

DISERTAČNÍ PRÁCE

K získání akademického titulu doktor
v doktorském studijním programu: P2301 Strojní inženýrství
studijním oboru: Stavba strojů a zařízení

Metoda multikriteriální optimalizace konstrukčních návrhů výkonových převodovek

Autor : Ing. Jiří DOLEJŠ

Školitel: Doc. Ing. Josef PĚNKAVA, CSc.

Státní doktorská zkouška vykonána dne 27. června 2011

Plzeň, 2013

Prohlášení

Předkládám k posouzení disertační práci, na téma „*METODA MULTIKRITERIÁLNÍ OPTIMALIZACE KONSTRUKČNÍCH NÁVRHŮ VÝKONOVÝCH PŘEVODOVEK*“. Tato práce je koncipována dle požadavku Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni a obsahuje shrnutí a zhodnocení poznatků ve studované oblasti a seznam souvisejících publikací .

Prohlašuji, že jsem písemnou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury, pramenů uvedených v seznamu, teoretických výpočtů, svých vlastních publikací a zkušeností z praxe. Předložená disertační práce nevznikla v rámci žádného projektu a jsem jejím jediným původcem s autorským podílem 100%.

V Plzni dne : 30.07.2013

.....
Ing. Jiří Dolejš

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mě v mém dosavadním úsilí podporovali morálně i odborně, zejména své ženě Janě za trpělivost a školiteli Doc. Ing. Josefu Pěnkavovi, CSc. za cenné praktické rady.

Upozornění

Podle zákona o právu autorském č 35/1965 Sb (175/1996 Sb. ČR), zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy s písemným souhlasem autora a Fakulty strojní Západočeské university v Plzni.

Obsah dokumentu

PROHLÁŠENÍ	II
OBSAH DOKUMENTU	III
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	VII
SEZNAM TABULEK	VIII
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	IX
1 ÚVOD	1
1.1 Cíl práce.....	1
1.2 Definice pojmu multikriteriální rozhodování.....	1
1.3 Definice pojmu optimalizace.....	2
1.4 Definice konstrukčního návrhu.....	2
1.5 Definice výkonových převodovek [Dolejš 2011/4].....	3
1.6 Dosavadní stav optimalizace návrhů převodovek [Dolejš].....	4
1.6.1 Optimalizace mikrageometrických parametrů.....	4
1.6.2 Optimalizace makrageometrických parametrů.....	4
1.6.3 Diskuze k dosavadnímu stavu optimalizace [Dolejš].....	6
2 METODA OPTIMALIZACE KONSTRUKČNÍCH NÁVRHŮ [DOLEJŠ].....	8
2.1 Cíl metody.....	8
2.2 Forma	8
3 ANALÝZA A POPIS HODNOCENÉHO OBJEKTU.....	10
3.1 Komplexnost přístupu k objektu [Dolejš].....	10
3.2 Konstrukční provedení objektu	11
3.3 Parametry [Dolejš]	11
3.3.1 Geometrické parametry.....	11
3.3.2 Provozní parametry	12
3.3.3 Materiálové parametry	13
3.3.4 Hmotnostní, objemové a plošné parametry.....	14
3.3.5 Ekonomické parametry	14

3.4	Stavební prvky a zásady jejich konstrukčních návrhů.....	15
3.4.1	Převodové prvky	15
3.4.2	Hřídele	19
3.4.3	Těleso skříně	19
3.4.4	Ložiska	20
3.5	Forma popisu objektu [Dolejš]	21
3.6	Souřadnicový systém.....	22
4	CHARAKTERISTIKY STAVEBNÍCH PRVKŮ.....	24
4.1	Charakteristiky rozměrové [Dolejš]	24
4.1.2	Převodové prvky a ložiska.....	24
4.1.3	Těleso	25
4.2	Charakteristiky hmotnostní, objemové a plošné [Dolejš]	27
4.3	Charakteristiky nákladové [Dolejš]	31
4.3.1	Dosavadní stav	31
4.3.2	Nákladové vztahy pro stavební prvky převodovek [Dolejš].....	31
4.3.3	Sestavení nákladových polynomů [Dolejš]	32
4.3.4	Vyhodnocení přesnosti nákladových polynomů [Dolejš]	34
5	FUNKCIONÁL SLEDOVANÝCH VLASTNOSTÍ PŘEVODOVKY [DOLEJŠ]	37
5.1	Sestavení funkcionálu [Dolejš]	37
5.1.1	Zdůvodnění volby dílčích kritérií	37
5.1.2	Váhové koeficienty	37
5.2	Kriteriální funkcionály [Dolejš]	38
5.2.2	Hmotnostní funkcionál převodovky.....	38
5.2.3	Funkcionál momentu setrvačnosti převodovky.....	38
5.2.4	Délkový funkcionál převodovky	39
5.2.5	Funkcionál součtu osových vzdáleností převodovky.....	39
5.2.6	Nákladový funkcionál převodovky	39
6	SILOVÉ VAZBY MEZI STAVEBNÍMI PRVKY	40
6.1.2	Rovnovážný systém sil v ozubení v globálním systému	40
6.1.3	Rovnováha sil na hřídelích v globálním systému.....	41
7	PŘÍPUSTNÁ ZATÍŽITELNOST STAVEBNÍCH PRVKŮ [DOLEJŠ]	44
7.1	Definice.....	44
7.2	Dosavadní stav návrhu převodových prvků	44
7.2.1	Fáze konstrukčního návrhu	44
7.2.2	Fáze standardního zpracování konstrukční dokumentace.....	45
7.3	Modifikovaná metoda návrhového výpočtu [Dolejš].....	46
7.3.1	Popis metody.....	46
7.3.2	Základní konstrukční předpoklady.....	46

7.4	Stanovení přípustné zatížitelnosti ozubení v dotyku [Dolejš]	47
7.5	Stanovení přípustné zatížitelnosti ozubení v ohybu [Dolejš]	50
7.5.2	Velikost modulu [Dolejš]	52
7.5.3	Optimální počet zubů pastorku [Dolejš]	53
7.5.4	Osová vzdálenost [Dolejš]	54
7.5.5	Součinitel zatížení zubu po šířce $K_{H\beta}$ pro určení K_{ISO} a U_{ISO}	55
7.6	Stanovení přípustné zatížitelnosti ložiska	56
8	SOUBOR OMEZUJÍCÍCH PODMÍNEK [DOLEJŠ]	58
8.1	Definice	58
8.2	Geometrické omezující podmínky obrysové	58
8.3	Geometrické omezující podmínky deformační	62
9	DEFINICE VÝKONOVÉHO FUNKCIONÁLU PŘEVODOVKY [DOLEJŠ]	65
9.1	Východiskové vztahy provozní	65
9.2	Způsob zatěžování	65
9.2.1	Odvození zatížení pomocí provozního součinitele	65
9.2.2	Odvození zatížení pomocí zátěžového spektra	67
9.2.3	Způsob výpočtu zatížení použitý v optimalizační metodě [Dolejš]	69
9.2.4	Shrnutí zásad použití součinitele K_A pro určení K_{ISO} a U_{ISO} [Dolejš]	70
9.3	Životnost zařízení a ovlivňující faktory	71
9.4	Koncepční úvahy k pracovním charakteristikám strojů	73
9.4.1	Přiměřenost výkonu	73
9.4.2	Charakteristiky hnacích strojů	74
9.4.3	Charakteristiky hnaných strojů	74
9.5	Výkonový funkcionál převodovky $\Phi_{(P)}$ [Dolejš]	76
10	SESTAVENÍ OPTIMALIZAČNÍ PROCEDURY [DOLEJŠ]	77
10.1	Fáze první - řešení soustavy jedno kriteriálních optimalizací	77
10.1.1	Primární úloha	77
10.1.2	Sdružená úloha	77
10.1.3	Optimalizační procedura	77
10.1.4	Soustava jedno kriteriálních optimalizací	77
10.1.5	Generování variant	78
10.1.6	Zajištění spojitosti	78
10.1.7	Generování variant a rozhodnutí	78
10.2	Fáze druhá - multikriteriální optimalizace	79
10.2.1	Normování	79
10.2.2	Modifikace funkcionálu	79
10.2.3	Váha kritérií metodou postupného rozvrhu vah kritérií	79

11	INTERPRETACE OPTIMALIZACE PRO KONSTRUKČNÍ PRAXI [DOLEJŠ].....	80
11.1	Verifikace expertního systému.....	80
11.1.1	Zdůvodnění.....	80
11.1.2	Vstupní parametry	81
11.1.3	Výstupní parametry.....	81
11.2	Řešení individuálních úloh.....	83
11.2.2	Úloha HMOTNOST	84
11.2.3	Úloha NÁKLADY	85
11.2.4	Úloha SETRVAČNOST.....	86
11.2.5	Úloha DÉLKA.....	87
11.2.6	Úloha SOUČET OS.....	88
11.2.7	Shrnutí individuálních optimalizací.....	89
11.3	Multikriteriální optimalizace	90
11.3.1	Stanovení hodnot váhových koeficientů	90
11.3.2	Porovnání optimální varianty plných a odlehčených ozubených kol	90
11.3.3	Optimalizace srovnávacího výrobku.....	93
12	ZÁVĚR.....	95
12.1	Výsledky disertace a nové poznatky	95
12.2	Závěry pro další rozvoj vědy.....	96
13	SHRNUTÍ.....	97
13.1	Summary	98
13.2	Zusammenfassung.....	98
14	PUBLIKOVANÉ PRÁCE	99
15	LITERATURA.....	101
16	POUŽITÉ PROGRAMOVÉ VYBAVENÍ	103

Seznam obrázků

Obr. 1-1 Příklad odlehčeného tvaru kola.....	7
Obr. 1-2 Příklad svařovaného kola.....	7
Obr. 1-3 Vývoj převodovek se stejným výstupním točivým momentem [Becker 2005], [Zechel 1998] ..	7
Obr. 2-1 Vývojový diagram metody [Dolejš]	9
Obr. 3-1 Komplexní schéma vývoje výrobku [Dolejš 2004 / 4]	10
Obr. 3-2 Rozklad konstrukčního provedení [Dolejš]	11
Obr. 3-3 Stavební struktura jednostupňové převodovky [Dolejš 2011/4]	15
Obr. 3-4 Příklad příčné modifikace [Flender 1998]	15
Obr. 3-5 Příklad podélné modifikace [Flender 1998].....	15
Obr. 3-6 Mapa výskytu poruch.....	17
Obr. 3-7 Příklady poškození pittingy [AGMA 1010-E95]	17
Obr. 3-8 Příklady poškození ulomení zubu [AGMA 1010-E95]	18
Obr. 3-9 Mapa vztahů parametrů [Dolejš]	21
Obr. 3-10 Souřadnicový systém	22
Obr. 3-11 Schéma sestavení označení [Dolejš]	23
Obr. 4-1 Stavební prvky v kinematickém schématu [Dolejš]	25
Obr. 4-2 Vyobrazení tělesa převodovky- spodní a horní část [Dolejš]	26
Obr. 4-3 Porovnání realizovaných a vypočtených hodnot [Dolejš]	36
Obr. 6-1 Silové schéma – tří stupňová čelní převodovka [Dolejš]	42
Obr. 6-2 Silové schéma – dvou stupňová čelní převodovka [Dolejš]	43
Obr. 6-3 Silové schéma – jedno stupňová čelní převodovka [Dolejš]	43
Obr. 7-1 Kontrolní výpočet ozubení - na dotyk – pittingy [Dolejš].....	46
Obr. 7-2 Kontrolní výpočet ozubení – ulomení zubu [Dolejš]	46
Obr. 7-3 Profil ozubení [DIN 3960/1987].....	47
Obr. 7-4 Působení síly na zub [ISO 6336/1996]	50
Obr. 7-5 Optimální počet zubů pastorku [Dolejš]	53
Obr. 8-1 Vůle těleso versus rotující díly [Dolejš]	59
Obr. 8-2 Vůle rotační díl versus rotační díl [Dolejš]	60
Obr. 8-3 Vůle ložisko versus ložisko [Dolejš]	61
Obr. 8-4 Prizmatický nosník	63
Obr. 8-5 Průhyb hřídele převodovky [Dolejš]	64
Obr. 9-1 Stanovení ekvivalentního zatížení pro spektrum zatížení [Folta 2004]	68
Obr. 9-2 Náhradní soubor zatížení [Svoboda 1980]	68
Obr. 9-3 Rozběh pohonu	73
Obr. 9-4 Momentové charakteristiky hnacích strojů.....	74
Obr. 9-5 Momentové charakteristiky pracovních strojů.....	74
Obr. 10-1 Příklad zobrazení úlohy [Dolejš]	78
Obr. 11-1 Čelní pohled na srovnávací výrobek [Wikov Gear 2012].....	80
Obr. 11-2 Zátěžové spektrum pohonu [Svoboda 1980/2]	82
Obr. 11-3 Návrhové parametry – úloha HMOTNOST [Dolejš]	84
Obr. 11-4 Hmotnostní funkcionál $\Phi_{(M)}$ [Dolejš]	84
Obr. 11-5 Návrhové parametry – úloha NÁKLADY [Dolejš]	85
Obr. 11-6 Funkcionál výrobních nákladů $\Phi_{(VN)}$ [Dolejš]	85
Obr. 11-7 Návrhové parametry – úloha SETRVAČNOST [Dolejš]	86
Obr. 11-8 Funkcionál momentu setrvačnosti $\Phi_{(J)}$ [Dolejš]	86
Obr. 11-9 Návrhové parametry – úloha DÉLKA [Dolejš]	87
Obr. 11-10 Délkový funkcionál $\Phi_{(Y)}$ [Dolejš]	87
Obr. 11-11 Návrhové parametry – úloha SOUČET OS [Dolejš].....	88
Obr. 11-12 Funkcionál součtu osových vzdáleností $\Phi_{(\Sigma a)}$ [Dolejš]	88

Seznam tabulek

Tab. 3-1	Nezávisle proměnné parametry ΘX [Dolejš].....	21
Tab. 4-1	Charakteristické rozměry – pastorek [Dolejš]	24
Tab. 4-2	Charakteristické rozměry – kolo [Dolejš]	25
Tab. 4-3	Charakteristické rozměry – hřídel [Dolejš]	25
Tab. 4-4	Charakteristické rozměry – ložisko [Dolejš]	25
Tab. 4-5	Charakteristické rozměry – těleso [Dolejš]	26
Tab. 4-6	Hmotnostní a plošná charakteristika – pastorek [Dolejš]	27
Tab. 4-7	Hmotnostní a plošná charakteristika – kolo [Dolejš]	28
Tab. 4-8	Hmotnostní a plošná charakteristika – hřídel [Dolejš]	28
Tab. 4-9	Hmotnostní charakteristika – ložisko [Dolejš]	29
Tab. 4-10	Hmotnostní a plošná charakteristika – těleso spodní část [Dolejš]	29
Tab. 4-11	Hmotnostní a plošná charakteristika – těleso horní část [Dolejš].....	30
Tab. 4-12	Numerické hodnoty koeficientů nákladových polynomů [Dolejš].....	34
Tab. 4-13	Rozsah parametrů referenčního vzorku výrobků [Dolejš].....	35
Tab. 6-1	Definice obvodových sil v ozubení.....	40
Tab. 6-2	Zjednodušující výrazy pro rozklad sil v záběru ozubení	40
Tab. 7-1	Hodnoty parametrů K a U [Dudley 1994]	45
Tab. 7-2	Vysvětlení pojmů součinitelů pro výpočet ozubení v dotyku [ISO 6336].....	48
Tab. 7-3	Hodnoty součinitelů pro výpočet na dotyk [Dolejš].....	48
Tab. 7-4	Vysvětlení pojmů součinitelů pro výpočet ozubení na ohyb [ISO 6336/1996].....	50
Tab. 7-5	Hodnoty součinitelů pro výpočet na ohyb [Dolejš]	51
Tab. 8-1	Dovolené hodnoty deformací [Kříž 1997]	64
Tab. 9-1	Provozní součinitel pro pohon hnané elektrickým motorem nebo turbínou [AGMA].....	66
Tab. 9-2	Reálné hodnoty provozních součinitelů získané z praxe [Dolejš]	67
Tab. 9-3	Shrnující tabulka výpočtu ekvivalentního zatížení na převodovém stupni I [Dolejš]	71
Tab. 9-4	Očekávané životnosti zařízení	72
Tab. 9-5	Příklady momentových charakteristik	75
Tab. 9-6	Prvky výkonového funkcionálu [Dolejš].....	76
Tab. 11-1	Provozní parametry srovnávacího výrobku	81
Tab. 11-2	Hodnotící parametry ozubení srovnávacího výrobku	81
Tab. 11-3	Hodnotící parametry ozubení generované expertním systémem [Dolejš]	82
Tab. 11-4	Hodnotící parametry ložisek srovnávacího výrobku [Dolejš]	82
Tab. 11-5	Hodnotící parametry ložisek generované expertním systémem [Dolejš]	82
Tab. 11-6	Nezávislé geometrické parametry [Dolejš]	83
Tab. 11-7	Hlavní provozní parametry [Dolejš].....	83
Tab. 11-8	Průměrná odchylka funkcionálu od minimálních hodnot v rozsahu $UC = 10 \div 100$	89
Tab. 11-9	Váhové koeficienty [Dolejš].....	90
Tab. 11-10	Porovnání multikriteriální vs. soustava jednokriteriálních optimalizací [Dolejš]	90
Tab. 11-11	Porovnání plný vs. odlehčený tvar ozubených kol [Dolejš]	91
Tab. 11-12	Hmotnostní a nákladová struktura [Dolejš]	92
Tab. 11-13	Návrhové parametry v relativních veličinách [Dolejš].....	93
Tab. 11-14	Návrhové parametry ozubení v rozměrových veličinách [Dolejš]	94
Tab. 11-15	Návrhové parametry ložisek v rozměrových veličinách [Dolejš]	94
Tab. 11-16	Porovnání hodnot charakteristik [Dolejš].....	94

Seznam použitých symbolů a zkratk

<i>Veličina</i>	<i>Jednotky</i>	<i>Popis</i>
a	mm	Osová vzdálenost
AGMA	--	American Gear Manufacturer Association
a_1	mm	Osová vzdálenost dílčího stupně
α_n	$^\circ$	Úhel základního profilu
α_n	$^\circ$	Úhel záběru nástroje
α_{tw}	$^\circ$	Valivý úhel záběru v tečné rovině
β	$^\circ$	Úhel sklonu zubu
b	mm	Šířka ozubení
β_{tw}	$^\circ$	Úhel sklonu boku zubu ve valivém bodě
$c_{(x)}$	mm	Průhyb nosníku ve směru kolmém k jeho ose
C_R	N	Dynamická únosnost ložiska
ČSN	--	Česká (Československá) Státní Norma
d_1	mm	Roztečný průměr pastorku
d_{1w}	mm	Průměr valivé kružnice
d_2	mm	Roztečný průměr kola
$d_{a1,N}$	mm	Průměr hlavové kružnice pastorku stupně N
$d_{a2,N-1}$	mm	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola stupně $N-1$
$d_{a2,N-2}$	mm	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola stupně $N-2$
$d_{HR,N+1}$	mm	Průměr výstupního hřídele $N+1$
DIN	--	Deutsche Institute für Normung
d_{KO3}	mm	Maximální průměr kola
d_{LO1}	mm	Vnější průměr ložiska
$d_{LO1,1}$	mm	Vnější průměr ložiska na I -tém hřídeli
$d_{LO1,I+1}$	mm	Vnější průměr ložiska na $I+1$ hřídeli
$d_{s,I}$	mm	Průměr sroubu mezi ložiskovými průměry hřídelů I a $I+1$
δ_{TD}	mm	Tloušťka stěny – spodní část
δ_{TH}	mm	Tloušťka stěny – horní část
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
F	N	Tečná složka síly v ozubení
$f_{i(x)}$	--	Množina cílových funkcí
$f_{(x)}$	$^\circ$	Úhel měřený k tečně průhybové čáry
$\hat{f}_{(x)}$	--	Cílová funkce
$F_{(x)}$	--	Optimalizovaný funkcionál
F_a	N	Axiální síla
$F_{a,I}$	N	Osová síla ozubení v převodovém stupni I
F_{Ldov}	N	Přípustná zatížitelnost ložiska
F_{Lekv}	N	Ekvivalentní síla pro výpočet ložiska
F_{rw}	N	Radiální síla
F_t	N	Tangenciální síla v ozubení
$F_{t,I}$	N	Tangenciální síla ozubení v převodovém stupni I
F_{tFekv}	N	Ekvivalentní síla pro výpočet ozubení na ohyb
F_{tHekv}	N	Ekvivalentní síla pro výpočet ozubení na dotyk
F_{tFdov}	N	Přípustná zatížitelnost pro výpočet ozubení na ohyb
F_{tHdov}	N	Přípustná zatížitelnost pro výpočet ozubení na dotyk
F_{ii}	N	Směrodatná obvodová síla pro i -tou hladinu
F_{tw}	N	Tangenciální síla
$\Phi_{(P)}$	---	Výkonový funkcionál převodovky
$\Phi_{(M)}$	---	Hmotnostní funkcionál převodovky
$\Phi_{(VN)}$	---	Funkcionál výrobních nákladů převodovky

$\Phi_{(J)}$	---	<i>Funkcionál hmotového momentu setrvačnosti převodovky</i>
$\Phi_{(Y)}$	---	<i>Funkcionál délky převodovky</i>
$\Phi_{(\Sigma a)}$	---	<i>Funkcionál součtu osových vzdáleností převodovky</i>
$\Phi_{(\Sigma)}$	---	<i>Funkcionál sledovaných vlastností převodovky</i>
$F(x)$	rad	<i>Celkový úhel natočení v místě x,</i>
$\varphi_{(x),(Ft_i)}$	rad	<i>Dílčí úhel natočení v místě x od síly F_{ti},</i>
$\varphi_{D,I}$	rad	<i>Dovolená hodnota úhlu sklonu průhybové čáry</i>
$g_{j(x)}$	--	<i>Omezující podmínka</i>
$\Gamma(X)$	---	<i>Geometrická deformační podmínka</i>
h	mm	<i>Výška zubu</i>
h_a	---	<i>Výška hlavy zubu</i>
h_f	---	<i>Výška paty zubu</i>
$h_{k(x)}$	---	<i>Omezující podmínka</i>
H_s	---	<i>Součinitel skluzu na počátku záběru</i>
H_t	---	<i>Součinitel skluzu na konci záběru</i>
ISO	--	<i>International Standard Organization</i>
J_x	mm ⁴	<i>Kvadratický moment průřezu stanovený k neutrální ose</i>
K	N.mm ⁻²	<i>Index intenzity zatížení</i>
K_{ISO}	N.mm ⁻²	<i>Index intenzity zatížení modifikovaný</i>
K_A	--	<i>Aplikační součinitel</i>
$K_{AF1,I}$	---	<i>Součinitel vnějších dynamických sil pro ulomení zubu pastorku na stupni I</i>
$K_{AF2,I}$	---	<i>Součinitel vnějších dynamických sil pro ulomení zubu kola na stupni I</i>
$K_{AH1,I}$	---	<i>Součinitel vnějších dynamických sil v dotyku ozubení pastorku na stupni I</i>
$K_{AH2,I}$	---	<i>Součinitel vnějších dynamických sil dotyku ozubení kola na stupni I</i>
K_{AL}	---	<i>Součinitel vnějších dynamických sil ložisek pro všechny stupně</i>
K_{BI}	---	<i>Koeficienty polynomu</i>
$K_{F\alpha}$	--	<i>Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení</i>
$K_{F\beta}$	--	<i>Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení</i>
$K_{H\alpha}$	--	<i>Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení</i>
K_V	--	<i>Součinitel vnitřních dynamických sil</i>
$\chi_{(x),(Ft_i)}$	mm	<i>Dílčí průhyb v místě x od síly F_{ti}</i>
$\chi_{D,I}$	mm	<i>Dovolená hodnota průhybu</i>
$K_{(x)}$	mm	<i>Celkový průhyb v místě x,</i>
L_h	hod	<i>Požadovaná trvanlivost ložiska</i>
L_{hmin}	hod	<i>Hodnota základní trvanlivosti</i>
L_{HRmax}	mm	<i>Maximální délka hřídele</i>
$L_{LO,I}$	mm	<i>Vzdálenost ložiskových podpor ve směru osy x na hřídeli I</i>
l_{PAmax}	mm	<i>Maximální délka pastorku</i>
$\Lambda(X)$	---	<i>Geometrická obrysová podmínka</i>
m	---	<i>Počet hladin k dosažení bazového počtu cyklů</i>
M	kg	<i>Hmotnost zpracovávaného dílu</i>
$M_{F(x)}$	Nm	<i>Ohybový moment od zatížení nosníku fiktivním obtížením</i>
M_{HR}	kg	<i>Hmotnost hřídele</i>
M_{HR}	kg	<i>Hmotnost výchozího polotovaru hřídele</i>
M_{KO}	kg	<i>Hmotnost kola</i>
$M_{KOČ}$	kg	<i>Čistá hmotnost kola před cementací a kalením</i>
M_{KOH}	kg	<i>Hmotnost výchozího polotovaru kola</i>
M_{LO}	kg	<i>Hmotnost ložiska</i>
m_n	mm	<i>Modul ozubení</i>
M_{PA}	kg	<i>Hmotnost pastorku</i>
$M_{PAČ}$	kg	<i>Čistá hmotnost pastorku před cementací a kalením</i>
M_{PAH}	kg	<i>Hmotnost výchozího polotovaru pastorku</i>

M_{TD}	kg	Hmotnost těleso spodní část
M_{TD}	kg	Hmotnost tělesa skříně – dolní část
M_{TH}	kg	Hmotnost těleso horní část
M_{TH}	kg	Hmotnost tělesa skříně – horní část
n	---	Celkový počet zátěžných hladin
N	--	Počet převodových stupňů
n_1	min^{-1}	Otáčky
NaN	---	Not a Number, nejedná se o číselný výraz
N_{BR}	---	Počet úběrů při broušení
NCK	Měna	Náklady na materiál pro tepelné zpracování
n_d		Velikost výrobní dávky - výchozí návrh
N_{Flim}	---	Bázový počet cyklů pro výpočet na ohyb
N_{FR}	---	Počet úběrů při frézování
N_{FR}	---	Počet úběrů při frézování
N_{Hlim}	---	Bázový počet cyklů pro výpočet na dotyk
N_i	---	Počet zátěžných cyklů pro i-tou hladinu vztažený k otáčkové frekvenci
$NM_{(0)}$	Měna	Náklady na materiál – výchozí návrh
N_{sc}	---	Počet otvorů pro šrouby
$NZ_{j(0)}$	Měna	Náklady na zhotovení jednicové – výchozí návrh
$NZ_{PZ(0)}$	Měna	Náklady na zhotovení z časů přípravy a zakončení - výchozí návrh
P	kW	Přenášený výkon
P_{ZOZ}	kW	Ztrátový výkon v ozubení
P_{ZLO}	kW	Ztrátový výkon v ložisku
q	---	Exponent Wöhlerovy křivky pro ložisko
q_F	---	Exponent Wöhlerovy křivky pro výpočet na ohyb
q_H	---	Exponent Wöhlerovy křivky pro výpočet na dotyk
R	mm	Redukovaný hlavní rozměr
$R_{AX,I}$	N	Reakční síla v bodě A ve směru osy x na hřídeli I
$R_{AZ,I}$	N	Reakční síla v bodě A ve směru osy z na hřídeli I
$R_{BX,I}$	N	Reakční síla v bodě B ve směru osy x na hřídeli I
$R_{BZ,I}$	N	Reakční síla v bodě B ve směru osy z na hřídeli I
R_{ekv}	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
R_m	MPa	Mez pevnosti základního materiálu
σ_{FE}	MPa	Dovolené napětí v ohybu
$S_{1,I}$	mm	Působíště síly v ozubení pastorku od osy převodovky na stupni I
$S_{2,I}$	mm	Působíště síly v ozubení kola od osy převodovky na stupni I
σ_F	MPa	Napětí v patě zubu
SF	--	Provozní součinitel
σ_{Flim}	MPa	Mez pevnosti materiálu proti ulomení
S_{Fmin}	--	Minimální součinitel bezpečnosti
σ_{FP}	MPa	Přípustné napětí v patě zubu
$\Sigma F_{x,I}$	N	Rovnováha sil ve směru osy x na hř. I
$\Sigma F_{z,I}$	N	Rovnováha sil ve směru osy z na hřídeli I
σ_H	MPa	Napětí na boku zubu
σ_{Hlim}	MPa	Dovolené napětí v dotyku
σ_{Hlim}	MPa	Mez pevnosti materiálu proti tvorbě pittingů
S_{Hmin}	--	Minimální součinitel bezpečnosti
σ_{HP}	MPa	Přípustné napětí na boku zubu
S_{HR}	dm^2	Obráběná plocha hřídele
S_{HR}	m^2	Obráběný povrch hřídele
S_{KO}	dm^2	Obráběná plocha kola
S_{KO}	dm^2	Obráběný povrch kola zahrnující soustružení i výrobu ozubení
S_{PA}	dm^2	Obráběná plocha pastorku

S_{KO}	dm^2	Obráběný povrch kola
S_{PR}	m^2	Vnější plocha převodovky
S_{TD}	dm^2	Obráběná plocha skříně
S_{TD}	dm^2	Obráběný povrch tělesa skříně – dolní část
S_{TH}	dm^2	Obráběná plocha skříně
S_{TH}	dm^2	Obráběný povrch tělesa skříně – horní část
T_1	Nm	Točivý momentna pastorku
T_2	kNm	Točivý moment na výstupním hřídeli převodovky
T_{OUT}	kNm	Točivý moment na výstupním hřídeli převodovky
u	---	Převod
U	$N.mm^{-2}$	Jednotkové zatížení
U_{ISO}	$N.mm^{-2}$	Jednotkové zatížení modifikované
u_1	--	Převod dílčího stupně
U_c	--	Celkový převod
u_i	--	Váhový koeficient
u_M	---	Váhový koeficient hmotnostního funkcionálu převodovky
u_{VN}		Váhový koeficient nákladového funkcionálu převodovky
u_J		Váhový koeficient funkcionálu momentu setrvačnosti převodovky
u_Y		Váhový koeficient funkcionálu délky převodovky
V_1	--	Objemové funkce pastorku převodového stupně
$V_{1,j}$	--	Objemové funkce pastorku převodového stupně
V_2	--	Objemové funkce kola převodového stupně
$V_{2,j}$	--	Objemové funkce kola převodového stupně
VN_I	Měna	Výrobní náklady – následný návrh
VN_{HR}	Měna	Výrobní náklady hřídele
VN_{KO}	Měna	Výrobní náklady kola
VN_{LO}	Měna	Nákupní cena ložiska
VN_{PA}	Měna	Výrobní náklady pastorku
VN_{TD}	Měna	Výrobní náklady tělesa skříně – dolní část
VN_{TH}	Měna	Výrobní náklady tělesa skříně – horní část
Ω	--	Funkce odlehčení tvaru kola
$W_{KO,N}$	mm	Vůle mezi maximálním průměrem kola stupně N a tělesem
$W_{LO,1}$	mm	Minimální vzdálenost mezi ložiskovými průměry
$W_{PA3,N}$	mm	Vůle mezi maximálním průměrem pastorku stupně N a tělesem
$W_{PA3,N-1}$	mm	Vůle mezi maximálním průměrem pastorku stupně N-1 a tělesem
X	---	Součinitel radiálního dynamického zatížení
x	--	Vektor návrhových proměnných
x_1	---	Součinitel posunutí profilu pro pastorek
x_2	---	Součinitel posunutí profilu pro kolo
X_{TD}	mm	Šířka – spodní část
X_{TD0}	mm	Vnitřní šířka převodovky
X_{TDL}	mm	Šířka ložiskového třmenu
X_{TH}	mm	Šířka – horní část
Y	---	Součinitel axiálního dynamického zatížení
Y_β	--	Součinitel sklonu zubu
Y_{drelT}	--	Relativní součinitel vrubové citlivosti
Y_ε	--	Součinitel vlivu záběru
Y_{Fa}	--	Součinitel tvaru zubu
Y_{NT}	--	Součinitel životnosti
Y_{RrelT}	--	Součinitel relativní drsnosti
Y_{Sa}	--	Součinitel koncentrace napětí
Y_{ST}	--	Součinitel koncentrace napětí
Y_{ST}	--	Součinitel koncentrace napětí

Y_{TD}	<i>mm</i>	<i>Délka – spodní část</i>
Y_{TH}	<i>mm</i>	<i>Délka - horní část</i>
Y_X	--	<i>Součinitel velikosti</i>
Y_X	--	<i>Součinitel velikosti</i>
z_1	--	<i>Počet zubů pastorku</i>
z_2	--	<i>Počet zubů kola</i>
Z_B	--	<i>Součinitel jednopárového záběru</i>
Z_β	--	<i>Součinitel sklonu zubu</i>
Z_E	--	<i>Součinitel pružnosti</i>
Z_ϵ	--	<i>Součinitel vlivu záběru profilu</i>
Z_H	--	<i>Součinitel vlivu křivosti</i>
Z_L	--	<i>Součinitele maziva</i>
Z_{LOS}	<i>mm</i>	<i>Tloušťka ložiskové příruby</i>
Z_{NT}	--	<i>Součinitel životnosti</i>
Z_R	--	<i>Součinitel drsnosti</i>
Z_{TD}	<i>mm</i>	<i>Výška – spodní část</i>
Z_{TDF}	<i>mm</i>	<i>Tloušťka základové patky</i>
Z_{TDL}	<i>mm</i>	<i>Výška ložiskového třmenu</i>
Z_{TH}	<i>mm</i>	<i>Výška – horní část</i>
Z_{THL}	<i>mm</i>	<i>Výška ložiskového třmenu</i>
Z_V	--	<i>Součinitel rychlosti</i>
Z_W	--	<i>Součinitel pracovního zpevnění</i>
Z_X	--	<i>Součinitel velikosti</i>

1 Úvod

1.1 Cíl práce

Jak je patrné z názvu předkládané práce *METODA MULTIKRITERIÁLNÍ OPTIMALIZACE KONSTRUKČNÍCH NÁVRHŮ VÝKONOVÝCH PŘEVODOVEK*, jedná se o téma sestávající z více základních námětů (převodovka, optimalizace, multikriteriální rozhodování, konstrukční návrh), kterým bude věnována individuální pozornost v samostatných kapitolách a odstavcích.

Hlavním cílem předkládané práce z filozofického pohledu je:

- I. Předestřít šíři a obsáhlost zpracovávaného tématu.
- II. Zdůraznit možné úhly pohledu na rozmanitost cest a postupů potenciálně použitých k řešení problematiky.
- III. Poskytnout odborné veřejnosti nástroj k analýze sledovaných parametrů převodovek.
- IV. Vytvořit pedagogické podklady uplatnitelné při výuce odborných předmětů tematicky zaměřených na převodovky.

Cestou k dosažení cíle je vytvoření expertního systému, který postihuje vzájemné interakce mezi individuálními stavebními prvky a s dostatečným předstihem umožňuje predikci chování výrobku již ve fázi konstrukčního návrhu. Procesně je postupováno od definice obecného ke konkretizaci údajů typických pro zpracovávaný námět a po aplikované optimalizaci návrhu s vyústěním v praktická konstrukční doporučení. Důraz je kladen na komplexnost tématu a vnímání konstrukčního procesu v širších souvislostech.

Expertní systém popisuje oborové znalosti, údaje, vztahy, návaznosti, zkušenosti a výsledky dlouhodobých pozorování zapsané a zpracované ve formě matematického modelu a respektuje fyzikální zákonitosti objektu a jevů.

Z procesního pohledu jsou hlavní cíl a cesta rozpracovány na dílčí etapy v Odstavci 2.1. Pro zajištění přehlednosti a snadší orientaci v disertační práci jsou odkazy na autora práce uvedeny v názvu kapitoly nebo oddílu.

1.2 Definice pojmu multikriteriální rozhodování

1.2.1.1 Charakteristika

Disciplína zabývající se rozhodovacími situacemi s vektorovým ohodnocením výsledků. Studuje rozhodovací situace charakterizované existencí většího počtu vyhodnocovaných ukazatelů. O rozhodovacích situacích se hovoří v teorii vícekritériálního rozhodování jako o rozhodovacích úlohách a o ukazatelích jako o hodnotících kritériích. Možnosti, z nichž se při rozhodování vybírá, se označují jako varianty. Důležitým faktorem je si stanovit cíl rozhodování, tj. čeho chce hodnotitel rozhodnutím dosáhnout, uvědomit si podmínky za kterých se rozhoduje a všechny okolnosti (faktory), které na jedné straně určují podmínky, za kterých se rozhoduje a na druhé straně předurčují důsledky rozhodnutí. Některé tyto faktory je možno aktivně ovlivnit, pak hovoříme o řiditelných faktorech, jiné nikoliv a pak hovoříme o neřiditelných faktorech. [Beranovský 2003].

1.2.1.2 Základní pojmy multikriteriálního rozhodování

Účelem rozhodnutí je buď nalezení nejlepší varianty podle všech uvažovaných hledisek, nebo vyloučení neefektivních variant.

Cílem vícekritériálního rozhodování je najít extrém všech účelových funkcí za podmínek, že vektor proměnných je z množiny přípustných řešení. Množina přípustných řešení má nekonečně mnoho řešení a vybrané řešení z hlediska více kritérií je označováno jako optimální nebo kompromisní řešení tj. takové, které je z hlediska všech kritérií to nejvýhodnější.

Soustava kritérií hodnocení – soubor charakterizující podstatné vlastnosti hodnoceného objektu a významně ovlivňují svojí skladbou celkové hodnocení. Podle povahy se dělí na maximalizační nebo minimalizační. Dělí se na kvantitativní (objektivně měřitelné) a kvalitativní (objektivně neměřitelné).

Optimální varianta - za optimální variantu lze označit takovou, která je relativně jednoznačně doporučena ke konečnému výběru.

Kompromisní varianta - v případech, kdy jednoznačnost doporučení není výrazná a existuje větší množství vhodných variant, je možné vybrat z této množiny doporučených variant. Takové řešení se pak nazývá kompromisní

Váha kritéria - slouží k rozlišení relativní významnosti jednotlivých ukazatelů (kritérií) v rámci dané hodnotové stupnice. Vyjadřuje hodnotu kvantitativního multiplikátoru. Někdy bývá používáno alternativní označení koeficient významnosti.

1.3 Definice pojmu optimalizace.

1.3.1.1 Charakteristika

Jedná se o cíleně řízený proces směřující k nalezení vhodného řešení. Společnou charakteristikou všech optimalizačních problémů je existence minimálně jednoho nebo několika přípustných řešení. Výběr nejlepšího možného řešení spočívá na jednoznačné definici, vzájemném ovlivnění všech přítomných proměnných veličin popisujících problém, explicitním stanovení návrhu, nalezení efektivní procedury pro lokalizaci optimálního řešení v souladu s návrhem. [Štecha 2000], [Prášek 1985].

1.3.1.2 Oblast řešení

Oblast možných řešení je dána typem posuzované konstrukce a definuje i přípustný podprostor možných řešení. Aby měla optimalizace smysl, musí existovat alespoň jedno minimum na tomto přípustném podprostoru. Na přípustném podprostoru je konstrukce určena svými souřadnicemi a popsáním geometrických a materiálových návrhových parametrů. Z hlediska matematického se na proces optimálního navrhování výrobku lze dívat jako na existenci libovolného N-rozměrného prostoru nezávisle proměnných, ze kterého konstruktér volí na základě svých dosavadních zkušeností nezávislé návrhové parametry.

1.3.1.3 Základní pojmy optimalizace

Nezávisle proměnné parametry – jedná se o souhrn základních návrhových veličin, které jsou postačující k popisu úlohy. Všechny ostatní parametry lze vyjádřit jejich kombinací. Při optimalizačním procesu mohou být měněny všechny, nebo podle typu úlohy jen některé z nich.

Funkcionál – funkce, jejímiž parametry jsou jiné funkce. Je speciálním případem operátoru, který zobrazuje z prostoru funkcí do množiny obecně komplexních čísel. Lineárním funkcionálem se rozumí zobrazení z množiny vektorů daného vektorového prostoru do množiny jeho skalárů.

Dualita – vzájemný vztah mezi dvěma úlohami, kdy kterákoliv úloha z dvojice duálních úloh může být vzata jako primární.

Vázaný extrém – extrém funkce n-proměnných, který splňuje další tzv. vedlejší podmínky.

1.3.1.4 Způsob řešení optimalizační úlohy

Ke každému problému je třeba přistupovat zvlášť a při jejich řešení je nutno uvažovat všechny vlastnosti účelového funkcionálu a množiny přípustných řešení. Problémy v technické praxi jsou charakteristické velkým množstvím proměnných veličin a soustavou omezujících podmínek. Pro řešení takových situací, tj. nelineárních numerických optimalizačních úloh s vázanými extrémy, je doporučován postup:

- 1) Sestavit primární úlohu a hledat optimum v dovoleném rozsahu proměnných.
- 2) Sestavit sdruženou duální úlohu definovanou na stejném rozsahu proměnných.
- 3) Řešením primární úlohy se optimum ohraničuje shora a řešením duální úlohy se optimum ohraničuje zdola. Důležité je, aby jedna úloha byla maximalizační a druhá minimalizační.

1.4 Definice konstrukčního návrhu

1.4.1.1 Charakteristika

Konstrukční návrh je komplexní disciplína, která harmonizuje životní prostředí člověka od navrhování předmětů běžné spotřeby až po projekty velkých územních celků. Při výrobě produktu je nutné komplexně posuzovat objekt už od jeho počáteční studie. Má-li mít určitý produkt skutečně optimální design, musí působit nejen esteticky, tedy příjemně po stránce vizuální, nýbrž musí být všestranně účelný, tj. snadno ovladatelný, bezpečný, zajišťující vyšší kvalitu práce a prodejny. [Rubínová 2002].

1.4.1.2 Základní znaky konstrukčního návrhu

Konstrukční návrh z technického hlediska je charakteristický základními znaky:

Jedinečnost - spočívá v podstatné odlišnosti navrhovaného výrobku od ostatních produktů.

Komplexnost - týká se výsledného řešení projektu jako celku a zachycuje hlavní principy, z nichž vychází řešení. Postihuje kauzalitu vazeb mezi jednotlivými prvky a mechanismy, které udržují vzájemnou integritu prvků v jednom celku. Zodpovídá základní otázky: *Co?*, *Jak?*, *Kolik?*

Dočasnost - je přechodný, časově omezený definovaný svým začátkem a koncem. Na zkracování intervalu mezi začátkem a koncem je kladen silný důraz.

Předvídatost - má s předstihem odhadnout výsledné chování výrobku a upozornit na možné problémy, rovněž tak i odhalit a opravit chyby.

Věrohodnost - musí zajistit míru shody mezi parametry predikovanými a zjištěnými při finální realizaci.

Kompatibilita - musí zajistit vzájemnou kompatibilitu vstupů, technik transformace a výstupů s běžně užívanými prostředky.

1.5 Definice výkonových převodovek [Dolejš 2011/4]

Převodová zařízení s ozubenými koly též označovaná zkráceně jako *převodovky*, jsou strojní zařízení používané v průmyslových odvětvích buď ve formě otevřených převodů nebo převodů uzavřených v tělesech převodových skříní.

1.5.1.1 Použití

Vyskytují se v různých provedeních již od 19. století a lze říci, že patří mezi nejčastěji se uplatňující mechanismy. Na převodovku se ale nelze dívat jako na nějaký izolovaný subjekt neboť se nikdy nevyskytují samostatně, ale vždy jako součást určité pohonné struktury např. *hnací stroj-spojka-převodovka-spojka-hnaný stroj*. Výkonové převodovky se zpravidla používají v pohonech označovaných v literatuře názvem „*mill*“. Patří sem převodovky pro *pohony cementárenských drtičů vertikálních i horizontálních, cementárenských pecí, drtičů cukrové třtiny, válcovací stolice, větrné elektrárny*, je možno do skupiny zařadit i pohony pro *korečkové velkorypadlo, rychloběžné pohony generátorů* apod.

1.5.1.2 Funkce

V závislosti na své kinematické struktuře je vícestupňová převodovka relativně složitý mechanismus sestávající ze stavebních (řídících) dílů tvořících koncepční systém převodového zařízení, jehož hlavní funkcí je přenos točivého momentu mezi vstupem a výstupem energie při možné změně velikosti a smyslu otáček.

1.5.1.3 Charakteristika výkonových převodovek

Protože se jedná o pohony pro provozovatele nabývající strategického významu, jakákoliv odstávka způsobená poruchou převodovky může způsobit výpadek produkce se značnými ekonomickými škodami. Hodnota součinitelů bezpečnosti je proto volena podstatně vyšší než u běžných zařízení. Pohony v těžkých provozech se rovněž vyznačují mnohdy nepřetržitou činností a to po dobu několika měsíců. Z hlediska konstrukčního jsou využívány systémy s čelními, kuželovými a planetovými stupni, v provedení na rovnoběžných a různoběžných osách hřídelů. Mnoho pohonů je umístěno v zastavěných obytných plochách, proto je potřeba věnovat pozornost i generované úrovni vibrační a hluku. Jsou navrhovány dle standardů DIN, ISO, AGMA, API (v petro-chemickém průmyslu).

1.5.1.4 Technické parametry výkonových převodovek

- ✓ Rozsah přenášeného výkonu 1000 – 5000, [kW],
- ✓ Rozsah výstupních otáček 5 – 500, [min⁻¹],
- ✓ Rozsah výstupního točivého momentu 1 000 000 – 3 000 000, [Nm],
- ✓ Hmotnost převodovky 20 000 – 80 000, [kg],
- ✓ Těžký provoz s existujícími momentovými špičkami $T_{2max} \geq 2 \cdot T_{2nom}$,
- ✓ Třísměnný nepřerušovaný provoz s očekávanou životností větší než 10 let.

1.6 Dosavadní stav optimalizace návrhů převodovek [Dolejš]

Optimalizaci návrhových geometrických parametrů ozubení lze rozdělit na *mikrogeometrickou* a *makrogeometrickou*.

1.6.1 Optimalizace mikrogeometrických parametrů

Mikrogeometrické parametry – jedná se o parametry, které optimalizují dílčí funkci prvků. Jejich role je důležitá, ale ve fázi konstrukčního návrhu se pouze předpokládá, že budou splňovat standardní kvalitu, tedy že budou drženy v předepsaných limitech (např. úchytky ozubení, házení, drsnost povrchu, vnitřní geometrie ložisek ...). Problematice mikrogeometrické optimalizace je věnována široká pozornost. Mnoho dostupných komerčních programů (např. ROMAX Technology, HEXAGON, TBK, KISSsoft...) obsahuje výpočtové moduly umožňující provádět na jednostupňovém převodu základní optimalizační úlohy jako rozložení součtové korekce, úprava profilu zubu v podélném i příčném směru atd. Bohužel makrogeometrické aspekty vícestupňových převodovek nejsou u těchto programů příliš podporovány a jsou ponechány zcela na invenci uživatele.

1.6.2 Optimalizace makrogeometrických parametrů

Makrogeometrické parametry – lze rozdělit do dvou skupin a to:

- 1) **Obrysově**, které popisují vnější kontury a tvar prvků,
- 2) **Funkční**, které výrazným způsobem ovlivňují vazby mezi prvky (např. počet zubů z_1, z_2 , úhel sklonu zubu β , smysl stoupání šroubovice...).

Problematice makrogeometrické optimalizace návrhu vícestupňových převodovek, což je hlavním předmětem našeho zájmu, je v literatuře věnována pozornost v odkazech [AGMA 901-A92], [Rosič 2002], [Mogalapalli 1992], [Vnuk 1983], [Moeser 1982], [Mynář 1985], [Benthake 1977], [Gartner 1974], [Labuza 1978]. Jejich krátká prezentace je uvedena v odstavcích 1.6.2.2, a systém značení proměnných byl převzat z originálních zdrojů, tedy se poněkud odlišuje od praktik používaných v této práci.

1.6.2.1 Charakteristika

Charakteristickým rysem zmíněných prací je, že postup hledání optimálního řešení vnímají jako převážně jednokriteriální matematickou úlohu, kdy jsou brány v úvahu především rotující ozubené díly, tedy pastorky a kola. Tyto jsou geometricky popsány svými roztečnými průměry, délkou, počtem zubů, modulem ozubení atd., a je kontrolována únosnost ozubení z hledisek odolnosti proti tvorbě pittingů a ulomení zubu. Optimalizovaná cílová funkce je nazývána převodová funkce.

1.6.2.2 Hodnotící kritéria

Jako hodnotícím parametrem je v literárních odkazech volena *hmotnost, objem materiálu, délka* nebo *hodnota redukováného momentu setrvačnosti*, tedy vlastnosti s objemem ozubených částí související, viz příklady v 1.6.2.3.

1.6.2.3 Příklady převodových funkcí

Hmotnostní převodová funkce pro dvoustupňovou převodovku [Mynář 1985]

$$F_m(i_I) = \frac{z_{1I}^2 \psi_I}{4} (\rho_1 + \rho_2 i_I^2 \Omega_{2I}) + \frac{z_{2II}^2 \psi_{II}}{4} i_I \left[\rho_1 + \rho_2 \left(\frac{i}{i_I} \right)^2 \Omega_{2II} \right] \quad (\text{Rov. 1-1})$$

Kde:

i_I, i	- dílčí převod prvního stupně a celkový převodový poměr, [---],
ρ_1, ρ_2	- měrná hmotnost materiálu, [kg.m ⁻³],
z_{1I}, z_{2II}	- počet zubů pastorku,
ψ_I, ψ_{II}	- součinitel šířky ozubení, [---],
$\Omega_{2I}, \Omega_{2II}$	- součinitel odlehčení kola, [---].

Převodová funkce pro moment setrvačnosti [Vnuk 1983]

Po redukci hmotnostních momentů setrvačnosti rotujících ozubených kol dvoustupňového převodu na vstupní hřídel je získán výraz dle (Rov. 1-2) a (Rov. 1-3). Je předpokládáno, že pastorky jsou geometricky podobné a že počty zubů pastorků se volí co nejmenší.

$$I_{RED} = \frac{\pi m_I^5}{32} F(i_I) \quad (\text{Rov. 1-2})$$

$$F(i_I) = \psi_I z_{1I}^4 (\rho_1 + \rho_2 i_I^2 B_I') + \psi_{II} z_{1II}^4 i_I^{-1/3} [\rho_1 + \rho_2 i_I^2 i_I^{-2} B_{II}'] \quad (\text{Rov. 1-3})$$

Kde:

- B_I', B_{II}' - součinitel odlehčení kola, [---],
 ψ_I, ψ_{II} - součinitel šířky ozubení, [---],
 I_{RED} - redukovaný hmotnostní moment setrvačnosti, [kg.m²].

Objemová převodová funkce [Rosič 2002]

Konkrétní zpracování cílové funkce reprezentující objem pro vícestupňovou převodovku dle (Rov. 1-4)

$$f(x) = \frac{\pi}{4} d_1^3 \varphi_I \left[(1 + u_I^2) + \frac{\varphi_{II}}{\varphi_I} \frac{d_3^2}{d_1^2} (1 + u_{II}^2) + \dots + \frac{\varphi_N}{\varphi_1} \frac{d_{2N-1}^2}{d_1^2} (1 + u_N^2) \right] \quad (\text{Rov. 1-4})$$

Kde:

- u_I, u_{II}, \dots, u_N - převodové poměry jednotlivých stupňů, [---],
 $d_1, d_3, \dots, d_{2N-1}$ - průměry roztečných kružnic hnacích ozubených kol, [mm],
 $\varphi_I, \varphi_{II}, \dots, \varphi_N$ - poměry šířky ozubení a roztečného průměru ozubení pastorků.
 $\varphi_I = b_I / d_{1I}$, [---]

Funkční omezení cílové funkce pro první soukolí je definováno z hledisek přípustného tlaku na boku zubu tj. funkcí $g_1(x)$ a přípustného napětí v patě zubu $g_2(x)$ dle (Rov. 1-5) a (Rov. 1-6).

$$g_1(x) = Z K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{2T_1}{d_1^3} \frac{u_I+1}{u_I} \leq \frac{[\sigma_H]_I}{S_H} \quad (\text{Rov. 1-5})$$

$$g_2(x) = Y K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{2T_1}{\varphi_I d_1^2 m_I} \frac{u_I+1}{u_I} \leq \frac{[\sigma_F]_I}{S_F} \quad (\text{Rov. 1-6})$$

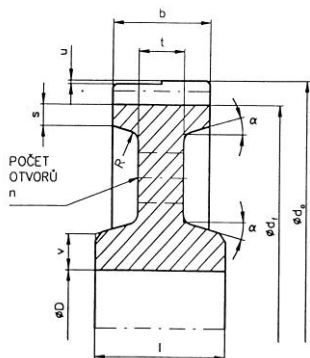
Kde:

- I, II, \dots, N - index pořadového čísla převodového stupně, [---],
 $K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$ - součinitele modifikující zatížení, [---],
 Z, Y - geometrický součinitel pro výpočet tlaku a napětí v patě, [---],
 T_1 - točivý moment na pastorku, [Nm],
 σ_H, σ_F - aktuální napětí na boku a v patě zubu, [N.mm⁻²],
 S_H, S_F - součinitele bezpečnosti, [---],
 m_I - modul ozubení na dílčím převodovém stupni, [mm].

