol. B
$F_{Bz1maxD}$	[N]	síla ve směru osy z u lev. kola při max. rozchodu na lož. v pol. B (dyn.)
$F_{Bz1maxDRN}$	[N]	síla ve směru osy z u lev. kola, max. rozchod, pol. B, řádek nahoře (dyn.)
$F_{Bz2maxD}$	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola při max. rozchodu na lož. v pol. B (dyn.)
$F_{Bz2maxDRD}$	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola, max. rozchod, pol. B, řádek dole (dyn.)
F_{Bz2ZL}	[N]	síla ve směru osy z u prav. kola na lož. v pol. B pro výpoč. zatíž. lož. (dyn.)
F_{BzmaxD}	[N]	síla působící ve směru osy z při max. rozchodu na ložisko v pol. B (dyn.)
F_h	[N]	síla mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem
F_{i14}	[N]	předpětí šroubu M14
F_{max14}	[N]	maximální zatížení šroubu M14
F_n	[N]	síla mezi vnějším kroužkem ② a nábojem
F_{ND}	[N]	maximální silové zatížení zadní nápravy (dyn.)
$F_{Nk1maxD}$	[N]	reakční síla od podložky působící na levé zadní kolo (dyn.)
F_{Nk1ZL}	[N]	síla od podložky působící na lev. kolo pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
$F_{Nk2maxD}$	[N]	reakční síla od podložky působící na dolní zadní kolo (dyn.)
F_{Nk2ZL}	[N]	síla od podložky působící na prav. kolo pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
F_{NkD}	[N]	síla od podložky působící na jedno zadní kolo (dyn.)
F_{NyD}	[N]	maximální silové zatížení zadní nápravy ve směru osy y (dyn.)
F_{NyZL}	[N]	silové zatížení zadní nápravy ve směru osy y pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
F_{NzD}	[N]	maximální silové zatížení zadní nápravy ve směru osy z (dyn.)
F_{NZL}	[N]	silové zatížení zadní nápravy pro výpočet zatížení ložisek (dyn.)



F_{NzZL}	[N]	silové zatížení zadní nápravy ve směru osy z pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
F_o	[N]	osová síla (vzorec před úpravou)
F_{o2}	[N]	osová síla (vzorec po úpravě)
$F_{o2.20}$	[N]	velikost předpětové síly působící na jeden šroub stavěcího zařízení
F_{pD}	[N]	tečná síla od podložky (dyn.)
F_s	[N]	setrvačná síla traktoru
f_{s20}	[mm]	součinitel tření na dosedací ploše hlavy šroubu M20, resp. podložky
F_{sk1}	[N]	setrvačná síla vztažená na jedno kolo zadní polonápravy
F_{sP}	[N]	střížná síla působící na pero
F_T	[N]	tahová síla zadní nápravy traktoru
$F_{Tk1maxD}$	[N]	reakční tahová síla u lev. kola, max. rozchod (dyn.)
$F_{Tk2maxD}$	[N]	reakční tahová síla u prav. kola, max. rozchod (dyn.)
F_{Tk2ZL}	[N]	reakční tahová síla působící na prav. kolo pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
F_{TkD}	[N]	reakční tahová síla působící na jedno zadní kolo (dyn.)
F_{Tmax}	[N]	maximální tahová síla zadní nápravy traktoru
F_{Ts}	[N]	střední tahová síla
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
G_{NZP}	[N]	silové zatížení traktoru ve směru osy z pro výpočet pera
h	[mm]	vzdálenost mezi podložkou a těžištěm traktoru
h_p	[mm]	výška pera
i	[-]	počet šroubů stavěcího zařízení
k	[-]	bezpečnost svěrného spoje
k_D	[-]	dynamický součinitel
k_{e20}	[-]	bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu pro šroub M20
k_N	[-]	bezpečnost spoje vzhledem ke krouť. momentu přeneseného kolem
$k_{Rp0,2}$	[-]	bezpečnost vůči mezi kluzu
$k_{Rp0,2.14}$	[-]	bezpečnost šroubu M14 vůči překročení meze kluzu
$k_{Rp0,2ZS1}$	[-]	bezpečnost vůči mezi kluzu pro Zatěžovací stav 1
$k_{Rp0,2ZS2}$	[-]	bezpečnost vůči mezi kluzu pro Zatěžovací stav 2
k_{Rt}	[-]	bezpečnost vůči porušení materiálu v tahu
k_{RtZS1}	[-]	bezpečnost vůči porušení materiálu v tahu pro Zatěžovací stav 1
k_{RtZS2}	[-]	bezpečnost vůči porušení materiálu v tahu pro Zatěžovací stav 2
l	[mm]	délka stykové plochy náboje



