

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh dělicí převodovky pro traktor

Autor: **Bc. Jiří Růžička**

Vedoucí práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří RŮŽIČKA**
Osobní číslo: **S14N0027P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh dělicí převodovky pro traktor**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Vypracujte návrh dělicí převodovky pro traktor a proveďte její výpočet. Dle zadání zpracujte variantní řešení a vyberte nejvhodnější variantu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systematické specifikace požadavků a koncepčních variant návrhů, výběr optimálního řešení.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty.
3. Vypracování potřebné výkresové dokumentace.
4. Komplexní zhodnocení.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.*

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.*

VLK, F. *Převody motorových vozidel. 1. vyd.. Brno: František Vlk., 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.*

BAUER, F., SEDLÁK, P., ŠMERDA, T. *Traktory. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.*

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Tomáš Rabík**
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Růžička	Jméno Jiří		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubeč Krónerová, Ph.D.	Jméno Eva		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh dělicí převodovky pro traktor			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	97	TEXTOVÁ ČÁST	77	GRAFICKÁ ČÁST	20
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Cílem práce je návrh dělicí a reverzační převodovky pro traktor řazené pod zatížením. Nejdříve je zmapován aktuální stav v oblasti traktorových převodovek. Výpočtová část je zaměřena na stanovení všech převodových poměrů, rozměrů hřídelí a ozubených kol. Konstrukční část práce se zabývá návrhem všech komponentů dělicí a reverzační převodovky.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	traktor, dělicí převodovka, reverzační převodovka, lamelová spojka

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Růžička	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubic Krónerová, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of PowerShift transmission		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	97	TEXT PART	77	GRAPHICAL PART	20
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim is to design of automated PowerShift and reverse transmission for tractor. First, map the current state of tractor transmission. The computational part of the thesis deals with calculation all gear ratios, shaft and gears dimensions. The design part deals with design all components of PowerShift and reverse transmission.
KEY WORDS	tractor, PowerShift transmission, reverse transmission, multi-plate clutch

Poděkování

Rád bych vyjádřil poděkování Ing. Evě Kubec Krónerové, Ph.D. za poskytnutí odborného dohledu nad mou diplomovou prací a firmě Ricardo Prague s.r.o. – Ing. Tomášovi Rabíkovi za jeho vstřícný přístup. Cením si jeho rad a trpělivosti.

Také bych rád poděkoval Západočeské Univerzitě v Plzni – Fakultě strojní, že mi umožnila studium na této škole a tím uplatnění ve strojírenském oboru.

Zvláštní poděkování patří i celé mé rodině, která mě podporovala po celou dobu studia.

Obsah

1	Úvod	14
2	Zadávací organizace – Ricardo Prague s.r.o.	15
3	Traktor	16
3.1	Vznik traktorů	16
3.2	Konstrukce traktoru	17
3.2.1	Historie konstrukce	17
3.2.2	Motor traktoru	17
3.2.3	Podvozek traktoru	18
3.2.4	Kabina traktoru	20
3.3	Budoucnost traktorů	20
4	Převodové mechanismy	21
4.1	Druhy převodových mechanismů traktoru	21
4.2	Pojzdové spojky	22
4.2.1	Kotoučová spojka	22
4.2.2	Lamelová spojka	23
4.2.3	Hydrodynamická spojka	24
4.3	Reverzační převodovka	25
4.3.1	Planetová převodovka	25
4.4	Dělicí převodovka	26
4.5	Hlavní převodovka	27
4.5.1	Důvody použití převodovky	27
4.5.2	Převodovka mechanická	28
4.5.3	Hydrodynamická převodovka	28
4.5.4	Diferenciální hydrostatická převodovka	29
4.6	Rozvodovka	30
4.6.1	Stálý převod hnací nápravy	30
4.6.2	Diferenciál	31
4.7	Koncové převody	32
4.8	Vývodové hřídele	33
5	Konkurenční řešení	34
5.1	Reverzační převodovka	34
5.1.1	Reverzační planetové soukolí	34

5.1.2	Reverzační ozubené soukolí	34
5.1.3	Reverzace hydrostatického převodníku	35
5.2	Dělicí převodovka.....	36
5.2.1	Předlohová dělicí převodovka	36
5.2.2	Planetová dělicí převodovka	37
6	Zadané parametry a hodnoty	38
6.1	Motor	38
6.2	Převodové mechanismy	39
6.2.1	Hlavní převodovka	39
6.2.2	Stálý převod.....	39
6.2.3	Koncový převod	40
6.3	Dynamický poloměr	40
6.4	Obecné požadavky na dělicí a reverzační převodovku.....	40
6.5	Specifikace požadavků na dělicí a reverzační převodovku	41
7	Návrh konstrukčních variant	43
7.1	Varianta A.....	43
7.2	Varianta B.....	44
7.3	Varianta C.....	45
7.4	Výběr vhodné varianty	46
8	Návrh hlavní převodovky.....	47
8.1	Návrh převodových stupňů.....	47
8.1.1	Celkový převodový poměr	47
8.1.2	Rozsah převodových stupňů.....	48
8.1.3	Maximální přípustný poměr	49
8.1.4	Volba počtu a odstupňování převodových stupňů	49
8.1.5	Závislost hnací síly na rychlosti vozidla	50
9	Konstrukční návrh dělicí a reverzační převodovky.....	52
9.1	Použitý CAD a výpočtový software	52
9.2	Návrh převodových stupňů dělicí převodovky.....	52
9.3	Návrh celkových měnitelných převodů.....	52
9.4	Zpracovávaná varianta.....	55
9.5	Materiály ozubených kol a hřídelí	56
9.6	Výpočet hřídelí a ložisek	57
9.7	Výpočet ozubených kol	61

9.8	Konstrukční model	63
10	Konstrukční návrh spojek.....	66
10.1	Výpočet ovládacího tlaku	67
10.2	Výpočet lamel	68
10.2.1	Stanovení tloušťek nosných plechů a obložení.....	68
10.3	Výpočet ovládacího a balančního prostoru spojky	70
10.3.1	Tlak v závislosti na otáčkách	70
10.3.2	Stanovení rozměrů tlačné pružiny.....	71
10.4	Těsnící prvky spojky.....	73
10.4.1	O-kroužek těsnící zvenku.....	73
10.4.2	O-kroužek těsnící zevnitř	73
10.5	Kontrola držáku vnějších lamel	74
11	Závěr.....	75
12	Seznam použitých zdrojů	76

Seznam obrázků

Obrázek 1:	Traktor Froelich.....	16
Obrázek 2:	Bezrámová konstrukce traktoru Zetor	18
Obrázek 3:	Polorámová konstrukce traktoru Class Axion.....	18
Obrázek 4:	Rámová konstrukce traktoru JCB Fastrac	19
Obrázek 5:	Robotizovaný traktor ovládaný operátorem	20
Obrázek 6:	Schéma umístění převodových mechanismů.....	22
Obrázek 7:	Jednokotoučová suchá spojka.....	23
Obrázek 8:	Lamelová spojka s hydraulickým přitlakem.....	24
Obrázek 9:	Schéma hydrodynamické spojky spojené s motorem.....	24
Obrázek 10:	Schéma jednoduchého planetového soukolí.....	26
Obrázek 11:	Vliv počtu převodových stupňů, vlevo 2 převod. stupně a vpravo 10 převod. stupňů	27
Obrázek 12:	Schéma hydrodynamického měniče	29
Obrázek 13:	Schéma CVT převodovky	29
Obrázek 14:	Schéma rozvodovky	30
Obrázek 15:	Řez kuželového diferenciálu	31
Obrázek 16:	Zleva schéma čelního a planetového koncového převodu	32

Obrázek 17: Reverzační planetové soukolí - převodovka AutoQuad	34
Obrázek 18: Reverzace v části převodovky Full PowerShift.....	35
Obrázek 19: Schéma převodovky Vario pro traktor Fendt	36
Obrázek 20: Třístupňová předloňová dělicí převodovka JCB	37
Obrázek 21: Třístupňová planetová dělicí převodovka.....	37
Obrázek 22: Výkonové křivky motoru Z1606	38
Obrázek 23: Schéma sedmistupňové hlavní převodovky.....	39
Obrázek 24: 3° předloňová dělicí převodovka s reverzací.....	43
Obrázek 25: 3° planetová dělicí převodovka s reverzací	44
Obrázek 26: 3° planetová dělicí převodovka Ravigneaux s reverzací	45
Obrázek 27: Graf $F - v$ pro traktor se sedmistupňovou hlavní převodovkou.....	51
Obrázek 28: Graf $F - v$ všech měnitelných převodů.....	53
Obrázek 29: Pilový diagram s 21 stupni a geometrickým odstupňováním	54
Obrázek 30: Rychlostní graf s 21 převodovými stupni.....	54
Obrázek 31: 3° předloňová dělicí převodovka - komplikace	55
Obrázek 32: Výpočtový model v softwaru SABR	57
Obrázek 33: Mazání ložisek v SABRu	58
Obrázek 34: Životnost ložisek.....	58
Obrázek 35: Vychýlení ozubených kol	59
Obrázek 36: Maximální napětí na hřídeli Splitter A	59
Obrázek 37: Radiální průhyb hřídele Input.....	60
Obrázek 38: Návrh ozubených kol Z_{2R} a Z_{3R}	61
Obrázek 39: Celkové výsledky únosnosti Z_{2R} a Z_{3R}	62
Obrázek 40: Řez dělicí a reverzační převodovky.....	63
Obrázek 41: Konstrukční model jednotlivých převodů	64
Obrázek 42: Řez lamelové spojky.....	66
Obrázek 43: Schéma lamelové spojky	67
Obrázek 44: Schéma tlačné pružiny	72
Obrázek 45: Schéma těsnění o-kroužky.....	74

Seznam Tabulek

Tabulka 1: Technické parametry motoru Z1606	39
Tabulka 2: Obecné požadavky kladené na dělicí a reverzační převodovku.....	40
Tabulka 3: Specifikace požadavků pro dělicí a reverzační převodovku	42
Tabulka 4: Řazení 3° předlohové dělicí převodovky s reverzací	43
Tabulka 5: Řazení 3° planetové dělicí převodovky s reverzací	44
Tabulka 6: Řazení 3° planetové dělicí převodovky Ravigneaux s reverzací	45
Tabulka 7: Zhodnocení variant	46
Tabulka 8: Odstupňování hlavní převodovky	50
Tabulka 9: Odstupňování dělicí převodovky	52
Tabulka 10: Odstupňování všech měnitelných převodů	52
Tabulka 11: Jednotlivé převodové poměry dělicí převodovky	55
Tabulka 12: Jednotlivé převodové poměry reverzační převodovky	56
Tabulka 13: Pevnostní hodnoty	56
Tabulka 14: Zatěžovací stavy pro pohyb traktoru vpřed.....	57
Tabulka 15: Maximální napětí nacházející se na jednotlivých hřídelích	59

Seznam použitých fyzikálních veličin a jejich jednotek			
Název veličiny	Značka veličiny	Základní jednotka veličiny	Použitá jednotka veličiny
Délka	l	m	m, mm
Rychlost	v	m/s	km/h, m/s
Teplota	t	K	°C
Točivý moment	M	N/m	N/m
Otáčky	ot	min ⁻¹	min ⁻¹ , s ⁻¹
Objem	V	m ³	cm ³
Výkon	P	W	kW, HP
Hmotnost	M	kg	kg
Čas	t	s	h
Síla	F	N	N
Tlak	p	Pa	Pa, MPa
Úhlová rychlost	ω	rad/s	rad/s
Tuhost	k	N/mm	N/mm

1 Úvod

Téměř každý dopravní prostředek potřebuje pro svou činnost převodový mechanismus. Výjimkou není ani traktor, kde je převodovka jednou z hlavních součástí, protože nejen že spojuje motor s hnacími koly, ale také vývodový hřídel, který slouží k pohonu strojů připojených k traktoru. Traktor musí být navíc velmi efektivní při své práci, zejména v těžkém terénu. Proto jsou zde převodové mechanismy velmi složité.

V moderní době se stává člověk velmi pohodlný. Vymýšlí nové systémy a technologie, které mu usnadní život nebo za něj budou pracovat. Další otázkou je ekologie a efektivní využívání paliva, které se stává čím dál vzácnějším. Moderní převodovky jsou většinou automatické, bez nutnosti ručního řazení a musí umět účinně využít a přenést výkon motoru.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dělicí a reverzační převodovky, tedy z částí, které tvoří skupinu převodových mechanismů traktoru. Na počátku práce jsou kapitoly věnované rešerši samotného traktoru a používaných převodových mechanismů. Další část se věnuje návrhům a kontrolou všech potřebných parametrů potřebných pro konstrukční návrh. Samostatnými kapitolami je návrh a výpočet hřídelí a ozubených kol ve speciálním softwaru. Zvláštností jsou i lamelové spojky, které jsou použity na jednotlivé řazení převodových stupňů. Samotný konstrukční návrh dělicí a reverzační převodovky je vytvořen ve vybraném CAD softwaru a k němu je vytvořena příslušná výkresová dokumentace.

2 Zadávající organizace – Ricardo Prague s.r.o.

Ricardo je nadnárodní konzultační společnost, která se zabývá poradenstvím v technickém, strategickém a environmentálním prostředí.

Společnost byla založena Sirem Harry Ricardem v roce 1915 ve Velké Británii a nadále pokračuje v jeho vizi. Sir Harry Ricardo byl strojní génius a jedním z nejúspěšnějších konstruktérů zejména spalovacích motorů. Ricardo nyní zaměstnává přes 2700 špičkových inženýrů, vědců a konzultantů po celém světě. Ti jsou schopni řešit projekty v oblasti konstrukce vozidel, spalovacích motorů, převodových ústrojí, elektrických a hybridních systémů, ale i v oblasti ekologie a dopadů na životní prostředí. Mimoto se zabývají komplexními výpočty a vývojem vlastních softwarů pro použití zejména v automobilovém průmyslu.

Oblasti aktivity společnosti Ricardo jsou obzvláště u osobních, nákladních, kolejových a vojenských vozidel. Dále pak u motocyklů a těžké techniky, jako jsou stavební a zemědělské stroje. V neposlední řadě také v lodní dopravě a v oblasti obnovitelných zdrojů energie.

Klienty jsou především nejvýznamnější výrobci dopravních prostředků (Jaguar/Land Rover, atd.), originálních dopravních dílů, energetické společnosti, dodavatelské firmy, finanční a vládní instituce. K nejvýznamnějším projektům firmy patří převodový mechanismus pro automobil Bugatti Veyron, vývoj šestiválcového motoru K1600GT a K1600GTL pro motocykl BMW, osmiválcového motoru pro McLaren MP4 – 12C a mnoho dalších.

Pobočky má společnost Ricardo po celém světě, zejména ve Velké Británii, Německu, Indii, Číně, Japonsku, USA a v České republice. Zde působí pod jménem Ricardo Prague s.r.o. [1]

3 Traktor

Jedná se o motorové vozidlo vybavené koly nebo pásy sloužící především pro tažení, tlačení, nesení a pohonu strojů v různých oblastech činnosti. Předně se používá v zemědělství, ale můžeme se s ním setkat i ve stavebnictví, při údržbě pozemních komunikací, lesních prací apod. [2]

3.1 Vznik traktorů

Vznik traktorů je datován okolo osmdesátých let 19. století ve Spojených státech amerických. Předtím obhospodařovali pole pouze zvířata s malým přispěním parních strojů. Následovala dramatická změna. Příchod traktorů znamenal obrovské zvýšení produktivity práce. Ta se postupem času zvýšila natolik, že hrstka lidí dnes dokáže vyrobit dostatek potravin pro celý svět.

První traktory vyráběné v USA byly velmi těžké, velké a neohrabané. V počátcích měly sloužit hlavně jako náhrada parních strojů k pohonu stacionárních strojů, jakou jsou mlátičky obilí a další. Naopak první britské traktory byly malé a lehké. Měly sloužit hlavně jako tažná síla k tahání zemědělských strojů na polích. Oba rozdílné přístupy však měly jeden společný fakt, a to byla velká nespolehlivost. Proto k plnému rozkvětu traktorů přispěla až 1. světová válka, kdy bylo málo mužů a koní. Parní pohon se však hned v prvních letech jevil jako nedostatečný. Proto například John Carter vynalezl v roce 1889 traktor Froelich, v němž použil benzínový motor upevněný k rámu a převodovku z parního stroje. V pozdějších letech ovládly pohon traktorů vznětové motory. [3]



Obrázek 1: Traktor Froelich [4]

3.2 Konstrukce traktoru

Konstrukci traktoru lze rozdělit do jednotlivých funkčních prvků, kterými jsou motor, převodové ústrojí, podvozek a kabina. S těmito prvky jsou propojeny elektronické a elektrohydraulické systémy, které zlepšují produktivitu traktoru. [5]

3.2.1 Historie konstrukce

Prvotní konstrukce traktorů byly pouze přestavěné parní stroje. Později se začal vývoj traktorů rapidně zrychlovat. Přispěly k tomu hlavně milníky, jako traktor Benz, první poháněný naftovým motorem. Dále pak první použití pryžových pneumatik u firmy Allis – Chalmers a pohon všech kol. Bezpečnost a pohodlí však zůstávala dlouhou dobu v pozadí. V začátcích pracovali řidiči v blízkosti nechráněných pohyblivých částí a téměř výhradně na traktoru stáli. V důsledku toho docházelo k nehodám a zraněním řidiče. Bezpečnostní kabiny chránící a poskytující pohodlí řidičům se do traktorů dostaly až v padesátých letech 20. století. Trvalo tedy velmi dlouho, než bylo poskytnuto řidiči lepší pracovní prostředí. Naopak v posledních 25 letech se poskytování bezpečí a pohodlí dostalo do popředí. Dobře vybavené kabiny s velkým prostorem se staly klíčovým faktorem zákazníka při výběru traktoru. Tím vznikl charakteristický tvar traktoru, který dnes můžeme vidat. [3]

3.2.2 Motor traktoru

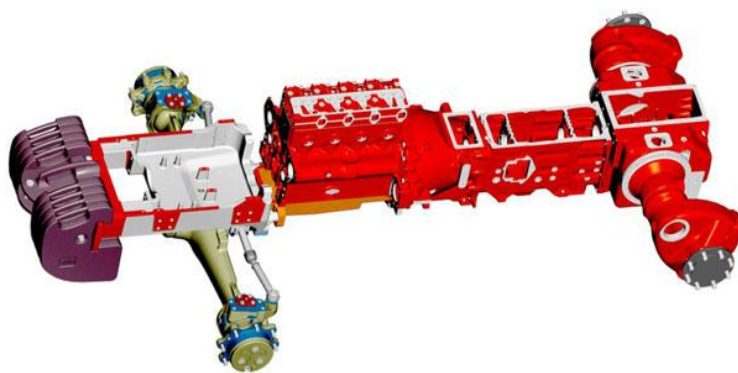
Postupem času se do traktorů dostaly spalovací motory. Technická řešení, zejména nová, často vycházejí z vývoje automobilových motorů. Důraz je kladen na snížení spotřeby paliva a škodlivých emisí při největším možném výkonu motoru. Dosahuje se to použitím elektronicky řízených členů, které neustále provádějí kontrolu a regulaci motoru. V dnešních traktorech se používají zejména čtyřdobé vznětové motory, které mohou být i přeplňovány, nejčastěji turbodmychadlem. U malotraktorů se výjimečně používají dvoudobé zážehové nebo vznětové motory. [5]

I když se pohonné agregáty nemění, experimentuje se s různými typy paliv. Vývoj spalovacích motorů je dnes ve značné míře ovlivněn předpisy stanovující limity množství vybraných složek, které proudí z výfukových potrubí. Tím se do popředí dostávají tzv. biopaliva. Biopalivo je plynné nebo kapalné palivo, které se vyrábí z biomasy. Biomasa neboli biologická část odpadů, produktů a dalších látek původně ze zemědělství, schopná rozkladu. Biopalivo do vznětových motorů se nazývá bionafta (biodiesel), která se nejčastěji vyrábí z řepkového oleje, tudíž z obnovitelného zdroje. Biopaliva mají velký význam z hlediska závislosti na ropných produktech a na zlepšení kvality ovzduší. [6]

3.2.3 Podvozek traktoru

Nosnou částí traktoru je tzv. podvozek. Ten je tvořen ze všech mechanismů umožňující jízdu a řízení traktoru. Kromě toho ještě podvozek obsahuje další mechanismy, které zajišťují jiné důležité funkce traktoru, jako je nesení a pohon zejména zemědělských strojů. Ve speciálních případech jsou na podvozku traktoru namontovány i prvky umožňující např. změnu světlé výšky.

U nižších výkonových tříd traktorů se používá bezrámová konstrukce. Ta se skládá z jednotlivých částí, obsahující motor, převodové ústrojí a další mechanismy, které jsou spojeny v jeden celek a tvoří nosnou konstrukci traktoru. Velkou nevýhodou této konstrukce je její velká a nerovnoměrně rozložená hmotnost, protože jednotlivé části bezrámové konstrukce musí být velmi dimenzovány z důvodu velkého namáhání působící na traktor při práci a jízdě v terénu.



Obrázek 2: Bezrámová konstrukce traktoru Zetor [7]

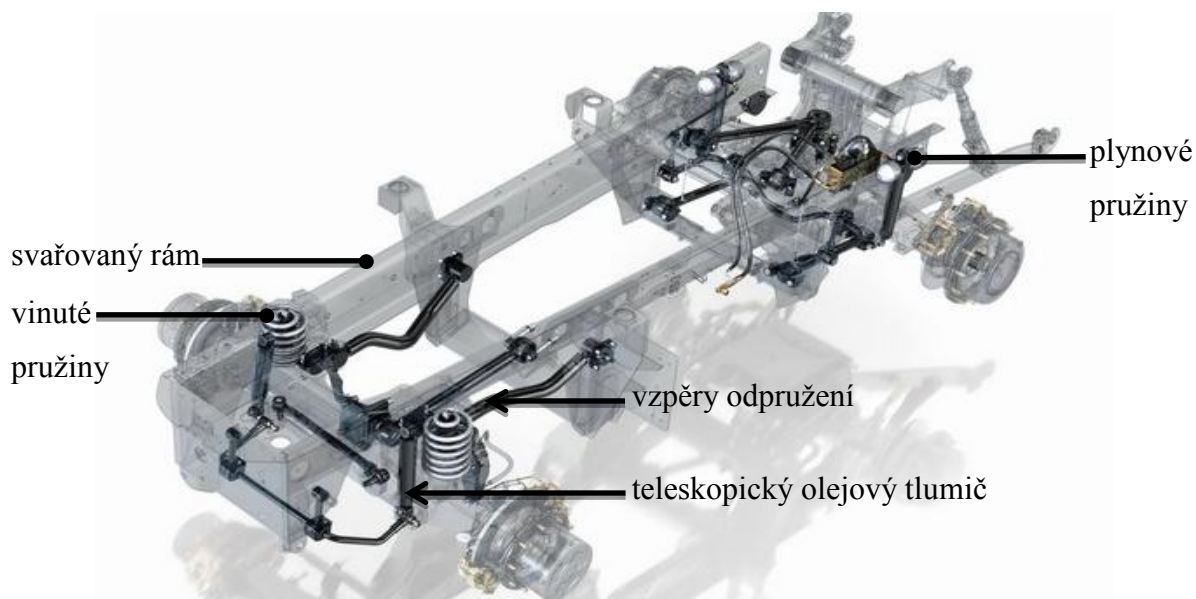
Druhou variantou je polorámová konstrukce, která nevýhody rámové konstrukce částečně odstraňuje. Samotná konstrukce se skládá z nosného rámu, na kterém jsou umístěné strojní skupiny, zejména motor a převodovka. Rám je připevněn k zadní nápravě a rozvodovce. Jelikož motor a převodovka už netvoří nosnou část traktoru, nemusí být natolik dimenzované. Tím se sníží hmotnost a zároveň vhodným umístěním těchto částí na rám se dá docílit rovnoměrného rozložení hmotnosti.



Obrázek 3: Polorámová konstrukce traktoru Class Axion [8]

V posledních letech se začala používat rámová konstrukce. Je to způsobeno rostoucím zatížením přední a zadní části traktoru. Rám se skládá ze dvou podélných profilů spojených několika příčnicí. Motor ani převodovka neplní nosnou funkci. Strojní skupiny nemusí být těžké a mohou být lépe rozloženy na rámu. Tím je zaručeno lepší rozložení hmotnosti a tím i lepší trakční schopnosti traktoru.

Z hlediska většího komfortu a vyšším pracovním rychlostem traktoru se snaží výrobci o odpružení jeho některých částí. Popřípadě celého rámu jako je tomu u systémového nosiče Fastrac, který dosahuje pracovní rychlosti až 80 km/h.



Obrázek 4: Rámová konstrukce traktoru JCB Fastrac [9] - upraveno

Kromě odpružení je dnes už standardem i poháněná přední náprava, která výrazně zlepšuje tahové schopnosti vozu. Pro provoz na polích, ale i pozemních komunikacích je důležité i brzdové ústrojí traktoru. Účelem brzd je snížit rychlost, popřípadě zastavit vozidlo nebo ho bezpečně zadržovat na jednom místě. Podobně jako u ostatních dopravních prostředků existuje celá řada brzdových ústrojí, které se používají. Jako nejčastější provozní brzdy se používají třecí, dvouokruhové, mokré, hydraulické kotoučové brzdy. Parkovací brzda je většinou mechanicky ovládaná provozní kotoučová brzda.

Pro styk s vozovkou potřebuje mít traktor kola a pneumatiky. Pneumatiky jsou velmi důležitý prvek, protože přenáší hmotnost vozidla, hnací a brzdící momenty, ale také boční síly. Současně s tím pomáhají s odpružením nerovností. Stejně jako v automobilech se používá celá řada různých pneumatik. Kromě klasických kol může mít traktor i pásový podvozek. Hlavním důvodem použití pásů v minulosti byla velká hmotnost traktoru a jeho malá průchodnost terénem. V dnešní době je důvod odlišný. Pásový podvozek umí lépe převést výkon motoru na povrch země. Současně umožňuje lépe rozložit hmotnost traktoru působící na půdu. Poslední výhodou je splnění požadavku transportní šířky vozidla do 3 m. [5]

3.2.4 Kabina traktoru

Pracovní prostředí traktoru, umístěného nad podvozkem, se nazývá kabina. Ta výrazně ovlivňuje pracovní morálku řidiče. Kabina musí být bezpečná, tzn. musí chránit obsluhu traktoru při nárazu nebo převrácení traktoru. A musí z ní být co nejlépe vidět. Kabina se skládá z ocelového svařovaného rámu se čtyřmi nebo více sloupky, velkých prosklených ploch a střechy. Moderní kabiny musí zajišťovat těsnost a výrazné odhlučnění. Řidič sedí na odpruženém sedadle a kolem sebe má přístrojovou desku a ovládací prvky traktoru. Současné technologie umožňují celou řadu nastavení traktoru pro lepší práci. Standardem bývají i LCD (Liquid Crystal Display) obrazovky.

Kabina je na podvozku uložena pomocí pryžových segmentů. Ty zajišťují odpružení kabiny. Přední část bývá uložena pomocí teleskopických tlumičů nebo silentbloků. U zadní části jsou často použité teleskopické tlumiče s vinutými pružinami. Pro snadnější přístup k podvozku bývá kabina odklápěcí. [5]

3.3 Budoucnost traktorů

Dnešní traktory jsou velmi pohodlné, prostorné a mají nejmodernější technologie, které zaručují co možná nejlepší produktivitu práce. Výrobci se neustále předhánějí, jak je ještě více zlepšit. Jedním z řešení, o kterém se začalo mluvit už v roce 1958, kdy technici z univerzity v Readingu přišli na samočinnou jízdu traktoru po kabelu bez přítomnosti obsluhy, je robotizace traktorů. Dnešní technologie, zejména GPS (Global Positioning System), která umožňuje určit přesnou polohu kdekoliv na Zemi, nebo nad ní, jsou toho schopny. Všechny potřebné úkony od nastavení traktoru po samotnou jízdu po poli by prováděl počítač a ne člověk. Už dnes přenechává člověk některé úkony v traktoru na počítači, a tím šetří čas a usnadňuje řidiči práci. [3]



Obrázek 5: Robotizovaný traktor ovládaný operátorem [10]

4 Převodové mechanismy

Převodové mechanismy patří mezi speciální třídu mechanismů. Mechanismy jsou pohyblivé mechanické soustavy, které mají jeden stupeň volnosti a jejichž hlavními funkcemi jsou transformace (změna velikosti, druhu, polohy, atd.). Převodové mechanismy umožňují transformaci pohybu i zatížení mezi vstupním a výstupním členem. Předepsána je u nich změna úhlové rychlosti (otáček) a tomu odpovídající změna točivého momentu. [11]

Všechna zařízení, která spojují motor s hnacími koly a vývodový hřídel traktoru, se nazývají převodové mechanismy traktoru. Mezi ně ještě patří mechanismy umožňující přenos, přerušení, změnu velikosti nebo smyslu točivého momentu.

Převodové mechanismy se mohou vzájemně spojovat a vytvářet celky, které tvoří samonosnou konstrukci podvozku traktoru nebo jsou uloženy v rámu jako v případě polorámové nebo rámové konstrukce podvozku. Mimo jiné, moderní technologie umožňuje použití velkého množství řídicí elektroniky. Tím je zaručeno přesné a společné řízení motoru s převodovým ústrojím. Z toho vyplývají lepší výkonnostní parametry traktoru a ekonomičtější provoz. V některých případech mohou být části převodového ústrojí propojeny i fyzicky, a proto mohou mít společnou olejovou náplň.