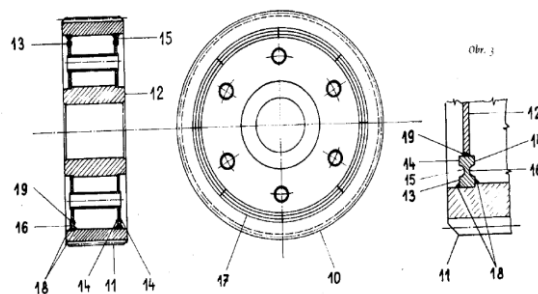
1.6.3 Diskuze k dosavadnímu stavu optimalizace [Dolejš]

- 1) Existují sice metodiky popisující výpočet individuálních prvků, bohužel není k dispozici metodika zastřešující, která by byla schopna posoudit převodovku jako celek a rozhodnout, zda při změně charakteru použití převodovky budou všechny komponenty schopny současně plnit svou funkci bez vzniku případných únavových poškození.
- 2) Největší disproporce lze pozorovat u tzv. *modifikátorů nominálního zatížení*. Ve formě modifikátorů se ve výpočtech setkáváme s označením:
Provozní součinitel - jsou vnímány především v souvislosti s dimenzováním převodových prvků tj. ozubení. Jejich vliv na ostatní základní prvky není jednoznačně definován. Pouze je zmiňováno, že ostatní prvky by měly přenést existující zatížení za všech provozních stavů.
Zátěžový součinitel, Dynamický součinitel – např. u ložisek, spojek nebo hřídelů. Dlužno dodat, že původ jejich vzniku a odvození není definováno a velikost doporučovaných hodnot se vzájemně výrazně liší, což vede k nejednoznačnosti získaných výsledků.
- 3) V drtivé většině výše zmíněných pracích jsou rotující díly uvažovány zjednodušeně, pouze ve tvaru plných disků ohraničených rozměrově roztečným průměrem ozubení a šířkou ozubení. *Vliv skutečného tvaru ozubeného kola* se bere v úvahu např. formou „součinitelů odlehčení“, *vliv konstrukčního tvaru pastorku* se v úvahu nebere vůbec.
- 4) Velká většina autorů kromě [Labuza 1978] nebere v úvahu fakt, že mezi důležité řídicí díly převodovky patří i *těleso skříně*.
- 5) Rovněž tak omezení výkonu převodovky vlivem *únosnosti ložisek a tepelného výkonu* není věnována pozornost.
- 6) Automaticky je dále předpokládáno, že vlastnosti jako výrobní náklady jsou parametricky spjaty pouze s hmotností a tedy dle této filozofie „*to co je nejlehčí je zároveň i nejlacinější*“. V [Balda 1997] je tento fakt odůvodňován tvrzením, že hmotnost výrobku má stabilnější charakter než například náklady, cena či zisk, je těsně spjatá s rozměry a tudíž návrhovými geometrickými parametry a nepodléhá konjunkturním a marketingovým vlivům. Obecně s touto argumentací lze souhlasit, ale jistě existují i výjimky. Uvážíme-li pro ilustraci případ, kdy jako jedna z možností vedoucí k redukci hmotnosti je používána metoda intenzivního třískového obrábění, například tvarové odlehčování ozubených kol odběrem materiálu z plného disku, může dojít k jistému rozporu a činnost těchto dodatečných úprav sice povede ke kýženému efektu redukce hmotnosti, ale z hlediska výrobních nákladů přináší jejich výrazné zvýšení, viz Obr. 1-1.
- 7) Podobná situace nastává i v případě použití technologie svařovaných ozubených kol (viz Obr. 1-2.), které umožňuje výrobu skutečně lehkých a únosných konstrukcí ozubených kol, ovšem dodatečné náklady na obrábění, předehřev materiálu před svařováním, svařování a následné žíhání k odstranění pnutí, eliminace vzniklých deformací atd. tento způsob značnou měrou zdražují a degradují.
- 8) Pokud zajdeme z hlediska rozsahu posuzování ještě hlouběji, a uvážíme-li vliv technologie zpracování výchozího polotovaru, zjistíme, že stejně rozměrná součást (např. ve tvaru hřídele) o stejné hmotnosti se liší svými výslednými výrobními náklady podle toho, zda byla vyrobena z polotovaru ve formě kované nebo válcované tyče, nebo zda byl použit samostatný výkovek s vyšším stupněm prokovaní.
- 9) A protože podobných disproporcí existuje více, je proto na místě rozšířit obzor posuzování optimálnosti návrhu převodovek z klasických hmotnostně-objemových parametrů i o parametry provozní a ekonomické. Podpůrným argumentem pro takové tvrzení je historická tendence ve vývoji převodovek (viz Obr. 1-3 Vývoj převodovek se stejným výstupním točivým momentem). Jedná se o porovnání dvoustupňových převodovek v provedení kuželo-čelním. Je patrné, že používání kvalitnějších materiálů a dokonalejších výrobních technologií přináší rozdílné tendence v posuzovaných kritériích a to:
 - ✓ Jednoznačný trend redukce hmotnosti a zmenšování zástavbových rozměrů.
 - ✓ Redukci výrobních nákladů ovšem v poměru neodpovídajícímu poklesu hmotnosti celého výrobku.
 - ✓ Snižování vnějšího povrchu tělesa skříně, tudíž chladicí plochy, a tedy rostoucí dodatečné požadavky na výkonnost a účinnost chladicího systému.

- ✓ Zmenšování rozměrů ozubených kol znamená, že vnitřní síly v ozubení při přenosu stejného zatížení narůstají a výrazněji působí na růst velikosti ložisek. Přičemž vzhledem ke zmenšujícím se osovým vzdálenostem je výrazně omezen prostor pro uložení ložisek.
- ✓ Zmenšování rozměrů rovněž způsobuje větší deformace nosných hřídel i samotného ozubení a umocňuje nutnost dalších opatření vedoucích k jejich eliminaci.



Obr. 1-1 Příklad odlehčeného tvaru kola



Obr. 1-2 Příklad svařovaného kola



Použitý materiál ozubení	Zušlechtnutá ocel	Nitridovaná ocel	Kalená ocel	Cementovaná a kalená ocel
Technologie výroby ozubení	Frézování odvalem	Jemně frézováno	Lapováno, ev. broušeno	Broušeno
Hmotnost	100%	65%	34%	30%
Chladicí plocha	100%	84%	46%	36%
Objem ložisek	100%	105%	111%	126%
Náklady	100%	78%	66%	63%

Obr. 1-3 Vývoj převodovek se stejným výstupním točivým momentem [Becker 2005], [Zechel 1998]

2 Metoda optimalizace konstrukčních návrhů [Dolejš]

2.1 Cíl metody

Cílem metody je vytvoření *nástroje k analýze sledovaných parametrů* postihující vzájemné interakce mezi individuálními stavebními prvky a s dostatečným předstihem umožňující predikci chování výrobku již ve fázi konstrukčního návrhu. Tento nástroj nazveme *expertní systém*.

Expertní systém - rozumějme soubor oborových znalostí, údajů, vztahů, návazností, zkušeností a výsledků dlouhodobých pozorování v určité dané specializované oblasti zapsaný a zpracovaný ve formě, na základě které je možné získávat potřebné výsledky, tj. ve formě matematického modelu respektujícího fyzikální zákonitosti objektu a jevů.

Hlavní cíl je z důvodu zajištění přehlednosti rozčleněn na *dílčí cíle*, kterým jsou podrobně věnovány jednotlivé kapitoly této práce:

1) Analýza a popis hodnoceného objektu

(viz Kapitola 3) Popisuje objekt a všechny *hlavní stavební prvky* tj. pastorky, kola, hřídele, ložiska a těleso skříně v lokálním a globálním souřadnicovém systému. Popis je uskutečněn nikoliv úplně zjednodušeně ale věrohodnějším způsobem, respektujícím konstrukční tvar, a tedy bližším k realitě, pomocí jejich *charakteristických rozměrů* a *připustné množiny nezávisle proměnných* $\Theta_{(X)}$.

2) Charakteristiky stavebních prvků

(viz Kapitola 4) Mezi hlavní charakteristiky patří *hmotnostní, objemové, plošné a nákladové*.

3) Definice funkcionálu sledovaných vlastností převodovky $\Phi_{(X)}$

(viz Kapitola 5) Popisuje hodnotící kritéria minimalizačního charakteru ve formě funkcionálů *Výrobní náklady, Hmotnost, Moment setrvačnosti* a *Zástavbové rozměry* jako funkce charakteristických rozměrů a nezávislých proměnných.

Protože z dostupné literatury nejsou k dispozici podklady pro *stanovení výrobních nákladů* stavebních prvků, je nezbytné *provést vlastní šetření* v tomto ohledu.

4) Definice silových vazeb mezi stavebními prvky při přenosu zatížení

(viz Kapitola 6) Určuje vzájemnou *provázanost stavebních prvků* reprezentovanou rovnováhou sil a momentů $\sum F_i = 0$, $\sum M_i = 0$ (převodové prvky a ložiska) odvozenou od průchodu výkonu převodovkou. Závisí na *kinematickém schématu převodového zařízení, prostorovém uspořádání prvků, geometrii ozubení*.

5) Definice přípustné zatížitelnosti stavebních prvků

(viz Kapitola 7) Určuje *mezí zatížení*, ve formě dovolených sil F_{tFdov} , F_{tHdov} , F_{Ldov} , kterému mohou být stavební prvky (převodové prvky a ložiska) vystaveny aniž se objeví známky únavového poškození a mohou trvale plnit svoji funkci. Součástí kapitoly je i *modifikovaná metoda výpočtu* pro návrh převodových prvků přizpůsobená potřebám optimalizační procedury.

6) Definice souboru omezujících podmínek

(viz Kapitola 8) Filtruje obor nalezených řešení a vylučuje nepřipustné varianty. Vyhodnocuje *kolizní* a *deformační situace* $\Gamma_{(X)}$ a $\Lambda_{(X)}$.

7) Definice výkonového funkcionálu převodovky $\Phi_{(P)}$

(viz Kapitola 9) Popisuje převodovku jako komplexní soubor hlavních stavebních prvků a porovnává jejich individuální rezervu mezi *připustným* a *aktuálním* zatížením. Hodnota funkcionálu je rovna *dovolenému výkonu převodovky*.

2.2 Forma

Formou pro dosažení cíle je:

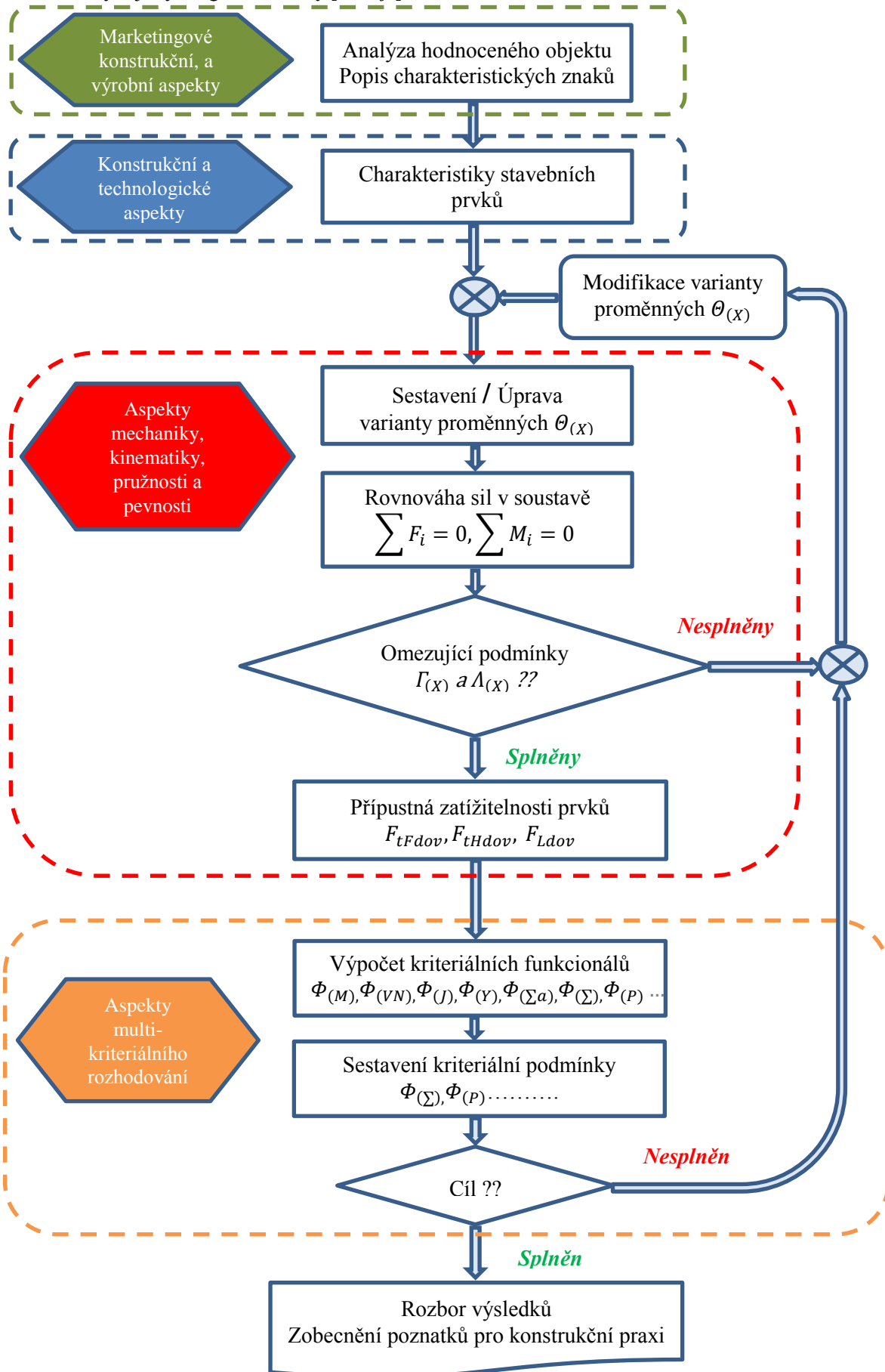
8) Sestavení optimalizační úlohy

(viz Kapitola 10) Reprezentuje vytvoření *konvergenčního postupu* pro řešení systému rovnic a individuálních optimalizačních úloh, vedoucí ke zjištění závislostí *hodnocených parametrů* na změně *nezávislých parametrů*. Viz Obr. 2-1 Vývojový diagram metody [Dolejš].

9) Interpretace pro konstrukční praxi

(viz Kapitola 11) Umožňuje zrychlení návrhového procesu, predikci výsledných vlastností celku a zjednodušení procesu rozhodování konstruktéra ve formě grafů a doporučení.

Obr. 2-1 Vývojový diagram metody [Dolejš]



3 Analýza a popis hodnoceného objektu

3.1 Komplexnost přístupu k objektu [Dolejš]

Každý navrhovaný výrobek, reprezentovaný svými vlastnostmi jako např. bezpečnost, očekávaná doba provozu, vhodnost pro danou aplikaci, dodací termín, realizovaný zisk apod. je nutno vnímat ve všech souvislostech. Platí to i v případě převodových zařízení. Vývojový proces je vnímán jako jádro, obklopené soustřednými hladinami vzájemně se svými účinky ovlivňujícími a reprezentujícími úroveň výrobce (vnitřní sféra) a úroveň trhu (vnější sféra) [Dolejš 2004 / 4], viz Obr. 3-1. Při procesu vývoje nového výrobku a přípravě výroby jsou z hlediska této filozofie řešena témata:

- 1) **Na úrovni Výrobce** – úlohy spojené nejen se samotným konstrukčním návrhem ale pochopitelně i činnosti navazující jako je optimalizace vnitřní firemních procesů a výrobní základny, hodnotová analýza, systém zkoušení prototypů a vyhodnocování poruch, dokumentace doprovázející výrobek, záruky, zajištění poprodejšího servisu apod.
- 2) **Na úrovni Trhu** - úlohy spojené s marketingovým průzkumem, údajích o technických řešeních používaných v daném odvětví, shromažďování dat o konkurenci, způsobem dopravy do teritorií, výstavbou konsignačních skladů, údajích o podmínkách v předpokládaném místě instalace výrobku apod.

S ohledem na zaměření tématu disertační práce je při zpracování kladen důraz jen na vybraný segment a tím je úroveň výrobce (vnitřní sféra), zejména oblasti Základní koncept a Výpočty, ovšem s využitím a projekcí autorových praktických poznatků i z dalších oblastí.

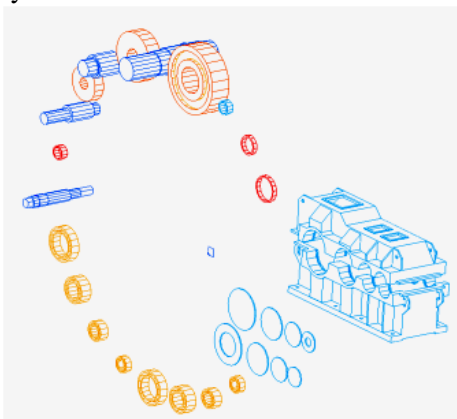
Jsou akcentována především kvantitativní kritéria, vyčíslitelná geometrickými, ekonomickými a pevnostními výpočty.



Obr. 3-1 Komplexní schéma vývoje výrobku [Dolejš 2004 / 4]

3.2 Konstrukční provedení objektu

Vzhledem k téměř neomezenému počtu konstrukčních variant vyskytujících se v praktických aplikacích je nutno vymezit *rozsah konstrukčního provedení*, pro které je metoda demonstrována. V případě jiného uspořádání, jako jsou odlišné kinematické schéma nebo dělení toku výkonu do více větví, se tato změna projeví např. v jiných silových vazbách mezi prvky a v odlišném tvaru tělesa. Uvažujme nejčastěji se vyskytující konstrukční řešení pro oblast převodovek dle Obr. 3-2 charakterizované šesti základními znaky:



- 1) Provedení vícešupňových převodovek s ozubenými koly s čelním evolventním ozubením.
- 2) Paralelní osy hřídelů uspořádané v jediné dělicí rovině.
- 3) Ozubení cementované a kalené.
- 4) Pastorky integrované s nosnými hřídeli, ozubená kola nasazená na hřídele
- 5) Ložiska valivá, v provedení radiální soudečková.
- 6) Těleso skříně dvoudílné, svařované, sestávající z horní a dolní části.

Obr. 3-2 Rozklad konstrukčního provedení [Dolejš]

3.3 Parametry [Dolejš]

Parametry, které výrazným způsobem ovlivňují chování, velikost skříně převodovky, únosnost a velikost ozubených dílů, strojní časy a objem materiálu a jiné lze rozčlenit do skupin *geometrické, materiálové, provozní, hmotnostně-objemové a ekonomické*.

3.3.1 Geometrické parametry

- 1) **Rozměry průměrové a délkové – d, l .**
Jedná se o všechny *charakteristické rozměry* základních stavebních prvků reprezentující vnější obrys.
- 2) **Převodový poměr dílčího soukolí - u .**
Převodový poměr je definován jako poměr počtu zubů většího kola k počtu zubů menšího kola nebo analogicky jako poměr otáček menšího kola k otáčkám většího kola. Jeho maximální hodnota je ovlivněna použitým materiálem ozubení a konstrukčním uspořádáním. U netvrzených materiálů a symetrického uložení pastorku v tělese, může dosahovat maximálních hodnot až 7,1–8. Při použití tvrzených materiálů s vysokým měrným zatížením výjimečně maximum přesahuje hodnotu 4,5.
- 3) **Převodový poměr celkový – u_c .**
Je definován jako poměr otáček mezi rychloběžným a pomaluběžným hřídelem. Jedná se o součin všech dílčích převodových poměrů $\prod_{i=1}^N u_i$.
- 4) **Počet převodových stupňů – N .**
Počet převodových stupňů znamená počet soukolí (pastorek a kolo) uložených v tělese a podílejících se na přenosu pohybu. Pro použité tvrzené materiály jsou jednostupňové převodovky používány do celkového převodu až 5,6, dvoustupňové až 20, třístupňové až 100 a čtyřstupňové až 500.
- 5) **Osová vzdálenost a jejich vzájemný poměr – a, ψ_a .**
Osová vzdálenost je definována jako geometrická vzdálenost mezi osami rotace spolu zabírajících kol. Samotná velikost osové vzdálenosti je značně ovlivněna použitým materiálem a chemicko-tepelným zpracováním ozubení. Pokud jsou všechny převodové stupně zhotoveny ze stejného materiálu, pak se vzájemný poměr následující a předchozí osové vzdálenosti $\psi_a = a_{i+1}/a_i$ pohybuje v rozsahu 1,25 – 1,55.

6) Modul ozubení – m_n .

Je základní katalogový údaj u ozubených kol. Modulem se určuje hlavně velikost ozubeného kola. Ozubená kola v daném převodovém stupni musí mít stejný modul. Jeho volba je ovlivněna použitým materiálem, velikostí převodového poměru a výrobními možnostmi. Pro netvrzené materiály je tendence používat nižší hodnoty, pro tvrzené materiály naopak vyšší.

7) Součtová osová vzdálenost - Σ_a .

Je definována jako numerický součet všech osových vzdáleností jednotlivých převodových stupňů obsažených v kinematickém řetězci. $\Sigma_a = \sum_{i=1}^N a_i$

8) Šířka ozubení a poměrná šířka ozubení – b, ψ_b .

Je doporučováno volit pokud možno co nejužší, aby bylo zabráněno nadměrným deformacím nosných hřídelů a následnému hranovému kontaktu na bocích zubů. Nejsou-li k dispozici jiné údaje, volí se šířka v poměru $\psi_{b,i} = b_i/a_i = 0,3 \div 0,5$ k osově vzdálenosti.

9) Úhel sklonu zubu - β .

Je úhel sevřený mezi bokem zubu a rovinou proloženou osou rotace. Zvyšuje součinitel trvání záběru ozubení (tj. počet zubů v záběru) a plynulost chodu. U vícestupňových převodovek je i možným nástrojem pro eliminaci vznikajících axiálních sil při vhodné volbě velikosti a smyslu stoupání šroubovice.

10) Počet zubů pastorku a kola - z_1, z_2 .

Je určen z předchozích návrhových parametrů jako převodový poměr dílčího soukolí, osová vzdálenost a modul ozubení. Základním pravidlem při návrhu počtu zubů, je zabránit periodickému kontaktu stále stejných zubů.

11) Posunutí základního profilu – x_1, x_2 .

Jedná se o hodnotu udávající geometrické posunutí nástroje od roztečného průměru. Hlavní funkcí je přizpůsobení tvaru zubu zvolené osově vzdálenosti, velikosti modulu a počtu zubů. Dále pak zabránění špičatosti a interferenci, eventuálně vyrovnání skluzových poměrů při záběru ozubení.

12) Úprava profilu ozubení.

Jedná se o úmyslnou úpravu teoretického profilu boku zubu za účelem zlepšení záběrových vlastností. Modifikace tvaru zubu je zapotřebí jak u vysoce zatížených tak i u nízko zatížených boků zubů. Zajišťuje hladký průchod zubu záběrem, zabraňuje klepání a vyrovnává nesouososti, výrobní odchylky a deformace pod zatížením.

13) Profil zubu.

Je tvořen boky zubů, zakřivením na hlavové kružnici a zakřivením v oblasti patní přechodové křivky. Profil je dán použitým, většinou normalizovaným, nástrojem a výrobní metodou. Rozhodujícími parametry jsou úhel záběru, výška hlavy a paty zubu, zaoblení v patě a eventuálně hodnoty protuberance.

14) Kvalita ozubení.

Je to *soubor kvalitativních ukazatelů*, popisujících geometrické úchylnosti tvaru zubu jako obvodové házení, úchylka sousedních roztečí, úchylka evolventy, úchylka šroubovice apod. Hodnoty úchylek jsou ovlivněny roztečným průměrem ozubení, modulem ozubení, šířkou ozubení a požadovanou třídou přesnosti.

3.3.2 Provozní parametry

Mezi základní provozní parametry patří *přenášený výkon, provozní otáčky, dovolený výkon, tepelný výkon, provozní součinitel, trvanlivost, hluk a vibrace*.

1) Přenášený výkon P .

Aktuální hodnota mechanické energie protékající převodovkou za jednotku času. Většinou je tento pojem chápán jako smluvní hodnota zatížení, která se v pohonu vyskytuje nejčastěji.

2) Provozní otáčky n_1 .

Provozními otáčkami je označována nejčastěji se vyskytující hodnota otáček při normálním provozu, vztahovaná na vstupní hřídel převodovky.

3) Dovolený výkon

Dovolený výkon je hodnota mechanického výkonu, který může být převodovkou trvale přenášen při respektování všech působících provozních vlivů a dynamických sil, aniž by došlo

k výskytu závažných poruch zabraňujících plnění hlavních funkcí. Je především ovlivněn nejslabším článkem v kinematickém řetězci, a tím jsou možné únavové poruchy vyskytující se u *ozubení, ložisek a nosných hřídelů*.

- ✓ *Ovlivňující faktory u ozubení* - za hlavní druhy limitující záběr ozubení jsou označovány *ulomení zubu, pittingy, zadírání a opotřebení*.
- ✓ *Ovlivňující faktory u ložisek* – hlavním limitujícím faktorem v případě valivých ložisek jejich *dynamická únosnost*.
- ✓ *Ovlivňující faktory u nosných hřídelů* – hlavním limitujícím faktorem u nosných hřídelů je jejich *deformace v místě ozubení a maximální složené napětí v průřezu*.

4) Provozní součinitel.

Provozní součinitel je charakteristické číslo, kterým je vynásobena velikost výkonu přenášeného převodovkou. Jedná se o parametr modifikující velikost přenášeného zatížení, který je charakteristický pro daný typ pohonu zahrnující účinek požadované *trvanlivosti, spolehlivosti a přetížení*. Provozní součinitel roven jedné předpokládá, že zařízení může být vystaveno působení momentálního přetížení o velikosti maximálně 200% jmenovité hodnoty v počtu cyklů nepřesahující počet 10^4 [AGMA 6113-A06].

5) Tepelný výkon.

Tepelný výkon je hodnota mechanického výkonu, který může být převodovkou trvale přenášen při teplotě okolního vzduchu 25°C aniž by teplota mazacího a chladicího oleje ve skříni přesáhla 95°C [AGMA ISO 14179]. Velikost tepelného výkonu je ovlivněna ztrátami energie, vznikajícími u různých prvků převodovky a schopností chladicího systému vzniklé teplo odvést. Ztráty lze rozdělit podle mechanismu vzniku:

- ✓ Ztráty nezávislé na zatížení, zahrnující všechny pasivní účinky vznikající prostou rotací dílů bez přenosu výkonu. Jsou proporcionálně závislé na zvyšující se obvodové rychlosti v ozubení (*brodění v oleji, ventilační, třením v těsnění atd.*).
- ✓ Ztráty závislé na zatížení, objevující se pouze u prvků, které se podílejí na přenosu výkonu nebo jeho části. Jejich růst je úměrný zvyšujícímu se zatížení nejen vlivem rostoucích sil, ale i díky změnám součinitelů tření mezi kontaktními povrchy (*ozubení, ložiska ...*).

6) Životnost L_n .

Očekávaná životnost je doba vyjádřená v hodinách nebo letech stanovující jak dlouho má být zařízení schopno plnit svou projektovanou funkci. Tento údaj má být zohledněn odpovídajícím způsobem ve výpočtové trvanlivosti jednotlivých stavebních prvků. Skutečná životnost je ovlivněna mírou shody mezi konstrukčními předpoklady a realitou, dosaženou výrobní kvalitou, úrovní údržby a servisu zařízení apod.

7) Vibrace.

Vibrace jsou fyzikální jevy, vznikající v komponentech soustrojí a mohou se šířit na povrch těchto komponent, kde způsobují rozkmitání obklopujícího vzduchového prostředí. Mezi zdroje patří *ozubení, geometrický tvar rotačních dílů, statická a dynamická nevyváženost rotujících dílů, valivá ložiska, spojky, strukturální naladění systému*.

3.3.3 Materiálové parametry

Materiálové parametry jsou v návrzích ozubených kol brány v úvahu ve formě jejich mechanických vlastností, jako pevnost v tahu, tvrdost na povrchu boku zubu a modul pružnosti. Společně s použitou metodou chemicko-tepelného zpracování jsou poté odvozeny základní smluvní hodnoty používané ve výpočtech. Jedná se o:

1) Odolnost proti vzniku pittingů $\sigma_{H\text{lim}}$.

Odolnost proti vzniku pittingů je smluvní hodnota dovoleného napětí v tlaku, kterému může být povrch součásti vystaven po 5×10^7 zatěžovacích cyklů, aniž by došlo ke vzniku progresivního poškození pittingy.

2) Odolnost proti ulomení zubu $\sigma_{F\text{lim}}$.

Odolnost proti ulomení zubu je smluvní hodnota napětí v ohybu, kterému může být zkušební součást bez vrubu vystavena po 3×10^6 zatěžovacích cyklů, aniž se objeví poškození v patě zubu.

3.3.4 Hmotnostní, objemové a plošné parametry

1) Hmotnost.

Hmotnost převodovky je dána součtem hmotností *rotujících dílů* (převodové prvky, hřídele, ložiska částečně) a *stacionárních dílů* (těleso, víčka, ložiska částečně) a eventuálně dalších doplňkových zařízení jako mazací a chladič jednotka, bezpečnostní kryty, olejová náplň aj. Je to parametr, který se výrazně projevuje v ekonomických parametrech díky cenám materiálu, určování manipulačních a dopravních kapacit, délce doby na ustavování obrobků na výrobních strojích a mnohé další.

2) Redukovaný moment setrvačnosti.

Jedná se o projev účinku rotujících hmot vůči ose rotace. Je uváděn jako souhrnná hodnota respektující všechny rotující díly a druhé mocniny jejich úhlových rychlostí vztažená na hřídel spojený s hnacím nebo s hnaným strojem. Své opodstatnění má u pohonů s častými rozběhy a brzděním, případně s proměnlivými otáčkami.

3) Zastavěná plocha.

Zastavěná plocha je určena délkou a šířkou převodovky a je důležitá při návrzích základových rámu a řešení celkové dispozice pohonu.

4) Zastavěný prostor.

Zastavěný prostor je určen zastavěnou plochou a výškou převodovky. Jeho velikost je důležitá při určování množství tepla vysálaného povrchem do okolního prostředí a tedy při návrzích chladicích systémů.

3.3.5 Ekonomické parametry

Mezi hlavní nákladové položky podílející se přímo na realizaci výrobku lze zařadit *náklady na materiál, chemicko-tepelné zpracování, obrábění, montáž, zkoušení a dopravu*. Dále pak samozřejmě existují i jiné nepřímé položky označované jako režijní (na krytí výdajů nákupních, logistických, právních a jiných útvarů), které jsou výrazným způsobem ovlivněny organizací vnitřofirmních útvarů.

1) Náklady materiálové.

Jsou ovlivněny hmotností a velikostí stavebních prvků. Pro jejich stanovení je potřeba brát v úvahu nikoliv čistou hmotnost součásti ale hmotnost a velikost výchozího polotovaru včetně nutných technologických přídavek na obrábění. Důležitý je i faktor času kdy v případě nutnosti rychlé dodávky díky expresním příplatkům cena stoupá.

2) Náklady na chemicko-tepelné zpracování.

Rozsah chemicko-tepelného zpracování (CHTZ) je ovlivněn očekávanými mechanickými vlastnostmi a předepsaným technologickým postupem. Mezi základní CHTZ patří *žihání normalizační, žihání na odstranění pnutí, šlechtění, cementace, nitridace, kalení*.

3) Náklady na obrábění.

Celý proces strojního obrábění se skládá z operací na obráběcích strojích *Seřizování, Upínání, Obrábění, Výměna nástrojů a Měření*.

4) Náklady na montáž.

Náklady jsou dané dobou, nutnou ke kompletaci dílčích podsestav i finálního výrobku.

5) Náklady na zkoušení.

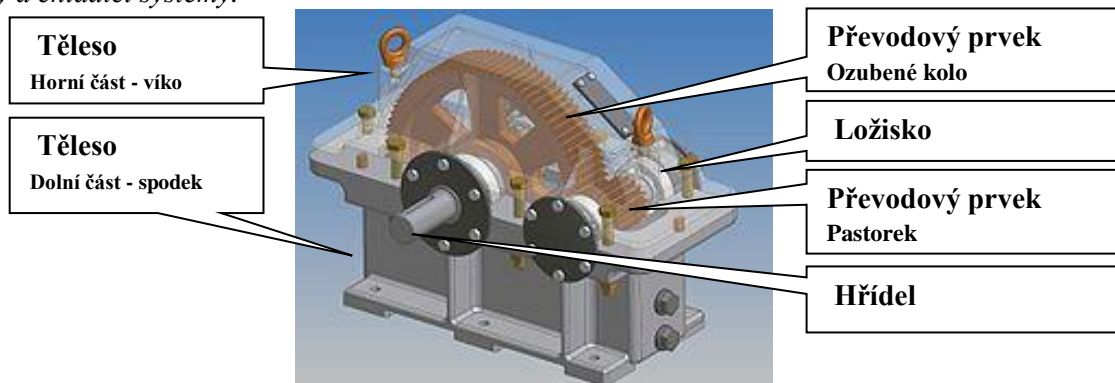
Náklady jsou dané dobou nutnou k přípravě zkušebního stanoviště a ověřením vlastností finálního výrobku formou prováděných testů bez zatížení i pod zatížením.

6) Náklady na manipulaci a dopravu.

Jedná se především o dovoz základního materiálu, mezioperační převoz jednotlivých dílů i finální doprava k zákazníkovi.

3.4 Stavební prvky a zásady jejich konstrukčních návrhů

Lze je rozdělit na *základní a speciální*. Obecně je předpokládáno, že mezi základní prvky patří ty, které se podílejí na přenosu zatížení v převodovce, a tedy jsou tvořeny *převodovými prvky, hřídeli, tělesem skříně, ložisky* (viz Obr. 3-3). Mezi speciální prvky tj. takové, které se na přenosu zatížení přímo nepodílejí nebo již nejsou součástí vnitřní struktury lze zařadit *hřídelové spojky, těsnící systémy, mazací systémy a chladicí systémy*.



Obr. 3-3 Stavební struktura jednostupňové převodovky [Dolejš 2011/4]

3.4.1 Převodové prvky

3.4.1.1 Funkce převodových prvků

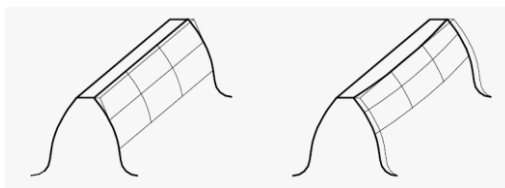
Hlavní funkcí převodových prvků je plynulý přenos pohybu a zatížení z jednoho rotujícího hřídele na druhý při možné změně velikosti nebo smyslu otáček.

3.4.1.2 Provedení převodových prvků

Ozubené kolo je těleso ve tvaru válce nebo kužele, který má na povrchu provedeny geometricky tvarově definované výstupky nazývané ozubení. Ozubení sestává z jednotlivých zubů, přičemž každý zub je omezen válcovou plochou na hlavě, dvěma boky a patním přechodem navazujícím na dno zubové mezery. Jako hlavní typy převodových prvků jsou používána *čelní (vnější i vnitřní ozubení) a kuželová*. Ozubení je nejdůležitějším konstrukčním prvkem při přenosu zatížení převodovkou a je provedeno buď přímo na nosných hřídelích nazývanými pastorky, nebo na ocelových discích nazývanými ozubená kola. Z hlediska *kinematického* k dosažení tichého a plynulého přenosu je preferováno použití čelního ozubení s menším úhlem záběru jednoduše nebo dvojitě šikmého s dostatečným součinitelem trvání záběru, před ozubením kuželovým nebo šroubovým nebo čelním s přímým ozubením. Z hlediska *únosnosti ozubení* jsou preferovány profily s vyšším úhlem záběru korigované k dosažení silné paty zubu. Standardní přesností je kvalita ve stupni ISO 6.

3.4.1.3 Úprava dotkových čar ozubení

Aby bylo zajištěno správné sezení boků zubů při provozních podmínkách, provádí se na ozubení tzv. *příčná modifikace* (viz Obr. 3-4) nebo *podélná modifikace* (viz Obr. 3-5). Je to velmi důležitá úprava eliminující pružné deformace ozubení a nosných hřídelů i lehké odchylky rovnoběžnosti stykových čar ozubení způsobené nerovnoběžností ložiskových vývrtů v tělese skříně převodovky. Zabraňuje se tím tvrdým dotykům na koncích zubů. Velikost úprav na boku zubu musí být taková, aby se při zatížení plocha dotyku zvětšovala.



Obr. 3-4 Příklad příčné modifikace [Flender 1998]

Obr. 3-5 Příklad podélné modifikace [Flender 1998]

3.4.1.4 *Materiály a chemicko-tepelné zpracování ozubených kol*

Vlastnosti základního materiálu mohou být zlepšeny formou chemicko-tepelného zpracování jako jsou *zúšlechťování, nitridování, povrchové kalení, cementace a kalení*.

- 1) **Cementování a kalení.** Jedná se o difuzní proces, při kterém jsou povrchové vrstvy materiálu syceny uhlíkem až k dosažení 1,2% obsahu a poté následuje ochlazení nadkritickou rychlostí, čímž je vytvořena martenzitická struktura a odolná povrchová vrstva, která prostupuje do jádra základního materiálu. U různých typů ocelí je možné dosáhnout na povrchu tvrdosti 58-62 HRC. Hodnoty tvrdosti dosahované v jádře zubu jsou proměnné a závislé na *chemickém složení, modulu ozubení a průměru součásti*. Proto se pro malé součásti o průměru do 150 mm volí oceli typu MnCr (např. 20MnCr4), do 250 mm oceli typu NiCr (např. 15NiCr6) a pro větší průměry součásti a větší moduly ozubení vysokopevnostní oceli typu CrNiMo (např. 18CrNiMo 6-7).

Výhoda: vhodné pro aplikace vystavené vysokým rázům.

Nevýhoda: vyšší cena a vzhledem k vzniklým deformacím nutná úprava následným broušením.

- 2) **Nitridace.** Jedná se o difuzní proces, při kterém jsou povrchové vrstvy materiálu syceny dusíkem, vytvářejícím tvrdé nitridy. Neprovádí se následné ochlazování. Jako vhodným materiálem se jeví oceli ČSN 15330 nebo 34CrNiMo6. Běžně dosahovaná tvrdost na povrchu boku zubu je 650 – 700 HV.

Výhoda: není vyžadováno žádné další finální opracování ozubení, což je z nákladového hlediska pozitivní.

Nevýhoda: z důvodu nedostatečného propojení povrchových vrstev se základním materiálem v jádře není vhodné pro rázové zatížení, neboť hrozí prolomení a následná destrukce vrstvy.

- 3) **Povrchové kalení.** Jedná se o proces, při kterém jsou povrchové vrstvy ohřívány plamenem nebo elektrickou indukci a po dosažení nadkritické teploty rychle ochlazeny. Je vhodné pro většinu konstrukčních i legovaných ocelí. Dosahovaná povrchová tvrdost 50– 53 HRC.

Výhoda: levný způsob vytvrzení pro méně zatížené součásti.

Nevýhoda: obtížné dodržení rovnoměrné tloušťky vrstvy, velké deformace po kalení, nutná úprava broušením, možné trhlinky u paty zubu.

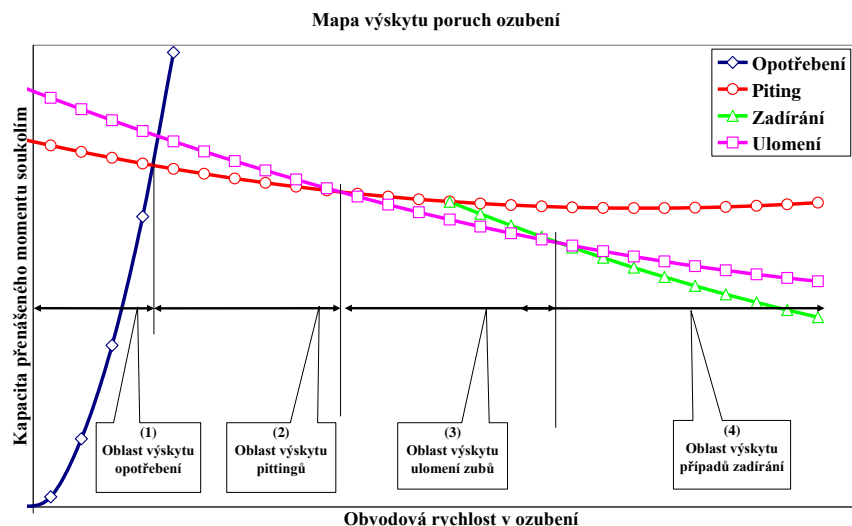
- 4) **Šlechtění.** Proces spočívá v ohřevu celé součásti nad restrukturalizační teplotu a následné objemové ochlazení. Nejčastěji používaným materiálem pro menší velikosti je ocel 42CrMo4, pro větší velikosti 34CrNiMo6. Dosahovaná maximální tvrdost 300 – 350 HB.

Výhoda: lacinější způsob výroby, není potřeba následné finální úpravy ozubení

Nevýhoda: nevhodné pro přenos vysokých zatížení pokud je zároveň vyvíjen tlak na zmenšování velikosti. Jsou vhodná spíše v aplikacích, kdy se dodávají jako kvalitnější náhrada za stávající součásti.

3.4.1.5 *Zatížitelnost ozubení ve vztahu k únavovým poruchám*

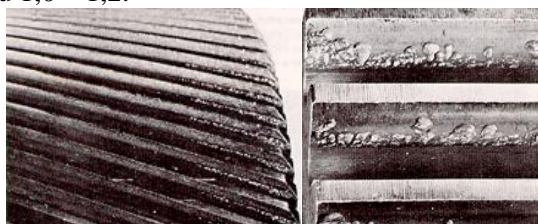
- 1) **Definice.** Zatížitelnost ozubení je jedním z nejdůležitějších kritérií, které musí výkonová převodovka s ozubenými koly splnit. Jedná se o definování minimální hodnoty zatížení vyjádřené v *točivém momentu* nebo *výkonu*, které musí ozubení všech převodových stupňů přenést s dostatečnou bezpečností pro daný charakter zatížení a dané konstrukční uspořádání.
- 2) **Metoda.** Při stanovení způsobu dimenzování ozubení je možné vyjít z tzv. Mapy výskytu poruch, viz Obr. 3-6, což je zjednodušený diagram znázorňující pravděpodobnost čím bude limitováno zatížení přenášené převodovým stupněm v závislosti na obvodové rychlosti v ozubení. V zásadě se u provozu ozubených kol vyskytují čtyři základní způsoby poruch. Tři z nich tvoří skupinu kontaktních poškození a patří mezi ně *opotřebení, pittingy* a *zadírání*, čtvrtou je *ulomení zubu*. Typy poškození *opotřebení* a *zadírání* nemají únavový charakter a jejich výpočet není normalizován. V případě poškození povrchu *boků zubů* (*pittingy*) a *lomu zubů* se jedná o únavové poruchy, které jsou způsobovány pravidelnou cykličností zatěžování, jejich způsob výpočtu je normalizován v mezinárodních standardech. Z uvedených důvodů budou ve stručnosti zmíněny posledně dvě jmenované typy poruch.



Obr. 3-6 Mapa výskytu poruch

3.4.1.6 Pittingy

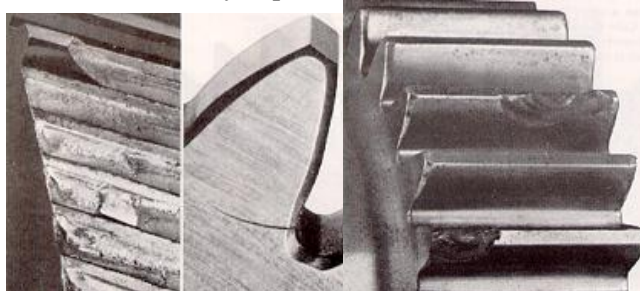
- 1) **Mechanismus vzniku.** Při záběru ozubení působí na styčné plochy opakované zatížení tlak-tah, což může mít za následek rozšiřování podpovrchových trhlinek. Tyto trhlinky obvykle leží v rovinách největšího smykového napětí, které jsou k povrchu boku zubu skloněny pod úhlem 45° . Do trhlinek je při následných periodicky se opakujících záběrech vtačován pod vysokým tlakem mazací olej, který může přispívat k jejich dalšímu šíření, až do okamžiku vytržení částice materiálu z povrchu boku zubu. Stav vzniku pittingů (viz Obr. 3-7) je charakterizován malými jamkami o průměru 0.4 - 0.8 mm. Počáteční pittingy se vyskytují v omezených, přetížených plochách boku zubu a mají tendenci přerozdělovat zatížení odstraňováním materiálu z těchto přetěžovaných míst tj. rozšiřováním pásma dotyku. Je-li lokální kontaktní zatížení přerozděleno, zpravidla se šíření pittingů zastaví a povrch má tendenci se vyhlazovat. Pokud se šíření pittingů nezastaví, začíná se používat označení destruktivní pittingy. U tohoto typu poškození jsou povrchové jamky zpravidla podstatně větší než u počátečních pittingů. Nejprve bývá zasažena oblast v blízkosti paty zubu a při dalším provozu se oblast poškození progresivně šíří až zasáhne podstatnou část boku zubu a vzniklé krátery mají rozmanitou velikost a tvar. Pittingy pokračují, dokud není celý profil zubu poškozen, provoz zařízení se stává hrubším a hlučnějším. Zasaželi-li toto poškození až do oblastí paty zubu, mohou se pittingy stát i příčinou předčasného vylomení zubu.
- 2) **Příčina vzniku.** Počáteční pitting je zpravidla způsoben nesprávným ustavením záběru ozubení či nevhodným vzájemným přizpůsobením spolu zabírajících povrchů, ať z důvodů odchylek evolventního profilu nebo lokálních nepravidlostí povrchu nebo nejčastěji špatným kontaktem spolu zabírajících zubů podél šířky ozubení. Destruktivní pittingy vznikají obvykle jako důsledek přetížení povrchu, které nemůže být přerozděleno a korigováno ve stádiu počátečních pittingů.
- 3) **Návrhové hodnotící kritérium.** Hodnotícím kritériem je součinitel bezpečnosti $S_{H\min}$, jehož minimální hodnota se v závislosti na rozsahu známých skutečností o daném pohonu má pohybovat v rozsahu 1,0 – 1,2.



Obr. 3-7 Příklady poškození pittingy [AGMA 1010-E95]

3.4.1.7 Ulomení zubu

- 1) **Mechanismus vzniku** Nejnebezpečnější poruchou jsou bezesporu poškození, při kterých dochází k vylomení zubu (viz Obr. 3-8). Nejenže ozubení ztrácí svoji schopnost přenášet zatížení, a i přenos samotného rotačního pohybu se stává obtížným, pokud ne nemožným, ale navíc ulomené částice mohou poškodit i jiné převodové stupně nebo ložiska. Následná havárie může mít proto rozsáhlejší důsledky. Z těchto důvodů jsou ve fázi návrhu voleny výpočtové bezpečnosti mnohem vyšší než u jiných typů poruch. Ulomení zubu většinou nastává jako důsledek šíření trhlin z oblasti paty zubu. Může dojít k ulomení celého zubu nebo jen jeho přetížené části. Na lomové ploše jsou patrné rovinné části s viditelným východiskem lomu, pásy postupného šíření a část vzniklá křehkým lomem.
- 2) **Příčina.** Příčin vzniku trhlin v patě zubu bývá zpravidla více. Nejvíce poškození vzniká jako důsledek nadměrného zatížení zubu s následným překročením přípustných limitů napětí v ohybu. Vznik trhlin se rovněž vyskytuje jako důsledek zvýšení vrubového účinku v patě zubu z důvodů nevhodného tepelného zpracování, chybného způsobu broušení a následných brusných trhlinek, případně existence zbytkového napětí po tepelném zpracování.
- 3) **Návrhové hodnotící kritérium.** Hodnotícím kritériem je součinitel bezpečnosti $S_{F_{min}}$, jehož minimální hodnota se v závislosti na rozsahu známých skutečností o daném pohonu má pohybovat v rozsahu 1,2 – 1,7. Přičemž nižší hodnoty jsou voleny při návrzích v sériové výrobě, podmíněné zkouškami na testovaných prototypch, vyšší hodnoty jsou voleny v kusové výrobě.



Obr. 3-8 Příklady poškození ulomení zubu [AGMA 1010-E95]

3.4.1.8 Možnosti konstrukční optimalizace ozubení

S ohledem na pittingy:

- 1) Zvýšení velikosti roztečného průměru ozubení pomocí změny kombinace osové vzdálenosti a převodového poměru dílčího stupně.
- 2) Zabezpečení kvalitnějšího povrchu boku zubu.
- 3) Zvýšení přesnosti profilu vyrobeného zubu.
- 4) Použití vhodných profilových a šířkových modifikací k eliminaci deformací a výrobních odchylek.
- 5) Použití odolnějšího materiálu.
- 6) Snížení zatížení pod hodnotu reprezentující časovou mez únavy materiálu.
- 7) Změnou viskozity mazacího oleje nebo množství dodávaného oleje.

S ohledem na ulomení zubu:

- 1) Zvětšení velikosti modulu ozubení.
- 2) Snížení přenášeného zatížení.
- 3) Používání vysoce pevnostních materiálů.
- 4) Pečlivé tepelné zpracování.
- 5) Zvětšení poloměru přechodové křivky v patě zubu.
- 6) Snížení drsnosti povrchu vyleštěním oblasti patní přechodové křivky.
- 7) Zpevnování oblasti patní přechodové křivky kuličkováním nebo válečkováním.
- 8) Odlehčení konců zubů.

3.4.2 Hřídele

3.4.2.1 Funkce

Hlavním úkolem je přenést točivý moment včetně radiálního a axiálního zatížení a disponovat dostatečnou ohybovou a torzní tuhostí pro podporu ozubených dílů.

3.4.2.2 Provedení hřídelů

Jedná se o strojní prvek symetrického tvaru kolem osy rotace. V tělese jsou uloženy prostřednictvím ložisek *kluzných nebo valivých*. Hřídele musí být ukládány ve vývrtech tělesa skříně s respektováním statické určitosti a tepelné roztažnosti při provozu. Hřídele menších převodovek jsou uloženy v ložiskách kuželíkových, pro zvýšení tuhosti předepjatých vůči sobě. U větších převodovek se používají ložiska soudečková naklápěcí. Pro uložení převodových prvků ve tvaru kol jsou opatřeny obrobenými technologickými plochami. Přenos točivého momentu mezi hřídelem a převodovým prvkem je realizován prostřednictvím *lisovaného spoje, pera nebo drážkování*.

3.4.2.3 Materiály hřídelů

Hřídele v převodových zařízeních se vyrábí téměř výlučně ze slitinových ocelí. Pro větší převodové poměry jsou hřídele a pastorky ozubených kol vyrobeny z jednoho kusu. U výstupních hřídelů jsou používány pro menší zatížení materiály C60, pro větší zatížení 42CrMo4.

3.4.2.4 Možnosti konstrukční optimalizace hřídelů

Hřídele mají být co nejtužší, tj. co nejkratší, s velkým průměrem a úzkou šířkou ozubení. Při návrhu jsou kontrolována *napětí v kritických průřezích a velikost a průběh deformace*, zejména v oblasti pod převodovými prvky. Převodový prvek může být na hřídel buď nasazen, nebo je ozubení vyrobeno přímo na hřideli. Vzhledem k rozdílné teplotě hřídele a tělesa je vhodné jednu hřídelovou podporu ponechat axiálně volnou. Pro eliminaci nadměrných deformací lze použít uložení na tři podpěry.

3.4.3 Těleso skříně

3.4.3.1 Funkce

Z nutnosti uložit převodové prvky a hřídele převážně uvnitř skříní převodovek vyplývá požadavek *vyšší tuhosti skříně*, a to jak místní tuhost nálitků, jednotlivých stěn, ložiskových třmenů a výztužných žeber, tak především tvarová tuhost skříně jako celku. Nedostatečně tuhá skříně nezabezpečuje při zatížení stálou relativní polohu stavebních prvků, a tím nepříznivě ovlivňuje jejich funkci, přispívá ke vzniku chvění a růstu hluku a případně i lokálního přetížení a poruch. Požadavek relativní *přesnosti* se týká především rovnoběžnosti vývrtů a rovinnosti dosedacích ploch. Třída přesnosti obrobení musí odpovídat třídě kvality ozubení.

3.4.3.2 Provedení těles

Těleso skříně převodovek je navrhováno ve tvaru uzavřené skořepiny, obvykle odléváno z litiny nebo oceli, případně svařováno z oceli. Skříně musí zaručit především přesnou vzájemnou polohu ozubených dílů a ložisek, musí disponovat dostatečnou pevností a tuhostí při všech zátěžných stavech od vnitřních i vnějších sil. Pro větší velikosti z důvodů smontovatelnosti jsou tělesa dělená, sestávající z horní a spodní části. Horní a dolní polovina se spojují pomocí spojovacích šroubů umístěných kolmo na dělicí rovinu blízko k ložiskům. Vývrty pro ložiska jsou provedeny v masivních blocích. Základové patky jsou u odlitků maximálně integrovány do svislých stěn. V případě svařenců jsou častěji používána výztužná žebra.

3.4.3.3 Materiály těles

Tělesa jsou vyráběna buď jako *odlitky* z šedé litiny (422415, 422425) nebo *svařence* z oceli (11373, 11375). Obecně se uvádí, že těleso vyrobené z litiny je „tišší tj. méně náchylné na vlivy vibrací“, než těleso svařované z oceli. Nicméně i svařované těleso má své výhody. Je pevnější a v případě kusové produkce i lacinější. Jeho útlumové charakteristiky lze vylepšit dodatečnými žebry a zesílením v kritických partiích.

3.4.3.4 Možnosti konstrukční optimalizace těles

Konstrukční optimalizace tělesa může být prováděna změnami tloušťky stěny, vnitřní vůle mezi rotujícími díly, tvaru těsněji obepínajícími ozubená kola, velikostí ložiskových domečků atd.

3.4.4 Ložiska

3.4.4.1 Funkce

Ložiska slouží k přenosu zatížení za rotace nebo přímočarého pohybu a k uložení nosných hřídelů do tělesa skříně.

3.4.4.2 Provedení ložisek

Z důvodu zajištění statické určitosti se preferuje uložení hřídelů na dvou podporách. V případě použití tří a více ložisek vzniká zejména u větších velikostí převodovek nebezpečí, že vlivem deformací hřídelů a výrobních nepřesností ve vývrtech tělesa může dojít k nárůstu zatížení v některé z podpor více než se v konstrukčním návrhu předpokládalo. Jsou používána ložiska *valivá* i *kluzná*.

U valivých ložisek je pevná a rotující část oddělena valivými tělísky s bodovým nebo čárovým dotykem. Jsou schopna přenášet vysoká zatížení, většina z nich není vhodná pro vysoké otáčky.

3.4.4.3 Návrh ložisek

Návrh ložisek sestává z respektování dvou návrhových kritérií, kterými jsou *výpočtová trvanlivost* a *provozní teplota*:

- 1) **Výpočtová trvanlivost.** Zatížení na ložiska přicházející ze záběru ozubených kol není statické jako například od hmotnosti, ale pulsující a dynamické ovlivněné charakteristikou pracovního zatížení, nepřesnostmi při výrobě ozubení a dále pak i jako účinek proměnné tuhosti jak jednotlivé zuby vstupují a opouštějí zónu záběru. Všechny tyto okolnosti by měly být vzaty v úvahu při výpočetních postupech minimálně aplikací vhodných korekčních koeficientů (často označovaných například jako zátěžový součinitel). Metodika výpočtu je uvedena ve výrobních katalozích, bohužel není vždy jednotná, je proto nutno dodržovat při výpočtu určitý doporučený postup. I zde se pracuje se stanovením ekvivalentního zatížení ložiska, ovšem vzhledem k jinému počtu zátěžných cyklů a průběhu únavové křivky se hodnoty liší od ekvivalentního zatížení ozubených kol.
- 2) **Provozní teplota.** Provoz každého ložiska vzhledem k existenci vnitřních ztrát znamená nutně jeho zahřívání a změnu provozní vůle. Musí být proto výpočtově kontrolováno zda teplo vznikající a odváděné je v rovnováze a jestli vnitřní výrobní vůle v ložisku je vhodná pro dané použití, zejména zda odpovídá maximální velikosti provozních otáček. Za provozu je u exponovaných ložisek teplota monitorována vhodnými snímači.

3.4.4.4 Možnosti konstrukční optimalizace ložisek

V případě valivých ložisek jsou nejčastěji používána ložiska: *Soudečková naklápací*, *Kuželiková*, *Válečková*. Jejich výpočtovou trvanlivost lze zvýšit:

- 1) použitím těžších řad (při stejných vnitřních a vnějších průměrech větší šířka ložiska),
- 2) použitím ložisek s plným počtem válečků (zmenšena vzdálenost mezi valivými elementy a zvýšen jejich počet),
- 3) použitím ložiska s nižším součinitelem Y pro přenos větších axiálních sil,
- 4) změnou výrobce.

3.5 Forma popisu objektu [Dolejš]

Při každém popisu objektu je nezbytné dodržovat hlavní zásady:

3.5.1.1 Určení skupiny návrhových parametrů charakterizujících technické řešení

Je definována množina $\Theta_{(X)}$ dle Tab. 3-1, jako soubor nezávisle proměnných parametrů, přičemž všechny ostatní potřebné parametry jsou vyjádřeny vzájemnou kombinací nezávislých parametrů. Jejich počet není konstantní, ale proměnlivý s počtem převodových stupňů N . V závislosti na řešené úloze je možné měnit status některých nezávisle proměnných na konstanty. Jsou určeny rozsahy parametrů a zpracována mapa závislostí mezi parametry geometrickými, materiálovými a provozními jakožto nezávisle proměnnými veličinami a sledován jejich projev na parametry, hmotnostně-plošné a ekonomické (viz Obr. 3-9) jakožto závislémi parametry.

3.5.1.2 Popsání stavebních prvků

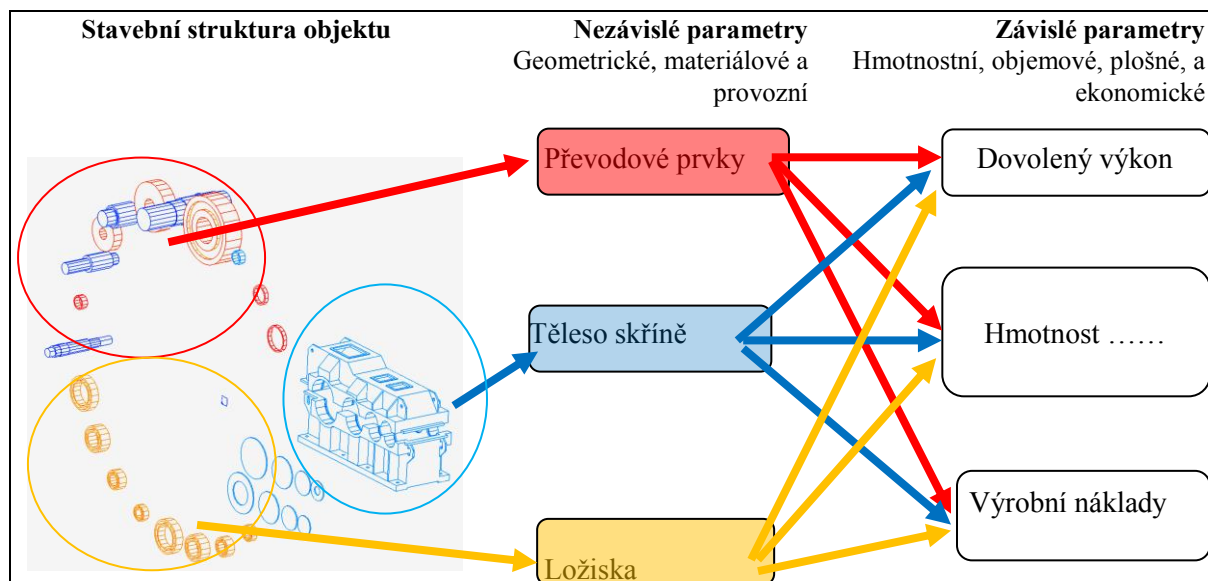
Provedení popisu stavebních prvků je nejprve realizováno v lokálním souřadnicovém systému a posléze jejich rozmístění dle daného kinematického schématu a definice do globálního popisu.

3.5.1.3 Zobecnění předpokladů

Konstrukční zásady, použitá zjednodušení a předpoklady vycházejí z obvyklých praktik běžných pro daný definiční obor technických parametrů. Při odvozování relací vedoucích k definici požadovaných cílových vztahů jsou některé závislosti zobecněny a vzaty v úvahu jako hodnoty průměrné, běžně dosahované v průmyslu (např. únosnost materiálu, cena komponentů, hlavní strojní časy, stupeň dosahované výrobní přesnosti atd.), nikoliv extrémní hodnoty podmíněné a ovlivněné existencí dodatečných výrobně-organizačních opatření.

Tab. 3-1 Nezávisle proměnné parametry $\Theta_{(X)}$ [Dolejš]

Počet převodových stupňů		$N=1$	$N=2$	$N=3$
Provozní parametry			$P, L_h, n, u_c, N, S_{Hmin}, S_{Fmin}$	
Materiálové parametry		$\sigma_{Hlim,I}, \sigma_{Flim,I} ; \text{Pro } I = 1 \div N$		
Geometrické parametry	Celková osová vzdálenost	Σ_a	Σ_a	Σ_a
	Poměr osových vzdáleností		ψ_a	ψ_a
	Poměr šířek ozubení	$\psi_{b,1}$	$\psi_{b,1}, \psi_{b,2}$	$\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$
	Převodový poměr		u_2	u_2, u_3
	Úhel sklonu zubu	β_1	β_1, β_2	$\beta_1, \beta_2, \beta_3$
	Průměry ložisek	$d_{LO1,N}$	$d_{LO1,N}$	$d_{LO1,N}$

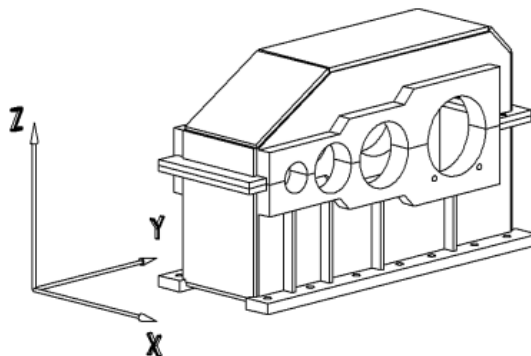


Obr. 3-9 Mapa vztahů parametrů [Dolejš]

3.6 Souřadnicový systém

Jsou definovány zásady pro lokální a globální souřadnicový systém. Za základ globálního souřadného systému jsou vzaty pravoúhlé souřadnice (viz Obr. 3-10) s orientací:

- 1) Osa X - Rovnoběžná nebo procházející osou rotace.
- 2) Osa Y - Rovnoběžná s dělicí rovinou nebo s rovinou základové patky.
- 3) Osa Z - Kolmá na rovinu definovanou osami X a Y.



Obr. 3-10 Souřadnicový systém

3.6.1.1 Lokální souřadnicový systém

V lokálním souřadnicovém systému jsou uvedeny hlavní rozměrové, hmotnostní a nákladové charakteristiky individuálních prvků.

- 1) Matematické výrazy a rovnice, které se vztahují k *lokálnímu tématu* (např. *charakteristiky stavebních prvků*), jsou hromadně uvedeny v *souhrnných vysvětlujících tabulkách*.
- 2) Odkazy na tato lokální témata jsou následně vztahovány k *identifikátorům tabulek*.

3.6.1.2 Globální souřadnicový systém

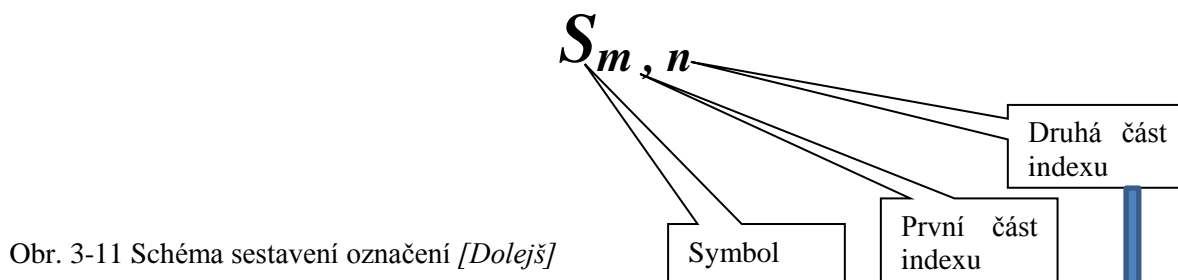
V globálním souřadnicovém systému jsou popsány vztahy mezi individuálními prvky a jejich lokálními systémy. Jedná se o popisy silové rovnováhy, dále pak geometrických a deformačních omezujících podmínek.

- 1) V globálním systému se vyskytují u proměnných *dvojdílné indexy*.
- 2) Na rozdíl od lokálního systému, důležité rovnice nebo výrazy globálního významu jsou zmíněny samostatně a mají přiřazeno vlastní číslování.

3.6.1.3 Filosofie použitých symbolů

Při popisu geometrických i jiných vztahů mezi jednotlivými prvky i proměnnými je zvolen systém používání symbolů obsahujících *dvojdílný index*.

- 1) První část indexu je vztahena k rozlišení prvků a proměnných v rámci lokálního souřadného systému.
- 2) Druhá část indexu slouží pro rozlišení v rámci globálního souřadného systému (Obr. 3-11). Konkrétní význam individuálních proměnných bude vždy vysvětlen v kapitolách s prvním použitím.



Obr. 3-11 Schéma sestavení označení [Dolejš]

Definice symbolů:

- a - symbol osově vzdálenosti, [mm],
- d - symbol označení průměru kruhového válce, [mm],
- l - symbol označení délky, [mm],
- b - symbol označení šířky, [mm],
- F - symbol označení síly, [N],
- L - symbol vzdálenosti ložisek v globálním systému, [mm],
- R - symbol označení reakční síly, [N],
- S - symbol působíště síly v globálním systému, [mm],
- X - symbol označení délkového rozměru v globálním systému, [mm],
- Y - symbol označení délkového rozměru v globálním systému, [mm],
- Z - symbol označení délkového rozměru v globálním systému, [mm],

Definice první části indexu:

- PA - index pastorku, (nabývá hodnot $PA_0 PA_1 PA_2 PA_3 \dots$),
- KO - index kola, (nabývá hodnot $KO_0 KO_1 KO_2 KO_3 \dots$),
- HR - index hřídele, (nabývá hodnot $HR_0 HR_1 HR_2 HR_3 \dots$),
- SK - index skříně jako dolní a horní části tělesa,
- TD - index těleso – dolní část,
- TH - index těleso – horní část,
- LO - index ložiska, (nabývá hodnot $LO_0 LO_1 \dots$),
- $_1$ - index vztahující se k ozubení na pastorku,
- $_2$ - index vztahující se k ozubení na kole,

Definice druhé části indexu:

\dots, I - index pořadového čísla prvku v globálním systému. Je umístěn za oddělovací čárkou, označen velkými písmeny a nabývá hodnot $N+1 N N-1 N-2$ atd.

4 Charakteristiky stavebních prvků

4.1 Charakteristiky rozměrové [Dolejš]

U každého stavebního prvku jsou vybrány s ohledem na autorovy praktické zkušenosti hlavní řídicí rozměry a tato skupina označena jako *charakteristické rozměry*. Viz Tab. 4-1, Tab. 4-2, Tab. 4-3, Tab. 4-4 a Tab. 4-5. Charakteristické rozměry jsou rozděleny na:

4.1.1.1 Obrysově

jsou takové, které určují vnější kontury a mají významný vliv na objem, hmotnost a výrobní náklady prvku.

4.1.1.2 Funkční

jsou úzce *spjaty s přenosem zatížení* a mají buď vazby i k obrysovým rozměrům eventuálně se s nimi ztotožňují (např. hlavový průměr ozubení = vnější rozměr $d_{PA3, \dots}$), nebo svým projevem *ovlivňují jiné stavební prvky* (např. ložiskové průměry d_{L00}, d_{L01}, \dots jsou společné pro hřídele, ložiska i těleso skříně).

4.1.2 Převodové prvky a ložiska

Předpokládá se, že převodové prvky a ložiska jsou součástí rotačního tvaru a homogenní struktury, *tvarově se spolu dotýkají* přes obrysově nebo funkční rozměry. Z toho důvodu je nutné určit předpisy pro společné rozměry dotkových ploch následujícím způsobem:

4.1.2.1 Typ kontaktu: Pastorek – Kolo stejného stupně

Vazba *Pastorek – Kolo stejného stupně*, se dotýkají na přímce záběru ozubení, přičemž musí být splněna vazební podmínka rovnosti osové vzdálenosti a a součtu valivých poloměrů kol $r_{w1} + r_{w2}$ dle (Rov. 4-1)

$$a = r_{w1} + r_{w2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} + m_n \cdot (x_1 + x_2) \quad (\text{Rov. 4-1})$$

Kde: r_{w1}, r_{w2} - poloměry valivých kružnic, [mm]

4.1.2.2 Typ kontaktu: Kolo – Pastorek následujícího stupně

Vazba *Kolo – Pastorek následujícího stupně*, se stýkají v kontaktu vnější válcové plochy pastorku a vnitřního průměru díry kola a musí platit podmínka dle (Rov. 4-2).

$$d_{KO0,i} = (d_{PA2,i+1} \text{ nebo } d_{PA4,i+1}) \quad (\text{Rov. 4-2})$$

4.1.2.3 Typ kontaktu: Pastorek - Ložisko

Vazba *Pastorek - Ložisko*, se dotýkají v kontaktu vnější válcové plochy hřídele a vnitřního průměru díry ložiska a musí platit podmínka dle (Rov. 4-3).

$$(d_{PA1,i} \text{ nebo } d_{PA5,i}) = d_{L00,i} \quad (\text{Rov. 4-3})$$

Tab. 4-1 Charakteristické rozměry – pastorek [Dolejš]

Rozměry obrysově	Rozměry funkční	
Průměry dílčích úseků $d_{PA0}, d_{PA1}, d_{PA2}, d_{PA3}, d_{PA4}, d_{PA5}$.	Počet zubů z_i , Modul ozubení m_n , Osová vzdálenost a , Šířka ozubení b , Úhel sklonu zubu β ,	
Délky dílčích úseků $l_{PA0}, l_{PA1}, l_{PA2}, l_{PA3}, l_{PA4}, l_{PA5}$.	Úhel sklonu zubu β , Posunutí profilu x_1 , Průměr čepu d_{PA5} .	

Tab. 4-2 Charakteristické rozměry – kolo [Dolejš]

Rozměry obrysově	Rozměry funkční	
Průměry dílčích úseků $d_{K00}, d_{K01}, d_{K02}, d_{K03}$.	Počet zubů z_2 , Modul ozubení m_n , Osová vzdálenost a , Šířka ozubení b , Úhel sklonu zubu β , Posunutí profilu x_2 , Průměr díry d_{K00} .	
Délky dílčích úseků $l_{K00}, l_{K01}, l_{K02}, l_{K03}$.		

Tab. 4-3 Charakteristické rozměry – hřídel [Dolejš]

Rozměry obrysově	Rozměry funkční	
Průměry dílčích úseků $d_{HR0}, d_{HR1}, d_{HR2}, d_{HR3}, d_{HR4}, d_{HR5}$.	Průměr čepu d_{HR5}	
Délky dílčích úseků $l_{HR0}, l_{HR1}, l_{HR2}, l_{HR3}, l_{HR4}, l_{HR5}$.		

Tab. 4-4 Charakteristické rozměry – ložisko [Dolejš]

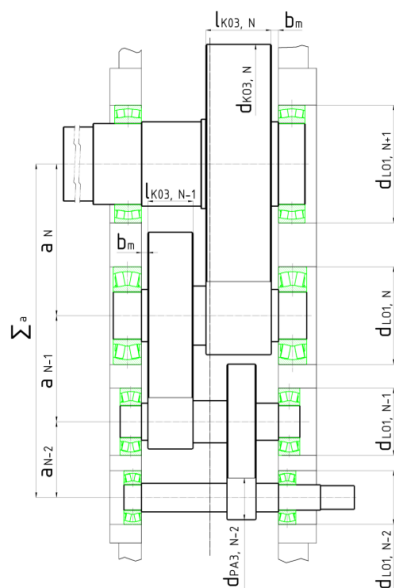
Rozměry obrysově	Rozměry funkční	
Průměry dílčích úseků d_{L00}, d_{L01} .	Vnější průměr d_{L01} , Šířka b_{L00} .	
Délky dílčích úseků b_{L00} .		

4.1.3 Těleso

Jak již bylo v předchozích kapitolách konstatováno, mezi důležité funkce tělesa skříně převodovky patří:

- 1) Umožnit přenos točivého momentu mezi vstupním a výstupním hřídelem.
- 2) Schopnost absorbovat vnější účinky přídatných radiálních i axiálních sil.
- 3) Splnit další funkce definované odběratelem (např. sloužit jako nádrž oleje nebo základna pro umístění jiných zařízení atd.).

Požadavky v bodech ad2) a ad3) jsou individuálního charakteru, předem obtížně předvídatelné, jejich



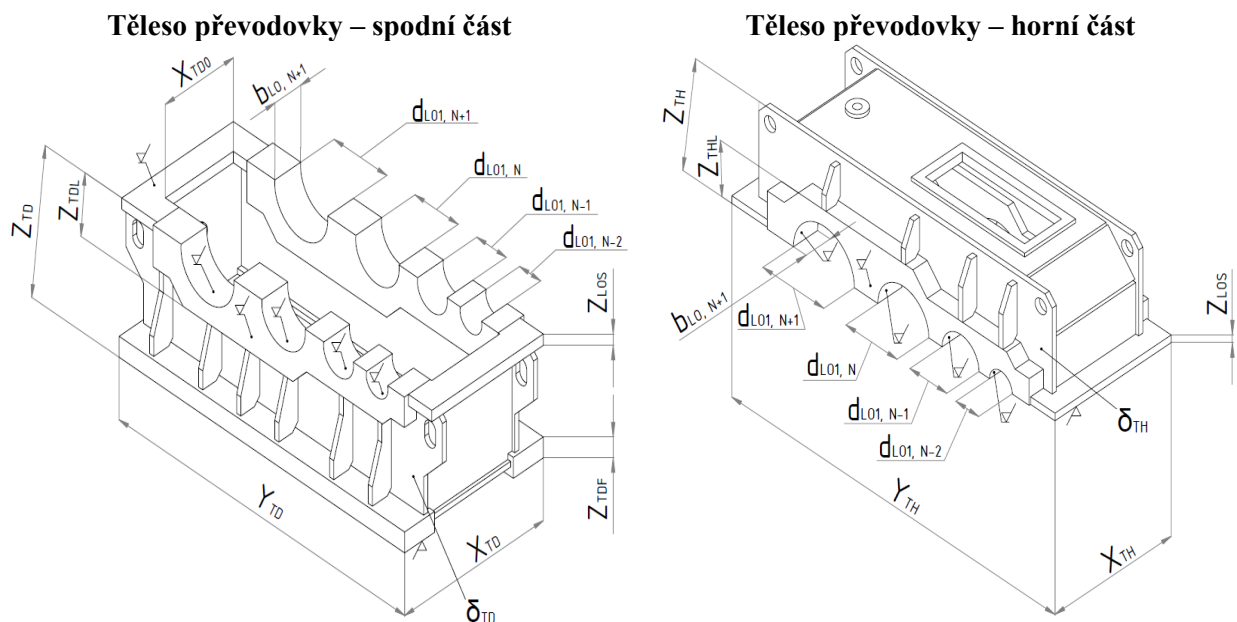
zohlednění by bylo na úkor obecnosti a přehlednosti. Při dalších úvahách je proto respektován pouze požadavek ad1). Tento předpoklad umožní, že všechny silové vztahové závislosti definované pro těleso získají interní charakter a mohou být vyjádřeny jako funkční závislost individuálních vnitřních dílů a jejich kinematického schématu. Příklad sestavení vnitřních dílů do kinematického schématu (viz Obr. 4-1) zobrazuje třístupňovou převodovku. Za předpokladu, že těleso tvoří obálku uvnitř obsažených prvků, můžeme definovat základní charakteristické rozměry s využitím běžných konstrukčních praktik dle Tab. 4-5 a Obr. 4-1.

Mnohé z veličin jsou odvozeny od tloušťky stěny δ_{TD} stanovené jako funkční závislost redukovaného rozměru R [Labuza 1978]. V některých případech zejména délkových (Y_{TD}, Y_{TH}), šířkových (X_{TD}, X_{TH}) a výškových (Z_{TD}, Z_{TH}) rozměrů jsou použity vztahy nerovnosti, vyjadřující minimální možnou hodnotu. V praxi však může být z technologických, provozních a jiných důvodů i větší.

Obr. 4-1 Stavební prvky v kinematickém schématu [Dolejš]

Tab. 4-5 Charakteristické rozměry – těleso [Dolejš]

Rozměry obrysové viz Obr. 4-2			
Délka – spodní část	Y_{TD}	mm	$Y_{TD} \cong Y_{TH} > \left(\frac{d_{PA3,1}}{2} + \sum_{I=1}^N a_I + \frac{d_{KO3,N}}{2} + 2 \cdot \delta_{TD} \right)$
Délka - horní část	Y_{TH}	mm	
Šířka – spodní část	X_{TD}	mm	$X_{TD} \cong X_{TH} > (2 \cdot X_{TDL} + l_{KO3,N} + l_{KO3,N-1})$
Šířka – horní část	X_{TH}	mm	
Výška – spodní část	Z_{TD}	mm	$Z_{TD} > \left(\frac{d_{KO3,N}}{2} + Z_{TDF} \right)$
Výška – horní část	Z_{TH}	mm	$Z_{TH} > \left(\frac{d_{KO3,N}}{2} + \delta_{TH} \right)$
Šířka ložiskového třmenu	X_{TDL}	mm	$X_{TDL} \geq \text{MAX}(b_{LO,I})$ pro $I = 1 \div (N + 1)$
Vnitřní šířka převodovky	X_{TD0}	mm	$X_{TD0} = X_{TD} - 2 \cdot X_{TDL}$
Výška ložiskového třmenu	Z_{TDL}	mm	$Z_{TDL} \geq 0,55 \cdot \text{MAX}(d_{LO1,I})$ pro $I = 1 \div (N + 1)$
Výška ložiskového třmenu	Z_{THL}	mm	$Z_{THL} \geq 0,55 \cdot \text{MAX}(d_{LO1,I})$ pro $I = 1 \div (N + 1)$
Tloušťka stěny – spodní část	δ_{TD}	mm	$\delta_{TD} = \frac{R^{0,7}}{10,3}$ [Labuza 1978]
Redukovaný hlavní rozměr	R	mm	$R = \frac{2 \cdot Y_{TD} + X_{TD} + (Z_{TD} + Z_{TH})}{3}$
Tloušťka stěny – horní část	δ_{TH}	mm	$\delta_{TH} = (0,9 \div 1) \cdot \delta_{TD}$
Tloušťka základové patky	Z_{TDF}	mm	$Z_{TDF} = (3 \div 4) \cdot \delta_{TD}$
Tloušťka ložiskové příruby	Z_{LOS}	mm	$Z_{LOS} = (1,5 \div 2) \cdot \delta_{TD}$



Obr. 4-2 Vyobrazení tělesa převodovky- spodní a horní část [Dolejš]

4.2 Charakteristiky hmotnostní, objemové a plošné [Dolejš]

4.2.1.1 Dosavadní pojetí

Převodové prvky (pastorky, kola) při stejných vnějších rozměrech mohou mít rozdílnou hmotnost z důvodů různých technologických provedení. Tato skutečnost se zohledňuje u jiných autorů zavedením například „*součinitelů odlehčení*“ [Labuza 1978], [Vnuk 1983]. Jejich funkcí je definovat hmotnostní poměr mezi skutečným tělesem a tělesem plného tvaru. Podobný systém součinitelů odlehčení je použit i u stanovení hmotnosti tělesa skříně [Labuza 1978].

4.2.1.2 Autorovo pojetí [Dolejš]

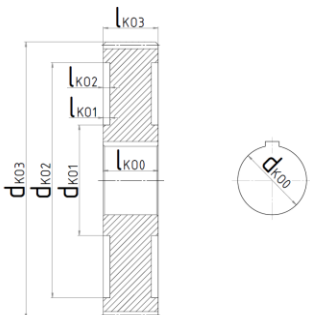
Neboť autorovou ambicí v této práci je i stanovení přesnějšího rozlišení mezi optimalizací z hlediska minimální hmotnosti a minimálních výrobních nákladů, bylo přistoupeno k přesnější definici objemových, plošných a hmotnostních charakteristik. Hmotnostní charakteristiky jsou odvozeny na *základě charakteristických rozměrů* s respektováním reálného tvaru, skutečného objemu součásti a měrné hmotnosti materiálu ρ . Podrobné zpracování uvedeno v Tab. 4-6, Tab. 4-7, Tab. 4-8, Tab. 4-9, Tab. 4-10 a Tab. 4-11.

Jako způsob prezentace charakteristik byla autorem zvolena obsáhlejší forma, která však demonstruje *míru podrobnosti*, s jakou následná optimalizační procedura pracuje. Zároveň slouží jako *metodický návod* pro zpracování objektů jiných koncepcí a stavebních struktur.

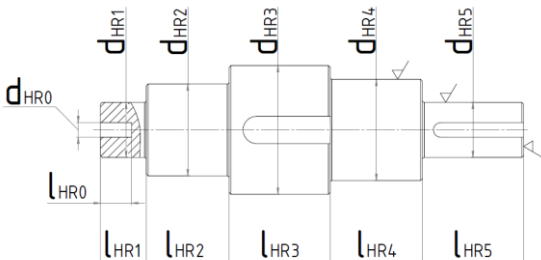
Tab. 4-6 Hmotnostní a plošná charakteristika – pastorek [Dolejš]

Hmotnost pastorku	M_{PA}	kg	$M_{PA} = \sum_{i=0}^5 \frac{\pi \cdot d_{PAi}^2}{4} \cdot l_{PAi} \cdot \rho$ Kde délka otvoru dosazena se záporným znaménkem $l_{PA0} \leq 0$
Moment setrvačnosti pastorku	J_{PA}	kg.m ²	$J_{PA} = \sum_{i=0}^5 \frac{\pi \cdot d_{PAi}^4}{32} \cdot l_{PAi} \cdot \rho$ Kde délka otvoru dosazena se záporným znaménkem $l_{PA0} \leq 0$
Obráběná plocha pastorku	S_{PA}	dm ²	Soustružené plochy $S_{PA\text{ sous}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{PA3}^2 + \sum_{i=0}^5 \pi \cdot d_{PAi} \cdot l_{PAi}$ Plocha ozubení $S_{PAoz} \cong 2 \cdot z_1 \cdot m_n \cdot (h_a + h_f) \cdot l_{PA3} \cdot (N_{FR} + N_{BR})$ $S_{PA} = S_{PA\text{ sous}} + S_{PAoz}$
Výška hlavy zubu	h_a	---	Pro normální profil $h_a = 1$
Výška paty zubu	h_f	---	Pro normální profil $h_f = 1,25$
Počet úběrů při frézování	N_{FR}	---	Pro $m_n \leq 5, N_{FR} = 2$ Pro $m_n \leq 12, N_{FR} = 3$ Jinak $N_{FR} = 4$
Počet úběrů při broušení	N_{BR}	---	Při nedostatku jiných informací volit $N_{BR} \geq 2$

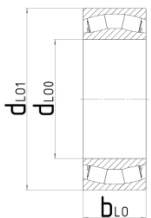
Tab. 4-7 Hmotnostní a plošná charakteristika – kolo [Dolejš]

Hmotnost kola	M_{KO}	kg	$M_{KO} = \frac{\pi}{4} (d_{KO3}^2 \cdot l_{KO3} - (d_{KO2}^2 - d_{KO1}^2) \cdot 2 \cdot l_{KO2} - d_{KO0}^2 \cdot l_{KO0}) \cdot \rho$ <p>Vnitřní odlehčení by nemělo oslabit tvarovou stabilitu kola. Z toho důvodu doporučeno volit l_{KO2} v intervalu $(0 \div 0,33) \cdot l_{KO3}$. Rozměr d_{KO2} je ovlivněn požadavkem, aby tloušťka materiálu pod patním průměrem nepoklesla pod minimální hodnotu $(3,3 \div 3,5) \cdot m_n$.</p>
Moment setrvačnosti kola	J_{KO}	kg.m ²	$J_{KO} \cong \frac{d_{KO3}^2}{8} \cdot M_{KO}$
Obráběná plocha kola	S_{KO}	dm ²	<p>Soustružené plochy</p> $S_{KO\ sours} = \frac{\pi}{2} (d_{KO3}^2 + (d_{KO2}^2 - d_{KO1}^2)) + \sum_{i=0}^3 \pi \cdot d_{KOi} \cdot l_{KOi}$ <p>Plocha ozubení</p> $S_{KOoz} \cong 2 \cdot z_2 \cdot m_n \cdot (h_a + h_f) \cdot l_{KO3} \cdot (N_{FR} + N_{BR})$ $S_{KO} = S_{KO\ sours} + S_{KOoz}$
Výška hlavy zubu	h_a	---	Pro normální profil $h_a = 1$
Výška paty zubu	h_f	---	Pro normální profil $h_f = 1,25$
Počet úběrů při frézování	N_{FR}	---	Pro $m_n \leq 5, N_{FR} = 2$ Pro $m_n \leq 12, N_{FR} = 3$ Jinak $N_{FR} = 4$
Počet úběrů při broušení	N_{BR}	---	Při nedostatku jiných informací volit $N_{BR} \geq 2$
			


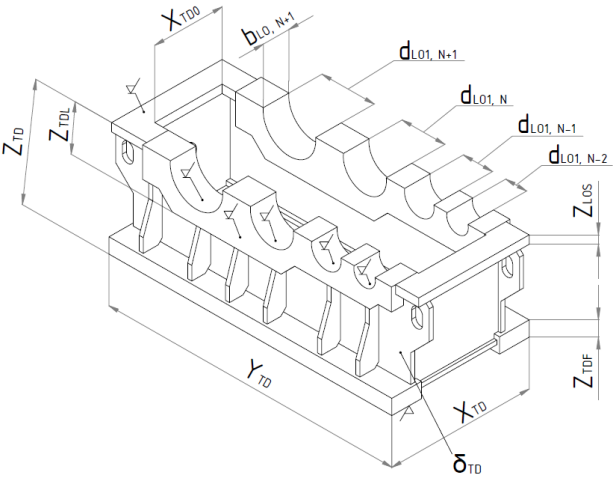
Tab. 4-8 Hmotnostní a plošná charakteristika – hřídel [Dolejš]

Hmotnost hřídele	M_{HR}	kg	$M_{HR} = \sum_{i=0}^5 \frac{\pi \cdot d_{HRi}^2}{4} \cdot l_{HRi} \cdot \rho$ <p>Kde délka otvoru dosazena se záporným znaménkem $l_{HR0} \leq 0$</p>
Moment setrvačnosti hřídele	J_{HR}	kg.m ²	$J_{HR} = \sum_{i=0}^5 \frac{\pi \cdot d_{HRi}^4}{32} \cdot l_{HRi} \cdot \rho$
Obráběná plocha hřídele	S_{HR}	dm ²	$S_{HR} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{HR3}^2 + \sum_{i=0}^5 \pi \cdot d_{HRi} \cdot l_{HRi}$
			


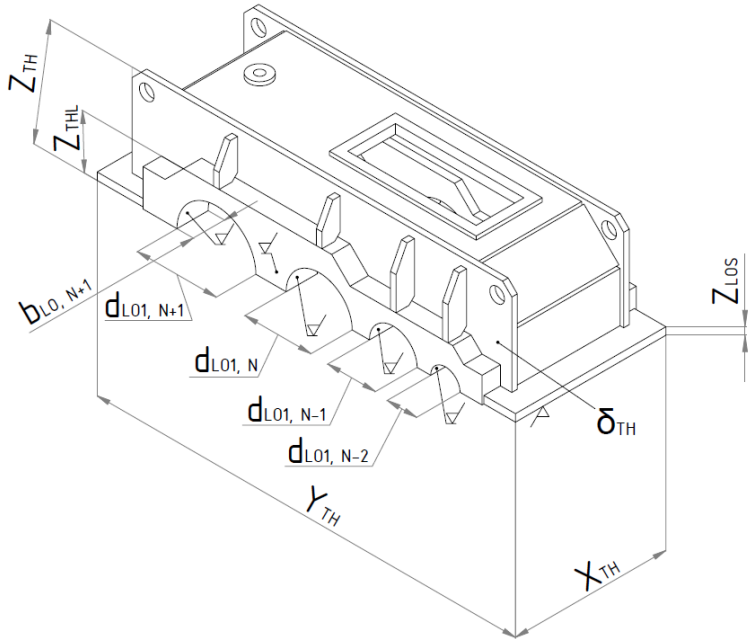
Tab. 4-9 Hmotnostní charakteristika – ložisko [Dolejš]

Hmotnost ložiska	M_{LO}	Kg	Dle aproximace údajů z katalogu $M_{LO} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot d_{LO1}^{2,9112}$ Za předpokladu že: $b_{LO} = 0,3545 \cdot d_{LO1} - 3,47$
			

Tab. 4-10 Hmotnostní a plošná charakteristika – těleso spodní část [Dolejš]

Hmotnost těleso spodní část	M_{TD}	kg	Část základových patek $M_{TD1} = (2 \cdot Y_{TD} \cdot Z_{TDF} \cdot b_{LO,N+1}) \cdot \rho$ Část ložiskových třmenů $M_{TD2} = (2 \cdot Y_{TD} \cdot Z_{TDL} \cdot b_{LO,N+1}) \cdot \rho$ Část příruby $M_{TD3} = (2 \cdot X_{TD} \cdot Z_{LOS} \cdot b_{LO,N+1}) \cdot \rho$ Skořepina $M_{TD4} = (2 \cdot (Y_{TD} \cdot Z_{TD} + X_{TD0} \cdot Z_{TD}) + Y_{TD} \cdot X_{TD0}) \cdot \delta_{TD} \cdot \rho$ Otvory ložiskových vývrtů $M_{TD5} = - \left(\frac{\pi}{8} \cdot \sum_{i=1}^{N+1} d_{LO1,i}^2 \right) \cdot b_{LO,N+1} \cdot 2 \cdot \rho$ Hmotnost těleso spodní část $M_{TD} = M_{TD1} + M_{TD2} + M_{TD3} + M_{TD4} + M_{TD5}$
Obráběná plocha skříně * Symbol 	S_{TD}	dm ²	Rovinné plochy $S_{TD1} \cong 1,14 \cdot Y_{TD} \cdot (X_{TD} - X_{TD0}) + 2 \cdot Y_{TD} \cdot Z_{TDL}$ Kruhové plochy $S_{TD2} = 2 \cdot \pi \cdot \sum_{i=1}^{N+1} d_{LO1,i} \cdot b_{LO,N+1}$ $S_{TD} = S_{TD1} + S_{TD2}$
			

Tab. 4-11 Hmotnostní a plošná charakteristika – těleso horní část [Dolejš]

<p>Hmotnost těleso horní část</p>	<p>M_{TH}</p>	<p>kg</p>	<p>Část ložiskových třmenů $M_{TH2} = (2 \cdot Y_{TH} \cdot Z_{THL} \cdot b_{LO,N+1}) \cdot \rho$ Část příruby $M_{TH3} = (2 \cdot X_{TH} \cdot Z_{LOS} \cdot b_{LO,N+1}) \cdot \rho$ Skořepina $X_{TH0} = X_{TD0}$ $M_{TH4} = (2 \cdot (Y_{TH} \cdot Z_{TH} + X_{TH0} \cdot Z_{TH}) + Y_{TH} \cdot X_{TH0}) \cdot \delta_{TH} \cdot \rho$ Otvory ložiskových vývrtů $M_{TH5} = - \left(\frac{\pi}{8} \cdot \sum_{i=1}^{N+1} d_{LO1,i}^2 \right) \cdot b_{LO,N+1} \cdot 2 \cdot \rho$ Hmotnost těleso horní část $M_{TH} = M_{TH2} + M_{TH3} + M_{TH4} + M_{TH5}$</p>
<p>Obráběná plocha skříně</p> <p>* Symbol </p>	<p>S_{TH}</p>	<p>dm²</p>	<p>Rovinné plochy $S_{TH1} \cong 1,1,2 \cdot Y_{TH} \cdot (X_{TH} - X_{TD0}) + 2 \cdot Y_{TH} \cdot Z_{THL}$ Kruhové plochy $S_{TH2} = 2 \cdot \pi \cdot \sum_{i=1}^{N+1} d_{LO1,i} \cdot b_{LO,N+1}$ $S_{TH} = S_{TH1} + S_{TH2}$</p>
			

4.3 Charakteristiky nákladové [Dolejš]

4.3.1 Dosavadní stav

Stanovení výrobních nákladů v kusové výrobě je velmi obtížné, přesně se zjistí až při závěrečné fakturaci všech položek. Často používaný způsob zjednodušení je tzv. „kilogramová cena“, kdy náklady jsou předběžně stanoveny vynásobením *hmotnosti součástí* a *empirické konstanty*. Při ustáleném portfoliu výrobků tento princip funguje, problém nastává, pokud má pokrýt širší rozsah s proměnlivým podílem jiných činností, např. obrábění, tepelné zpracování, doprava atd. Jednou z jiných možných cest vedoucích k cíli je poněkud pracnější zkrácená kalkulace odvozená z většího počtu *podobnostních vztahů*, nikoliv jen hmotnosti. Výhodou metody určení nákladů na základě podobnosti je, že není třeba výrobek nejprve konstruovat a kreslit a teprve poté kalkulovat. Podobnostní vztahy pro určení výrobních nákladů popisují vztah nákladů navzájem podobných výrobků a umožňují popsat přímo nárůst nákladových zákonitostí stavebních prvků, aniž by bylo zapotřebí zabývat se jednotlivými operacemi. U stavebních řad výrobní náklady následného návrhu možno stanovit na základě znalostí NZ_{PZ} , NZ_j a NM a odpovídajícího *koeficientu podobnosti* φ_L a vztah dle (Rov. 4-4) [Svoboda 1995].

$$VN_1 = \frac{NZ_{PZ(0)}}{n_d} \cdot \varphi_L^{0,5} + NZ_{j(0)} \cdot \varphi_L^2 + NM_{(0)} \cdot \varphi_L^3 \quad (\text{Rov. 4-4})$$

Kde:

- φ_L - charakteristický rozměr následného návrhu L_1 vztažený na charakteristický rozměr základního návrhu L_0 ve tvaru $\varphi_L = L_1/L_0$
- $NZ_{PZ(0)}$ - Náklady na zhotovení z časů přípravy a zakončení - výchozí návrh, [Měna.mm^{-0.5}].
- $NZ_{j(0)}$ - Náklady na zhotovení jednicové – výchozí návrh, [Měna.dm⁻²].
- $NM_{(0)}$ - Náklady na materiál – výchozí návrh, [Měna.kg⁻¹].
- n_d - Velikost výrobní dávky – výchozí návrh.
- VN_j - Výrobní náklady – následný návrh, [Měna].

4.3.2 Nákladové vztahy pro stavební prvky převodovek [Dolejš]

4.3.2.1 Předpoklad

Pro odvození podobnostních vztahů stavebních prvků převodovek využijeme definici dílčí geometrické podobnosti, viz (Rov. 4-4) a zavedeme následující předpoklady:

- 1) Pokud koeficient φ_L znamená lineární podobnost, pak náklady na materiál NM , které jsou vztaženy k třetí mocnině koeficientu podobnosti φ_L^3 , musí souviset s objemem součástí, a následně i hmotností M .
- 2) Obdobným způsobem, náklady na zhotovení jednicové NZ_j , které jsou vztaženy k druhé mocnině koeficientu podobnosti φ_L^2 , musí souviset s povrchem součástí. Přesněji s obráběným povrchem S a zprostředkovaně i s časem na obrábění.
- 3) Náklady na zhotovení z časů přípravy a zakončení NZ_{PZ} jsou vztaženy k počtu vyráběných kusů n_d a lineárnímu charakteristickému rozměru. Tento charakteristický rozměr souvisí mimo jiné i s režijními sazbami a výrobními možnostmi pracoviště, na kterém je součást obráběna a je logické, že bude pro každou součást jiný. Uvažujme, že z praktického pohledu, u frézek a brusek na ozubení je důležitým parametrem průměr součástí, u soustruhů točná délka součástí a v případě horizontek na výrobu skříňových součástí souvisí s velikostí stolu, délce pojezdu a operačním dosahem stojanu a výsuvu vřetena.

4.3.2.2 Metoda určení nákladových polynomů

Uvedený předpoklad z odstavce 4.3.2.1 umožní definovat výrobní náklady individuálních dílů ve tvaru matematických výrazů, které označíme jako *nákladové polynomy*. U nákladových polynomů budeme zjišťovat hodnoty koeficientů tak, abychom minimalizovali odchylky mezi výslednými vypočtenými a srovnávacími empirickými daty. Pro zpracování vzorku dat je použita matematicko-statistická *metoda nejmenších čtverců*. Aproximace se provádí obecným polynomem předem daného stupně. Jako příklad

zápisu jsou uvedeny hřídelové součásti dle (Rov. 4-5), ostatní stavební prvky lze odvodit analogicky. Jako statistická míra odchýlení dat od regresní čáry slouží směrodatná odchylka residuí.

$$\sum_{l=1}^m \left\{ VN_L - \left(\frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot L_{HR,l}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{HR,l} + NM \cdot M_{HR,l} \right) \right\}^2 = MIN \quad (\text{Rov. 4-5})$$

Kde:

- VN_l - výrobní náklady prvku l z empirického vzorku dat,
- m - počet posuzovaných dílů ve vzorku,
- $L_{HR,l}$ - charakteristický rozměr prvku l ,
- $S_{HR,l}$ - obráběný povrch prvku l ,
- $M_{HR,l}$ - hmotnost prvku l .
- NZ_{PZ}, NZ_j, NM - hledané hodnoty koeficientů nákladového polynomu,
- n_d - velikost výrobní dávky.

Pro získání *vzorku empirických dat*, použil autor údajů z reálných a již vyrobených součástí, které shromažďoval v období let 2007-2012. Obsahují referenční vzorek cca. 230 různých dílů vyráběných evropskými výrobci. *Statistická data, materiálové, rozměrové, hmotnostní a kvalitativní parametry součástí* jsou uvedeny v souhrnu dle Tab. 4-13. Necht' odborná veřejnost promine, ale z důvodu zamezení zneužití citlivých marketingových informací a ochrany firemního know-how, nejsou záměrně uvedena jména výrobců, ani měna, za kterou byly uvedené položky realizovány. Rovněž tak koeficienty nákladových polynomů jsou ze stejného důvodu uvedeny v normovaném, nikoliv v absolutním tvaru.

4.3.3 Sestavení nákladových polynomů [Dolejš]

Koeficienty nákladových polynomů jsou odvozeny individuálně pro jednotlivé kategorie stavebních prvků řešením soustav rovnic dle (Rov. 4-5). U jednotlivých dílů jsou brány v úvahu a vyhodnocovány jen *typické výrobní postupy a charakteristické rozměry*. Ostatní technologické prvky (např. jako středící důlky a drážky pro pero u hřídelů, nahlížecí otvory nebo závěsné prvky u těles...) nejsou z důvodů přehlednosti zohledňovány. Předpokládá se, že jejich význam není rozhodující.

4.3.3.1 Hřídele

$$VN_{HR} = \frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot L_{HRmax}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{HR} + NM \cdot M_{HR} \quad (\text{Rov. 4-6})$$

Kde:

- VN_{HR} - výrobní náklady hřídele, [Měna],
- L_{HRmax} - maximální délka hřídele, [mm],
- S_{HR} - obráběný povrch hřídele, [dm²],
- M_{HR} - hmotnost výchozího polotovaru hřídele, [kg].

4.3.3.2 Ozubená kola

U ozubených kol a pastorků jsou ve výrobních postupech používány navíc technologické procesy chemicko-tepelného zpracování materiálu, proto byl výchozí vztah (Rov. 4-4) rozšířen i o tuto položku označenou NCK .

$$VN_{KO} = \frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot d_{KO3}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{KO} + NM \cdot M_{KOH} + NCK \cdot M_{KOČ} \quad (\text{Rov. 4-7})$$

Kde:

- VN_{KO} - výrobní náklady kola, [Měna],
- d_{KO3} - maximální průměr kola, [mm],
- S_{KO} - obráběný povrch kola tj. zahrnující soustružení i výrobu ozubení, [dm²],
- M_{KOH} - hmotnost výchozího polotovaru kola, [kg],
- $M_{KOČ}$ - čistá hmotnost kola před cementací a kalením, [kg],
- NCK - náklady na materiál pro tepelné zpracování, v tomto případě cementace+kalení,
- n_d - velikost výrobní dávky.

4.3.3.3 Pastorky

$$VN_{PA} = \frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot l_{PAmax}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{PA} + NM \cdot M_{PAH} + NCK \cdot M_{PAČ} \quad (\text{Rov. 4-8})$$

Kde:

- VN_{PA} - výrobní náklady pastorku, [Měna],
 l_{PAmax} - maximální délka pastorku, [mm],
 S_{PA} - obráběný povrch pastorku tj. zahrnující soustružení i výrobu ozubení, [dm²],
 M_{PAH} - hmotnost výchozího polotovaru pastorku, [kg],
 $M_{PAČ}$ - čistá hmotnost pastorku před cementací a kalením, [kg],
 NCK - náklady na materiál pro tepelné zpracování,
 n_d - velikost výrobní dávky.

4.3.3.4 Tělesa skříně – dolní část

$$VN_{TD} = \frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot \{MAX(Délka; Šířka)\}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{TD} + NM \cdot M_{TD} \quad (\text{Rov. 4-9})$$

Kde:

- VN_{TD} - výrobní náklady tělesa skříně – dolní část, [Měna],
 $MAX(Délka; Šířka)$ - maximální rozměr základové plochy obrobku, [mm],
 S_{TD} - obráběný povrch tělesa skříně – dolní část, [dm²],
 M_{TD} - hmotnost tělesa skříně – dolní část, [kg],
 n_d - velikost výrobní dávky.

4.3.3.5 Tělesa skříně – horní část

$$VN_{TH} = \frac{NZ_{PZ}}{n_d} \cdot \{MAX(Délka; Šířka)\}^{0,5} + NZ_j \cdot S_{TH} + NM \cdot M_{TH} \quad (\text{Rov. 4-10})$$

Kde:

- VN_{TH} - výrobní náklady tělesa skříně – horní část, [Měna],
 $MAX(Délka; Šířka)$ - maximální rozměr základové plochy obrobku, [mm],
 S_{TH} - obráběný povrch tělesa skříně – horní část, [dm²],
 M_{TH} - hmotnost tělesa skříně – horní část, [kg],
 n_d - velikost výrobní dávky.

4.3.3.6 Ložiska

Vzhledem k faktu, že se jedná o standardně nakupované díly, u kterých byly k dispozici ceníkové údaje, je pro odvození nákladového polynomu zvolen jiný postup než v předchozích případech dílů vyráběných a to:

- 1) Z dostupných firemních katalogů byly vybrány typy ložisek nejčastěji se vyskytující v těžkých výkonových převodovkách (tj. soudečková naklápací ložiska řad 223xx a 232xx).
- 2) Ložiska seřazena dle jejich vnějšího průměru a hodnoty dynamické únosnosti. Výběr parametrů je ovlivněn jejich významem. Vnější ložiskový průměr souvisí s nutným prostorem pro ložiska umístěná mezi dvěma následujícími hřídeli a dynamická únosnost ovlivňuje výpočtovou trvanlivost a souvisí s ložiskovým průměrem.
- 3) Vytvořená obálka nákupních cen je popsána funkční závislostí ceny na vnějším průměru ložiska a to ve tvaru polynomu druhého stupně dle (Rov. 4-11).

$$VN_{LO} = K_{B1} \cdot d_{LO1}^2 + K_{B2} \cdot d_{LO1} + K_{B3} \quad (\text{Rov. 4-11})$$

Kde:

- VN_{LO} - nákupní cena ložiska, [Měna],
 d_{LO1} - vnější průměr ložiska, [mm],
 K_{B1}, K_{B2}, K_{B3} - koeficienty polynomu, [---].

4.3.4 Vyhodnocení přesnosti nákladových polynomů [Dolejš]

4.3.4.1 Faktory ovlivňující sběr dat

Jako při každé aproximaci vzorku dat regresní křivkou je obvyklý rozptyl hodnot, je tomu tak i v našem případě kdy rozptyl hodnot je ovlivněn následnými důvody:

- 1) V době shromažďování dat došlo k výrazným tržním otřesům, variaci cen na trhu (v letech 2008 a 2011), změnám měnových párů EURO-CZK a PLZ-CZK.
- 2) Empirická data byla shromažďována napříč územím EU, v daném období docházelo k rozdílnému vývoji teritorií v působišti evropských výrobců.
- 3) U některých položek v empirickém vzorku dat byly uplatněny v nákupních cenách i množstevní slevy.

Grafická vizualizace srovnání viz Obr. 4-3, je z důvodu přehlednosti vztažena v závislosti pouze k jednomu z hlavních parametrů a tím je *hmotnost*.

Hodnoty koeficientů polynomů, včetně směrodatné odchylky RSE viz Tab. 4-12. (*Směrodatná odchylka residuí (RSE = residual standard error) je statistickou mírou odchýlení dat od regresní cáry*)

4.3.4.2 Převodové prvky

U převodových prvků je zřejmé, že závislost *nákladového polynomu* na hmotnosti součásti v žádném případě není plynulá a vykazuje znaky volatility. Hodnota polynomu je tedy výrazným způsobem ovlivňována i jinými parametry, především spojenými s *vlastním provedením tvaru součásti a výrobou ozubení*. Potvrzuje se oprávněnost argumentů zmíněných v odstavci 1.6.3, o nutnosti brát u převodových prvků v úvahu i jiné aspekty než jen hmotnostní.

4.3.4.3 Ostatní vyráběné díly

U ostatních vyráběných dílů (tělesa skříně a hřídele) již míra nespojitosti nákladového polynomu vůči hmotnosti součásti není tak výrazná, z čehož lze usuzovat, že vliv hmotnosti na hodnotu polynomu má dominantnější efekt.

U horní a dolní části tělesa je tento trend ovlivněn mimo jiné i skutečností, že díly byly nakupovány samostatně jako svařované díly s již předem vyhrubovanými ložiskovými vývrty.

Finální technologická operace obrábění na čisto (tj. ložiskové vývrty na hotovo, dělicí rovina na hotovo, závitové otvory pro šrouby ložiskových víček aj.), bylo provedeno v pozdější fázi a v nákupních cenách se tedy náklady na obrábění projeví jen v redukované formě.

4.3.4.4 Ložiska

U ložisek lze konstatovat relativně dobrou shodu mezi nákladovým polynomem a referenčním vzorkem, což je zřejmé i na hodnotě směrodatné odchylky RSE.

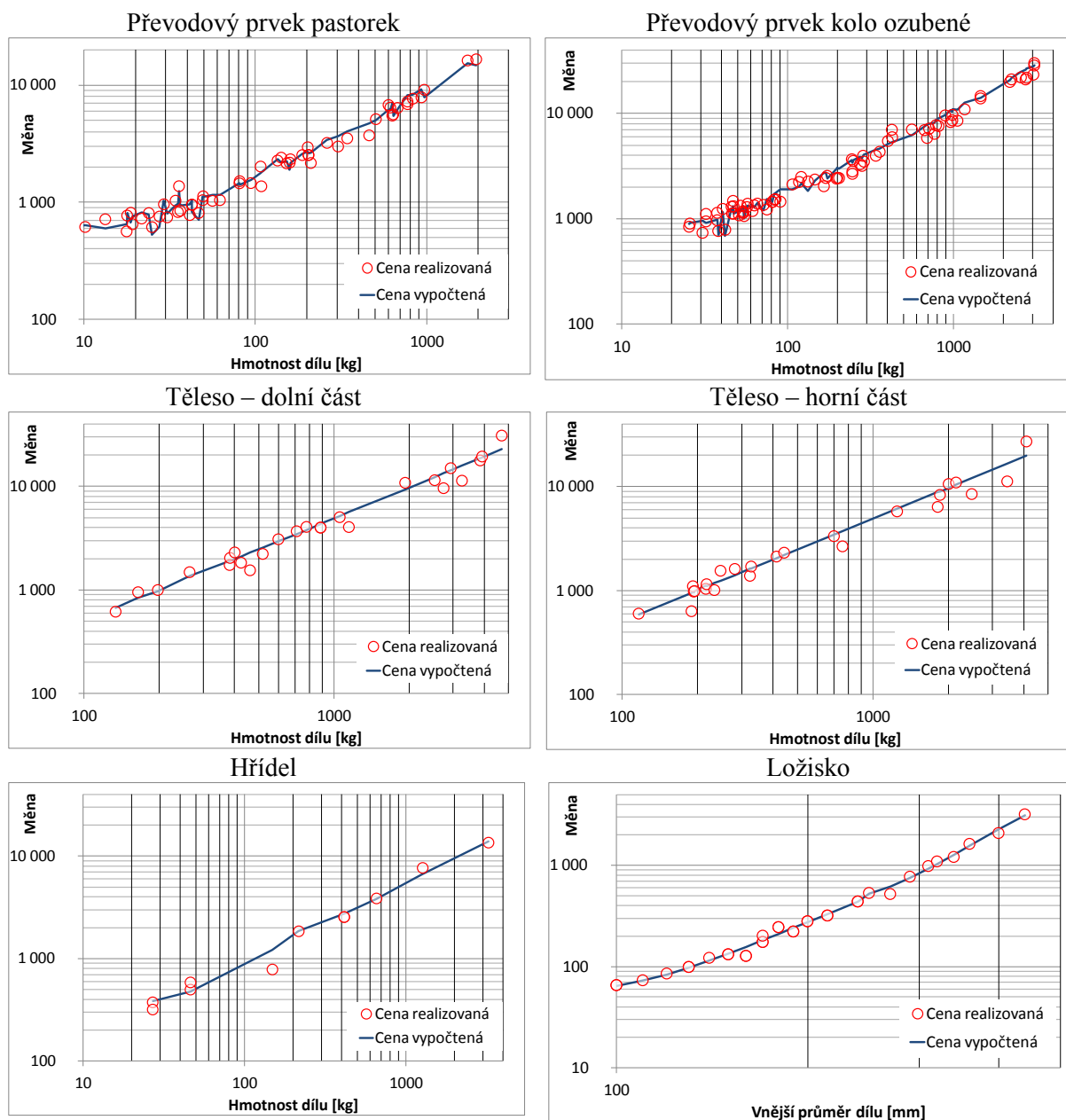
Je nutno však zmínit důležitou skutečnost, že nákupní ceny byly realizovány na základě mezifiremní smlouvy podmíněné odebíraným množstvím a rovnoměrností dodávek. V případě kusových dodávek nebo nestandardních dodacích termínů se cenová hladina liší. Nicméně tento fakt neovlivní trend nákladového polynomu, což je důležité z optimalizačního hlediska, pouze vlivem svého parametru K_{B3} posouvá jeho funkční hodnotu.

Tab. 4-12 Numerické hodnoty koeficientů nákladových polynomů [Dolejš]

Stavební prvek	NZ_{ZP}	NZ_i	NM	NCK	Směrodatná odchylka RSE %
	Měna/mm ^{0,5}	Měna/dm ²	Měna/kg	Měna/kg	
Pastorek	82,70	73,81	14,07	8,63	16,3
Kolo ozubené	108,41	35,81	14,33	10,85	12,9
Hřídel	24,70	59,63	9,93		13,1
Těleso – dolní část	4,19	1,81	17,52		15,7
Těleso – horní část	4,26	1,00	17,74		17,7
Ložisko		K_{B1}	K_{B2}	K_{B3}	RSE
Pro $d_{LO1} \leq 250$ mm		0,0530	-8,15	522	7,71
Pro $d_{LO1} > 250$ mm		0,1985	-86,13	11059	

Tab. 4-13 Rozsah parametrů referenčního vzorku výrobků [Dolejš]

			Převodový prvek		Hřídel	Těleso		Ložisko
Vlastnost	Značka	Jednotky	Pastorek	Kolo ozubené		Dolní část	Horní část	Valivé
Statistická data								
Počet hodnocených kusů			44	72	11	25	23	58
Počet různých výrobců			3	3	2	4	3	1
Země původu výrobce			IT, AT, PL	IT, AT, PL	IT, PL	CZ	CZ	DE
Období sběru údajů			2007- 2012	2007- 2012	2007- 2012	2007- 12	2007- 12	2010
Materiálové parametry								
Materiál dílu			18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	42CrMo5, 34CrNiMo6	S355J2G3	S355J2G3	223xx, 232xx
Tepelné zpracování			Cementováno a kaleno	Cementováno a kaleno	Šlechtěno	Žiháno	Žiháno	
Mez pevnosti	R _m	N.mm ⁻²	800	800	700	355	355	
Tvrdoost ozubení	HRC	---	58- 61	58- 61				
Rozměrové parametry								
Maximální průměr dílu	d _{3,d_{lo1}}	mm	120- 489	186- 1211	100- 510			90 - 540
Maximální délka dílu	$\sum l$	mm	350- 1929	10- 365	280- 2029			33 - 165
Maximální délka dílu	Y _{TD} , Y _{TH}	mm				555- 3660	635- 3550	
Maximální šířka dílu	X _{TD} , X _{TH}	mm				245-1600	245- 1480	
Maximální výška dílu	Z _{TD} , Z _{TH}	mm				120- 840	120- 780	
Počet zubů	z	---	14- 41	24- 141				
Modul ozubení	m _n	mm	2- 20	2- 20				
Šířka ozubení	b	mm	10- 405	10- 385				
Úhel sklonu boku zubu	β	deg	0- 30	4- 30				
Hmotnostní parametry								
Čistá hmotn.	M _ε	kg	24- 1150	20- 2179	20- 2113	100- 4700	100- 3400	1 - 110
Hrubá hmotn.	M _h	kg	56- 1945	50- 3074	26- 3253			
Kvalitativní parametry								
Přesnost ozubení			ISO 6	ISO 6				
Zpracování ozubení			Broušeno	Broušeno				
Drsnost ozubení	R _a	μm	0,8	0,8				
Test chemického složení			ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	
Zkouška ultrazvukem			ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	
Zkouška tvrdosti v místě ozubení			ANO	ANO				
El.mag. zkouška na trhlinky v místě ozubení			ANO	ANO				
Kapilární zkouška svarů						ANO	ANO	
Kontrola nepropustnosti oleje						ANO	ANO	
Dodávka kompletně zhotoveného dílu			ANO	ANO	ANO			ANO
Dodávka pouze vyhrubovaného dílu						ANO	ANO	



Obr. 4-3 Porovnání realizovaných a vypočtených hodnot [Dolejš]

Vysvětlivky pojmů v obrázku:

Cena realizovaná – znamená nákupní cenu bez daně, bez nákladů na dopravu a pojištění.

Cena vypočtená – znamená hodnotu generovanou nákladovým polynomem při zohlednění typu stavebního prvku, charakteristických rozměrů a chemicko-tepelného zpracování.

5 Funkcionál sledovaných vlastností převodovky [Dolejš]

5.1 Sestavení funkcionálu [Dolejš]

Funkcionály, jakožto *kritéria hodnocení*, představují hlediska zvolená rozhodovatelem na základě jeho hodnotové soustavy. Slouží k posouzení výhodnosti jednotlivých variant rozhodování z hlediska dosažení dílčích cílů řešeného rozhodovacího problému. Kritéria se odvozují od stanovených cílů řešení, proto mezi nimi existuje velmi úzký vztah.

Pro účely metody definujeme *lineární funkcionál charakteristických vlastností* $\Phi_{(\Sigma)}$ dle (Rov. 5-1) ve tvaru skalární veličiny, sestavený jako *vážený součet dílčích kritérií*, určený jediným číselným údajem. Všechna obsažená kritéria $\Phi_{(M)}$, $\Phi_{(VN)}$, $\Phi_{(J)}$, $\Phi_{(Y)}$, $\Phi_{(\Sigma a)}$ (viz Kapitola 3) jsou minimalizační, a tedy je lze lineárně sloučit.

$$\Phi_{(\Sigma)} = \Phi_{(M)} \cdot u_M + \Phi_{(VN)} \cdot u_{VN} + \Phi_{(J)} \cdot u_J + \Phi_{(Y)} \cdot u_Y + \Phi_{(\Sigma a)} \cdot u_{\Sigma a} \quad (\text{Rov. 5-1})$$

Kde:

- $\Phi_{(\Sigma)}$ - Funkcionál sledovaných vlastností převodovky.
- $\Phi_{(M)}$ - Hmotnostní funkcionál převodovky.
- $\Phi_{(VN)}$ - Nákladový funkcionál převodovky.
- $\Phi_{(J)}$ - Funkcionál momentu setrvačnosti převodovky.
- $\Phi_{(Y)}$ - Funkcionál délky převodovky.
- $\Phi_{(\Sigma a)}$ - Funkcionál součtu osových vzdáleností převodovky

5.1.1 Zdůvodnění volby dílčích kritérií

Aby byly vlastnosti objektu popsány maximálně komplexně, byla zvolena škála kritérií od jednoduchých geometrických požadavků až po složité nákladové kalkulace a to následujícím způsobem:

- $\Phi_{(\Sigma a)}$ - zohledňuje prostý vliv délkových geometrických rozměrů.
- $\Phi_{(Y)}$ - podobně jako $\Phi_{(\Sigma a)}$, navíc bere v úvahu i kombinaci rozdělení dílčích převodových poměrů na jednotlivých stupních a průměry ozubených kol.
- $\Phi_{(J)}$ - zohledňuje hmotnosti rotujících dílů, jejich délkové a šířkové rozměry a vliv kombinace dílčích převodových poměrů na jednotlivých stupních.
- $\Phi_{(M)}$ - zohledňuje vliv hmotností rotujících i stacionárních stavebních prvků.
- $\Phi_{(VN)}$ - zohledňuje vlivy jako v případě $\Phi_{(M)}$, navíc i způsob výroby prvků, technologické postupy a nákupní ceny materiálu a kooperací.

5.1.2 Váhové koeficienty

Váhové koeficienty odlišují jednotlivé kritériální funkcionály z hlediska jejich významnosti. Čím je kritérium pro zadavatele důležitější, tím větší váhu má přidělenou. Jejich volba je subjektivní, hodnoty jsou uvažovány nezáporné a normované, tj. $\sum u_i = 1$.

Kde:

- u_M - váhový koeficient hmotnostního funkcionálu převodovky,
- u_{VN} - váhový koeficient nákladového funkcionálu převodovky,
- u_J - váhový koeficient funkcionálu momentu setrvačnosti převodovky,
- u_Y - váhový koeficient funkcionálu délky převodovky,
- $u_{\Sigma a}$ - váhový koeficient funkcionálu součtu osových vzdáleností převodovky.

5.2 Kriteriační funkcionály [Dolejš]

5.2.1.1 Definice

Za *kriteriační funkcionály*, považujeme takové vztahy, které reprezentují pouze jedno hodnotící kritérium a to:

5.2.2 Hmotnostní funkcionál převodovky

Hmotnostní funkcionál je sestaven jako algebraický součet hmotností dílčích prvků dle (Rov. 5-2):

$$\Phi_{(M)} = \sum_{I=1}^N M_{PA,I} + \sum_{I=1}^N M_{KO,I} + \sum_{I=1}^{2.(N+1)} M_{LO,I} + M_{HR,N+1} + M_{TD} + M_{TH} \quad (\text{Rov. 5-2})$$

5.2.3 Funkcionál momentu setrvačnosti převodovky

Při otáčivém pohybu soustavy těles rotujících kolem vlastních os rotace, lze určit celkovou kinetickou energii jako součet kinetických energií všech objemových těles soustavy s respektováním principu zachování energie dle (Rov. 5-3):

$$E_k = \sum_{I=1}^L \frac{1}{2} \cdot J_I \cdot \omega_I^2 \quad (\text{Rov. 5-3})$$

Kde:

- E_k - kinetická energie soustavy, [J],
- J_I - moment setrvačnosti individuálního dílu, [kg.m²],
- ω_I - úhlová rychlost individuálního dílu, [rad⁻¹].

Za předpokladu, že jsou uvažovány jen pastorky, hřídele a kola a zanedbány vnitřní kroužky ložisek a klece, můžeme vztah pro celkovou kinetickou energii víceúhlové převodovky vyjádřit dle (Rov. 5-4):

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot J_{PA,1} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} (J_{KO,1} + J_{PA,2}) \cdot \omega_2^2 + \dots \dots \dots \frac{1}{2} (J_{KO,N} + J_{HR,N+1}) \cdot \omega_{N+1}^2 \quad (\text{Rov. 5-4})$$

Z důvodů sestavování pohybových rovnic pro rozběh pohonu je vhodné provést redukci hmotových účinků na hřídel spojený s hnacím strojem, tedy hřídel č. $I=1$ a označit jej jako redukovaný moment setrvačnosti J_{RED} a výslednou kinetickou energii soustavy zapsat ve tvaru $E_k = \frac{1}{2} \cdot J_{RED} \cdot \omega_1^2$.

Nazveme dále hodnotu J_{RED} *funkcionálem momentu setrvačnosti* a označíme $\Phi_{(J)}$. Po provedených úpravách výchozího vztahu (Rov. 5-4) je možno hodnotu funkcionálů $\Phi_{(J)}$ určit následovně:

pro tříúhlovou převodovku dle (Rov. 5-5), pro dvouúhlovou převodovku dle (Rov. 5-6) a pro jednoúhlovou převodovku dle (Rov. 5-7).

$$\Phi_{(J)3} = J_{PA,1} + \frac{(J_{KO,1} + J_{PA,2})}{u_1^2} + \frac{(J_{KO,2} + J_{PA,3})}{u_1^2 \cdot u_2^2} + \frac{(J_{KO,3} + J_{HR,4})}{u_1^2 \cdot u_2^2 \cdot u_3^2} \quad (\text{Rov. 5-5})$$

$$\Phi_{(J)2} = J_{PA,1} + \frac{(J_{KO,1} + J_{PA,2})}{u_1^2} + \frac{(J_{KO,2} + J_{HR,3})}{u_1^2 \cdot u_2^2} \quad (\text{Rov. 5-6})$$

$$\Phi_{(J)1} = J_{PA,1} + \frac{(J_{KO,1} + J_{HR,2})}{u_1^2} \quad (\text{Rov. 5-7})$$

5.2.4 Délkový funkcionál převodovky

Předpokládejme, že celková délka převodovky bude záviset pouze na vnitřních dílech obsažených uvnitř tělesa a nebude ovlivněna jinými technologickými nebo provozními požadavky, a že ji tedy můžeme chápat jako jejich lineární kombinaci. V tom případě ztotožníme hodnotu funkcionálu s délkou Y_{TD} a definujeme vztah (Rov. 5-8).

$$\Phi_{(Y)} = Y_{TD} \quad (\text{Rov. 5-8})$$

5.2.5 Funkcionál součtu osových vzdáleností převodovky

Za funkcionál součtu osových vzdáleností je vzat výraz dle (Rov.5-9).

$$\Phi_{(\Sigma a)} = \sum_{I=1}^N a_I \quad (\text{Rov.5-9})$$

5.2.6 Nákladový funkcionál převodovky

S ohledem na předchozí konstatování vyjádříme nákladový funkcionál převodovky jako algebraický součet výrobních nákladů všech stavebních prvků dle (Rov. 5-10).

$$\Phi_{(VN)} = \sum_{I=1}^N VN_{PA,I} + \sum_{I=1}^N VN_{KO,I} + \sum_{I=1}^{2 \cdot (N+1)} VN_{LO,I} + VN_{HR,N+1} + VN_{TD} + VN_{TH} \quad (\text{Rov. 5-10})$$

6 Silové vazby mezi stavebními prvky

6.1.1.1 Definice

Přenos zatížení je hlavní funkcí převodovek. V závislosti na počtu převodových stupňů vzniká více či méně rozsáhlá soustava sil sestávající z akčních sil, působících v ozubení, a reakčních sil, působících v ložiskách. Všechny vnitřní síly na každém individuálním stavebním prvku musí být v rovnováze.

6.1.1.2 Metoda určení

Při řešení silových poměrů se vychází ze známého točivého momentu na jednom z vnějších čepů. Protože vzhledem k velikosti převodovky je vždy dominantní maximální hodnota momentu, bude jako zdroj pro odvození zatížení uvažován hřídel s nižšími otáčkami. Předběžné řešení se provádí bez uvažování ztrát, postupuje se od jednoho hřídele k druhému a řeší se podmínky rovnováhy. Silová schémata jsou zobrazena na Obr. 6-1, Aby systém podmínek rovnováhy byl obecný, bude sestaven pro třístupňovou převodovku s možností zjednodušení pro nižší počty převodových stupňů analogickým způsobem dle Obr. 6-2 a Obr. 6-3.

6.1.2 Rovnovážný systém sil v ozubení v globálním systému

Pokud nebudou uvažovány ztráty výkonu, tak u třístupňové převodovky se vyskytují tři různě veliké obvodové síly působící na různých průměrech, které odpovídají zhruba roztečným průměrům pastorků a ozubených kol jednotlivých převodových stupňů. Jejich velikost lze vyjádřit dle Tab. 6-1 Definice obvodových sil.

Tab. 6-1 Definice obvodových sil v ozubení

Označení	Symbol	Jedn.	Výraz
Obvodová síla na třetím stupni	$F_{t,N}$	N	$F_{t,N} = \frac{2000 \cdot T_{OUT}}{d_{2,N}}$
Obvodová síla na druhém stupni	$F_{t,N-1}$	N	$F_{t,N-1} = F_{t,N} \cdot \frac{d_{1,N}}{d_{2,N-1}}$
Obvodová síla na prvním stupni	$F_{t,N-2}$	N	$F_{t,N-2} = F_{t,N-1} \cdot \frac{d_{1,N-1}}{d_{2,N-2}}$
Počet převodových stupňů	N	---	$N = 3$
Výstupní točivý moment	T_{OUT}	Nm	$T_{OUT} = \frac{P}{\omega_{OUT}} = \frac{P}{\frac{n_{OUT}}{60} \cdot 2 \cdot \pi}$
Výstupní otáčky	n_{OUT}	min ⁻¹	
Průměry ozubení pastorků	$d_{1,N}, d_{1,N-1}, d_{1,N-2}$	mm	$d_{1,I} = \frac{2 \cdot a_I}{u_I + 1}$
Průměry ozubení kol	$d_{2,N}, d_{2,N-1}, d_{2,N-2}$	mm	$d_{2,I} = d_{1,I} \cdot u_I$

Zjednodušující předpoklad

V každém záběru ozubení v závislosti na konkrétních kinematických poměrech daných typem ozubení, profilem a jeho modifikacemi jsou generovány i radiální a axiální složky sil. Pro zjednodušení k jejich určení předpokládáme výrazy z Tab. 6-2.

Tab. 6-2 Zjednodušující výrazy pro rozklad sil v záběru ozubení

Označení	Symbol	Jedn.	Výraz
Radiální síla na I-tém stupni	$F_{r,I}$	N	$F_{r,I} = F_{t,I} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$
Axiální síla na I-tém stupni	$F_{a,I}$	N	$F_{a,I} = F_{t,I} \cdot \operatorname{tg} \beta_I$
Úhel základního profilu	α_n	[°]	
Úhel sklonu boku zubu	β_I	[°]	

6.1.3 Rovnováha sil na hřídelích v globálním systému

6.1.3.1 Definice

Přechází-li převodovkou přes ozubené prvky, které jsou provedené na hřídelích, silový tok, jsou v ložiskách hřídelů generovány reakční síly, nazývané *vazební síly uložení*. Velikost sil odpovídá úrovni zatížení a umístění působíště převodového prvku na hřídeli. Hybné hřídele přenáší zatížení jak ohybovým, tak i krouticím momentem. Ohybem je hřídel namáhán mezi podporami (ložisky), krutem je namáhán hřídel pouze tam, kde přechází točivý moment z jedné do druhé součásti (tj. mezi ozubenými koly). Velikost vazební síly uložení není samotným krutem ovlivněna.

6.1.3.2 Metoda určení

Vazební síly uložení se určují ze statických podmínek rovnováhy. Pro obecnou prostorovou soustavu sil je nutno řešit šest rovnic statické rovnováhy a to:

$$\sum F_{x,I} = 0; \quad \sum F_{y,I} = 0; \quad \sum F_{z,I} = 0; \quad \sum M_{xy,I} = 0; \quad \sum M_{yz,I} = 0; \quad \sum M_{zx,I} = 0 \quad (\text{Rov. 6-1})$$

6.1.3.3 Možnosti konstrukční optimalizace silových vazeb

Pro fázi konstrukčního návrhu převodovky zavedme několik předpokladů, které nejsou v rozporu s běžnou konstrukční praxí, a které lze v následném detailním výkresovém zpracování splnit:

- 1) Je uvažováno s tím, že při konstrukčním zpracování *konstruktér učiní taková opatření* při volbě smyslu sklonu zubů, aby axiální síly jednotlivých ozubených kol na jednom hřídeli působily proti sobě a částečně optimalizovaly výsledné zatížení ložisek.
- 2) Používání větších úhlů záběru α_n a většího úhlu sklonu boku zubu β zvyšuje přípustnou zatížitelnost ozubení s ohledem na ulomení i na pittingy ale dle Tab. 6-2 zvyšuje i radiální a axiální složky sil působících na hřídel.
- 3) Předpokládá se, že výsledná axiální síla na každém hřídeli je zachycována ložiskem zatíženým menší radiální silou.
- 4) Vyhodnocení rovnováhy sil je prováděno pro oba smysly točení výstupního hřídele, přičemž se uvažuje s méně příznivou variantou. Tím se návrh pohybuje *na straně větší bezpečnosti* a při následném podrobném projekčním zpracování dává konstruktérovi širší prostor pro optimalizaci finálního řešení.
- 5) U velkých převodovek s objemnými koly nutno zvážit i zohlednění vlivu vlastní hmotnosti prvků.

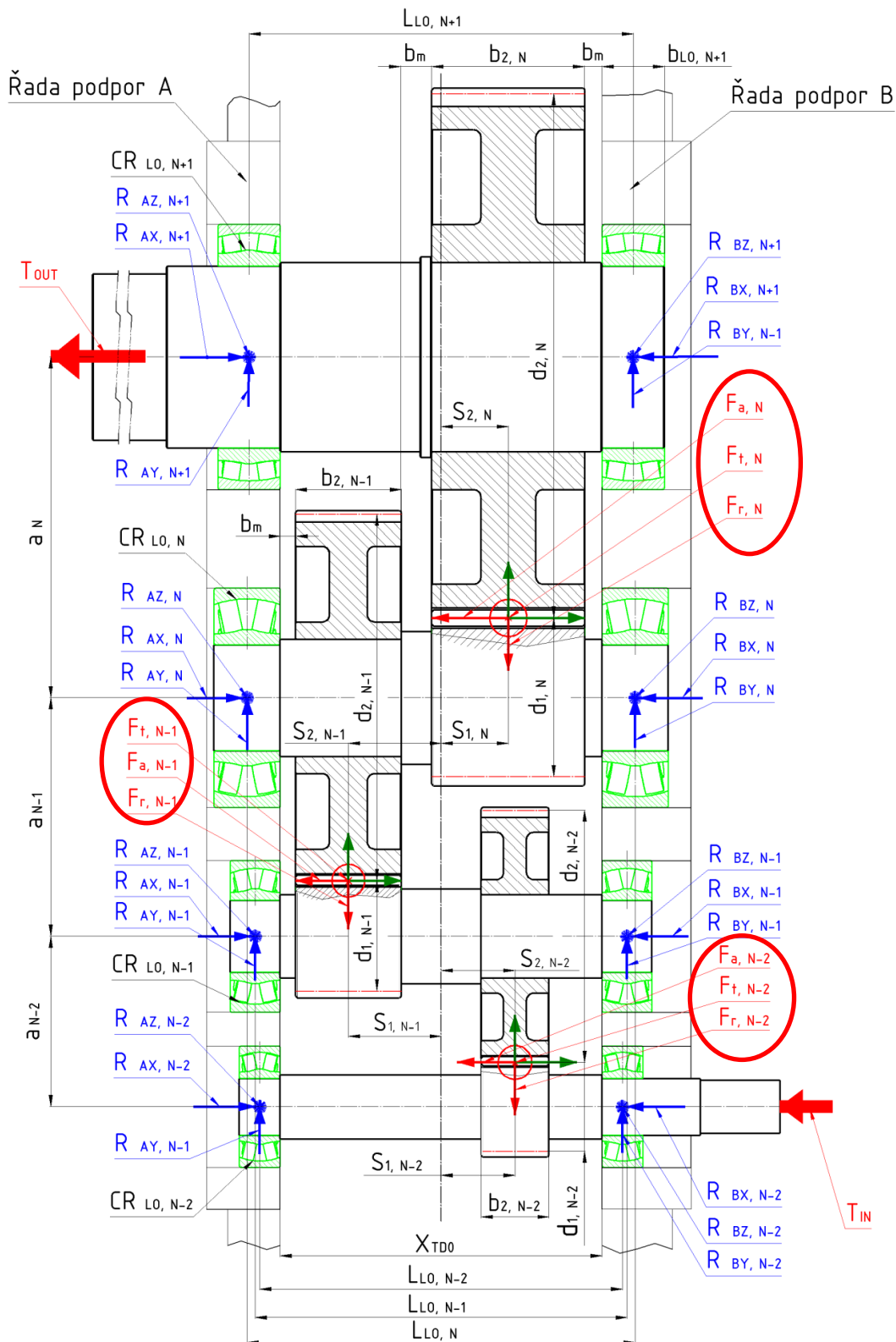
Provedení schématu silové rovnováhy viz Obr. 6-1. Řešení soustavy rovnic dle vztahů (Rov. 6-1), vzhledem k tomu, že se jedná o všeobecně známé skutečnosti, není předmětem publikace této práce.

Kde:

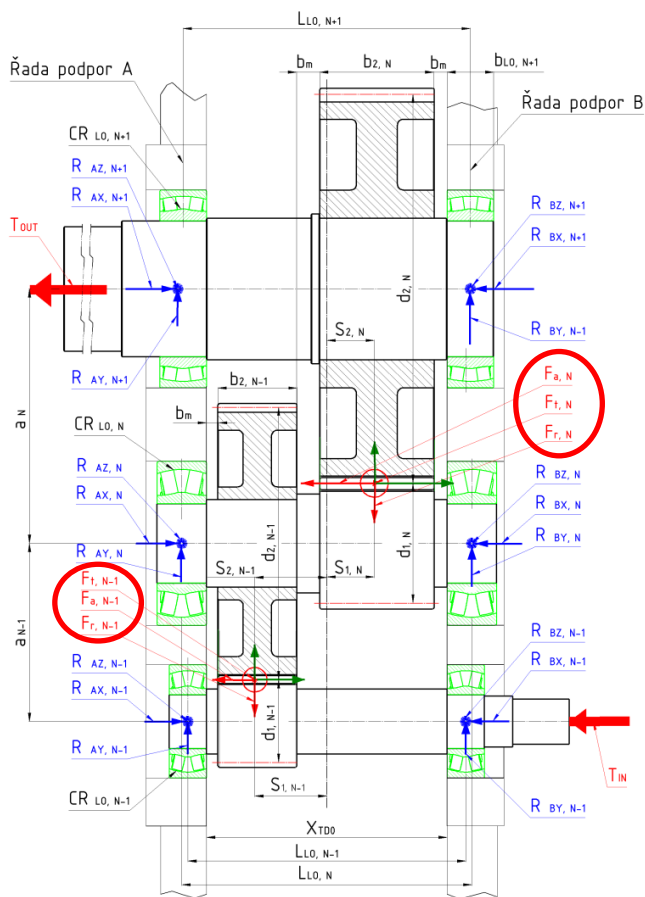
$$\begin{aligned} \sum F_{x,I} & - \text{rovnováha sil ve směru osy } x \text{ na hřídeli } I, \\ \sum F_{y,I} & - \text{rovnováha sil ve směru osy } y \text{ na hřídeli } I, \\ \sum F_{z,I} & - \text{rovnováha sil ve směru osy } z \text{ na hřídeli } I, \\ \sum M_{xy,I} & - \text{rovnováha momentů v rovině } xy \text{ na hřídeli } I, \\ \sum M_{yz,I} & - \text{rovnováha momentů v rovině } yz \text{ na hřídeli } I, \\ \sum M_{zx,I} & - \text{rovnováha momentů v rovině } zx \text{ na hřídeli } I, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{AX,I} & - \text{reakční síla v bodě } A \text{ ve směru osy } x \text{ na hřídeli } I, [N], \\ R_{BX,I} & - \text{reakční síla v bodě } B \text{ ve směru osy } x \text{ na hřídeli } I, [N], \\ R_{AY,I} & - \text{reakční síla v bodě } A \text{ ve směru osy } y \text{ na hřídeli } I, [N], \\ R_{BY,I} & - \text{reakční síla v bodě } B \text{ ve směru osy } y \text{ na hřídeli } I, [N], \\ R_{AZ,I} & - \text{reakční síla v bodě } A \text{ ve směru osy } z \text{ na hřídeli } I, [N], \\ R_{BZ,I} & - \text{reakční síla v bodě } B \text{ ve směru osy } z \text{ na hřídeli } I, [N], \end{aligned}$$

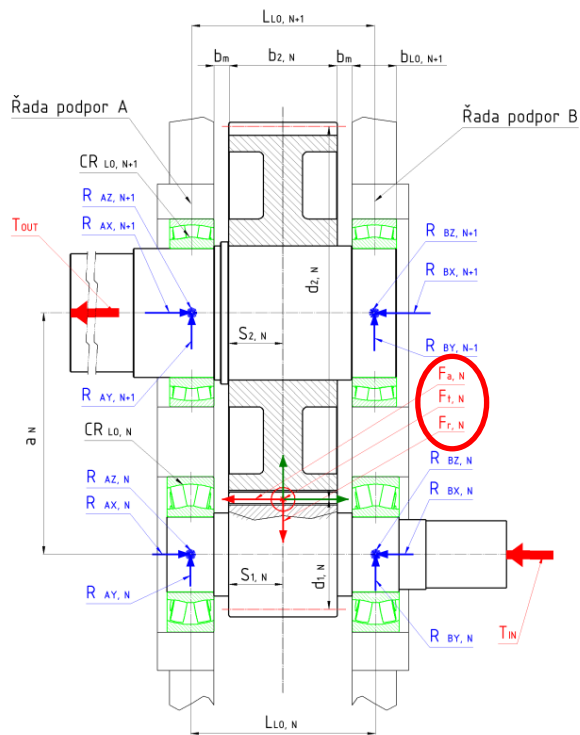
- $F_{a,I}$ - osová síla ozubení v převodovém stupni I , [N],
- $F_{r,I}$ - radiální síla ozubení v převodovém stupni I , [N],
- $F_{t,I}$ - tangenciální síla ozubení v převodovém stupni I , [N],
- $L_{LO,I}$ - vzdálenost ložiskových podpor ve směru osy x na hřídeli I , [mm],
- $S_{1,I}$ - působíště síly v ozubení *pastorku* od osy převodovky na stupni I , [mm],
- $S_{2,I}$ - působíště síly v ozubení *kola* od osy převodovky na stupni I , [mm].



Obr. 6-1 Silové schéma – tří stupňová čelní převodovka [Dolejš]



Obr. 6-2 Silové schéma – dvou stupňová čelní převodovka [Dolejš]



Obr. 6-3 Silové schéma – jedno stupňová čelní převodovka [Dolejš]

7 Přípustná zatížitelnost stavebních prvků [Dolejš]

7.1 Definice

U součástí cyklicky zatěžovaných může dojít při překročení limitních hodnot zatížení k rozvoji únavaového poškození vedoucího eventuálně k částečné nebo úplné havárii. Přípustnou zatížitelností rozumíme takovou maximální úroveň působících sil, při které bude prvek schopen ještě plnit svou funkci za daných provozních podmínek.

Metoda stanovení zatížitelnosti spočívá ve srovnání existujících napětí, vznikajících působením provozního zatížení, s přípustným napětím, jak je tomu v případě ozubení. Nebo porovnáním hodnoty zatížení s dynamickou únosností, jak je tomu v případě ložisek. V následujících odstavcích budou zmíněny postupy pro výpočet napětí na boku a v patě zubu, rovněž pak i životnosti ložisek. Vychází z normovaných postupů ISO a AGMA. Jejich cílem je osvětlit pouze základní principy výpočtů a interpretovat je způsobem vhodným pro daný účel tj. optimalizace konstrukčního návrhu převodovky. Výpočty některých parametrů nebo grafická vyjádření nejsou obsahem práce, pro konkrétní aplikace lišící se od konstrukčních předpokladů je třeba využít norem.

Hodnoty přípustné zatížitelnosti budou vyjádřeny v přípustných silách F_{tFdov} , F_{tHdov} , F_{Ldov} . Viz odstavec 7.3.

7.2 Dosavadní stav návrhu převodových prvků

Jako první krok věnuje konstruktér pozornost ozubeným dílům a jejich vzájemnému uspořádání tzv. *kinematické struktury*. Tato prvotní úvaha značným způsobem předurčuje, jak bude vypadat finální technické řešení. Z celé škály návrhových parametrů je nezbytné nejprve odhadnout počet *převodových stupňů*, jejich *vzájemné rozložení*, *rozdělení celkového převodu do dílčích stupňů*, *počet zubů*, *modul ozubení*, *osové vzdálenosti*, *šířku ozubení a použitý materiál*.

Výpočet převodových prvků se při konstrukčním zpracování výrobku uskutečňuje v několika fázích. Tyto etapy se liší úrovní informací k dispozici a mírou podrobnosti výpočtu. Jedná se o tyto:

- 1) Fáze konstrukčního návrhu.
- 2) Fáze standardního zpracování konstrukční dokumentace.

7.2.1 Fáze konstrukčního návrhu

Protože ve fázi konstrukčního návrhu je téměř vždy důležitý faktor času a nejsou ještě detailně známy všechny potřebné údaje, je doporučováno realizovat tzv. kontrolní výpočet. Při záběru ozubení musí zub kola čelit dvěma základním způsobům namáhání a to jsou kontaktní napětí mezi boky spolu zabírajících zubů a intenzivními zónami tahového a tlakového napětí v patách zubů. Kontrolní výpočet, definovaný dle AGMA, spočívá v určení tzv. jednotkového zatížení zubu U dle (Rov. 7-2) a index intenzity zatížení boku zubu K dle (Rov. 7-1) [AGMA 901-A92]. Vypočtené hodnoty jsou porovnávány s tabulkovými údaji vhodnými pro danou aplikaci a použitý materiál viz Tab. 7-1.

Výhodou kontrolního výpočtu je rychlost a srozumitelnost.

Nevýhodou nižší dosahovaná přesnost a skutečnost, že doporučené hodnoty veličin U a K definované tímto způsobem jsou v dané aplikaci konstantní pro všechny převodové stupně v dané převodovce.

$$K = \frac{F}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u + 1}{u} \quad (\text{Rov. 7-1})$$

$$U = \frac{F}{b \cdot m_n} \quad (\text{Rov. 7-2})$$

Kde:	K	-	index intenzity zatížení, [N.mm ⁻²],
	U	-	jednotkové zatížení, [N.mm ⁻²],
	F	-	tečná složka síly v ozubení, [N],
	d_1	-	roztečný průměr pastorku, [mm],
	b	-	šířka ozubení, [mm],
	m_n	-	modul ozubení, [mm],
	u	-	převod.

Tab. 7-1 Hodnoty parametrů K a U [Dudley 1994]

Application	Minimum hardness of steel gears		No. pinion cycles	Accuracy	K factor		Unit load	
	Pinion	Gear			N/mm ²	psi	N/mm ²	psi
Turbine driving a generator	225 HB	210 HB	10 ¹⁰	High precision	0.69	100	45	6,500
	335 HB	300 HB	10 ¹⁰	High precision	1.04	150	59	8,500
	59 HRC	58 HRC	10 ¹⁰	High precision	2.76	400	83	12,000
Internal combustion engine driving a compressor	225 HB	210 HB	10 ⁹	High precision	0.48	70	31	4,500
	335 HB	300 HB	10 ⁹	High precision	0.76	110	38	5,500
	58 HRC	58 HRC	10 ⁹	High precision	2.07	300	55	8,000
General-purpose industrial drives, helical (relatively uniform torque for both driving and driven units)	225 HB	210 HB	10 ⁸	Medium high precision	1.38	200	38	5,500
	335 HB	300 HB	10 ⁸	Medium high precision	2.07	300	48	7,000
	58 HRC	58 HRC	10 ⁸	Medium high precision	5.52	800	69	10,000
Large industrial drives, spur—hoists, kilns, mills (moderate shock in driven units)	225 HB	210 HB	10 ⁸	Medium precision	0.03	120	24	3,500
	335 HB	300 HB	10 ⁸	Medium precision	1.24	180	31	4,500
	58 HRC	58 HRC	10 ⁸	Medium precision	3.45	500	41	6,000
Aerospace, helical (single pair)	60 HRC	60 HRC	10 ⁹	High precision	5.86	850	117	17,000
Aerospace, spur (epicyclic)	60 HRC	60 HRC	10 ⁹	High precision	4.14	600	76	11,000
Vehicle transmission, helical	59 HRC	59 HRC	4 × 10 ⁷	Medium high precision	6.20	900	124	18,000
Vehicle final drive, spur	59 HRC	59 HRC	4 × 10 ⁶	Medium high precision	8.96	1300	124	18,000
Small commercial (pitch-line speed less than 5 m/s)	320 HB	Phenolic laminate	4 × 10 ⁷	Medium precision	0.34	50	—	—
	320 HB	Nylon	10 ⁷	Medium precision	0.24	35	—	—
Small gadget (pitch-line speed less than 2.5 m/s)	200 HB	Zinc alloy	10 ⁶	Medium precision	0.10	15	—	—
	200 HB	Brass or aluminum	10 ⁶	Medium precision	0.10	15	—	—

7.2.2 Fáze standardního zpracování konstrukční dokumentace

Poté, co je učiněna základní úvaha, a zpřesněny počáteční odhady, je nutno stanovit podrobnějším výpočtem zatížitelnost ozubení a podle výsledků rozhodnout, zda je původní návrh přijatelný, eventuelně jej zvětšit nebo zmenšit. V závislosti na předchozích zkušenostech konstruktéra se toto rozhodování odehrává v několika iteračních krocích.

Nejčastěji jsou používány výpočtové vztahy odvozené z mezinárodních norem DIN 3990, DIN 3991, ISO 6330, AGMA 2101 a AGMA 2003 beroucí v úvahu únosnost ozubení z hledisek *pevnosti zubu v patě a odolnosti proti vzniku pittingů*.

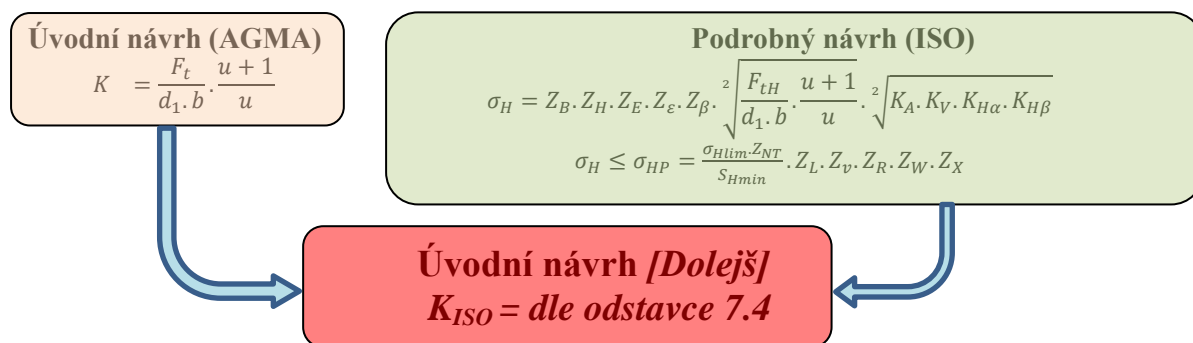
Výhodou je přesnost výpočtu.

Nevýhodou je pracnost s nutností velkého počtu interaktivních vstupů, časová náročnost a tedy malá vhodnost pro použití v metodě optimalizačního zpracování v *reálném čase*.

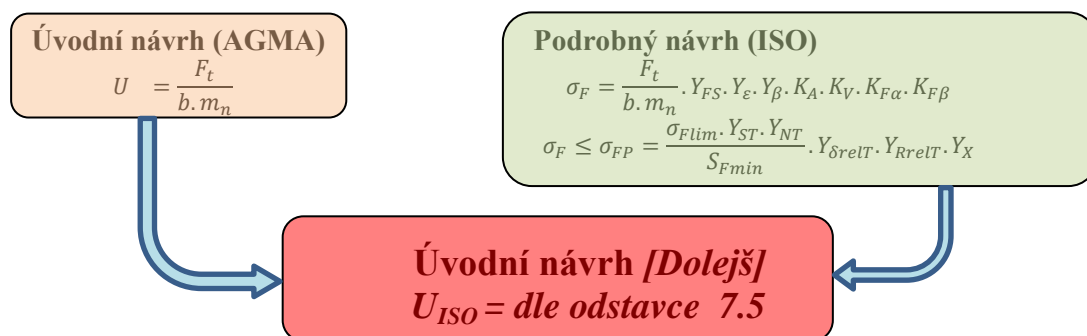
7.3 Modifikovaná metoda návrhového výpočtu [Dolejš]

7.3.1 Popis metody

Pro potřeby matematického modelu expertního systému v této práci provedeme kompilaci obou metod za účelem zpřesnění vztahů používaných v dosavadním kontrolním výpočtu. Pro odlišení od původních vztahů dle standardů AGMA zavedeme nové proměnné a to *index intenzity zatížení boku zubu* K_{ISO} a *jednotkové zatížení zubu* U_{ISO} . Jejich použití bude implementováno i do výpočtů pro *optimální modul ozubení* m_n , *optimální počet zubů pastorku* z_{1opt} a *osovou vzdálenost převodového stupně* a . Grafické znázornění provedené transformace dle schématu viz Obr. 7-1 a Obr. 7-2.



Obr. 7-1 Kontrolní výpočet ozubení - na dotyk – pittingy [Dolejš]



Obr. 7-2 Kontrolní výpočet ozubení – ulomení zubu [Dolejš]

7.3.2 Základní konstrukční předpoklady

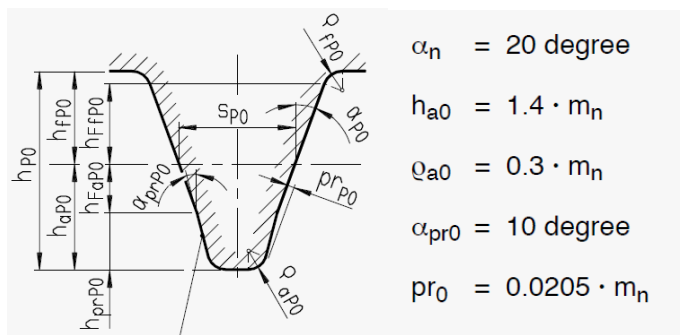
Vzhledem k existenci velkého množství návrhových parametrů ozubení se jeví jako praktické zavést *soubor konstrukčních předpokladů*, při jejichž dodržení může být celá řada návrhových součinitelů pevnostního výpočtu v daném rozsahu zjednodušena, při zachování dostatečné přesnosti výpočtu. Nicméně provedení podrobného výpočtu při finální kontrole je vždy nezbytné. Tyto předpoklady jsou:

- 1) Geometrické
- 2) Materiálové
- 3) Provozní

7.3.2.1 Geometrické

- ✓ Geometrie ozubení v souladu s DIN [DIN 3960/1987]. Použit standardní profil ozubení s protuberancí. Viz Obr. 7-3.
- ✓ Na ozubení bude provedena minimálně racionální modifikace stažení konců zubů k dosažení optimálního obrazu sezení. Soukolí bude po montáži ustaveno, lapováno či zabíháno.
- ✓ Na ozubení bude provedena příčná modifikace profilu k zabránění interferencí vlivem deformace zubu pod zatížením.
- ✓ Hodnota součtové korekce volena z horní oblasti doporučeného pásma $(x_1 + x_2) \in \langle 0,5 - 1 \rangle$. Rozdělení součtové korekce předpokládáno dle kritéria vyrovnání měrných skluzů.

- ✓ Součet zubů pastorku a kola v rozmezí $(z_1 + z_2) \in \langle 80 - 90 \rangle$, počet zubů pastorku v rozmezí $15 \leq z_1 \leq 30$
- ✓ K dosažení plynulého záběru ozubení navrženo s dostatečným celkovým součinitelem trvání záběru a to $\varepsilon_\gamma \geq 2,5$ a zároveň součinitel trvání záběru krokem $\varepsilon_\beta \geq 1$.
- ✓ Kvalita ozubení ve stupni 6 dle DIN nebo lepší a broušeno. Povrchová drsnost na boku zubu $R_a \leq 0,8$



Obr. 7-3 Profil ozubení [DIN 3960/1987]

7.3.2.2 Materiálové

- ✓ Evolventní ozubení vyrobeno ze slitinové oceli, cementované a kalené.
- ✓ Kvalita materiálu a tepelného zpracování v souladu s materiálovou třídou MQ a prováděnými kontrolami dle DIN nebo ISO.[DIN 3990/1987], [ISO 6336/1996].
- ✓ Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} > 1200$ [N.mm⁻²].
- ✓ Efektivní hloubka cementační vrstvy po cementaci dle instrukcí [ISO 6336/1996], [AGMA 2101-D04] s minimální povrchovou tvrdostí 58 – 62 HRC.

7.3.2.3 Provozní

- ✓ Podkritický provozní režim a obvodová rychlost v ozubení nižší než 10 [m.s⁻¹]
- ✓ Dostatečné množství dodávaného oleje vhodné viskozity a čistoty pro mazání a chlazení po celou dobu provozu.
- ✓ Maximální provozní teplota oleje 90°C.

7.4 Stanovení přípustné zatížitelnosti ozubení v dotyku [Dolejš]

7.4.1.1 Východiskový vztah [ISO 6336/1996]

Metoda výpočtu odolnosti soukolí proti vzniku pittingů ISO 6336 má dlouhou tradici, je založena na teoriích Hertze a vychází z předpokladů odvozených jako kontakt dvou válců o různých poloměrech křivosti. Tento stav simuluje okamžik, kdy se spolu zabírající boky dotýkají v pólu.

Výpočet povrchové odolnosti proti pittingům σ_H je odvozen od tzv. Hertzova tlaku ve valivém bodě dle (Rov. 7-3). Z principu rovnosti akčních a reakčních účinků, předpokládáme stejnou hodnotu existujícího tlaku pro pastorek i kolo. Tato hodnota nesmí překročit, v krajním případě může být rovna přípustnému tlaku σ_{HP} dle (Rov. 7-4).

$$\sigma_H = Z_{B,D} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (\text{Rov. 7-3})$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (\text{Rov. 7-4})$$

Stručné vysvětlení pojmů jednotlivých součinitelů provedeno v Tab. 7-2. Hodnoty použitých součinitelů pro odvození modifikované metody jsou shrnuty v Tab. 7-3.

Tab. 7-2 Vysvětlení pojmů součinitelů pro výpočet ozubení v dotyku [ISO 6336]

Proměnná		Charakteristika
Součinitel maziva	Z_L	Bere v úvahu vliv viskozity použitého maziva.
Součinitel drsnosti	Z_R	Bere v úvahu vliv drsnosti povrchu a mez únavy materiálu.
Součinitel rychlosti	Z_V	Bere v úvahu vliv obvodové rychlosti v ozubení a mez únavy materiálu.
Součinitel pracovního zpevnění	Z_W	Bere v úvahu vliv záběru s tvrzeným protokolem.
Součinitel velikosti	Z_X	Bere v úvahu pravděpodobnost vzniku vad s rostoucími rozměry.
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_V	Bere v úvahu účinky stupně přesnosti v závislosti na rychlosti a zatížení.
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	Bere v úvahu úroveň přetěžování z vnějších zdrojů.
Součinitel rozdělení zatížení	$K_{H\beta}$	Uvažuje vliv nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce vlivem deformací nosných hřídelů, tělesa, ložisek a nepřesnosti výroby.
Součinitel rozdělení zatížení v příčném směru	$K_{H\alpha}$	Bere v úvahu vliv nerovnoměrného rozložení zatížení mezi spolu zabírajícími zuby.
Součinitel jedno párového záběru	$Z_{B,D}$	Převádí kontaktní napětí ve valivém bodě na vnitřní bod jedno párového záběru pastorku, ev. kola.
Součinitel vlivu křivosti	Z_H	Bere v úvahu křivost boku zubu ve valivém bodě a přepočítává obvodové zatížení na roztečném válci na válec valivý.
Součinitel pružnosti	Z_E	Bere v úvahu specifické vlastnosti materiálu, moduly pružnosti a Poissonova čísla.
Součinitel vlivu záběru profilu	Z_ϵ	Bere v úvahu vliv účinné délky záběru.
Součinitel sklonu zubu	Z_β	Bere v úvahu vliv úhlu sklonu zubu na změnu zatížení po délce záběrové přímky.
Dovolené napětí v dotyku	σ_{Hlim}	Bere v úvahu vliv materiálu, tepelného zpracování a povrchové drsnosti standardního zkušebního kola.
Součinitel životnosti	Z_{NT}	Bere v úvahu proměnlivou únosnost v závislosti na počtu cyklů.
Minimální součinitel bezpečnosti	S_{Hmin}	Minimální požadovaný součinitel bezpečnosti pro napjatost v dotyku.

Tab. 7-3 Hodnoty součinitelů pro výpočet na dotyk [Dolejš]

Proměnná		Pro účel metody [Dolejš]	Odkaz pro odvození
Směrodatná obvodová síla	F_{tH}	$F_{tH} = F_{tHnom}$, [N]	
Roztečný průměr pastorku	d_1	$d_1 = \frac{2a}{u+1}$, [mm]	
Pracovní šířka zubu	b	$b = \psi_b \cdot a$, [mm]	
Součinitel maziva	Z_L	$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = 1$ Pro drsnost boku $R_{z10} < 4 \mu m$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 28, eqv. 49
Součinitel drsnosti	Z_R		
Součinitel rychlosti	Z_V		
Součinitel pracovního zpevnění	Z_W	$Z_W = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 30
Součinitel velikosti	Z_X	$Z_X = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 30
Součinitel vnitřních dynam. sil	K_V	$K_V = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 1, page 32, eqv.30
Součinitel vnějších dynam. sil	K_A	$K_A = K_{AH}$	Dle 9.2.4.2 tohoto dokumentu
Součinitel rozdělení zatížení	$K_{H\beta}$		Dle 7.5.4 tohoto dokumentu
Součinitel rozdělení zatížení v příčném směru	$K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha} = 1$, Pro tvrzená kola s modifikovaným profilem	[ISO 6336 / 1996], Part 1, page 77, Table 6
Součinitel jedno párového záběru pastorku a kola	$Z_{B,D}$	$Z_{B,D} = 1$, Pro kola se šikmým ozubením, $\epsilon_\beta \geq 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 14
Součinitel vlivu křivosti	Z_H	$Z_H = 2,4 \cdot \sqrt{\cos\beta}$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 10, Figure 2
Součinitel pružnosti	Z_E	$Z_E = 189,8$, [Mpa ^{0,5}]	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 15, Table 1
Součinitel vlivu záběru profilu	Z_ϵ	$Z_\epsilon = 0,83$ Pro $\epsilon_\beta \geq 1$ a $\epsilon_\alpha \leq 1,5$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 17, Figure 6
Součinitel sklonu zubu	Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 18, Eqv. 28
Dovolené napětí v dotyku	σ_{Hlim}	$\sigma_{Hlim} = 1510$ pro 17CrNiMo6 $\sigma_{Hlim} = 1490$ pro 15CrNi6 $\sigma_{Hlim} = 1470$ pro 16MnCr5	[FLENDER 1998], page 97
Součinitel životnosti	Z_{NT}	$Z_{NT} = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 2, page 20, Figure 8
Minimální součinitel bezpečnosti	S_{Hmin}	$S_{Hmin} = 1 \div 1,1$	[FLENDER 1998], page 126, par. 1.3.6

7.4.1.2 Odvození [Dolejš]

Porovnáme-li výraz pro *index intenzity zatížení boku* $K = \frac{F}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}$ z (Rov. 7-1) je zřejmé, že je obsažen i ve vztahu pro tlak σ_H dle (Rov. 7-3). Vytvoříme tedy novou proměnnou K_{ISO} dle (Rov. 7-5)

$$\frac{F}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u} = K_{ISO} \quad (\text{Rov. 7-5})$$

a vložme do (Rov. 7-3) a (Rov. 7-4) dle schématu Obr. 7-1. Dosadíme-li hodnoty součinitelů z Tab. 7-3 do (Rov. 7-6) získáme vztah (Rov. 7-7). Výraz je nutno určit pro pastorek K_{ISO1} (Rov. 7-7) i pro kolo K_{ISO2} (Rov. 7-8), přičemž se bere v úvahu menší z nich. V této definici není index intenzity zatížení K_{ISO} konstantou jako v normách AGMA nebo API, nýbrž reprezentuje i určitou závislost na důležitých návrhových parametrech provozních (K_{AH} , S_{Hmin}), materiálových (σ_{Hlim}), a geometrických ($K_{H\beta}$, β). Součiniteli nerovnoměrnosti rozdělení zatížení $K_{H\beta}$ je věnován samostatný oddíl.

$$Z_{B,D} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{K_{ISO}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

$$K_{ISO} = \frac{1}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot \frac{Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{Z_{B,D} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta} \right)^2 \quad (\text{Rov. 7-6})$$

$$K_{ISO1} = \frac{1}{K_{AH1} \cdot K_{H\beta}} \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{Hmin1}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{386 \cdot \cos\beta} \right)^2 \quad (\text{Rov. 7-7})$$

$$K_{ISO2} = \frac{1}{K_{AH2} \cdot K_{H\beta}} \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{Hmin2}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{386 \cdot \cos\beta} \right)^2 \quad (\text{Rov. 7-8})$$

7.4.1.3 Přípustná zatížitelnost prvku v lokálním souřadném systému

V lokálním systému lze přípustnou zatížitelnost ozubení s ohledem na výpočet na dotyk pak můžeme definovat jako vztah, dle (Rov. 7-9) a (Rov. 7-10).

$$F_{tH1dov} = K_{ISO1} \cdot d_1 \cdot b \cdot \frac{u}{u+1} \quad (\text{Rov. 7-9})$$

$$F_{tH2dov} = K_{ISO2} \cdot d_1 \cdot b \cdot \frac{u}{u+1} \quad (\text{Rov. 7-10})$$

Nebo v jiném vyjádření pouze jako kombinace nezávisle proměnných dle (Rov. 7-11).

$$F_{tHdov} = \text{MIN}(K_{ISO1}; K_{ISO2}) \cdot \frac{2 \cdot a}{u+1} \cdot \psi_b \cdot a \cdot \frac{u}{u+1} \quad (\text{Rov. 7-11})$$

7.4.1.4 Přípustná zatížitelnost prvku v globálním souřadném systému

V globálním systému více převodových stupňů se zohledněním indexu převodového stupně pak nabývá tvaru dle (Rov. 7-12), (Rov. 7-13) a (Rov. 7-14).

$$F_{tH1dov,I} = K_{ISO1,I} \cdot \frac{2 \cdot a_I}{u_I+1} \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot \frac{u_I}{u_I+1} \quad (\text{Rov. 7-12})$$

$$F_{tH2dov,I} = K_{ISO2,I} \cdot \frac{2 \cdot a_I}{u_I+1} \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot \frac{u_I}{u_I+1} \quad (\text{Rov. 7-13})$$

$$F_{tHdov,I} = \text{MIN}(K_{ISO1,I}; K_{ISO2,I}) \cdot \frac{2 \cdot a_I}{u_I+1} \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot \frac{u_I}{u_I+1} \quad (\text{Rov. 7-14})$$

7.5 Stanovení přípustné zatížitelnosti ozubení v ohybu [Dolejš]

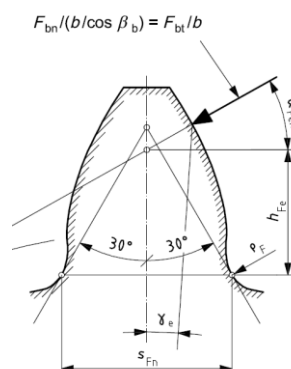
7.5.1.1 Východiskový vztah [ISO 6336/1996]

Výpočet napětí v patě zubu ISO 6336 vychází z představy vetknutého nosníku, zatíženého silou skloněnou pod úhlem záběru viz Obr. 7-4. Předpokládají se různé hodnoty napětí σ_F pro zub pastorku a kola vlivem rozdílné geometrie a koncentrace napětí v patě. Vypočtená hodnota napětí nesmí překročit, v krajním případě může být rovna přípustnému napětí σ_{FP} dle (Rov. 7-16).

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (\text{Rov. 7-15})$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (\text{Rov. 7-16})$$

Stručné vysvětlení pojmů jednotlivých součinitelů provedeno v Tab. 7-4. Hodnoty použitých součinitelů pro odvození modifikované metody jsou shrnuty v Tab. 7-5.



Obr. 7-4 Působení síly na zub [ISO 6336/1996]

Tab. 7-4 Vysvětlení pojmů součinitelů pro výpočet ozubení na ohyb [ISO 6336/1996]

Proměnná		Charakteristika
Hlavový součinitel	Y_{FS}	Bere v úvahu vliv tvaru zubu a koncentraci napětí na jmenovité napětí v patě.
Součinitel sklonu zubu	Y_β	Bere v úvahu skutečnost, že intenzita ohybového momentu v patě zubu šikmého ozubení je jiná v porovnání s náhradním ozubením.
Součinitel vlivu záběru profilu	Y_ε	Převádí napětí stanovená pro zatížení na hlavové kružnici na napětí odpovídající vnějšímu bodu jednoarového záběru.
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení	$K_{F\beta}$	Uvažuje vliv nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce vlivem deformací nosných hřídelů, tělesa, ložisek a nepřesnosti výroby.
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení	$K_{F\alpha}$	Bere v úvahu vliv nerovnoměrného rozložení zatížení mezi spolu zabírajícími zuby.
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_V	Bere v úvahu účinky stupně přesnosti v závislosti na rychlosti a zatížení.
Dovolené napětí v ohybu	σ_{Flim}	Jmenovité napětí v ohybu pro trvalou pevnost referenčního zkušebního kola, bere v úvahu vliv materiálu, tepelného zpracování a drsnosti povrchu patního vrubu.
Součinitel koncentrace napětí	Y_{ST}	Je vztažen na rozměry referenčního kola.
Součinitel životnosti	Y_{NT}	Bere v úvahu proměnlivou únosnost v závislosti na počtu cyklů, vztahuje se na rozměry referenčního kola.
Minimální součinitel bezpečnosti	S_{Fmin}	Minimální požadovaný součinitel bezpečnosti pro napětí v patě zubu.
Relativní součinitel vrubové citlivosti	$Y_{\sigma relT}$	Bere v úvahu vrubovou citlivost materiálu, vztahuje se na poměr vrubové citlivosti skutečného a zkušebního kola.
Relativní součinitel drsnosti	Y_{RrelT}	Bere v úvahu drsnost patního vrubu.
Součinitel velikosti	Y_X	Bere v úvahu pravděpodobnost vzniku vad s rostoucími rozměry

Tab. 7-5 Hodnoty součinitelů pro výpočet na ohyb [Dolejš]

Proměnná		Pro účel této metody [Dolejš]	Odkaz pro odvození
Hlavový součinitel	Y_{FS}	$Y_{FS} = 4 \div 4,2$	Dle [ISO 6336 / 1996], Part 3, page 36, Figure 22
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120}$ Pro $\varepsilon_{\beta} \geq 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 50, eqv. 5
Součinitel vlivu záběru	Y_{ε}	$Y_{\varepsilon} = 0,75$ Pro $\varepsilon_{\alpha} \leq 1,5$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 50, eqv. 55
Součinitel vnějších dynam. sil	K_A	$K_A = K_{AF}$	Dle 9.2.4.2 tohoto dokumentu
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} \cong K_{H\beta}$	Dle 7.5.5.4 tohoto dokumentu
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 1, page 77, Table 6.
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_V	$K_V = 1$ Podkritický provozní režim,	[ISO 6336 / 1996], Part 1, page 32, eqv. 30.
Dovolené napětí v ohybu	σ_{Flim}	$\sigma_{Flim} = 500$ pro 17CrNiMo6 $\sigma_{Flim} = 460$ pro 15CrNi6 $\sigma_{Flim} = 430$ pro 16MnCr5	[FLENDER 1998], page 97
Součinitel koncentrace napětí	Y_{ST}	$Y_{ST} = 2$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 49
Součinitel životnosti	Y_{NT}	$Y_{NT} = 1$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 53, Figure 36
Minimální součinitel bezpečnosti	S_{Fmin}	$S_{Fmin} = 1,3 \div 1,4$	[FLENDER 1998], page 126, par. 1.3.6
Relativní součinitel vrubové citlivosti	$Y_{\sigma relT}$	$Y_{\sigma relT} = 1$ Pro tvrzená kola a dostatečné zaoblení v patě zubu	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 63, Figure 37
Relativní součinitel drsnosti	Y_{RrelT}	$Y_{RrelT} = 1$ Pro drsnost v patě zubu $R_z = 10 \mu m$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 68, Figure 41
Součinitel velikosti	Y_X	$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m_n$ Pro velké moduly volen z rozsahu $Y_X = 0,85 - 0,80$	[ISO 6336 / 1996], Part 3, page 74, Table 3

7.5.1.2 Odvození [Dolejš]

Porovnáme-li výraz pro jednotkové zatížení zubu $U = \frac{F}{b \cdot m_n}$ z (Rov. 7-2) je zřejmé, že je obsažen i ve vztahu pro napětí σ_F dle (Rov. 7-15). Vytvoříme tedy novou proměnnou U_{ISO} dle (Rov. 7-17) a vložíme do (Rov. 7-15) a (Rov. 7-16) dle schématu Obr. 7-2. Dosadíme-li hodnoty součinitelů z Tab. 7-5 do (Rov. 7-18) získáme vztah pro stanovení jednotkového zatížení U_{ISO} dle (Rov. 7-19).

$$\frac{F_t}{b \cdot m} = U_{ISO} \quad (\text{Rov. 7-17})$$

$$U_{ISO} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\sigma relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (\text{Rov. 7-18})$$

$$U_{ISO} = \frac{1}{Y_{FS} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \cdot \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\sigma relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

$$U_{ISO} = \frac{1}{K_{AF} \cdot K_{H\beta}} \cdot \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot \frac{1}{1,85 \cdot \left(1 - \frac{\beta}{120}\right)} \quad (\text{Rov. 7-19})$$

Výraz je nutno určit pro pastorek i pro kolo U_{ISO1} (Rov.7-20) a U_{ISO2} (Rov. 7-21) přičemž se bere v úvahu menší z nich. V této definici opět není jednotkové zatížení zubu U_{ISO} jen konstantou jako v normách AGMA nebo API, nýbrž reprezentuje i určitou závislost na důležitých návrhových parametrech provozních (K_{AF}, S_{Fmin}), materiálových (σ_{Flim}), a geometrických ($K_{H\beta}, \beta$), obdobně jako v případě výpočtu na dotyk.

$$U_{ISO1} = \frac{1}{K_{AF1} \cdot K_{H\beta}} \cdot \frac{\sigma_{Flim1}}{S_{Fmin1}} \cdot \frac{1}{1,85 \cdot \left(1 - \frac{\beta}{120}\right)} \quad (\text{Rov.7-20})$$

$$U_{ISO2} = \frac{1}{K_{AF2} \cdot K_{H\beta}} \cdot \frac{\sigma_{Flim2}}{S_{Fmin2}} \cdot \frac{1}{1,85 \cdot \left(1 - \frac{\beta}{120}\right)} \quad (\text{Rov. 7-21})$$

7.5.1.3 Přípustná zatížitelnost prvku v lokálním souřadném systému

V lokálním souřadném systému pak lze přípustnou zatížitelnost ozubení s ohledem pro výpočet na ohyb pro pastorek a pro kolo definovat dle (Rov. 7-22) a (Rov. 7-23).

$$F_{tF1dov} = U_{ISO1} \cdot b \cdot m_n \quad (\text{Rov. 7-22})$$

$$F_{tF2dov} = U_{ISO2} \cdot b \cdot m_n \quad (\text{Rov. 7-23})$$

Nebo v jiném vyjádření pouze v závislosti na nezávisle proměnných dle (Rov. 7-24).

$$F_{tFdov} = \text{MIN}(U_{ISO1}; U_{ISO2}) \cdot \psi_b \cdot a \cdot m_n \quad (\text{Rov. 7-24})$$

7.5.1.4 Přípustná zatížitelnost prvku v globálním souřadném systému

V globálním souřadnicovém systému více převodových stupňů se zohledněním indexu převodového stupně pak nabývá tvaru dle (Rov. 7-25), (Rov. 7-26) a (Rov. 7-40).

$$F_{tF1dov,I} = U_{ISO1,I} \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot m_{n,I} \quad (\text{Rov. 7-25})$$

$$F_{tF2dov,I} = U_{ISO2,I} \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot m_{n,I} \quad (\text{Rov. 7-26})$$

$$F_{tFdov,I} = \text{MIN}(U_{ISO1,I}; U_{ISO2,I}) \cdot \psi_{b,I} \cdot a_I \cdot m_{n,I} \quad (\text{Rov. 7-27})$$

7.5.2 Velikost modulu [Dolejš]

7.5.2.1 Popis úlohy

V mnohých optimalizačních metodách se často předpokládá, že postačí zaměřit pozornost na výpočet ozubení na dotyk, a potřebná zatížitelnost ozubení z hlediska odolnosti proti ulomení zubu se dosáhne později volbou velkého modulu ozubení. Tato řešení vedou k používání nízkých počtů zubů na pastorcích.

Pokud je posuzováno pouze jedno kritérium a to odolnost zubu proti ulomení je zmíněný argument pravdivý. Avšak při posuzování i s ohledem na jiná kritéria obecně platí pravidlo, že zvyšování velikosti modulu (při stejné vzdálenosti os) vede k:

- 1) Zvýšení únosnosti na ohyb – pozitivní aspekt.
- 2) Snížení únosnosti povrchu – negativní aspekt.
- 3) Zvýšení výrobních nákladů – negativní aspekt.
- 4) Snížení součinitele záběru – negativní aspekt.
- 5) Zhoršení hlučnosti a vibrací – negativní aspekt.

Z uvedeného je patrné, že se zvyšující se velikostí modulu spíše převažují negativní aspekty a tedy neměl by být větší, než je nezbytně nutné. Pro účel naší optimalizační procedury zavedeme předpoklad vyvážené velikosti modulu.

7.5.2.2 Metodika

Předpokládejme, že velikost modulu ozubení je ovlivněna dvěma kritérii:

- 1) Kritérium K_1 - Dosažení dostatečného součinitele trvání záběru krokem $\varepsilon_\beta \geq 1$
- 2) Kritérium K_2 - Dosažení vyrovnané zatížitelnosti ozubení, tj. rovnost dovolených sil pro výpočet na dotyk i na ohyb $F_{tHdov} = F_{tFdov}$

Kritérium K_1

Součinitel trvání záběru krokem je poměr záběrové šířky ozubení b k osové rozteči a vyjadřuje se vztahem (Rov. 7-28)

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1 \quad (\text{Rov. 7-28})$$

Po úpravě je možno omezit velikost modulu podle kritéria K_1 v závislosti na kombinaci nezávisle proměnných ψ_b, a, β vztahem (Rov. 7-29).

$$m_{n(K_1)} \leq \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi} = \frac{\psi_b \cdot a \cdot \sin\beta}{\pi} \quad (\text{Rov. 7-29})$$

Kritérium K_2

Zohledníme vliv materiálových, provozních a geometrických nezávisle proměnných dosazením z (Rov. 7-14) a (Rov. 7-24) do rovnovážného vztahu $F_{tHdov} = F_{tFdov}$ a získáme výraz (Rov. 7-30) a pro velikost modulu (Rov. 7-31).

$$K_{ISO} \cdot \frac{2 \cdot a}{u+1} \cdot \psi_b \cdot a \cdot \frac{u}{u+1} = U_{ISO} \cdot \psi_b \cdot a \cdot m_n \quad (\text{Rov. 7-30})$$

$$m_{n(K_2)} = \frac{K_{ISO}}{U_{ISO}} \cdot \frac{2 \cdot a \cdot u}{(u+1)^2} \quad (\text{Rov. 7-31})$$

Pro jakýkoliv převodový stupeň $I = 1 \div N$ pak lze sestavit omezující podmínku pro vyváženou velikost modulu ve tvaru (Rov. 7-32)

$$m_{n,I} = \text{MIN}(m_{n(K_1)}; m_{n(K_2)}) \quad (\text{Rov. 7-32})$$

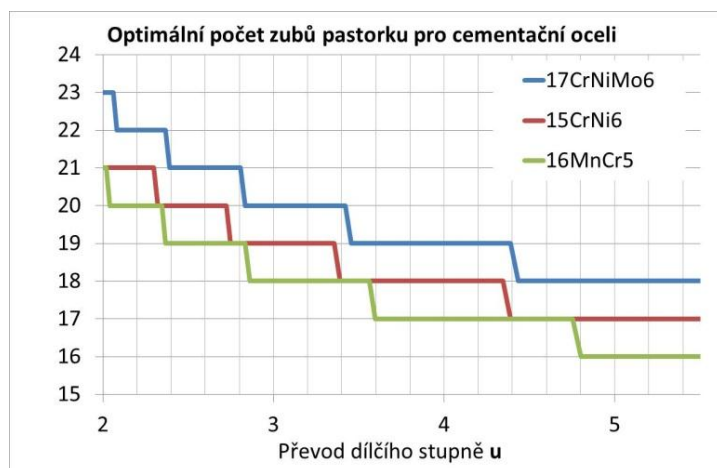
7.5.3 Optimální počet zubů pastorku [Dolejš]

Protože výraz $\frac{2 \cdot a}{u+1}$ z (Rov. 7-30) reprezentuje velikost roztečného průměru, který je možno vyjádřit i vztahem $\frac{z_1 \cdot m_n}{\cos\beta}$, dosadíme do (Rov. 7-30) upravíme výraz poněkud odlišným způsobem dle (Rov. 7-33).

Počet zubů pastorku z (Rov. 7-33) považujeme za optimální $z_{1OPT} = z_1$ a jeho hodnotu lze vyjádřit jednoduchou úpravou dle (Rov. 7-34).

$$K_{ISO} \cdot \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos\beta} \cdot b \cdot \frac{u}{u+1} = U_{ISO} \cdot b \cdot m_n \quad (\text{Rov. 7-33})$$

$$z_{1OPT} = \frac{U_{ISO}}{K_{ISO}} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \cos\beta \quad (\text{Rov. 7-34})$$



Obr. 7-5 Optimální počet zubů pastorku [Dolejš]

Touto závislostí provedeme jednoduchou funkční vazbu mezi pevnostními výpočty na pittingy a na ulomení zubu.

Parametr neobsahuje údaje o točivém momentu, otáčkách ani výkonu, ani šířku ozubení b , je tedy na nich nezávislý a možno jej zobecnit pro širší použití. Pro běžné materiály z cementační oceli a úhel sklonu β v intervalu $10 - 15^\circ$ lze optimální počet zubů pastorku graficky zobrazit dle Obr. 7-5.

7.5.4 Osová vzdálenost [Dolejš]

Osová vzdálenost je délka přímé spojnice os hřídelů dvou vzájemně zabírajících kol. Z hlediska konstruktéra se jedná o klíčový parametr. Musí být navržena tak, aby byly zajištěny:

- 1) **Kinematické poměry.** Jedná se o dodržení: požadovaného převodu (u_I), plynulý záběr ozubení ($\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$), velikosti korekcí profilů (x_b, x_2) v přípustných mezích a obvodové rychlosti nepřesahující povolené meze ($v_{obv} \leq v_{lim}$).
- 2) **Pevnostní poměry.** Dostatečná únosnost ozubení ($F_{tH\ do v}, F_{tF\ do v}$), dostatečný prostor mezi osami sousedních hřídelů k zajištění únosnosti ložisek a pro vložení spojovacích šroubů spodní a horní části skříně.

Pro její určení vyjdeme opět ze známých veličin K_{ISO} a U_{ISO} , zohledňujících únosnost ozubení.

7.5.4.1 Osová vzdálenost z pevnostního výpočtu na pittingy

Předpokládejme, že $F_{tH\ do v} \geq F_t$ a upravme vztah dle (Rov. 7-11) na (Rov. 7-35).

$$F_{tH\ do v} = \text{MIN}(K_{ISO1}; K_{ISO2}) \cdot \frac{2 \cdot a_H}{u+1} \cdot \psi_b \cdot a_H \cdot \frac{u}{u+1} \geq F_t$$

$$a_H \geq \sqrt{F_t \cdot \frac{(u+1)^2}{2 \cdot u \cdot \psi_b} \cdot \frac{1}{\text{MIN}(K_{ISO1}; K_{ISO2})}}$$

A dosadíme $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_1}{2 \cdot a} = T_1 \cdot \frac{u+1}{a}$

$$a_H \geq \sqrt[3]{T_1 \cdot \frac{(u+1)^3}{2 \cdot u \cdot \psi_b} \cdot \frac{1}{\text{MIN}(K_{ISO1}; K_{ISO2})}} \quad (\text{Rov. 7-35})$$

Kde:

- a_H - minimální osová vzdálenost s ohledem na dotyk, [mm].
 T_1 - točivý moment na pastorku, [Nm].

7.5.4.2 Osová vzdálenost z pevnostního výpočtu na ulomení zubu

Pokud do obdobného rovnovážného vztahu $F_{tF\ do v} \geq F_t$ vložíme i výrazy pro modul ozubení z (Rov. 7-29) a (Rov. 7-30) získáme vztah dle (Rov. 7-36).

$$F_{tF\ do v} = U_{ISO} \cdot \psi_b \cdot a_F \cdot \frac{\psi_b \cdot a_F \cdot \sin\beta}{\pi} \geq F_t$$

$$a_F \geq \sqrt{F_t \cdot \frac{\pi}{\psi_b^2 \cdot \sin\beta} \cdot \frac{1}{\text{MIN}(U_{ISO1}; U_{ISO2})}}$$

$$a_F \geq \sqrt[3]{T_1 \cdot \frac{\pi \cdot (u+1)^2}{\psi_b^2 \cdot \sin\beta} \cdot \frac{1}{\text{MIN}(U_{ISO1}; U_{ISO2})}} \quad (\text{Rov. 7-36})$$

Kde:

- a_F - minimální osová vzdálenost s ohledem na ulomení zubu, [mm].

7.5.4.3 Osová vzdálenost východiskový vztah

Výsledná osová vzdálenost převodového stupně je dána výrazem (Rov. 7-37). Jedná se o výchozí stav, který je v průběhu optimalizačních výpočtů konfrontován s velikostí průměrů ložisek $d_{LO1,I}$ a $d_{LO1,I+1}$ a upravován pro splnění nerovnice (Rov. 7-38).

$$a_I = \text{MAX}(a_{H,I}; a_{F,I}) \quad (\text{Rov. 7-37})$$

$$a_I \geq \frac{d_{LO1,I}}{2} + \frac{d_{LO1,I+1}}{2} + \text{nutná vzdálenost mezi ložisky} \quad (\text{Rov. 7-38})$$

7.5.5 Součinitel zatížení zubu po šířce $K_{H\beta}$ pro určení K_{ISO} a U_{ISO}

7.5.5.1 Definice

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení bere v úvahu zvýšení zatížení na bok zubu způsobené jeho nerovnoměrným rozdělením podél šířky zubu. Jeho důležitost je dána tím, že se jedná o komplexní součinitel, neboť je ovlivňován všemi stavebními prvky, je mu proto věnována širší pozornost. Příčinou nerovnoměrnosti rozdělení zatížení jsou úchytky v rovině záběru způsobené:

- 1) Pružnou deformací spolu zabírajících kol a jejich podpěrných hřídelů,
- 2) Posuvy ložiskových čepů vlivem vůlí a pružných deformací,
- 3) Výrobními úchytkami ozubení a vývrtů tělesa skříně,
- 4) Tepelnou deformací.

Zmíněný součinitel $K_{H\beta}$ je uvažován ve tvaru dle (Rov. 7-39):

$$K_{H\beta} = \frac{\text{Maximální zatížení na jednotku šířky zubu}}{\text{Průměrné zatížení na jednotku šířky zubu}} = \frac{(F/b)_{max}}{F/b} \quad (\text{Rov. 7-39})$$

7.5.5.2 Metoda určení součinitele nerovnoměrnosti $K_{H\beta}$ dle [ISO 6336/1996]

Hodnota součinitele je určována různými metodami a to C1, C2 graficky, C2 výpočtem a D. Volba je závislá na míře dostupných informací k dispozici. Pro fázi konstrukčního návrhu je doporučeno postupovat dle metody D za konstrukčních předpokladů:

- 1) Střed šířky ozubení je vyosený od středu rozteče ložisek až do poměru $s/l \leq 0,3$
- 2) Tuhá skřín, tuhá ložiska, tuhé kolo i jeho hřídel.
- 3) Není uvažováno s modifikací ozubení pro kompenzaci deformací pastorku i kola.
- 4) Střední tuhost ozubení v intervalu $15 [N \cdot \mu m^{-1} \cdot mm^{-1}] \leq c_v \leq 25 [N \cdot \mu m^{-1} \cdot mm^{-1}]$.
- 5) Šířka ozubení v intervalu $50 [mm] \leq b \leq 400 [mm]$.
- 6) Ozubení po montáži ustaveno, lapováno nebo zabíháno

Pak lze stanovit výpočtem $K_{H\beta-D}$ pro stupeň přesnosti 6 dle ISO 1328-1 ([ISO 6336 / 1996], Part 1, page 69, eqv. 116) vztahem (Rov. 7-40):

$$K_{H\beta} = 1,05 + 0,26 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \quad (\text{Rov. 7-40})$$

7.5.5.3 Metoda určení součinitele nerovnoměrnosti $K_{H\beta}$ dle [Flender 1998]

Renomovaný výrobce těžkých výkonových převodovek doporučuje pro záběr ozubených kol s čelním evolventním ozubením bez podélné modifikace ozubení podobný vztah dle (Rov. 7-41):

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0,0003 \cdot b \quad (\text{Rov. 7-41})$$

Jako praktickou alternativu připouští pravidlo, že v případě provedení rozumně zvolené symetrické podélné modifikace a po záběhu soukolí se hodnota desetinné části součinitele $K_{H\beta}$ ležící nad 1 sníží. Toto snížení v reálné praxi přibližně činí 40% - 50%, a jestliže je provedena úplná modifikace pro kompenzaci deformací, tak snížení činí 60% -70%.

7.5.5.4 Metoda určení součinitele nerovnoměrnosti $K_{H\beta}$ pro účel metody [Dolejš]

Pokud zohledníme uvedené konstatování dle 7.5.5.3, a za předpokladu rozumně zvolené symetrické modifikace zubů, můžeme pro naše potřeby a pro další použití vyjádřit upravený vztah pro $K_{H\beta}$ dle (Rov. 7-42):

$$K_{H\beta} = 1 + \left(0,15 + 0,18 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0,0003 \cdot b\right) \cdot 50\%$$
$$K_{H\beta} = 1,075 + 0,09 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0,00015 \cdot b \quad (\text{Rov. 7-42})$$

7.6 Stanovení přípustné zatížitelnosti ložiska

7.6.1.1 Východiskový vztah

Zatížitelnost ložiska lze odvodit od jednotného způsobu výpočtu trvanlivosti. Předpokládá se, že základní trvanlivostí u daného ložiska je taková doba, kterou dosáhne nebo překročí 90% ložisek, než vzniknou první známky únavy materiálu.

Použijeme stejnou filozofii jako v případě ozubení a předpokládejme, že existuje reprezentativní hodnota součinitele vnějších dynamických sil i pro výpočet ložisek a označme ji K_{AL} . Je porovnávána hodnota dynamické únosnosti ložiska C_R a hodnota ekvivalentního zatížení ložiska při předpokladu konstantních otáček hřídele. Základní rovnice trvanlivosti (Rov. 7-43) a (Rov. 7-44) dle [SKF 2007] :

$$L_{hmin} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_R}{R_{ekv}} \right)^q \quad (\text{Rov. 7-43})$$

$$R_{ekv} = K_{AL} \cdot (X \cdot \text{Radiální zatížení} + Y \cdot \text{Axiální zatížení}) \quad (\text{Rov. 7-44})$$

Kde:

- R_{ekv} - dynamické ekvivalentní zatížení ložiska, [N],
- K_{AL} - součinitel vnějších dynamických sil pro ložisko, viz 9.2.4.2
- q - exponent křivky životnosti ložiska,
- C_R - dynamická únosnost ložiska, [N],
- L_{hmin} - hodnota základní trvanlivosti, [hod]
- n - otáčky hřídele, [min^{-1}].

7.6.1.2 Metoda určení přípustné zatížitelnosti

Předpokládejme, že ložisko dosáhne námi požadované trvanlivosti L_h právě když hodnota ekvivalentního zatížení bude rovna přípustné zatížitelnosti $R_{ekv} = F_{Ldov}$ dle (Rov. 7-45) a definujme vztah pro ekvivalentní zatížení ložiskových podpor A i B dle (Rov. 7-46).

$$F_{Ldov} = C_R \cdot \left(\frac{10^6}{L_h \cdot 60 \cdot n} \right)^{1/q} \quad (\text{Rov. 7-45})$$

$$R_{Aekv} = K_{AL} \cdot \left(X \cdot \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} + Y \cdot R_{AX} \right) \quad (\text{Rov. 7-46})$$

$$R_{Bekv} = K_{AL} \cdot \left(X \cdot \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2} + Y \cdot R_{BX} \right) \quad (\text{Rov. 7-47})$$

Kde:

- X - součinitel radiálního dynamického zatížení, [---],
- Y - součinitel axiálního dynamického zatížení, [---],
- Hodnoty X a Y jsou uváděny v tabulkové části katalogů před každou konstrukční skupinou ložisek,
- q - exponent křivky životnosti ložiska,
- $R_{AZ}, R_{BZ}, R_{AY}, R_{BY}$ - radiální zatížení ložisek, [N],
- R_{AX}, R_{BX} - axiální zatížení ložisek, [N],
- R_{Aekv}, R_{Bekv} - ekvivalentní zatížení ložisek, [N],
- F_{Ldov} - přípustná zatížitelnost ložiska, [N],
- L_h - požadovaná trvanlivost ložiska, [hod]

Pak pro každou ložiskovou podporu musí být splněn vztah dle (Rov. 7-48) a (Rov. 7-49):

$$R_{Aekv} = K_{AL} \cdot \left(X \cdot \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} + Y \cdot R_{AX} \right) \leq F_{LAdov} \quad (\text{Rov. 7-48})$$

$$R_{Bekv} = K_{AL} \cdot \left(X \cdot \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2} + Y \cdot R_{BX} \right) \leq F_{LBDov} \quad (\text{Rov. 7-49})$$

7.6.1.3 Přípustná zatížitelnost ložiska v lokálním souřadném systému [Dolejš]

Dynamická únosnost ložiska C_R je ovlivněna *typem ložiska* a jeho *velikostí*. Byl proto hledán způsob jak tuto skutečnost zohlednit v metodě konstrukčního návrhu.

Nejúnosnějšími typy používaných ložisek jsou soudečková naklápěcí řad 223xx a 232xx, z hlediska rozměru ložiska je důležitý vnější průměr d_{LO1} . Z katalogů výrobců ložisek byla proto odvozena závislost mezi dynamickou únosností a průměrem ložiska dle (Rov. 7-50) a po dosazení do (Rov. 7-45) získáme pro optimalizaci výhodnější definici F_{Ldov} dle (Rov. 7-51) a (Rov. 7-52).

$$C_R = 44600 \cdot d_{LO1}^{1,8124} \quad (\text{Rov. 7-50})$$

$$F_{LAdov} = 44600 \cdot d_{LO1A}^{1,8124} \cdot \left(\frac{10^6}{L_h \cdot 60 \cdot n} \right)^{1/q} \quad (\text{Rov. 7-51})$$

$$F_{LBdov} = 44600 \cdot d_{LO1B}^{1,8124} \cdot \left(\frac{10^6}{L_h \cdot 60 \cdot n} \right)^{1/q} \quad (\text{Rov. 7-52})$$

7.6.1.4 Přípustná zatížitelnost ložiska v globálním souřadném systému

V globálním systému více hřídelů podle indexu hřídele pak přípustná zatížitelnost ložiska nabývá tvaru dle (Rov. 7-53) a (Rov. 7-54).

$$F_{LAdov,I} = 44600 \cdot d_{LO1A,I}^{1,8124} \cdot \left(\frac{10^6}{L_h \cdot 60 \cdot n_I} \right)^{1/q} \quad (\text{Rov. 7-53})$$

$$F_{LBdov,I} = 44600 \cdot d_{LO1B,I}^{1,8124} \cdot \left(\frac{10^6}{L_h \cdot 60 \cdot n_I} \right)^{1/q} \quad (\text{Rov. 7-54})$$

8 Soubor omezujících podmínek [Dolejš]

8.1 Definice

Omezujícími podmínkami lze nazvat limitující parametry, které mají za účel vymezení a zabránit takovým stavům, kdy samotné konstrukční řešení by překročilo určité kritické meze a fungují jako filtr přirozených řešení. Jsou implementovány ve formě *geometrických* a *deformačních* podmínek.

Definujme množiny $\Gamma_{(X)}$ a $\Lambda_{(X)}$ jako omezující vazební podmínky, jejichž hlavní funkcí je vyloučit takové kombinace nezávisle proměnných, které by způsobily v konstrukčních řešeních buď geometrické interference, nebo nepřipustné deformace.

Vazební *geometrická obrysová podmínka* $\Lambda_{(X)}$ je definována ve tvaru matice řádu $2 \times N$ s prvky $\Lambda_{ij(X)} \geq 0$, zohledňuje vliv interference obrysových rozměrů. Viz 8.2.1.4.

Vazební *geometrická deformační podmínka* $\Gamma_{(X)}$ je definována ve tvaru matice řádu $2 \times (N+1)$ s prvky $\Gamma_{ij(X)} \geq 0$, zohledňuje vliv pružných deformací hřídelů. Viz 8.3.1.4.

8.2 Geometrické omezující podmínky obrysové

Geometrickými omezujícími podmínkami obrysovými lze nazvat takové, které mají zabránit vzájemné interferenci stavebních prvků. Jedná se o kolize hlavových průměrů ozubených kol se stěnami převodové skříně i navzájem mezi sebou, dále pak i kolize ložiskových vývrtů navazujících hřídelů.

8.2.1.1 Interference převodové prvky versus těleso skříně

Představíme-li si těleso skříně jako skořepinu obklopující soustavu rotujících těles, pro zajištění správné funkce je zapotřebí dodržet minimální vůli v radiálním W a axiálním směru b_m dle Obr. 8-1.

Vůle v axiálním směru se zpravidla odvozuje od šířky kola posledního stupně, předpokládáme:

$$b_m \geq 0,05 \cdot b_{2,N} \quad (\text{Rov. 8-1})$$

Vůle v radiálním směru souvisí a obvodovou rychlostí a bývá větší, předpokládáme stejnou hodnotu pro všechny převodové stupně dle (Rov. 8-2).

$$W_{KO,N} = W_{PA3,N} = W_{PA3,N-1} = W_{PA3,N-2} \geq 0,1 \cdot b_{2,N} \quad (\text{Rov. 8-2})$$

Kde:

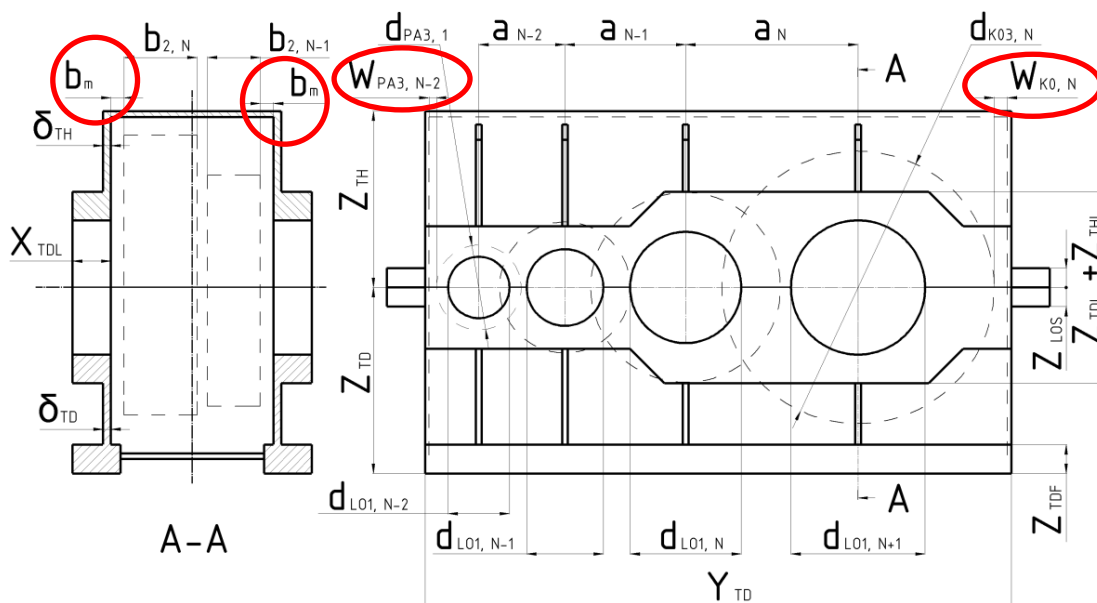
$W_{KO,N}$	- vůle mezi maximálním průměrem kola stupně N a tělesem, [mm]
$W_{PA3,N}$	- vůle mezi maximálním průměrem pastorku stupně N a tělesem, [mm]
$W_{PA3,N-1}$	- vůle mezi maximálním průměrem pastorku stupně $N-1$ a tělesem, [mm]
$W_{PA3,N-2}$	- vůle mezi maximálním průměrem pastorku stupně $N-2$ a tělesem, [mm]

Jako vhodný způsob zohlednění podmínek tohoto typu se jeví jejich implementace přímo do vztahů definujících rozměry tělesa. S odkazem na Tab. 4-5 Charakteristické rozměry – těleso je možné vytvořit následující vztahy dle (Rov. 8-3), (Rov. 8-4) a (Rov. 8-5):

$$Y_{TD} \cong Y_{TH} \geq \left(\frac{d_{PA3,1}}{2} + \sum_{i=1}^N a_i + \frac{d_{KO3,N}}{2} + 2,0,1 \cdot b_{2,N} + 2 \cdot \delta_{TD} \right) \quad (\text{Rov. 8-3})$$

$$Z_{TD} \geq \left(\frac{d_{KO3,N}}{2} + Z_{TDF} \right) + 0,1 \cdot b_{2,N} \quad (\text{Rov. 8-4})$$

$$Z_{TH} \geq \left(\frac{d_{KO3,N}}{2} + \delta_{TH} \right) + 0,1 \cdot b_{2,N} \quad (\text{Rov. 8-5})$$



Obr. 8-1 Vůle těleso versus rotující díly [Dolejš]

8.2.1.2 Interference rotační díl versus rotační díl

Při určité kombinaci nezávisle proměnných tj. osových vzdáleností a a převodových poměrů u může nastat případ, kdy hlavové kružnice kol a pastorků, eventuálně výstupního hřídele se dostanou do těsné blízkosti nebo dokonce do kolize. Tyto případy je nutno eliminovat a kritické kombinace nezávisle proměnných vyloučit. Zavedeme proto soubor vůlí vztahený k hlavovým průměrům kol a označíme $W_{KO,I}$ dle vztahů (Rov. 8-6) a (Rov. 8-7) jejichž hodnoty nesmí klesnout pod kritickou mez. Schéma třístupňové převodovky vyznačeno na Obr. 8-2. Pro převodovky s menším počtem stupňů snadno odvodit analogicky.

$$W_{KO,N-1} = \left(a_N - \frac{d_{a2,N-1}}{2} - \frac{d_{HR,N+1}}{2} \right) - 5 \text{ [mm]} \geq 0 \quad (\text{Rov. 8-6})$$

$$W_{KO,N-2} = \left(a_{N-1} - \frac{d_{a1,N}}{2} - \frac{d_{a2,N-2}}{2} \right) - 5 \text{ [mm]} \geq 0 \quad (\text{Rov. 8-7})$$

Kde:

- $d_{a2,N-1}$ - Průměr hlavové kružnice ozubeného kola stupně $N-1$, [mm].
- $d_{a2,N-2}$ - Průměr hlavové kružnice ozubeného kola stupně $N-2$, [mm].
- $d_{a1,N}$ - Průměr hlavové kružnice pastorku stupně N , [mm].
- $d_{HR,N+1}$ - Průměr výstupního hřídele $N+1$, [mm].

8.2.1.3 Interference ložisko versus ložisko

Ložiska musí být umístěna na každém hřídeli, jejich průměr d_{L01} musí být tak veliký, aby disponovalo dostatečnou dynamickou únosností C_R k zajištění požadované trvanlivosti. Mezi ložisky dvou po sobě následujících hřídelí musí být dostatečný prostor pro svěrné šrouby, jejichž funkcí je svírat horní a dolní část skříně. Zavedeme proto soubor vůlí vztahující se k vnějším průměrům ložisek a označíme $W_{L01,I}$ dle vztahu (Rov. 8-8), jejichž hodnoty nesmí klesnout pod kritickou mez, což může v některých



Obr. 8-3 Vůle ložisko versus ložisko [Dolejš]

8.3 Geometrické omezující podmínky deformační

8.3.1.1 Definice

Při přenosu zatížení převodovkou jsou deformovány všechny stavební prvky: *hřídele, ozubená kola, ložiska i tělesa*. Poslední tři zmíněné položky vyžadují relativně sofistikované matematické metody FEM nebo deformační testy hotového výrobku, a v konstrukčním návrhu se neuvažují. Pozornost bude zaměřena na tělesa nosných hřídelů a jejich idealizovanou kontrolu pomocí běžných analytických metod. Deformace nosných hřídelů je nutno kontrolovat z důvodů, aby nedošlo k poruchám provozního charakteru. Příliš velké deformace hřídele s umístěnými ozubenými koly zhoršují záběr ozubení a zvyšují nebezpečí hranového přetížení ložisek (válečkových). Oba jevy výrazně zkracují životnost. Deformace hřídelů jsou dvojí:

- 1) Úhel zkroucení – od přenosu točivého momentu mezi dvěma ozubenými koly na jednom hřídeli, nebo mezi ozubeným kolem a spojkou u hnacího či hnaného stroje.
- 2) Průhyb a úhel natočení průhybové čáry – od ohybového momentu a působení soustavy sil.

8.3.1.2 Předpoklad

Celková deformace ozubení provedeného na hřídeli je prostorovou kombinací účinků zkroucení, průhybů a natočení průhybové čáry, a její výsledná hodnota je ovlivněna více faktory:

- 1) Směrem otáčení hřídele (levotočivý nebo pravotočivý pohyb) a směrem stoupání šroubovice (levý nebo pravý).
- 2) Polohou ozubeného kola vůči toku točivého momentu. Účinky torsních a ohybových deformací na bok zubu buď kompenzují, nebo zesilují.

Protože nelze postihnout všechny vzájemné kombinace připadající v úvahu, bude pod pojmem *deformace hřídele* chápán stav *změny polohy neutrální osy* nosníku pod účinkem tangenciálních sil v ozubení F_t , a tyto změny ve formě průhybu a natočení průhybové čáry budou porovnány s přípustnými empirickými hodnotami.

8.3.1.3 Východiskový vztah výpočtu deformace hřídele

Deformace hřídelů lze stanovit pomocí známých vztahů z nauky o pružnosti a pevnosti materiálu. Působí-li na prizmatický nosník dle Obr. 8-4 síla, nebo soustava sil, její deformační odezva je určena s využitím dvou principů:

- 1) **Schwendlerova věta** - známá metoda stanovení deformace *metodou momentových ploch*. Vztahy pro posouvající sílu a ohybový moment a její aplikací lze úhel natočení a průhyb vyjádřit jako (Rov. 8-11) a (Rov. 8-12):

$$\varphi(x) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot [T_{F(x)}] \quad (\text{Rov. 8-11})$$

$$\kappa(x) = \frac{1}{E \cdot J_x} \cdot [M_{F(x)}] \quad (\text{Rov. 8-12})$$

Kde:

$\varphi(x)$ - Úhel měřený od kladné poloosy x k tečně průhybové čáry v uvažovaném bodě.

$\kappa(x)$ - Průhyb tj. posunutí těžiště průřezu nosníku v uvažovaném bodě.

$T_{F(x)}$ - Posouvající síla v místě hledaného úhlu natočení od zatížení nosníku fiktivním obtížením totožným s momentovou plochou.

$M_{F(x)}$ - Ohybový moment v místě hledaného úhlu natočení od zatížení nosníku fiktivním obtížením totožným s momentovou plochou.

E - Modul pružnosti v tahu.

J_x - Kvadratický moment průřezu stanovený k neutrální ose.

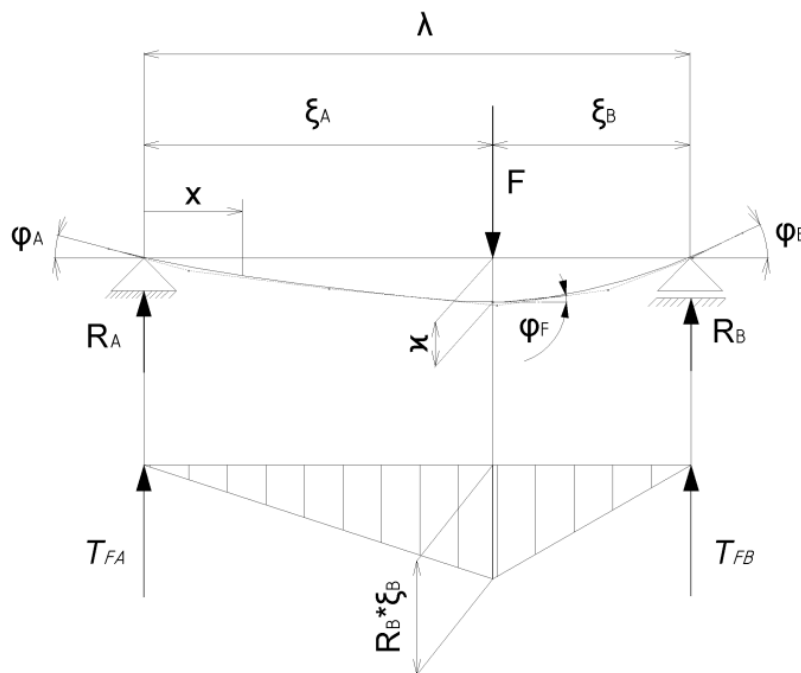
- 2) **Castiglianova věta** - známý princip, že hledaný posuv některého bodu tělesa, je možno vypočítat jako *součet dílčích deformací* generovaných v daném bodě soustavou působících individuálních silových účinků. Pro jakýkoliv bod ve vzdálenosti x od počátku lze stanovit deformace vyjádřit dle (Rov. 8-13) a (Rov. 8-14).

$$F(x) = \sum_{i=1}^k \varphi(x, (Ft_i)) \quad (\text{Rov. 8-13})$$

$$K(x) = \sum_{i=1}^k \chi(x, (Ft_i)) \quad (\text{Rov. 8-14})$$

Kde:

- $F(x)$ - celkový úhel natočení v místě x ,
- $K(x)$ - celkový průhyb v místě x ,
- $\varphi(x, (Ft_i))$ - dílčí úhel natočení v místě x od síly F_{t_i} ,
- $\chi(x, (Ft_i))$ - dílčí průhyb v místě x od síly F_{t_i} .



Obr. 8-4 Prizmatický nosník

8.3.1.4 Geometrická podmínka deformační [Dolejš]

Obecně pro deformaci libovolného I -tého hřídele převodovky dle Obr. 8-5, v místě středu ozubení pastorku o souřadnici $x = \frac{L_{LO,I}}{2} + S_{1,I}$ lze stanovit zápis ve tvaru (Rov. 8-15) a (Rov. 8-16).

$$F(x)_{,I} = \varphi(x)_{,(Ft,I)} + \varphi(x)_{,(Ft,I-1)} \quad (\text{Rov. 8-15})$$

$$K(x)_{,I} = \chi(x)_{,(Ft,I)} + \chi(x)_{,(Ft,I-1)} \quad (\text{Rov. 8-16})$$

Přičemž musí pro každý hřídel platit nerovnost (Rov. 8-17) a (Rov. 8-18):

$$\varphi_{D,I} - F(x)_{,I} \geq 0 \quad (\text{Rov. 8-17})$$

$$\chi_{D,I} - K(x)_{,I} \geq 0 \quad (\text{Rov. 8-18})$$

Kde:

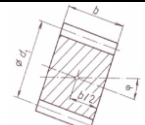
- $\varphi_{D,I}$ - dovolená hodnota úhlu sklonu průhybové čáry, viz Tab. 8-1.
- $\chi_{D,I}$ - dovolená hodnota průhybu, viz Tab. 8-1.

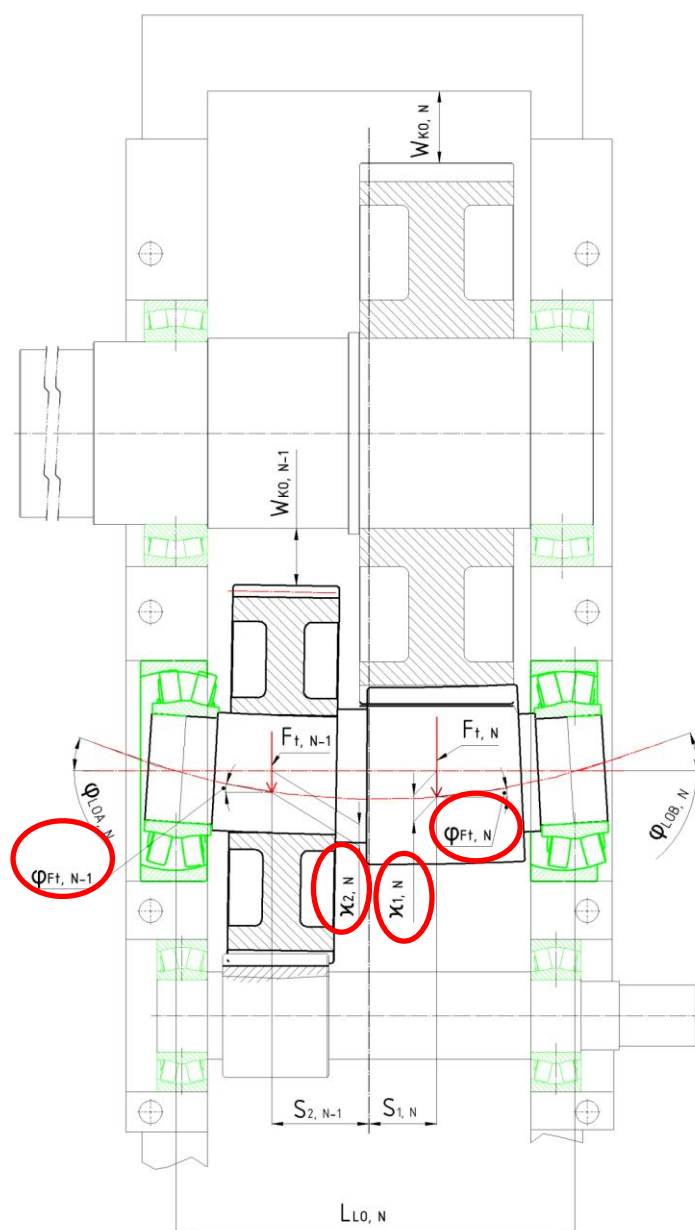
Pro celou převodovku pak lze zavést globální omezující deformační podmínku ve tvaru matice řádu $2 \times (N+1)$ dle (Rov. 8-19) a pro každý prvek matice definovat výraz dle (Rov. 8-20). Deformační podmínka v tomto tvaru zajišťuje, že v žádném ze sledovaných míst nepřekročí hodnoty deformací přípustné meze.

$$\Gamma = \begin{bmatrix} (\varphi_{D,1} - F_{(x),1}) & \dots & (\varphi_{D,I} - F_{(x),I}) & \dots & (\varphi_{D,N+1} - F_{(x),N+1}) \\ (\chi_{D,1} - K_{(x),1}) & \dots & (\chi_{D,I} - K_{(x),I}) & \dots & (\chi_{D,N+1} - K_{(x),N+1}) \end{bmatrix} \quad (\text{Rov. 8-19})$$

$$\Gamma_{ij} \geq 0 \quad (\text{Rov. 8-20})$$

Tab. 8-1 Dovolené hodnoty deformací [Kříž 1997]

Dovolенý průhyb	$\chi_D = 0,01 \cdot m_n$	
Dovolенý úhel sklonu	$\varphi_D = \arctg\left(0,0002 \cdot \frac{d_1}{b}\right)$	



Obr. 8-5 Průhyb hřídele převodovky [Dolejš]

9 Definice výkonového funkcionálu převodovky [Dolejš]

9.1 Východiskové vztahy provozní

Znalost *provozních parametrů* z hlediska vlivu na optimalizaci konstrukčního návrhu je naprosto *prioritní*. Pokud je od samotného prvopočátku chybně určena hodnota přenášeného zatížení, nebo hodnota očekávané provozní spolehlivosti nebo životnosti, pak jakákoliv následně provedená byť pečlivá optimalizace bude znamenat jen přesnou hru s nepřesnými argumenty.

Provozním parametrům byla již obecně věnována pozornost v odstavci 3.3.2. Všechny tam zmíněné parametry je zapotřebí mít k dispozici, nicméně není nutno vědět všechny již ve stadiu konstrukčního návrhu. Některé parametry jako *tepelný výkon* je možno stanovit až po provedení podrobných výpočtů, jiné jako *hluk* a *vibrace* se spolehlivě určí až z měření při zkoušení nebo při zkušebním provozu. To co je nutno znát již od úvodních fází návrhu je :

- 1) Způsob zatěžování vyjádřený spektrem zatížení alternativně provozním součinitelem.
- 2) Požadovaná životnost zařízení.
- 3) Pracovní charakteristiky strojů.

9.2 Způsob zatěžování

Znalost zatěžovacích stavů je předpokladem pro racionální dimenzování součástí. Historie zatěžování se skládá z různých časových úseků, ve kterých je dostatečně přesně charakterizováno provozní zatížení [Moravec 2001]. Tyto režimy mohou být např. *rozběh, ustálený provozní režim, doběh, brzdění, provoz v daném režimu bez zatížení, provoz se zatížením, provoz pod extrémním přetížením, zatížení momentem za nulových otáček* apod. Vlivem existence takových jevů je přenášené zatížení projevující se mezi boky zubů vždy větší než to odvozené pouze ze statické hodnoty přenášeného točivého momentu.

Z hlediska přístupu ke stanovení provozního zatížení lze problém rozdělit do dvou skupin v závislosti na míře znalostí o pohonu a míře přijatelného rizika při stanovení předpokládané trvanlivosti a to *odvození od provozního součinitele* nebo *odvození od zátěžového spektra*.

9.2.1 Odvození zatížení pomocí provozního součinitele

9.2.1.1 Charakteristika

Není známo zátěžové spektrum hnacího ani hnaného stroje pouze určení pohonu. Provozní součinitel SF je komplexní skalární veličina, která kombinuje účinky *vnějšího dynamického zatížení, spolehlivosti a životnosti* a je použit k výpočtu ekvivalentního výkonu. Přijatelné hodnoty provozního součinitele pro různé aplikace jsou určeny především oborovými zkušenostmi. Například [AGMA 2101-D04] obsahuje seznam aplikací včetně jejich vhodných provozních součinitelů (viz Tab. 9-1). Publikované údaje jsou pouze „minimálně doporučené“. Za normálních podmínek je míra spolehlivosti, která je obsažena v SF odvozena na základě statistické pravděpodobnosti výskytu méně než jedné poruchy ze 100.

9.2.1.2 Metodika určení provozního součinitele

Výpočet je prováděn za předpokladu, že na soukolí působí konstantní zatížení dané součinem tzv. *jmenovitého zatížení F_j a provozního součinitele SF*, a že soukolí pracuje po celou dobu požadované životnosti při konstantních otáčkách i ostatních provozních parametrech. Předpokládá se, že tzv. jmenovité zatížení je veličina, jejíž hodnota se během provozu daného soustrojí vyskytuje statisticky nejčastěji. Nutno podotknout, že i když tento způsob nezaručuje skutečně racionální dimenzování výrobku, patří mezi nejjednodušší, tím nejlacinější a tedy v současnosti nejrozšířenější. Metodika byla historicky vyvinuta pro rychlé posouzení vhodné velikosti výrobku a využívá se zejména při prodeji katalogových produktů. Provozní součinitelé jsou empirické hodnoty, které jsou shromažďovány po desetiletí pro různé oborové aplikace, tj. podobné druhy pohonů a zohledňují vliv přídatných dynamických zatížení, klimatických podmínek, požadavků na životnost, spolehlivost, očekávání zákazníků apod. Jmenovité hodnoty provozních součinitelů jsou obsaženy jak v již citovaných standardech AGMA a tak i ve výrobních katalozích výrobců převodovek.

Nevýhody

- 1) Pro aplikace, zahrnující neobvyklé nebo těžké zatížení, nebo ty, které vyžadují vyšší stupeň spolehlivosti, musí být provedeno dodatečné podrobnější přezkoumání.
- 2) Typické hodnoty provozního součinitele nejsou rovněž vhodné pro systémy, které vykazují kritické vibrace nebo opakované rázové zatížení.
- 3) Je obtížné odhadnout životnost převodovky. Je předpokládáno, že při provozním součiniteli $SF=1$ lze očekávat minimální dosažitelnou hranici životnosti 5 000 provozních hodin.
- 4) Obtížně se určuje dynamické zatížení ložisek vlivem jejich odlišného způsobu výpočtu.

Tab. 9-1 Provozní součinitel pro pohon hnané elektrickým motorem nebo turbínou [AGMA]

Denní doba provozu	Klasifikace zatížení		
	U	M	H
Méně než 3 hodiny	0,80	1,00	1,50
3 – 10 hodin	1,00	1,25	1,75
Více než 10 hodin	1,25	1,50	2,00

Klasifikace zatížení	Aplikace
U	Čerpadla rotační a odstředivá, dmychadla, kompresory odstředivé a lopátkové, ventilátory odstředivé, podavače řemenové a šroubové, generátory, tiskařské stroje
M	Čerpadla pístová, kompresory pístové, jeřáby a zdviže, elevátory, rotační pece, mixery cementu, obráběcí stroje
H	Drtiče kamene a rudy

9.2.1.1 Diskuze k používání provozního součinitele [Dolejš]

Na důkaz o subjektivnosti parametru provozního součinitele, a s ohledem na autorovy poznatky z oboru, je na místě zmínit hlavní a nejdůležitější pravidlo a to: *výsledná velikost převodovky je vždy kompromisním výsledkem diskuzí mezi výrobcem (zastoupeným ve fázi návrhu konstruktérem) a zákazníkem, přičemž posledně jmenovaný má vždy pravdu.*

Zákazníkovým prvotním zájmem je získat za své peníze výrobek s co největší užitnou hodnotou a není tedy překvapením, že v reálném provozu jsou skutečné provozní součinitele SF a tedy možnost přetížitelnosti vyšší, mnohdy i výrazně, než ty které jsou publikovány v dříve citovaných zdrojích.

Pro srovnání autor sestavil tabulku hodnot *prakticky používaných provozních součinitelů*, se kterými se setkal v diskuzích s provozovateli, zákazníky a výrobcí zařízení, při řešení konkrétních průmyslových pohonů v letech 1993 – 2012 viz Tab. 9-2.

Údaje jsou seskupeny pro jednotlivé druhy těžkých provozů a dále rozděleny podle subjektů, z jejichž specifikací bylo čerpáno. Protože normy ISO ani DIN neznají přesný termín provozní součinitel, je v odpovídajících sloupcích použit přepočet dle složeného matematického výrazu pro ohyb $K_A \cdot \frac{S_F}{S_{Fmin}}$ a

pro dotyk $K_A \cdot \left(\frac{S_H}{S_{Hmin}}\right)^2$.

V některých případech byly požadovány rozdílné hodnoty provozních součinitelů pro ulomení zubu a dotyk, v jiných případech jsou stejné. Je zřejmé, že volba provozního součinitele je *subjektivní záležitostí* podmíněná *osobními a historickými zkušenostmi hodnotitele*. I pro podobné typy pohonů, provozované různými subjekty, se vyskytují značné odlišnosti v odhadech, a tedy je obtížné generalizovat všeobecně platné závěry a závislosti.

Tab. 9-2 Reálné hodnoty provozních součinitelů získané z praxe [Dolejš]

				Typ výpočtu			
				AGMA		ISO / DIN	
Pohon	Firma	Status *	Stát	Ulomení zuby K_{SF}	Dotyk C_{SF}	Ulomení zuby $K_A \cdot \frac{S_F}{S_{Fmin}}$	Dotyk $K_A \cdot \left(\frac{S_H}{S_{Hmin}}\right)^2$
Válcovací stolice	RENK-ZANINI	GP	Něm.-Braz.	2,80	2,80		
	VOEST ALPINE	OEM	Rakousko			2,50	2,50
	MORGARDSHAMMAR	OEM	Norsko	2,00	1,75		
	SIMAC	OEM	Itálie	2,00	2,00		
	POMINI	OEM	Itálie	4,51	3,22		
	VOEST ALPINE	OEM	Rakousko			2,16	2,16
	MNS	OEM	Itálie	2,00	1,80		
	ArcelorMittal	OEM	Belgie	2,00	2,00		
	FALK	GP	USA	2,50	1,65		
	FLENDER	GP	Německo			2,50	2,50
Hnětič pryže	CONTINENTAL	OEM	Německo			3,33	2,80
	SEMPERFLEX	OEM	ČR			2,2	2
Kulový mlýn na drcení cementu	ANGLO AMERICAN	OEM	USA	2,59	1,73		
	ANGLO AMERICAN	OEM	USA	2,00	2,00		
	LOESCHE	OEM	Německo			2,67	2,80
	FALK	GP	USA	2,25	1,50		
	RENK-ZANINI	GP	Německo	2,10	1,50		
	LAFARGE	OEM	Francie			2,50	2,50
	CMD	GP	Francie	2,50	2,50		
	MOVENTAS	GP	Finsko			2,33	2,42
	FLENDER	GP	Německo			2,00	2,00
RENK	GP	Německo	2,60	2,08			
Pasový dopravník – zemina v dole	KEK	OEM	Srbsko			2,33	2,88
	DAO	OEM	Řecko			2,08	2,25
	FALK	GP	USA	2,00	1,75		
	FALK	GP	USA	2,25	2,00		
Drtič cukrové třtiny	RENK-ZANINI	GP	Něm.-Braz.	2,90	2,32		
	RENK-ZANINI	GP	Něm.-Braz.	2,20	1,76		
	LUFKIN	GP	USA	1,75	1,75		
	FLENDER	GP	Německo			1,70	1,70
Koleso velkorypadla	UNEX	OEM	ČR			2,50	2,00
	THYSSEN KRUPP	OEM	Německo			2,30	2,00
	FLENDER	GP	Německo			2,20	2,20

*Poznámka: GP - Gear Producer – je použito označení pro firmy *výhradně specializované* na výrobu výkonových převodovek
 OEM - Original Equipment Manufacturer – je použito označení pro výrobce *kompletních výrobních technologií*, převodovky nakupuje od GP, eventuálně si vyrábí vlastní.

9.2.2 Odvození zatížení pomocí zátěžového spektra

9.2.2.1 Charakteristika

Většina strojních součástí je v provozu namáhána časově proměnlivými silovými účinky. Pro pevnostní výpočet je zapotřebí znát tzv. *charakteristický soubor zatížení*. Tímto pojmem se rozumí takový soubor informací o četnosti a výskytu zatížení na jednotlivých hladinách, který je charakteristický po celou očekávanou dobu životnosti strojního zařízení.

Ekvivalentní zatížení je pak takové zatížení jedné velikosti, které má při stejném počtu cyklů stejný poškozující účinek jako skutečné spektrum. Výpočet ekvivalentního zatížení se provádí pro ty součásti, pro které jsou vytvořeny výpočtové postupy počítající s jednou hodnotou zatěžování. Jedná se především o výpočty ozubených kol na ohyb a dotyk a výpočet ložisek [Folta 2004],[Moravec 2001].

9.2.2.2 Předpoklady

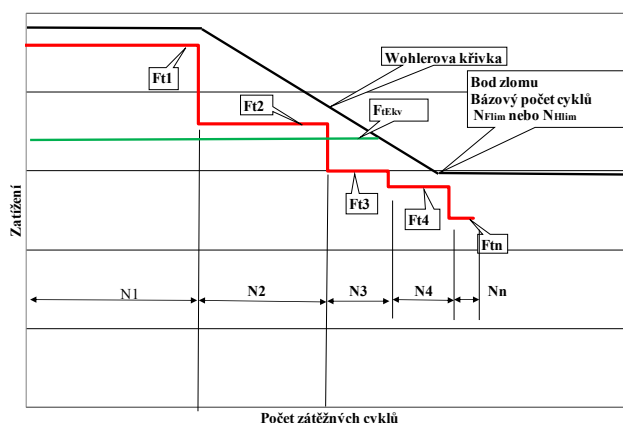
Pro zjednodušení lze komplexní zatěžující spektrum, nebo pracovní cyklus, nahradit omezeným počtem jednoduchých zatěžujících případů. Takový histogram se skládá ze sloupců konstantního zatížení, přičemž šířka každého sloupce odpovídá procentuálně délce působení zatížení této úrovně v celém spektru očekávané trvanlivosti (viz Obr. 9-1).

Není-li k dispozici zatěžující spektrum, je doporučováno zkonstruovat ve stadiu projekčních prací náhradní soubor zatížení (viz Obr. 9-2) [Svoboda 1980]. Rozdělení zatížení je provedeno podle distribuční logaritmické křivky pravděpodobnosti výskytu, která je proložena dvěma známými body [2 a 1]. Bod 2 odpovídá hladině maximálního zatížení a bod 1 hladině minimálního zatížení.

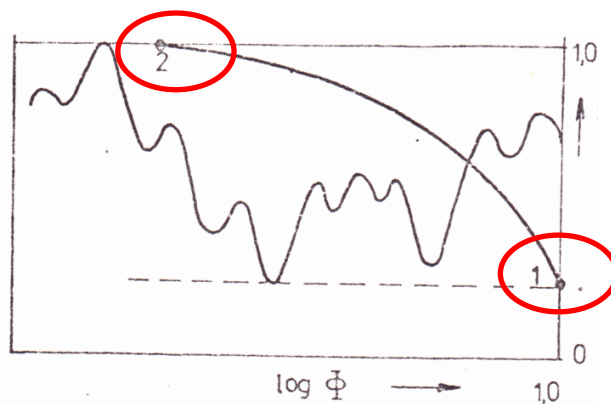
Předpokládá se, že součást je během uvažované provozní doby zatížena tak, že na ni působí n různých amplitud zatížení.

Amplituda F_{i1} se vyskytuje N_1 krát, amplituda F_{i2} se vyskytuje N_2 krát atd. až k amplitudě F_m , která se vyskytne N_n krát. Zmíněné amplitudy se nazývají hladinami zatížení a počet výskytu každé hladiny se nazývá četnost výskytu hladiny. Podmínkou je aby obě spektra, původní i náhradní (reprezentované F_{tekv}) měly stejný poškozující účinek vůči materiálu, reprezentovanému Wöhlerovou křivkou.

Pro výpočet ekvivalentního zatížení ozubení i ložisek existují podobné metodiky, které jsou vyjádřeny interpretovaným způsobem, popsaným v odstavcích 9.2.3.1, 9.2.3.2 a 9.2.3.3 s odkazem na [Folta 2004].



Obr. 9-1 Stanovení ekvivalentního zatížení pro spektrum zatížení [Folta 2004]



Obr. 9-2 Náhradní soubor zatížení [Svoboda 1980]

9.2.3 Způsob výpočtu zatížení použitý v optimalizační metodě [Dolejš]

Z důvodů, uvedených v 9.2.1.1 je zřejmé, že založit optimalizační metodu na základě jediné konstantní hodnoty provozního součinitele by nebylo z hlediska přesnosti objektivní. Správnějším postupem je výpočet ekvivalentního zatížení založeném i třeba na zjednodušeném spektru [Folta 2004] a jeho účinky aplikovat na každý stavební prvek individuálně. Tento postup bude v dalších krocích aplikován následujícím způsobem:

9.2.3.1 Výpočet ekvivalentního zatížení ozubení na ohyb

$$F_{tF1ekv} = \sqrt[q_F]{\frac{\sum_{i=1}^m (F_{ti}^{q_F} \cdot N_{1i})}{\sum_{i=1}^m N_{1i}}} \quad (\text{Rov. 9-1})$$

$$F_{tF2ekv} = \sqrt[q_F]{\frac{\sum_{i=1}^m (F_{ti}^{q_F} \cdot N_{2i})}{\sum_{i=1}^m N_{2i}}} \quad (\text{Rov. 9-2})$$

Podmínka výpočtu je $\sum_{i=1}^m N_i \leq N_{Flim}$, tj. výraz platí pouze pro skloněnou část Wöhlerovy křivky, další hladiny nejsou již brány v úvahu.

Kde:

- F_{tF1ekv} - ekvivalentní síla pro výpočet ozubení pastorku na ohyb, [N],
- F_{tF2ekv} - ekvivalentní síla pro výpočet ozubení kola na ohyb, [N],
- q_F - exponent Wöhlerovy křivky pro výpočet na ohyb,
- F_{ti} - směrodatná obvodová síla pro i-tou hladinu, [N],
- N_{1i}, N_{2i} - počet zátěžných cyklů pastorku resp. kola pro i-tou hladinu vztažený k otáčkové frekvenci,
- N_{Flim} - bazový počet cyklů pro výpočet na ohyb,
- m - počet hladin k dosažení bazového počtu cyklů,
- n - celkový počet zátěžných hladin.

9.2.3.2 Výpočet ekvivalentního zatížení ozubení na dotyk

$$F_{tH1ekv} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (F_{ti}^{(q_H/2)} \cdot N_{1i})}{\sum_{i=1}^m N_{1i}}} \quad (\text{Rov. 9-3})$$

$$F_{tH2ekv} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (F_{ti}^{(q_H/2)} \cdot N_{2i})}{\sum_{i=1}^m N_{2i}}} \quad (\text{Rov. 9-4})$$

Podmínka výpočtu je $\sum_{i=1}^m N_i \leq N_{Hlim}$, tj. výraz platí pouze pro skloněnou část Wöhlerovy křivky, další hladiny nejsou již brány v úvahu.

Kde:

- F_{tH1ekv} - ekvivalentní síla pro výpočet ozubení pastorku na dotyk, [N],
- F_{tH2ekv} - ekvivalentní síla pro výpočet ozubení kola na dotyk, [N],
- q_H - exponent Wöhlerovy křivky pro výpočet na dotyk,
- F_{ti} - směrodatná obvodová síla pro i-tou hladinu, [N],
- N_{1i}, N_{2i} - počet zátěžných cyklů pastorku pro i-tou hladinu vztažený k otáčkové frekvenci,
- N_{Hlim} - bazový počet cyklů pro výpočet na dotyk,
- m - počet hladin k dosažení bazového počtu cyklů,
- n - celkový počet zátěžných hladin.

9.2.3.3 Výpočet ekvivalentního zatížení ložisek

Za předpokladu konstantních otáček pro všechny hladiny dle (Rov. 9-5):

$$F_{Lekv} = \sqrt[q]{\sum_{i=1}^n \left(F_{ti}^q \cdot \frac{N_i}{\sum_{j=1}^n N_j} \right)} \quad (\text{Rov. 9-5})$$

Kde:

- F_{Lekv} - ekvivalentní síla pro výpočet ložiska, [N],
- q - exponent Wöhlerovy křivky,
- F_{ti} - směrodatná obvodová síla pro i -tou hladinu, [N],
- N_i - počet zátěžných cyklů pro i -tou hladinu,
- n - celkový počet zátěžných hladin.

9.2.4 Shrnutí zásad použití součinitele K_A pro určení K_{ISO} a U_{ISO} [Dolejš]

9.2.4.1 Předpoklad

Vyhodnocení zatížení vychází v podstatě z točivého momentu hnaného stroje. Je to moment odpovídající nejtěžším běžným provozním podmínkám. Alternativně lze jako základ výpočtu použít i moment odvozeného od hnacího stroje, pokud ovšem odpovídá požadavku hnaného stroje na točivý moment. V praxi je totiž často výkon hnacího stroje navrhován s přebytkem kapacity o 10 – 20% z důvodu nutnosti vybudování dostatečného momentu při startech pohonu, nebo pro snazší chlazení při vysokých okolních teplotách. V tom případě nutno provést podrobnější analýzu. Obecně se předpokládá, že existuje pojem jmennovité zatížení F_{nom} nebo T_{nom} , které lze definovat jako statistický průměr ze souboru zatížení. Většinou tento pojem je chápán jako smluvní hodnota. Ekvivalentní zatížení se pak vyjadřuje jako součin dle vztahu (Rov. 9-6):

$$F_{ekv} = K_A \cdot F_{nom} \quad (\text{Rov. 9-6})$$

Kde: K_A - součinitel vlivu vnějších dynamických sil, [---].

9.2.4.2 Interpretace pro použitou metodu [Dolejš]

Se součinitelem K_A jsme se setkali ve vztazích pro odvození index intenzity zatížení boku zubu K_{ISO} a jednotkové zatížení zubu U_{ISO} v odstavci 7.3. Pokud uvážíme, že všechny stavební prvky v převodovce jsou vystaveny účinkům stejného spektra zatížení dle Obr. 9-1 reprezentovaným časovou závislostí F_j a vzhledem k různým hodnotám parametrů $q_F, q_H, q, N_{Flim}, N_{Hlim}$ jsou výsledné hodnoty ekvivalentních zatížení F_{tFekv}, F_{tHeqv} a F_{Lekv} různé, musí zcela zákonitě existovat i různé součinitele vnějších dynamických sil $K_{AF1,I}, K_{AF2,I}, K_{AH1,I}, K_{AH2,I}$ a K_{AL} pro jednotlivé výpočtové úlohy dle (Rov. 9-7), (Rov. 9-8), (Rov. 9-9), (Rov. 9-10) a (Rov. 9-11).

$$K_{AF1,I} = \frac{F_{tF1ekv,I}}{F_{nom}} \quad (\text{Rov. 9-7})$$

$$K_{AF2,I} = \frac{F_{tF2ekv,I}}{F_{nom}} \quad (\text{Rov. 9-8})$$

$$K_{AH1,I} = \frac{F_{tH1ekv,I}}{F_{nom}} \quad (\text{Rov. 9-9})$$

$$K_{AH2,I} = \frac{F_{tH2ekv,I}}{F_{nom}} \quad (\text{Rov. 9-10})$$

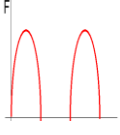
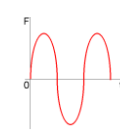
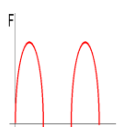
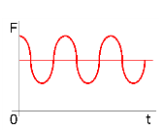
$$K_{AL,I} = \frac{F_{Lekv,I}}{F_{nom}} \quad (\text{Rov. 9-11})$$

Kde:

- $K_{AF1,I}$ - součinitel vnějších dynamických sil pro ulomení zubu *pastorku* na stupni I , [---]
- $K_{AF2,I}$ - součinitel vnějších dynamických sil pro ulomení zubu *kola* na stupni I , [---]
- $K_{AH1,I}$ - součinitel vnějších dynamických sil v dotyku ozubení *pastorku* na stupni I , [---]
- $K_{AH2,I}$ - součinitel vnějších dynamických sil dotyku ozubení *kola* na stupni I , [---]
- K_{AL} - součinitel vnějších dynamických sil ložisek pro všechny stupně, [---]

Tím se opětovně potvrzuje, že metoda používání jediné hodnoty provozního součinitele SF (dle 9.2.1) a jeho aplikace na všechny komponenty je velmi sporadická, neodráží skutečný stav výpočtu na únavu a nepřispívá k racionálnímu dimenzování součástí. Proto v dalších úvahách spojených s optimalizační metodou bude používáno vztahů zmíněných v Tab. 9-3.

Tab. 9-3 Shrnující tabulka výpočtu ekvivalentního zatížení na převodovém stupni I [Dolejš]

Posuzovaná vlastnost	Ulomení zubu		Dotyk ozubení	Ložisko
	Míjivý / Symetrický		Míjivý	Pulsující
Zatěžující cyklus				
Frekvence cyklu	Otáčková		Otáčková	Otáčková
Exponent Wöhlerovy křivky	Pro oceli tvrzené $q_F = 9$ Pro oceli zušlechtnuté $q_F = 6$		$q_H = 10$	Pro čárový dotyk $q = 3,33$ Pro bodový dotyk $q = 3$
Bázový počet cyklů	$N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$		$N_{Hlim} = 5 \cdot 10^7$	∞
Ekvivalentní zatížení prvku	$F_{tF1ekv,I}, F_{tF2ekv,I}$		$F_{tH1ekv,I}, F_{tH2ekv,I}$	$F_{Lekv,I}$
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_{AF1,I}, K_{AF2,I}$		$K_{AH1,I}, K_{AH2,I}$	K_{AL}

9.3 Životnost zařízení a ovlivňující faktory

9.3.1.1 Životnost

Životnost výrobku *je doba*, během níž budou ukazatele charakteristik výrobku udrženy na úrovni, která umožní, aby správně navržený a provedený výrobek plnil základní požadavky (tzn. základní charakteristiky výrobku splní nebo překročí minimálně přijatelné hodnoty, aniž by se tím vyvolaly větší náklady na opravu nebo výměnu). Životnost výrobku závisí na jeho *vlastní trvanlivosti a běžné údržbě* a je ovlivněna různými faktory jako *Typem zařízení, Způsobem užívání, Rychlostí morálního opotřebování, Očekávanou provozní spolehlivostí a Pořizovacími náklady a rozbořem návratnosti investic*. Očekávané hodnoty životností pohonů viz Tab. 9-4.

9.3.1.2 Trvanlivost výrobku

Trvanlivost výrobku *je schopnost* výrobku udržet požadované ukazatele svých charakteristik po dobu, kdy je vystaven předvídaným zatížením. Při běžné údržbě musí výrobek umožňovat, aby správně navržené a provedené zařízení plnilo základní požadavky po ekonomicky přiměřenou dobu (životnost výrobku). Trvanlivost tedy závisí na *určeném použití výrobku a jeho provozních podmínkách*. Posouzení trvanlivosti se může vztahovat na výrobek jako celek nebo na jeho funkční charakteristiky, pokud hrají významnou úlohu při plnění základních požadavků. V obou případech je základním předpokladem to, že ukazatele charakteristik výrobku budou po celou dobu jeho životnosti udrženy na přijatelné úrovni ve vztahu k počátečním ukazatelům jeho charakteristik.

9.3.1.3 Kritérium provozuschopnosti

Pro posouzení, zda je výrobek ještě schopný dalšího užívání musí konstruktér při návrhu stanovit kritéria provozuschopnosti. V případě převodovek s ozubenými koly jsou jimi například:

- 1) Rozsah opotřebení na bocích zubů (pittingy, záděry, plastická deformace, zeslabení zubu ...).
- 2) Absence či přítomnost trhlinek v patách zubů.
- 3) Zvýšená vůle v ložiskových podporách.
- 4) Zhoršující se tendence v hlučnosti a vibracích.
- 5) Praskliny v tělese skříně převodovky.

Tab. 9-4 Očekávané životnosti zařízení

Způsob užívání	Příklady pohonů	Životnost	
Stroje pro jedno - dvou směnný provoz	stroje na zpracování plastických hmot, hlavní jeřáby, drtiče, extrudery, míchadla, hlavní dopravníky	20000	35000
Stroje pro trvalý provoz	dopravní zařízení, válečkové tratě, čerpadla, odstředivky, dmychadla, kompresory, kulové mlýny, drtiče, briketovací lisy, důlní výtahy, lanové kotouče, válcovací stolice	40000	60000
Stroje pro trvalý provoz s velkou provozní bezpečností	strategická zařízení v papírnách, textilkách elektrárnách, vodárnách, cementárnách, energetice, lodní stroje	75000	100000

9.4 Koncepční úvahy k pracovním charakteristikám strojů

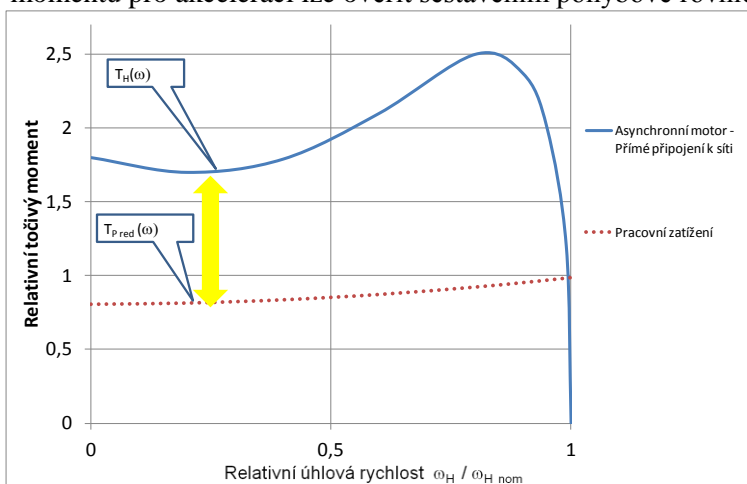
9.4.1 Přiměřenost výkonu

Stanovit výkon hnacího stroje není většinou v kompetenci konstruktéra převodovky ale projektanta pohonu zařízení. Nicméně vzhledem k důležitosti tohoto parametru pro optimalizaci návrhu převodovky je vhodné věnovat tématu několik postřehů. Hlavní funkcí hnacího stroje je pokrýt spotřebu mechanické energie pohonu ve všech bodech pracovní charakteristiky. Samozřejmě za předpokladu, že nejsou využívány jiné zdroje, např. setrvačníky apod.

Měřítkem je relativní točivý moment, tedy podíl mezi aktuální hodnotou momentu dle momentové charakteristiky a hodnotou odpovídající stavu v pracovním bodě. V reálném provozu mohou nastat tři provozní stavy:

- 1) Pokud je aktuální požadavek výkonu pracovního stroje v relativní rovnováze se jmenovitým výkonem hnacího stroje, pohon plní předpokládanou funkci.
- 2) Pokud je aktuální požadavek výkonu pracovního stroje výrazně menší, než jmenovitý výkon hnacího stroje, může to vést k velmi rychlému startu a existenci intenzivních dynamických projevů jako vibrace, hluk nebo nezvyklé zvuky.
- 3) Pokud je aktuální požadavek výkonu vyšší než je kapacita hnacího stroje vlivem nepřiměřeného akceleračního momentu, rozběh bude pomalý nebo dokonce motor nedosáhne provozních otáček vůbec. Tyto provozní podmínky způsobí přehřívání vinutí motoru, eventuálně shoření.

Přiměřenost instalovaného výkonu hnacího stroje je dána aktuálním přebytkem hnacího momentu nad aktuálně spotřebovávaným momentem (viz Obr. 9-3, žlutá oblast). Je ovlivněna především rozdílností pracovních charakteristik hnacích a hnaných strojů. Tuto přiměřenost $T_{H(\omega)} - T_{Pred(\omega)}$ a tedy přebytek momentu pro akceleraci lze ověřit sestavením pohybové rovnice (není předmětem práce).



Obr. 9-3 Rozběh pohonu

Kde:

$T_{H(\omega)}$ - momentová charakteristika hnacího stroje, [Nm],

$T_{Pred(\omega)}$ - momentová charakteristika hnaného stroje redukována na hřídel hnacího stroje, [Nm]

ω_H - aktuální úhlová rychlost otáčení hnacího stroje, [rad.s⁻¹],

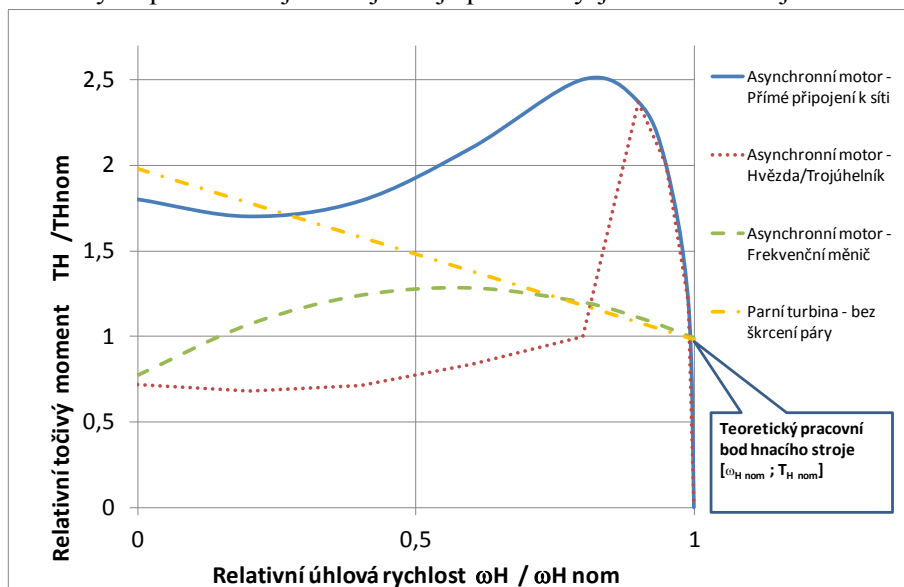
$\omega_{H nom}$ - úhlová rychlost otáčení hnacího stroje odpovídající pracovnímu bodu, [rad.s⁻¹],

T_H - aktuální točivý moment hnacího stroje, [Nm],

$T_{H nom}$ - točivý moment hnacího stroje odpovídající pracovnímu bodu, [Nm].

9.4.2 Charakteristiky hnacích strojů

V těžkých provozech jsou nejčastěji používány jako hnací stroje elektrické pohony, dále pak i parní,



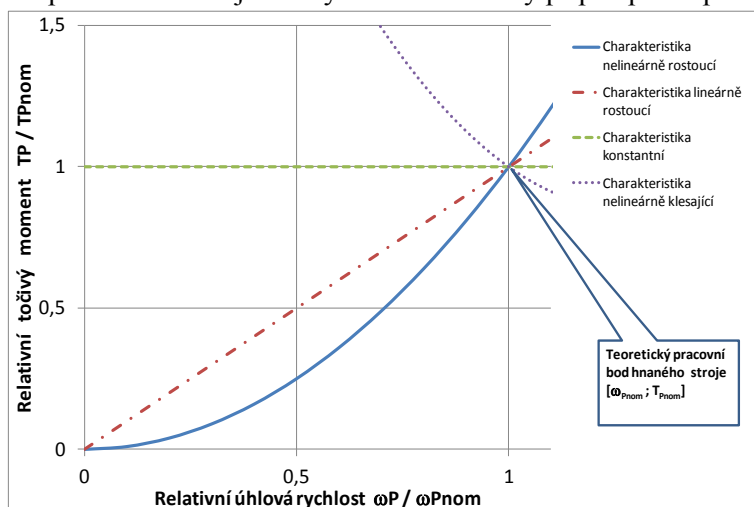
vodní nebo větrné turbíny (viz Obr. 9-4). Pohony bez jakékoliv regulace se objevují spíše v nižších výkonových hladinách, jejich nevýhodou je schopnost dosahovat vysokých hodnot momentů a tím vnášet nadměrné přetížení při startech. Pro velké výkony jsou používány systémy regulace např. frekvenční měniče, rozběhové spojky. Tato opatření umožní zajistit buď plynulý, nebo stupňovaný rozběh.

Obr. 9-4 Momentové charakteristiky hnacích strojů

9.4.3 Charakteristiky hnaných strojů

S ohledem na závislost mezi točivým momentem a úhlovou rychlostí, existují tři hlavní charakteristiky hnaných strojů, viz Obr. 9-5 a Tab. 9-5:

- 1) Charakteristika konstantní.** Pracovní zatížení je více či méně konstantní bez ohledu na aktuální otáčky. V těchto pohonech musí být hnací stroj schopen poskytnout dostatečný startovací moment (1,5 násobek i více oproti jmenovitému momentu) tak aby překonal pasivní odpory a urychlil rotující i posouvané hmoty.
- 2) Charakteristika rostoucí.** Pracovní zatížení je úměrné zvyšujícím se otáčkám. Jako příklad *lineární závislosti* může být zmíněno zubové čerpadlo, v případě *nelineární závislosti* se jedná např. o odstředivé čerpadlo nebo ventilátor. Požadovaný startovací moment je nižší, obvykle postačuje 1,2 násobek jmenovitého.
- 3) Charakteristika klesající.** Požadavky na odebíraný točivý moment se vzrůstajícími otáčkami klesají. Jako charakteristický příklad lze uvést navijedku, kdy se zvyšujícím se navijecím průměrem klesají otáčky bubnu. Podobný případ platí i pro většina obráběcích strojů.



Kde: **Pracovní bod** – teoretický stav nejčastěji se vyskytující při provozu. Předpoklad je jeho konstantní poloha.

ω_P - aktuální úhlová rychlost otáčení pracovního stroje, [rad.s⁻¹],

ω_{Pnom} - úhlová rychlost otáčení pracovního stroje odpovídající pracovnímu bodu, [rad.s⁻¹],

T_P - aktuální točivý moment pracovního stroje, [Nm],

T_{Pnom} - točivý moment pracovního stroje odpovídající pracovnímu bodu, [Nm].

Obr. 9-5 Momentové charakteristiky pracovních strojů

Tab. 9-5 Příklady momentových charakteristik

Typ hnaného stroje	Pravidla závislosti požadovaného momentu na otáčkách
Dopravník	Konstantní
Zubové čerpadlo	Moment zvyšující se lineárně s otáčkami
Odstředivé čerpadlo	Moment zvyšující se kvadraticky s otáčkami
Ventilátor nebo dmyhadlo	Moment zvyšující se kvadraticky s otáčkami
Šroubový kompresor	Konstantní
Pístový kompresor	Konstantní
Cementářská pec	Konstantní
Extruder	Konstantní nebo zvyšující se lineárně s otáčkami
Mechanický lis	Konstantní
Navíječka, odvíječka	Konstantní nebo zvyšující se lineárně s otáčkami
Drtič	Konstantní
Mixer	Moment zvyšující se lineárně s otáčkami
Hnětač, kalandr	Konstantní nebo snižující se lineárně s otáčkami
Odstředivka	Moment zvyšující se kvadraticky s otáčkami
Vřeteno obráběcího stroje	Konstantní nebo snižující se lineárně s otáčkami
Zdvihací zařízení	Konstantní

9.5 Výkonový funkcionál převodovky $\Phi_{(P)}$ [Dolejš]

Výkonový funkcionál $\Phi_{(P)}$ je sestaven ve tvaru nezáporné a nenulové matice o rozměru $6 \times (N+1)$ s normovanými prvky $\Phi_{ij(P)} \geq 1$ dle vztahu (Rov. 9-12).

Jednotlivé prvky funkcionálu porovnávají hodnotu přípustné zatžitelnosti stavebního prvku s úrovní aktuálního zatížení, která je generována při přenosu požadovaného výkonu převodovkou. Ve funkcionálu jsou prioritně již obsaženy parametry *provozní bezpečnosti* a *trvanlivosti* výrobku. Prvky matice jsou určeny dle Tab. 9-6 ze vztahů odvozených v Kapitolách 6 Silové vazby mezi stavebními prvky a 7 Přípustná zatžitelnost stavebních prvků.

Za dovolený výkon převodovky je pak považována minimální hodnota ze všech prvků matice na množině nezávisle proměnných $\Theta_{(X)}$ vynásobená hodnotou přenášeného výkonu P . Jedná se o kritérium maximalizační a zvolený zápis zajišťuje, že hodnota dovoleného výkonu bude vždy větší, v nejhroším případě identická, s výkonem přenášeným za daných provozních podmínek.

$$\Phi_{(P)} = P \cdot \text{MIN} \begin{bmatrix} P_{H1,1} & P_{H1,2} & \dots & P_{H1,N} & NaN \\ P_{F1,1} & P_{F1,2} & \dots & P_{F1,N} & NaN \\ P_{H2,1} & P_{H2,2} & \dots & P_{H2,N} & NaN \\ P_{F2,1} & P_{F2,2} & \dots & P_{F2,N} & NaN \\ P_{LA,1} & P_{AL,2} & \dots & P_{LA,N} & P_{LA,N+1} \\ P_{LB,1} & P_{BL,2} & \dots & P_{LB,N} & P_{LB,N+1} \end{bmatrix} \quad (\text{Rov. 9-12})$$

Tab. 9-6 Prvky výkonového funkcionálu [Dolejš]

Pro každý I-tý převodový stupeň		Vztah odvozen z :
Pastorek – ozubení na dotyk	$P_{H1,I} = \frac{F_{tH1dov,I}}{F_{t,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div N$	Dle (Rov. 7-12) a Tab. 6-1
Pastorek – ozubení na ulomení	$P_{F1,I} = \frac{F_{tF1dov,I}}{F_{t,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div N$	Dle (Rov. 7-25) a Tab. 6-1
Kolo – ozubení na dotyk	$P_{H2,I} = \frac{F_{tH2dov,I}}{F_{t,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div N$	Dle (Rov. 7-13) a Tab. 6-1
Kolo – ozubení na ohyb	$P_{F2,I} = \frac{F_{tF2dov,I}}{F_{t,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div N$	Dle (Rov. 7-26) a Tab. 6-1
Ložisko – podpora A	$P_{LA,I} = \frac{F_{LAdov,I}}{R_{Aekv,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div (N + 1)$	Dle (Rov. 7-53) a (Rov. 6-1)
Ložisko – podpora B	$P_{LB,I} = \frac{F_{LBdov,I}}{R_{Bekv,I}} \geq 1; \text{ pro } I = 1 \div (N + 1)$	Dle (Rov. 7-54) a (Rov. 6-1)

10 Sestavení optimalizační procedury [Dolejš]

V kapitole je prezentována metoda, která se autorovi osvědčila při řešení úloh konstrukčních návrhů. Spočívá v rozdělení optimalizační procedury na dvě navazující fáze a to:

- 1) Řešení soustavy jedno kritériálních optimalizací s využitím principů nelineárního programování zahrnující problémy popsané soustavami lineárních nebo nelineárních algebraických rovnic. Jsou určeny tendence kritéria a stanovena individuální optima sloužící jako výchozí bod k multikritériální optimalizaci.
- 2) Multikritériální optimalizace s využitím výsledků řešení soustavy jedno kritériálních optimalizací a aplikací váhových koeficientů.

10.1 Fáze první - řešení soustavy jedno kritériálních optimalizací

10.1.1 Primární úloha

Protože hlavní funkcí výkonové převodovky je přenos zatížení, definujme jako primární úlohu optimalizace hledání maxima výkonového funkcionálu $\Phi_{(P)}$ přenášeného převodovkou na přípustné množině proměnných $\Theta_{(X)}$ při splnění omezujících vazebních podmínek $\Gamma_{(X)}$ a $\Lambda_{(X)}$, viz Obr. 10-1. Toto maximum označme $\Phi_{(P)(X_{opt})}$.

Kde: $\Phi_{(P)(X_{opt})}$ – optimální hodnota výkonového funkcionálu pro kombinaci návrhových parametrů $\Theta_{(X_{opt})}$

10.1.2 Sdružená úloha

Sdruženou úlohou, tak zvanou duální, k úloze primární, nazveme hledání minima funkcionálu sledovaných vlastností převodovky $\Phi_{(\Sigma),(X)}$ na přípustné množině proměnných $\Theta_{(X)}$. Toto minimum označme $\Phi_{(\Sigma)(X_{opt})}$. Funkcionálem sledovaných vlastností rozumíme lineární kombinaci posuzovaných vlastností a jejich váhových koeficientů viz (Rov. 5-1).

Kde: $\Phi_{(\Sigma)(X_{opt})}$ – optimální hodnota funkcionálu sledovaných vlastností pro kombinaci návrhových parametrů $\Theta_{(X_{opt})}$

10.1.3 Optimalizační procedura

Je hledána taková kombinace nezávisle proměnných návrhových parametrů (X_{opt}) na množině $\Theta_{(X)}$, tak aby bylo splněno vyjádření v matematickém vyjádření dle (Rov. 10-1):

$$\Phi_{(P)(X_{opt})} = \arg \max_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(P)} \Leftrightarrow \Phi_{(\Sigma)(X_{opt})} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(\Sigma)} \quad (\text{Rov. 10-1})$$

Protože hodnoty $\Phi_{(P)(X_{opt})}$ i $\Phi_{(\Sigma)(X_{opt})}$ jsou obě spojené s fyzikálními vlastnostmi a musí být vždy nenulové i nezáporné, můžeme jejich vzájemný vztah převést na složený výraz ve tvaru podílu veličin $\frac{\Phi_{(P)(X_{opt})}}{\Phi_{(\Sigma)(X_{opt})}}$ a hledat jeho maximální hodnotu. Hodnota tohoto složeného výrazu bude

maximální právě když:

$\Phi_{(P)(X_{opt})} = \arg \max_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(P)}$ a zároveň $\Phi_{(\Sigma)(X_{opt})} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(\Sigma)}$ čímž je splněna původní podmínka.

10.1.4 Soustava jedno kritériálních optimalizací

Nejprve je řešena úloha s funkcionálem sledovaných vlastností převodovky $\Phi_{(\Sigma),(X)}$ jako soustava jedno kritériálních optimalizací při použití prvního kritéria, posléze druhého, třetího atd. Tohoto stavu je ve funkcionálu sledovaných vlastností dosaženo tak, že postupně je pouze jednomu váhovému koeficientu v_i přiřazena jednotková hodnota, zbývajícím hodnoty nulová.

10.1.5 Generování variant

Vzhledem ke složitosti vybrané úlohy, počtu porovnávaných alternativ a počtu hodnotících kritérií je úloha řešena numericky, varianty generovány iteračním způsobem na matematickém modelu expertního systému v prostředí MS EXCEL s využitím standardních nástrojů poskytovaných v modulu ŘEŠITEL. Modul ŘEŠITEL je nastaven pro řešení nelineárního výpočtového modelu s nezápornými čísly sdruženou metodou.

10.1.6 Zajištění spojitosti

K dosažení maximální spojitosti všech funkcí nejsou návrhové proměnné jako $\beta, m_n, z_1, z_2, \psi_a, \psi_b, \dots$ v průběhu iterací nikterak zaokrouhlovány, a ani žádná z proměnných nenabývá nulových hodnot.

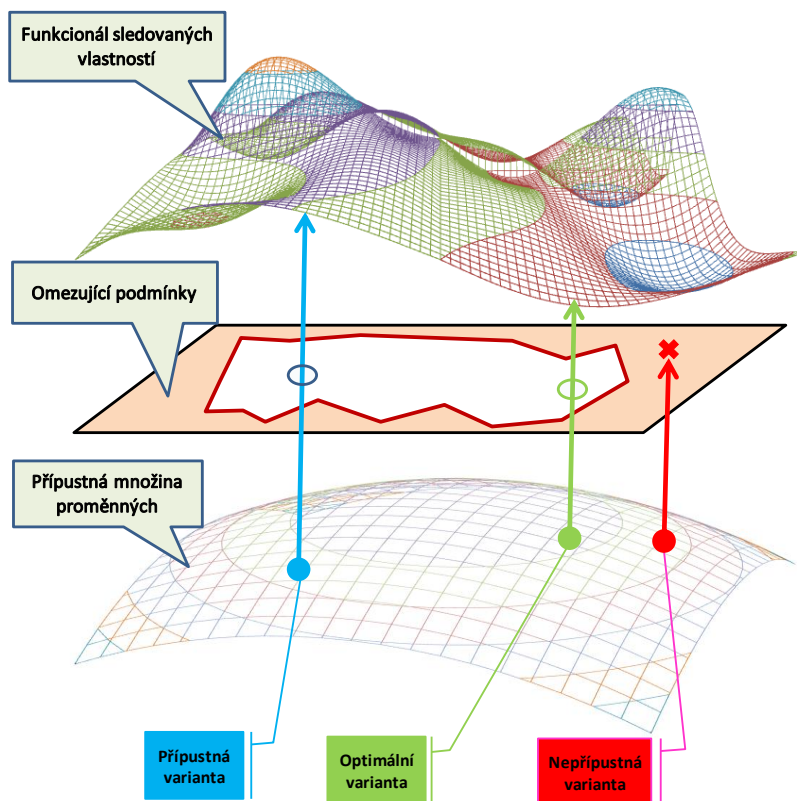
10.1.7 Generování variant a rozhodnutí

Za optimální, eventuálně kompromisní variantu je prohlášena ta, u které rozdíl dvou po sobě jdoucích hodnot v iteračním procesu $\Delta_{(\tau+1)}$ splňuje podmínku dle (Rov. 10-2).

$$\Delta_{(\tau+1)} = \left| \frac{\left(\frac{\Phi_{(P)}(x_{opt})}{\Phi_{(\Sigma)}(x_{opt})} \right)_{(\tau+1)} - \left(\frac{\Phi_{(P)}(x_{opt})}{\Phi_{(\Sigma)}(x_{opt})} \right)_{(\tau)}}{\left(\frac{\Phi_{(P)}(x_{opt})}{\Phi_{(\Sigma)}(x_{opt})} \right)_{(\tau)}} \right| < 0,001 \quad (\text{Rov. 10-2})$$

Kde:

τ - je pořadové číslo iteračního kroku.



Obr. 10-1 Příklad zobrazení úlohy [Dolejš]

10.2 Fáze druhá - multikriteriální optimalizace

Dalším krokem je provedení multikriteriální optimalizace s použitím všech váhových koeficientů. Jsou jim přiřazeny hodnoty v pořadí podle pro hodnotitele klesající důležitosti. Součet nominálních hodnot všech váhových koeficientů je roven jedné.

10.2.1 Normování

Jednotlivé funkcionály dle (Rov. 5-1) a to $\Phi_{(M)}$; $\Phi_{(VN)}$; $\Phi_{(J)}$; $\Phi_{(Y)}$; $\Phi_{(\Sigma a)}$ jsou všechny různé fyzikální podstaty a v odlišných jednotkách, není možno je sloučit bez úprav. Úprava je provedena normováním na bezrozměrné veličiny. Toto normování spočívá v dělení aktuální hodnoty kritériálního funkcionálu jeho minimální hodnotou, která byla nalezena v předchozím kroku (fáze první).

Definujeme minimální hodnoty kritériálních funkcionálů dosažitelné na množině $\Theta_{(X)}$, získané při řešení dle odstavce 10.1, a to následujícím způsobem dle (Rov. 10-3), (Rov. 10-4), (Rov. 10-5), (Rov. 10-6), (Rov. 10-7):

$$\Phi_{(Mmin)} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(M)} \quad (\text{Rov. 10-3})$$

$$\Phi_{(VNmin)} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(VN)} \quad (\text{Rov. 10-4})$$

$$\Phi_{(Jmin)} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(J)} \quad (\text{Rov. 10-5})$$

$$\Phi_{(Ymin)} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(Y)} \quad (\text{Rov. 10-6})$$

$$\Phi_{(\Sigma amin)} = \arg \min_{x \in \Theta_{(X)}} \Phi_{(\Sigma a)} \quad (\text{Rov. 10-7})$$

Kde: $\Phi_{(Mmin)}$ - Minimální hodnota hmotnostní funkcionálu převodovky.
 $\Phi_{(VNmin)}$ - Minimální hodnota nákladového funkcionálu převodovky.
 $\Phi_{(Jmin)}$ - Minimální hodnota funkcionálu momentu setrvačnosti převodovky.
 $\Phi_{(Ymin)}$ - Minimální hodnota funkcionálu délky převodovky.
 $\Phi_{(\Sigma amin)}$ - Minimální hodnota funkcionálu součtu osových vzdáleností převodovky.

10.2.2 Modifikace funkcionálu

Původní funkcionál sledovaných vlastností převodovky $\Phi_{(\Sigma)}$ pak přejde na bezrozměrný tvar dle (Rov. 10-8). Při každém iteračním kroku je pak posuzována současně vzdálenost všech individuálních kritérií od jejich optimálních hodnot. Následný postup hledání optimální hodnoty je poté identický s popisem dle 10.1.5 až 10.1.7

$$\Phi_{(\Sigma)} = \frac{\Phi_{(M)}}{\Phi_{(Mmin)}} \cdot v_M + \frac{\Phi_{(VN)}}{\Phi_{(VNmin)}} \cdot v_{VN} + \frac{\Phi_{(J)}}{\Phi_{(Jmin)}} \cdot v_J + \frac{\Phi_{(Y)}}{\Phi_{(Ymin)}} \cdot v_Y + \frac{\Phi_{(\Sigma a)}}{\Phi_{(\Sigma amin)}} \cdot v_{\Sigma a} \quad (\text{Rov. 10-8})$$

Kriterium optimality je obecně vnímáno jako hlavní ukazatel kvality výrobku, jehož optimalizace se provádí. Existují dvě hlavní kategorie kritérií a to Kvantitativní (matematicky dobře vyčíslitelné neboli měřitelné) – např. bezpečnost, spolehlivost, životnost, cena, prodejnost, hmotnost, nákladovost ... a Kvalitativní – (jedná se o kategorie více filozofického charakteru a jejich hodnocení je tedy subjektivnější, ovlivněné hodnotitelem) – např. funkčnost, účelovost, technologičnost...

Soustředíme se především na kvantitativní kritéria, ale uvedená metoda normování a modifikace funkcionálu je univerzálního charakteru a umožňuje principiálně začlenit i kritéria kvalitativní do jediného předpisu.

10.2.3 Váha kritérií metodou postupného rozvrhu vah kritérií

Při velkém počtu kritérií je výhodné seskupit kritéria do dílčích skupin podle příbuznosti jejich věcné naplně. Váhy jednotlivých kritérií pak určíme tak, že:

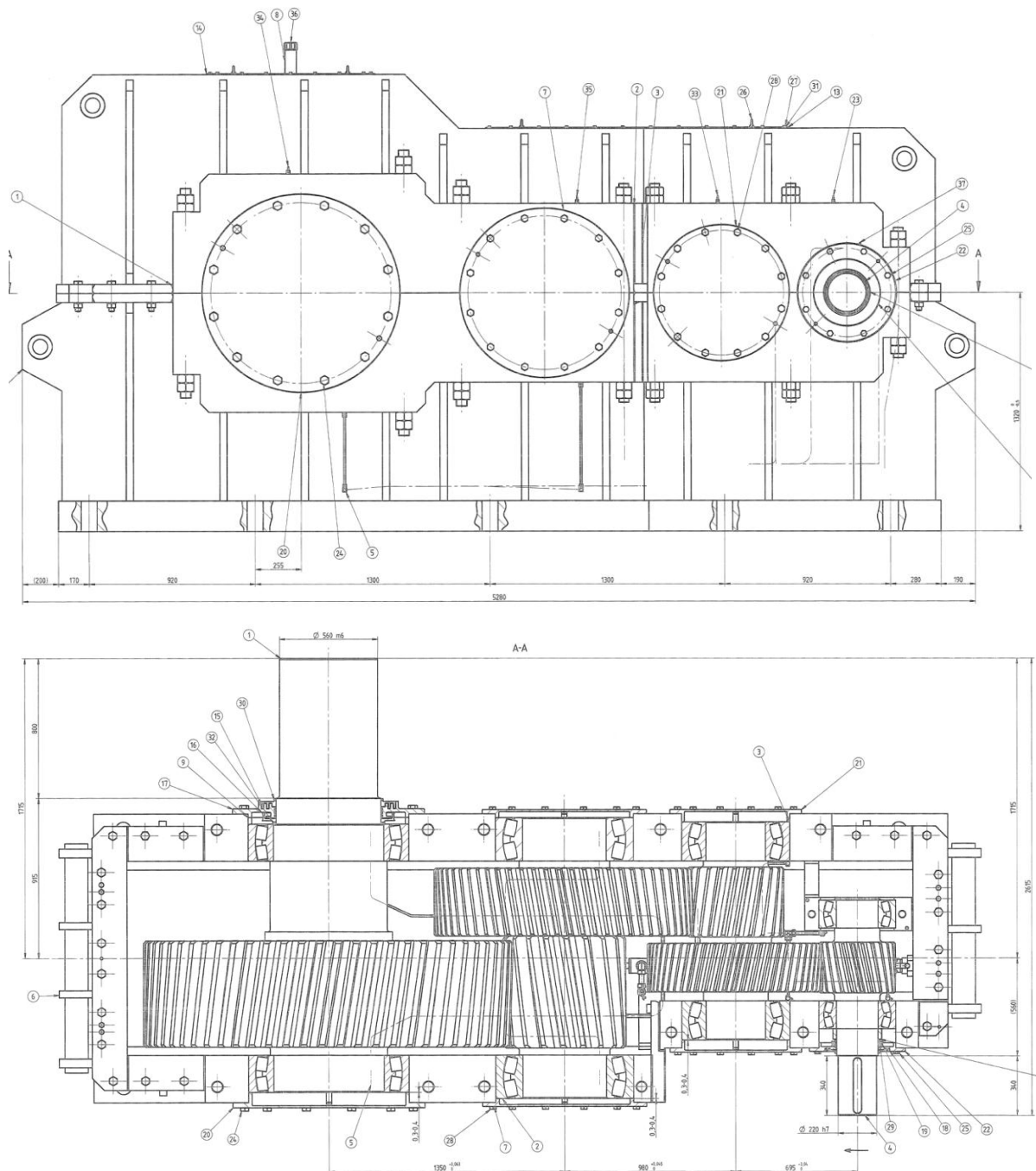
- 1) Jsou stanoveny normované váhy jednotlivých skupin kritérií.
- 2) Jsou stanoveny normované váhy každého kritéria v příslušné skupině,
- 3) Vynásobením vah skupin kritérií a vah jednotlivých kritérií v rámci každé skupiny jsou stanoveny výsledné normované váhy kritérií.

11 Interpretace optimalizace pro konstrukční praxi [Dolejš]

11.1 Verifikace expertního systému

11.1.1 Zdůvodnění

Nedílnou součástí každé tvůrčí činnosti musí být i proces testování před zahájením rutinního využívání. Hlavním důvodem je prokázat, do jaké míry se shodují generované výstupy s realitou. K prokázání této míry shody výsledků expertního systému bylo provedeno porovnání s již existujícím technickým řešením vhodných parametrů nazvaný srovnávací výrobek. Jako srovnávací výrobek byla použita se svolením výrobce [Wikov Gear 2012] tříступňová převodovka s čelním ozubením k pohonu cementárenského mlýna ve vyobrazení na Obr. 11-1 .



Obr. 11-1 Čelní pohled na srovnávací výrobek [Wikov Gear 2012]

11.1.2 Vstupní parametry

Vstupními parametry do expertního systému, které byly převzaty od výrobce, jsou provozní, geometrické a materiálové, viz Tab. 11-1.

Tab. 11-1 Provozní parametry srovnávacího výrobku

Aplikace – pohon cementárenského mlýna				Převodový stupeň					
Instalovaný výkon motoru	P	kW	2 750	Stupeň			1	2	3
Výstupní točivý moment	T_2	kNm	1 660	Osová vzdálenost	a	mm	695	980	1350
Otáčky motoru	N_1	min^{-1}	375	Šířka ozubení	b	mm	280	390	610
Převod celkový	u	---	23,7	Dílčí převod	u	---	2,4583	2,9090	3,3684
Očekávaná životnost	L_h	hod	50 000	Modul ozubení	m_n	mm	16	22	32
				Úhel sklonu zubu	β	---	12	10	9
				Převodový prvek	Pastorky a kola				
				Materiál	17CrNiMo6				
				Chemicko-tepelné zpracování	Cementováno a kaleno				

11.1.3 Výstupní parametry

Výstupními parametry pro verifikaci jsou součinitele bezpečnosti ozubení dle Tab. 11-3 a hodnoty navržených dynamických únosností ložisek dle Tab. 11-5.

11.1.3.1 Srovnání parametrů ozubení

1) Srovnávací výrobek.

Pro srovnání parametrů ozubení byly zvoleny hodnoty aplikačního součinitele K_A , součinitele nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\beta}$ a součinitelé bezpečnosti SH_1 , SH_2 a SF_1 , SF_2 viz Tab. 11-2 dle výpočtů dodaných výrobcem převodovky. Aplikační součinitel K_A u srovnávacího výrobku byl zadán jako konstanta pro celou převodovku.

Tab. 11-2 Hodnotící parametry ozubení srovnávacího výrobku

Výpočtové určení stanovené standardním způsobem ISO 6336 dle programu KISSsoft	Převodový stupeň							
			1		2		3	
			Past.	Kolo	Past.	Kolo	Past.	Kolo
Aplikační součinitel	K_A	---	2		2		2	
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení	$K_{H\beta}$	---	1,05		1,09		1,05	
Součinitel bezpečnosti - pitting	SH_1, SH_2	---	1,38	1,38	1,23	1,23	1,06	1,07
Součinitel bezpečnosti - ulomení	SF_1, SF_2	---	2,11	1,90	1,97	1,78	1,86	1,77

2) Výrobek navržený expertním systémem.

V Tab. 11-3 jsou uvedeny srovnatelné výstupní parametry generované expertním systémem.

- ✓ Hodnoty aplikačních součinitelů K_{AH1} , K_{AH2} a K_{AF1} , K_{AF2} pro každý převodový prvek byly stanoveny s využitím spekter zatížení pro daný typ pohonu [Svoboda 1980/2] viz Obr. 11-2 za předpokladu stochastického buzení vztaheného k otáčkové frekvenci prvku. Vykazují mírnou tendenci poklesu hodnot v závislosti na snižujícím se počtu zatěžovacích cyklů na jednotlivých převodových stupních.
- ✓ Součinitele nerovnoměrnosti rozdělení zatížení $K_{H\beta}$ obecně vykazují vyšší hodnoty, čímž se pohybují na bezpečnější straně výpočtu a eliminují vliv nižších hodnot vypočtených aplikačních součinitelů.
- ✓ Hodnoty součinitelů bezpečnosti na pittingy SH_1 , SH_2 jsou velmi blízké, zejména u druhého a třetího převodového stupně.
- ✓ Hodnoty součinitelů bezpečnosti proti ulomení zubu SF_1 , SF_2 obecně kopírují trend odpovídajících parametrů z
- ✓ Tab. 11-2, jsou ale zhruba o 25% nižší, což je opět na bezpečnější straně. Tento fakt je ovlivněn především tím, že u ozubení srovnávacího výrobku byla použita dodatečná výrobní technologie shot-peening vedoucí ke zpevnění materiálu v patě zubu a tedy zvýšení jeho únosnosti.

- ✓ S ohledem na únosnost ozubení a porovnáním bezpečnostních součinitelů lze konstatovat, že existuje shoda mezi výpočty srovnávacího výrobku a výpočty expertního systému.



Obr. 11-2 Zátěžové spektrum pohonu [Svoboda 1980/2]

Tab. 11-3 Hodnotící parametry ozubení generované expertním systémem [Dolejš]

Výpočtové určení stanovené zjednodušeným způsobem expertního systému	Převodový stupeň							
	1		2		3			
	Past.	Kolo	Past.	Kolo	Past.	Kolo		
Aplikační součinitel- ozubení pitting dle 9.2.4.2 (Rov. 9-9) a (Rov. 9-10)	K_{AH1}, K_{AH2}	---	1,97	1,94	1,94	1,90	1,90	1,82
Aplikační součinitel- ozubení ulomení dle 9.2.4.2 (Rov. 9-7) a (Rov. 9-8)	K_{AF1}, K_{AF2}	---	2,01	2,00	2,00	1,98	1,98	1,96
Součinitel nerovnoměrnosti rozdělení zatížení dle 7.5.5.4 (Rov. 7-42)	$K_{H\beta}$	---	1,16		1,18		1,25	
Součinitel bezpečnosti - pitting	SH_1, SH_2	---	1,26	1,27	1,19	1,21	1,08	1,10
Součinitel bezpečnosti - ulomení	SF_1, SF_2	---	1,64	1,64	1,53	1,54	1,40	1,42

11.1.3.2 Srovnání parametrů ložisek

1) Srovnávací výrobek

Pro srovnání parametrů ložisek byly zvoleny hodnoty dynamických únosností C_R a výpočtových trvanlivostí L_h dle Tab. 11-4. Nutno poznamenat, že u některých ložisek nebyla dosažena deklarovaná hodnota výpočtové trvanlivosti 50 000 hodin.

2) Výrobek navržený expertním systémem

V Tab. 11-5 jsou uvedeny srovnatelné výstupní parametry generované expertním systémem. S ohledem na odstavec 9.2.4 je ve výpočtu uvažován i aplikační součinitel pro ložiska K_{AL} , na rozdíl od originálního výpočtu. Ve výpočtu je vyhodnocena nejhorší kombinace zatížení ložiska a tento stav je zobrazen v tabulce. Hodnoty dynamických únosností zohledňují požadavek minimální výpočtové trvanlivosti 50 000 hodin vliv součinitele K_{AL} a vykazují v některých případech mírný nárůst vůči srovnávacímu výrobku.

Tab. 11-4 Hodnotící parametry ložisek srovnávacího výrobku [Dolejš]

Hřídél			1	2	3	4
Typ ložiska			23248	23268	23196	230/630
Dynamická únosnost ložiska	C_R	kN	2440	4430	6150	6270
Výpočtová trvanlivost - řada A	L_h	Hod	200 000	174 900	66 100	45 500
Výpočtová trvanlivost - řada B	L_h	Hod	29 400	55 600	45 600	200 000

Tab. 11-5 Hodnotící parametry ložisek generované expertním systémem [Dolejš]

Hřídél			1	2	3	4
Aplikační součinitel- ložiska dle 9.2.4.2, (Rov. 9-11)	K_{AL}	---	1,11	1,11	1,11	1,11
Minimální výpočtová trvanlivost	L_{hmin}	hod	50 000	50 000	50 000	50 000
Nutná dynamická únosnost	C_R	kN	2766	4314	7266	7350

11.2 Řešení individuálních úloh

11.2.1.1 Metoda

Z důvodu zmapování tendencí a vlivu nezávislých geometrických parametrů na sledovaná kritéria a nalezení lokálních optim, jsou nejprve řešeny *individuální úlohy* pracovně nazvané následovně:

- 1) HMOTNOST – hledání optima funkcionálu $\Phi_{(M)}$
- 2) NÁKLADY – hledání optima funkcionálu $\Phi_{(VN)}$
- 3) SETRVAČNOST – hledání optima funkcionálu $\Phi_{(J)}$
- 4) DÉLKA – hledání optima funkcionálu $\Phi_{(Y)}$
- 5) SOUČET OS – hledání optima funkcionálu $\Phi_{(\Sigma a)}$

11.2.1.2 Způsob vyhodnocení

Vyhodnocení údajů z řešení úloh je provedeno dvěma způsoby a to:

- 1) **Popis tendencí** – každá úloha je řešena v rozsahu celkového převodového poměru $U_C = 10 \div 100$ a na tomto intervalu je popsána stručně její charakteristika. Pro každou úlohu je zpracováno vyhodnocení spočívající v popisu *tendencí rozdělení dílčích převodů* u_1 , *poměrných šířek ozubení* $\psi_{b,1}$ a *poměru osových vzdáleností* ψ_a .
- 2) **Porovnání lokálních minim** – pro každý hodnocený převodový poměr u_C porovnává odchylku daného kritéria od jeho dosažitelného lokálního minima.

Lokálním minimem každého z funkcionálů $\Phi_{(M)}$; $\Phi_{(VN)}$; $\Phi_{(J)}$; $\Phi_{(Y)}$; $\Phi_{(\Sigma a)}$ se rozumí jeho *nejmenší hodnota* dosažená při řešení pěti individuálních úloh HMOTNOST, NÁKLADY, SETRVAČNOST, DÉLKA, SOUČET OS a to pro každý *individuální převodový poměr* u_C .

Pozn 1: Protože grafický editor u některých grafů neumožnil zobrazení písmen řecké abecedy, byla v těchto případech zvolena následující konverze $FI_{(M)} = \Phi_{(M)}$, $FI_{(VN)} = \Phi_{(VN)}$, $FI_{(J)} = \Phi_{(J)}$, $FI_{(Y)} = \Phi_{(Y)}$, $FI_{(\Sigma a)} = \Phi_{(\Sigma a)}$.

11.2.1.3 Parametry modelového případu

Jako nezávisle proměnné jsou při řešení případových studií uvažovány všechny geometrické parametry dle Tab. 11-6. V technické praxi se mohou vyskytnout dodatečné omezující podmínky jako např. dodržení stávající osové vzdálenosti, omezení celkové šířky převodovky apod. To se projeví změnou struktury nezávisle proměnných veličin například ve tvaru $\Sigma a = konst$ nebo $\psi_{b,2} + \psi_{b,3} = konst$ atd. Tedy z nezávisle proměnných se stanou závisle proměnné nebo konstanty. Tyto dodatečné podmínky pochopitelně ovlivní průběh ostatních návrhových parametrů a musí být postupováno případ od případu. Úlohy jsou postaveny pro *konstantní výstupní točivý moment* T_{OUT} . Vzhledem k proměnným hodnotám celkového převodu U_C je tedy hodnota přenášeného výkonu P proměnná dle Tab. 11-7 v závislosti na převodovém poměru U_C .

Tab. 11-6 Nezávislé geometrické parametry [Dolejš]

Geometrické parametry	Celková osová vzdálenost	Σa
	Poměr osových vzdáleností	ψ_a
	Poměr šířek ozubení	$\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$
	Převodový poměr	u_2, u_3
	Úhel sklonu zubu	$\beta_1, \beta_2, \beta_3$
	Průměry ložisek	$d_{L01,1}, d_{L01,2}, d_{L01,3}, d_{L01,4}$

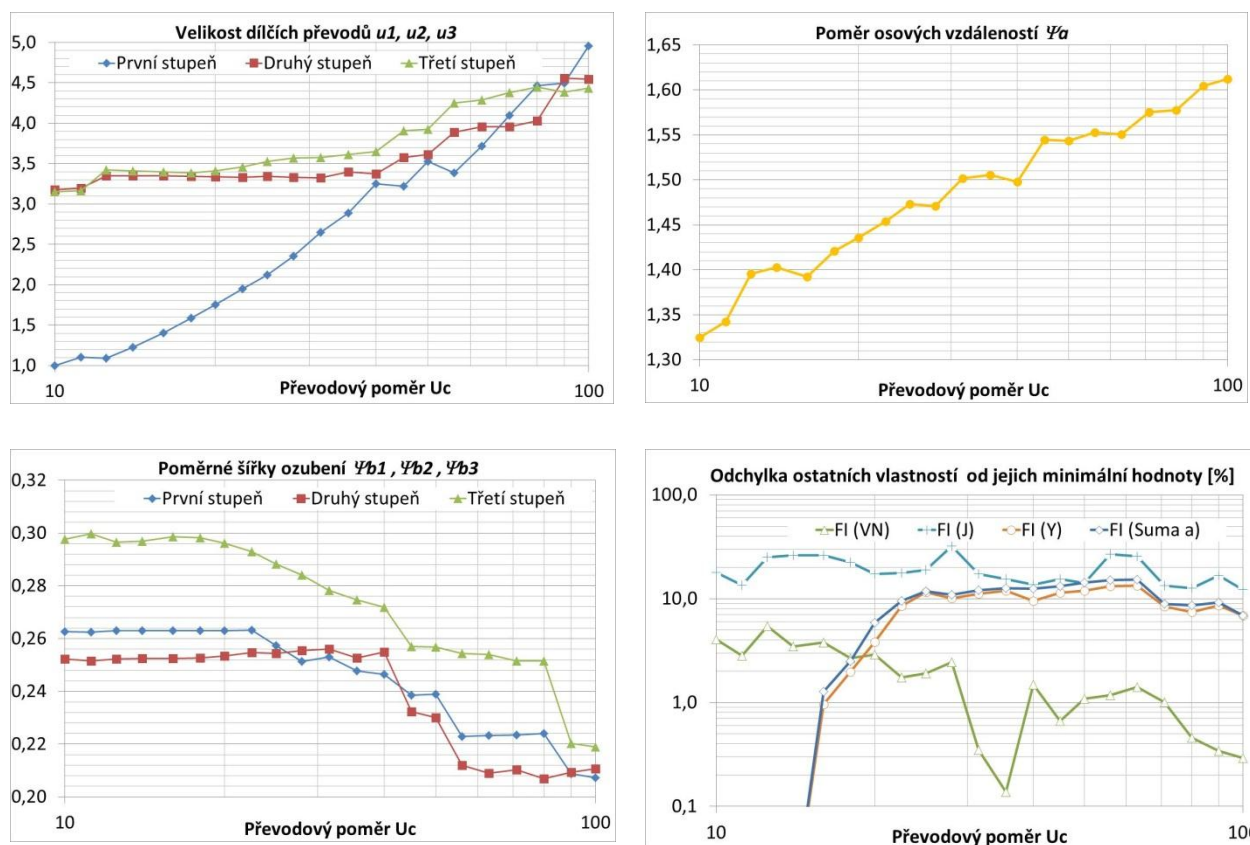
Tab. 11-7 Hlavní provozní parametry [Dolejš]

Výstupní točivý moment	T_{OUT}	Nm	1 700 000
Otáčky vstupní	N_1	min^{-1}	750
Očekávaná životnost	L_h	hod	80 000
Otáčky výstupní	N_2	min^{-1}	$N_2 = N_1 / U_C$
Přenášený výkon	P	kW	$P = T_{OUT} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{N_2}{60} \cdot \frac{1}{1000}$

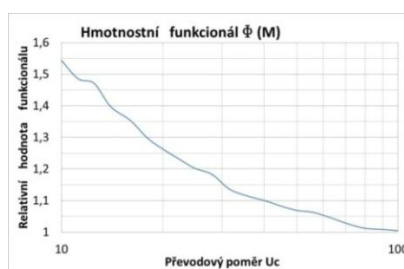
11.2.2 Úloha HMOTNOST

Hmotnostní charakteristika v závislosti na velikosti celkového převodového poměru U_C projevuje trvale klesající tendenci, viz Obr. 11-4. Je to dáno postupným snižováním otáček hřídelů směrem k výstupnímu hřídeli a současným snižováním sil v ozubení směrem od vstupního hřídele.

- 1) Velikost dílčích převodů u_2, u_3 viz Obr. 11-3 je zpočátku konstantní, posléze mírně stoupající. Převod prvního stupně u_1 narůstá od hodnoty 1 výrazně v průběhu celého rozsahu U_C .
- 2) Hodnoty poměrných šířek ozubení $\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$ lze označit za nízké, tendence je zpočátku konstantní, později klesající. Tento trend je způsoben vlivem omezujících deformačních podmínek Γ_{ij} zabraňujících přílišným průhybů a úhlům natočení a rovněž tak i projevem součinitele nerovnoměrnosti sezení ozubení $K_{H\beta}$.
- 3) Poměr osových vzdáleností ψ_a je trvale lineárně rostoucí v celém rozsahu U_C . Jeho hodnoty 1,3 pro nižší převody U_C jsou ovlivněny omezujícími podmínkami geometrickými Λ_{ij} , zejména nutností umístit velká ložiska mezi hřídele prvního převodového stupně.
- 4) Odchylka nákladového funkcionálu $\Phi_{(VN)}$ od svého dosažitelného minima je klesající od hodnoty 3% až pod hodnotu 1%.
- 5) Odchylky ostatních funkcionálů $\Phi_{(J)}, \Phi_{(Y)}, \Phi_{(\Sigma a)}$ se pohybují řádově nad 10% s výjimkou nižších převodů U_C kdy klesají.



Obr. 11-3 Návrhové parametry – úloha HMOTNOST [Dolejš]

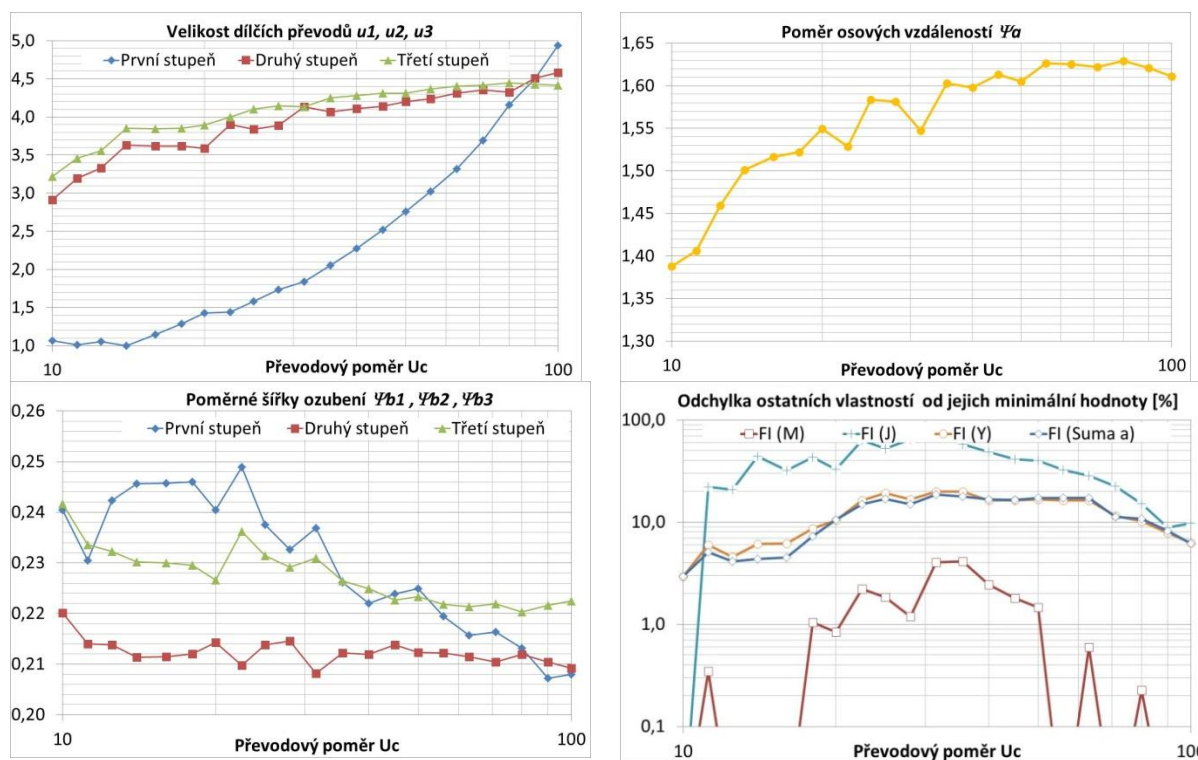


Obr. 11-4 Hmotnostní funkcionál $\Phi_{(M)}$ [Dolejš]

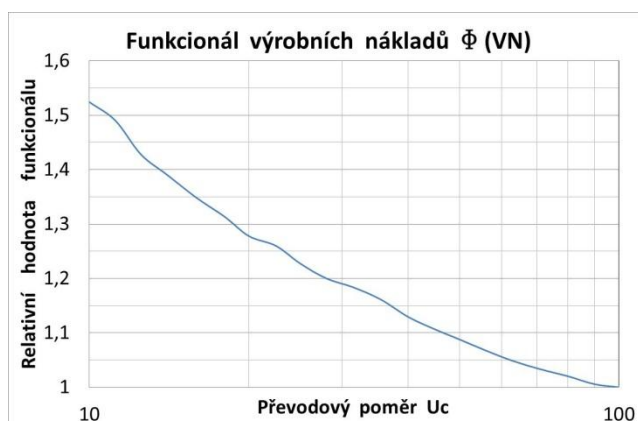
11.2.3 Úloha NÁKLADY

Nákladová charakteristika v závislosti na velikosti celkového převodového poměru U_C projevuje rovněž trvale klesající tendenci, viz Obr. 11-6. jako v případě úlohy HMOTNOST.

- 1) Velikost dílčích převodů u_2, u_3 viz Obr. 11-5 od počátku mírně stoupající, trend obou je téměř identický. Převod prvního stupně u_1 progresivně narůstá od hodnoty 1 v průběhu celého rozsahu U_C .
- 2) Hodnoty poměrných šířek ozubení $\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$ jsou mírně nižší v porovnání s úlohou HMOTNOST, tendence je od počátku klesající.
- 3) Poměr osových vzdáleností ψ_a je degresivně rostoucí, pro vyšší hodnoty U_C má již klesající tendenci. Tento pokles je způsoben vlivem omezujících deformačních podmínek Γ_{ij} . Parametr ψ_a vykazuje vyšší hodnoty v porovnání se stejným parametrem úlohy HMOTNOST.
- 4) Odchylka hmotnostního funkcionálu $\Phi_{(M)}$ od svého dosažitelného minima zprvu rostoucí, posléze klesající, kulminující na hodnotě 4%
- 5) Odchylky ostatních funkcionálů $\Phi_{(J)}, \Phi_{(Y)}, \Phi_{(\Sigma a)}$ se pohybují výrazně nad 10% (až 20%) s výjimkou nižších převodů U_C kdy klesají.



Obr. 11-5 Návrhové parametry – úloha NÁKLADY [Dolejš]

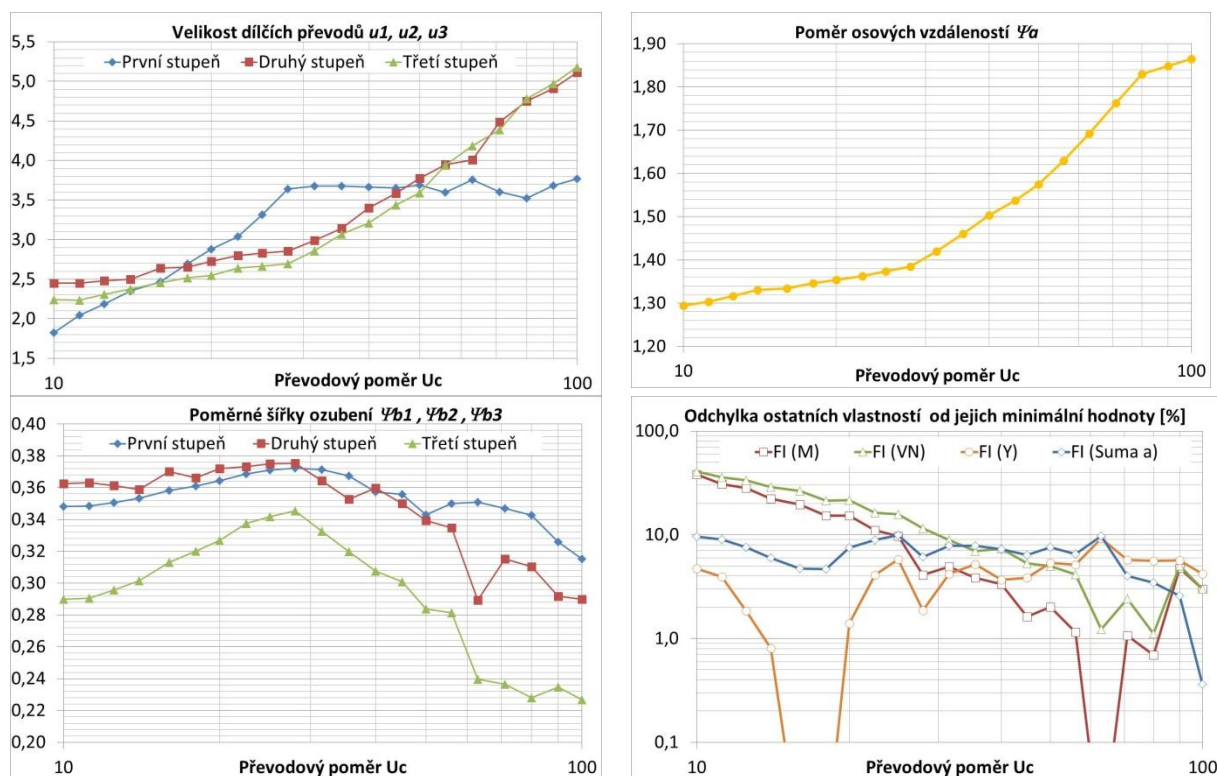


Obr. 11-6 Funkcionál výrobních nákladů $\Phi_{(VN)}$ [Dolejš]

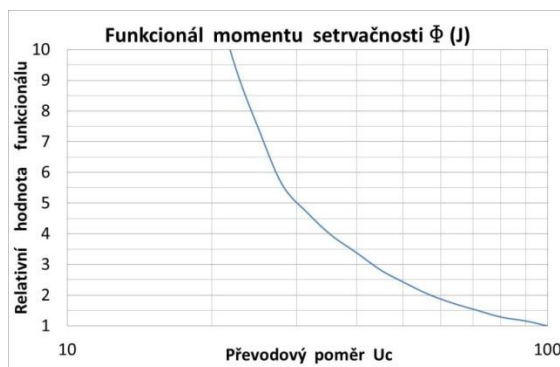
11.2.4 Úloha SETRVAČNOST

Charakteristika momentu setrvačnosti v závislosti na velikosti celkového převodového poměru U_C projevuje výrazně monotónně klesající tendenci, viz Obr. 11-8. Její průběh je ovlivněn nepřímo úměrně druhým mocnínám převodů dle (Rov. 5-5), (Rov. 5-6) a (Rov. 5-7).

- 1) Velikosti dílčích převodů u_1, u_2, u_3 viz Obr. 11-7 jsou počátku stoupající, trend u_2, u_3 je téměř identický. Převod prvního stupně u_1 od velikosti $U_C = 30$ pod vlivem omezujících deformačních podmínek F_{ij} lze považovat téměř za konstantní.
- 2) Hodnoty poměrných šířek ozubení $\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$ jsou podstatně vyšší v porovnání s úlohami HMOTNOST i NÁKLADY, tendence je od počátku stoupající, posléze od $U_C = 30$ klesající.
- 3) Poměr osových vzdáleností ψ_a je progresivně rostoucí. Vykazuje vyšší hodnoty v porovnání se stejným parametrem úlohy HMOTNOST i NÁKLADY.
- 4) Odchytky hmotnostního funkcionálu $\Phi_{(M)}$ i funkcionálu výrobních nákladů $\Phi_{(VN)}$ od svých dosažitelných minim mají podobný trvale klesající charakter, pro nižší hodnoty U_C činí až 30%, pro vyšší hodnoty 1 – 2%
- 5) Odchytky ostatních funkcionálů $\Phi_{(Y)}, \Phi_{(\Sigma a)}$ se pohybují v intervalu 5 – 10%.



Obr. 11-7 Návrhové parametry – úloha SETRVAČNOST [Dolejš]

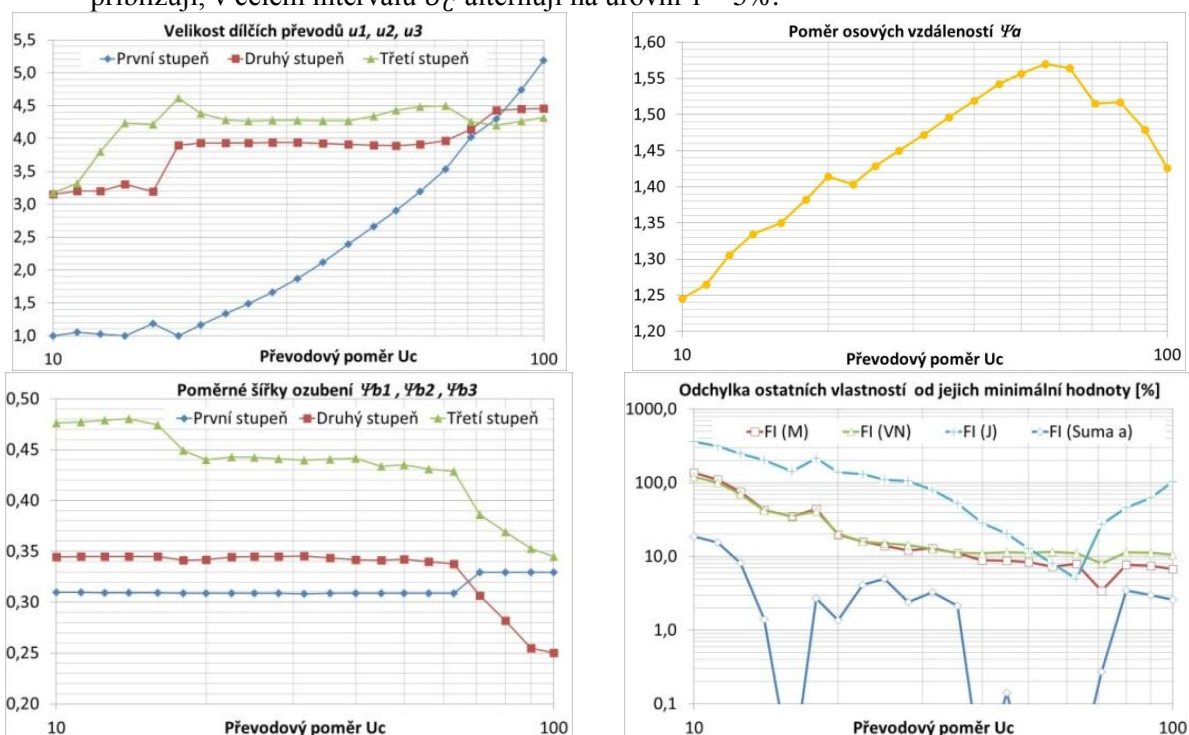


Obr. 11-8 Funkcionál momentu setrvačnosti $\Phi_{(J)}$ [Dolejš]

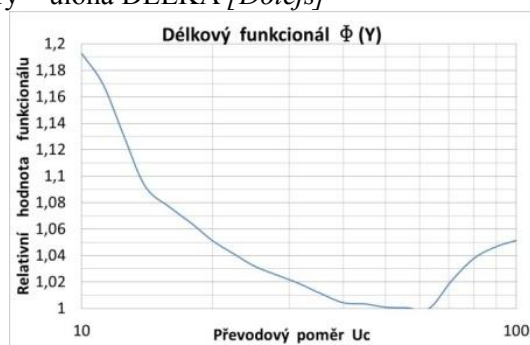
11.2.5 Úloha DÉLKA

Charakteristika délky převodovky Obr. 11-10 v závislosti na velikosti celkového převodového poměru U_C projevuje tendenci vytvářet extrém v rozmezí převodu $U_C = 60 \div 70$.

- 1) Velikosti dílčích převodů u_2, u_3 viz Obr. 11-9 jsou počátku silně stoupající, posléze se pohybují na konstantní hladině. Převod prvního stupně u_1 do velikosti $U_C = 20$ lze považovat téměř za konstantní, poté progresivně rostoucí.
- 2) Hodnoty poměrných šířek ozubení $\psi_{b,1}, \psi_{b,2}, \psi_{b,3}$ jsou do velikosti $U_C = 70$ téměř konstantní, posléze vlivem omezujících deformačních podmínek Γ_{ij} dochází k výraznému poklesu $\psi_{b,1}$ a $\psi_{b,3}$. Oproti předešlým úlohám atakuje $\psi_{b,3}$ hodnotu 0,5, což svědčí o logickém trendu navrhovat ozubená kola široká a menších průměrů.
- 3) Poměr osových vzdáleností ψ_a je lineárně rostoucí. Od $U_C = 70$ dochází ze známých příčin ke změně trendu opačným směrem. V porovnání s předchozími úlohami hodnoty ψ_a jsou nižší, což vede k tendenci zkracovat velikost poslední osové vzdálenosti a_3 a prodlužovat první osovou vzdálenost a_1 .
- 4) Odchytky hmotnostního funkcionálu $\Phi_{(M)}$ i funkcionálu výrobních nákladů $\Phi_{(VN)}$ od svých dosažitelných minim mají podobný trvale klesající charakter, pro nižší hodnoty U_C činí až 100%, pro vyšší hodnoty 8 – 10%
- 5) Odchytky funkcionálu $\Phi_{(J)}$ se odchytkují výrazným způsobem
- 6) Odchytky funkcionálu součtu osových vzdáleností $\Phi_{(\Sigma a)}$ se ke svým minimům výrazně přibližují, v celém intervalu U_C alternují na úrovni 1 – 5%.



Obr. 11-9 Návrhové parametry – úloha DÉLKA [Dolejš]

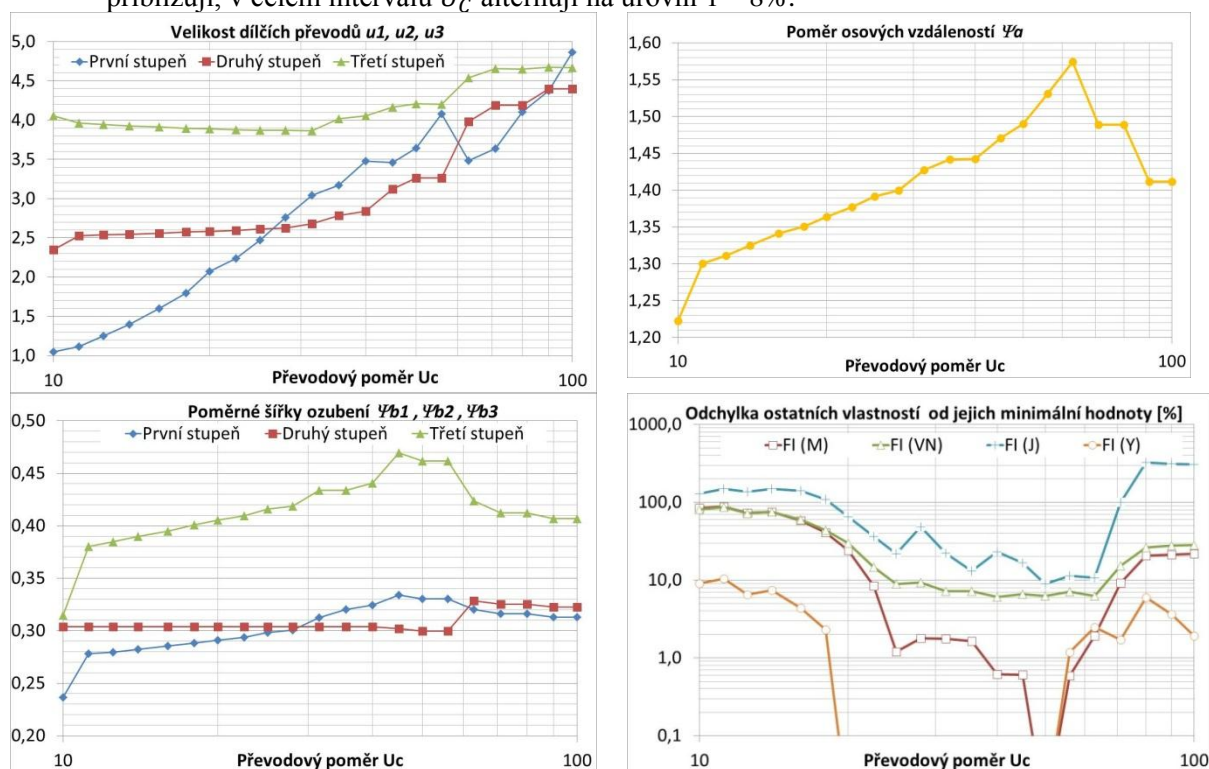


Obr. 11-10 Délkový funkcionál $\Phi_{(Y)}$ [Dolejš]

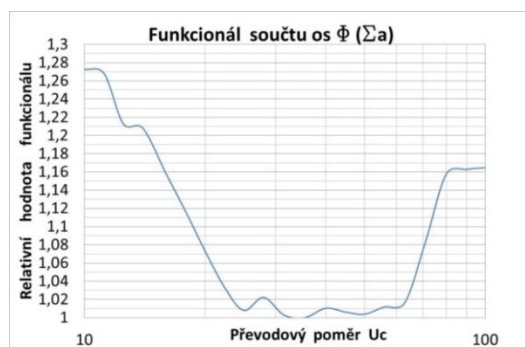
11.2.6 Úloha SOUČET OS

Charakteristika součtu osových vzdáleností převodovky Obr. 11-12 v závislosti na velikosti celkového převodového poměru U_C projevuje jako v úloze DÉLKA tendenci vytvořit extrém a to v rozmezí převodu $U_C = 30 \div 50$.

- 1) Velikosti dílčích převodů u_2, u_3 viz Obr. 11-11 jsou z počátku konstantní posléze mírně stoupající. Převod prvního stupně u_1 výrazně rostoucí.
- 2) Hodnoty poměrných šířek ozubení $\psi_{b,1}, \psi_{b,2}$ si udržují konstantní charakter na poměrně vysokých hodnotách. Poměrná šířka $\psi_{b,3}$ od nízkých převodů U_C stoupající až k 0,5. Tento jev opět svědčí o trendu širokých ozubených kol menších průměrů.
- 3) Poměr osových vzdáleností ψ_a má monotónní stoupající průběh, v poslední třetině dekády se trend obrací.
- 4) Odchylky hmotnostního funkcionálu $\Phi_{(M)}$ od počáteční odchylky téměř 100% u nízkých převodů klesá a u větších převodů U_C alternuje v oblasti 1-20%.
- 5) Odchylka funkcionálu výrobních nákladů $\Phi_{(VN)}$ pro nižší hodnoty U_C činí až 100%, pro vyšší hodnoty postupně klesá do intervalu 8 – 20%
- 6) Odchylky funkcionálu $\Phi_{(J)}$ se odchylojí výrazným způsobem
- 7) Odchylky funkcionálu součtu osových vzdáleností $\Phi_{(Y)}$ se ke svým minimům výrazně přibližují, v celém intervalu U_C alternují na úrovni 1 – 8%.



Obr. 11-11 Návrhové parametry – úloha SOUČET OS [Dolejš]



Obr. 11-12 Funkcionál součtu osových vzdáleností $\Phi_{(\Sigma a)}$ [Dolejš]

11.2.7 Shrnutí individuálních optimalizací

11.2.7.1 Seskupení kritérií

Mezi pěticí zpracovaných úloh existují určité podobnosti v průběhu a hodnotách návrhových parametrů a to:

- 1) Kritérium hmotnosti a výrobních nákladů vykazují podobné tendence a tím je používání užších ozubených kol větších průměrů což se projevuje v rozsahu parametrů $\psi_a=1,3\div 1,65$ a $\psi_b = 0,2 \div 0,3$. Nazvěme pracovní skupina A.
- 2) Kritérium momentu setrvačnosti se od zbývajících odlišuje v tom, že má tendenci používat relativně stejné hodnoty dílčích převodových stupňů, což je dáno jeho základní definicí závislosti na převodovém poměru. Rozsah hodnocených parametrů a $\psi_b = 0,25 \div 0,4$ je v obvyklých mezích, avšak horní hranici $\psi_a=1,3\div 1,8$ lze označit za vysokou. Použijme označení Skupina B.
- 3) Jednoduchá kritéria jako délka a součet osových vzdáleností vykazují podobnosti v tendenci k používání širokých kol menších průměrů zejména na posledním stupni, což se projevuje v rozsahu parametrů $\psi_a=1,25\div 1,55$ a $\psi_b = 0,3 \div 0,5$. Nazvěme pracovní Skupina C.

11.2.7.2 Hodnocení skupin

Porovnání skupin je uvedeno v Tab. 11-8. V tabulce jsou zmíněny průměrné odchylky kritériálních funkcí od svých dosažitelných minimálních hodnot tj. lokálních minim.

1) Prvky skupiny A

Vykazují velmi příznivé výsledky v úlohách HMOTNOST a NÁKLADY, naopak jejich odchylky v úlohách DÉLKA a SOUČET OS v intervalu 25 – 30% lze považovat za vysoké. Je zřejmé, že to co je nejkratší nemusí být nejlehčí a nejlacinější.

Potvrzuje se rovněž, že existují rozdíly mezi kritériem hmotnosti a výrobních nákladů, byť nejsou příliš vysoké. V současném konkurenčním prostředí jsou ekonomická kritéria preferována.

2) Prvek skupiny B

Vykazuje velmi vysoké odchylky ve všech zbývajících úlohách, které nejsou zaměřeny na optimalizaci setrvačných účinků tj. HMOTNOST, NÁKLADY, DÉLKA, SOUČET OS. Je to způsobeno jeho fyzikální podstatou, kdy hodnoty momentu setrvačnosti závisí na čtvrté mocnině průměru rotujícího dílu a jakákoliv hodnota od optimální varianty konstrukčních parametrů je výrazně zesílena.

3) Prvky skupiny C

Vykazují velmi příznivé výsledky v úlohách DÉLKA a SOUČET OS, jejich odchylky v úlohách HMOTNOST a NÁKLADY leží v intervalu 7 - 12% což lze považovat za příznivé. Kritérium lze označit za měkké, tj. takové kdy odchylka kombinace vstupních parametrů od optima neznamena příliš velkou odchylku hodnoty funkcionálu od optimální hodnoty.

Avšak z praktického pohledu je používání velkých šířek ozubení spojeno vyššími nároky na výrobitelnost takových dílů. Čím je dotyková délka ozubení delší, tím jsou i větší úchytky boku zubu a horší podélné sezení. Uvedený jev je nutno kompenzovat předepisováním lepší kvality ozubení. Stejná opatření platí i o předepisování kvality vývrtů pro ložiska v tělese skříně.

Všechny tyto dodatečné úpravy zvyšují výrobní náklady, nebyly zahrnuty v řešení individuálních úloh, a tedy lze očekávat, že by přispěly ke zhoršení výsledků skupiny C.

Tab. 11-8 Průměrná odchylka funkcionálu od minimálních hodnot v rozsahu $U_c = 10 \div 100$

Skupina	Funkcionál	Řešení individuálních úloh				
		HMOTNOST	NÁKLADY	SETRVAČNOST	DÉLKA	SOUČET OS
A	Funkcionál hmotnostní	0,0%	1,0%	10,5%	28,4%	25,4%
	Funkcionál nákladový	1,9%	0,0%	14,4%	28,4%	29,7%
B	Funkcionál momentu setrvačnosti	19,1%	36,4%	0,0%	115,0%	101,5%
C	Funkcionál délkový	7,2%	12,1%	3,9%	0,0%	2,7%
	Funkcionál součet os	8,1%	11,6%	6,5%	3,5%	0,0%

11.3 Multikriteriální optimalizace

11.3.1 Stanovení hodnot váhových koeficientů

K prokázání míry rozdílnosti multikriteriální optimalizace oproti individuálním úlohám je nutné *přiřadit váhovým koeficientům hodnoty*. Využijeme za tímto účelem metody popsané v 10.2.3.

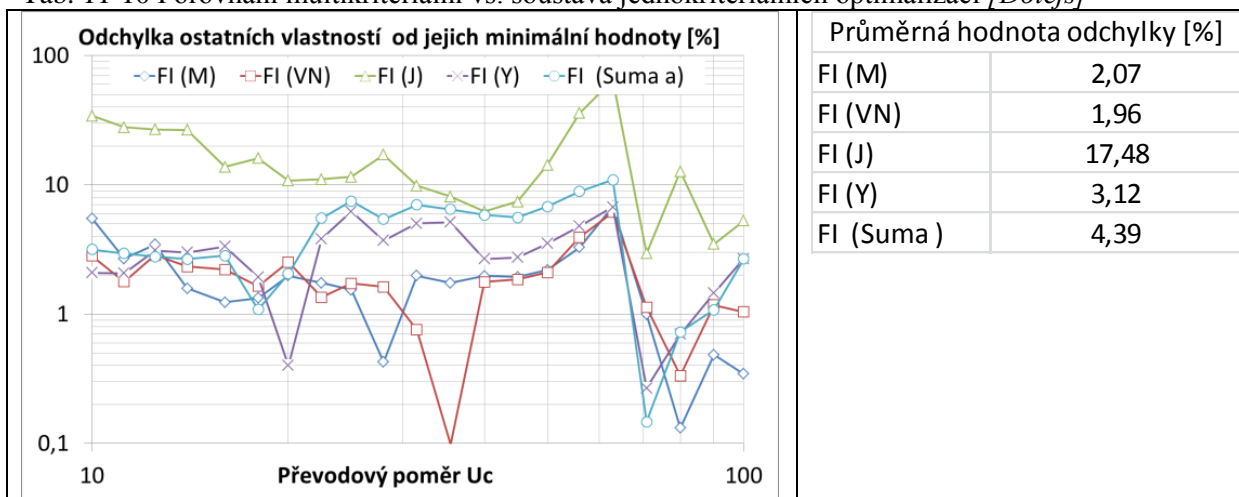
Protože váhové koeficienty jsou subjektivní záležitostí, dospěl autor pod dojmem argumentů z odstavců 11.2.7.1, 11.2.7.2 a 10.2.3 k následujícímu hodnotovému uspořádání dle Tab. 11-9.

Byly silně akcentovány váhy $\Phi_{(VN)}$ a $\Phi_{(M)}$ Skupiny A, a je logické, že ve výsledném hodnocení viz Tab. 11-10 se tato skutečnost projeví nejnižšími odchylkami. Jak bylo již dříve konstatováno, kritérium $\Phi_{(J)}$ Skupiny B patří mezi velmi tvrdé charakteristiky a jeho průměrná odchylka tedy nepřekvapí. Odchylky ostatních kritérií $\Phi_{(\Sigma a)}$ a $\Phi_{(Y)}$ ze skupiny C nepřesahují 5%.

Tab. 11-9 Váhové koeficienty [Dolejš]

	Váha skupiny V		Váha kritéria ve skupině v		Váha kritéria ve funkcionálu $V \cdot v$
Skupina A	0,75	$\Phi_{(VN)}$	0,6666	u_{VN}	0,499950
	0,75	$\Phi_{(M)}$	0,3334	u_M	0,250050
Skupina B	0,05	$\Phi_{(J)}$	1	u_J	0,050000
Skupina C	0,2	$\Phi_{(\Sigma a)}$	0,66666	$u_{\Sigma a}$	0,133332
	0,2	$\Phi_{(Y)}$	0,33334	u_Y	0,066668

Tab. 11-10 Porovnání multikriteriální vs. soustava jednokriteriálních optimalizací [Dolejš]



11.3.2 Porovnání optimální varianty plných a odlehčených ozubených kol

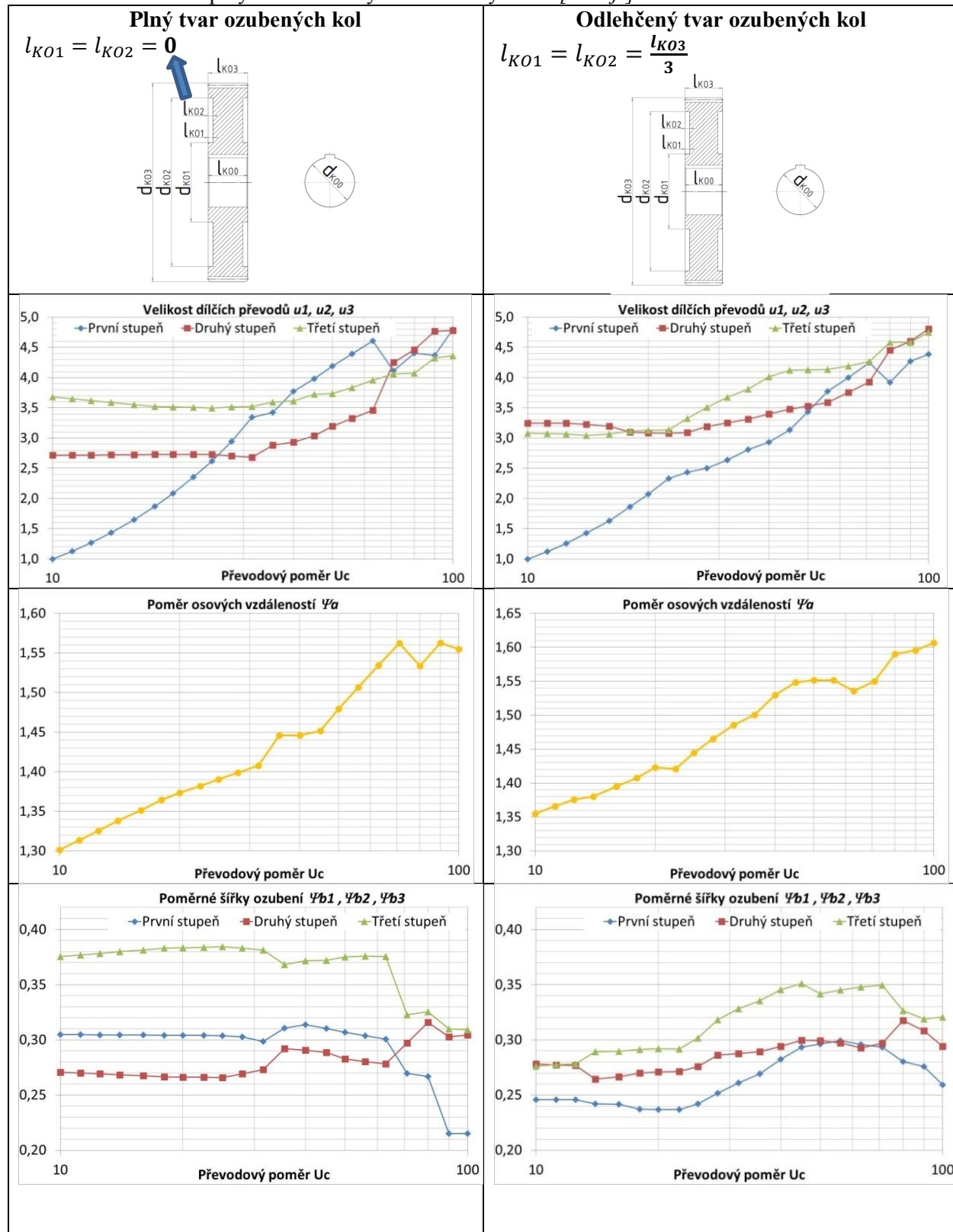
Nyní se zaměříme na rozbor, jakým způsobem se projeví modifikace tvaru ozubených kol na celkových vlastnostech převodovky. Odlehčování ozubených kol bývá prováděno za účelem snížení hmotnosti. U malých velikostí kol a sériové výroby ho lze řešit zápusťkovým kováním, u kinematických převodovek použitím odlitků. Ale u velkých kol výkonových převodovek zůstává jediná možnost a tou je třískové obrábění z plného materiálu. Dle Tab. 11-11 předpokládejme oboustranné vybrání o hloubce jedné třetiny šířky kola.

Expertní systém pro *variantu s odlehčenými tvary kol* generuje větší převody na posledním stupni u_3 , větší poměry osových vzdáleností ψ_a a nižší poměrné šířky ozubení posledního stupně ψ_{b3} . Důsledkem těchto trendů jsou ozubená kola větších průměrů a menších šířek, je kratší vzdálenost mezi ložisky hřídelů prvních stupňů a pastorkové hřídele jsou tužší.

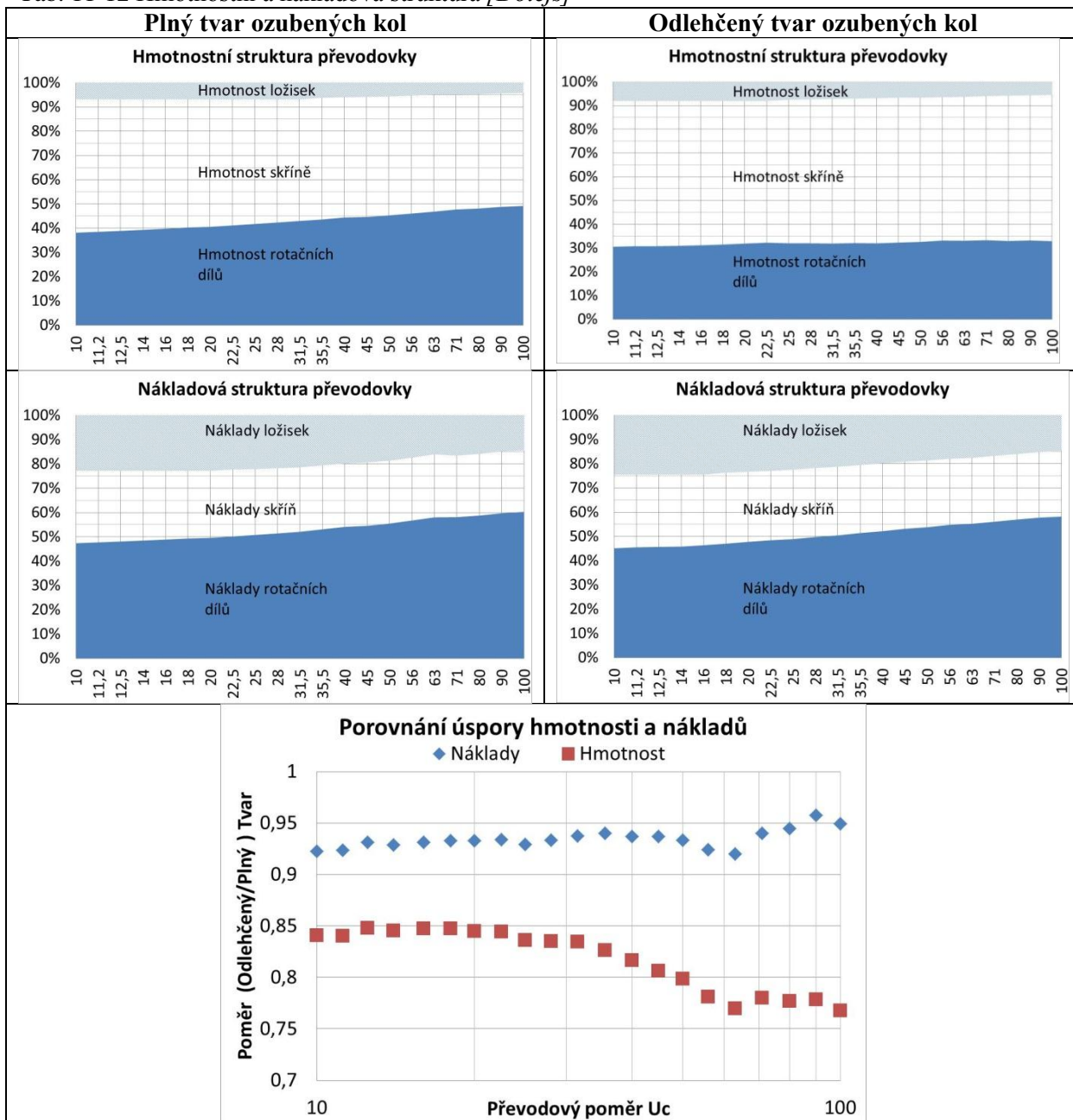
V hmotnostní a nákladové struktuře převodovky viz Tab. 11-12 je patrný výrazný pokles podílu hmotnosti rotačních dílů u odlehčené varianty, ovšem nákladová struktura zůstává pro obě varianty podobná. Tento jev svědčí o skutečnosti, že pokles hmotnosti není následován adekvátním poklesem

výrobních nákladů. Rovněž je zřejmé, že v závislosti na celkovém převodu u_c se podíl hmotností odlehčená/plná varianta snižuje ale podíl nákladů má tendenci stoupat. Do uvedeného srovnání jsme navíc nezahrnuli *hledisko času*. Tedy skutečnost, že při obrábění se blokuje kapacita obráběcích strojů pro jiné operace, prodlužuje se dodací termín což ještě více z hlediska nákladovosti znevýhodňuje variantu odlehčeného tvaru.

Tab. 11-11 Porovnání plný vs. odlehčený tvar ozubených kol [Dolejš]



Tab. 11-12 Hmotnostní a nákladová struktura [Dolejš]



11.3.3 Optimalizace srovnávacího výrobku

Nyní se ještě vraťme k porovnání srovnávacího výrobku popsaného v odstavci 11.1.

Pro identické technické parametry se srovnávacím výrobkem byla v expertním systému provedena optimalizační procedura popsaná v Kapitole 10. Rozdíly v množině nezávislých návrhových parametrů $\Theta_{(X)}$ jsou dokumentovány v Tab. 11-13, porovnání v rozměrových veličinách v Tab. 11-14 a Tab. 11-15. Srovnání shrňme v následujících bodech:

- 1) **Ozubení** - optimalizovaný výrobek vykazuje rozdíly v menší osové vzdálenosti a_1 prvního stupně a větší osové vzdálenosti a_3 třetího stupně. Rozložení převodů akcentuje větší hodnoty na posledním u_3 a předposledním u_2 převodovém stupni.
Šířky ozubení všech převodových stupňů b_1, b_2, b_3 jsou nižší, naopak jsou preferovány větší hodnoty úhlů sklonu boku zubu $\beta_1, \beta_2, \beta_3$.
Výpočtové velikosti modulů m_n u optimalizované varianty dosahovaly nižších hodnot vůči srovnávacímu výrobku. Ovšem velikosti modulů musí korespondovat s normalizovanými hodnotami frézovacích hlav a brusných kotoučů, tedy je nutno velikost modulu zaokrouhlit na nejbližší vyšší standardní rozměr. V těchto rozměrných ozubeních jsou již hrubé rozestupy mezi jednotlivými velikostmi standardních rozměrů nástrojů a důsledkem je, že po provedeném zaokrouhlení jsou moduly ozubení srovnávacího výrobku a optimalizované varianty identické.
- 2) Kombinace větší osové vzdálenosti a užší šířky ozubení posledního stupně generuje tuhé hřídele s nižší citlivostí na deformace hřídelů, což se příznivě projevuje na hodnotách součinitelů sezení $K_{H\beta}$ a důsledkem je větší zatížitelnost ozubení.
Pozitivně rovněž působí používání různých hodnot aplikačních součinitelů K_A na individuální stavební prvky, které preferuje díly podrobené nižšímu počtu zátěžných cyklů a penalizuje díly s vyšším počtem zátěžných cyklů, tedy první převodové stupně.
- 3) **Ložiska** – změna v kombinaci osových vzdáleností a převodových poměrů umožňuje snížit zatížení na prvních dvou hřídelích a použít menší velikosti ložisek, při dosažení výpočtové trvanlivosti. Menší velikosti ložisek současně umožní i konstruovat subtilnější ložiskové třmeny s dopadem na hmotnost a náklady tělesa skříně převodovky.
- 4) Zajímavé srovnání nabízí Tab. 11-16, kde původním charakteristikám srovnávacího výrobku je přiřazena hodnota 100% a je porovnávána úroveň stejných charakteristik po uskutečněné multikriteriální optimalizaci. Optimalizovaná převodovka vykazuje větší délkové charakteristiky $\Phi_{(Y)}$ a $\Phi_{(\Sigma a)}$ v řádu do 3%. Ovšem u charakteristik hmotnostních a nákladových $\Phi_{(M)}$ a $\Phi_{(VN)}$ je vykazována úspora přesahující 10%.

Samozřejmě, že konstrukční optimalizace lze průběžně provádět i v *dalších fázích vývoje výrobku* při detailním rozkreslování výrobních výkresů, zeslabováním profilů, technologickými postupy, zkracováním výrobních časů atd. a to i na *srovnávacím výrobku*.

Ovšem startovací rozdíl ve prospěch optimalizovaného výrobku větší než 10%, který jsme získali změnou kombinace návrhových parametrů, je výrazná počáteční výhoda.

Tab. 11-13 Návrhové parametry v relativních veličinách [Dolejš]

	Nezávislé návrhové parametry $\Theta_{(X)}$						Multikriteriální optimalizace
	Srovnávací výrobek	Úloha HMOTNOST	Úloha NÁKLADY	Úloha SETRVAČNOST	Úloha DÉLKA	Úloha SOUČET OS	
ψ_a	1,394	1,444	1,454	1,400	1,414	1,460	1,470
ψ_{b1}	0,401	0,298	0,297	0,379	0,301	0,268	0,299
ψ_{b2}	0,398	0,296	0,269	0,370	0,323	0,365	0,295
ψ_{b3}	0,452	0,329	0,318	0,338	0,317	0,478	0,319
u_1	2,458	2,562	2,065	3,312	2,852	1,777	1,991
u_2	2,909	2,896	3,306	2,842	2,881	3,475	3,495
u_3	3,368	3,234	3,516	2,550	2,921	3,887	3,450

Tab. 11-14 Návrhové parametry ozubení v rozměrových veličinách [Dolejš]

			Srovnávací výrobek			Multikriteriální optimalizace		
Převodový stupeň			1	2	3	1	2	3
Osová vzdálenost	a	mm	695	980	1350	663	974	1432
Šířka ozubení	b	mm	280	390	610	198	287	457
Dílčí převod	u	---	2,458	2,909	3,368	1,991	3,495	3,450
Modul ozubení	m_n	mm	16	22	32	16	22	32
Úhel sklonu zubu	β	deg	12,0	10,0	9,0	14,7	13,9	12,7

Tab. 11-15 Návrhové parametry ložisek v rozměrových veličinách [Dolejš]

			Srovnávací výrobek				Multikriteriální optimalizace			
Hřídel			1	2	3	4	1	2	3	4
Typ ložiska			23248	23268	23196	230/630	23244	23264	23284	230/630
Dynamická únosnost	C_R	kN	2440	4430	6150	6270	2360	4400	7350	6700
Výpočtová trvanlivost	Lh	Hod	29 400	55 600	45 600	45 500	48370	53280	50915	58270

Tab. 11-16 Porovnání hodnot charakteristik [Dolejš]

		Srovnávací výrobek	Multikriteriální optimalizace
Funkcionál hmotnostní	$\Phi_{(M)}$	100%	89,4%
Funkcionál nákladový	$\Phi_{(VN)}$	100%	87,0%
Funkcionál moment setrvačnosti	$\Phi_{(J)}$	100%	80,0%
Funkcionál délkový	$\Phi_{(Y)}$	100%	102,5%
Funkcionál součtu os	$\Phi_{(\Sigma a)}$	100%	101,5%

12 Závěr

12.1 Výsledky disertace a nové poznatky

Tato práce se zabývá vybranými problémy souvisejícími s optimalizací návrhu těžkých výkonových převodovek pro extrémní provoz. Těmito vybranými problémy jsou:

12.1.1.1 Metoda optimalizačního postupu

- 1) Byl stanoven cíl, kterého má být dosaženo a forma jak cíle dosáhnout. Nejprve byla provedena klasifikace hlavních stavebních prvků, pak definovány jejich geometrické, materiálové, provozní a ekonomické parametry. Byly určeny silové vazby mezi prvky v závislosti na kinematické struktuře, omezující podmínky a byla věnována pozornost problematice přípustné zatížitelnosti odvozené od pevnostních výpočtů.
- 2) Bylo dokázáno, že lze sjednotit více jednoduchých kritérií různé fyzikální podstaty do jediného multikriteriálního parametru za předpokladu, že jsou tyto normovány hodnotou jejich lokálního optima.
- 3) Odvozená metodika umožní vytvořit i jiné scénáře než doposud a zapracovat je do funkcionálu sledovaných vlastností $\Phi_{(S)}$. Jinými scénáři se rozumí doplnění jak kvantitativních kritérií jako jsou *mechanická účinnost*, *tepelný výkon*, *provozní náklady* atd. tak i kvalitativních kritérií jako jsou např. *estetičnost*, *vliv na životní prostředí* atd.

12.1.1.2 Hmotnostní a nákladová struktura

- 1) V předložené práci byly zavedené do matematických vztahů autorovy poznatky vycházející z technické praxe beroucí v úvahu skutečný konstrukční tvar pastorků, ozubených kol, těles skříní, hřídelů a ložisek. To umožnilo pracovat při optimalizaci s věrohodnějšími daty, než tomu bylo doposud.
- 2) Byla věnována širší pozornost způsobu určení nákladů stavebních prvků. Byla použita metoda nákladových polynomů založená na principu podobnosti dílů a tato otestovaná s využitím informací získaných ze vzorku reálně vyrobených dílů.
- 3) Bylo dokázáno, že existuje rozdíl mezi optimalizací s ohledem na minimální hmotnost a na minimální náklady.

12.1.1.3 Modifikace výpočtových vztahů ozubení

- 1) Z důvodu nutnosti přizpůsobení výpočtových vztahů ozubení pro optimalizační procedury byl modifikován návrhový výpočet na ulomení zubu a na otláčení. Byl zvolen postup transformace poznatků ze standardu ISO/DIN do návrhového výpočtu AGMA a definovány nové proměnné veličiny v pevnostním výpočtu a to index intenzity zatížení boku zubu K_{ISO} a jednotkové zatížení zubu U_{ISO} . Součástí modifikovaného výpočtu jsou i odvozené vztahy pro výpočet optimálního počtu zubů, modulu ozubení a osové vzdálenosti.
- 2) Výsledné hodnoty charakterizující míru bezpečnosti výrobku generovaného expertním systémem byly otestovány na srovnávacím výrobku s použitím standardních výpočtových postupů [KISSsoft] a [TBKE].

12.1.1.4 Demonstrace výsledků

Výsledky optimalizačních postupů byly nejprve demonstrovány na pěti individuálních úlohách a posléze v komplexní multikriteriální úloze. Předmětným objektem byla třístupňová převodovka s čelním soukolím s lineárním tokem výkonu.

- 1) Bylo prokázáno, že konstruování s ohledem na individuální kritéria přináší rozdílné tendence v hodnotách návrhových parametrů.
- 2) Konstruování s ohledem na minimální délkové rozměry generuje ozubená kola menších průměrů a větších šířek ozubení. V případě konstruování s ohledem na minimální hmotnost a výrobní náklady jsou preferována řešení s ozubenými koly menších šířek a větších průměrů.

- 3) Bylo dokázáno, že existuje rozdíl mezi optimálními variantami návrhových parametrů plných a odlehčených tvarů kol. Odlehčená varianta vykazuje příznivější výsledky v oblasti redukce hmotnosti, již méně příznivé v oblasti redukce výrobních nákladů. K jejímu použití v konstrukční praxi velkých výkonových převodovek je vhodné vzít v úvahu i faktor času tj. posoudit konkrétní termínové a kapacitní možnosti výrobního stroje a podmínky obchodního případu.
- 4) Posuzujeme-li celý rozsah převodového poměru u_C pak pro nižší hodnoty je poměr osových vzdáleností ψ_a ovlivněn především velikostí použitých ložisek. Pro větší hodnoty u_C je ovlivněn omezujícími podmínkami pro průhyb hřídele a natočení průhybové čáry.
- 5) S ohledem na citlivost kritérií bylo dokázáno, že délkové charakteristiky patří mezi měkká kritéria, tj. při odchýlení návrhových parametrů od optimální varianty se hodnota kritéria mění málo, naopak v případě charakteristiky momentu setrvačnosti se jedná o tvrdé kritérium. Kritérium hmotnosti a výrobních nákladů lze v tomto kontextu označit za střední.

12.2 Závěry pro další rozvoj vědy

Velké výkonové převodovky jsou kategorie výrobků, které nepatří mezi sériově vyráběné produkty. Při konstrukčním zpracování vždy existuje více cest vedoucích k výslednému řešení, a tedy vyžadují individuální přístup. Disertační práce poskytla návod a postup, jakým způsobem lze konstrukční řešení popsat a jaké zásady je nutno dodržet.

Tento postup byl demonstrován na konkrétní skupině výrobků vícestupňových převodovek bez dělení toku výkonu s paralelními osami a čelním ozubením.

Autor spatřuje prostor pro další rozvoj vědeckých poznatků v následujících konstrukčních provedeních, seřazeno se vzrůstající obtížností a pracností:

- 1) Provedení multikriteriální optimalizace převodovek s rovnoběžnými osami v závislosti na změně počtu převodových stupňů N v rozsahu $N = 1 \div 5$. Důraz by měl být kladen na vymezení definičního oboru pro optimální používání jedno-, dvou- tří-, čtyř- a pětistupňových převodovek v rozsahu celkového převodu $u_C = 1 \div 400$.
- 2) Multikriteriální optimalizace konstrukčního řešení s rovnoběžnými osami a využitím principu dělení toku výkonu do více výkonových cest. V této oblasti je třeba řešit:
 - ✓ Vyrovnávací mechanismus pro dosažení rovnoměrnosti dělení toku výkonu.
 - ✓ Modifikace silových vazeb mezi stavebními prvky.
- 3) Rozšíření funkcionálu sledovaných vlastností o kritéria tepelného výkonu. Toto kritérium je podmíněno rozpracováním a ověřením výpočtových metod pro stanovení mechanických ztrát v ozubení, mechanických ztrát v ložiskách a ztrát při brodění rotujících dílů v olejové náplni.
- 4) Multikriteriální optimalizace konstrukčního řešení s různoběžnými osami hřídelů. Tento směr je podmíněn:
 - ✓ Zpracováním nákladových polynomů pro kuželová soukolí.
 - ✓ Definicí indexu intenzity zatížení boku zubu K_{ISO} a jednotkového zatížení zubu U_{ISO} pro kuželová soukolí.
 - ✓ Zpracováním vztahů pro přípustnou zatížitelnost kuželíkových ložisek v nepárovaném i párovaném provedení.
 - ✓ Modifikací silových vazeb mezi stavebními prvky.

13 Shrnutí

- 1) Předkládaná práce se zabývá optimalizací konstrukčních návrhů výkonových převodovek. Na rozdíl od jiných domácích i zahraničních literárních pramenů je konstrukční proces vnímán komplexně s navazujícími souvislostmi výrobními i ekonomickými. U optimalizovaného výrobku jsou brány v úvahu všechny hlavní stavební prvky, tj. ozubení, hřídele, těleso skříně a ložiska, s respektováním zásad platných pro jejich konstrukční návrhy.
- 2) Cílem práce je zpracování expertního systému popisujícího oborové znalosti, údaje, vztahy, návaznosti, zkušenosti a výsledky dlouhodobých pozorování zapsané a zpracované ve formě matematického modelu, respektujícího fyzikální zákonitosti objektu a jevů.
- 3) Teoretická část práce se nejprve zabývá definováním geometrických, materiálových, provozních a ekonomických návrhových parametrů, určením silových vazeb mezi prvky a jejich přípustnou zatížitelností a stanovením omezujících podmínek. Posléze je věnována pozornost sestavení funkcionálu sledovaných vlastností a jeho optimalizaci v závislosti na změně návrhových parametrů.
- 4) Praktická část práce je věnována prezentaci odlišností konstrukčních zásad návrhů výkonových převodovek v závislosti na použitém optimalizačním kritériu. Je rovněž porovnán vliv jednokriteriálních a multikriteriální optimalizace na výsledné vlastnosti výrobku. Dosažené výsledky jsou demonstrovány i na porovnání mezi konstrukčním návrhem zpracovaným standardním způsobem a jeho optimalizovanou variantou.
- 5) Klíčová slova – výkonová převodovka, multikriteriální optimalizace, funkcionál, přípustná zatížitelnost, stavební prvek.

13.1 Summary

The present work deals with the optimization of engineering design of heavy-duty gearboxes. Unlike other domestic and foreign literature, the work perceives the design process with its full complexity including connected aspects of production and economy. In the optimized product all the main constructional elements are taken into account, i.e., gears, shafts, bearings and the gear housing, while the principles relating to the design of the components are observed.

The work has for its aim elaboration of an expert system describing knowledge of the domain, data, relationships, links, experience and results of long-term observations recorded and processed in the form of a mathematical model, observing physical laws of the object and related phenomena. The theoretical part of the work deals with the definition of geometric, material, operational and economic parameters of the design, with power relations between system elements and their permissible loading capacity as well as with the determination of boundary conditions. Finally, attention is paid to the formulation of the Functional of the followed up properties depending upon the change of design parameters.

The practical part of the work is devoted to the presentation of differences in the principles decisive for the design of heavy-duty gearboxes depending upon the optimization criteria. Also the influence of single- and multi-criteria optimization upon the resulting properties of the product is compared. The results obtained are illustrated by means of a comparison between the structural design processed by standard procedures and its optimized variant.

Keywords – heavy-duty gearbox, multi-criteria optimization, functional, permissible loadability, constructional element.

13.2 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Optimierung der Konstruktions-Entwürfen von Hochleistungsgetrieben. Im Gegensatz zu anderen einheimischen und ausländischen Literaturquellen ist hier der Konstruktionsprozess ganzheitlich, d.h. zusammen mit den anschließenden Produktions- und ökonomischen Zusammenhängen wahrgenommen. Beim optimierten Erzeugnis zieht man alle wesentlichen Bauelemente in Betracht, d.h., Zahnräder, Wellen, Gehäuse und Lager; dabei respektiert man alle für deren Design geltenden Grundsätze.

Das Ziel der Arbeit ist die Verarbeitung eines Expertensystems, das das Fachwissen, Angaben, Beziehungen, Zusammenhänge, Erfahrungen sowie Ergebnisse und langfristige Beobachtungen beschreibt, welche aufgezeichnet und in der Form eines mathematischen Modells verarbeitet sind, das physikalische Gesetzmäßigkeiten des untersuchten Objekts und der zusammenhängenden Erscheinungen berücksichtigt.

Der theoretische Teil der Arbeit befasst sich zunächst mit der Definition von geometrischen, Werkstoff-, Betriebs- und ökonomischen Parametern des Designs, mit der Bestimmung der Kraftbeziehungen unter den Bauelementen und deren zulässigen Belastbarkeit sowie mit der Festlegung der Grenzbedingungen. Schließlich widmet man seine Aufmerksamkeit der Zusammenstellung des Funktionals das alle verfolgten Eigenschaften und dessen Optimierung in Abhängigkeit von Änderung der Designparameter in sich schließt.

Der praktische Teil der Arbeit stellt die Unterschiede in Konstruktionsprinzipien für das Design von Hochleistungsgetrieben in Abhängigkeit von angewendeten Optimierungskriterien dar. Man vergleicht ebenfalls den Einfluss der Single- und Multi-Kriterien-Optimierung auf die resultierenden Eigenschaften des Erzeugnisses. Die erhaltenen Ergebnisse führt man auch mittels der Gegenüberstellung des auf Standardweise erstellten Konstruktionsentwurfs und dessen optimierten Variante vor.

Schlüsselwörter – Hochleistungsgetriebe, Multi-Kriterien-Optimierung, das Funktional, zulässige Belastbarkeit, Bauelement.

14 Publikované práce

<i>Identifikace</i>	<i>Popis</i>	<i>Status, místo, čas</i>
[Dolejš 2013/3]	Dolejš J: <i>Getriebe mit Übersetzung durch schaltbare Welle-Nabe-Verbindung, PT6111 DE.</i>	Přihláška vynálezu, Německo, Mannheim, 2013.
[Dolejš 2013/2]	Dolejš J, Bartůšek J: <i>Getriebemotoranordnung, PT6107 DE.</i>	Přihláška vynálezu, Německo, Mannheim, 2013.
[Dolejš 2013/1]	Dolejš J: <i>Planetová převodovka SEW P052 v pohonu šnekového lisu.</i>	Přednáška, ČR, Plzeň, 2013.
[Dolejš 2012/3]	Dolejš J: <i>Calculation tool for the design – Sharing Knowledge.</i>	Diskuzní příspěvek KISSsoft, Švýcarsko, 2012
[Dolejš 2012/2]	Dolejš J: <i>DuoDrive – Helical Gear Units with Doubled Power Inputs</i> , Výrobní katalog odvozený z autorových prací PV 2008-257 a EP2271858, Int. WO 2009/129966 A3.	Realizace autorova vynálezu SEW-Eurodrive, ČR, 2012.
[Dolejš 2012/1]	Dolejš, J - Gear Unit Advisor, Optimální navrhování převodovek.	Výpočtový program, ČR, 2012
[Dolejš 2011/4]	Dolejš J: <i>Koncepční multikriteriální optimalizace konstrukčních návrhů převodovek s ozubenými koly určenými pro těžké provozy.</i>	Písemná práce k SDZ, ZČU, Plzeň, 2011.
[Dolejš 2011/2]	Dolejš J: <i>Vývoj mechanických převodovek a příslušenství pro speciální použití, SEW-Eurodrive kód V01, Plzeň, dle zákona č. 130/2002 Sb. auditováno FINAPP 18.3.2011.</i>	Projekt VaV SEW-Eurodrive, ČR, 2011
[Dolejš 2009/5]	Dolejš J., Pěnkava J.: <i>Differentialgetriebe Einrichtung, PCT / EP 2009 / 002820.</i>	Přihláška vynálezu, PCT, Evropa + USA, 2009.
[Dolejš 2009/4]	Dolejš J.: <i>Posouzení převodové skříně KK1300, VYZ/09/01.</i>	Expertní posudek, ČR, 2009.
[Dolejš 2009/3]	Dolejš J.: <i>Technická zpráva k řešení konstrukčního návrhu rychloběžné převodovky KIRIŠI.</i>	Technická zpráva, ČR, 2009.
[Dolejš 2009/2]	Dolejš J.: <i>Summary of technical literature regarding heavy duty gear units. AJ.</i>	Písemná práce k předmětu, ZČU, ČR, 2009.
[Dolejš 2009/1]	Dolejš J: <i>Hodnotící kritéria u výkonových převodovek s ozubenými koly. KKS/DHOP.</i>	Písemná práce k předmětu ZČU, ČR, 2009.
[Dolejš 2008/4]	Dolejš J.: <i>Vývojové trendy převodových zařízení s ozubenými koly. KKS/DMTV.</i>	Písemná práce k předmětu ZČU, ČR, 2008.
[Dolejš 2008/3]	Dolejš J, Pěnkava J.: <i>Diferenciální převodové zařízení s vyrovnávacím ústrojím, PV 2008-257.</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 2008.
[Dolejš 2008/2]	Dolejš J.: <i>Rozběh pohonu licího karuselu, JD-VZ-001-B08.</i>	Technická zpráva, ČR, 2008.
[Dolejš 2008/1]	Dolejš J.: <i>Převodovky a ozubená kola v průmyslových aplikacích. KKS/DVSC.</i>	Písemná práce k předmětu ZČU, ČR, 2008.

Identifikace	Popis	Status, místo, čas
[Dolejš 2007/2]	Dolejš J., Pěnkava J.: <i>Vícestupňová převodovka s rozvětvením přenášeného zatížení, PV 2007-180,</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 2007.
[Dolejš 2007/1]	Dolejš J.: <i>Posouzení převodové skříně ThyssenKrupp pro pohon kola rýpadla KU 2 x 1000 kW, VYZ/2007-05.</i>	Expertní posudek, ČR, 2007.
[Dolejš 2004/7]	Dolejš.J, Pěnkava.J: <i>Čelní rychloběžná převodovka s rozvětvením náhonů z předlohového hřídele, 2004-15483, 14717.</i>	Užitný vzor, ÚPV, ČR, 2004.
[Dolejš 2004/6]	Dolejš.J, Pěnkava.J: <i>Čelní rychloběžná převodovka s rozvětvením náhonů z předlohového hřídele, 2004-649, 296752.</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 2004.
[Dolejš 2004/4]	Barton.P, Dolejš.J, Raatikainen.P, Wahrn.A, Zili.W : <i>IG-Modular System .</i>	Výzkumná zpráva, SEW-Eurodrive, Německo, 2004
[Dolejš 2004/2]	Dolejš.J, Pěnkava.J: <i>Built-in planetary drive, PCT/CZ2004/000084, WO/2005/057047.</i>	Příhláška vynálezu, PCT, Geneve, Švýcarsko, 2004.
[Dolejš 2004/1]	Dolejš.J, Pěnkava.J: <i>Vestavěný planetový pohon, 2004-14965, 14832.</i>	Užitný vzor, ÚPV, ČR, 2003.
[Dolejš 2003/1]	Dolejš.J, Pěnkava.J: <i>Vestavěný planetový pohon, 2003-3411, 294716.</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 2000.
[Dolejš 2002/2]	Dolejš. J: <i>Technical Calculations for Electric Wheel Gear Unit 84-TU-2002 Parts 1,2,3,4,5,6,7. GENERAL ATOMIC.</i>	Výzkumná zpráva, San Diego, USA, 2002
[Dolejš 2001/5]	Dolejš.J, Stránský.O: <i>Radiální uložení hřídele kuželového kola, 2001-11628, 11628.</i>	Užitný vzor, ÚPV, ČR, 2001.
[Dolejš 2001/3]	Dolejš.J, Stránský.O: <i>Variabilní převodovka, 2001-11629, 11629.</i>	Užitný vzor, ÚPV, ČR, 2001.
[Dolejš 2000/2]	Dolejš.J: <i>Převodová skříň, 2000-1152, 296621.</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 2000.
[Dolejš 2000/1]	Dolejš.J: <i>Zvýšení užitečných vlastností průmyslových vysokootáčkových převodovek, FA-E3/025.</i>	Veřejná soutěž ve V a V MPO, ČR, 2002
[Dolejš 1994/1]	Dolejš.J: <i>Satelitní větvená převodovka, 1994-1058, 279767.</i>	Vynález, ÚPV, ČR, 1994.

15 Literatura

[AGMA 1010-E95]	AGMA 1010-E95 : Appearance of Gear Teeth – Terminology of Wear and Failure, AGMA standard, 1995
[AGMA 2101-D04]	AGMA 2101-D04 : Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric edition), AGMA standard, 2004
[AGMA 6110-F97]	AGMA 6110-F97 : Standard for Industrial Enclosed Gear Drives (Metric edition), AGMA standard, 1997
[AGMA 6113-A06]	AGMA 6113-A06 : Standard for Industrial Enclosed Gear Drives (Metric edition), AGMA standard, 2006
[AGMA 901-A92]	AGMA 901-A92 : A rational procedure for preliminary design of minimum volume gears, AGMA standard, 1992
[AGMA ISO 14179]	AGMA ISO 14179-1: Gear Reducers – Thermal Capacity Based on ISO/TR 14179-1, AGMA Information Sheet, 2004
[Albert 2001]	A.Albers, N.Burkhardt, J.Marz : Restriction in the design of gear wheel components and drives for micro technology, Karlsruhe, 2001
[Balda 1997]	M.Balda : Metodika optimalizace konstrukcí s požadovanou únavovou životností, 1997
[Becker 2005]	E. Becker : Industrial drive systems, Flender, Germany, ISBN 3-937889-15-9, 2005
[Benthake 1977]	H.Benthake : Leistungsverzweigte Industriegetriebe, Antriebstechnik 16 (1977)
[Beranovský 2003]	Beranovský .J: Vícekriteriální hodnocení variant energetických auditů; Ekowatt, Středisko pro obnovitelné zdroje a úspory energie; ZČU, 2003
[Bode 1960]	Bode 1960 : Nové směry ve vývoji převodovek, Oborová konference „Ozubení a převodovky“, 1960
[Coe 1991]	H.H.Coe : Spur-gear optimization using SPUROPT computer program, NASA Technical memorandum 104393, Ohio, 1991
[ČSN 014686 1988]	ČSN 014686 : Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol, Československá státní norma, 1989
[DIN 3960/1987]	DIN 3960 : Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder und Stirnradpaare mit Evolventenverzahnung, Deutsche norm, März 1987
[DIN 3990/1987]	DIN 3990 : Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Deutsche norm, Dezember 1987
[Dolejš 2004 / 4]	Barton.P, Dolejš.J, Raatikainen.P, Wahn.A, Zili.W : IG-Modular System , Pflichtenheft, SEW-Eurodrive, Bruchsal, GER, 2004-2009
[Dudley 1962]	Dudley.D.W : Gear Handbook, Technomic Publishing Company, Toronto, Canada, 1962
[Dudley 1994]	Dudley.D.W : Handbook of Practical Gear Design, Technomic Publishing Company, Lancaster, USA, 1994
[El-Bahloul 1999]	El-Bahloul : Speed reduction gear boxes – Cane mills in EDFO sugar factory, Cairo, 1999
[Flender 1998]	FLENDER : FLENDER Technical Handbook, 2nd edition 03/1998, Association of Companies for Power Transmission Technology of Deutsche Babcock Group
[Folta 2004]	Folta Zdeněk : Příspěvek k navrhování strojních součástí na základě vyhodnocení provozního zatížení, Habilitační práce, VŠB-TU Ostrava, 2004
[Furbacher 1972]	I.Furbacher : Ovlivnění únosnosti ozubených kol úchytkami ozubení, Strojřemství 22, Praha, 1972
[Gartner 1974]	P.Gartner, D.Herrwig : Verfahren zur Auslegung von Zahnradgetriebe mit minimaler Masse, , Maschinenbautechnik 23 (1974)
[Haj-Fraj 2000]	A.Haj-Fraj, F.Pfeiffer : Optimization of gear shift operations in automatic transmissions, Munchen, 2000
[Havlíček 1977]	J.Havlíček : Použití diferenciálů a diferenciálů s variátory v pohonech tahového válcovacího zařízení, Strojřemství 27, Plzeň, 1977
[Hicks 2004]	R.J.Hicks, F.Cunnliffe, U.Ginger : Optimised gearbox design for modern wind turbine, United Kingdom, 2004
[Hohn 2007]	B.R.Hohn : Low Loss Gears, Gear technology , 2007
[ISO 6336/1996]	ISO 6336 : Calculation of load capacityof spur and helical gears , First edition, 1996-05-15
[ISO 8579]	ISO 8579-1 : Acceptance code for gear units ,Part 1: Test code for airborne sounds, 2002-08-01
[Kapelevich 2003/1]	A.L.Kapelevich : Direct gear design: Bending stress minimization, Gear technology , 2003
[Kissling 2004]	U.L.Kissling : Gear analysis and optimization with modern software, Zurich, 2004

[Krantz 1996]	T.L.Krantz : A Metod to analyze and optimize the load sparing of split path transmissions, NASA Technical memorandum 107201, Ohio, 1996
[Krátký Hosnedl 1998]	J. Krátký, S Hosnedl : Strojní části 2 Převodové mechanizmy, ZČU Plzeň, 1998, ISBN 80-7082-452-2
[Kříž 1997]	Kříž Rudolf, Strojnické tabulky II. Pohony, Montanex Ostrava, ISBN 80-85780-51-8, 1997
[Labuza 1978]	Sergej Labuza : Vhodnost kritérií pre optimálne konštrukčné parametre prevodoviek z hladiska materiálových úspor, Doktorská disertační práce, SVŠT Bratislava, 1978
[Laumanns 2003]	M.Laumanns : Analysis and applications of evolutionary multiobjective optimization algorithm, Thesses for degrese Doctor of Philosophy, Zurich, 2003
[Lee 2003]	Y.E.Lee, F.Kocer : Minimize driveline gear noise by optimization technique , SAE technical paper, Michigan, 2003-01-1482
[Lewis 2005]	K.Lewis : Optimization of the ring gear forging process, Ohio, 2005
[Líbal 1989]	V.Líbal : Organizace a řízení výroby, SNTL Praha, ISBN 80-03-00050-5, 1989
[Lin 1991]	H.H.Lin, Ch.Lee : Computer-Aided design of high-contact-ratio gears for minimum dynamic load and stress, NASA Technical memorandum 103275, Memphis, 1991
[Lin 1998]	H.H.Lin : Profile modification to minimize spur gear dynamic loading, NASA Technical memorandum 89901, Ohio, 1988
[Litvin 1999]	F.L.Litvin, O.Lian, A.L.Kapelevich : Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, Chicago, 1999
[Lufkin]	Lufkin : Marine Gears, Lufkin Product Catalog MG-46, Texas, USA
[MAAG 1990]	MAAG: MAAG Gear Book, Calculation and Practise of Gears, Gear Drives, Toothed Couplings and Synchronous Clutch Couplings, MAAG Gear Company Ltd. Zurich, 1990
[Mareš 1982]	V.Mareš, K.Nožar, V.Pilous : Svařované ozubené kolo velkých rozměrů, Vynález 225227, F16 H55/17, Úřad pro vynálezy a objevy, Česká republika, 1982
[Moeser 1982]	H.Moeser : Übersetzungsaufteilung bei mehrstugigen Getrieben , Maschinenbautechnik 31 (1982)
[Mogalapalli 1992]	S.N.Mogalapalli, E.B.Magrab : A CAD system for the optimization of gear ratios for automotive automatic transmissions, Maryland, 1992
[Moravec 2001]	Moravec.V : Konstrukce strojů a zařízení II, Montanex a.s, ISBN 80-7225-051-5,2001
[Mynář 1985]	Vl.Mynář : Poznámka k vektorové vícekritériální optimalizaci převodů, Strojírnoství 35, Ostrava, 1985
[Naik 2005]	Amit R. Naik : Tradeoff analysis for helical gear reduction units, University of Pune, 2005
[Novotný 1975]	L.Novotný : Výpočet korekce na největší životnost čelního vnějšího ozubeného soukolí s přímými zuby, Strojírnoství 25, Praha, 1975
[Pennel 1989 - 1]	J.A.Pennel : Slow speed wear of spur and helical gearing , A survey of the current state of the art, BGA,1989
[Pennel 1989]	J.A.Pennel : Gear reliability , A survey of the current state of the art, BGA,1989
[Pomrehn 1995]	L.P.Pomrehn, P.Y.Papalambros : Discrete optimal design formulations with application to gear train design, Journal of mechanical design , Michigan, 1995
[Prášek 1985]	L.Prášek: Optimální navrhování konstrukcí, Školení výpočtářů ŠKODA, Plzeň, 1985
[Prášek 1989]	L.Prášek: Optimalizace konstrukčních prvků a vybraných strojních částí, Školení výpočtářů ŠKODA, Plzeň, 1989
[Rasheed 1998]	K.M.Rasheed : A genetic algorithm for continuous design optimization, Thesses for degrese Doctor of Philosophy, New Jersey, 1998
[Rey 2004]	G.G.Rey : An optimized approach to straight bevel gear design, 2004
[Romeva 1976]	C.R.Romeva : Estudi de la influencia de la configuracio geometrica dels dentats sobre la capacitat de carrega dels engranatges rectes, Per a l'obtencio del grau Doctor, Barcelona, 1976
[Rosič 2002]	B.Rosič : Multicriteria optimization of multistage gear train transmission, Belgrade, 2002
[Ross 2004]	F.Ross, Ch.Spiegelberg : Relations between size and gear ratio in spur and planetary gear trains, Stockholm, ISRN/KTH/MMK/R-05/01-SE, 2004
[Rubínová 2002]	D.Rubínová : Metodika zahrnutí ergonomických aspektů do designérského návrhu, Doktorská disertační práce, VUT Brno, 2003
[SEW 2008]	SEW-Eurodrive: Průmyslové převodovky: Čelní a kuželové převodovky konstrukční řady X, Výrobní katalog, 11703962/CS, Vydání 11/2008
[SKF 2007]	SKF Hauptkatalog: Hlavní katalog ložisek, 6000 DE – Juni 2007

[Svoboda 1980/1]	Svoboda František: Směrnice pro racionální dimenzování ozubených kol, Výzkumná zpráva SVÚSS 80-03029, 1980
[Svoboda 1980/2]	Svoboda František : Zjednodušený způsobu určování charakteristických souborů zatížení ozubených kol, Výzkumná zpráva SVÚSS 80-03112, 1980
[Svoboda 1995]	Svoboda Miroslav, Kába Tomáš: Konstruování s ohledem na náklady, ZČU, 1995
[Štecha 2000]	Štecha.J: Optimální rozhodování a řízení. Skriptum ČVUT, FEL, 2000
[Švec 1972]	L.Švec : Vplyv úpravy hlavních parametrů základného profilu na únosnosť ozubených prevodov, Strojirenství 22, Praha, 1972
[Vanderplaats 1988]	G.N.Vanderplaats, X.Chen, N. Zhang : Gear optimization, NASA contractor report 4201 , 1988
[VDMA 2003]	VDMA : Power Transmission Engineering, 6th edition, Hannover, 2003
[Vnuk 1983]	Vl.Vnuk : Vliv hlavních parametrů čelních ozubených kol na rozdělení celkového převodu při minimálním momentu setrvačnosti, Strojirenství 33, Ostrava, 1983
[Wikov Gear 2012]	Wikov Gear: Technická dokumentace k převodovce výrobní číslo 100088 dle výkresu OK 002589, Plzeň, 2011
[Xu 2005]	H.Xu : Development of generalised mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs, Theses for degree Doctor of Philosophy, Ohio, 2005
[Zechel 1998]	R.Zechel : Molykote, Germany, 1998
[Zeman 1972]	Vl.Zeman : Maticová metoda řešení torzních kmitů soustav s ozubenými koly, Strojirenství 22, Plzeň, 1972
[Zeman 1974]	Vl.Zeman : Výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů nelineárních soustav s ozubenými koly, Strojirenství 24, Plzeň, 1974

16 Použité programové vybavení

[MS EXCEL]	Microsoft®Excel R 2003; Microsoft Corporation , 2003
[Dolejš 2012/1]	Dolejš,J - Gear Unit Advisor,2012, Program pro optimální navrhování převodovek.
[KISSsoft]	KISSsoft® Release 03-2012E, Calculation program for mechanical parts.
[TBKE]	TBKE, TBK Gesellschaft für technische Software mbH, 1993.