l_1	[mm]	styková délka plochy mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem
$L_{10.32016}$	[ot.]	základní trvanlivost ložiska 32016
$L_{10.32017}$	[ot.]	základní trvanlivost ložiska 32017
$L_{10h32016}$	[h]	trvanlivost ložiska 32016 v provozních hodinách
$L_{10h32017}$	[h]	trvanlivost ložiska 32017 v provozních hodinách
l_2	[mm]	styková délka plochy mezi vnějším kroužkem ② a nábojem
l_{FP}	[mm]	funkční délka pera
l_N	[mm]	délka náboje
l_p	[mm]	délka pera
$l_{rozchod\ max}$	[mm]	maximální rozchod kol
$l_{rozchod\ min}$	[mm]	minimální rozchod kol
$l_{rozchod\ str}$	[mm]	střední rozchod kola
m_{32016}	[kg]	hmotnost ložiska 32016
m_{32017}	[kg]	hmotnost ložiska 32017
M_k	[Nmm]	kroučící moment
M_{k1}	[Nmm]	kroučící moment přenesený svěrným spojem s dělenou vnější částí
M_{k2}	[Nmm]	kroučící moment přenesený svěrným spojem s kuželovým pouzdrům
M_{k2maxN}	[Nmm]	kroučící moment získaný z max. provozní síly
M_{k3a}	[Nmm]	krouč. m. přenesený upín. kroužky (mezi vnitřním kroužkem a hřídelem)
M_{k3b}	[Nmm]	krouč. m. přenesený upín. kroužky (mezi vnějším kroužkem a nábojem)
$M_{kk1maxD}$	[Nmm]	kroučící moment od tahové síly působící na levé zadní kolo (dyn.)
$M_{kk2maxD}$	[Nmm]	kroučící moment od tahové síly působící na pravé zadní kolo (dyn.)
M_{kk2ZL}	[Nmm]	kroučící moment působící na prav. kolo pro výpočet zatíž. lož. (dyn.)
M_{kkD}	[Nmm]	kroučící moment od tahové síly působící na zadní kolo (dyn.)
M_{kP}	[Nmm]	kroučící moment od tahové síly působící na zadní kolo
m_{nebrzd}	[kg]	hmotnost nebržděné soustavy (traktor + přívěs)
m_{prives}	[kg]	hmotnost přívěsu
$m_{traktor}$	[kg]	hmotnost traktoru
M_{ts20}	[Nmm]	moment tření na hlavě šroubu M20, resp. podložky
M_{tz20}	[Nmm]	moment tření na závitě šroubu M20
M_{u20}	[Nmm]	maximální utahovací moment šroubu M20
n_{loz}	[s ⁻¹]	průměrné otáčky hřídele kola
$n_{mez32016}$	[min ⁻¹]	přípustné mezní otáčky ložiska 32016