Ovládání jednotlivých zařízení převodových mechanismů se uskutečňuje mechanicky pomocí táhel a lanovodů, nebo dnes častěji elektrohydraulicky. V kabině traktoru je ovládání sdružováno do ovladačů umístěných v pracovním prostoru řidiče. Elektrohydraulické ovládání umožňuje snížit fyzickou námahu obsluhy traktoru. [5]

4.1 Druhy převodových mechanismů traktoru

Podle způsobu přenosu točivého momentu z motoru se dají převodové mechanismy traktoru rozdělit:

- Pro krátkodobé přerušení točivého momentu (spojky)
- Pro stálé spojení (kloubové a spojovací hřídele)
- Pro změnu smyslu a velikosti točivého momentu (převodovky)
- Pro rozdělení hnacího momentu na pravé a levé kolo (diferenciál, rozvodovka)
- Pro zvýšení převodového poměru před hnacím kolem (koncové převody)

Jednotlivé převodové mechanismy jsou řazeny za sebou a umístěna mezi motorem a hnacími koly. Existuje celá řada způsobů uspořádání daných výrobců. Určité shody je možné vidět u stejných výkonových tříd traktorů. Obvykle přenos výkonu proudí od motoru (SM) přes pojezdovou spojku (PS), reverzační převodovku (RP), dělicí převodovku (DP) k hlavní převodovce (HP). Odtud pokračuje k rozvodovce s diferenciálem a koncovým převodem (RDK) až ke hnacím kolům (HK) a vývodovému hřídeli (VH). Následující druhy převodových mechanismů, které jsou zde popsány, patří v konstrukci traktorů mezi nejpoužívanější. [5]



Obrázek 6: Schéma umístění převodových mechanismů

SM – spalovací motor; PS – pojezdová spojka; RP – reverzační převodovka; DP – dělicí převodovka; HP – hlavní převodovka; RDK – rozvodovka, diferenciál a koncový převod; HK – hnací kola; VH – vývodový hřídel

4.2 Pojezdové spojky

Strojní části umožňující přenos točivého momentu a pohyb mezi dvěma blízkými otočnými částmi nějakého technického zařízení, jejichž osy otáčení mohou být totožné, mírně různoběžné nebo mimoběžné, se nazývají spojky. [12]

Jelikož mohou být spojky i součástí převodových mechanismů traktoru (reverzační a dělicí převodovka apod.), mohou být zařazeny v této kapitole a můžeme je nazývat pojezdové spojky. Spojky jsou zpravidla situovány mezi motorem a převodovkou. Spojení obou částí probíhá prostřednictvím prokluzu, což je důsledek vyrovnání rozdílných otáček mezi hnacím a hnaným členem. Tím se zaručí plynulé rozjíždění traktoru a řazení jednotlivých převodových stupňů. Mimo jiné umožňují pojezdové spojky i další funkce jako: [5]

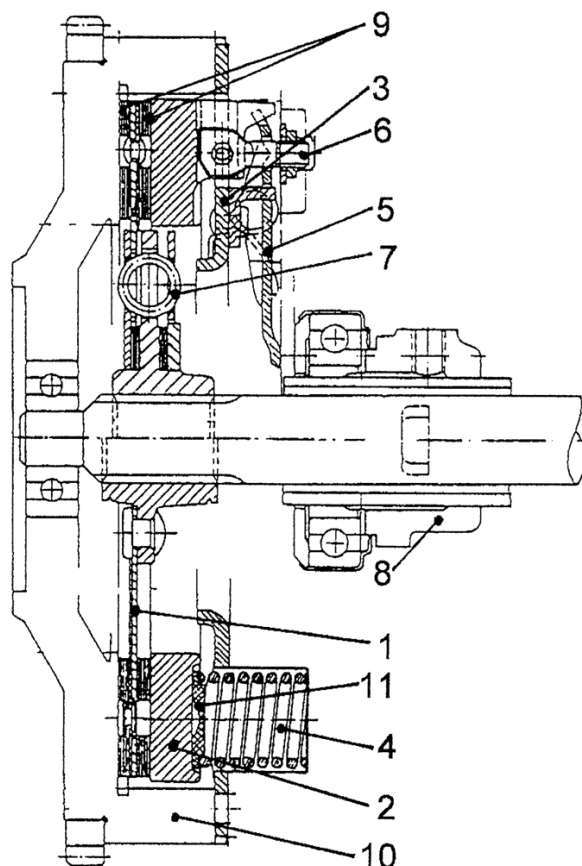
- krátkodobě přerušit točivý moment
- tlumit torzní kmity
- eliminovat změny polohy spojovaných součástí
- chránit spojované části proti nadměrnému zatížení

4.2.1 Kotoučová spojka

Kotoučová spojka je spojka třecí, suchá. Hnací část je tvořena setrvačником a přítlačným kotoučem. Úkolem setrvačníku je zmírnit nerovnoměrné otáčení klikového hřídele. Hnanou část tvoří spojkový kotouč. Hnací a hnaná část spojují přítlačné pružiny. Spojkový kotouč je z ocelového plechu a je opatřen různě tvarovanými zářezy, které zabraňují zkroucení při zahřátí. Mimoto je odpružen vinutými pružinami. Ty snižují přenos vibrační mezi motorem a převody. Na kotouči jsou připevněna třecí obložení.

Teplota třecího obložení se při rozjezdu pohybuje v rozmezí 200 – 250 °C. Při velkém zatěžování se dokáže na obložení vyvinout teplota až 600 °C. Velkým zahříváním dochází ke snížení součinitele tření (pohybuje se v rozmezí 0,2 – 0,45) a točivého momentu. Z tohoto důvodu je traktorová spojka navržena až na 3krát vyšší točivý moment, než je maximální točivý moment motoru.

Přítlačná pružina používající se k sevření tělesa setrvačníku, přítlačného a spojkového kotouče je u traktorů talířová. Má velmi výhodný průběh umožňující vyšší přítlačné síly a nižší vypínací síly než vinutá pružina. Navíc při opotřebení se velikost přítlačné síly nezmění. [5], [13]



Obrázek 7: Jednokotoučová suchá spojka [13] – str. 16

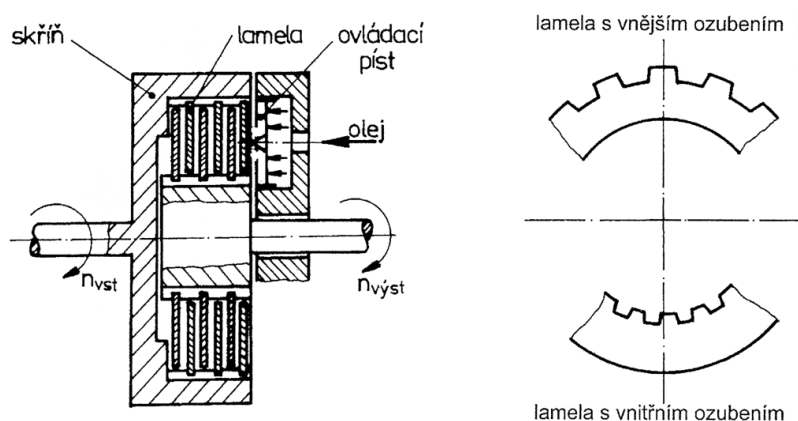
1 – spojkový kotouč; 2 – přítlačný kotouč; 3 – štít spojky; 4 – přítlačná pružina; 5 – vypínací páka; 6 – regulační šroub vypínací páky; 7 – tlumicí pružina; 8 – vypínací objímka s kuličkovým ložiskem; 9 – obložení; 10 – setrvačnick; 11 – izolační podložka

4.2.2 Lamelová spojka

Pro přenos točivého momentu používají lamelové spojky více kotoučů místo jednoho, jak je to u kotoučové spojky. Kotouče jsou zde velmi tenké (lamely), proto vznikl název lamelová spojka. Díky přítomnosti více kotoučů je možné i přes jejich malý vnější průměr a malý měrný tlak přenášet velké točivé momenty. Jednotlivé lamely kotouče jsou řazeny za sebou, spojené jsou střídavě s hnací a hnanou částí pomocí ozubení. Hnací lamely jsou obvykle s vnějším ozubením a hnané s vnitřním ozubením. Jejich axiální posuv je umožněn drážkováním. Přítlak lamel vyvozuje tlak oleje působící na ovládací píst, tím dochází ke stlačení lamel k opěrným plochám. Zpětný pohyb je zajištěn vratnou pružinou.

Lamelová spojka je ovládána proporcionálními hydraulickými prvky, které dostávají impulsy z řídicí jednotky. Výhoda těchto hydraulických prvků je v plynulosti zapínání spojky. Jelikož ovládací prvek nemá přímou vazbu k lamelové spojce, je možné spojku ovládat nižší silou. Jako zdroj tlakového oleje se obvykle používá samostatný hydrogenerátor.

Konstrukční uspořádání lamelové spojky umožňuje použití v omezeném prostoru. Jejich široké uplatnění se nachází i v dělicích, reverzačních, hlavních převodovkách atd. [5], [13]

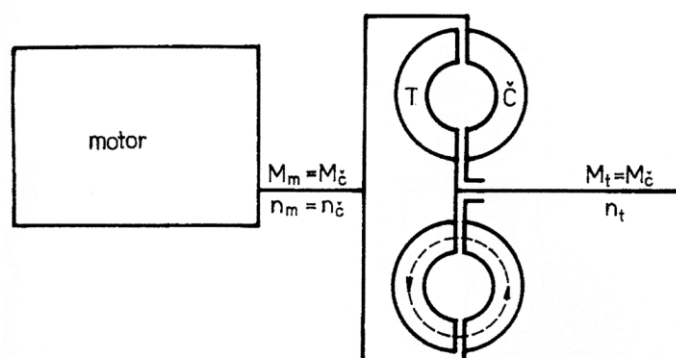


Obrázek 8: Lamelová spojka s hydraulickým přítlakem [13] – str. 48

4.2.3 Hydrodynamická spojka

Hydrodynamická spojka je složena ze dvou částí, čerpadla (Č) a turbíny (T). Čerpadlové kolo je připojeno k hnacímu hřídeli motoru a turbínové kolo je spojeno k hnanému hřídeli převodovky. Obě kola jsou uzavřena ve společné skříni tvaru prstence. Vnitřní prostor skříňe je rozdělen rovinou kolmou k ose spojky na 2 poloviny. Jedna polovina, ve které se nachází lopatkové kolo čerpadla, je připojena k setrvačníku a ve druhé polovině se nachází lopatkové kolo turbíny. Turbínové a čerpadlové kolo mají přibližně stejnou velikost. Jako médium se používá minerální olej.

Princip činnosti spočívá ve spuštění motoru, který následně roztáčí setrvačnick s čerpadlovým kolem. Turbínové kolo je v tuto chvíli v klidu. Olej se v lopatkovém kole začne odstředivou silou hýbat v radiálním směru od hřídele. Následně na vnějším obvodu přeteče do turbínového kola, kterým začne otáčet. Při chodu naprázdno se přenáší pouze nepatrný moment. Ten nestačí k rozjetí, spojka prokluzuje a traktor stojí. Při zvyšujících se otáčkách motoru se začíná otáčet turbínové kolo a dochází k rozjezdu traktoru. [13]



Obrázek 9: Schéma hydrodynamické spojky spojené s motorem [13] – str. 55

4.3 Reverzační převodovka

Funkcí reverzační převodovky je změna smyslu otáčení výstupního hřídele převodovky. Umožňuje tak produktivnější a komfortnější práci traktoru. Podle způsobu přenosu výkonu můžeme reverzační převodovky rozdělit na:

- mechanické – vloženým kolem
- mechanické – planetovým soukolím
- hydrostatické – reverzační hydrostatického převodníku

Ovládání těchto převodovek je nejčastěji pomocí lamelové spojky řazené pod zatížením. Lze tak docílit plynulý rozjezd traktoru jak vpřed, tak i vzad s absencí použití pojezdové spojky. Mimo jiné lze použít k ovládání i synchronizační nebo zubovou spojku. K řízení reverzace slouží nejčastěji páčka, která je umístěna vlevo pod volantem v kabině traktoru. Pojezdová rychlost, při které lze provést reverzaci, je z důvodu bezpečnosti omezena. Pokud bude chtít řidič provést reverzaci pohybu při příliš vysoké rychlosti, tak mu to elektronika neumožní a upozorní ho. V některých případech je možné přemístit páčku do parkovací polohy, kdy se sepnou obě lamelové spojky reverzace, a tím se zablokuje převodovka. Ovšem až při zatažené ruční brzdě. Popřípadě je ještě možnost regulovat rychlost (plynulost) řazení zvoleného smyslu jízdy za pomoci potenciometru. [5]

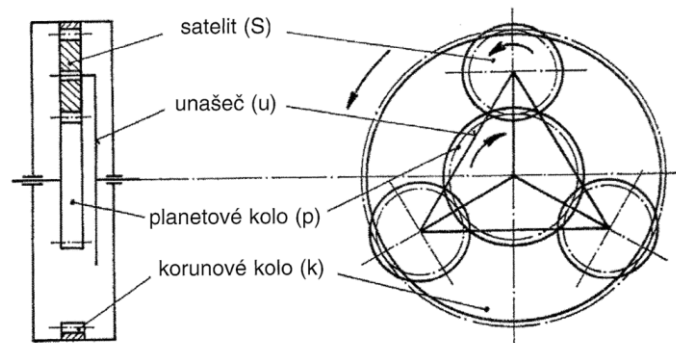
4.3.1 Planetová převodovka

Planetové převodovky jsou převodovky s proměnlivou polohou os a s konvenčními převody. [11]

Planetové převody se v hojně míře používají v konstrukci převodových ústrojí. V traktorech je zejména v jednoduchém provedení s jedním unašečem (viz. obrázek 10). Jednoduché planetové soukolí se skládá ze dvou centrálních členů, které mají společnou osu rotace a jsou mezi sebou spojeny satelity. Centrální člen s vnějším ozubením se nazývá planetové kolo a centrální členy s vnitřním ozubením se nazývají korunová kola. Satelity, které jsou otočně uloženy na unašeči, konají při jeho rotaci složený pohyb (2 rotace). Mohou mít jedno nebo několik ozubení a každé z ozubení satelitu může zabírat do jiného planetového kola.

Jednoduchá planetová převodovka se používá u traktoru v reverzačních převodovkách, dělicích převodovkách, diferenciálech a koncových převodech.

Mezi výhody této převodovky patří rozložení točivého momentu na satelity, čímž se snižuje modul ozubení. Má vyšší hodnoty převodového poměru, dále je možné slučovat výkon přenášený hydrostatickou a mechanickou částí převodovky. V neposlední řadě je to variabilita uspořádání dle momentového toku a zastavených členů. Mezi nevýhody lze naopak zařadit vyšší pořizovací cenu a složitost převodu. [5]



Obrázek 10: Schéma jednoduchého planetového soukolí [13] – str. 136

4.4 Dělicí převodovka

Traktor pracuje v těžkých podmínkách, musí tak překonávat odpory, které se mění v závislosti pracovního prostředí, ve kterém se pohybuje. Při zvýšeném pracovním odporu se zvyšuje točivý moment v motoru a následně musí dojít k přeřazení. Pokud je přeřazení vyžadováno při těžkých pracích traktoru, dojde při sešlápnutí spojkového pedálu k zastavení traktoru. Poté musí následovat znovu rozjezd, což má nepříznivý účinek na spojky a převody. Dělicí převodovka nebo také násobič točivého momentu nám ale umožňuje změnu velikosti převodového poměru a s tím související změnu točivého momentu při zatížení. V dělicí převodovce se zařadí převod, čímž se zvýší celkový převodový poměr a tím se ve výsledku přivede vyšší hnací sílu na obvod kola. Nejmenší převodový poměr násobiče točivého momentu je 1. Dělicí převodovku můžeme rozdělit podle počtu převodových stupňů na:

- dvoustupňové - převodové poměry obvykle 1 a 1,2 - 1,3
- třístupňové - převodové poměry obvykle 1 – 1,2 – 1,4
- čtyřstupňové- převodové poměry obvykle 1 – 1,22 – 1,5 – 1,8

Nejčastěji se používají 2 konstrukční řešení dělicí převodovky:

- převodovky předloňové s čelním soukolím
- planetové převodovky

Obvykle jsou dělicí převodovky umístěné mezi spojkou a hlavní převodovkou. To je z hlediska dimenzování, namáhání a zástavbových rozměrů velmi výhodné. Zapínání třecích elementů, kterými jsou obvykle lamelové spojky nebo pásové a lamelové brzdy, probíhá elektrohydraulicky, mechanickohydraulicky nebo elektropneumatikky. Do výchozí polohy je vrací pružiny. Prokluzování řadicích elementů musí být poměrně krátké, aby nedocházelo ke snížení pojezdové rychlosti traktoru. Lamelové spojky se používají ke spojení dvou otáčejících dílů dělicí převodovky. Brzdy k zastavování, nejčastěji spojením se skříní dělicí převodovky. Násobiče jsou nejčastěji ovládány tlačítky na řadicí páce páčkou pod volantem apod. [5]

4.5 Hlavní převodovka

Převodovky jsou složené převodové mechanismy, a jak již bylo výše uvedeno, slouží k vytvoření silové a kinematické vazby mezi vstupem a výstupem. [11]

Traktory jsou provozovány v rozličných podmínkách. Ty vyžadují neustálé změny jezdových rychlostí a tahových sil. Z tohoto důvodu je nutné, aby součástí převodových ústrojí byla převodovka.

Převodovka umožňuje změnu přenášeného točivého momentu, obvykle jeho zvětšování. Kromě toho dovoluje dlouhodobé přerušení („neutrál“) točivého momentu a změnu jeho smyslu (zpětný chod – „couvání“). U traktoru se používá i k přenosu točivého momentu na pohon přední nápravy a vývodového hřídele. Docílí se toho prostřednictvím převodů umožňující stupňovitou nebo plynulou změnu rychlostních poměrů. [5], [13]

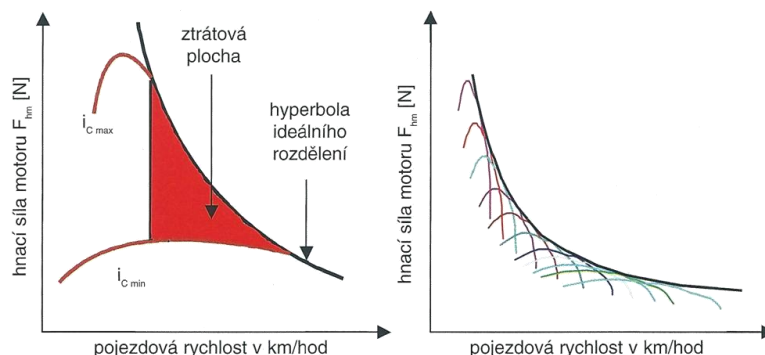
4.5.1 Důvody použití převodovky

Kdyby měl spalovací motor ideální otáčkovou charakteristiku, nepotřeboval by traktor převodovku. Při konstantním výkonu P a úhlové rychlosti ω , se točivý moment M_T vypočítá:

$$M_T = \frac{P}{\omega} \quad [N/m]$$

Z uvedeného vztahu je vidět, že se jedná o rovnici hyperboly. Průběh točivého momentu musí být tedy hyperbolický. Jelikož je hnací síla motoru na hnacích kolech přímo úměrná točivému momentu traktoru, její průběh bude rovněž hyperbolický. U skutečného motoru se ale točivý moment odlišuje od ideálního průběhu. Aby byl výkon motoru v celém rozsahu požadovaných rychlostí co nejlépe využit, musí mít traktor převodovku.

Převodovka se skládá z jednotlivých převodových stupňů. Pokud by byl traktor vybaven pouze základním převodem (nejnižší převodový poměr) a maximálním (nejvyšší převodový poměr), nelze dostatečně využít výkon jeho motoru (viz. obrázek 11). K lepšímu využití ve střední oblasti je proto potřeba použít další převody. Ideální je rozdělení hnacích sil podle hyperboly, které ovšem nelze úplně dosáhnout stupňovými převody. Nejlepšího rozdělení docílíme použitím převodovky s plynulou změnou převodového poměru (CVT). Ta nabízí teoreticky nekonečný počet převodových poměrů mezi maximálním a základním převodem. [5]



Obrázek 11: Vliv počtu převodových stupňů, vlevo 2 převod. stupně a vpravo 10 převod. stupňů [5]

4.5.2 Převodovka mechanická

Mechanické převodovky zůstávají pořád nejrozšířenějším způsobem přenosu výkonu motoru na hnací kola. Je to dáno jejich vysokou účinností, spolehlivostí, jednoduchostí, a tím i přijatelnou cenou. Hlavní nevýhoda je v omezených možnostech využití výkonu motoru (viz. obrázek 11). Mechanické převodovky lze rozdělit na:

- převodovky, které nemají žádný stupeň řazený pod zatížením
- převodovky, které mají omezený počet převodů řazených pod zatížením
- převodovky, které mají všechny stupně řazené pod zatížením

Převodovky bez možnosti řazení pod zatížením jsou spíše historické. Ale i dnes je můžeme nalézt např. u traktoru New Holland. Převodovka má název Shuttle Command. Disponuje 12 převodovými stupni vpřed i vzad (12/12). Konstrukčně se skládá z reverzační, hlavní a skupinové převodovky.

Převodovky s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížení jsou velmi rozšířené. Hlavně u traktorů nižší a střední výkonové třídy. Největší počet stupňů řazených pod zatížením je 8, kde se využívá čtyřstupňové dělicí převodovky a skupinové převodovky se 2 stupni řazenými pod zatížením (želva – zajíc). Uplatnění lze nalézt například u traktorů John Deere, převodovka AutoQuad 20/20.

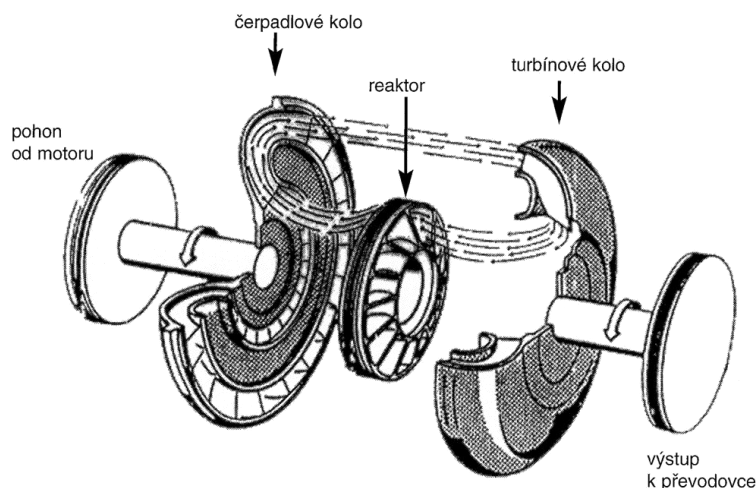
U převodovek se všemi stupni řazenými pod zatížením nedochází k poklesu rychlosti z příčiny řazení za pomoci přesunu synchronizační spojky. Tyto převodovky se využívají především u vyšší výkonové třídy traktorů, protože přerazení by znamenalo jednak zastavení celé soupravy, ale i vysoké tepelné namáhání spojky. Uplatnění nalezneme například u traktorů Case IH, převodovka Full PowerShift 18/6. [5]

4.5.3 Hydrodynamická převodovka

Hydrodynamické převodovky se používaly hlavně v 80. a 90. letech minulého století, kdy také dosáhly největšího rozvoje. Výhody tohoto řešení spočívají především v jednoduchém a účinném přenosu výkonu, kde automatizace převodovky není tolik závislá na výkonných řídicích jednotkách.

Hydrodynamická převodovka vzniká spojením hydrodynamického měniče, popř. hydrodynamické spojky a mechanické převodovky. Výhodami hydrodynamického měniče jsou zvyšující se točivý moment turbíny při rostoucím zatížením, plynulý rozjezd a tlumení vibrací. Oproti hydrodynamické spojce se liší vloženým reaktorem mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Reaktor je reakční člen umožňující změnu velikosti točivého momentu, který je přenášen. Olej uvádí do pohybu čerpadlové kolo, následně proudí přes reaktor až do turbíny. Hydrostatický měnič je vložen mezi motor a mechanickou část převodovky.

Tato převodovka se používá například u traktorů Fendt s názvem Turbomatik 44/44. [5]

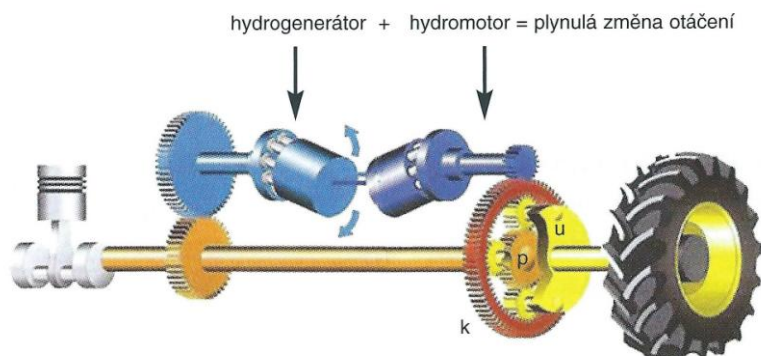


Obrázek 12: Schéma hydrodynamického měniče [5] – str. 56

4.5.4 Diferenciální hydrostatická převodovka

Převodovky CVT, které umožňují plynulou změnu jezdové rychlosti, jsou v traktorech už od roku 1942. Tyto převodovky jsou založeny na kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu. Největší výhodou je její ideální hyperbolické rozložení jezdových rychlostí. Proto se tyto převodovky dostávají v současné době do popředí. Pokud se navíc spojí s elektronickým řízením, vznikne převodovka nabízející velmi komfortní ovládání a 2 regulační parametry, kterými jsou otáčky motoru a jezdová rychlost. Mezi nevýhody naopak patří nižší účinnost, citlivost na vlastnosti provozní kapaliny a vyšší pořizovací cena.

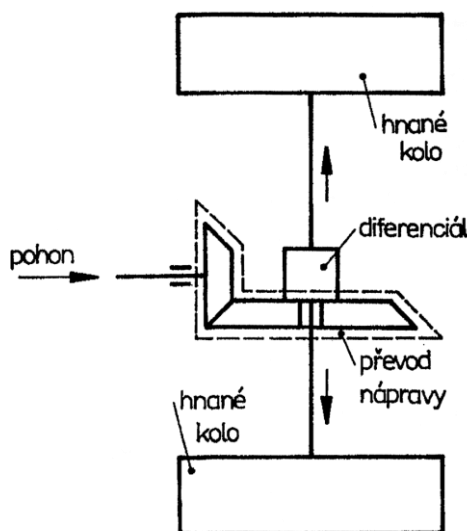
Konstrukce vychází z dělení výkonu, při kterém je jedna výkonová část vedena přes hydrostatickou a druhá část přes mechanickou větev. Větvě se následně sloučí v jednoduchém planetovém soukolí. Hydraulická část je složena z hydrostatického převodníku (axiální pístový hydrogenerátor, hydromotor a řídicí regulační prvky), který plní funkci transformátoru energie. Přeměňuje mechanickou energii ze vstupu na tlakovou (hydrogenerátory), která se následně transformuje na výstupní mechanickou energii (hydromotory). Ta poté vstupuje do planetového slučovacího převodu. Regulace hydrostatického převodníku probíhá pomocí řízené změny geometrického objemu, a to buď naklápěním regulační desky, nebo celého bloku i s písty. [5]



Obrázek 13: Schéma CVT převodovky [5] – str. 58

4.6 Rozvodovka

Rozvodovka je strojní část, která se skládá ze stálého převodu hnací nápravy a diferenciálu uloženého ve skříni rozvodovky. U tuhých náprav tvoří součást mostu hnací nápravy a u dělených náprav (nezávislé zavěšení kol) se připevňuje k rámu. [13]



Obrázek 14: Schéma rozvodovky [13] – str. 266

4.6.1 Stálý převod hnací nápravy

Stálý převod se používá ke zvětšení točivého momentu přivedeného z převodovky a k rozvedení tohoto momentu na hnací kola traktoru. Pokud má traktor poháněno více náprav, je mezi převodovkou a rozvodovkou rozmístěno ústrojí rozdělující výkon na nápravy. Převodový poměr se pohybuje v rozmezí 3,5 – 5,5.

U traktorů se používají zejména jednostupňové rozvodovky, tedy stálý převod jedním párem ozubených kol. Existující dvoustupňové rozvodovky se používají u těžkých nákladních automobilů. Konstrukčně se jednostupňová rozvodovka skládá z pastorku a talířového kola. Používá se kuželové soukolí s různě provedeným ozubením. Na stálý převod jsou kladeny požadavky, které nejlépe splňuje šikmé ozubení, které má:

- plynulý a tichý chod bez rázů
- malou necitlivost vůči nepřesnosti výroby, montáže a deformaci vlivem zatížení
- vysokou únosnost a větší převodový poměr

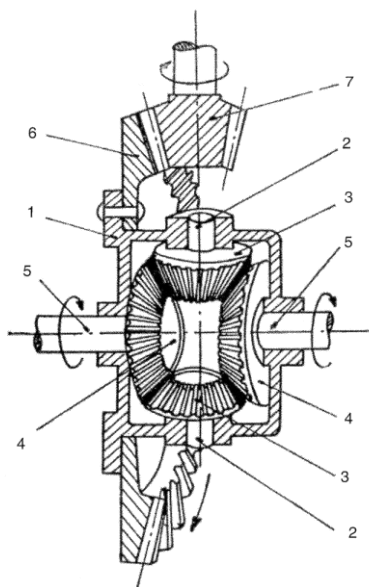
Tyto výhody má šikmé ozubení na rozdíl od přímého. Naopak nevýhodou jsou velké axiální síly. [5], [13]

4.6.2 Diferenciál

Pokud uvolníme jeden z členů klasické převodovky, dostaneme soustavu s dvěma stupni volnosti, tzv. diferenciál. Diferenciální převodovky umožňují skládat více pohybů do jednoho (obráběcí stroje) nebo rozkládat pohyb tak, aby bylo možné vyrovnat rozdíly v rychlostech (diferenciál automobilu, traktoru atd.). [11]

Pokud by se diferenciál ve vozidle nenacházel, docházelo by k nadměrnému opotřebení pneumatik (prokluzování, smýkání), tím by docházelo i ke ztrátám výkonu a znamenalo by to zvýšení paliva. Současně by absence diferenciálu znesnadnila řízení vozidla.

V konstrukci traktorů se používají diferenciály nápravové, kuželové, které mohou být samosvorné nebo nesamosvorné. Na obrázku 15 je schéma konstrukčního uspořádání kuželového diferenciálu. Zpravidla se točivý moment přenáší z kuželového pastorku (7) na talířové kolo (6). Talířové kolo otáčí klec (1), ve které jsou uloženy satelity (3). Pastorky zabírají společně s ozubenými koly (4), což umožňuje otáčení pastorků ve svém uložení. Točivý moment je následně z planetových kol přenášen na hnací kola pomocí poloos.