$n_{mez32017}$	[min ⁻¹]	přípustné mezní otáčky ložiska 32017
$n_{ref32016}$	[min ⁻¹]	přípustné referenční otáčky ložiska 32016
$n_{ref32017}$	[min ⁻¹]	přípustné referenční otáčky ložiska 32017
p	[MPa]	tlak působící na stykovou plochu svěrného spojení
p_1	[MPa]	tlak vyvozený vnitřním nábojem
P_{14}	[mm]	rozteč závitu šroubu M14
p_{1P}	[MPa]	tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem
p_2	[MPa]	tlak vyvozený vnějším nábojem
P_{20}	[mm]	rozteč závitu šroubu M20
p_{2P}	[MPa]	tlak mezi bokem drážky v náboji a perem
p_D	[MPa]	dovolený tlak
P_{D1}	[MPa]	dovolený tlak pro svěrný spoj s dělenou vnější částí
P_{D2}	[MPa]	dovolený tlak pro svěrný spoj s kuželovým pouzdrem
P_{D3a}	[MPa]	dovolený tlak pro upín. kroužky (mezi vnitřním kroužkem ① a hřídelem)
P_{D3b}	[MPa]	dovolený tlak pro upín. kroužky (mezi vnějším kroužkem ② a nábojem)
p_h	[MPa]	tlaková síla mezi vnitřním kroužkem a hřídelem
p_n	[MPa]	tlaková síla mezi vnějším kroužkem a nábojem
p_m	[-]	mocnitel pro kuželíková ložiska
p_{max}	[MPa]	maximální tlak
p_p	[MPa]	otlačení pera
P_{r32016}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32016
P_{r32017}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 32017
P_{u32016}	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska 32016
P_{u32017}	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska 32017
q	[mm]	½ změny rozchodu kol pro výpočet životnosti ložisek
r_D	[mm]	dynamický poloměr kola
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_p	[mm]	rádius drážky v hřídeli
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
$R_{p0,2.20}$	[MPa]	smluvní mez kluzu v tahu pro šroub M20
$R_{p0,2.422425}$	[MPa]	smluvní mez kluzu pro mat. 42 2425
S_{min20}	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu M20



S_p	[MPa]	zkušební napětí
S_{p14}	[MPa]	zkušební napětí šroubu M14
T	[-]	poloha těžiště traktoru
t_{1P}	[mm]	hloubka drážky v náboji
T_{32016}	[mm]	šířka ložiska 32016
T_{32017}	[mm]	šířka ložiska 32017
t_p	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
V	[-]	poloha bodu, ke kterému se vztahuje momentová podmínka rovnováhy
v_{orba}	[km·h ⁻¹]	průměrná rychlost při orbě
x	[mm]	vzdálenost mezi osou kola při min. rozchodu kol a ložiskem 32017 (A)
y	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem 32017 (A) a ložiskem 32016 (B)
$Y_{0.32016}$	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32016
$Y_{0.32017}$	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32017
Y_{32016}	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32016
Y_{32017}	[-]	výpočtový součinitel ložiska 32017
z	[mm]	½ maximální změny rozchodu kol
α	[°]	podélný náklon při jízdě traktoru
β	[°]	úhel sevření svěrného spoje
β_{20}	[°]	vrcholový úhel metrického závitu šroubu M20
γ_{20}	[°]	úhel stoupání závitu šroubu M20
δ	[°]	podélný náklon při jízdě traktoru
μ	[-]	součinitel adheze – pokosená louka; Poissonovo číslo
$\sigma_{1.20,2.20}$	[MPa]	hlavní napětí šroubu M20
σ_D	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{Dt20}	[MPa]	dovolené namáhání v tahu pro šroub M20
σ_{max14}	[MPa]	maximální provozní tahové napětí šroubu M14
σ_r	[MPa]	redukované napětí
σ_{Rd}	[MPa]	mez pevnosti v tlaku
$\sigma_{rG.20}$	[MPa]	redukované napětí podle hypotézy max. smyk. napětí (Guest, Mohr)
$\sigma_{rH.20}$	[MPa]	red. nap. podle hypotézy max. deform. energie změny tvaru (Huber, ...)
σ_{Rt}	[MPa]	mez pevnosti v tahu
$\sigma_{Rt422425}$	[MPa]	mez pevnosti v tahu pro mat. 42 2425
σ_{rZS1}	[MPa]	maximální redukované napětí pro Zatěžovací stav 1



σ_{rZS2}	[MPa]	maximální redukované napětí pro Zatěžovací stav 2
σ_{t20}	[MPa]	tahové napětí šroubu M20
τ_{20}	[MPa]	smykové napětí šroubu M20
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
τ_P	[MPa]	smykové napětí působící na pero
ϕ	[°]	třecí úhel
ϕ'_{20}	[°]	korigovaný třecí úhel závitu šroubu M20
ϕ_{20}	[°]	třecí úhel závitu šroubu M20