Obrázek 15: Řez kuželového diferenciálu [5] – str. 64

1 – klec; 2 – čep satelitu; 3 – satelit; 4 – planetové kolo; 5 – poloosa; 6 – talířové kolo; 7 – kuželový pastorek

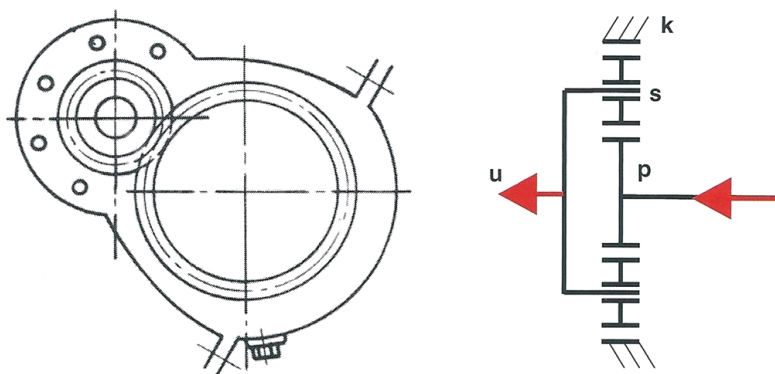
Chování diferenciálu při jízdě přímým směrem (stejný dynamický poloměr obou kol) lze charakterizovat tak, že levé i pravé kolo klade stejný odpor proti otáčení. Tím pádem mají hnací kola stejné otáčky a stejnou obvodovou rychlost. Satelity se neotáčí kolem své osy a působí jako klín planetových kol. Účinnost diferenciálu v přímém směru je téměř 100 %. Naopak při průjezdu například pravotočivou zatáčkou musí pravé planetové kolo provádět menší počet otáček než kolo levé. Tím dochází k odvalování kola, ne k jeho smýkání. Při průjezdu zatáčkou klade pravé (vnitřní) hnací kolo větší odpor než kolo levé (vnější). Rozdílné otáčky umožňuje otáčení satelitu kolem své osy. Tím se ovšem sníží celková účinnost diferenciálu na 85 až 90 %. Takovéto chování diferenciálu funguje, pouze pokud mají hnací kola shodné záběrové podmínky.

Pokud jsou záběrové podmínky rozdílné, zvyšují se otáčky hnacího kola, které má záběrové vlastnosti horší. Tím dochází k nepříznivým trakčním vlastnostem traktoru, což ve výsledku může být důsledek zastavení vozidla. Z tohoto důvodu je někdy nutné vyřadit diferenciál z provozu. Právě proto se používá tzv. uzávěrka diferenciálu. Uzávěrka způsobuje spojení klece diferenciálu s jednou poloosou hnací nápravy, čímž dojde k vyloučení diferenciálu z činnosti. Ke spojení klece s poloosou se používá lamelová spojka s elektrohydraulickým ovládním. U nižší výkonnostní kategorie traktorů se používá samosvorný diferenciál. Principem činnosti je zvýšení tření v diferenciálu. Třecí segmenty se nacházejí mezi planetovými koly a klecí diferenciálu. Kuželová soukolí umožňují v ozubení při záběru generovat axiální síly, které vyvozují přitlak mezi planetovými koly a třecími segmenty. Pokud traktor projíždí zatáčkou, je přitlačná síla velmi malá. Naopak pokud dochází k prokluzu jednoho hnacího kola, přitlačná síla vzroste a větší síla se přenesne na kolo, u kterého nedochází k prokluzu. [5]

4.7 Koncové převody

Před hnacími koly je ještě točivý moment z diferenciálu navýšen pomocí koncových převodů. Zvýšení točivého momentu až těsně před hnacími koly má za následek snížení namáhání na ostatních členech převodového ústrojí. Koncový převod se skládá ze soukolí se stálým převodovým poměrem.

Používá se buď čelní nebo planetové soukolí. Čelní koncový převod je tvořen ozubeným soukolím s čelními zuby. Toto řešení umožňuje měnit světlost výšku traktoru. V současnosti se však stále více používají planetové koncové převody. Hnací část tvoří planetové kolo (p) a hnanou část unášec satelitů (u). Korunové kolo (k) je zabrzděno a neotáčí se. [5]



Obrázek 16: Zleva schéma čelního a planetového koncového převodu [5] – str. 66

4.8 Vývodové hřídele

Vývodový hřídel slouží k pohonu strojů prostřednictvím točivého momentu. Ten se může na hřídel přenášet dvojím způsobem. Buď se vývodový hřídel otáčí v závislosti na otáčkách motoru, nebo v závislosti pojezdové rychlosti. Traktor má standardně zadní vývodový hřídel, popřípadě může mít i přední.

Nejčastějším způsobem přenosu točivého momentu je přímo od spalovacího motoru, aby byly nižší mechanické ztráty. Méně častým způsobem je pohon vývodového hřídele od výstupu z převodovky. Čím rychleji traktor jede, tím rychleji se otáčí vývodový hřídel.

Převodový mechanismus je složen z redukčních soukolí a lamelové spojky. Ta slouží k zapínání a vypínání vývodového hřídele. Otáčky hřídele mohou být 540 nebo 1000 n/min, popřípadě ekonomické varianty těchto otáček (540E, 1000E). Ekonomické otáčky znamenají, že traktor pracuje s nižšími otáčkami spalovacího motoru, a tím i s nižší spotřebou paliva. Pro snadnější údržbu a montáž se převodová skříň vývodového hřídele vyrábí především jako modulární koncepce.

Samotné ovládání hřídele je většinou elektrohydraulické. Ovládací páčky nebo tlačítka mohou být umístěna v kabině traktoru nebo na zadním blatníku. Otáčky vývodového hřídele jsou obvykle zobrazovány na obrazovce v kabině traktoru. [5]

5 Konkurenční řešení

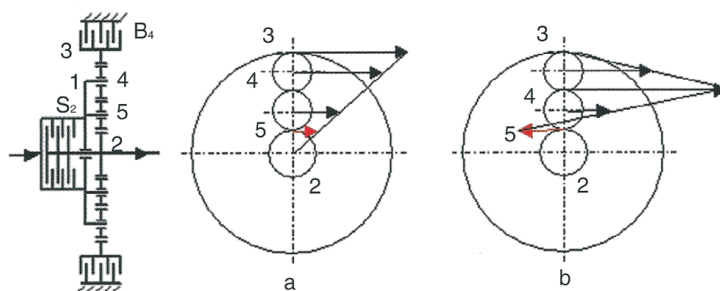
V této kapitole jsou popsány konstrukční řešení reverzační převodovky a dělicí převodovky od různých výrobců.

5.1 Reverzační převodovka

5.1.1 Reverzační planetové soukolí

Reverzační část převodovky AutoQuad u traktoru John Deere tvoří jedno planetové soukolí, které je umístěné mezi dělicí a hlavní převodovkou. Planetové soukolí se skládá z planetového a korunového kola a dvou řad satelitů.

Pokud se traktor pohybuje vpřed, je výkon motoru posílán na unašeč (1) a dále putuje přes sepnutou lamelovou spojku (S_2) na hřídel s planetovým kolem (2). V tomto případě je smysl otáčení planetového kola a unašeče stejný a velikost převodového poměru je $i = 1$. Pro jízdu vzad dojde k sepnutí lamelové brzdy (B_4), při rozepnutí spojce (S_2), a zastaví se korunové kolo (3). Tím dojde ke změně směru otáčení planetového kola (2) a traktor pojede dozadu. [5]



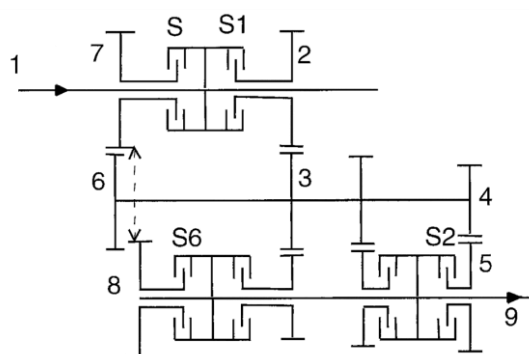
Obrázek 17: Reverzační planetové soukolí - převodovka AutoQuad [5] – str. 46

a – jízda vpřed; b – jízda vzad; 1 – unašeč; 2 – planetové kolo; 3 – korunové kolo; 4, 5 – satelity; B_4 – lamelová brzda; S_2 – lamelová spojka

5.1.2 Reverzační ozubené soukolí

Odlíšný mechanický způsob reverzace používá například převodovka Full PowerShift dodávaná do traktorů Case IH. Jedná se o reverzaci s předlohovým hřídelem a řazením lamelovými spojkami. Reverzační zařízení je součástí hlavní převodovky.

Pokud se traktor pohybuje vpřed, tak je na první převodový stupeň točivý moment přenášen hřídelem (1) přes sepnutou spojku (S_1), ozubenými koly (2, 3, 4, 5) a další spojkou (S_2) na výstupní hřídel (9). Shodný směr otáčení mají ozubená kola 2 a 5. Pro jízdu vzad se používá spojka (S_6). Točivý moment z hřídele (1) je veden na ozubené kolo (2) přes spojkou (S_1). Dále proudí z kola (2) na ozubené soukolí (6, 7). Ozubené kolo (7) je zároveň s kolem (8) v přímém záběru, a to vede ke změně smyslu otáčení výstupního hřídele (9). Reverzace může být dosažena ještě sepnutím spojek (S) a (S_6). [5]



Obrázek 18: Reverzace v části převodovky Full PowerShift [5] – str. 46

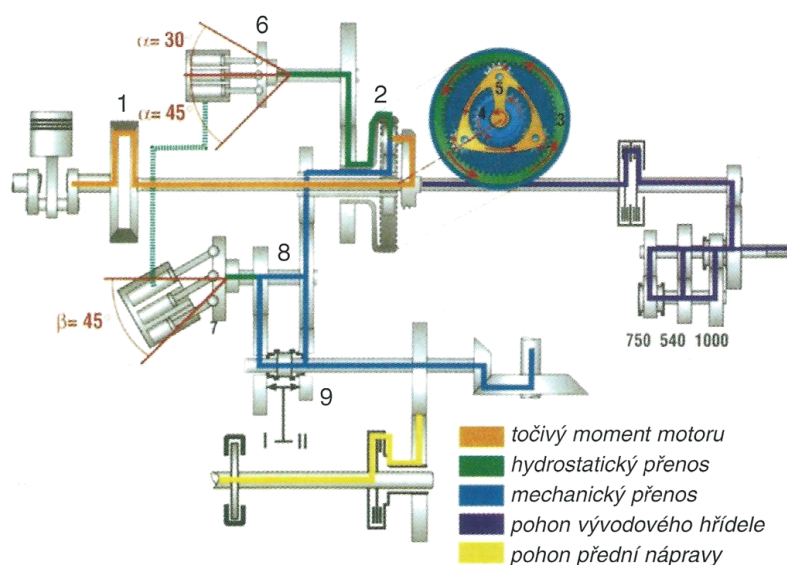
1 – vstupní hřídel; 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – ozubená kola; 9 – výstupní hřídel; S, S₁, S₂, S₆ – lamelové spojky

5.1.3 Reverzace hydrostatického převodníku

Převodovka CVT se používá například u traktorů Fendt, kde nese označení Vario. Od motoru proudí točivý moment přes unašeč (5) a korunové kolo (3) až k hydrogenerátoru (6). Planetové kolo (4) je spojeno s převodovkou (9). Hydrostatický převodník se skládá z axiálního regulačního pístového hydromotoru (7) a regulačního hydrogenerátoru (6). Regulační rozsah (velikost úhlu α , β) hydromotoru a hydrogenerátoru je zobrazen na obrázku 19. Mechanická část převodovky je tvořena planetovým soukolím a dvoustupňovou převodovkou. Výkon motoru přenáší jak mechanická část, tak i hydrostatická a výsledný výkon se sčítá na sumarizačním hřídeli (8).

Regulační rozsah, tj. změna velikosti úhlu hydrogenerátoru nebo hydromotoru umožňuje 5 základních stavů převodovky Vario. Těmi jsou neutrál, rozjezd a zrychlení, nejvyšší rychlost a jízda vzad (reverzace).

Reverzace je umožněna vykloněním hydrogenerátoru (6) z polohy $\alpha = 0^\circ$ na polohu $\alpha = -30^\circ$, tedy vykloní se na opačnou stranu než při jízdě vpřed. Hydromotor má na začátku regulace geometrický objem rovný nule. Protože je nyní hydrostatický převodník reverzační, dochází ke změně pracovního režimu. Hydromotor nyní pracuje jako hydrogenerátor a hydrogenerátor zase jako hydromotor. Poté započne hydrogenerátor zvyšovat geometrický objem a začne se otáčet hydromotor. Korunové kolo (3) zvyšuje svoji úhlovou rychlost a planetové kolo (4) změní svůj smysl otáčení. [5]



Obrázek 19: Schéma převodovky Vario pro traktor Fendt [5] – str. 59

1 – tlumič torzních kmitů; 2 – planetový převod; 3 – korunové kolo; 4 – planetové kolo; 5 – unašeč satelitů; 6 – hydrogenerátor; 7 – hydromotor; 8 – sumarizační hřídel; 9 – převodovka

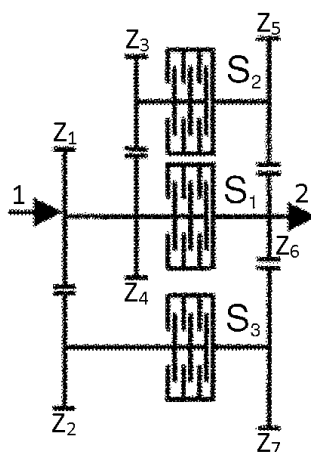
5.2 Dělicí převodovka

Cílem práce je navrhnout třístupňovou dělicí převodovku. Proto jsou zde popsána zejména konkurenční řešení této dělicí převodovky.

5.2.1 Předlohová dělicí převodovka

Výkon motoru je přiveden vstupním hřídelem (1). Pokud se sepne spojka (S_1), dojde k přímému záběru a výkon proudí výstupním hřídelem (2) do hlavní převodovky. Při sepnutí spojky (S_2) je zařazen druhý stupeň a výkon proudí ze vstupního hřídele (1) přes ozubená kola (Z_3, Z_4, Z_5 a Z_6) k výstupnímu hřídeli (2). Třetí převodový stupeň se zařadí sepnutím spojky (S_3), při kterém má dělicí převodovka nejvyšší převodový poměr. Výkon je veden ze vstupního hřídele (1) přes ozubená kola (Z_1, Z_2, Z_7 a Z_6) až k výstupnímu hřídeli (2).

Třístupňovou předlohovou dělicí převodovku používá systémový nosič JCB Fastrac. Je součástí mechanické reverzační převodovky, která má 54 rychlostních stupňů vpřed a 18 vzad. [5]

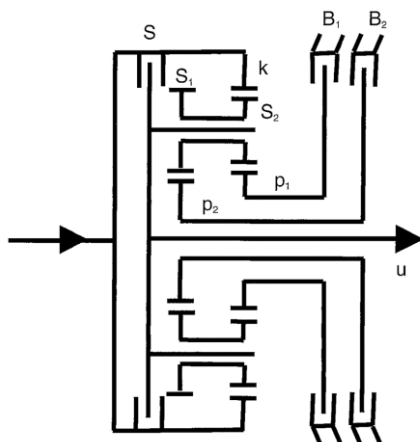


Obrázek 20: Třístupňová předlohová dělicí převodovka JCB [5] - str. 52, upraveno

5.2.2 Planetová dělicí převodovka

Planetové násobiče jsou planetové převodovky, které umožňují řazení pod zatížením. Zejména se používají dvou až čtyř stupňové dělicí převodovky se sdruženými satelity, aby se při sériovém zapojení nezvyšovala složitost převodu.

Na obrázku 21 je schéma třístupňové dělicí převodovky se sdruženým satelitem. Výkon proudí od motoru na korunové kolo (k) a následně vystupuje unášečem satelitů (u). První převodový stupeň se zařadí při sepnuté lamelové spojce (S). Ta spojí korunové kolo (k) přímo s unášečem (u). Druhý převodový stupeň se zařadí při sepnuté lamelové brzdě (B_2). Ta zastaví planetové kolo (p_2). Dochází ke snížení úhlové rychlosti (redukce) unášeče (u). Třetí převodový stupeň se zařadí při sepnuté lamelové brzdě (B_1), která zastaví planetové kolo (p_1). U třetího stupně je největší redukce otáček unášeče. Třístupňové planetové dělicí převodovky používají například traktory Zetor. [5]



Obrázek 21: Třístupňová planetová dělicí převodovka [5] - str. 51, upraveno

6 Zadané parametry a hodnoty

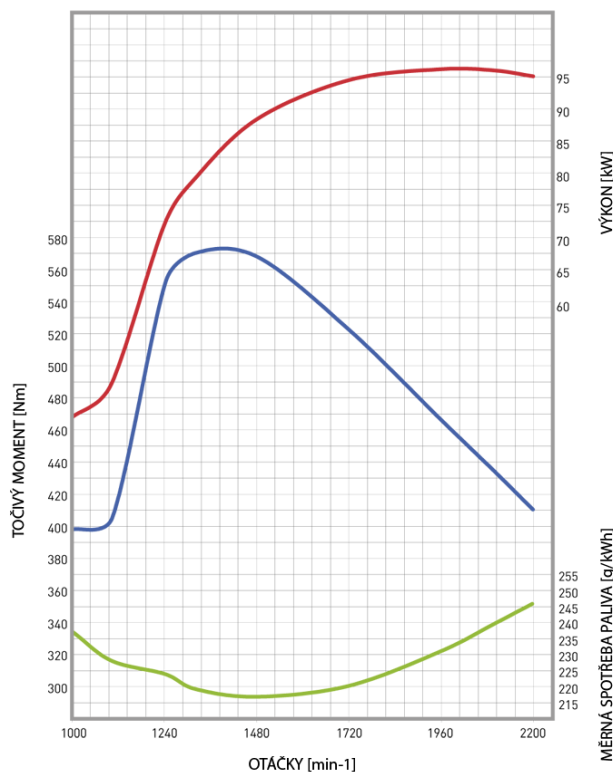
Hlavním úkolem této diplomové práce je navrhnout třístupňovou dělicí převodovku řazenou pod zatížením a reverzační převodovku. Ty budou napojeny na sedmistupňovou hlavní převodovku. Obě tyto převodovky mají být konstruovány pro střední výkonovou třídu traktorů. Jako primární zdroj důležitých parametrů je použit traktor Zetor Forterra HSX 140.

V České republice je z legislativních důvodů standardně konstruována maximální rychlost traktoru pohybujícího se na silnici na 40 km/h. Jako minimální rychlost traktoru je brána rychlost 2,3 km/h. Pracovní rychlost traktoru se obvykle pohybuje v rozmezí 4 – 12 km/h. Výjimečně do 15 km/h.

Aby bylo možné co nejlépe využít výkon motoru traktoru a uspořilo se více paliva, musí mít traktor co možná nejvíce převodových stupňů. Nicméně počet převodových stupňů je limitován především zástavbovými rozměry. U středních výkonových tříd traktoru se počet převodových stupňů pohybuje v rozmezí 16 – 30 převodových stupňů. Proto byl zvolen kompromis a je vybrána verze třístupňové dělicí převodovky a sedmistupňové hlavní převodovky. Z toho vyplývá výsledný počet 21 převodových stupňů. [5], [14], [15]

6.1 Motor

Dělicí a reverzační převodovka má být navržena pro motor Z1606 společnosti Zetor Tractors a.s. Jedná se o vznětový, turbodmychadlem přeplňovaný, čtyřtákní řadový motor splňující emisní limity Stage IIIB, který je osazen šestnáctiventilovou hlavou. [16]



Obrázek 22: Výkonové křivky motoru Z1606 [16]

Červená – výkonnostní křivka; Modrá – momentová charakteristika; Zelená – spotřeba paliva

Technické parametry motoru	
Jmenovitý výkon [kW/HP]	100,2 / 136
Objem [cm ³]	4156
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2200
Volnoběžné otáčky [min ⁻¹]	800 ± 25
Max. točivý moment [Nm]	581

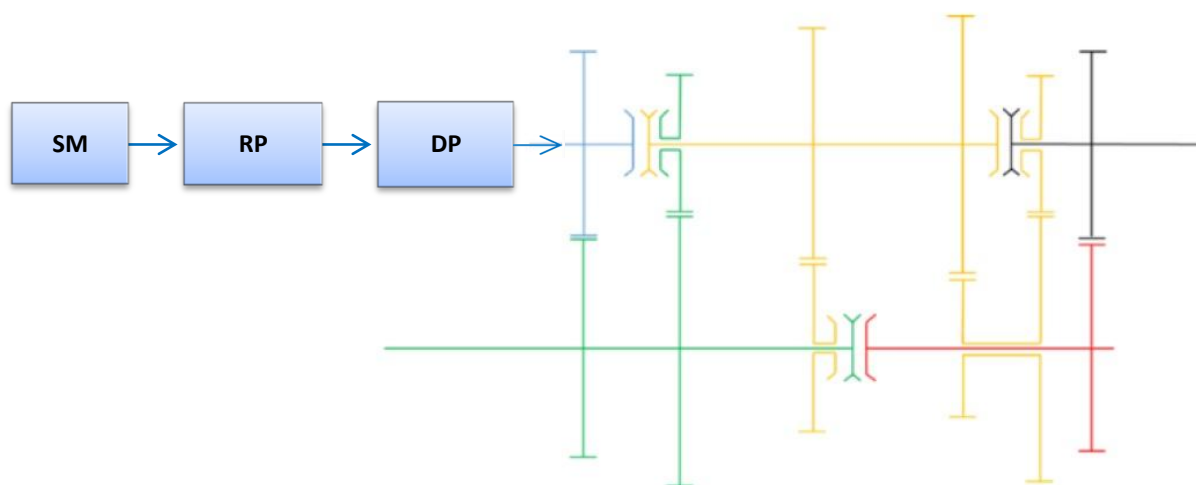
Tabulka 1: Technické parametry motoru Z1606 [16]

6.2 Převodové mechanismy

6.2.1 Hlavní převodovka

Výstupní hřídel třístupňové dělicí převodovky bude spojen se sedmistupňovou hlavní převodovkou.

Schéma uspořádání sedmistupňové hlavní převodovky navrhl Ondřej Prokop jako součást diplomové práce vypracované u firmy Ricardo Prague s.r.o. [17]



Obrázek 23: Schéma sedmistupňové hlavní převodovky [17]

6.2.2 Stálý převod

Stálý převod, který je součástí rozvodovky, je umístěn za hlavní převodovkou. Jeho hlavní účel je zvýšit krouticí moment motoru, který je přiveden z hlavní převodovky, a rozvést ho ke hnacím kolům. Kromě toho musí točivý moment přenést z podélné osy na příčnou. Stálý převod tvoří kuželové soukolí tvořené pastorkem a talířovým kolem. Výsledný převodový poměr stálého převodu je: [14]

$$\underline{i_{SP}} = \frac{z_{TK}}{z_P} = \frac{67}{15} = \underline{4,467}$$

kde:

z_{TK} = počet zubů talířového kola [-]

z_P = počet zubů pastorku [-]

6.2.3 Koncový převod

Koncový převod se nachází před hnacími koly. Je zde z důvodu zmenšení namáhání ostatních převodových mechanismů. Díky němu mohou být převody zejména v hlavní převodovce menší. To přispívá ke zmenšení rozměrů převodovky. Koncový převod je konstruován jako planetový. Hnacími koly se stává planetové kolo a hnacím pak unašeč. Korunové kolo je zabrzděno. Výsledný převodový poměr koncového převodu je: [14]

$$\underline{i_{KP}} = \frac{z_{KK} + z_{PK}}{z_{PK}} = \frac{69 + 15}{15} = \underline{5,6}$$

kde:

z_{KK} = počet zubů korunového kola [-]

z_{PK} = počet zubů planetového kola [-]

6.3 Dynamický poloměr

Jako hnací kola jsou použity standardní zadní kola traktoru Zetor HSX 140 s označením 460/85 - R38 a dynamickým poloměrem $r_d = 0,848 \text{ m}$. [14]

6.4 Obecné požadavky na dělicí a reverzační převodovku

FUNKČNOST	SPOLEHLIVOST	ŽIVOTNOST
BEZPEČNOST	SMONTOVATELNOST	OVLADATELNOST
EKOLOGICKÁ A EKONOMICKÁ NENÁROČNOST	ESTETIČNOST	VHODNOST PRO ÚDRŽBU

Tabulka 2: Obecné požadavky kladené na dělicí a reverzační převodovku

6.5 Specifikace požadavků na dělicí a reverzační převodovku

Požadavky	Požadovaná hodnota charakteristiky a příp. tolerance	Přání/Požadavek
(1) Pož. na (hlavní i asistující) funkce/účinky k provozu:		
Dělicí a reverzační převodovka:		
Počet stupňů dělicí převodovky	2° nebo 3°	Požadavek
Výkonnostní třída traktorů	střední třída	Požadavek
Motor:		
- Přenášený výkon	100 kW	Požadavek
- Nejvyšší točivý moment	do 600 Nm	Požadavek
Pracovní proces:		
Řazení dělicí a rever. převodovky	Pod zatížením	Požadavek
Poloha vstupní a výstupní osy	Rovnoběžná	Přání
Smysl vstupních a výstupních otáček:	Shodný i opačný	Požadavek
Změna smyslu otáčení vstupního a výstupního členu	Plynulá	Požadavek
(2) Pož. ostatní k provozu:		
Prostředí:		
- Souhrnná charakteristika	Velmi nečisté	Požadavek
Četnost k použití:		
- Souhrnná charakteristika	Vysoká	Požadavek
Životnost:		
- Souhrnná charakteristika	1200 hod (zatěžovací testovací cyklus)	Požadavek
Údržba:		
- Souhrnná charakteristika	Minimální	Požadavek
Základ:		
- Souhrnná charakteristika	Bezrámová konstrukce	Požadavek
(3) Pož. k předvýrobním procesům a výrobě:		
Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. výroby:		
- Souhrnná charakteristika	Vysoká	Požadavek
Náročnost na vyrobení a montáž:		
- Souhrnná charakteristika	Výrobní závod	Požadavek
Druh výroby:		
- Souhrnná charakteristika	Malosériová	Požadavek
(4) Pož. k distribuci:		
Manipulace a montáž zařízení	Jednoduchá	Požadavek
Vhodnost k balení, montáži a transportu zařízení	Vysoká	Přání

Požadavky	Požadovaná hodnota charakteristiky a příp. tolerance	Přání/Požadavek
(5) Pož. k likvidaci:		
Demontovatelnost:		
- Souhrnná charakteristika	Jednoduchá	Požadavek
Recyklovatelnost:		
- Souhrnná charakteristika	Standardní	Požadavek
(6) Pož. k věcnému manažerskému/řídícímu systému předvýrob.,výrob. a servisních procesů:		
Náklady na provoz	Nízké	Požadavek
Náklady na údržbu	Nízké	Požadavek
Náklady na montáž	Nízké	Přání
Náklady na servis a opravu	Nízké	Přání
(7) Pož. k člověku a ost. živým bytostem:		
Bezpečnost	Vysoká	Požadavek
Zdravotní nezávadnost použitých materiálů	Úplná	Požadavek
Další účinky provozu zařízení na zdraví člověka	Minimální	Požadavek
Příjemnost pro člověka (estetičnost, apod.):		
- Tvarový design	Uspokojivý	Přání
- Povrch	Vhodnost pro čištění	Požadavek
(8) Pož. k aktivnímu (a reaktivnímu) materiálovému a energetickému okolí:		
Ekologičnost materiálů:		
- Souhrnná charakteristika	Uspokojivá	Požadavek
Zachycení úniku škodlivých látek při provozu:		
- Souhrnná charakteristika	V mezích možností	Požadavek
(9) Pož. k aktivnímu (a reaktivnímu) informačnímu okolí:		
Patentová a licenční práva:		
- Souhrnná charakteristika	Bez porušení	Požadavek
Další předpisy a normy:		
- Bezpečnost výrobků	ISO, EN, ČSN	Požadavek
(10) Pož. k odbornému informačnímu systému:		
Výrobní a montážní dokumentace:		
- Souhrnná charakteristika	Standardní forma	Požadavek
Návody k obsluze:		
- Souhrnná charakteristika	Standardní forma	Požadavek
Návody na údržbu a opravy:		
- Souhrnná charakteristika	Standardní forma	Požadavek

Tabulka 3: Specifikace požadavků pro dělicí a reverzační převodovku

7 Návrh konstrukčních variant

7.1 Varianta A

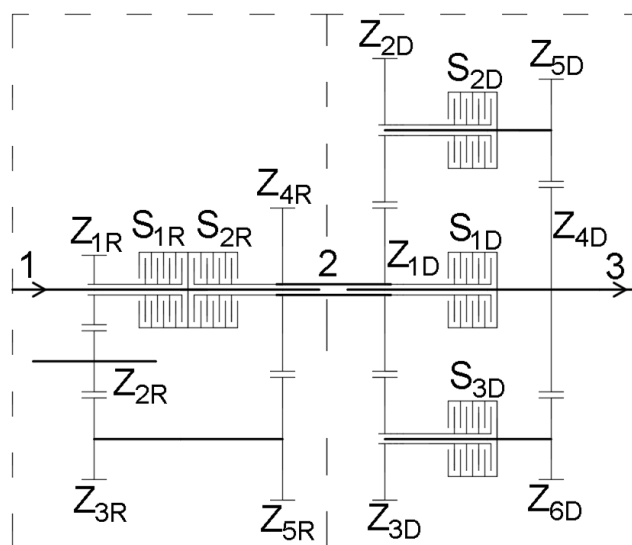
Konstrukční řešení této varianty se skládá ze třístupeňové předlokové dělicí převodovky a reverzační předlokové převodovky se stálým převodem na výstupu. Jednotlivé převodové stupně dělicí převodovky jsou řazeny prostřednictvím lamelových spojek. Převod vpřed a vzad u reverzační převodovky je řešen stejným způsobem.

Mezi výhody této varianty patří především snadné konstrukční řešení. Důvodem pro použití této varianty může být i orientace výrobce na předlokové převodovky z důvodu disponovaných strojů, nástrojů apod.

Oproti tomu vyžaduje toto řešení větší zástavbový prostor. Točivý moment se nerozkládá na více členů, a tím na ozubení působí větší síly a modul ozubení je větší, než u planetových převodů.

Převodový stupeň	S _{1R}	S _{2R}	S _{1D}	S _{2D}	S _{3D}	Převodový poměr
1. stupeň vpřed		X		X		1,3
2. stupeň vpřed		X			X	1,15
3. stupeň vpřed		X	X			1
1. stupeň vzad	X			X		1,3
2. stupeň vzad	X				X	1,15
3. stupeň vzad	X		X			1

Tabulka 4: Řazení 3° předlokové dělicí převodovky s reverzací



Obrázek 24: 3° předloková dělicí převodovka s reverzací

1 – vstupní hřídel reverzační převodovky; 2 – střední hřídel spojující reverzační a dělicí část; 3 – výstupní hřídel dělicí převodovky; $Z_{XR/D}$ – ozubené kolo; $S_{XR/D}$ – lamelová spojka

7.2 Varianta B

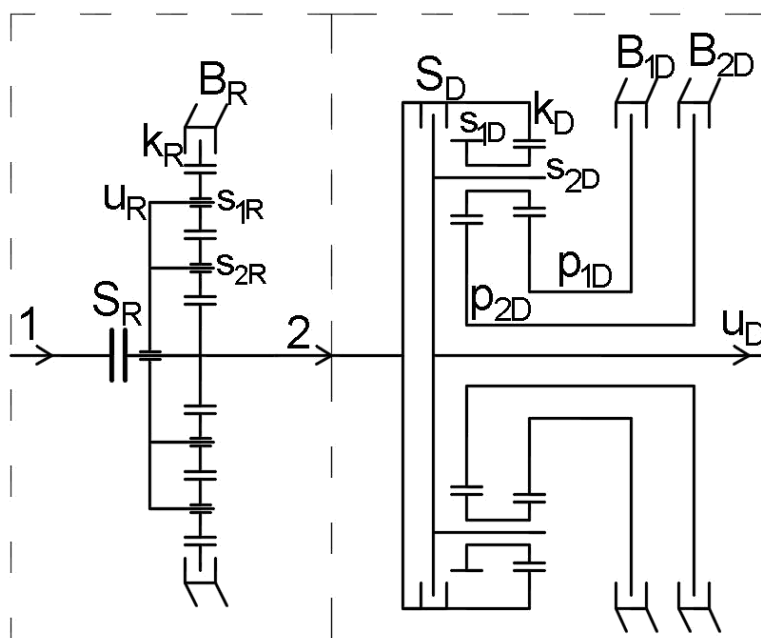
Tato varianta se skládá z třístupňové planetové dělicí převodovky a planetové reverzační převodovky. Jednotlivé převodové stupně jsou řazeny prostřednictvím lamelových spojek nebo brzd.

Výhodou planetových převodů je malý zástavbový prostor. Dále pak umožnění malého modulu ozubení díky rozkladu točivého momentu na více členů, tím i menší působící síly na ozubení. Výhodou je i variabilita uspořádání jednotlivých členů planetové převodovky. Důvodem pro použití této varianty může být i zkušenost výrobce s planetovými převodovkami z důvodu vybavenosti patřičnými stroji, montážní linkou apod.

Nevýhodami je pak vyšší konstrukční složitost, dále složitější a dražší výroba a montáž.

Převodový stupeň	S_R	B_R	S_D	B_{1D}	B_{2D}	Převodový poměr
1. stupeň vpřed	X				X	1,3
2. stupeň vpřed	X			X		1,15
3. stupeň vpřed	X		X			1
1. stupeň vzad		X			X	1,3
2. stupeň vzad		X		X		1,15
3. stupeň vzad		X	X			1

Tabulka 5: Řazení 3° planetové dělicí převodovky s reverzací



Obrázek 25: 3° planetová dělicí převodovka s reverzací

1 – vstupní hřídel reverzační převodovky; 2 – výstupní hřídel reverzační převodovky/vstupní hřídel dělicí převodovky; $u_{R/D}$ – unašeč; $k_{R/D}$ – korunové kolo; $s_{xR/D}$ – satelity; p_{xD} – planetové kolo; $S_{R/D}$ – lamelová spojka; $B_{xR/D}$ – lamelová brzda

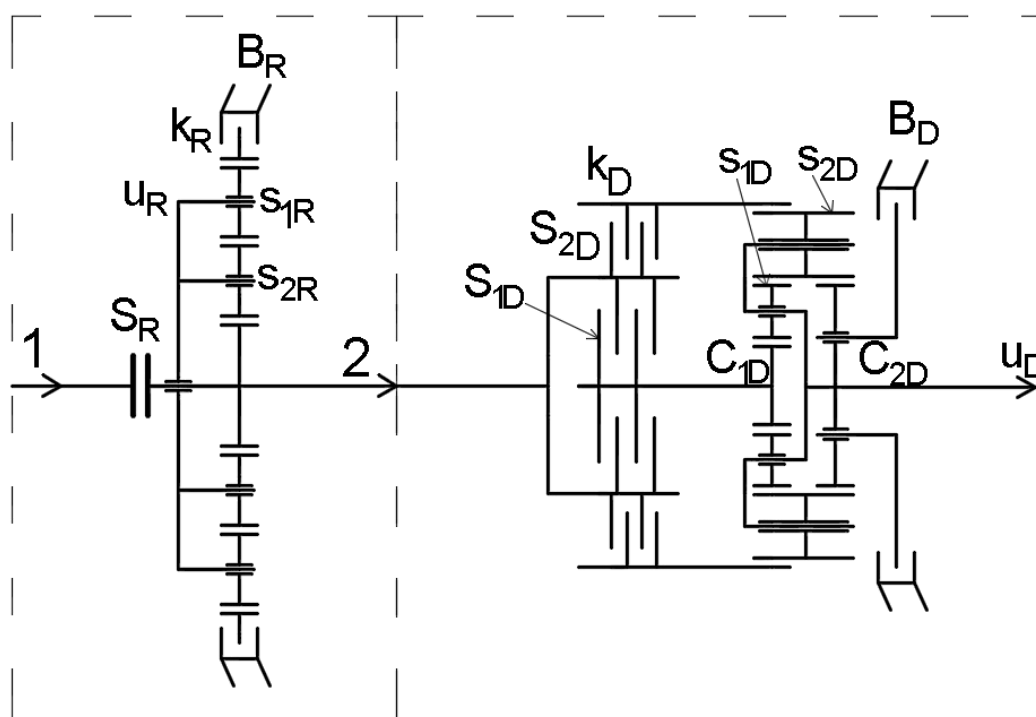
7.3 Varianta C

Tato varianta je složena z planetového soukolí Ravigneaux, které zastává funkci třístupňové dělicí převodovky, a z planetové reverzační převodovky. Planetové soukolí Ravigneaux obsahuje dvě jednoduché planetová soukolí se společným unašečem, jediným velkým centrálním kolem, jedním malým centrálním kolem, jedním korunovým kolem a dvěma skupinami satelitů.

Výhody a nevýhody této varianty jsou podobné, jako v případě varianty B. Může však přenášet opravdu velký točivý moment, protože má neustále v kontaktu mnoho členů. Konstrukce je ale složitější než v případě varianty B, jednak na pochopení, ale i na realizaci.

Převodový stupeň	S_R	B_R	S_{1D}	S_{2D}	B_D	Převodový poměr
1. stupeň vpřed	X				X	1,3
2. stupeň vpřed	X			X	X	1,15
3. stupeň vpřed	X		X	X		1
1. stupeň vzad		X			X	1,3
2. stupeň vzad		X		X	X	1,15
3. stupeň vzad		X	X	X		1

Tabulka 6: Řazení 3° planetové dělicí převodovky Ravigneaux s reverzací



Obrázek 26: 3° planetová dělicí převodovka Ravigneaux s reverzací

1 – vstupní hřídel reverzační převodovky; 2 – výstupní hřídel reverzační převodovky/vstupní hřídel dělicí převodovky; $u_{R/D}$ – unašeč; $k_{R/D}$ – korunové kolo; $s_{xR/D}$ – satelity; p_{xD} – planetové kolo; C_{xD} – centrální kolo; $S_{R/D}$ – lamelová spojka; B_{xD} – lamelová brzda

7.4 Výběr vhodné varianty

Je provedeno hodnocení variant dle stanovených kritérií (body 1 – 3). Nejvhodnější varianta je ta, která má nejvyšší počet bodů.

Kritérium	Varianta			Ideální stav
	A	B	C	
Zástavbový prostor	1	3	2	3
Konstrukční složitost	3	1	1	3
Výrobní složitost	3	2	1	3
Montážní složitost	3	2	1	3
Přenos velkého točivého momentu	1	2	3	3
Σ	11	10	8	15
Σ [%]	73	67	53	100

Tabulka 7: Zhodnocení variant

Z tabulky je patrné, že nejlepšího hodnocení dosáhla varianta A složená z třístupňové předlokové dělicí převodovky a z předlokové reverzační převodovky. Tato varianta je konstrukčně zpracována.

8 Návrh hlavní převodovky

Konstrukce převodových mechanismů závisí na typu vozidla a jeho motoru. Při návrhu hlavní převodovky se vychází z koncepčního schématu sedmistupňové převodovky (viz. obrázek 23). Tato sedmistupňová hlavní převodovka musí být navržena s ohledem na traktor střední výkonové řady a charakteristiku jeho motoru Z1606. Použité vzorce v této kapitole vycházejí z knih Převody motorových vozidel a Dynamika motorových vozidel od F. Vlka [13] a [18].

8.1 Návrh převodových stupňů

Nejprve je důležité určit rozsah rychlostních stupňů R_i , což je poměr maximálního celkového převodu i_{cmax} a minimálního (základního) celkového převodu i_{cmin} mezi motorem a hnacími koly. Základní převod je nejmenší zařazený převod v převodovce, jedná se tedy o převod, při kterém dosáhne vozidlo maximální rychlosti na rovině. Maximální převod se u terénních vozidel (např. traktor) určuje z minimální pojezdové rychlosti, kterou se má vozidlo pohybovat při největším zařazeném převodu v převodovce.

Pokud by ovšem byl traktor vybaven pouze základním a maximálním převodem, nebylo by možné dostatečně využít jeho výkon motoru (viz. obrázek 11). Mimoto zlepšuje větší počet převodových stupňů i možnost řazení převodů za jízdy. Jednotlivé převody lze snáze řadit, pokud jsou rozdíly mezi dvěma sousedními převodovými stupni malé. Maximální možný odstup dvou sousedních převodových stupňů je dán podmínkou q_{max} (maximální přípustný poměr). Ta říká, aby rychlost vozidla, při kterém je možno přeradit na vyšší převodový stupeň, neklesla pod rychlost, při níž má daný převod maximální tažnou sílu. Jinak dojde k velké ztrátě pojezdové rychlosti vozidla. Po stanovení q_{max} se určí poměr po sobě jdoucích převodů q_n a následně se vypočítá počet rychlostních stupňů. V posledním kroku se vypočítají jednotlivé převodové poměry převodovky.

K vykreslení grafu byl použit software MS Excel.

8.1.1 Celkový převodový poměr

Celkový převodový poměr se skládá ze součinu převodových poměrů jednotlivých převodových mechanismů. Celkový převodový poměr je:

$$i_C = i_{DP} \cdot i_{HP} \cdot i_R \cdot i_{KP}$$

kde:

i_{DP} = převodový poměr dělicí převodovky [-]

i_{HP} = převodový poměr v hlavní převodovce [-]

i_R = převodový poměr rozvodovky [-]

i_{KP} = převodový poměr koncových převodů [-]

8.1.2 Rozsah převodových stupňů

Závislost mezi otáčkami motoru a rychlostí vozidla se určí snadno. Protože celkový převod určuje závislost mezi otáčkami motoru n_m [1/s] a otáčkami hnacích kol n_K [1/s].

$$i_C = \frac{n_m}{n_K}$$

Pro rychlost vozidla poté platí vztah:

$$v = 2\pi \cdot n_K \cdot r_K = \frac{2\pi \cdot n_m \cdot r_d}{i_C} \text{ [m/s]}$$

Protože se ale většinou rozměr otáček udává v [1/min] a rychlost v [km/h], upraví se rovnice pro určení rychlosti vozidla na tento tvar:

$$v = \frac{2\pi \cdot n_m \cdot r_d}{i_C} \cdot \frac{60}{1000} = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_d}{i_C} \text{ [km/h]}$$

Pro výpočet minimálního celkového (základního) převodu vycházíme z rovnice pro rychlost vozidla. Výsledný vztah má tento tvar:

$$\underline{i_{C \min}} = 0,377 \cdot \frac{n_{m \max} \cdot r_d}{v_{\max}} = 0,377 \cdot \frac{2200 \cdot 0,848}{40} = \underline{17,583}$$

kde:

$n_{m \max}$ = maximální otáčky motoru [1/min]

v_{\max} = maximální rychlost traktoru [km/h]

r_d = dynamický poloměr [m]

Pro výpočet maximálního celkového převodového poměru platí následující výraz:

$$\underline{i_{C \max}} = 0,377 \cdot \frac{n_{M \max} \cdot r_d}{v_{\min}} = 0,377 \cdot \frac{1384 \cdot 0,848}{2,3} = \underline{192,374}$$

kde:

$n_{M \max}$ = otáčky motoru při jeho maximálním točivém momentu [1/min]

v_{\min} = minimální rychlost traktoru [km/h]

Minimální převodový poměr v hlavní převodovce se určí z celkového minimálního převodového poměru, z minimálního převodu dělicí převodovky a stálých převodů:

$$\underline{i}_{min} = \frac{i_{C min}}{i_{N min} \cdot i_R \cdot i_{KP}} = \frac{17,583}{1 \cdot 4,467 \cdot 5,6} = \underline{0,703}$$

kde:

$i_{N min}$ = minimální převodový poměr dělicí převodovky je volen podle obvyklých používaných velikostí

Maximální převodový poměr v hlavní převodovce se určí obdobně, jako minimální:

$$\underline{i}_{max} = \frac{i_{C max}}{i_{N max} \cdot i_R \cdot i_{KP}} = \frac{192,377}{1,3 \cdot 4,467 \cdot 5,6} = \underline{5,916}$$

kde:

$i_{N max}$ = maximální převodový poměr dělicí převodovky je volen podle obvyklých používaných velikostí

Jelikož se celkový převod u traktoru skládá z převodů měnitelných a stálých, může být rozsah převodů počítán i z maximálního a minimálního převodového poměru hlavní převodovky:

$$\underline{R_i} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{5,916}{0,703} = \underline{8,415}$$

8.1.3 Maximální přípustný poměr

Maximální přípustný poměr pro dvojici po sobě jdoucích převodů se určí:

$$\underline{q_{max}} \leq \frac{n_{max}}{n_{M max}} \leq \frac{2200}{1384} \leq \underline{1,59}$$

8.1.4 Volba počtu a odstupňování převodových stupňů

Zvolen poměr dvou po sobě jdoucích převodových stupňů:

$$\underline{q_n = 1,43 \leq q_{max}}$$

Jednotlivé převodové stupně jsou odstupňovány konstantně podle q_n , tedy podle geometrické řady. Pokud je q_n proměnlivý, jedná se o odstupňování progresivní. To se používá zejména u osobních automobilů.

Ze zvoleného poměru dvou po sobě jdoucích převodů a z rozsahu rychlostních stupňů se vypočítá počet rychlostních stupňů:

$$\underline{z} = \frac{\ln R_i}{\ln q_n} + 1 = \frac{\ln 8,415}{\ln 1,43} + 1 = \underline{6,955 \gg 7 \text{ převodových stupňů}}$$

Pokud známe nejmenší a největší převodový poměr a také počet převodů, je možné poměr po sobě jdoucích převodových stupňů upravit:

$$\underline{q_n} = \sqrt[z-1]{\frac{i_{max}}{i_{min}}} = \sqrt[6]{\frac{5,916}{0,703}} = \underline{1,426}$$

Ostatní převody se určí analogicky podle:

$$\underline{i_6} = i_7 \cdot q_n = 0,703 \cdot 1,426 = \underline{1}$$

Převodové poměry hlavní převodovky							
Převodový stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
Převodový poměr	5,9	4,137	2,901	2,034	1,426	1	0,703

Tabulka 8: Odstupňování hlavní převodovky

8.1.5 Závislost hnací síly na rychlosti vozidla

Z grafu hnací charakteristiky na kole (obrázek 27) lze pozorovat odstupňování jednotlivých převodových stupňů. Graf nám ukazuje závislost hnací síly na rychlosti vozidla.

Hnací síla na kole se určí ze vztahu:

$$\underline{F_k} = \frac{M_m \cdot i \cdot \eta_C}{r_d} = \frac{581 \cdot 147,59 \cdot 0,9}{0,848} = \underline{91008 \text{ N}}$$

kde:

M_m = točivý moment motoru [Nm]

i = celkový převodový poměr [-] (i = stálý převod · zařazený převodový stupeň)

η_C = celková účinnost převodových mechanismů [-]

$$\underline{\eta_C} = \eta_{RP} \cdot \eta_{DP} \cdot \eta_{HP} \cdot \eta_R \cdot \eta_{KP} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = \underline{0,9}$$

η_{RP} = účinnost reverzační převodovky [-]; η_{DP} = účinnost dělicí převodovky [-];
 η_{HP} = účinnost hlavní převodovky [-]; η_R = účinnost rozvodovky [-]; η_{KP} = účinnost koncových převodů [-]

Rychlost vozidla se určí opět z rovnice:

$$\underline{v} = \frac{2\pi \cdot n_m \cdot r_d}{i} \cdot \frac{60}{1000} = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_d}{i} = 0,377 \cdot \frac{1384 \cdot 0,848}{147,59} = \underline{3 \text{ km/h}}$$

Ideální křivka (hyperbola) konstantního výkonu se určí ze vztahu:

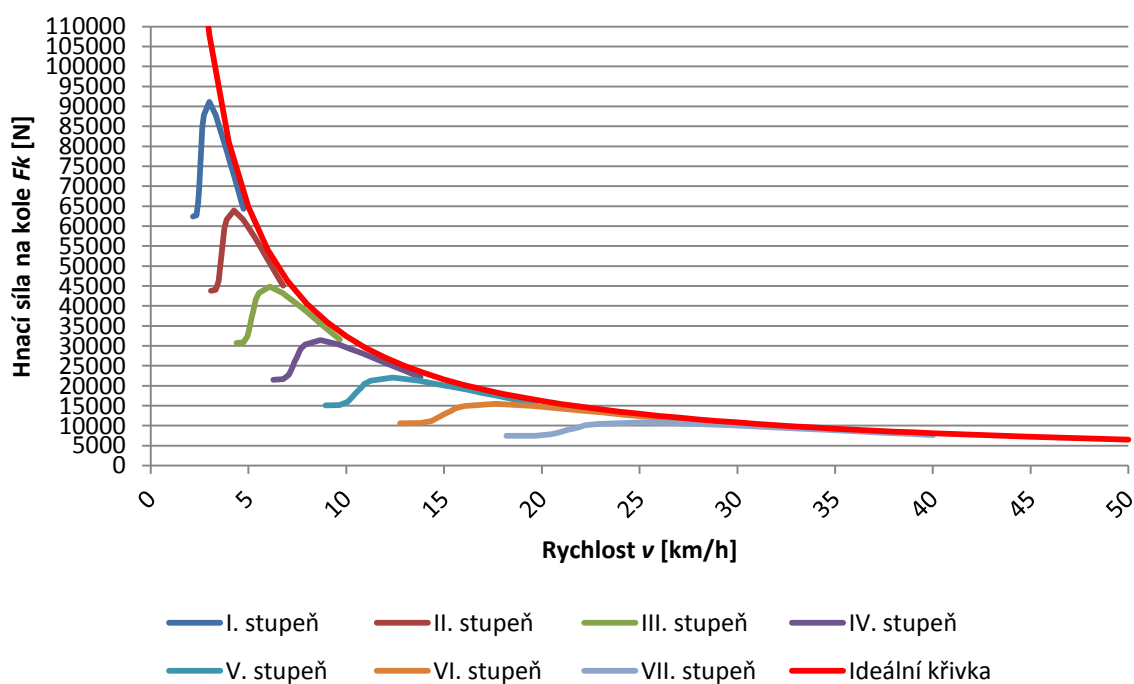
$$P = F_K \cdot v = P_{max} \cdot \eta_C$$

kde:

P_{max} = maximální výkon motoru [W]

Z těchto rovnic lze vykreslit jednotlivé křivky grafu závislosti hnací síly na rychlosti vozidla.

Hnací charakteristika na kole



Obrázek 27: Graf $F - v$ pro traktor se sedmistupňovou hlavní převodovkou

9 Konstrukční návrh dělicí a reverzační převodovky

9.1 Použitý CAD a výpočtový software

Pro samotné 3D modelování a 2D výkresovou dokumentaci je použit software PTC Creo 2.0. Pro výpočty ozubených kol, hřídelů a ložisek byl poskytnut software SABR a GEAR od společnosti Ricardo Prague s.r.o. Pro druhotné výpočty a grafy je využit MS Excel.

9.2 Návrh převodových stupňů dělicí převodovky

Převodové stupně dělicí převodovky jsou navrženy podle obvyklých používaných velikostí a odstupňovány tak, aby mezi jednotlivými převodovými stupni byl stejný poměr.

Převodové poměry dělicí převodovky			
Převodový stupeň	1.	2.	3.
Převodový poměr	1,3	1,142	1

Tabulka 9: Odstupňování dělicí převodovky

9.3 Návrh celkových měnitelných převodů

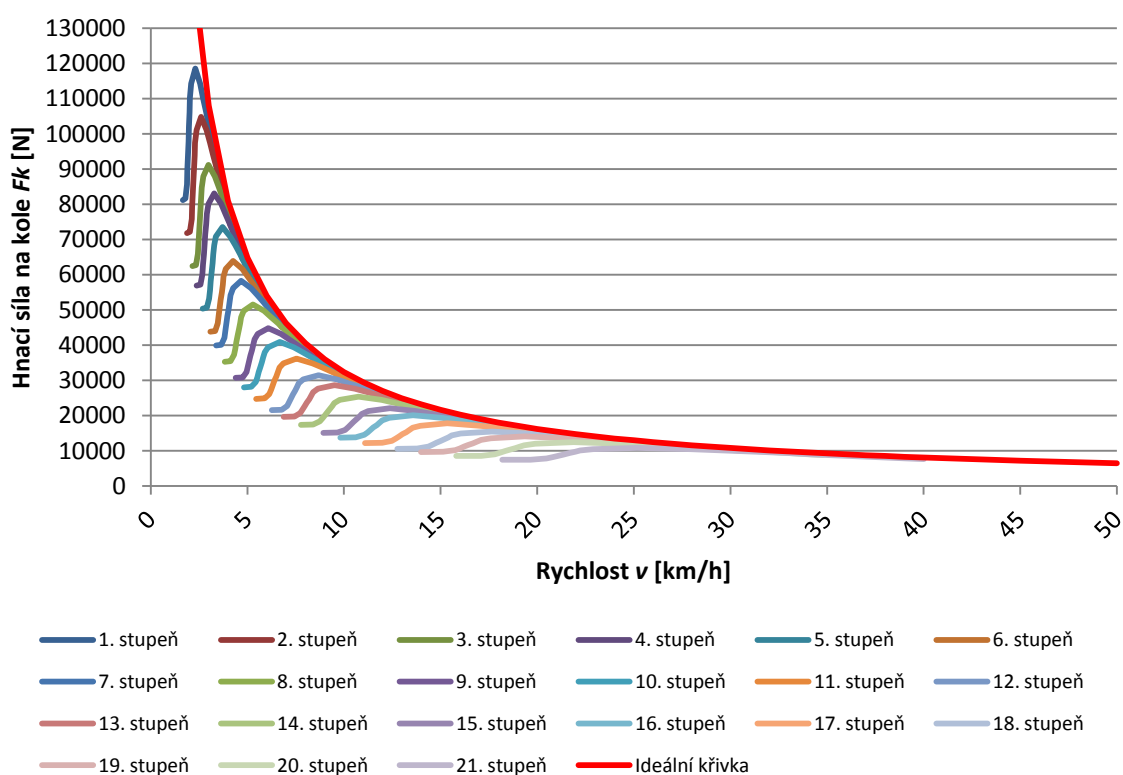
Hlavní převodovka je sedmistupňová a dělicí převodovka třístupňová. Celkový počet převodových stupňů je 21. Následující tabulka znázorňuje převodové poměry všech měnitelných převodů.

Převodové poměry všech měnitelných převodů					
Převodový stupeň	Převodový poměr	Převodový stupeň	Převodový poměr	Převodový stupeň	Převodový poměr
1.	7,67	8.	3,313	15.	1,426
2.	6,738	9.	2,901	16.	1,3
3.	5,9	10.	2,644	17.	1,142
4.	5,378	11.	2,323	18.	1
5.	4,724	12.	2,034	19.	0,914
6.	4,137	13.	1,854	20.	0,803
7.	3,771	14.	1,628	21.	0,703

Tabulka 10: Odstupňování všech měnitelných převodů

Na následujících obrázcích je zobrazeno finální odstupňování jednotlivých převodových stupňů. Hnací charakteristiku na kole traktoru všech měnitelných převodů zobrazuje obrázek 28. Traktor má největší hnací sílu $F_{k\ max} = 118310\ N$ při $n_{M\ max} = 1384\ min^{-1}$ na 1. převodovém stupni. Minimální rychlost na 1. převodovém stupni je $v_{min} = 1,67\ km/h$ při otáčkách motoru $n_M = 1000\ min^{-1}$ a maximální rychlost je $v_{max} = 3,67\ km/h$ při $n_M = 2200\ min^{-1}$. Maximální rychlost traktoru $v_{max} = 40\ km/h$ na 21. převodový stupeň je při $n_M = 2200\ min^{-1}$. Obvyklou pracovní rychlost (4 – 12 km/h) může traktor vykonávat při zařazeném pátém až patnáctém převodovém stupni při $n_{M\ max} = 1384\ min^{-1}$, kde má motor traktoru nejvyšší točivý moment $M_m = 581\ Nm$.

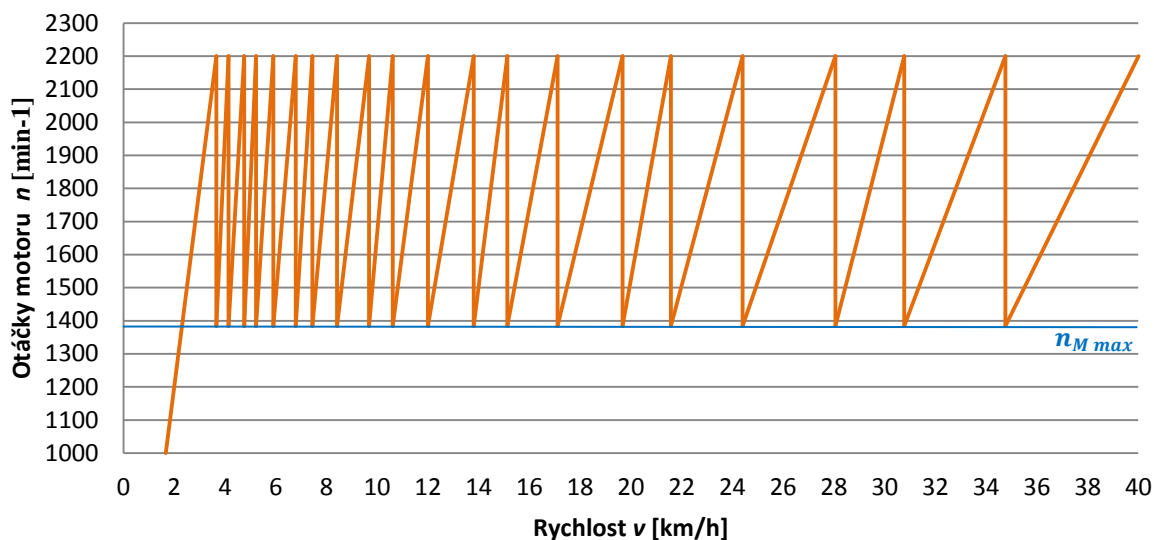
Hnací charakteristika na kole



Obrázek 28: Graf $F - v$ v všech měnitelných převodů

Pilový diagram umožňuje přehledně zobrazovat závislost rychlosti vozu na otáčkách motoru při jízdě na jednotlivé stupně. Tento diagram má velký význam pro určení optimálního přeřazení. Navíc ukazuje, jestli jsou převodové stupně odstupňovány geometricky nebo progresivně. Jak již bylo dříve zmíněno, počítá se s geometrickým odstupňováním, tzn. spodní špičky pilového diagramu leží na rovnoběžce s vodorovnou osou grafu.

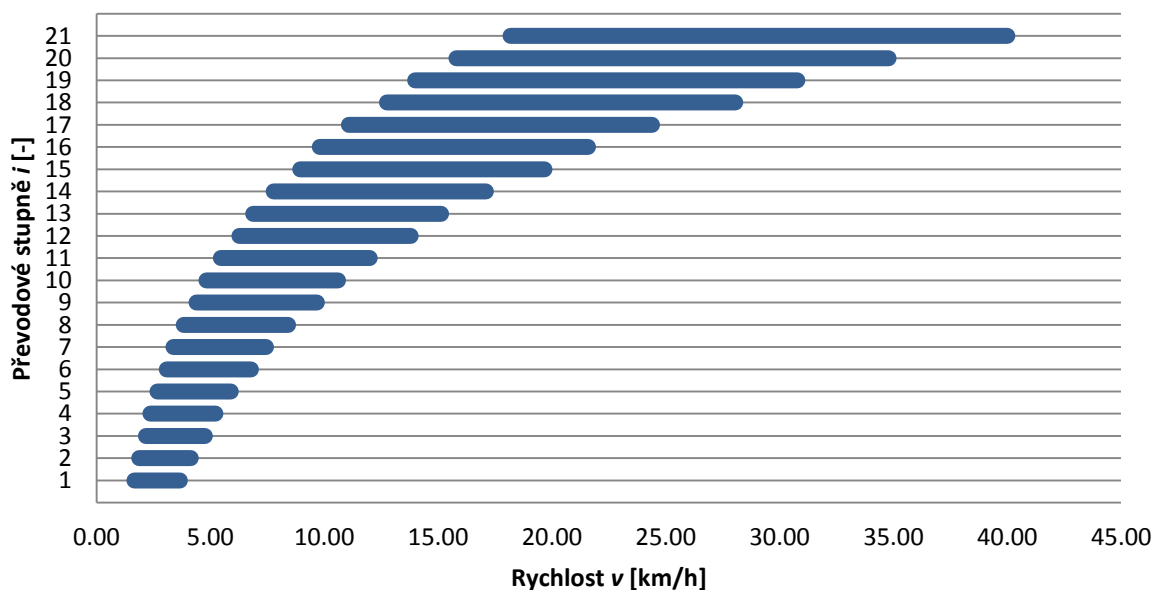
Pilový diagram



Obrázek 29: Pilový diagram s 21 stupni a geometrickým odstupňováním

Na následujícím grafu lze vidět rozsah rychlostí s odpovídajícími převodovými stupni:

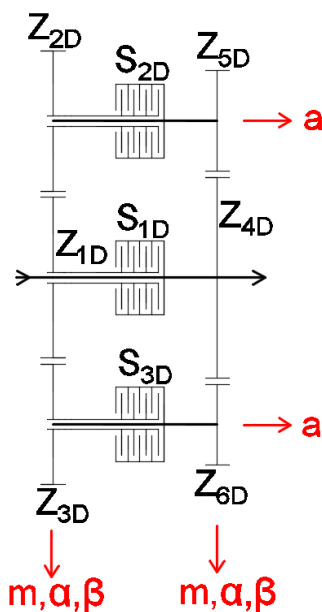
Rychlostní charakteristika jednotlivých převodových stupňů



Obrázek 30: Rychlostní graf s 21 převodovými stupni

9.4 Zpracovávaná varianta

Jednou z velkých komplikací při návrhu dělicí převodovky varianty A je návrh převodových poměrů jednotlivých párů ozubených kol tak, aby celkové převodové poměry byly 1,3; 1,142 a 1 (viz. tabulka 9). Ozubená kola Z_{2D} , Z_{1D} , Z_{3D} musí mít stejný modul ozubení m , úhel záběru α a úhel sklonu zubů β . To samé platí i pro kola Z_{5D} , Z_{4D} , Z_{6D} . Páry ozubených kol Z_{2D} , Z_{1D} a Z_{5D} , Z_{4D} musí mít identickou osovou vzdálenost a . Pro páry kol Z_{1D} , Z_{3D} a Z_{4D} , Z_{6D} platí totéž.