Seznam obrázků

Obr. 1	Obdelníkový spon výsadby rostlin	14
Obr. 2	Osa vozidla pro různý rozchod (1922) [9]	16
Obr. 3	Poháněcí osa traktoru	17
Obr. 4	Patent nastavitelného rozchodu kol [11]	18
Obr. 5	Konstrukce disků	19
Obr. 6	Možnosti stavitelnosti disku a ráfku kola [12]	20
Obr. 7	Záměna sestav kol na každé straně [12]	20
Obr. 8	Možnosti nastavitelnosti rozchodu kol [13]	22
Obr. 9	Kola s ocelovými disky přišroubovanými na přírubu ráfku [12]	24
Obr. 10	Kola s ocelovými disky přivařenými na přírubu ráfku [12]	25
Obr. 11	Rozpad sestavy náboje, klínů a poloosy [17]	25
Obr. 12	Posouvání kola po polonápravě [12]	26
Obr. 13	CASE IH - PUMA 230	27
Obr. 14	CASE IH - MAGNUM 340	28
Obr. 15	CLAAS - AXION 950	29
Obr. 16	CHALLENGER - MT865C	30
Obr. 17	Posouvání zadního litého hnacího kola po polonápravě [18]	31
Obr. 18	Posouvání zadního ocelového hnacího kola po polonápravě [18]	32
Obr. 19	Posouvání zadního hnacího kola po polonápravě s použitím nástroje [©] [18]	32
Obr. 20	Maximální (1) a minimální (2) rozchod kol [18]	32
Obr. 21	Minimální (1) a maximální (2) rozchod kol [19]	33
Obr. 22	Litínový disk kola s 12 šrouby – JOHN DEERE – 7280R	34
Obr. 23	Detail konce poloosy – JOHN DEERE – 7280R	35
Obr. 24	JOHN DEERE 8360 RT	35
Obr. 25	LANDINI - LandPower TECHNO	36
Obr. 26	MASSEY FERGUSON - 7624	37
Obr. 27	MASSEY FERGUSON - 7626	38
Obr. 28	MASSEY FERGUSON – 8690	38
Obr. 29	NEW HOLLAND - T7	39
Obr. 30	NEW HOLLAND - T8	40
Obr. 31	Nástroj pro plynulé nastavení rozchodu kol – varianta se stavitelným šroubem	41
Obr. 32	JOHN DEERE – Plynulé posouvání kola po poloose [24]	42
Obr. 33	JOHN DEERE - Nástroj pro plynulý posun kola po poloose [25]	42



Obr. 34	Nástroj pro plynulé nastavení rozchodu kol – varianta s pastorkem	41
Obr. 35	ZETOR 25 A s měnitelným rozchodem	44
Obr. 36	ZETOR 25 A - Nastavitelný rozchod zadních kol	45
Obr. 37	ZETOR 50 SUPER v muzejní sbírce traktorů Zetor	46
Obr. 38	ZETOR 50 SUPER - Nastavitelný rozchod zadních kol.....	46
Obr. 39	Traktor Forterra HSX [32]	47
Obr. 40	ZETOR – Typy kol	48
Obr. 41	ZETOR FORTERRA HSX – stavitelnost rozchodů po 75 mm [28]	48
Obr. 42	Současné provedení změnou polohy disku a ráfku.....	49
Obr. 43	Svěrný spoj s dělenou vnější částí [29].....	52
Obr. 44	Svěrný spoj s kuželovým pouzdem [29].....	53
Obr. 45	Spoj s upínacími (rozpěrnými kroužky) [29].....	53
Obr. 46	Optimální varianta svěrného spojení	56
Obr. 47	Konstrukční varianta 1.....	57
Obr. 48	Konstrukční varianta 2.....	58
Obr. 49	Konstrukční varianta 3.....	58
Obr. 50	Optimální konstrukční varianta	59
Obr. 51	Postup při nastavení rozchodu – výchozí stav	60
Obr. 52	Postup při nastavení rozchodu – povolení dvou středních šroubů	60
Obr. 53	Postup při nastavení rozchodu – vyšroubování čtyř vnějších šroubů.....	60
Obr. 54	Postup při nastavení rozchodu – šrouby na tlačení proti vnějšímu náboji.....	60
Obr. 55	Postup při nastavení rozchodu – uvolnění stavěcího zařízení	61
Obr. 56	Postup při nastavení rozchodu – nastavení požadovaného rozchodu	61
Obr. 57	Postup při nastavení rozchodu – vyšroubování stahovacích šroubů	61
Obr. 58	Postup při nastavení rozchodu – zašroubování do původních otvorů	61
Obr. 59	Postup při nastavení rozchodu – konečný stav.....	61
Obr. 60	Geometrie.....	62
Obr. 61	Silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.)	64
Obr. 62	Reakční tahová síla (dyn.).....	65
Obr. 63	Ekvivalentní silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.) I	66
Obr. 64	Ekvivalentní silové zatížení modelu při jízdě po rovné vozovce (dyn.) II	67
Obr. 65	Silové zatížení modelu při jízdě po nakloněné rovině (dyn.)	70
Obr. 66	Ekv. silové zatížení model pro Provozní režim 2, levá polonáprava (dyn.)	72
Obr. 67	Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, levá polonáprava (dyn.) II	73
Obr. 68	Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, pravá polonáprava (dyn.) I.....	76