Obrázek 31: 3° předloková dělicí převodovka - komplikace

Proto jsou jednotlivé převodové poměry párů ozubených kol navrhnuty takto:

Převodové poměry jednotlivých párů ozubených kol dělicí převodovky							
Páry ozubených kol	Z_{2D} a Z_{1D}		Z_{4D} a Z_{5D}		Z_{1D} a Z_{3D}		Z_{4D} a Z_{6D}
Převodové poměry jednotlivých párů kol	$i = 1,441$		$i = 0,902$		$i = 0,8947$		$i = 1,276$
Počet zubů jednotlivých kol	$Z_{2D} = 49$	$Z_{1D} = 34$	$Z_{4D} = 37$	$Z_{5D} = 41$	$Z_{1D} = 34$	$Z_{3D} = 38$	$Z_{4D} = 37$ $Z_{6D} = 29$
Celkový převodový poměr	$i_c = 1,3$ (1. převodový stupeň)				$i_c = 1,142$ (2. převodový stupeň)		

Tabulka 11: Jednotlivé převodové poměry dělicí převodovky

Převodové poměry jednotlivých párů ozubených kol reverzační převodovky						
Páry ozubených kol	z_{2R} a z_{1R}		z_{3R} a z_{2R}		z_{4R} a z_{5R}	
Převodové poměry jednotlivých párů kol	$i = 0,769$		$i = 0,833$		$i = 1,56$	
Počet zubů jednotlivých kol	$z_{2R} = 30$	$z_{1R} = 39$	$z_{3R} = 25$	$z_{2R} = 30$	$z_{4R} = 39$	$z_{5R} = 25$
Celkový převodový poměr	$i_{cR} = 1$					

Tabulka 12: Jednotlivé převodové poměry reverzační převodovky

9.5 Materiály ozubených kol a hřídelí

Pro hřídele a ozubená kola byl zvolen stejný materiál ČSN 14 220.4 (ISO 16MnCr5). Tato ocel je vhodná k cementování, aby bylo jádro zubu houževnaté, s vysokou pevností a bok zubu tvrdý. Pro jehlová ložiska s klecí musejí mít oběžné dráhy hřídele a ozubeného kola vhodnou povrchovou úpravu – cementování, aby byla plně využita únosnost ložiska. Materiál musí být obrobiteľný a svařitelný – svarový spoj skříňe spojky s příslušnou hřídelí pomocí laserového svařování.

Pevnostní hodnoty pro materiál ČSN 14 220.4:

14 220.4	
σ_{kt}	588 MPa
$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{1,5}$	392 MPa
$p_D = \sigma_D$	392 MPa
$\tau_D = 0,5 \cdot \sigma_D$	196 MPa

Tabulka 13: Pevnostní hodnoty

kde:

σ_{kt} = mez kluzu v tahu [MPa]

σ_D = dovolené napětí v tahu [MPa]

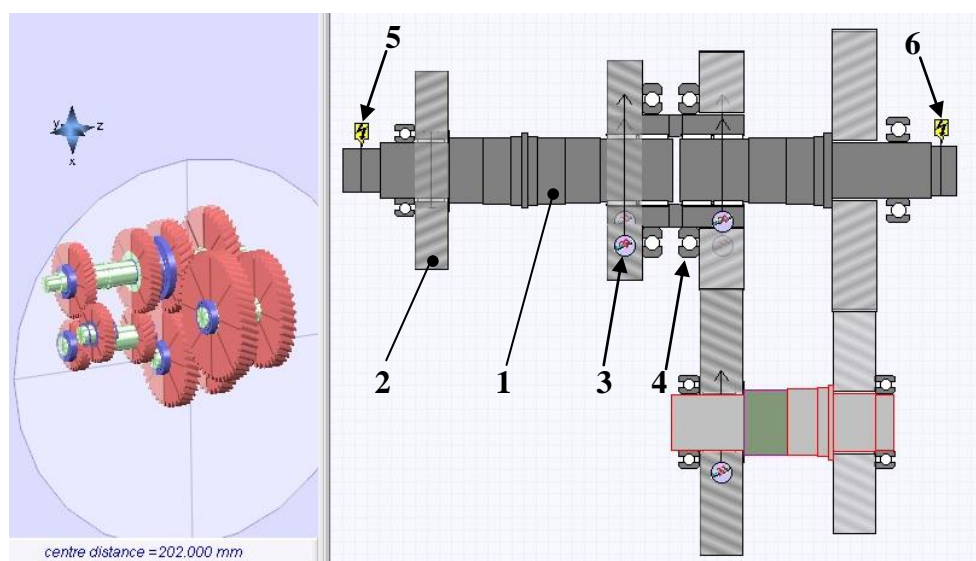
p_D = dovolené napětí v tlaku [MPa]

τ_D = dovolené smykové napětí [MPa]

9.6 Výpočet hřídelí a ložisek

Návrh a výpočet je proveden v programu SABR, který si společnost Ricardo s.r.o. vyvíjí. SABR umožňuje provést celkový návrh převodovky a její následnou kontrolu. Kontroluje se celá řada prvků, které mají vliv na kvalitu a životnost převodovky. Řešiče softwaru SABR zohledňují všechny potřebné technické normy.

Výpočtový model má definovanou vstupní a výstupní část přenosu výkonu, namodelované hřídele, ložiska, spojky a ozubená kola tak, aby odpovídala skutečnému 3D modelu převodovky. Ozubená kola jsou importována z programu GEAR.



Obrázek 32: Výpočtový model v softwaru SABR

1 – hřídel; 2 – ozubené kolo; 3 – spojka; 4 – ložisko; 5 – vstup; 6 – výstup

Zatěžovací stavy byly poskytnuty firmou Ricardo Prague s.r.o. Zatěžovací časy závisí na točivém momentu motoru a jednotlivých zařazených převodových stupních. Zatěžovací stavy jsou zvlášť pro pohyb traktoru vpřed a vzad.

Marketing usage categories	Low Speed (2-4 km/h)	Low speed Field Operation (4 - 12 km/h)										Field Higher speed operations (12-15km/h)		Transport (15 + km/h)			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	21
Gear																	
Forwards speed at 2200 rpm	km/h	3,67	4,14	4,77	5,23	5,91	6,8	7,46	8,43	9,69	10,63	12,02	13,82	15,17	17,15	19,72	39,99
Input Torque [Nm]	180	9,3															
	268	34,4	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5						
	416	1,3	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	86,9
	491		67,2	37,4	30,4	30,4	30,4	30,4	30,4	30,4	30,4	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	167,3
	581				6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	12,9
Total hours	1231																
% total		45										698,9					399,4

Tabulka 14: Zatěžovací stavy pro pohyb traktoru vpřed

Zelená – 1. převod. st.; Oranžová – 2. převod. st.; Modrá – 3. převod. st. dělicí převodovky

Zatěžovací stav pro pohyb traktoru vzad uveden v příloze č. 1.

Pro mazání ložisek je použit minerální olej VG 68. Maximální teplota nesmí překročit 100 °C. Ve sloupci průtok (Flow Rate) je možné nadefinovat potřebné průtočné množství oleje. Celkově je třeba poskytnout 8,3 l/min mazacího oleje.

Bearing	Sealed	Lubricant	Grade	ec	Flow Rate (L/min)	Max Temp. (°C)
main_DG_Ball_Left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.500	94.282
reverse_DG_Ball_Left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.600	94.828
reverse_DG_Ball_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.600	94.334
Splitter_B_DG_Ball_Left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	93.852
Splitter_B_DG_Ball_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	94.892
Splitter_A_DG_Ball_Left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	92.913
main_DG_Ball_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	95.400
splitter_A_DG_Ball_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	93.356
middle_input_needle_left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.300	95.267
middle_output_needle_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.200	93.461
main_input_needle	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.100	90.002
splitter_A_needle_left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.100	90.000
splitter_A_needle_right	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.100	90.000
splitter_B_assist_needle	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.400	0.100	90.000
middle_DG_Ball_Left	<input type="checkbox"/>	Std Mineral Oil	VG68	0.500	1.400	94.946

Obrázek 33: Mazání ložisek v SABRu

Software SABR je vytvořen tak, aby se hodnoty, které jsou v určitém rozmezí dovolených hodnot, zobrazily zeleně. Žlutá barva určité hodnoty říká, že by na ní měl uživatel zaměřit svou pozornost a červená barva značí varování, popřípadě překročení stanovené meze.

Záložka Life zobrazuje životnost ložiska v hodinách během zatěžovacích cyklů. Životnost ložiska je počítána z dynamické únosnosti ložiska C, která se používá pro stanovení trvanlivosti ložiska. Tzn. vyjadřuje zatížení, při němž ložisko dosáhne základní trvanlivosti $L_{10} = 1\,000\,000$ otáček podle normy ISO 281. ISO Limits upozorňuje, pokud poměr ekvivalentního dynamického zatížení P (hypotetické zatížení odpovídající skutečnému zatížení ložiska) a základní dynamické únosnosti C (P/C) překročilo hranici 50% únosnosti ložiska podle ISO 281. To může vést k únavovému poškození ložiska v dlouhodobém měřítku. Simple Damage používá při výpočtu základní dynamické únosnosti starší verzi normy ISO 281, která nebere v úvahu vychýlení a vůle ložiska. Tilt znamená relativní posunutí vnitřního a vnějšího ložiskového kroužku v důsledku působícího zatížení. Tilt limit zvolen 4 mrad (podle mého konzultanta) tzn., že všechna ložiska vyhověla. Max. Stress zobrazuje nejvyšší hodnoty napětí působící na ložisko během zatěžovacího cyklu v GPa.

Bearing	Type	Results	Life (hrs)	Detailed Damage	Graph	Failure Rate	ISO Limits	Simple Damage	Tilt (mrad)	Speed	Max. Stress
main_DG_Ball_Left	DG BALL	ok	5458.0	23.4%		0.9%	ok	26.4%	0.34	✓	3.129
reverse_DG_Ball_Left	DG BALL	ok	1856.7	68.7%		5.6%	ok	66.7%	0.41	✓	3.526
reverse_DG_Ball_right	DG BALL	ok	2001.1	45.6%		2.9%	ok	44.1%	0.44	✓	3.403
Splitter_B_DG_Ball_Left	DG BALL	ok	4483.3	23.4%		1.3%	ok	28.0%	0.50	✓	2.728
Splitter_B_DG_Ball_right	DG BALL	ok	1899.0	67.2%		5.4%	ok	64.0%	0.44	✓	2.980
Splitter_A_DG_Ball_Left	DG BALL	ok	6567.1	19.4%		0.6%	ok	18.6%	0.51	✓	2.723
main_DG_Ball_right	DG BALL	ok	2297.8	53.5%		4.0%	ok	75.5%	0.73	✓	2.745
splitter_A_DG_Ball_right	DG BALL	ok	4032.8	31.3%		1.5%	ok	29.7%	0.53	✓	2.853
middle_input_needle_left	DC NEEDLE	ok	4067141.6	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	1.37	n/a	1.348
middle_output_needle_right	DC NEEDLE	ok	43572.7	2.9%		0.0ppm	ok	0.2%	1.60	n/a	2.113
main_input_needle	CE NEEDLE	ok	475973347662.	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	3.76	✓	3.636
splitter_A_needle_left	CE NEEDLE	ok	233307031638.	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	1.85	✓	2.560
splitter_A_needle_right	CE NEEDLE	ok	118115221330.	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	1.95	✓	2.592
splitter_B_assist_needle	CE NEEDLE	ok	∞	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	2.85	✓	3.405
middle_DG_Ball_Left	DG BALL	ok	51299.4	2.5%		0.0ppm	ok	4.0%	1.36	✓	2.542
middle_DG_Ball_right	DG BALL	ok	25109.6	5.1%		3.0ppm	ok	8.0%	1.37	✓	2.663
middle_output_needle_left	DC NEEDLE	ok	19591.0	6.5%		212 ppm	ok	0.5%	1.99	n/a	2.178
middle_input_needle_right	DC NEEDLE	ok	12320909.1	0.0%		0.0ppm	ok	0.0%	1.31	n/a	1.617

Obrázek 34: Životnost ložisek

Záložka Misalignment znázorňuje vychýlení párů ozubených kol vůči sobě. Hlavním měřítkem vychýlení je LOAMA (Line of Action Misalignment Angle). Vysoké hodnoty posunutí mohou způsobit nadměrný hluk a opotřebení ozubených kol. Standartní mezní hodnota vychýlení pro automobilové převodovky je 1,5 mrad. Tato hodnota je splněna, tzn. je zajištěn správný kontakt párů ozubených kol.

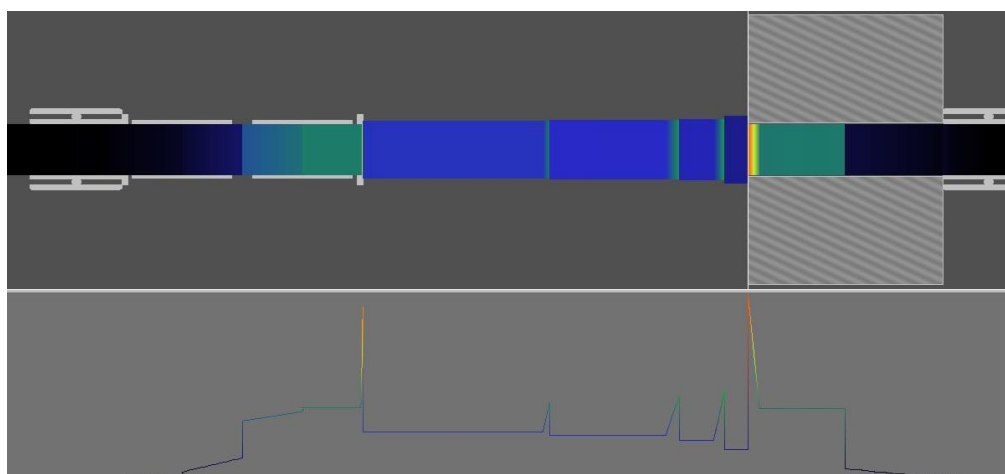
Gear Mesh	Min LOAMA (mrad)	Max LOAMA (mrad)	Worst LOAMA (mrad)	FbetaX (µm)	FbetaX / mm	Load Case
z1R_z2R1	-0.286	-0.226	-0.286	-7.4	-0.2%	1st reverse 416 Nm
z2R_z3R	0.987	1.203	1.203	31.3	0.8%	1st reverse 581 Nm
z5R_z4R	-1.220	-0.092	-1.220	-34.1	-0.8%	1st forward 581 Nm
z1D_z2D	0.394	0.573	0.573	20.6	0.4%	1st forward 581 Nm
z5D_z4D	-0.368	0.205	-0.368	-12.5	-0.2%	1st forward 581 Nm
z1D_z3D	0.279	0.951	0.951	32.3	0.6%	2nd forward 581 Nm
z6D_z4D	-0.415	0.251	-0.415	-14.1	-0.3%	2nd forward 581 Nm

Obrázek 35: Vychýlení ozubených kol

Záložka Stress ukazuje maximální hodnoty napětí na jednotlivých hřídelích při zatěžovacích stavech. Dovolená hodnota pro materiál 14 220.4 použitý pro hřídele je $\sigma_D = 392 MPa$. Maximální napětí $\sigma_{max} = 186 MPa$ je na hřídeli Splitter A. Software SABR ovšem pracuje se zjednodušenou geometrií, která neobsahuje zaoblení, zkosení atd. Špičky napětí v přechodech průměrů hřídele budou ve skutečnosti nižší, než ukazuje software. Konkrétně v místě (obr. 36), kde se nachází maximální napětí, je vytvořen zápch tvaru G se zaoblením v přechodové části. U finálního konstrukčního řešení se doporučuje provést kontrola kritických míst metodou konečných prvků.

Load Case \ Shaft	INPUT	MIDDLE	OUTPUT	INPUT_ASSIST	IDLER	REVERSE	SPLITTER_A	SPLITTER_A_ASSIST	SPLITTER_B	SPLITTER_B_ASSIST
1st forward 180 Nm	42 MPa	2 MPa	33 MPa	0 MPa	n/a	n/a	58 MPa	5 MPa	n/a	n/a
1st forward 268 Nm	62 MPa	3 MPa	49 MPa	0 MPa	n/a	n/a	86 MPa	8 MPa	n/a	n/a
1st forward 416 Nm	96 MPa	5 MPa	76 MPa	0 MPa	n/a	n/a	133 MPa	12 MPa	n/a	n/a
1st forward 491 Nm	114 MPa	6 MPa	90 MPa	0 MPa	n/a	n/a	157 MPa	14 MPa	n/a	n/a
1st forward 581 Nm	134 MPa	7 MPa	107 MPa	0 MPa	n/a	n/a	186 MPa	17 MPa	n/a	n/a
2nd forward 268 Nm	62 MPa	3 MPa	54 MPa	0 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a	70 MPa	6 MPa
2nd forward 416 Nm	96 MPa	5 MPa	84 MPa	0 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a	106 MPa	9 MPa
2nd forward 491 Nm	114 MPa	6 MPa	99 MPa	0 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a	127 MPa	11 MPa
2nd forward 581 Nm	134 MPa	7 MPa	117 MPa	0 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a	151 MPa	13 MPa
3rd forward 268 Nm	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
3rd forward 416 Nm	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
3rd forward 491 Nm	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
3rd forward 581 Nm	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
1st reverse 416 Nm	96 MPa	5 MPa	91 MPa	21 MPa	33 MPa	51 MPa	115 MPa	12 MPa	n/a	n/a
1st reverse 491 Nm	114 MPa	6 MPa	107 MPa	24 MPa	39 MPa	60 MPa	136 MPa	14 MPa	n/a	n/a
1st reverse 581 Nm	134 MPa	8 MPa	127 MPa	29 MPa	47 MPa	71 MPa	160 MPa	17 MPa	n/a	n/a
2nd reverse 416 Nm	96 MPa	5 MPa	98 MPa	21 MPa	33 MPa	51 MPa	n/a	n/a	38 MPa	11 MPa
2nd reverse 491 Nm	114 MPa	6 MPa	116 MPa	24 MPa	39 MPa	60 MPa	n/a	n/a	54 MPa	13 MPa
2nd reverse 581 Nm	134 MPa	8 MPa	137 MPa	29 MPa	47 MPa	71 MPa	n/a	n/a	73 MPa	15 MPa
3rd reverse 416 Nm	96 MPa	5 MPa	99 MPa	21 MPa	33 MPa	51 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a
3rd reverse 491 Nm	114 MPa	6 MPa	109 MPa	24 MPa	39 MPa	60 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a
3rd reverse 581 Nm	134 MPa	7 MPa	122 MPa	29 MPa	47 MPa	71 MPa	n/a	n/a	n/a	n/a

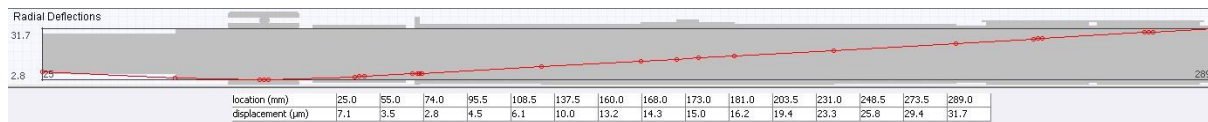
Tabulka 15: Maximální napětí nacházející se na jednotlivých hřídelích



Obrázek 36: Maximální napětí na hřídeli Splitter A

Oranžová barva značí místo s největším napětím na hřídeli.

Záložka Displacements detailně zobrazuje průhyby každého hřídele při všech zatěžovacích stavech.



Obrázek 37: Radiální průhyb hřídele Input

Radiální průhyb je při 1. převodovém stupni a točivém momentu 180 Nm

Ostatní radiální průhyby hřídelí uvedeny v příloze č. 2.

9.7 Výpočet ozubených kol

Pro návrh a výpočet ozubených kol dělicí a reverzační převodovky je použit Software GEAR od společnosti Ricardo s.r.o. Výpočet lze provádět buď podle normy ISO 6336 (norma pro výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby) nebo lze použít zjednodušený výpočet společnosti Ricardo s.r.o.

Pomocí zadávacích polí se definují rozměry ozubeného kola. Software umožňuje navolit počet zubů kola z , modul m , úhel záběru α , úhel sklonu zubů β , osovou vzdálenost a , šířku ozubeného kola b apod. Zvolí se materiál ozubených kol a importují zatěžovací stavy ze softwaru SABR.

Po vyhodnocení navržených rozměrů a jejich optimalizaci se vypočítají hodnoty, jako je součinitel trvání záběru ε , axiální a tangenciální síly působící na zub kola atd. Celkový součinitel záběru šikmých ozubení se pohybuje v rozmezí $\varepsilon_{\gamma} = 2,2 - 2,6$. Všechny hodnoty ozubených kol z_{2R} a z_{3R} jsou uvedeny na obrázku 38 a 39. Ostatní ozubená kola jsou uvedena v příloze č. 3.

	z_{2R}	z_{3R}
Basic Geometry		
Gear Names	z_{2R}	z_{3R}
Number of Teeth, z	30	25
ISO Pinion	FALSE	TRUE
Default Gear Ratio	0.833	
Normal Module, m	3.740 mm	
Normal Pressure Angle, α_n	20.000 °	
Helix Angle, β	23.000 °	
Helix Hand	RIGHT	LEFT
Centre Distance, a	113.000 mm	
Total Profile Shift Coefficient	0.351	
Stress Calculation Inputs		
Default Reverse Bending	NO	NO
Default Driver	Driver	NOT Driver
Max. Tip Chamfer	0.300 mm	0.300 mm
Min. Tip Chamfer	0.100 mm	0.100 mm
Facewidth	26.000 mm	26.000 mm
Axial Location	1.000 mm	0.000 mm
Facewidth Overlap		25.000 mm
Overlapping Facewidth, b	26.000 mm	26.000 mm
Active Facewidth	26.000 mm	26.000 mm
Tolerance on OD	0.000 mm	0.000 mm
Optimisation Variables		
Profile Shift (Zero Backlash)	-0.173 mm	1.485 mm
Profile Shift Coefficient	-0.046	0.397
Dedendum, hf	1.267	1.263
Outside Diameter (ha=1)	129.024 mm	112.025 mm
Outside Diameter, da	129.439 mm	112.780 mm
Addendum, ha	1.056	1.101
Max. Tool Radius (per module)	0.463	0.465
Actual Tool Radius (per module)	0.463	0.465
Backlash		
Enter Circumferential / Normal	<input checked="" type="radio"/> Circumferential	<input type="radio"/> Normal
Gear max circumferential Backlash	0.075 mm	0.075 mm
Gear min circumferential Backlash	0.050 mm	0.050 mm
Pair max circumferential backlash		0.150 mm
Pair min circumferential backlash		0.100 mm
Profile Shift for Max. Backlash	-0.268 mm	1.390 mm
Profile Shift for Min. Backlash	-0.236 mm	1.422 mm
Optimisation Constraints		
Normal Landwidth	2.050 mm	1.314 mm
Minimum Landwidth	0.748 mm	0.748 mm
Fillet Clearance	0.402 mm	0.151 mm
Minimum Fillet Clearance		0.150 mm
Root Clearance	0.640 mm	0.795 mm
Minimum Root Clearance		0.640 mm
Metrology		
Pin/Ball Diameter	6.500 mm	7.000 mm
Max. Dimension over Pins	130.654 mm	114.516 mm
Min Dimension over Pins	130.597 mm	114.468 mm
Number of Teeth Spanned	5	4
Max. Span Dimension	51.512 mm	41.274 mm
Min. Span Dimension	51.490 mm	41.252 mm
Normal Tooth Thickness	5.691 mm	6.898 mm
Transverse Tooth Thickness	6.183 mm	7.494 mm
Root Diam for Max Backlash	111.877 mm	94.908 mm
Root Diam for Min Backlash	111.940 mm	94.972 mm
Quality Ratios		
Transv. Contact Ratio, ε_{α}		1.387
Helical Overlap Ratio, ε_{β}		0.831
Total Contact Ratio, ε_{γ}		2.218
Rel. Slide Velocity Ratio		1.532
SAP Specific Slide Ratio	1.665	0.934
Duty Cycle		

Obrázek 38: Návrh ozubených kol z_{2R} a z_{3R}

Norma ISO 6336 poskytuje ucelený systém postupů pro výpočet únosnosti čelních ozubených kol. Hodnoty jsou počítány v závislosti na zvoleném materiálu. Na obrázku 39 jsou uvedeny nominální, aktuální a přípustné hodnoty napětí v ohybu jednotlivých kol. Bezpečnostní faktor SF je definován jako poměr mezi skutečným a přípustným napětím v ohybu. Hodnoty SF se pohybují v rozmezí (1,8 - 3,5). Dovolená mezní hodnota SF je pro tento případ 1,5. Ohybová životnost je vypočítána jako nekonečno hodin, tzn., že tato životnost je dostatečná pro daný zatěžovací stav. Obdobné je to i z hlediska kontaktní životnosti, která je 9877 hodin pro kolo z_{2R} a 7578 hodin pro kolo z_{3R} . Bezpečnostní faktor SH je definován jako poměr mezi skutečným a přípustným napětím v ohybu. Hodnoty SH se pohybují v rozmezí (1,6 - 1,9). Dovolená mezní hodnota SH je pro tento případ 1,5.

Duty Cycle

1st reverse 581 Nm

z_{3R} Input Torque - Speed: 446.923 Nm, 2860.000 rpm

z_{3R} Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 3.000 hour

Reverse Bending: YES NO

Driver: NOT Driver Driver

ISO Tangential Velocity: 15.383 m/s

Tangential Tooth Force: 8701.156 N

Axial Tooth Force: 3735.331 N

Separating Tooth Force: 3719.523 N

RICARDO B5 ISO 6336

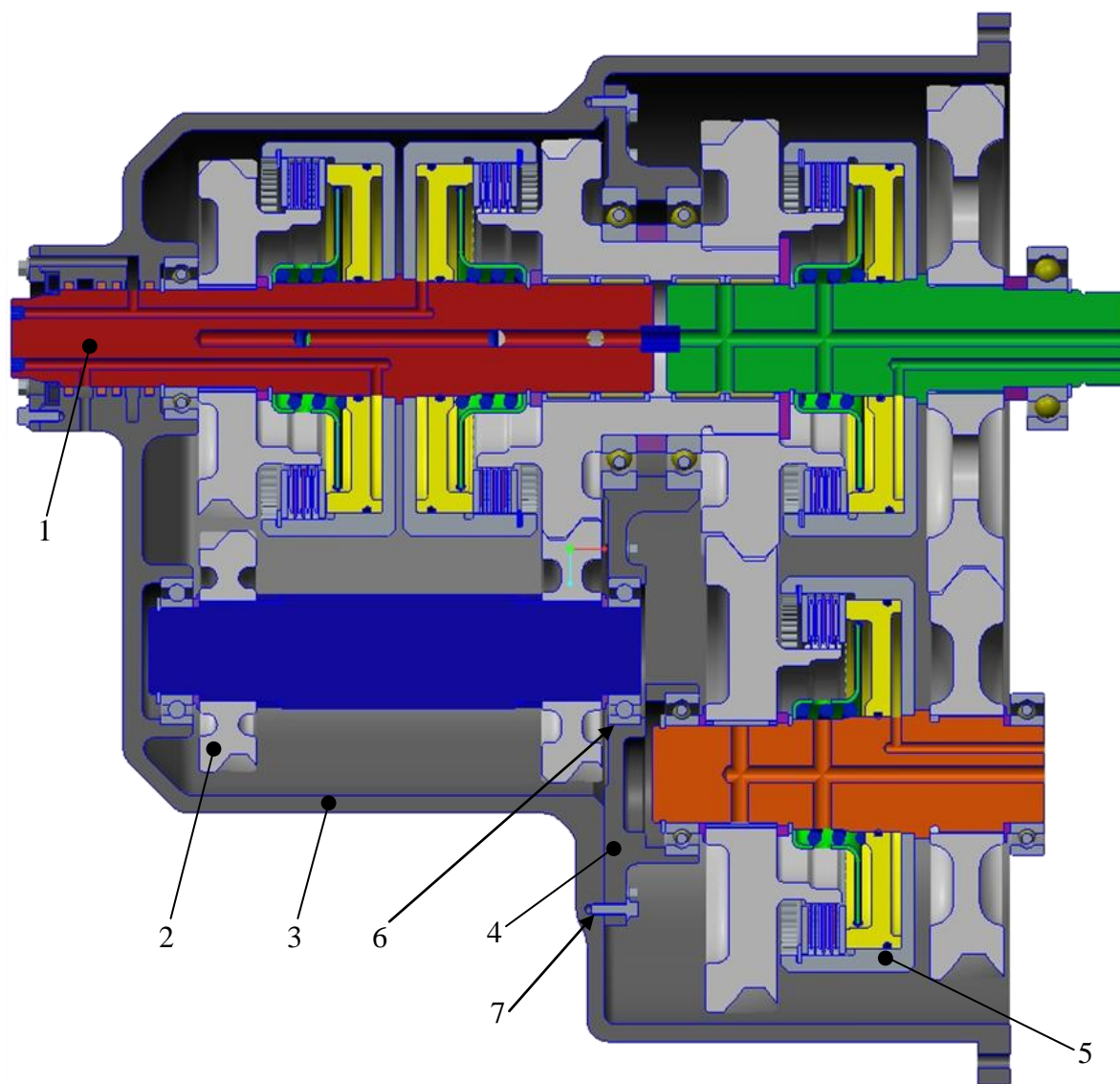
	z2R		z3R	
ISO Nom. Bending Stress σ_O	203.360	MPa	191.602	MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	283.441	MPa	267.052	MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	511.558	MPa	739.476	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	1.805		2.769	
ISO Actual Contact Stress σ_H	1149.858	MPa	1149.858	MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1825.747	MPa	1796.187	MPa
ISO Contact Life	9877.789	hour	7578.768	hour
ISO Contact Damage	0.030	%	0.040	%
ISO Safety Factor SH	1.588		1.562	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

Obrázek 39: Celkové výsledky únosnosti z_{2R} a z_{3R}

9.8 Konstrukční model

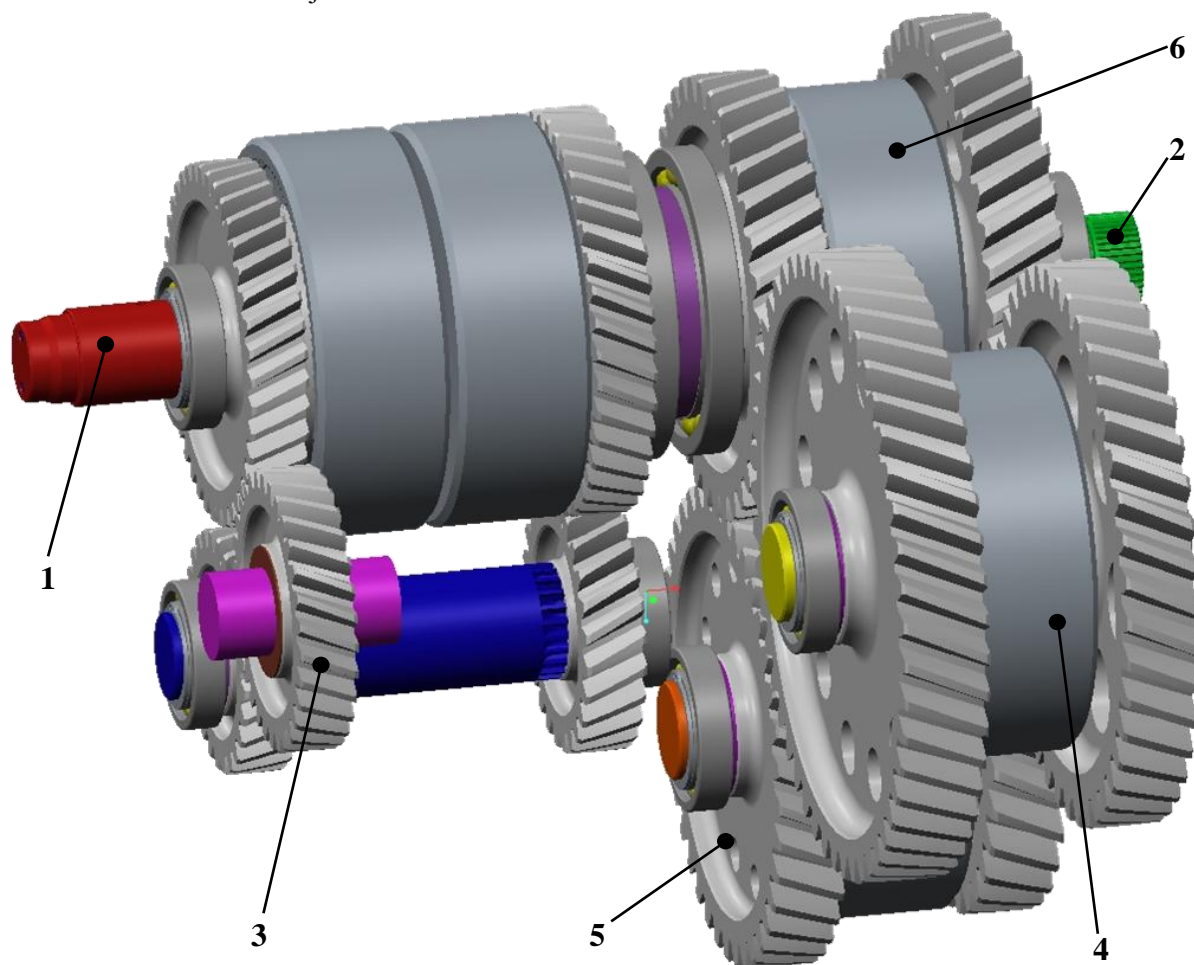
Konstrukčně je zpracována varianta A, třístupňová předloková dělicí převodovka a reverzační předloková převodovka řazená pod zatížením lamelovými spojkami. Výkres sestavy uveden na samostatném listě (DP – 2016 – 01). Konstrukční a výpočtové zpracování hřídelí, ozubených kol a spojek je provedeno v plném rozsahu. Výrobní výkresy hřídele Splitter B (DP – 2016 - 02) a ozubeného kola z_{1R} (DP – 2016 - 03) jsou uvedeny na samostatném listě. Hřídele mají díry pro rozvod hydraulického a mazacího oleje k ložiskům a spojkám. Reverzační a dělicí část převodovky je s hlavní převodovkou spojena šroubovými spoji. Skříň převodovky není plně konstrukčně zpracována, jedná se pouze o variantu, která musí být vypočítána metodou konečných prvků a poté konstrukčně upravena.

Potřebné konstrukční úpravy, drsnosti, tolerance, tvrdost povrchů pro nakupované komponenty jsou voleny podle doporučení výrobce.



Obrázek 40: Řez dělicí a reverzační převodovky

1 – hřídel; 2 – ozubené kolo; 3 – skříň převodovky; 4 – přepážka oddělující reverzační a dělicí část převodovky; 5 – lamelová spojka; 6 – ložisko; 7 - šroub



Obrázek 41: Konstrukční model jednotlivých převodů

1 – vstupní hřídel; 2 – výstupní hřídel; 3 – vložené kolo reverzace; 4 – 1. převodový stupeň dělicí převodovky; 5 - 2. převodový stupeň; 6 - 3. převodový stupeň (přímý převod)

Ozubená kola přímo řazena lamelovými spojkami jsou na hřídeli uložena na jehlových ložiskách. Ostatní kola jsou s hřídelí spojena pomocí evolventního drážkování. Evolventní drážkování je podle ISO 4156. U drážkování se kontroluje měrný tlak ve stykových plochách:

$$p = \frac{F_{celk.}}{S_{celk.}} \leq p_D$$

- a) hřídel REVERSE a ozubené kolo Z_{3R} :
- zvoleno evolventní drážkování 48 – 2 x 23 (ISO 4156)

$$\underline{p_a} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{372,5}{0,046}}{2} = \frac{13,6 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 23 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 26 \cdot 10^{-3}} = \underline{13,6 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}$$

b) hřídel REVERSE a ozubené kolo z_{5R} :

- zvoleno evolventní drážkování 48 – 2 x 23 (ISO 4156)

$$\underline{p_b} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{372,5}{0,046}}{2} = \frac{12,7 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 23 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^{-3}}$$

c) hřídel OUTPUT a ozubené kolo z_{4D} :

- zvoleno evolventní drážkování 54 – 2 x 26 (ISO 4156)

$$\underline{p_c} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{828,5}{0,052}}{2} = \frac{19,9 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 26 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 31 \cdot 10^{-3}}$$

d) hřídel SPLITTER B a ozubené kolo z_{6D} :

- zvoleno evolventní drážkování 54 – 2 x 26 (ISO 4156)

$$\underline{p_d} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{649,5}{0,052}}{2} = \frac{16,7 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 26 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 29 \cdot 10^{-3}}$$

e) hřídel SPLITTER A a ozubené kolo z_{5D} :

- zvoleno evolventní drážkování 54 – 2 x 26 (ISO 4156)

$$\underline{p_e} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{837,5}{0,052}}{2} = \frac{21,5 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 26 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot 29 \cdot 10^{-3}}$$

f) hřídel MIDDLE a ozubené kolo z_{1D} :

- zvoleno evolventní drážkování 88 – 2 x 43 (ISO 4156)

$$\underline{p_f} = \frac{\frac{M_{t \max}}{d_s}}{2} = \frac{\frac{581}{0,086}}{2} = \frac{5 \text{ MPa} \leq 392 \text{ MPa}}{0,75 \cdot 43 \cdot 2,7 \cdot 10^{-3} \cdot 31 \cdot 10^{-3}}$$

kde:

$M_{t \max}$ = maximální točivý moment pro konkrétní případ [MPa]

d_s = střední průměr procházející středy stykových výšek párů zubů [m]

c_{ef} = součinitel efektivního počtu nesoucích zubů [-]

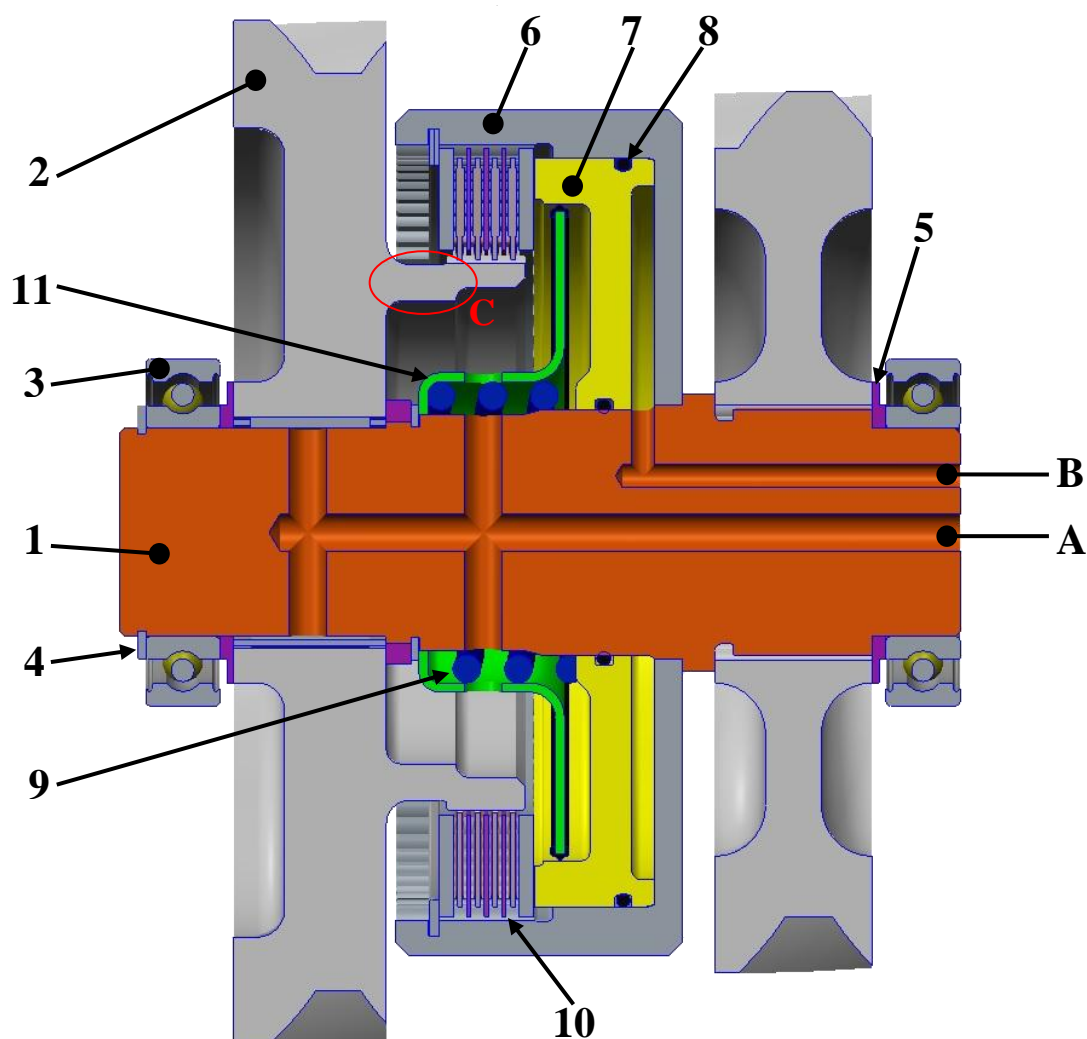
n_x = počet zubů [-]

h_x = styková výška drážek [mm]

l_x = délka drážek [mm]

10 Konstrukční návrh spojek

Řazení pod zátěží dělicí a reverzační převodovky se uskutečňuje pomocí lamelových spojek. Spojka spojuje hřídel s ozubeným kolem. Na hřídeli je pomocí laserového svařování upevněno víko (skříň) spojky. Ve víku je vytvořeno evolventní drážkování pro vnitřní lamely spojky. Na ozubeném kole je vytvořen držák s evolventním drážkováním pro vnější lamely. Součástí spojky je píst s ovládacím a balančním prostorem. Ovládací část pístu stlačuje za pomoci tlaku hydraulické kapaliny lamely a tím dochází k přenosu krouticího momentu mezi hřídelem a ozubeným kolem, čímž je vyvoláno přeřazení převodového stupně. Balanční prostor spolu s tlačnou pružinou slouží k vyrovnávání tlaku vznikajícího v důsledku odstředivých sil, aby nedošlo k nechtěnému kontaktu lamel, resp. vzájemnému tření mezi lamelami a tím snížení účinnosti.

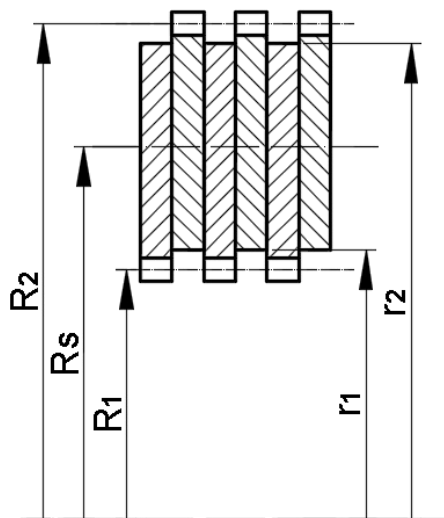


Obrázek 42: Řez lamelové spojky

1 – hřídel; 2 – ozubené kolo; 3 – Kuličkové ložisko; 4 – pojistný kroužek; 5 – vymežovací kroužek; 6 – víko (skříň) spojky; 7 – píst; 8 – o-kroužek; 9 – tlačná pružina; 10 – lamela; 11 – balanční plech s těsněním; A – přívod mazacího oleje pro ložiska a do balančního prostoru; B – přívod hydraulického oleje do ovládacího prostoru; C – kritický průřez držáku vnějších lamel

10.1 Výpočet ovládacího tlaku

Podle navržených rozměrů je hlavním účelem výpočtu zjistit tlak, který působí na píst a umožňuje vyvodit potřebný třecí moment ve spojce. Vypočítaný tlak nesmí překročit dovolenou hodnotu těsnících kroužků pístu. Jako materiál pístu zvolena ocel ISO 25CrMoS4.



Obrázek 43: Schéma lamelové spojky

Zvolené rozměry:

$r_1 = 61\text{mm}$; $r_2 = 81\text{mm}$; $R_1 = 59\text{mm}$; $R_2 = 83\text{mm}$; počet lamel = 7 \rightarrow počet třecích ploch $i = 8$

$$\underline{R_S} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{59 + 83}{2} = \underline{71\text{ mm}}$$

Třecí spojky jsou obvykle dimenzovány pro moment:

$$\underline{M_S} = k \cdot M_{M\text{ max}} = 1,5 \cdot 581 = \underline{871,5\text{ Nm}}$$

Pro tento moment dále platí:

$$M_S = \varepsilon \cdot P_1 \cdot f \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$\underline{\varepsilon} = (1 + \psi_1) \cdot \frac{1 - \psi_1^{\frac{i}{2}-1} \cdot \psi_2^{\frac{i}{2}-1}}{1 - \psi_1 \cdot \psi_2} = (1 + 0,976) \cdot \frac{1 - 0,976^{\frac{8}{2}-1} \cdot 0,983^{\frac{8}{2}-1}}{1 - 0,976 \cdot 0,983} = \underline{5,7}$$

$$\underline{\psi_1} = \frac{R_1 - R_S \cdot f \cdot \mu_1}{R_1 + R_S \cdot f \cdot \mu_1} = \frac{0,059 - 0,071 \cdot 0,1 \cdot 0,1}{0,059 + 0,071 \cdot 0,1 \cdot 0,1} = \underline{0,976}$$

$$\underline{\psi_2} = \frac{R_2 - R_S \cdot f \cdot \mu_2}{R_2 + R_S \cdot f \cdot \mu_2} = \frac{0,083 - 0,071 \cdot 0,1 \cdot 0,1}{0,083 + 0,071 \cdot 0,1 \cdot 0,1} = \underline{0,983}$$

Ze vzorce pro třecí moment spojky se vyjádří přítláčná síla:

$$\underline{P_1} = \frac{2 \cdot M_S}{\varepsilon \cdot f \cdot (r_1 + r_2)} = \frac{2 \cdot 871,5}{5,7 \cdot 0,1 \cdot (0,061 + 0,081)} = \underline{21535 \text{ N}}$$

Tlak, který působí na píst:

$$p = \frac{4 \cdot P_1}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq p_D \rightarrow \underline{p} = \frac{4 \cdot 21535}{\pi \cdot (162^2 - 122^2)} = \underline{2,4 \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa}}$$

kde:

ε = redukovaný počet třecích ploch mezi lamelami s ohledem na tření v drážkách [-]

f = součinitel tření pro materiál Raybestos 7901-2 [-]

$\mu_{1,2}$ = součinitel tření v drážkách [-]

p_D = maximální dovolený tlak pro zvolené o-kroužky [MPa]

10.2 Výpočet lamel

Lamely mají na svém obvodu evolventní drážkování pro spojení a přenos krouticího momentu na hřídel nebo ozubené kolo.

10.2.1 Stanovení tloušťek nosných plechů a obložení

Nosný plech:

$$s \cong (1,2 \div 0,6 \%) z D = (1,2 \div 0,6 \%) z 162 \text{ mm} = (1,944 \div 0,972) \text{ mm}$$

- zvoleno $s = 1 \text{ mm}$

Obložení:

$$t \cong (0,2 \div 1,5 \%) z D = (0,2 \div 1,5 \%) z 162 \text{ mm} = (0,324 \div 2,43) \text{ mm}$$

- zvoleno $t = 0,4 \text{ mm}$

Celkem:

- 4 lamely mají na obou stranách obložení $\rightarrow \underline{s_1} = s + 2 \cdot t = 1 + 2 \cdot 0,4 = \underline{1,8 \text{ mm}}$

- ostatní 3 lamely jsou pouze nosné plechy $\rightarrow \underline{s_2} = s = \underline{1 \text{ mm}}$

Celková tloušťka lamel v nezátíženém stavu:

$$\underline{s_n} = 3 \cdot s_2 + 4 \cdot s_1 + 8 \cdot t_m = 3 \cdot 1 + 4 \cdot 1,8 + 8 \cdot 0,5 = \underline{14,2 \text{ mm}}$$

Celková tloušťka lamel v zatíženém stavu:

$$\underline{s_z} = 3 \cdot s_2 + 4 \cdot s_1 = 3 \cdot 1 + 4 \cdot 1,8 = \underline{10,2 \text{ mm}}$$

Materiál lamel:

- nosný plech ocelový 11 600.6 - zušlechtěno na 42 HRC

$$\underline{p_D} = \frac{\sigma_{kt}}{2,5} = \frac{0,8 \cdot 600}{2,5} = \underline{192 \text{ MPa}}$$

- obložení z materiálu Raybestos 7901-2

Měrný tlak ve stykových plochách vnitřních lamel:

- zvoleno evolventní drážkování 166,25 – 1,75 x 94 (ISO 4156)

$$p_1 = \frac{F_{celk.}}{S_{celk.}} \leq p_D$$

$$\underline{p_1} = \frac{\frac{M_s}{\frac{d_s}{2}}}{c_{ef} \cdot n_2 \cdot h_2 \cdot l_2} = \frac{\frac{871,5}{\frac{0,164}{2}}}{0,75 \cdot 94 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^{-3}} = \underline{7 \text{ MPa} \leq 192 \text{ MPa}}$$

Měrný tlak ve stykových plochách vnějších lamel:

- zvoleno evolventní drážkování 120 – 1,25 x 95 (ISO 4156)

$$p_2 = \frac{F_{celk.}}{S_{celk.}} \leq p_D$$

$$\underline{p_2} = \frac{\frac{M_s}{\frac{d_s}{2}}}{c_{ef} \cdot n_2 \cdot h_2 \cdot l_2} = \frac{\frac{871,5}{\frac{0,119}{2}}}{0,75 \cdot 95 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = \underline{32,1 \text{ MPa} \leq 192 \text{ MPa}}$$

10.3 Výpočet ovládacího a balančního prostoru spojky

I při nečinnosti lamelové spojky dochází k nárůstu tlaku v ovládacím prostoru. Způsobuje ho tlak kapaliny v závislosti na otáčení hřídele. Tento tlak by způsobil nechtěné stlačení lamel. Proto se na druhé straně pístu nachází balanční prostor, který za pomoci tlačné pružiny vyrovnává tlak.

10.3.1 Tlak v závislosti na otáčkách

Tlak ovládací strany pístu:

$$dp = \rho \cdot R_k \cdot d_k; R_r = \omega^2 \cdot r$$

$$dp = \rho \cdot (\omega^2 \cdot r \cdot d_r - g \cdot d_r)$$

$$p = \rho \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot r^2}{2} - g \cdot r \right) + C; C : r = R$$

$$p_A = \rho \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot R^2}{2} - g \cdot R \right)$$

$$\underline{p_A} = 875 \cdot \left(\frac{230,4^2 \cdot 0,15^2}{2} - 9,81 \cdot 0,15 \right) = 521260 \text{ Pa} = \underline{0,52 \text{ MPa}}$$

Síla ovládací strany pístu:

$$\underline{F_A} = p_A \cdot S_A = 521260 \cdot \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} = \underline{9211 \text{ N}}$$

Tlak balanční strany pístu:

$$p_B = \rho \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot R^2}{2} - g \cdot R \right)$$

$$\underline{p_B} = 875 \cdot \left(\frac{230,4^2 \cdot 0,142^2}{2} - 9,81 \cdot 0,142 \right) = 467076 \text{ Pa} = \underline{0,47 \text{ MPa}}$$

Síla balanční strany pístu:

$$\underline{F_B} = p_B \cdot S_B = 467076 \cdot \frac{\pi \cdot 0,142^2}{4} = \underline{7397 \text{ N}}$$

Síla tlačné pružiny:

$$\underline{\Delta F} = F_A - F_B = 9211 - 7397 = \underline{1814 \text{ N}} = F_1$$

↓

- odpor o-kroužku -> navýšení síly o 10%

↓

$$\underline{F} = \Delta F + 0,1 \cdot \Delta F = 1814 + 181 = \underline{1995 \text{ N}} = F_8$$

kde:

ρ = hustota kapaliny [kg/m³]

ω = úhlová rychlost [rad/s]

$$\underline{\omega} = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2200}{60} = \underline{230,4 \text{ rad/s}}$$

n = otáčky motoru [min⁻¹]

$S_{A,B}$ = obsah ploch pístu [m²]

F_1 = předepnutá síla pružiny [N]

F_8 = maximální síla pružiny [N]

10.3.2 Stanovení rozměrů tlačné pružiny

Průměr ovládacího prostoru spojky je větší než průměr balančního prostoru. To způsobuje, že tlak ovládacího prostoru při nečinnosti spojky je větší než tlak v balančním prostoru. K vyrovnání tlaku slouží předepnutá tlačná pružina. Ta má zároveň za úkol vrátit píst do výchozího stavu při rozepnutí spojky.

Zvolené rozměry:

$d = 6 \text{ mm}$; $D = 59 \text{ mm}$; $n = 2$ činné závity; $n_z = 2$ závěrné závity; $F_1 = 1814 \text{ N}$; $F_8 = 1995 \text{ N}$

Zvolený materiál:

uhlíková ocel na pružiny 12090 $\rightarrow \sigma_{pt} = 1850 \text{ MPa}$; $G = 81500 \text{ MPa}$

Tuhost pružiny pro kruhový průřez drátu:

$$\underline{k} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{81500 \cdot 6^4}{8 \cdot 59^3 \cdot 2} = \underline{32 \text{ N/mm}}$$

Deformace pružiny při předepnutí:

$$\underline{S_1} = \frac{F_1}{k} = \frac{1814}{32} = \underline{56,7 \text{ mm}}$$

Deformace pružiny při maximálním zatížení:

$$\underline{S_8} = \frac{F_8}{k} = \frac{1995}{32} = \underline{62,3 \text{ mm}}$$

Délka pružiny, při které jsou závity v dotyku:

$$\underline{L_9} = d \cdot (n + n_z) = 6 \cdot (2 + 2) = \underline{24 \text{ mm}}$$

Délka pružiny při maximálním zatížení:

$$\underline{L_8} = 1,1 \cdot L_9 = 1,1 \cdot 24 = \underline{26,4 \text{ mm}}$$

Délka pružiny v nezatíženém stavu:

$$\underline{L_0} = L_8 + S_8 = 26,4 + 62,3 = \underline{88,7 \text{ mm}}$$

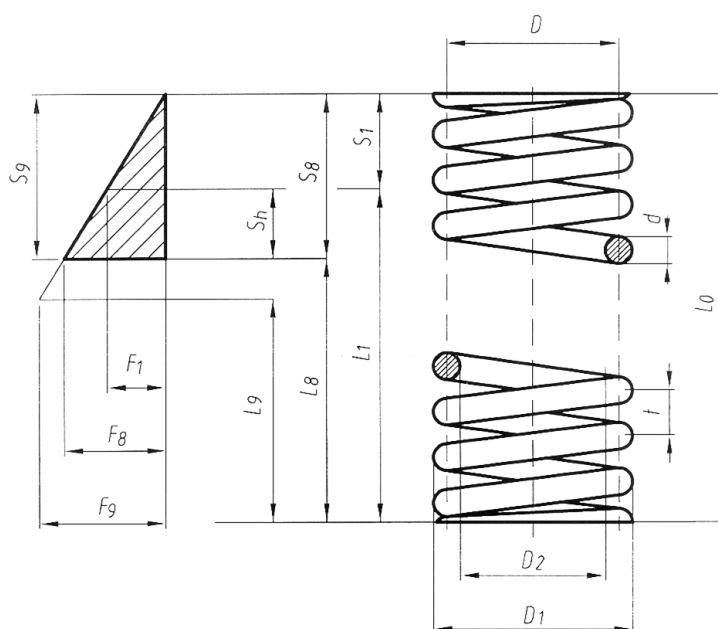
Délka pružiny při předepjatém stavu:

$$\underline{L_1} = L_0 - S_1 = 88,7 - 56,7 = \underline{32 \text{ mm}}$$

kde:

σ_{pt} = mez pevnosti v tahu drátu pružiny [MPa]

G = modul pružnosti ve smyku drátu pružiny [MPa]



Obrázek 44: Schéma tlačné pružiny [19]

F – síla pružiny [N], l – délka pružiny [mm], s – deformace (stlačení) [mm]; dolní index udávající stav pružiny: 0 – volný, 1 – předepjatý, 8 – plně zatížený, 9 – mezní; t – rozteč závitů, d – průměr drátu [mm], D – střední průměr pružiny [mm]

10.4 Těsnící prvky spojky

10.4.1 O-kroužek těsnící zvenku

- zvolen o-kroužek $d_i \times d_s = 156 \times 3 \text{ mm}$

Stanovené rozměry:

$D_1 = 162 \text{ mm}$; $L_1 = 3,6 \text{ mm}$; $S = 2,6 \text{ mm}$; materiál NBR

$$\underline{d_1} = D_1 - 2 \cdot S = 162 - 2 \cdot 2,6 = \underline{156,8 \text{ mm}}$$

Maximální těsnící spára:

- tvrdost 70 shA pro tlak $< 5 \text{ MPa}$

$$\underline{F = 0,2 \text{ mm}} \rightarrow \frac{F}{2} = 0,1 \text{ mm}$$

10.4.2 O-kroužek těsnící zevnitř

- zvolen o-kroužek $d_i \times d_s = 53 \times 3 \text{ mm}$

Stanovené rozměry:

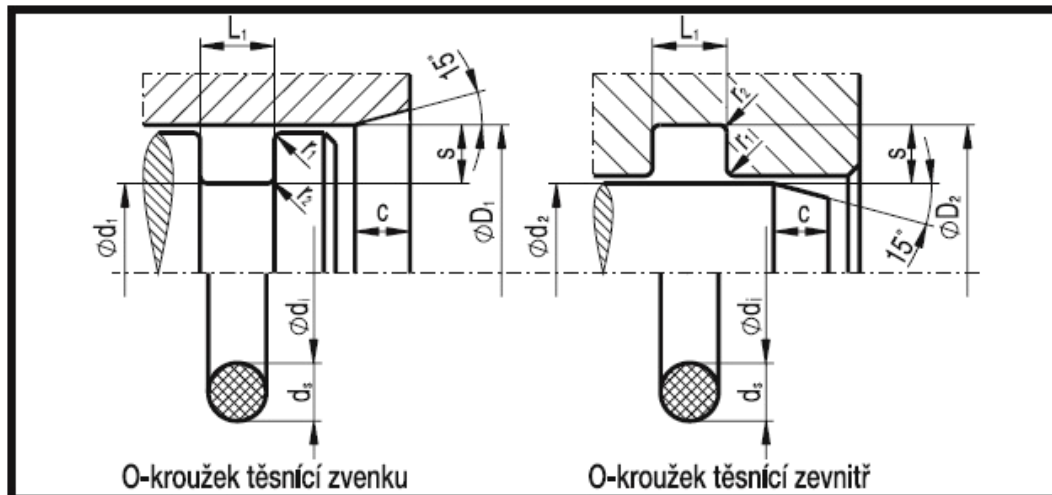
$d_2 = 53 \text{ mm}$; $L_1 = 3,9 \text{ mm}$; $S = 2,3 \text{ mm}$; materiál NBR

$$\underline{D_2} = d_2 + 2 \cdot S = 53 - 2 \cdot 2,3 = \underline{57,6 \text{ mm}}$$

Maximální těsnící spára:

- tvrdost 70 shA pro tlak $< 5 \text{ MPa}$

$$\underline{F = 0,2 \text{ mm}} \rightarrow \frac{F}{2} = 0,1 \text{ mm}$$



Obrázek 45: Schéma těsnění o-kroužky [20]

kde:

d_i = vnitřní průměr o-kroužku [mm]

d_s = tloušťka o-kroužku [mm]

d_1/D_2 = základní průměr drážky pro o-kroužek [mm]

L_1 = šířka drážky [mm]

S = výška drážky [mm]

c = sražení [mm]

10.5 Kontrola držáku vnějších lamel

Držák vnějších lamel je kontrolován na krut v kritickém průřezu C, označeného na obrázku 42.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D$$

$$\tau_k = \frac{M_S}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} = \frac{871,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot (115^4 - 106^4)}{16 \cdot 115}} = 10,5 \text{ MPa} < 196 \text{ MPa}$$

kde:

D/d = průměry kritického mezikruží [mm]

11 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout třístupňovou dělicí a reverzační převodovku řazenou pod zatížením pro motor o výkonu 100kw a točivém momentu 581 Nm. Obě převodovky jsou navrženy tak, aby s minimem ozubených kol bylo možné dosáhnout maximálního počtu převodových stupňů. Navíc je zde vhodně využít přímý převod. Dělicí a reverzační převodovka bude připojena k sedmistupňové hlavní převodovce. Celkový počet převodových stupňů bude 21.