Obr. 69	Ekv. silové zatížení modelu pro Provozní režim 2, pravá polonáprava (dyn.) II.....	77
Obr. 70	Silové zatížení modelu při jízdě po nakloněné rovině, horní řádek (dyn.).....	80
Obr. 71	Ekvivalentní silové zatížení modelu pro režim 3, horní řádek (dyn.) I.....	82
Obr. 72	Ekvivalentní silové zatížení modelu pro Provozní režim 3, horní řádek (dyn.) II.....	83
Obr. 73	Silové zatížení modelu pro Provozní režim 4, dolní řádek (dyn.).....	85
Obr. 74	Ekvivalentní silové zatížení modelu pro režim 4, dolní řádek (dyn.) I.....	87
Obr. 75	Ekvivalentní silové zatížení modelu pro Provozní režim 4, dolní řádek (dyn.) II.....	88
Obr. 76	Jednořadá kuželíkové ložisko [33].....	94
Obr. 77	Uložení se dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky [33].....	95
Obr. 78	Navrhované svěrné spojení.....	99
Obr. 79	Spoj s podélně rozříznutým kuželovým pouzdrem.....	101
Obr. 80	Kontrola pera.....	109
Obr. 81	Prvek SOLID187.....	113
Obr. 82	Sít konečných prvků.....	113
Obr. 83	Vazby zamezující pohyb ve všech 3 osách.....	114
Obr. 84	Předpětí všech šroubů a spojitě zatížení od ložiska 32016, ZS 1 (dynamicky).....	115
Obr. 85	Spojitě zatížení od ložiska 32017, ZS 1 (dynamicky).....	115
Obr. 86	Předpětí všech šroubů a spojitě zatížení od ložiska 32016, ZS 2 (dynamicky).....	116
Obr. 87	Spojitě zatížení od ložiska 32017, ZS 2 (dynamicky).....	116
Obr. 88	Natočení modelu most. trouby na Obr. 89 a Obr. 90 vzhledem k zad. nápravě.....	118
Obr. 89	Celkové deformace pro ZS 1.....	119
Obr. 90	Celkové deformace pro ZS 2.....	119
Obr. 91	Natočení modelu most. trouby na Obr. 92 a Obr. 93 vzhledem k zad. nápravě.....	120
Obr. 92	Napětí podle podmínky HMM pro ZS 1.....	120
Obr. 93	Napětí podle podmínky HMM pro ZS 2.....	121
Obr. 94	Prvek SOLID186.....	123
Obr. 95	Sít konečných prvků submodelu.....	123
Obr. 96	Okrajové podmínky submodelu.....	124
Obr. 97	Posuv v ose šroubu.....	124
Obr. 98	Zatěžované šrouby mostové trouby.....	125



Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Zadní polonáprava	NC161500--A
Hřídel kola	NC161501--A
Mezikus	NC161502--A
Náboj vnitřní	NC161503--A
Náboj vnější	NC161504--A
Šroub náboje	NC161901--A
Kusovník	