Byly navrženy 3 konstrukční varianty uspořádání třístupňové dělicí a reverzační převodovky, ze kterých byla podle určitých kritérií vybrána jedna varianta, a ta byla konstrukčně zpracována. Konstrukční řešení této varianty se skládalo ze třístupňové předlokové dělicí převodovky a reverzační předlokové převodovky. Podle kinematického schématu byly navrženy jednotlivé převodové poměry a vytvořen výpočtový model v softwaru SABR od společnosti Ricardo s.r.o. V tomto výpočtovém modelu byl proveden výpočet hřídelí a ložisek. Současně s modelem v SABRu byly navrženy a vypočítány jednotlivé páry ozubených kol v softwaru GEAR, rovněž od společnosti Ricardo s.r.o. Podle výpočtových modelů byl vytvořen konstrukční model v CAD softwaru PTC Creo 2.0. Výsledkem této diplomové práce je 3D model třístupňové dělicí a reverzační převodovky řazené pod zatížením a výkresová dokumentace vybraných komponentů.

Výhody

- S minimem ozubených kol je možné dosáhnout maximálního počtu převodových stupňů
- Využití přímého převodu
- Jednoduché konstrukční uspořádání
- Nízké výrobní náklady z hlediska použití více stejných komponentů

Nevýhody

- I když je konstrukční uspořádání vcelku jednoduché, byl problém s navržením převodových poměrů jednotlivých párů ozubených kol dělicí převodovky
- Předloková dělicí a reverzační převodovka vyžaduje větší zástavbový prostor

Podle mého názoru výhody převládají nad nevýhodami a dokáží si představit, že by tato dělicí a reverzační převodovka byla konkurenceschopná.

12 Seznam použitých zdrojů

- [1] *Ricardo* [online]. ©2014 [cit. 2015-10-17]. Dostupné z: <http://www.ricardo.jobs.cz/>
- [2] KŘEPELKA, Jiří. Traktory a jejich specifické využití. *Zemědělec* [online]. 2011 [cit. 2015-09-27]. Dostupné z: <http://zemedelec.cz/traktory-a-jejich-specificke-vyuziti-2/>
- [3] WILLIAMS, Michael. *Traktory: přes 220 nejvýznamnějších světových traktorů*. Vyd. 1. Praha: Slovart, 2009, 320 s. ISBN 978-80-7391-126-3.
- [4] Scale Froelich Does Double Duty. *Farm Collector* [online]. 2008 [cit. 2015-09-27]. Obrázek ve formátu JPG. Dostupné z: <http://www.farmcollector.com/tractors/scale-froelich-does-double-duty.aspx>
- [5] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [6] ŠMERDA, Tomáš, Jiří ČUPERA a Martin FAJMAN. *Vznětové motory vozidel: biopaliva, emise, traktory*. 1. vyd. Brno: CPress, 2013, 136 s. Auto-moto-profi (CPress). ISBN 978-80-264-0160-5.
- [7] Nosná část traktorů Zetor. *AV ENGINEERING, a.s.* [online]. ©2015 [cit. 2015-10-03]. Obrázek ve formátu JPG. Dostupné z: http://www.aveng.cz/gallery/awards2007/DopravniStroje/_01_nosna_cast2.jpg
- [8] Axion. In: *Agrall* [online]. ©2013 [cit. 2015-10-03]. Obrázek na str. 23. Dostupné z: <http://www.agrall.cz/upload/1416904624.pdf>
- [9] JCB Fstrac. *Fastrac fan club* [online]. ©2011 [cit. 2015-10-03]. Obrázek ve formátu jpg. Dostupné z: http://www.fastrac.cz/cms/index.php?option=com_content&view=article&id=5&Itemid=3
- [10] Field Robot 2009. *Robotika.cz* [online]. 2009 [cit. 2015-10-03]. Obrázek ve formátu jpg. Dostupné z: <http://robotika.cz/competitions/fieldrobot/2009/robotractor.jpg>
- [11] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011, 265 s. ISBN 978-80-261-0093-5.
- [12] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 1999, lviii, 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [13] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.

- [14] Traktor Zetor Forterra HSX. *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. ©2009-2015 [cit. 2015- 11-21]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/traktor-zetor-forterra-hsx>
- [15] Zemědělská doprava a legislativa v ČR a EU. *Výzkumný ústav zemědělské techniky* [online]. ©2006 [cit. 2015-11-21]. Dostupné z: http://svt.pi.gin.cz/vuztweb/doc/energetika/leg_dop.pdf?menuid=186
- [16] Motor Zetor Z 1606. *ZETOR TRACTORS a.s.* [online]. ©2009-2015 [cit. 2015-11-21]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/motor-zetor-z-1606>
- [17] PROKOP, Ondřej. *CONCEPT OF AUTOMATED TRACTOR TRANSMISSION*. ENSTA Bretagne, 2015.
- [18] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [19] Pružiny. *Učíme v prostoru* [online]. ©2016 [cit. 2016-17-05]. Obrázek ve formátu jpg. Dostupné z: http://uvp3d.cz/drtic/wp-content/uploads/2014/07/UvP_STROJ_ST23_006.jpg
- [20] Statická těsnění. *Hennlich těsnění* [online]. 2016 [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://tesneni.hennlich.cz/produkty/o-krouzky-356/obecne-technicke-informace.html>

PŘÍLOHA č. 1

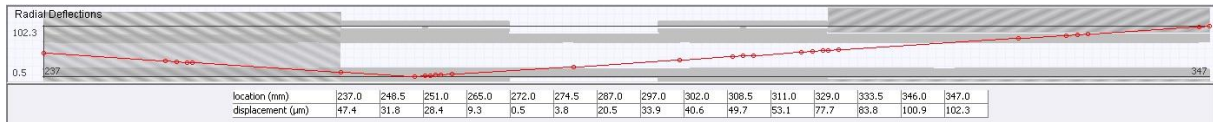
Zatěžovací stavy pro pohyb traktoru vzad

Marketing usage categories		Low Speed (2-4 km/h)	Low speed Field Operation (4 - 12 km/h)										Field Higher speed operations (12-15km/h)		Transport (15+ km/h)			
Gear		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	21	
Forwards speed at 2200erpm	km/h	3,67	4,14	4,77	5,23	5,91	6,8	7,46	8,43	9,69	10,63	12,02	13,82	15,17	17,15	19,72	39,99	
Input Torque [Nm]	180																	
	268																	
	416	3	3	3	3	3	3	3	3	3								
	491	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1							
	581	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1							
Total hours	45																	
% total		5									40							

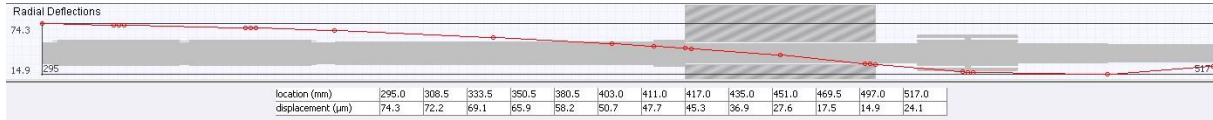
Příloha č. 1: Zatěžovací stavy pro pohyb traktoru vzad

PŘÍLOHA č. 2

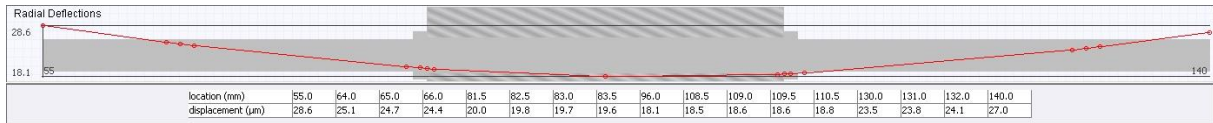
Radiální průhyby hřídelí



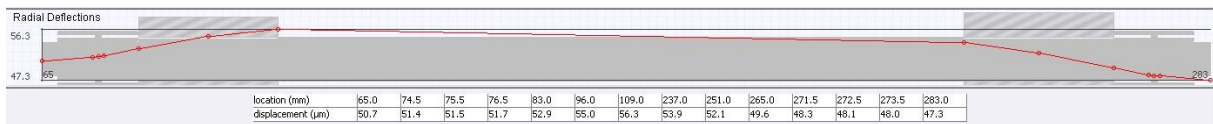
Příloha č. 2.1: Radiální průhyb hřídele Middle při točivém momentu 581 Nm



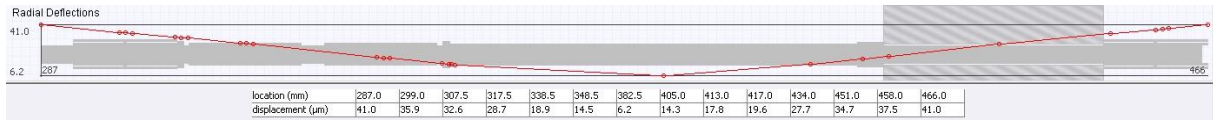
Příloha č. 2.2: Radiální průhyb hřídele Output při točivém momentu 581 Nm



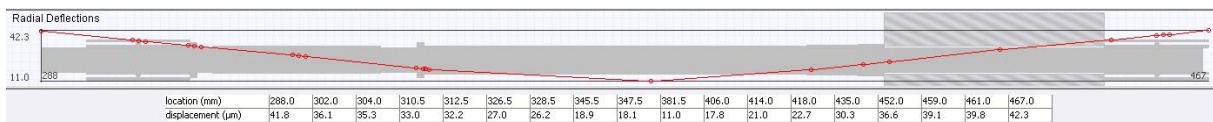
Příloha č. 3.3: Radiální průhyb hřídele Idler při točivém momentu 581 Nm



Příloha č. 2.4: Radiální průhyb hřídele Output při točivém momentu 581 Nm



Příloha č. 2.5: Radiální průhyb hřídele Splitter A při točivém momentu 581 Nm



Příloha č. 2.6: Radiální průhyb hřídele Splitter B při točivém momentu 581 Nm

PŘÍLOHA č. 3

Ozubená kola

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z1R, z2R

Number of Teeth, z: 39, 30

ISO Pinion: FALSE, TRUE

Default Gear Ratio: 0.769

Normal Module, mn: 3.740 mm

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000 °

Helix Angle, β : 23.000 °

Helix Hand: LEFT, RIGHT

Centre Distance, a: 140.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: -0.046

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: NO, NO

Default Driver: Driver, NOT Driver

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm, 0.300 mm

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm, 0.100 mm

Facewidth: 27.000 mm, 27.000 mm

Axial Location: 0.000 mm, 1.000 mm

Facewidth Overlap: 26.000 mm

Overlapping Facewidth, b: 27.000 mm, 27.000 mm

Active Facewidth: 27.000 mm, 27.000 mm

Tolerance on OD: 0.000 mm, 0.000 mm

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): 0.001 mm, -0.173 mm

Profile Shift Coefficient: 0.000, -0.046

Addendum, h_a : 1.247, 1.267

Outside Diameter (ha=1): 165.938 mm, 129.024 mm

Outside Diameter, da: 166.354 mm, 129.439 mm

Addendum, h_a : 1.056, 1.056

Max. Tool Radius (per module): 0.473, 0.463

Actual Tool Radius (per module): 0.473, 0.463

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max circumferential Backlash: 0.075 mm, 0.075 mm

Gear min circumferential Backlash: 0.050 mm, 0.050 mm

Pair max circumferential backlash: 0.150 mm, 0.100 mm

Pair min circumferential backlash: 0.100 mm, 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: -0.094 mm, -0.268 mm

Profile Shift for Min. Backlash: -0.063 mm, -0.236 mm

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 2.089 mm, 2.050 mm

Minimum Landwidth: 0.748 mm, 0.748 mm

Fillet Clearance: 0.150 mm, 0.150 mm

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm, 0.150 mm

Root Clearance: 0.779 mm, 0.853 mm

Minimum Root Clearance: 0.640 mm, 0.640 mm

Metrology

Pin/Ball Diameter: 6.500 mm, 6.500 mm

Max Dimension over Pins: 167.434 mm, 130.654 mm

Min Dimension over Pins: 167.376 mm, 130.597 mm

Number of Teeth Spanned: 6, 4

Max. Span Dimension: 63.268 mm, 40.471 mm

Min. Span Dimension: 63.247 mm, 40.449 mm

Normal Tooth Thickness: 5.818 mm, 5.691 mm

Transverse Tooth Thickness: 6.320 mm, 6.183 mm

Root Diam for Max Backlash: 148.940 mm, 111.877 mm

Root Diam for Min Backlash: 149.004 mm, 111.940 mm

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.475

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.865

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.339

Rel. Slide Velocity Ratio: 0.926

SAP Specific Slide Ratio: 1.015, 1.328

Duty Cycle

1st reverse 581 Nm

z1R Input Torque - Speed: 581.000 Nm, 2200.000 rpm

z1R Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 3.000 hour

Reverse Bending: NO, YES

Driver: Driver, NOT Driver

ISO Tangential Velocity: 18.230 m/s

Tangential Tooth Force: 7342.308 N

Axial Tooth Force: 3112.776 N

Separating Tooth Force: 2876.551 N

RICARDO BS ISO 6336

	z1R	z2R
ISO Nom. Bending Stress σ_{FO}	146.815 MPa	151.012 MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	241.626 MPa	248.535 MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	750.636 MPa	504.411 MPa
ISO Bending Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Bending Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SF	3.107	2.030
ISO Actual Contact Stress σ_H	1017.298 MPa	1017.518 MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1842.341 MPa	1800.216 MPa
ISO Contact Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Contact Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SH	1.811	1.769

ISO 6336 Edition: ISO 6336:2006 Corr. 2...

Příloha č. 3.1: Návrh ozubených kol z1R a z2R

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z5R, z4R

Number of Teeth, z: 25, 39

ISO Pinion: TRUE, FALSE

Default Gear Ratio: 1.560

Normal Module, mn: 4.100 mm

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000 °

Helix Angle, β : 25.000 °

Helix Hand: LEFT, RIGHT

Centre Distance, a: 145.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: 0.058

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: YES, YES

Default Driver: Driver, NOT Driver

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm, 0.300 mm

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm, 0.100 mm

Facewidth: 28.000 mm, 28.000 mm

Axial Location: 172.000 mm, 172.000 mm

Facewidth Overlap: 28.000 mm

Overlapping Facewidth, b: 28.000 mm

Active Facewidth: 28.000 mm

Tolerance on OD: 0.000 mm

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): 0.076 mm, 0.162 mm

Profile Shift Coefficient: 0.019, 0.040

Dedendum, hf: 1.362, 1.384

Outside Diameter (ha=1): 121.448 mm, 184.954 mm

Outside Diameter, da: 123.376 mm, 186.664 mm

Addendum, ha: 1.235, 1.209

Max. Tool Radius (per module): 0.414, 0.402

Actual Tool Radius (per module): 0.414, 0.402

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max circumferential Backlash: 0.075 mm, 0.075 mm

Gear min circumferential Backlash: 0.050 mm, 0.050 mm

Pair max circumferential backlash: 0.150 mm, 0.100 mm

Pair min circumferential backlash: 0.100 mm, 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: -0.017 mm, 0.069 mm

Profile Shift for Min. Backlash: 0.014 mm, 0.100 mm

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 1.440 mm, 1.754 mm

Minimum Landwidth: 0.820 mm, 0.820 mm

Fillet Clearance: 0.150 mm, 0.385 mm

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm

Root Clearance: 0.690 mm, 0.672 mm

Minimum Root Clearance: 0.671 mm

Metrology

Pin/Ball Diameter: 7.500 mm, 7.500 mm

Max Dimension over Pins: 124.251 mm, 187.934 mm

Min Dimension over Pins: 124.198 mm, 187.879 mm

Number of Teeth Spanned: 4, 6

Max. Span Dimension: 44.271 mm, 69.601 mm

Min. Span Dimension: 44.250 mm, 69.580 mm

Normal Tooth Thickness: 6.439 mm, 6.502 mm

Transverse Tooth Thickness: 7.105 mm, 7.174 mm

Root Diam for Max Backlash: 101.893 mm, 165.219 mm

Root Diam for Min Backlash: 101.955 mm, 165.281 mm

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.629

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.919

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.547

Rel. Slide Velocity Ratio: 0.961

SAP Specific Slide Ratio: 1.872, 1.251

Duty Cycle

Duty Cycle

1st reverse 416 Nm

z5R Input Torque - Speed: 266.667 Nm, 3432.000 rpm

z5R Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 9.000 hour

Reverse Bending: NO YES

Driver: Driver NOT Driver

ISO Tangential Velocity: 20.357 m/s

Tangential Tooth Force: 4708.046 N

Axial Tooth Force: 2198.989 N

Separating Tooth Force: 1912.895 N

RICARDO BS ISO 6336

	z5R		z4R	
ISO Nom. Bending Stress σ_{FO}	82.000	MPa	81.001	MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	191.145	MPa	188.817	MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	624.400	MPa	662.972	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	3.267		3.511	
ISO Actual Contact Stress σ_{H1}	920.295	MPa	919.978	MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1611.142	MPa	1675.058	MPa
ISO Contact Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Contact Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SH	1.751		1.821	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

Příloha č. 3.2: Návrh ozubených kol z5R a z4R

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z1D, z2D

Number of Teeth, z: 34, 49

ISO Pinion: TRUE, FALSE

Default Gear Ratio: 1.441

Normal Module, mn: 5.100 mm

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000 °

Helix Angle, β : 24.000 °

Helix Hand: LEFT, RIGHT

Centre Distance, a: 235.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: 0.679

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: NO, NO

Default Driver: Driver, NOT Driver

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm, 0.300 mm

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm, 0.100 mm

Facewidth: 36.000 mm, 40.000 mm

Axial Location: 77.000 mm, 75.000 mm

Facewidth Overlap: 36.000 mm

Overlapping Facewidth, b: 36.000 mm, 40.000 mm

Active Facewidth: 36.000 mm, 40.000 mm

Tolerance on OD: 0.000 mm, 0.000 mm

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): 1.596 mm, 1.888 mm

Profile Shift Coefficient: 0.313, 0.366

Deendum, hf: 1.243, 1.328

Outside Diameter (ha=1): 203.202 mm, 287.485 mm

Outside Diameter, da: 204.885 mm, 287.846 mm

Addendum, ha: 1.165, 1.035

Max. Tool Radius (per module): 0.476, 0.431

Actual Tool Radius (per module): 0.476, 0.431

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max circumferential Backlash: 0.075 mm, 0.075 mm

Gear min circumferential Backlash: 0.050 mm, 0.050 mm

Pair max circumferential backlash: 0.150 mm, 0.100 mm

Pair min circumferential backlash: 0.100 mm, 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: 1.502 mm, 1.774 mm

Profile Shift for Min. Backlash: 1.533 mm, 1.805 mm

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 2.114 mm, 2.955 mm

Minimum Landwidth: 1.020 mm, 1.020 mm

Fillet Clearance: 0.150 mm, 0.397 mm

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm

Root Clearance: 0.978 mm, 0.750 mm

Minimum Root Clearance: 0.750 mm

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.484

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.914

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.396

Rel. Slide Velocity Ratio: 1.140

SAP Specific Slide Ratio: 0.734, 0.767

Duty Cycle

Duty Cycle

1st forward 491 Nm

z1D Input Torque - Speed: 491.000 Nm, 2200.000 rpm

z1D Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 114.803 hour

Reverse Bending: YES, YES

Driver: Driver, NOT Driver

ISO Tangential Velocity: 22.178 m/s

Tangential Tooth Force: 5100.501 N

Axial Tooth Force: 2303.434 N

Separating Tooth Force: 2236.001 N

RICARDO BS ISO 6336

	z1D	z2D
ISO Nom. Bending Stress σ_{FO}	55.508 MPa	50.384 MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	157.414 MPa	142.884 MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	414.891 MPa	416.013 MPa
ISO Bending Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Bending Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SF	2.636	2.912
ISO Actual Contact Stress σ_H	730.695 MPa	730.536 MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1359.717 MPa	1402.447 MPa
ISO Contact Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Contact Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SH	1.861	1.920

ISO 6336 Edition: ISO 6336:2006 Corr. 2...

Příloha č. 3.3: Návrh ozubených kol z1D a z2D

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z1D, z3D

Number of Teeth, z: 34 (z1D), 38 (z3D)

ISO Pinion: TRUE (z1D), FALSE (z3D)

Default Gear Ratio: 1.118

Normal Module, mm: 5.100

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000

Helix Angle, β : 24.000

Helix Hand: LEFT (z1D), RIGHT (z3D)

Centre Distance, a: 202.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: 0.204

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: NO (z1D), NO (z3D)

Default Driver: Driver (z1D), NOT Driver (z3D)

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm (z1D), 0.300 mm (z3D)

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm (z1D), 0.100 mm (z3D)

Facewidth: 36.000 mm (z1D), 34.000 mm (z3D)

Axial Location: 74.000 mm (z1D), 75.000 mm (z3D)

Facewidth Overlap: 34.000 mm

Overlapping Facewidth, b: 36.000 mm (z1D), 34.000 mm (z3D)

Active Facewidth: 0.000 mm (z1D), 0.000 mm (z3D)

Tolerance on OD: 0.000 mm (z1D), 0.000 mm (z3D)

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): 1.596 mm (z1D), -0.555 mm (z3D)

Profile Shift Coefficient: 0.313 (z1D), -0.109 (z3D)

Dedendum, hf: 1.243 (z1D), 1.303 (z3D)

Outside Diameter (ha=1): 203.202 mm (z1D), 221.230 mm (z3D)

Outside Diameter, da: 204.885 mm (z1D), 221.322 mm (z3D)

Addendum, ha: 1.165 (z1D), 1.009 (z3D)

Max. Tool Radius (per module): 0.476 (z1D), 0.444 (z3D)

Actual Tool Radius (per module): 0.476 (z1D), 0.444 (z3D)

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max. circumferential Backlash: 0.075 mm (z1D), 0.075 mm (z3D)

Gear min. circumferential Backlash: 0.050 mm (z1D), 0.050 mm (z3D)

Pair max. circumferential backlash: 0.150 mm

Pair min. circumferential backlash: 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: 1.502 mm (z1D), -0.649 mm (z3D)

Profile Shift for Min. Backlash: 1.533 mm (z1D), -0.618 mm (z3D)

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 2.114 mm (z1D), 3.383 mm (z3D)

Minimum Landwidth: 1.020 mm (z1D), 1.020 mm (z3D)

Fillet Clearance: 0.150 mm (z1D), 0.355 mm (z3D)

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm

Root Clearance: 1.240 mm (z1D), 0.750 mm (z3D)

Minimum Root Clearance: 0.750 mm

Metrology

Pin/Ball Diameter: 9.000 mm (z1D), 8.500 mm (z3D)

Max. Dimension over Pins: 205.506 mm (z1D), 222.211 mm (z3D)

Min. Dimension over Pins: 205.453 mm (z1D), 222.151 mm (z3D)

Number of Teeth Spanned: 5 (z1D), 6 (z3D)

Max. Span Dimension: 71.941 mm (z1D), 85.895 mm (z3D)

Min. Span Dimension: 71.920 mm (z1D), 85.874 mm (z3D)

Normal Tooth Thickness: 9.116 mm (z1D), 7.550 mm (z3D)

Transverse Tooth Thickness: 9.978 mm (z1D), 8.264 mm (z3D)

Root Diam for Max Backlash: 180.135 mm (z1D), 197.552 mm (z3D)

Root Diam for Min Backlash: 180.198 mm (z1D), 197.614 mm (z3D)

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.483

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.863

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.346

Rel. Slide Velocity Ratio: 1.647

SAP Specific Slide Ratio: 0.663 (z1D), 1.310 (z3D)

Duty Cycle

1st forward 491 Nm

z1D Input Torque - Speed: 491.000 Nm, 2200.000 rpm

z1D Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 114.803 hour

Reverse Bending: YES (z1D), YES (z3D)

Driver: Driver (z1D), NOT Driver (z3D)

ISO Tangential Velocity: 21.976 m/s

Tangential Tooth Force: 5147.350 N

Axial Tooth Force: 2303.434 N

Separating Tooth Force: 2125.934 N

Duty Cycle

1st forward 491 Nm

z1D Input Torque - Speed: 491.000 Nm, 2200.000 rpm

z1D Input Torque Direction: POSITIVE

Duration / Required Life: 114.803 hour

Reverse Bending: YES (z1D), YES (z3D)

Driver: Driver (z1D), NOT Driver (z3D)

ISO Tangential Velocity: 21.976 m/s

Tangential Tooth Force: 5147.350 N

Axial Tooth Force: 2303.434 N

Separating Tooth Force: 2125.934 N

RICARDO BS ISO 6336

	z1D		z3D	
ISO Nom. Bending Stress σ_{FO}	56.244	MPa	60.346	MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	144.362	MPa	154.891	MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	414.891	MPa	413.298	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.874		2.668	
ISO Actual Contact Stress σ_H	779.105	MPa	779.105	MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1354.403	MPa	1367.336	MPa
ISO Contact Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Contact Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SH	1.738		1.755	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

Příloha č. 3.4: Návrh ozubených kol z1D a z3D

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z5D, z4D

Number of Teeth, z: 41, 37

ISO Pinion: FALSE, TRUE

Default Gear Ratio: 0.902

Normal Module, mn: 5.470 mm

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000 °

Helix Angle, β : 25.000 °

Helix Hand: RIGHT, LEFT

Centre Distance, a: 235.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: -0.070

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: NO, NO

Default Driver: Driver, NOT Driver

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm, 0.300 mm

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm, 0.100 mm

Facewidth: 34.000 mm, 36.000 mm

Axial Location: 121.020 mm, 120.000 mm

Facewidth Overlap:

Overlapping Facewidth, b: 34.000 mm, 36.000 mm

Active Facewidth: 34.000 mm, 36.000 mm

Tolerance on OD: 0.000 mm, 0.000 mm

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): -0.967 mm, 0.586 mm

Profile Shift Coefficient: -0.177, 0.107

Dedendum, hf: 1.278, 1.263

Outside Diameter (ha=1): 256.460 mm, 235.424 mm

Outside Diameter, da: 256.714 mm, 236.776 mm

Addendum, ha: 1.023, 1.124

Max. Tool Radius (per module): 0.457, 0.465

Actual Tool Radius (per module): 0.457, 0.465

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max circumferential Backlash: 0.075 mm, 0.075 mm

Gear min circumferential Backlash: 0.050 mm, 0.050 mm

Pair max circumferential backlash: 0.150 mm, 0.100 mm

Pair min circumferential backlash: 0.100 mm, 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: -1.061 mm, 0.492 mm

Profile Shift for Min. Backlash: -1.030 mm, 0.524 mm

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 3.682 mm, 2.889 mm

Minimum Landwidth: 1.094 mm, 1.094 mm

Fillet Clearance: 0.152 mm, 0.150 mm

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm, 0.150 mm

Root Clearance: 0.905 mm, 1.372 mm

Minimum Root Clearance: 0.750 mm, 0.750 mm

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.516

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.836

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.352

Rel. Slide Velocity Ratio: 1.375

SAP Specific Slide Ratio: 1.135, 0.747

Duty Cycle

Duty Cycle

1st forward 491 Nm

z5D Input Torque - Speed: 707.618 Nm, 1526.531 rpm

z5D Input Torque Direction: NEGATIVE

Duration / Required Life: 114.803 hour

Reverse Bending: YES, YES

Driver: Driver, NOT Driver

ISO Tangential Velocity: 19.747 m/s

Tangential Tooth Force: 5728.511 N

Axial Tooth Force: 2666.895 N

Separating Tooth Force: 2273.417 N

RICARDO B5 ISO 6336

	z5D		z4D	
ISO Nom. Bending Stress σ_F	59.336	MPa	56.567	MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	141.570	MPa	134.964	MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	413.089	MPa	414.200	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.918		3.069	
ISO Actual Contact Stress σ_H	739.480	MPa	739.480	MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1397.343	MPa	1385.140	MPa
ISO Contact Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Contact Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SH	1.890		1.873	

ISO 6336 Edition: ISO 6336:2006 Corr. 2...

Příloha č. 3.5: Návrh ozubených kol z4D a z5D

Project Info

Basic Geometry

Gear Names: z6D, z4D

Number of Teeth, z: 29, 37

ISO Pinion: TRUE, FALSE

Default Gear Ratio: 1.276

Normal Module, mn: 5.470 mm

Normal Pressure Angle, α_n : 20.000 °

Helix Angle, β : 25.000 °

Helix Hand: RIGHT, LEFT

Centre Distance, a: 202.000 mm

Total Profile Shift Coefficient: 0.539

Stress Calculation Inputs

Default Reverse Bending: NO, NO

Default Driver: Driver, NOT Driver

Max. Tip Chamfer: 0.300 mm, 0.300 mm

Min. Tip Chamfer: 0.100 mm, 0.100 mm

Facewidth: 34.000 mm, 36.000 mm

Axial Location: 121.020 mm, 120.000 mm

Facewidth Overlap: 34.000 mm

Overlapping Facewidth, b: 34.000 mm, 36.000 mm

Active Facewidth: 34.000 mm, 36.000 mm

Tolerance on OD: 0.000 mm, 0.000 mm

Optimisation Variables

Profile Shift (Zero Backlash): 2.363 mm, 0.586 mm

Profile Shift Coefficient: 0.432, 0.107

Dedendum, hf: 1.305, 1.263

Outside Diameter (ha-1): 190.695 mm, 235.424 mm

Outside Diameter, da: 191.957 mm, 236.776 mm

Addendum, ha: 1.115, 1.124

Max. Tool Radius (per module): 0.443, 0.465

Actual Tool Radius (per module): 0.443, 0.465

Backlash

Enter Circumferential / Normal: Circumferential Normal

Gear max circumferential Backlash: 0.075 mm, 0.075 mm

Gear min circumferential Backlash: 0.050 mm, 0.050 mm

Pair max circumferential backlash: 0.150 mm

Pair min circumferential backlash: 0.100 mm

Profile Shift for Max. Backlash: 2.270 mm, 0.492 mm

Profile Shift for Min. Backlash: 2.301 mm, 0.524 mm

Optimisation Constraints

Normal Landwidth: 2.288 mm, 2.889 mm

Minimum Landwidth: 1.094 mm, 1.094 mm

Fillet Clearance: 0.152 mm, 0.435 mm

Minimum Fillet Clearance: 0.150 mm

Root Clearance: 0.935 mm, 0.750 mm

Minimum Root Clearance: 0.750 mm

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, ϵ_α : 1.462

Helical Overlap Ratio, ϵ_β : 0.636

Total Contact Ratio, ϵ_γ : 2.298

Rel. Slide Velocity Ratio: 1.333

SAP Specific Slide Ratio: 0.829, 1.129

Duty Cycle

Duty Cycle

1st forward 491 Nm

z6D Input Torque - Speed: 548.765 Nm, 1968.421 rpm

z6D Input Torque Direction: NEGATIVE

Duration / Required Life: 114.803 hour

Reverse Bending: YES, YES

Driver: Driver, NOT Driver

ISO Tangential Velocity: 18.296 m/s

Tangential Tooth Force: 6182.740 N

Axial Tooth Force: 2924.013 N

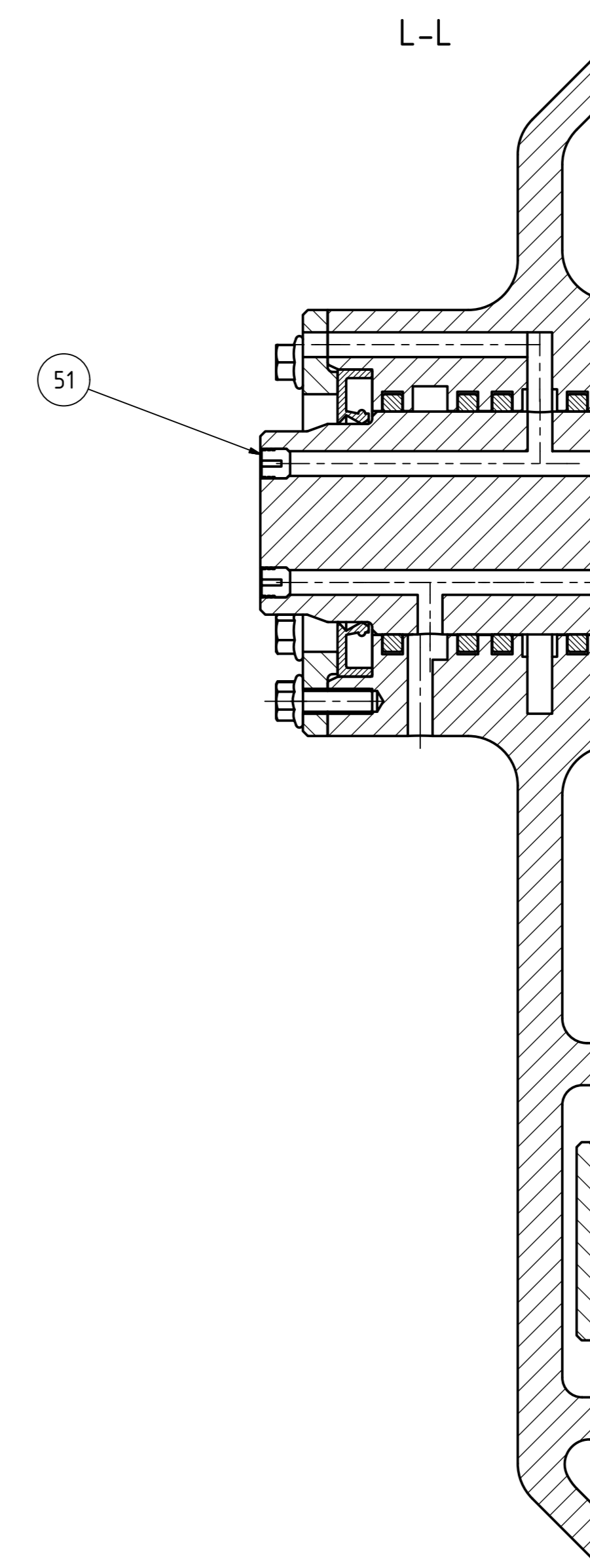
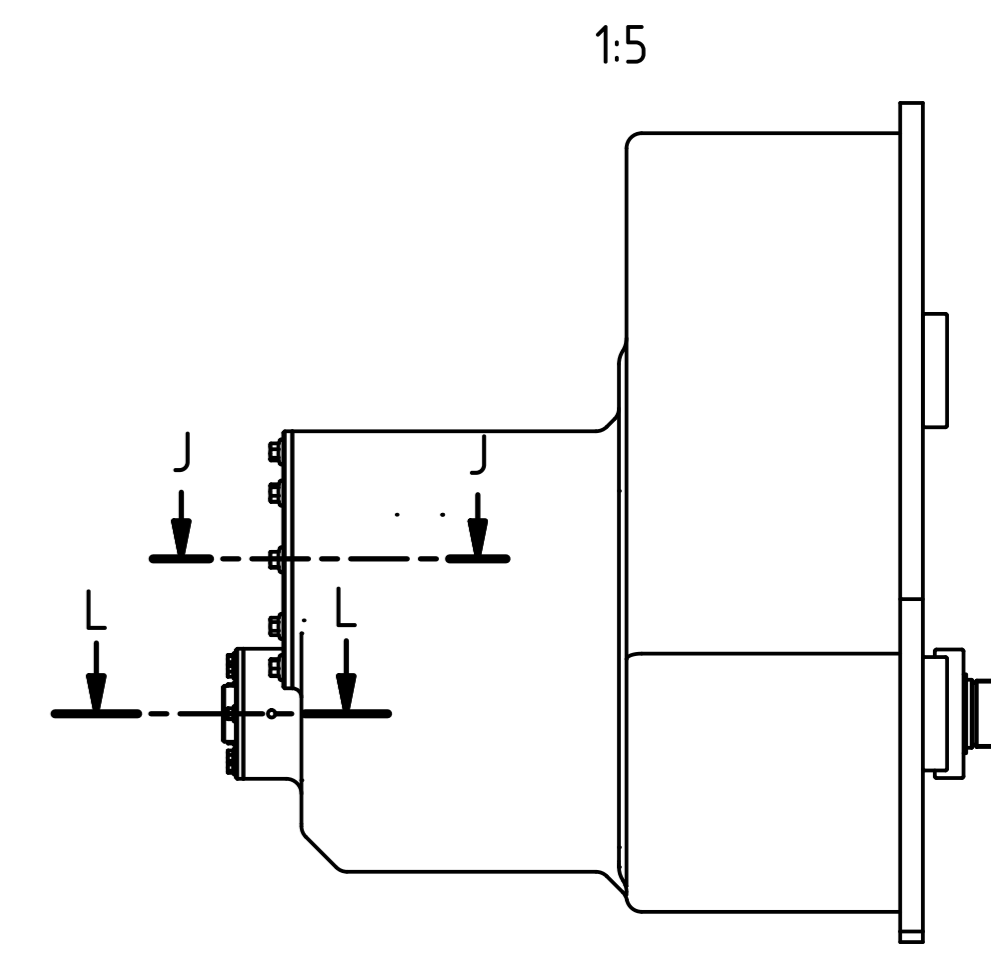
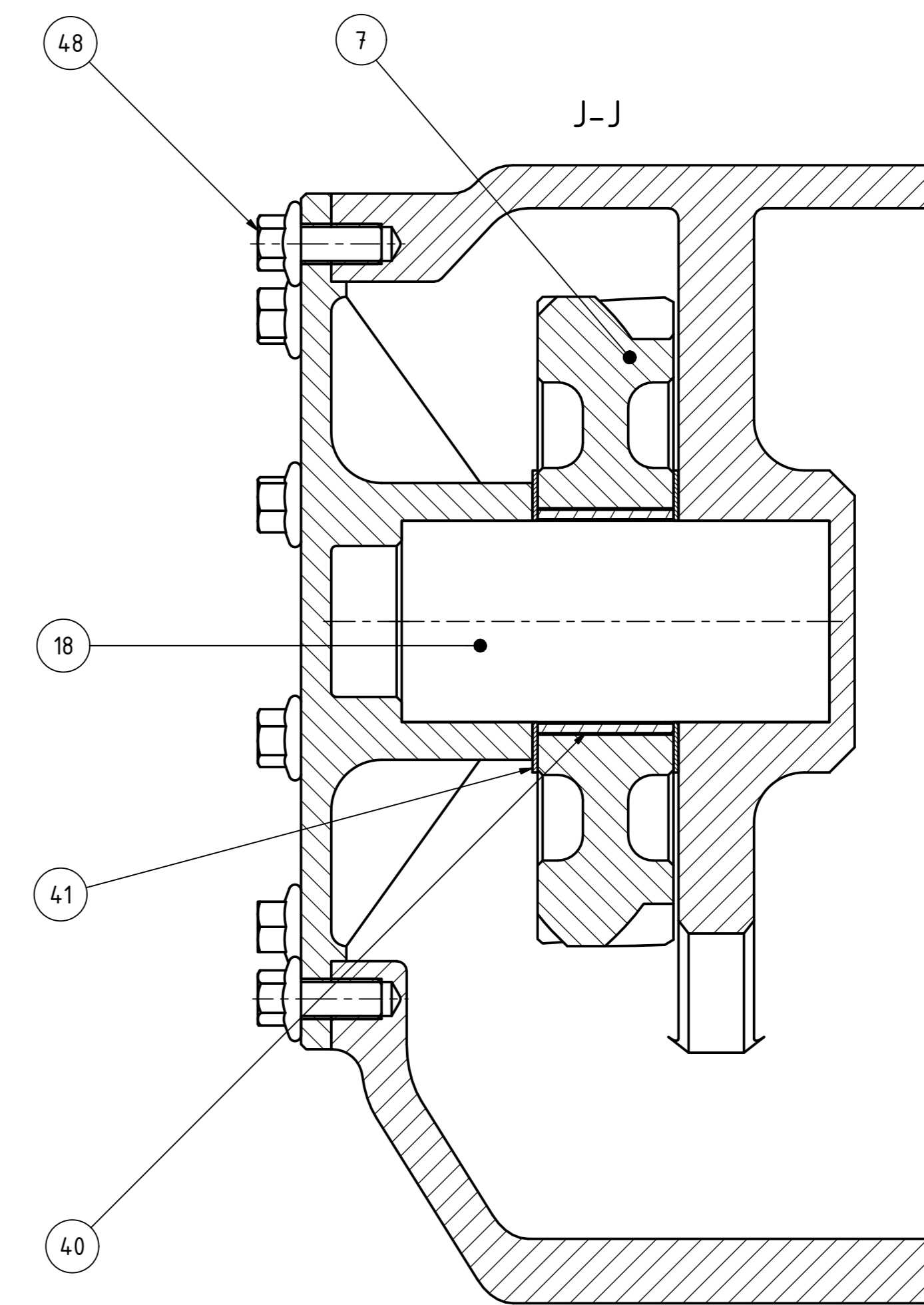
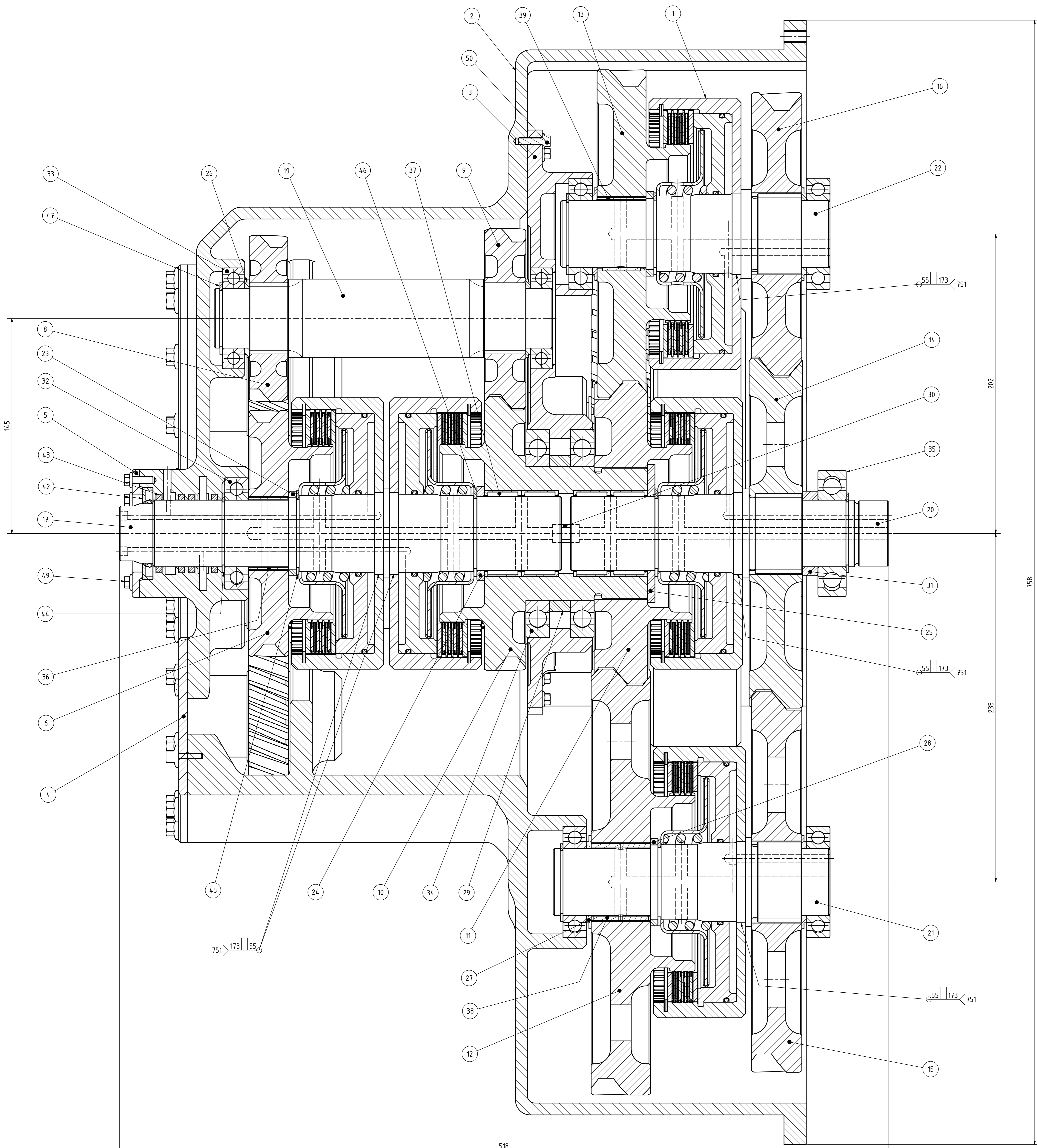
Separating Tooth Force: 2726.768 N

RICARDO BS ISO 6336

	z6D	z4D
ISO Nom. Bending Stress σ_{FO}	66.737 MPa	65.057 MPa
ISO Actual Bending Stress σ_F	146.659 MPa	142.968 MPa
ISO Permissible Stress σ_{FP}	415.700 MPa	414.200 MPa
ISO Bending Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Bending Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SF	2.834	2.897
ISO Actual Contact Stress σ_H	784.171 MPa	784.171 MPa
ISO Permissible Stress σ_{HP}	1362.764 MPa	1391.660 MPa
ISO Contact Life	INFINITE hour	INFINITE hour
ISO Contact Damage	0.000 %	0.000 %
ISO Safety Factor SH	1.738	1.775

ISO 6336 Edition: ISO 6336:2006 Corr. 2...

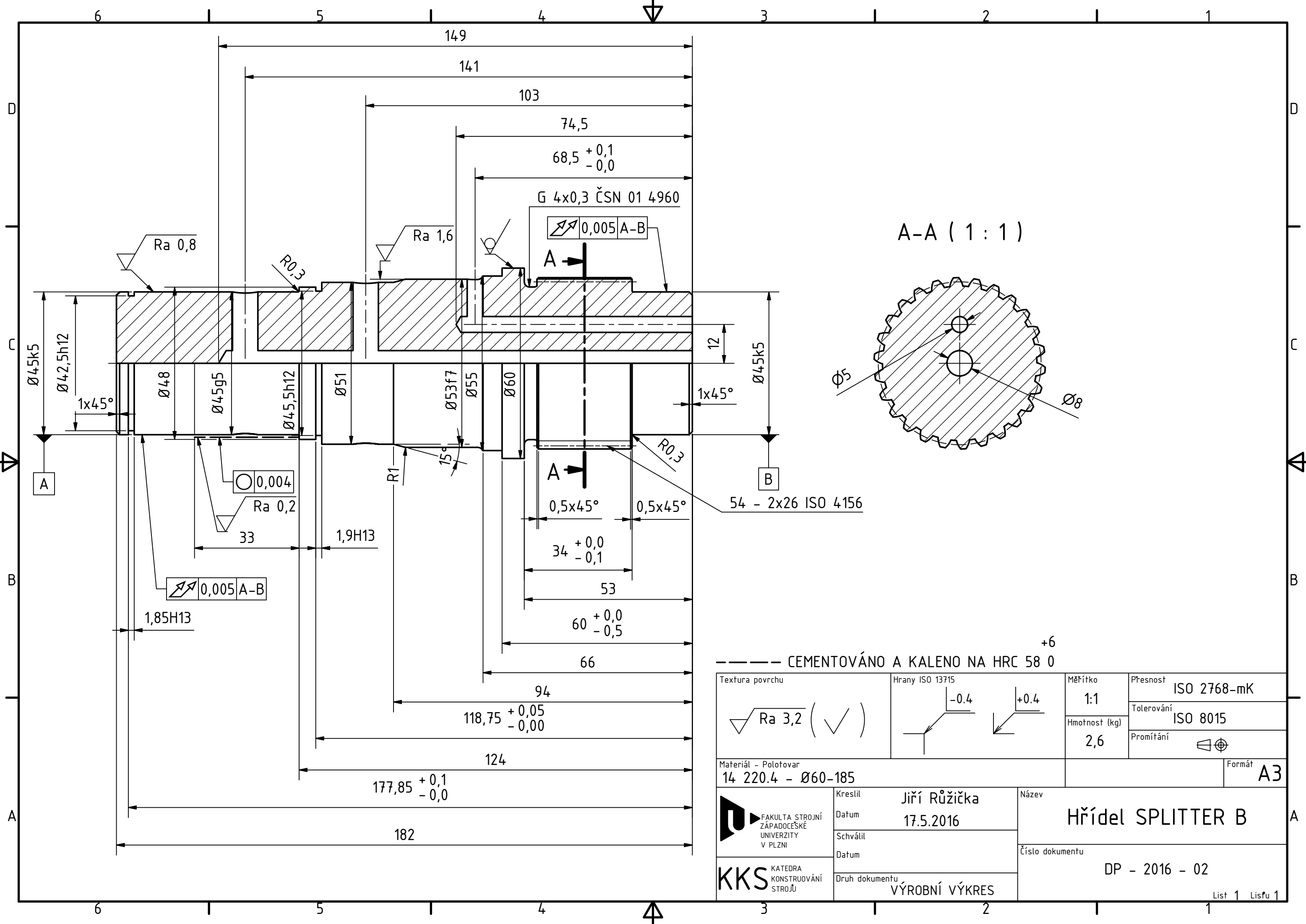
Příloha č. 3.6: Návrh ozubených kol z4D a z6D



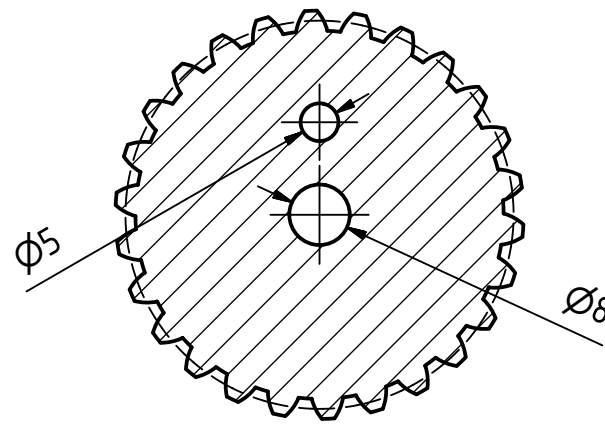
Převodový olej: VG 68

KUSOVNÍK				
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	MATERIÁL	POPIS
51	2	PLGM060020A		Lee Plugs
50	19	ŠROUB M5X16		ANSI B 18.6.7 M
49	7	ŠROUB M5X14		ANSI B 18.6.7 M
48	10	ŠROUB M8X16		ANSI B 18.6.7 M
47	1	POJISTNÝ KROUŽEK 40		ČSN 02 2930
46	3	POJISTNÝ KROUŽEK 50		ČSN 02 2930
45	2	POJISTNÝ KROUŽEK 48		ČSN 02 2930
44	4	POJISTNÝ KROUŽEK 45		ČSN 02 2930
43	4	HYDRAULICKÉ TĚSNĚNÍ		
42	1	GP 40 - 72 - 7	NBR	ČSN 02 94010
41	2	AXIÁLNÍ PODLOŽKA AS 4060		SKF
40	1	LOŽISKO K40x45x27		SKF
39	1	LOŽISKO R45X33		Koyo
38	2	LOŽISKO K45X53X20		SKF
37	4	LOŽISKO HK5025		SKF
36	1	LOŽISKO R45x27		Koyo
35	1	LOŽISKO 6209		SKF
34	2	LOŽISKO 16018		SKF
33	2	LOŽISKO 6008		SKF
32	5	LOŽISKO 6009		SKF
31	1	Kroužek - ložiska		
30	1	Kroužek - mazání		
29	1	Kroužek MIDDLE		
28	1	Kroužek SPLITTER A		
27	4	Kroužek SPLITTER B		
26	2	Kroužek REVERSE		
25	1	Kroužek OUTPUT		
24	1	Kroužek INPUT		
23	2	Kroužek		
22	1	Hřidel SPLITTER B	14 220.4	DP - 2016 - 02
21	1	Hřidel SPLITTER A	14 220.4	
20	1	Hřidel OUTPUT	14 220.4	
19	1	Hřidel REVERSE	14 220.4	
18	1	Hřidel IDLER	14 220.4	
17	1	Hřidel INPUT	14 220.4	
16	1	Ozubené kolo z6D	14 220.4	
15	1	Ozubené kolo z5D	14 220.4	
14	1	Ozubené kolo z4D	14 220.4	
13	1	Ozubené kolo z3D	14 220.4	
12	1	Ozubené kolo z2D	14 220.4	
11	1	Ozubené kolo z1D	14 220.4	
10	1	Ozubené kolo z4R	14 220.4	
9	1	Ozubené kolo z5R	14 220.4	
8	1	Ozubené kolo z3R	14 220.4	
7	1	Ozubené kolo z2R	14 220.4	
6	1	Ozubené kolo z1R	14 220.4	DP - 2016 - 03
5	1	Víko - Input	42 2303	
4	1	Víko - Reverzace	42 2303	
3	1	Přepážka reverzace	42 2303	
2	1	Skříň	42 2303	
1	5	Lamelová spojka		


Měřítko: 1:1
 Kreslil: J. Růžička
 Datum: 17.5.2016
 Název: PowerShift Transmission
 Číslo dokumentu: DP - 2016 - 01
 Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY
 List 1 z 1

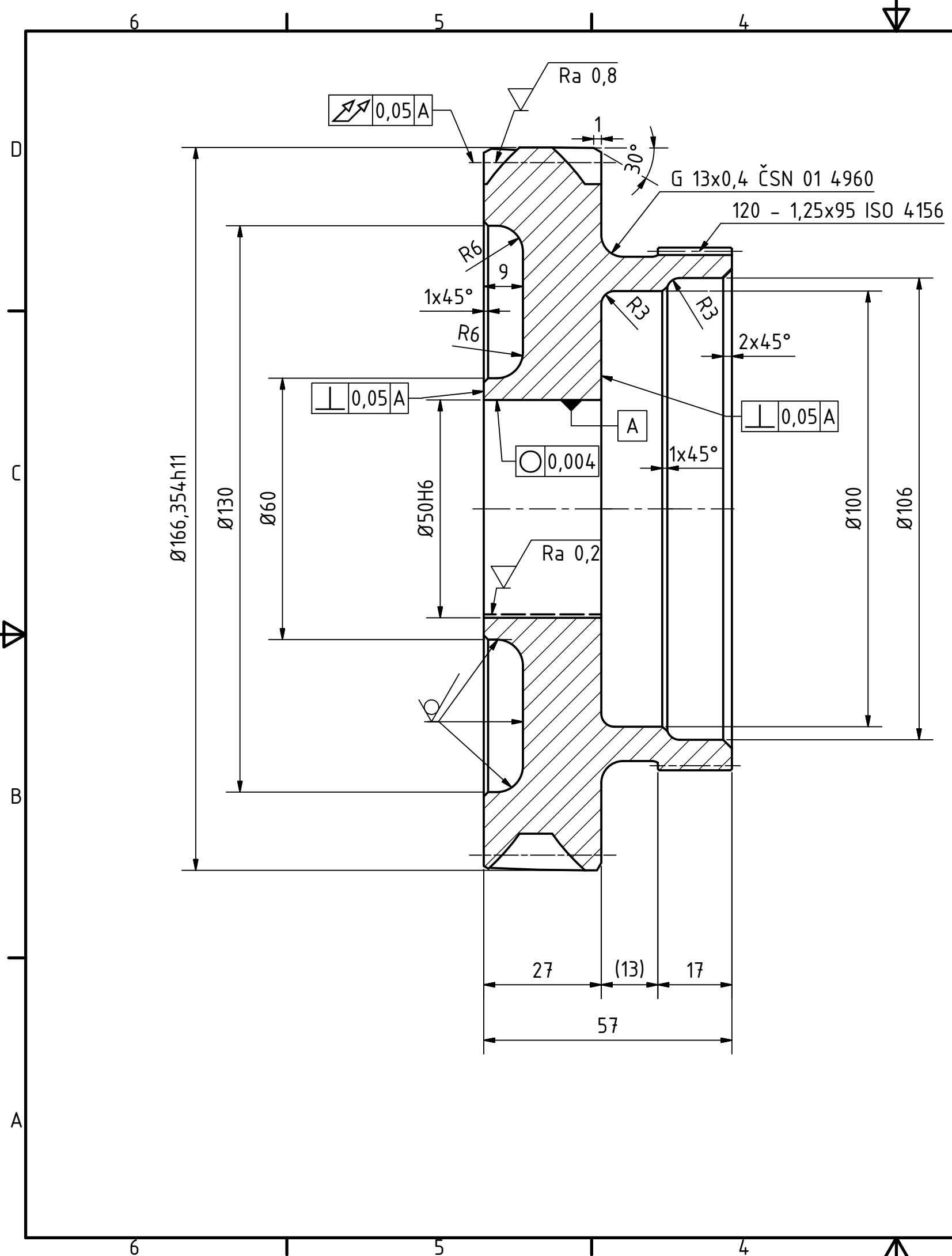


A-A (1:1)



----- CEMENTOVÁNO A KALENO NA HRC 58 0

Textura povrchu $Ra\ 3,2$ (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 +0.4	Měřítko 1:1	Přesnost ISO 2768-mK
		Hmotnost (kg) 2,6	Tolerování ISO 8015
			Promítání ☉
Materiál - Polotovár 14 220.4 - Ø60-185		Formát A3	
 KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ KKS	Kreslil Jiří Růžička	Název Hřídel SPLITTER B	
	Datum 17.5.2016	Číslo dokumentu DP - 2016 - 02	
	Schválil		
	Datum		
	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		




Modul	m	3,74	
Počet zubů	z	39	
Normální základní profil		ČSN 014607	
Úhel sklonu boční křivky zubů	β	23°	
Smysl stoupání boční křivky		Levý	
Jednotkové posunutí	x	0	
Stupeň přesnosti podle		ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F_i''	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f_i'	-
	sklonu zubů	F_β	-
	vzdálenosti os	f_a	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytky jmenovité vzdálenosti os	horní E_s'' dolní E_l''	- -
	přes		-
	Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-
	počet zubů	z	30
	vzdálenost os	a_w	140
Modul čelní	m_t	4,063	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d_b	147,356	
Průměr roztečné kružnice	d	158,457	
Průměr patní kružnice	d_f	148,940	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β_b	21,541°	
Úhel os	S	-	

+5 +0,2

ZUBY CEMENTOVÁNY A KALENY NA HRC 58 0, CHD = 0,7 0

+6

— — — CEMENTOVÁNO A KALENO NA HRC 58 0

Textura povrchu	Hrany ISO 13715	Měřítko	Přesnost
∇ Ra 3,2 (\checkmark)	∇ -0.4 ∇ +0.4	1:1	ISO 2768-mK
		Hmotnost (kg)	Tolerování
		3,6	ISO 8015
			Promítání $\nabla \oplus$
Materiál - Polotovár			Formát
14 220.4 - VÝKOVEK			A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Jiří Růžička	Název
	Datum	17.5.2016	Ozubené kolo z1R
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		Číslo dokumentu
	Datum		DP - 2016 - 03
	Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES	