



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Redukce polygonového efektu u převodu zubovým řetězem

Reduction of Polygonal Effect with Silent Chain Transmission

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

Bc. Antonín Vadlejch

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Antonín Vadlejch**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Redukce polygonového efektu
u převodu zubovým řetězem**

Název práce anglicky: **Reduction of Polygonal Effect with Silent Chain
Transmission**

Zadání práce:

V rámci diplomové práce ve spolupráci se zadavatelem ČZ Řetězy s.r.o. navrhnete konstrukční opatření ke snížení polygonového efektu u převodu zubovým řetězem pro stanovený typ destičky. Součástí práce bude rešerše dostupných řešení, patentová rešerše a obecná problematika polygonového efektu u převodu článkovými řetězy. Dále bude práce obsahovat nezbytné návrhové výpočty a nezbytnou obrazovou a výkresovou dokumentaci v rozsahu schváleném zadavatelem ke zveřejnění.

Stručná osnova zadání:

1. Konkretizace zadání práce.
2. Rešerše řetězových převodů.
3. Patentová rešerše.
4. Rozbor polygonového efektu.
5. Rozbor dostupných řešení.
6. Návrh konstrukčního opatření ke snížení polygonového efektu.
7. Návrh kontrolních výpočtů převodu.

Rozsah grafické části:

1. 2D výkres destičky zubového řetězu.
2. 2D výkres ozubení řetězového kola.

Specifikace textové části:

1. Rešerše bude provedena formou Critical Review.
2. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:

ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: ČVUT, 2003.

Podklady od zadavatele

Internet

Další materiály (uživatelské příručky, katalogy,...)

Vedoucí práce: **Ing. František Lopot, Ph.D.**
Odborný konzultant: **Jan Vlasák, DiS.**

Datum zadání: **10. 4. 2015**
Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použitých literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne: *8.4.2015*

Nadlids
.....
podpis studenta



Dynybyl
.....
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

Michael Valásek
.....
prof. Ing. Michael Valásek, DrSc.
děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Redukce polygonového efektu u převodu zubovým řetězem“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 6. 5. 2015

Antonín Vadlejch

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za vedení této diplomové práce a za jeho cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi mé diplomové práce, panu Janu Vlasákovi, DiS., za jeho odborné rady a poskytnuté materiály.

Anotační list

- Jméno autora: ***Bc. Antonín Vadlejch***
- Název DP: *Redukce polygonového efektu u převodu zubovým řetězem*
- Anglický název: Reduction of Polygonal Effect with Silent Chain Transmission
- Rok: 2015
- Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
- Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*
- Vedoucí DP: *Ing. František Lopot, Ph.D.*
- Konzultant DP: *Jan Vlasák, DiS.*
- Bibliografické údaje: počet stran 57
počet obrázků 50
počet tabulek 10
počet příloh 5
- Klíčová slova: Řetězový převod, zubový řetěz, polygonový efekt, výpočet řetězu, pevnostní analýza.
- Keywords: Chain transmission, silent tooth chain, polygonal effect, chain calculation, stress analysis.
- Anotace: Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení ke snížení polygonového efektu u převodu zubovým řetězem a zavádí návrh výpočtu zubových řetězů.
- Abstract: Diploma thesis deals design of solution to reduce polygon effect with silent chain transmission and introduce proposal of calculation of silent chains.

Obsah

Zadání	II
Prohlášení	III
Poděkování	IV
Anotační list.....	V
Obsah.....	VI
Seznam zkratk a symbolů	VIII
1 Úvod.....	1
1.1 Cíle práce	1
2 Řetězové převody	2
2.1 Řetěz	3
2.1.1 Pouzdrové řetězy	3
2.1.2 Gallovy řetězy	5
2.1.3 Flyerovy řetězy	6
2.1.4 Ewartovy řetězy	6
2.1.5 Svařované řetězy	7
2.1.6 Lamelové řetězy	7
2.1.7 Zubové řetězy	8
2.2 Řetězová kola	10
2.3 Materiály řetězů a řetězových kol	11
2.4 Charakteristické rozměry a značení řetězů	11
2.5 Spojování řetězů	13
3 Polygonový efekt	15
4 Současný stav řešené problematiky	19
4.1 Normalizované tvary profilů	19
4.2 Konkrétní stav ve firmě zadavatele	21
4.3 Patenty.....	21
5 Uvažované možnosti řešení	24

5.1 Prosté zvýšení počtu zubů řetězového kola.....	24
5.2 Opření vnější destičky o nákržek	26
5.3 Úprava náběhu na řetězové kolo	27
5.4 Synchronizace fází náběhů na hnané a hnací řetězové kolo	28
5.5 Úprava tvaru zubů řetězu a řetězového kola	29
5.6 Výběr varianty k rozpracování	30
6 Minimalizace polygonového efektu.....	31
6.1 Návrh profilu zubu řetězového kola a destičky.....	33
6.2 Vliv konstrukčních parametrů na polygonový efekt.....	36
6.3 Výběr optimálního řešení	38
7 Návrh výpočtů pro dimenzování	40
7.1 Zatížení řetězu a řetězového kola.....	40
7.2 Návrh výpočtu řetězového kola.....	40
7.3 Návrh výpočtu řetězu	42
8 Případová studie	44
8.1 Zatížení řetězu a řetězového kola na případové studii.....	44
8.2 Kontrola řetězového kola	46
8.3 Kontrola řetězu	47
9 Závěr	50
Seznam použité literatury	51
Seznam obrázků	54
Seznam tabulek.....	56
Seznam příloh	57

Seznam zkratek a symbolů

Značka	Jednotka	Význam veličiny
a	[m]	Parametr zmenšení roztečného průměru
a_2	[m]	Parametr zmenšení roztečného průměru řetězového kola na klikové hřídeli
b	[m]	Parametr zmenšení patního průměru
b_{ekv}	[m]	Ekvivalentní šířka zubového řetězu
c	[m]	Parametr zmenšení hlavového průměru
c_a	[m]	Hlavová vůle
c_f	[m]	Patní vůle
d	[m]	Průměr čepu řetězu
D	[m]	Roztečný průměr řetězového kola
D_1	[m]	Roztečný průměr řetězového kola na vačkové hřídeli
D_2	[m]	Roztečný průměr řetězového kola na klikové hřídeli
D_{2Z}	[m]	Záběrový průměr řetězového kola na klikové hřídeli
D_b	[m]	Základní kružnice řetězového kola
D_{ef}	[m]	Efektivní průměr řetězového kola
D_f	[m]	Patní průměr řetězového kola
D_Z	[m]	Záběrový průměr řetězového kola
D_{Z1}	[m]	Záběrový průměr řetězového kola na vačkové hřídeli
F	[N]	Tahová síla v řetězu od přenášeného výkonu
F_1	[N]	Celková tahová síla působící na 1 destičku
F_e	[N]	Tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou
F_{pt}	[N]	Pevnost při přetržení
F_t	[N]	Celková tahová síla v řetězu
F_Z	[N]	Síla mezi řetězem a řetězovým kolem na záběrovém průměru
F_{Z1}	[N]	Síla mezi 1 destičkou a řetězovým kolem
h	[mm]	Tloušťka řetězové destičky
i	[1]	Nejmenší počet destiček v 1 článku řetězu
k_s	[1]	Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení
k_d	[1]	Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení
m	[mm]	Normální modul ozubení
m'	[kg/m]	Hmotnost 1 metru řetězu
M	[Nm]	Moment zatěžující řetězové kolo na klikové hřídeli

M_1	[Nm]	Moment zatěžující vačkovou hřídel – spodní hranice
M_2	[Nm]	Moment zatěžující vačkovou hřídel – horní hranice
M_3	[Nm]	Moment zatěžující vačkovou hřídel – výpočtový
M_k	[Nm]	Točivý moment
n	[min ⁻¹]	Otáčky klikové hřídele
p	[mm]	Rozteč zubů řetězového kola na záběrovém průměru
p_1	[N/mm ²]	Napětí při otláčení
p_D	[N/mm ²]	Dovolené napětí při otláčení
P	[W]	Výkon přenášený přes zubový řetěz
r_{ef}	[m]	Efektivní poloměr řetězového kola
R	[m]	Roztečný poloměr řetězového kola
S_F	[1]	Součinitel bezpečnosti na ohyb
S_{Fmin}	[1]	Minimální dovolený součinitel bezpečnosti na ohyb
S_H	[1]	Součinitel bezpečnosti na dotyk
S_{Hmin}	[1]	Minimální dovolený součinitel bezpečnosti na dotyk
t	[m]	Rozteč řetězu
t_1	[m]	Rozteč řetězu v rozvodovém převodu
v	[m/s]	Obvodová rychlost řetězu
v_t	[m/s]	Rychlost řetězu v tečném směru
v_x	[m/s]	Rychlost řetězu v podélném (longitudálním) směru
v_{xmax}	[m/s]	Maximální rychlost řetězu v podélném směru
v_{xmin}	[m/s]	Minimální rychlost řetězu v podélném směru
v_y	[m/s]	Rychlost řetězu v příčném (transverzálním) směru
Y	[1]	Činitel rázu
z	[1]	Počet zubů hnacího řetězového kola
z_1	[1]	Počet zubů řetězového kola na vačkové hřídeli
z_2	[1]	Počet zubů řetězového kola na klikové hřídeli
α	[°]	Středový úhel řetězového kola odpovídající jedné rozteči řetězu
α_z	[°]	Úhel záběru
β	[°]	Úhel sklonu boku zubu řetězové destičky
φ	[°]	Úhel natočení řetězového kola
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost hnacího řetězového kola

1 Úvod

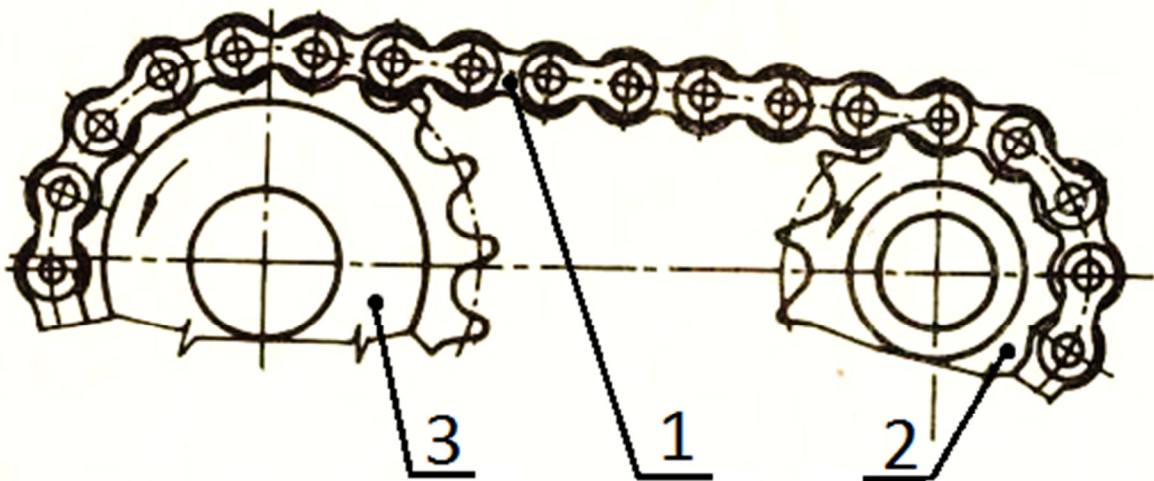
Kvůli svým nesporným výhodám zaujímají řetězové převody pevné místo v široké řadě strojírenských aplikací – od pohonných jednotek, přes dopravníkové dráhy, po jed noučelové speciální stroje. Právě účel použití je zásadním parametrem, který klade rozhodující požadavky na konstrukci řetězového převodu. Jedním z limitujících faktorů, které omezují šíři použití řetězového převodu je kolísání jejich obvodové rychlosti vlivem tzv. polygonového efektu. Tento jev vzniká v důsledku faktu, že řetěz při obepínání kola vytváří mnohoúhelník, ve kterém vzniká nežádoucí radiální složka rychlosti a vzhledem ke konstrukci řetězů jej tedy prakticky nelze eliminovat. Možné je pouze omezení jeho projevu. Jednou z cest je využití pochopitelného faktu, že pro danou velikost řetězu kolísání obvodové rychlosti klesá s rostoucí velikostí kol. Ne vždy je však toto řešení přijatelné a vzniká tak poptávka po konstrukčních úpravách prvků záběru řetězu a kol, které polygonový efekt minimalizují, nebo alespoň omezí na přijatelnou úroveň bez nárůstu nároků na zástavbu.

1.1 Cíle práce

Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení ke snížení polygonového efektu u řetězového převodu zubovým řetězem zadavatele práce, firmy ČZ Řetězy s.r.o. Zadavatel vyrábí mimo jiné zubové řetězy především pro rozvodové převody motocyklů a automobilů, kde jsou na řetězy kladené značné nároky z hlediska hlučnosti a především hladkosti chodu. Součástí výstupů práce bude návrh pevnostní kontroly řetězu a ozubení řetězového kola s profilem podle navrženého konstrukčního řešení.

2 Řetězové převody

Řetězové převody se používají v mnoha odvětvích průmyslu pro přenos výkonu a točivého momentu mezi rovnoběžnými hřídelemi na krátké a střední vzdálenosti. Obvodová síla se přenáší tvarovým stykem z hnacího řetězového kola na hnané přes tažný člen, nazývaný řetěz (obr. 1, pozice 1), který sestává z jednotlivých článků. Dále se řetězový převod skládá ze dvou nebo více řetězových kol. Pokud je převodový poměr větší než 1, tak hnací řetězové kolo má menší počet zubů a nazývá se pastorek (obr. 1, pozice 2). Hnané řetězové kolo (obr. 1, pozice 3) nemá žádný speciální název. Dalším prvkem je napínák řetězu. Ten se používá hlavně při velkých osových vzdálenostech a může být řešen jako další řetězové kolo předepnuté pružinou nebo jako kluzné vedení.



Obrázek 1.: Řetězový převod (upraveno z [22])

Oproti řemenovým převodům je hlavní výhodou konstantní převodový poměr a menší zástavbové rozměry. Řetězové převody dokáží pracovat s mnohem menším úhlem opásání, tudíž lze použít na velmi krátké osové vzdálenosti. Dále řetězové převody méně namáhají hřídele a ložiska, protože nemusí být předepnuty. Hlavní nevýhodou oproti řemenovým převodům je nerovnoměrnost chodu – polygonový efekt. Další nevýhodou je nutnost mazání.

2.1 Řetěz

Základní rozdělení řetězů z hlediska použití je na převodové a zdvihací.

Převodové řetězy jsou určeny pro přenos výkonu a krouticího momentu mezi řetězovými koly. K nejčastěji používaným převodovým řetězům patří řetězy pouzdrové, válečkové, Ewartovy, čepové, zubové a lamelové. V menší míře se dále vyskytují řetězy okové a Gallovy.

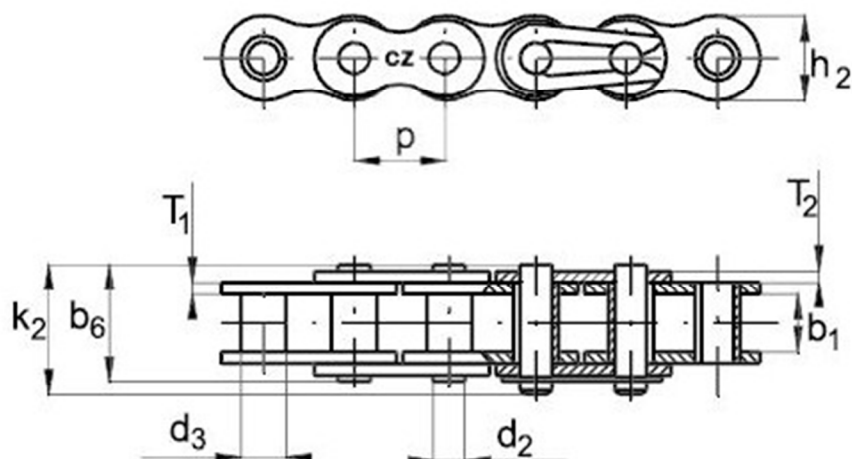
Zdvihací řetězy se používají pro zdvihání břemen tedy pro přenos téměř výhradně tažných sil. Svoji konstrukcí často tyto řetězy neumožňují přenos krouticího momentu. Typickým zástupcem této kategorie jsou tzv. Flyerovy řetězy. Díky některým výhodným vlastnostem se i zde dále uplatňují okové a Gallovy řetězy.

Další dělení z hlediska konstrukce a kinematiky je na kloubové a okové. Hlavní rozdíl mezi těmito druhy řetězů je ten, že okové řetězy nemají přesně definovaný pól pohybu. K okovým řetězům patří článkové (svařované) řetězy.

Kloubové řetězy mají klouby s pevně definovanými osami otáčení a jednoznačně definovanými kinematickými vazbami. Do kloubových řetězů patří řetězy pouzdrové, válečkové, Gallovy, Flyerovy, Ewartovy a zubové řetězy. Podrobnější informace jsou k dispozici dále v textu a v dostupné literatuře, např. [2], [3], [4], [6], [10], [12], [13], [14].

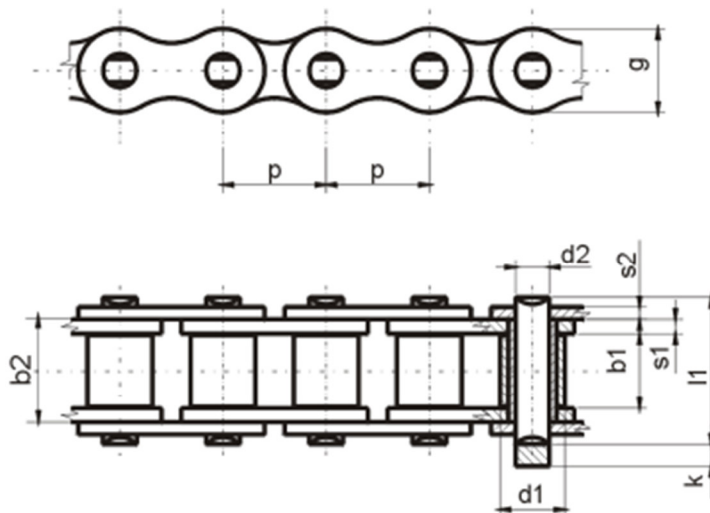
2.1.1 Pouzdrové řetězy

Pouzdrové řetězy (obr. 2) jsou tvořeny spojením vnitřních a vnějších článků pomocí čepů, které umožňují vzájemnou pohyblivost článků. Vnitřní články jsou mezi sebou spojeny pouzdry. Kvůli větším třecím ztrátám a většímu opotřebení řetězových kol se tento řetěz používá pro nižší obvodové rychlosti než válečkový řetěz a pro provoz ve zhoršených pracovních podmínkách. Tyto řetězy mohou přenášet velké tahové síly. Jsou vyráběny v souladu s ČSN 02 3301 s rozměry dle ČSN 02 3321 a ČSN 02 3329.



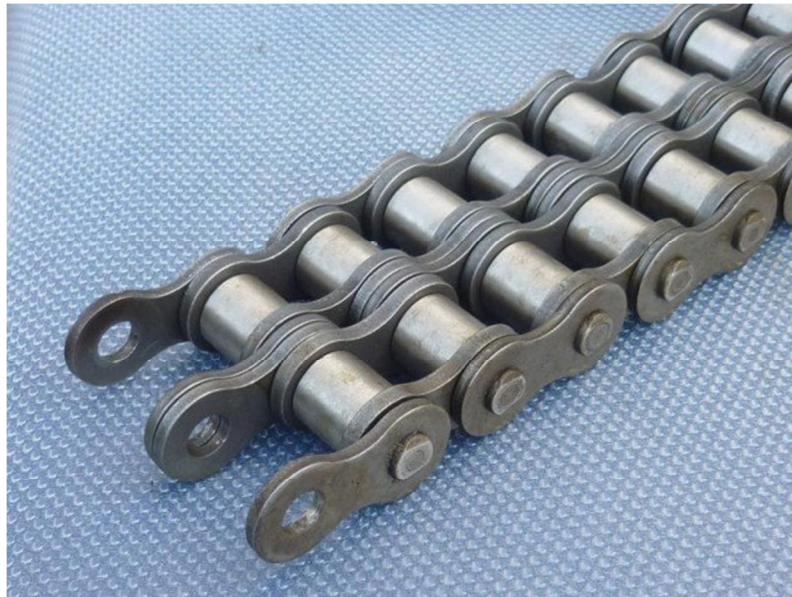
Obrázek 2.: Pouzdrový řetěz (převzato z [14])

Konstrukční odnoží pouzdrových řetězů jsou válečkové řetězy (obr. 3), které jsou nejpoužívanějším typem řetězů. Válečkové řetězy jsou konstrukčně podobné pouzdrovým, ale obsahují navíc válečky navlečené na pouzdrech, které snižují pasivní odpory. Válečkové řetězy se mohou vyrábět i jako víceřadé. Toto řešení se používá pro přenos velkých výkonů. Jsou vyráběny v souladu s ČSN 02 3301 s rozměry jednotlivých článků podle ČSN 02 3311 a ČSN 02 3315. Výhodou tohoto řetězu je relativně vysoká účinnost přenosu výkonu a minimální opotřebení řetězových kol.



Obrázek 3.: Válečkový řetěz jednořadý (převzato z [4])

Spojováním řetězů do více řad se dosahuje zvětšení přenositelného zatížení řetězu s tím, že prakticky platí přímá úměrnost mezi počtem řad a přenositelným zatížením. Např. dvouřadý řetěz tak přenesení oproti jednořadému dvojnásobek dovoleného zatížení.



Obrázek 4.: Dvouřadý válečkový řetěz (převzato z [31])

2.1.2 Gallovy řetězy

Gallovy řetězy (obr. 5) se používají u zdvihadel, např. u kladkostrojů, stohovacích jeřábů nebo ručních koček. Jsou určeny pro malé rychlosti a velká zatížení. Oproti svařovaným řetězům je jejich provoz bezpečnější. Kromě tahové síly je lze použít i na přenos krouticího momentu. Jsou normalizovány dle ČSN 02 3330 a DIN 8150.



Obrázek 5.: Gallův řetěz (převzato z [6])

2.1.3 Flyerovy řetězy

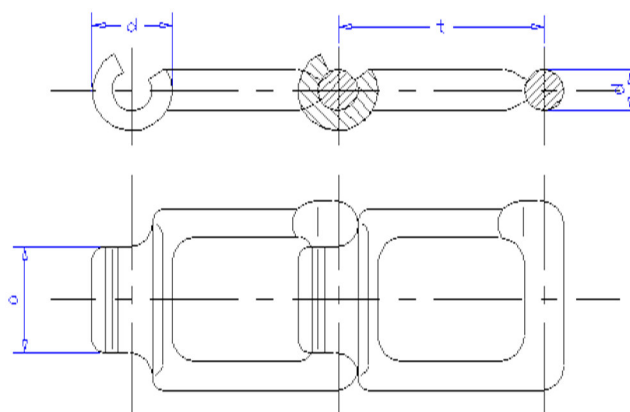
Flyerovy řetězy (obr. 6) jsou navrhovány pro vysoké tahové zatížení, a proto se používají jako nosné řetězy, např. pro vysokozdvizné vozíky nebo jeřáby, nebo pro nesení protizávaží. Vzhledem k obvyklé rychlosti do 0,5 m/s se nepoužívají jako hnací řetězy. Pro zvýšení únosnosti jsou články skládané zpravidla z většího počtu destiček. Jsou normalizovány podle DIN 8152.



Obrázek 6.: Flyerův řetěz (převzato z [12])

2.1.4 Ewartovy řetězy

Ewartův řetěz (obr. 7) je rozebíratelný řetěz, který má články vyrobeny ze šedé litiny. Řetěz se dá rozebrat pootočením článků o 90°. Převod tímto řetězem je hlučný a nepřesný. Používá se pro rychlosti do 1 m/s u zemědělských strojů, dopravníků a nenáročných pohonů. Jsou normalizovány podle ČSN 02 3372.



Obrázek 7.: Ewartův řetěz (převzato z [13])

2.1.5 Svařované řetězy

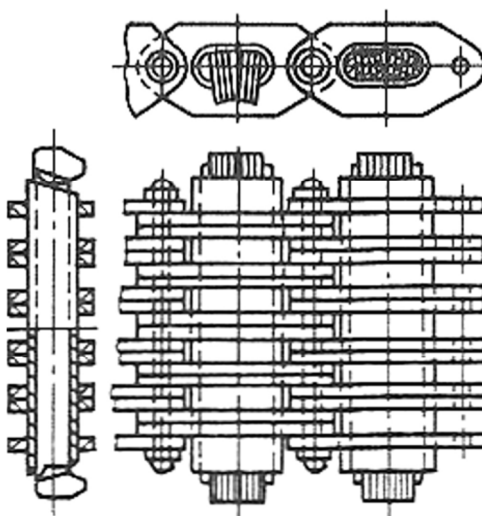
Svařované (článekové) řetězy (obr. 8) se používají především v zemědělském prostředí. Samotné články jsou kované nebo svařované a řetěz je tímto nerozebíratelný. Hlavní uplatnění je v podmínkách hrubého provozu a za vysokých teplot. Další uplatnění je u jeřábů pro vázání břemena, kotvení lodí v přístavech a ručních kladkostrojů. Velkou nevýhodou svařovaného řetězu je jeho vysoká hmotnost a hlučnost. Pokud je tento řetěz použit pro přenos výkonu, musí být jeho rychlost velmi nízká (kolem 1 m/s). Jsou normalizovány dle ČSN 02 3221 (pro svařované řetězy existuje více než 10 dalších norem)



Obrázek 8.: Svařovaný řetěz (převzato z [5])

2.1.6 Lamelové řetězy

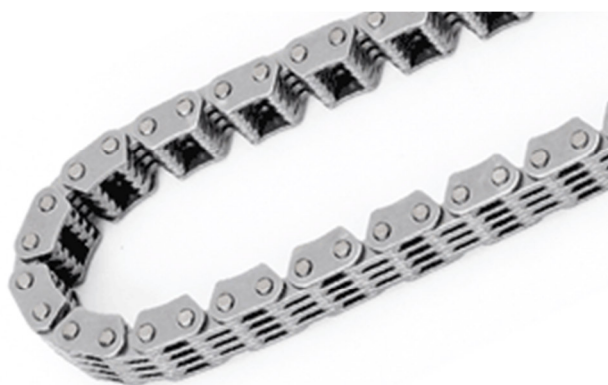
Lamelové řetězy (obr. 9) se skládají z několika řad ocelových článků, které jsou navlečené na kalené čepy. Do článků jsou vložena oválná pouzdra, ve kterých jsou klínové lamely. Tyto lamely zabírají svými čely s radiálními drážkami, které jsou v kuželových kotoučích. Oproti jiným řetězům je zde nižší účinnost, a to 90 až 95%. Používají se u řetězových variátorů.



Obrázek 9.: Lamelový řetěz (převzato z [28])

2.1.7 Zubové řetězy

Zubové řetězy (obr. 10) se dnes používají především jako rozvodové řetězy u motocyklů a automobilů. Ve sklářském průmyslu se používají jako dopravníkové řetězy. Výkon přenášený mezi řetězem a řetězovým kolem, se přenáší přes boky zubů řetězového kola a boky zubů zubového řetězu. Velkou výhodou těchto řetězů je tichý chod. Nevýhodou je velká hmotnost, kvůli které se musí při vyšších obvodových rychlostech počítat s odstředivou silou. Dle normy ČSN nejsou normalizovány, ale jsou normalizovány dle DIN a ANSI (viz kapitola 4.1). Hlavním konkurentem zubových řetězů jsou ozubené řemeny.



Obrázek 10.: Zubový řetěz (převzato z [7])

Tabulka 1.: Porovnání zubového řetězu a ozubeného řemenu

	Převod zubovým řetězem	Převod ozubeným řemenem
Maximální rychlost [m/s]	50	80
Účinnost [%]	98	99
Převodový poměr [1]	1:10	1:10
Rozsah tepelné odolnosti [°C]	Omezení hlavně použitým mazivem	Trvale: -50 až 100 Krátkodobě: až 150
Přenášený výkon [kW]	až 2 200	dle rozteče až 1 000

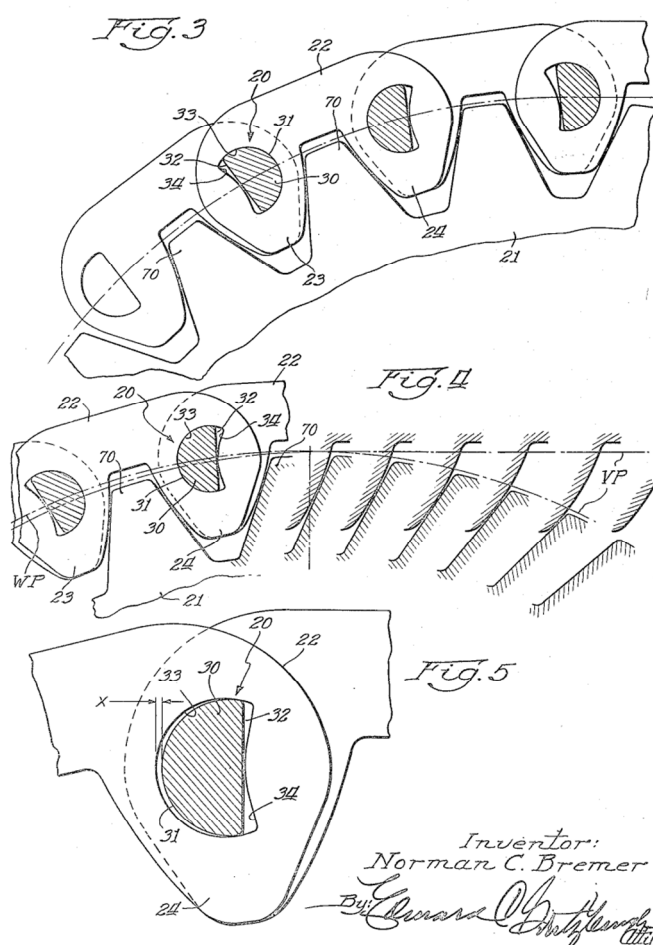
Podle vedení řetězu na řetězovém kole se ozubené řetězy dělí na řetězy s vnitřním nebo vnějším vedením. Vnější vedení ukazuje obr. 10, kde vnější destičky jsou uzpůsobeny tak, aby se řetěz axiálně neposunul na řetězovém kole. Použití tohoto řešení je hlavně u úzkých řetězových kol.

Vnitřní vedení ukazuje obr. 11 a obr. 14, kde vedení zajišťuje centrální destička uprostřed řetězu. Nevýhodou tohoto řešení je zeslabení ozubení řetězového kola drážkou, proto se používá u širokých řetězových kol.



Obrázek 11.: Řetězy Bosch Rexroth (převzato z [10])

Úprava tvaru čepu řetězu je používána výrobci v mnoha modifikacích již od první poloviny 20. století. Následující obrázek č. 12 ukazuje jeden z prvních patentů na problematiku opotřebení v čepích.



Obrázek 12.: Snížení opotřebení v čepu (převzato z [15])

Ke snížení opotřebení v oblasti čepu zubového řetězu se používá dělený čep (obr. 11) nebo nekruhový čep (obr. 12), ve kterých nenastává kluzné tření. Jednotlivé destičky se odvalují po těchto čepech, a tím se snižují ztráty třením a prodlužuje životnost.

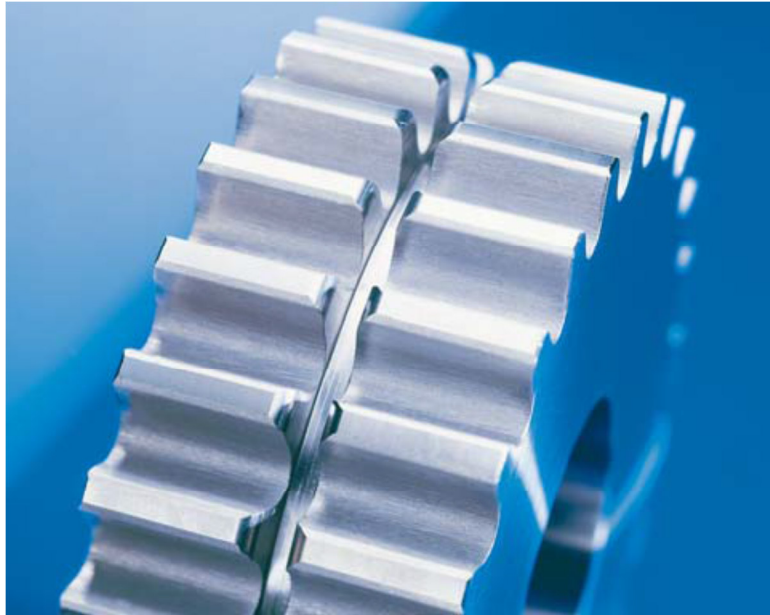
2.2 Řetězová kola

Řetězová kola spolu s řetězy tvoří řetězové převody. Přenášejí sílu mezi tažným elementem (řetězem) a hřídelí. Vyrábí se z rozličných materiálů (viz kap. 2.3) a v různém provedení. Nejčastěji je to provedení simplex (pro jednořadý řetěz). Výroba zubů je realizována dělicím frézováním nebo lisováním. Profil ozubení řetězového kola je pro normalizované řetězy normalizován, např. pro válečkové řetězy jsou v Čechách využívány normy ČSN 01 4811 a DIN 8187 (obr. č. 13). Řetězová kola se nejčastěji prodávají bez obrobeného náboje, který si zákazník vytvoří podle vlastní potřeby.



Obrázek 13.: Řetězové kolo pro válečkový řetěz podle DIN 8187 (převzato z [34])

Profil řetězových kol pro zubové řetězy není dle ČSN normalizován, normalizované profily zavádí německá norma DIN 8191 a americká norma ANSI B29.2M (podrobněji viz kapitola 4.1). V zásadě existují dva druhy profilů ozubení, a to s rovnými nebo evolventními boky zubů.



Obrázek 14.: Řetězové kolo pro zubový řetěz s vnitřním vedením (převzato z [10])

2.3 Materiály řetězů a řetězových kol

Řetězová kola se vyrábějí přednostně z oceli C45 (12 050) s kalenými boky zubů nebo jako odlitá kola z GG (šedá litina) nebo GGG (tvárná litina). Dalšími běžně používanými materiály jsou oceli 11 600, 11 700, 12 020, 14 220 apod. Pro málo namáhaná kola se používají slitiny hliníku a plasty. Pro větší životnost se ozubení obvykle zakalí (u materiálů, kde je to možné). Dále platí obecné pravidlo, že čím menší řetězové kolo, tím musí být z tvrdšího materiálu.

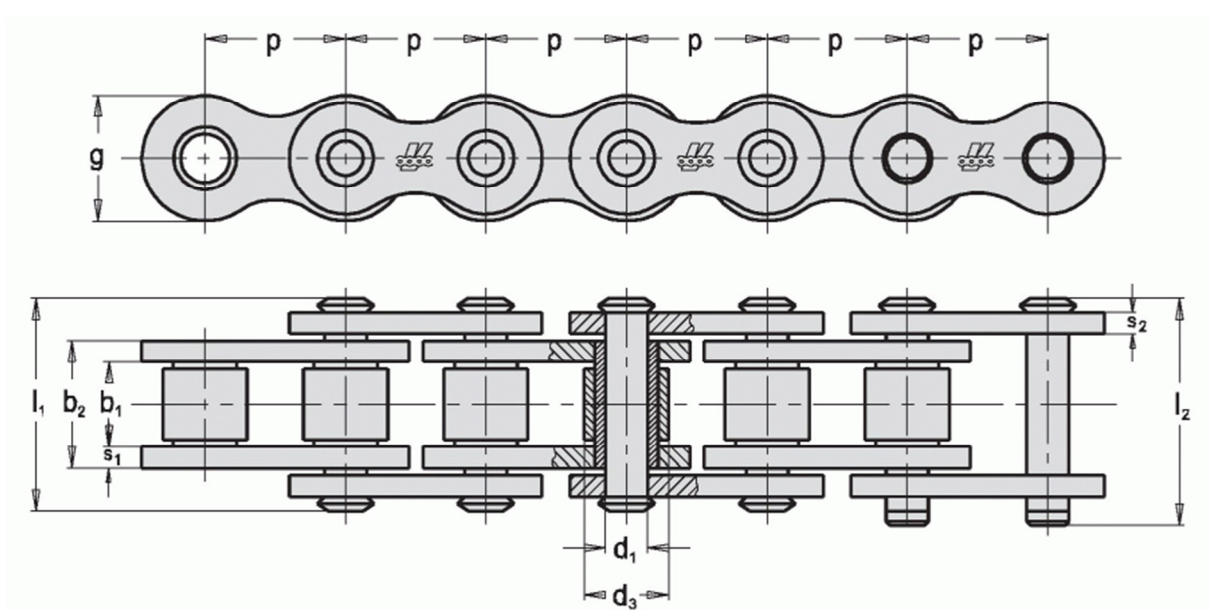
Na destičky řetězu se používá nejčastěji ocel C45 nebo 42CrMo4 (15 142) v zušlechtěném stavu na pevnost 1500 N/mm^2 .

Pro čepy se používají například oceli 16MnCr5 (14 220) a C67. Pouzdra a válečky se vyrábí například z oceli 20CrNiMo2-2.

2.4 Charakteristické rozměry a značení řetězů

Rozteč (obr. č. 15, parametr p) je základní parametr řetězu a udává osovou vzdálenost mezi sousedními čepy řetězu. Původně se rozteč udávala v osminách palců.

Dnes se používá metrický systém, jehož hodnoty jsou převzaty z palcových rozměrů, např. dříve označovaný řetěz 3/8" se dnes označuje roztečí 9,525 mm atd. Tyto rozměry v milimetrech jsou v současné době normalizovány.



Obrázek 15.: Charakteristické rozměry řetězů (upraveno z [35])

Další normalizované parametry z obr. 15 jsou vnitřní šířka řetězu b_1 , průměr válečku d_3 a šířka destičky g . Konkrétní rozměry lze dohledat v jednotlivých normách, které přísluší danému typu řetězu. Ostatní rozměry si volí výrobce řetězu. Základní normy řetězů jsou uvedeny v kapitole 2.1 u příslušného typu řetězu. Dále je normalizováno značení řetězů, které se pro jednotlivé typy řetězů liší. Výrobci řetězů se touto normou nemusí řídit, proto se objevují i firemní označení. Příklad normalizovaného označení nekonečného válečkového řetězu, 52 článků, druh řetězu 08 B (v čísle je zakódovaná rozteč), 2 řady, poslední číslo za normou udává druh spojení řetězu (1 = nekonečný):

ŘETĚZ 52 ČLÁNKŮ 08 B-2 ČSN 02 3311.1

Příklad normalizovaného označení Gallova řetězu o 68 člancích, roztečí 25 mm, normy ČSN 02 3330 a poslední číslo je doplňková číslice provedení řetězu:

ŘETĚZ 68 ČLÁNKŮ 25 ČSN 02 3330.2

Příklad normalizovaného označení svařovaného řetězu o jmenovité tloušťce 20 mm, rozteči článků 56 mm, první doplňková číslice za normou udává jakost a tepelné zpracování (2 = zušlechtěné) a poslední číslice udává povrchovou úpravu (1 = lesklé):

ŘETĚZ 20 x 56 – ČSN 02 3221.21

Pro zubové řetězy neexistuje značení dle ČSN, proto se uvádí pouze firemní značení, které zpravidla obsahuje rozteč řetězu, složení řetězu, způsob vedení, počet destiček či délku řetězu a šířku řetězu.

2.5 Spojování řetězů

Spojovací články slouží ke spojení řetězu do uzavřeného tvaru. Pro řetězy, které se vyrábí již jako uzavřené, má spojovací článek tvar standardního článku řetězu (obr. 16). Toto spojení je nerozebíratelné a používá se tam, kde je kladen důraz na spolehlivost převodu. Spojovací článek s pružnou pojistkou je jeden z nejrozšířenějších typů rozebíratelného spojení řetězů. Je určen pro řetěz se sudým počtem článků. Při montáži je třeba dbát na správnou orientaci pružné pojistky.



Obrázek 16.: Spojovací článek s pružnou pojistkou (upraveno z [23])

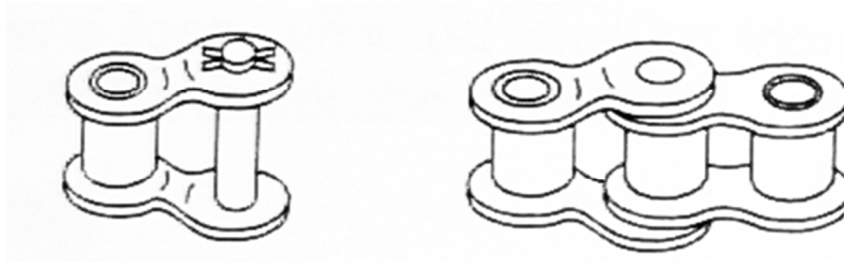
U pomaloběžných převodů se používá spojovací článek se závlačkou nebo drátem (obr. 17). Toto spojení je určeno pro málo časté rozebírání a pro řetěz se sudým počtem článků.



Obrázek 17.: Spojovací článek se závlačkami a drátem (upraveno z [23])

Pokud se z konstrukčních důvodů musí použít řetěz s lichým počtem článků, tak existují speciální redukční články a redukční dvojčlánky (obr. 18). Zde je nutno brát

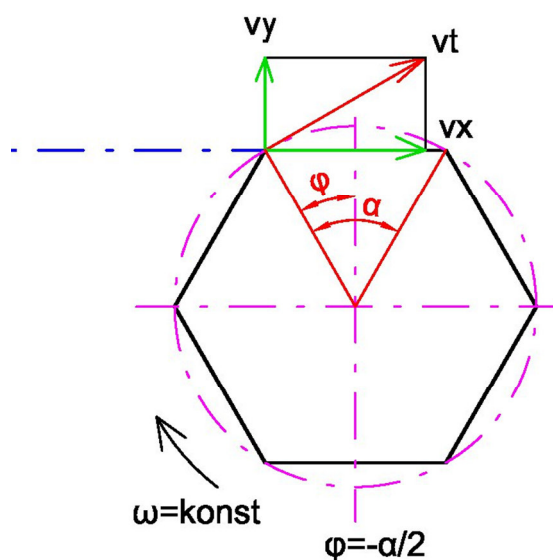
v potaz, že použití těchto spojovacích členů má za následek snížení statické pevnosti řetězu o 30%.



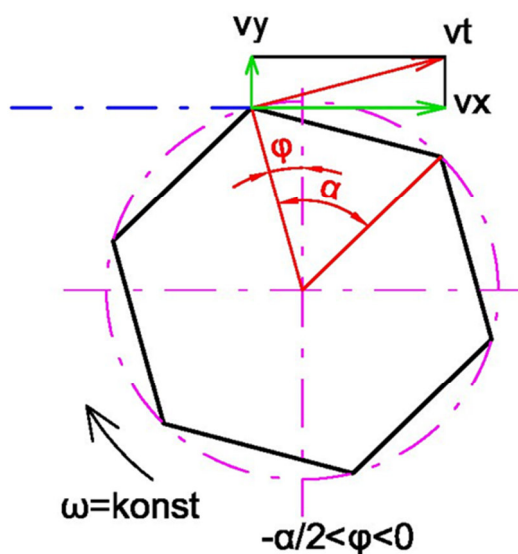
Obrázek 18.: Redukční článek a redukční dvojčlánek (upraveno z [23])

3 Polygonový efekt

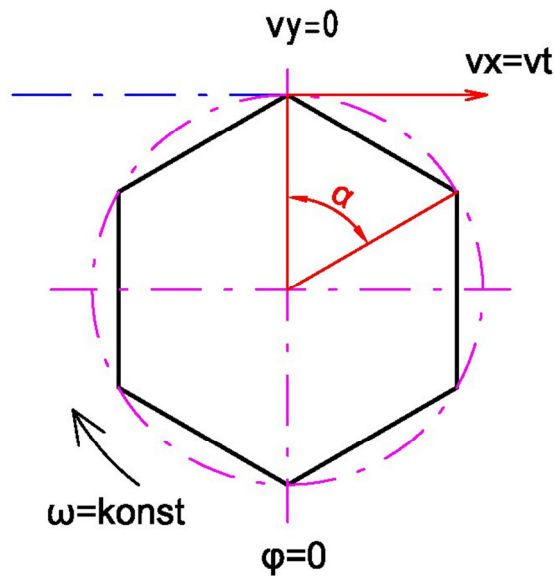
Nerovnoměrnost chodu (polygonový efekt) je jednou z hlavních nevýhod řetězového převodu. Příčinou je článkovitost hnacího elementu – řetězu a jeho navíjení na hnané řetězové kolo. Z tohoto důvodu se při konstantních otáčkách hnacího řetězového kola hnané řetězové kolo otáčí nerovnoměrnými otáčkami, řetěz kmitá a je hlučný. Pro prvotní seznámení se s problémem si zavedeme zjednodušení převodovým poměrem rovným jedné a pro ilustraci zavedeme řetězové kolo se šesti zuby. Vrcholy šestiúhelníků na obr. 19, 20 a 21 reprezentují čepy řetězu, respektive zubové mezery řetězového kola na roztečné kružnici.



Obrázek 19.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $\varphi = -\alpha / 2$



Obrázek 20.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $-\alpha / 2 < \varphi < 0$



Obrázek 21.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $\varphi = 0$

Z obrázků č. 19, 20 a 21 je zřejmé, že hnací rychlosti řetězu v_x se mění s měnícím se úhlem natočení φ . Rychlost v_x , kterou je hnán řetěz, je dána vztahem:

$$v_x = v_t * \cos \varphi \quad (1)$$

kde v_t je tečná obvodová rychlost na roztečném průměru D , která se vypočítá jako:

$$v_t = \omega * \frac{D}{2} \quad (2)$$

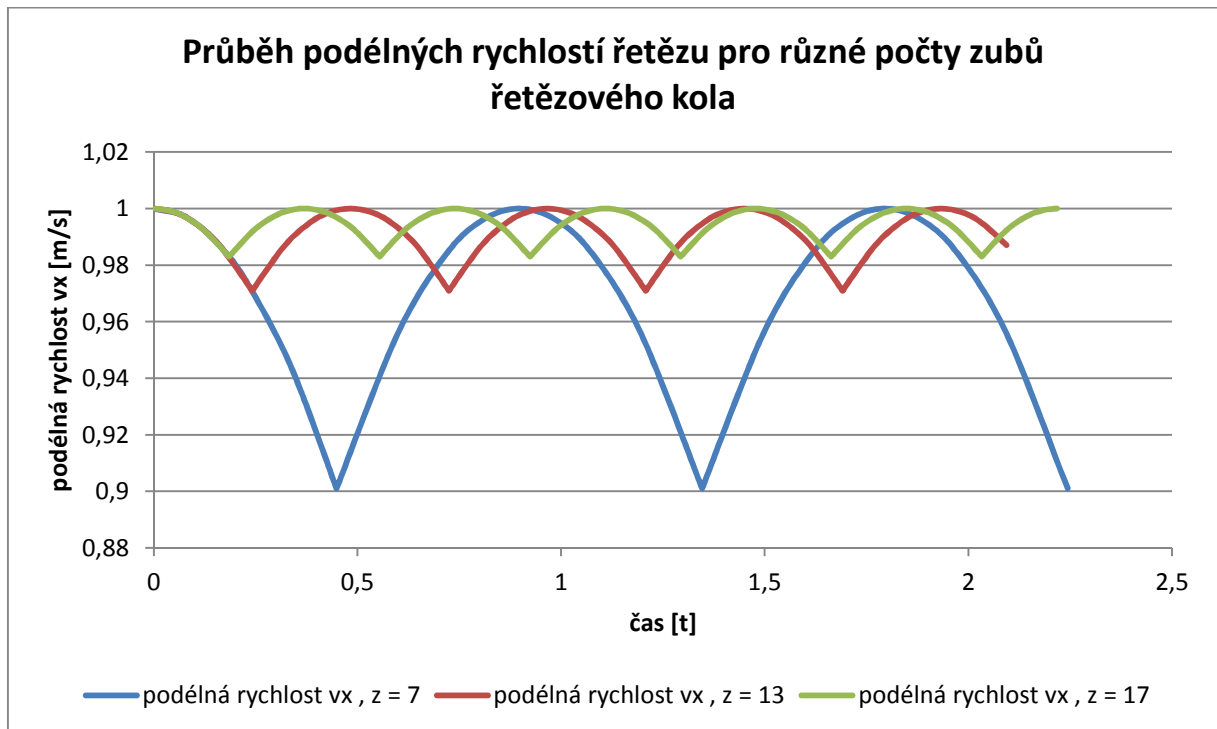
Pokud si vztah (1) vyjádříme pro minimální rychlost v podélném směru $v_{x\min}$ pomocí základních parametrů řetězového kola, tedy rozteče a počtu zubů, dostaneme:

$$v_{x\min} = \omega * \frac{t}{2 * \sin\left(\frac{180}{z}\right)} * \cos\left(\frac{180}{z}\right) \quad (3)$$

Maximální rychlost v podélném směru se rovná obvodové rychlosti na roztečném průměru D :

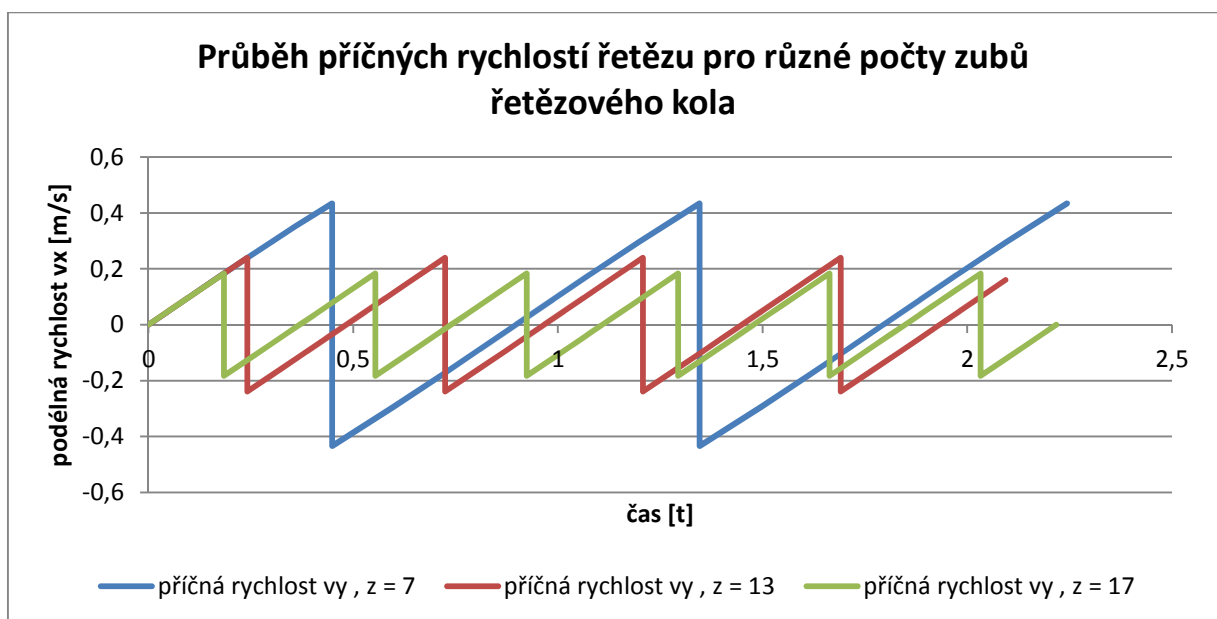
$$v_{x\max} = v_t \quad (4)$$

Průběh podélných rychlostí pro řetězové kolo bez redukce polygonového efektu ukazuje obrázek č. 22.



Obrázek 22.: Průběh podélných rychlostí řetězu

Průběh příčných rychlostí pro řetězové kolo bez redukce polygonového efektu ukazuje obrázek č. 23. Kladná hodnota rychlosti znázorňuje pohyb řetězu ke středu řetězového kola, záporná hodnota od středu řetězového kola.



Obrázek 23.: Průběh příčných rychlostí řetězu

Z výše uvedených grafů vyplývá, že polygonový efekt lze výrazně snížit použitím řetězového kola s více zuby. Tento fakt platí nejen pro válečkové řetězy, z kterých byl odvozen, ale pro všechny typy řetězů včetně zubových. S využitím podkladů [26], [10] a [27] byla sestavena tabulka č. 2, která doporučuje počty zubů řetězových kol bez kompenzace polygonového efektu vzhledem k obvodové rychlosti řetězu.

Tabulka 2.: Doporučené minimální počty zubů pro dané rychlosti řetězu

Rychlost řetězu [m/s]	Charakteristika	Doporučený minimální počet zubů z [1]
<1	malé konstantní zatížení, bez požadavku na tichý chod a vibrace	9 až 10
1 až 2	malé konstantní zatížení, bez požadavku na tichý chod a vibrace	11 až 12
2 až 3	malé konstantní zatížení, bez požadavku na tichý chod a vibrace	13 až 14
3 až 6	malé konstantní zatížení, bez požadavku na tichý chod a vibrace	15 až 17
6 až 10	proměnlivé zatížení, lze dosáhnout tichého chodu a malých vibrací	18 až 21
10 až 15	dynamické zatížení, hladký a rovnoměrný chod	22 až 25
15 až 30	optimální počet zubů pro hnací řetězová kola, dynamické zatížení, velice tichý chod a zanedbatelné vibrace	26 až 40
> 30	optimální počet zubů pro hnaná řetězová kola, velice tichý chod a zanedbatelné vibrace	45 až 120

Vyšší počty zubů než 120 nejsou doporučeny z důvodu značného snížení dovoleného prodloužení řetězu (1% původní délky řetězu).

4 Současný stav řešené problematiky

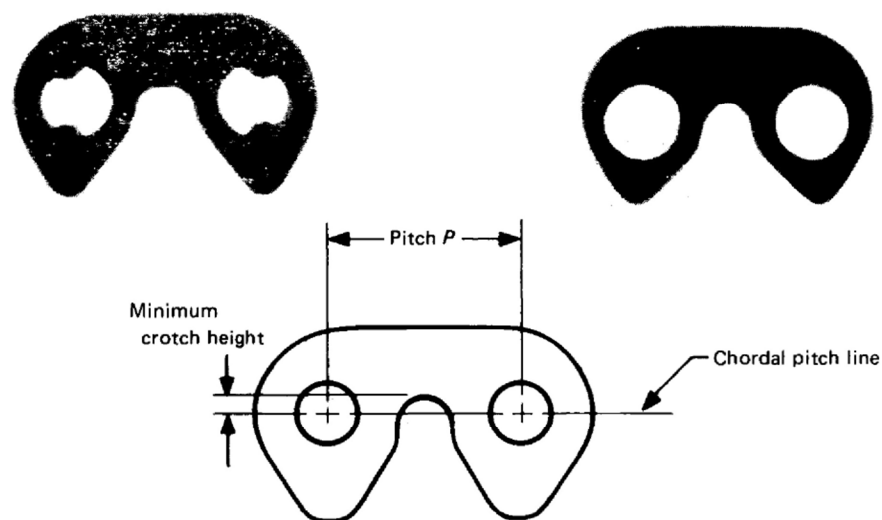
4.1 Normalizované tvary profilů

V současné době jsou dva nepoužívanější normalizované profily, a to profil podle americké normy ANSI (obr. 24) a německé normy DIN (obr. 27).

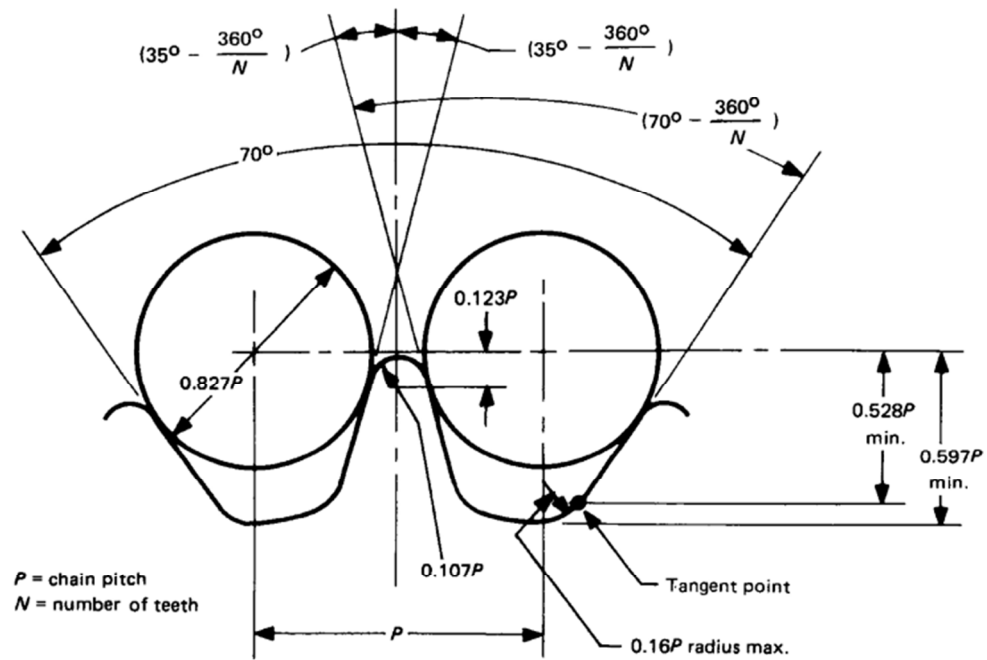
Německá norma DIN 8190 z roku 1988 se zabývá profilem destičky zubového řetězu a přináší výhodnější úhel záběru a ztišení chodu řetězového převodu. Při provozu řetězového převodu podle normy DIN dochází mezi řetězovým kolem a destičkou k mírným, avšak nezanedbatelným rázům způsobených polygonovým efektem. Profil zubu řetězového kola je ošetřen normou DIN 8191 z roku 1998. Řetězové kolo má profil posunutého základního profilu evolventního ozubení s úhlem záběru 30° . Profil výrobního nástroje je velice podobný profilu výrobního nástroje na evolventní ozubení. Norma neupravuje minimální úhel opásání.

Americká norma ANSI B29.2M z roku 1982 mimo jiné doporučuje různé způsoby mazání řetězů v závislosti na rozměrech a zatížení. Další odlišností od DIN je minimální úhel opásání 120° . Profil výrobního nástroje je velice specifický, viz obrázek č. 26.

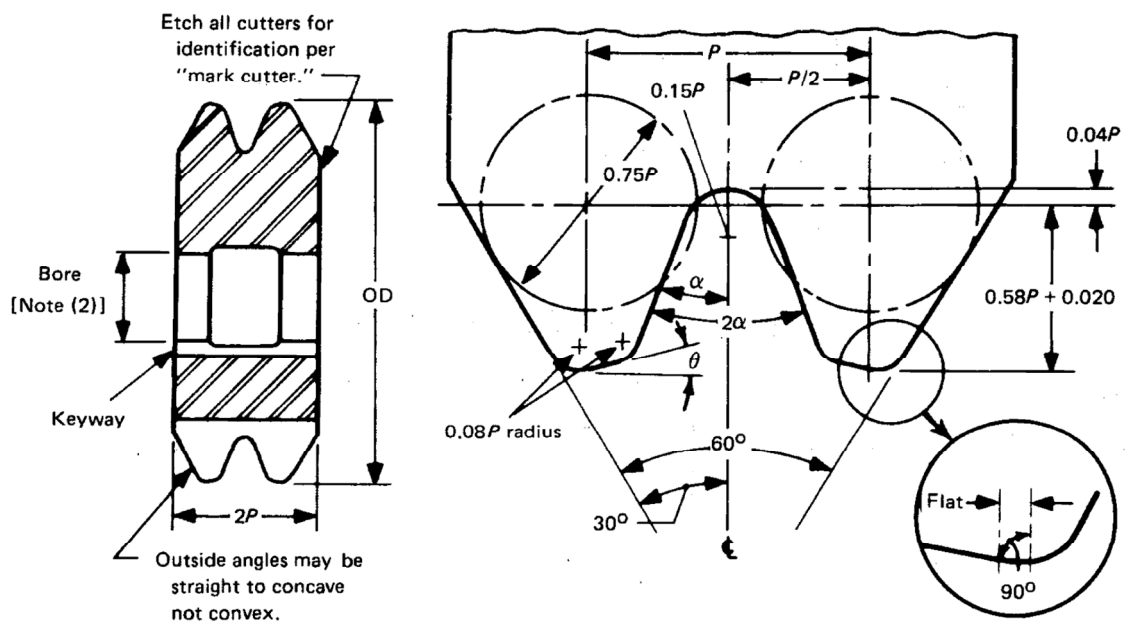
Ani jedna z těchto norem však nemá optimalizovaný tvar profilu pro snížení polygonového efektu. Světoví výrobci řetězů nabízejí řetězy obou norem.



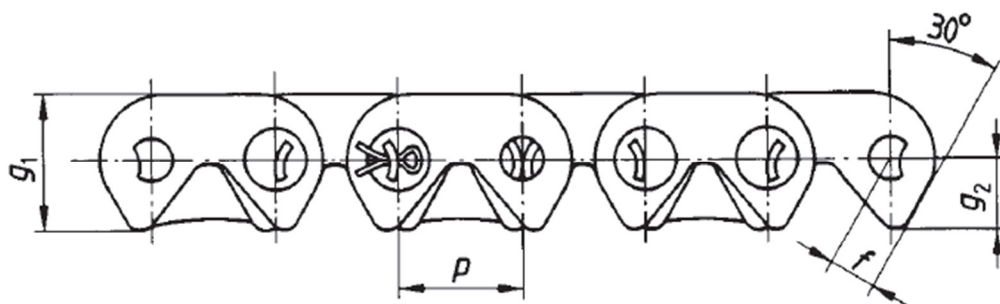
Obrázek 24.: Typický tvar destičky z normy ANSI B29.2M (upraveno z [20])



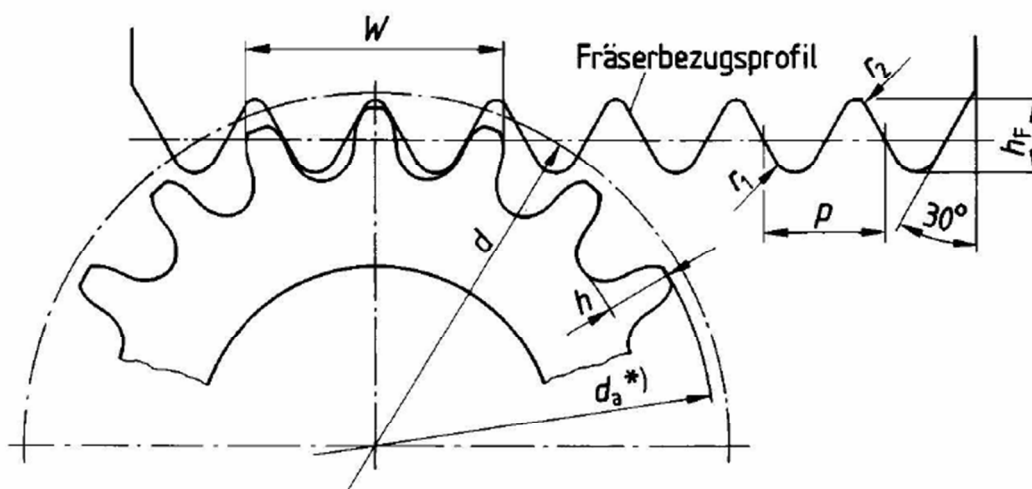
Obrázek 25.: Typický profil zubu z normy ANSI B29.2M (převzato z [20])



Obrázek 26.: Profil výrobního nástroje na řetězové kolo dle ANSI B29.2M (převzato z [20])



Obrázek 27.: Typický tvar destičky z normy DIN 8190 (převzato z [21])



Obrázek 28.: Typický profil zubu z normy DIN 8191 (převzato z [18])

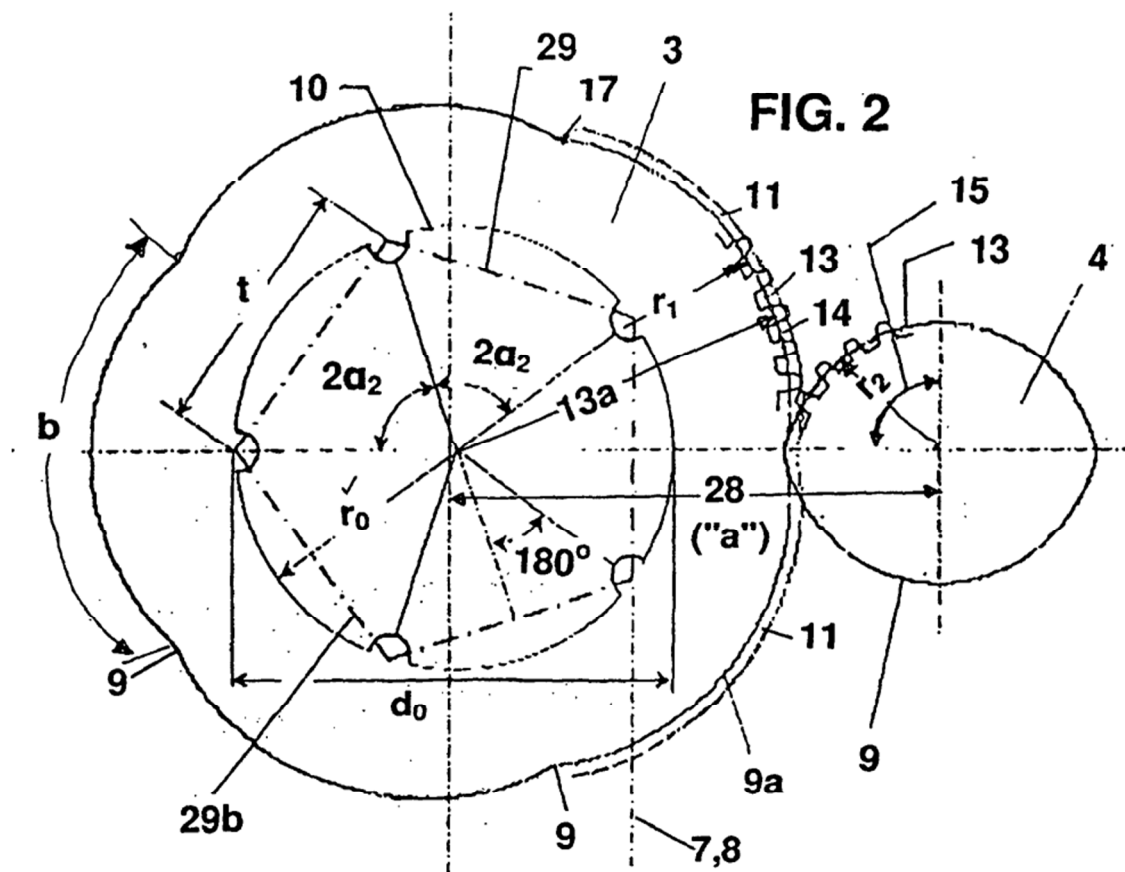
4.2 Konkrétní stav ve firmě zadavatele

ČZ Řetězy s.r.o. v současné době nemá konstrukční opatření pro snížení polygonového efektu u zubových řetězů. Konkurence již vyrábí upravené tvary destiček, které výrazně snižují polygonový efekt.

4.3 Patenty

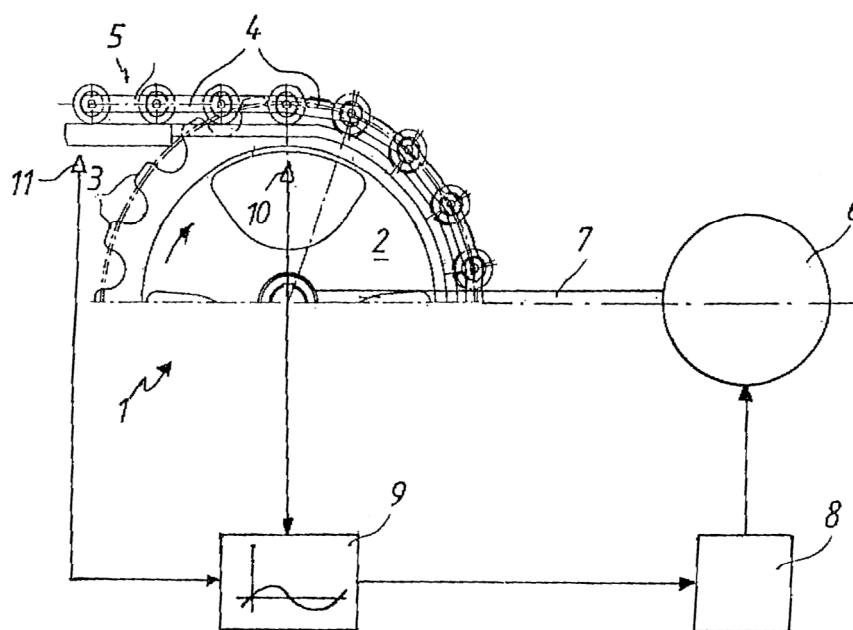
Výzkum polygonového efektu probíhá již velice dlouho. Za tu dobu vznikla celá řada patentů. Jeden z patentů je popsán v kapitole 5.3. Další patent č. EP1227056 B1 využívá nekruhová ozubená kola k pohonu řetězového kola. Geometrie ozubených kol je navržena tak, že nerovnoměrnost otáčení vzniklá od ozubených kol je opačná než nerovnoměrnost chodu od řetězového převodu. Tím se vyruší vliv

polygonového efektu na otáčení hnaného řetězového kola. Názorně je toto řešení vidět na obrázku č. 29. Největším problémem tohoto řešení je složitá výroba nekruhových ozubených kol a obtížné použití pro vysoké rychlosti otáčení.



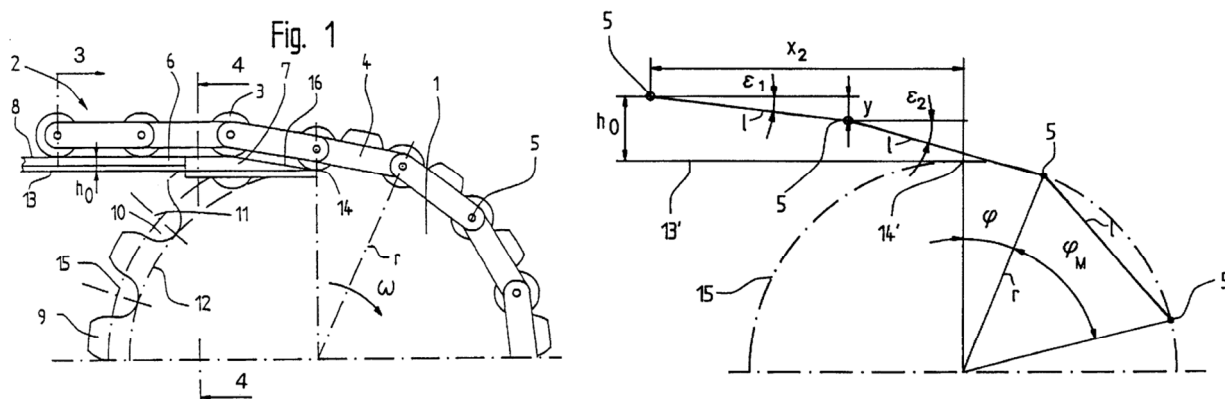
Obrázek 29.: Nekruhová ozubená kola (převzato z [32])

Další možností je použít časově proměnné otáčky hnacího řetězového kola. Toto popisuje patent US6637579 B2 na obrázku č. 30. K pohonu řetězového kola je využit řízený elektromotor, který se otáčí nekonstantními otáčkami tak, aby redukoval polygonový efekt. Toto řešení lze jen obtížně využít pro vysoké rychlosti otáčení, protože hnací elektromotor musí neustále zrychlovat a zpomalovat v závislosti na poloze zubu, který je v záběru.



Obrázek 30.: Časově proměnné otáčení (převzato z [33])

Další skupina patentů, podobných jako na obr. 31 s číslem US5697486 A, je založena na posunutí počátečního místa náběhu speciálně tvarovaným přípravkem. Toto úprava způsobí, že přípravek posune řetěz od osy otáčení, a tím se sníží příčné kmitání řetězu. Toto řešení se používá hlavně u eskalátorů, kde jsou malé rychlosti řetězu. Pro vysoké rychlosti řetězu je tato úprava nevhodná, protože dochází k opotřebovávání přesně tvarovaného přípravku, a tím se snižuje jeho schopnost minimalizace polygonového efektu



Obrázek 31.: Posunutí bodu náběhu (upraveno z [36])

5 Uvažované možnosti řešení

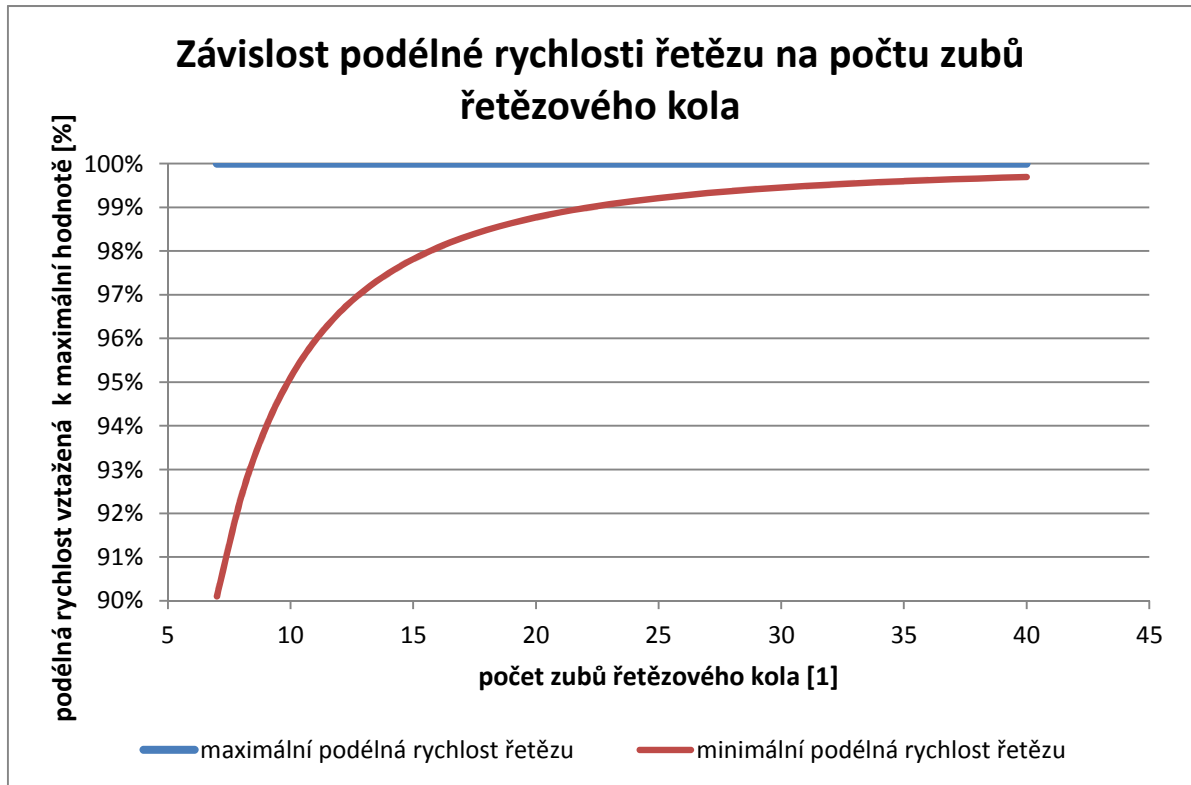
Na světě existuje mnoho konstrukčních variant jak omezit polygonový efekt a které ještě nejsou patentovány. Výběr optimální varianty bude proveden metodou vícekritériálního rozhodování, která spočívá v bodování jednotlivých vlastností daného řešení a následném sečtení všech bodů. Jednotlivá kritéria jsme vybrali tak, aby pokryly velkou část potřebných vlastností, které očekáváme od rozvodového převodu. Tabulka 3 ukazuje způsob udělování bodů. Nejvyšší počet bodů je 5 (nejvyšší hodnocení) a nejnižší počet bodů je 0 (nejnižší hodnocení). S ohledem na zavedenou bodovací stupnici není zavedena rozdílná váha jednotlivých kritérií.

Tabulka 3: Udělování bodů

Slovní hodnocení	Počet bodů
Konstrukční varianta plně vyhovuje zadanému kritériu	5
Konstrukční varianta splňuje dané kritérium s minimálními odchylkami	4
Konstrukční varianta je použitelná, avšak se značnými ústupky	3
Konstrukční varianta je použitelná pouze za specifických podmínek	2
Konstrukční varianta není vhodná pro dané kritérium	1
Konstrukční varianta nesplňuje zadané kritérium	0

5.1 Prosté zvýšení počtu zubů řetězového kola

Zvýšení počtu zubů řetězového kola vede jednoznačně ke snížení polygonového efektu, viz obrázek č. 22 a 23. Toto řešení je velice jednoduché, avšak z konstrukčního hlediska jsou rozměry řetězového kola omezeny. Závislost podélné rychlosti řetězu na počtu zubů řetězového kola ukazuje obrázek č. 32. V běžné technické praxi se považuje rozdíl 1% mezi minimální a maximální hodnotou podélné rychlosti za zanedbatelný.



Obrázek 32.: Závislost podélné rychlosti řetězu na počtu zubů řetězového kola

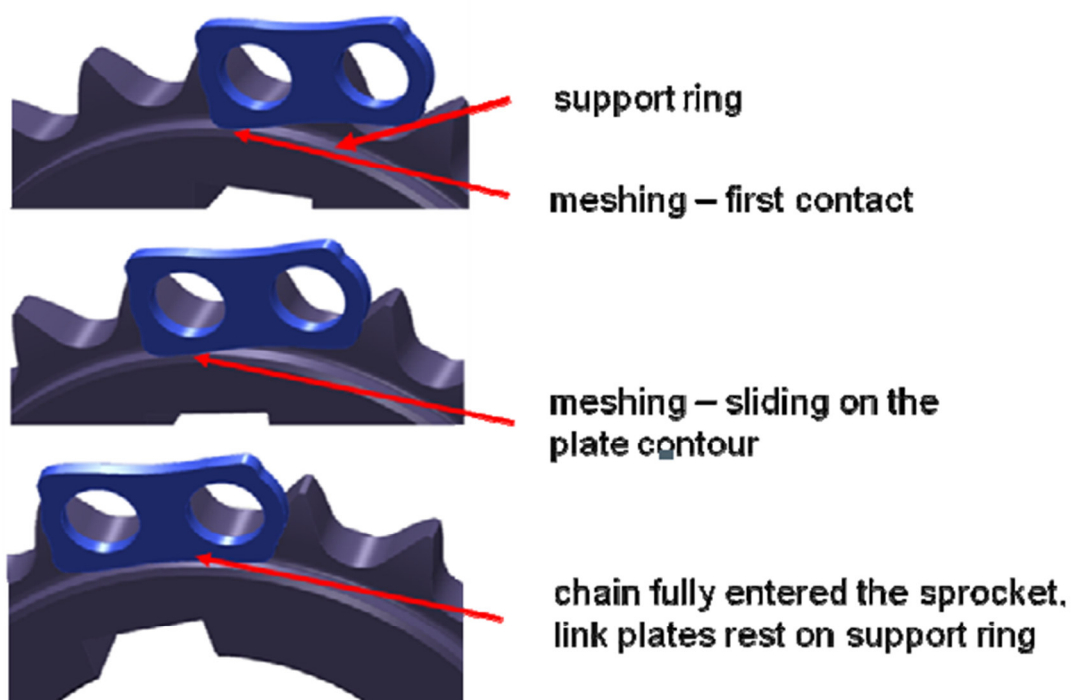
Z předchozího obrázku vyplývá, že s rostoucím počtem zubů se minimální hodnota podélné rychlosti řetězu exponenciálně blíží k maximální hodnotě, avšak nikdy ji nedosáhne. Tudíž touto variantou nelze polygonový efekt úplně odstranit.

Tabulka 4.: Hodnocení prostého zvýšení počtu zubů řetězového kola

Jednoduchost konstrukce	4
Schopnost snížit polygonový efekt	3
Použitelnost pro vysoké rychlosti	2
Očekávaná životnost	4
Hmotnost řetězu	3
Náklady na výrobu řetězu a řetězového kola	2
Možnost uplatnění v praxi	2
Hlučnost chodu	3
Celkový počet bodů	23

5.2 Opření vnější destičky o nákrůžek

Toto řešení již používá řada výrobců válečkových řetězů. Například firma IWIS Motorsysteme má svojí speciální řadu řetězů. Základní princip je v umělém zvětšení roztečného průměru, kdy se destička v předem daný okamžik opře o osazení na řetězovém kole, a tím se posune v radiálním směru od osy otáčení řetězového kola. Tento princip zatím nebyl v praxi aplikován na zubový řetěz.



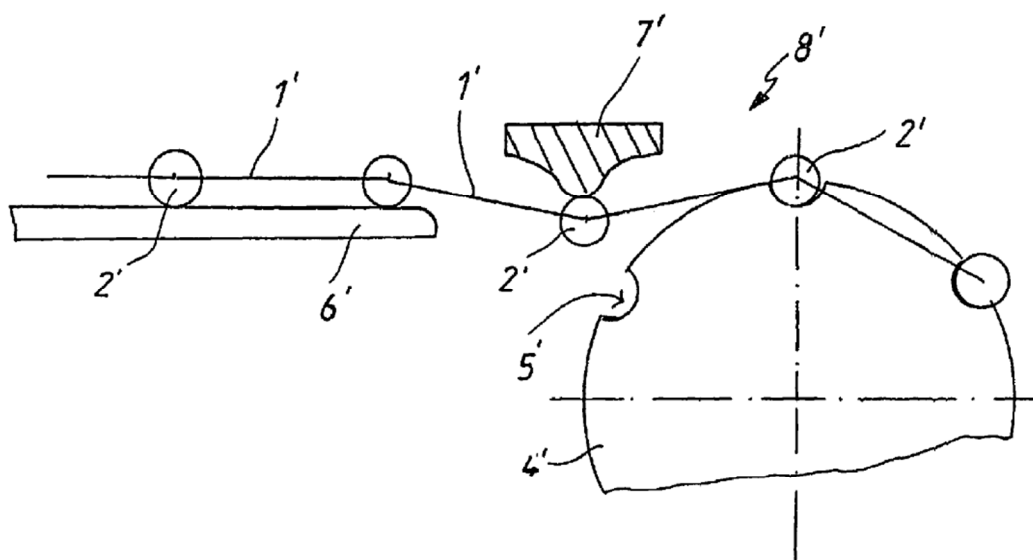
Obrázek 33.: Válečkový řetěz od firmy IWIS (převzato z [8])

Tabulka 5.: Hodnocení opření vnější destičky o nákrůžek

Jednoduchost konstrukce	4
Schopnost snížit polygonový efekt	5
Použitelnost pro vysoké rychlosti	3
Očekávaná životnost	4
Hmotnost řetězu	3
Náklady na výrobu řetězu a řetězového kola	3
Možnost uplatnění v praxi	4
Hlučnost chodu	3
Celkový počet bodů	29

5.3 Úprava náběhu na řetězové kolo

Další možnost představuje úprava náběhu řetězu na řetězové kolo (obr. 34). Princip spočívá v odklonění právě nabíhajícího čepu řetězu pevným retardérem nebo otočným prvkem. Po provedení rozkladu sil na retardéru a na řetězovém kole zjistíme, že příčné rychlosti působí v opačných směrech, a tím se výsledná příčná rychlost minimalizuje. Polygonový efekt jako takový není potlačen, ale jeho důsledky ano. Toto řešení se používá hlavně u eskalátorů, a tak jak je na obr. 34, je již patentováno. Je zde ale prostor k vlastní úpravě pevného retardéru a tím obejít patent.



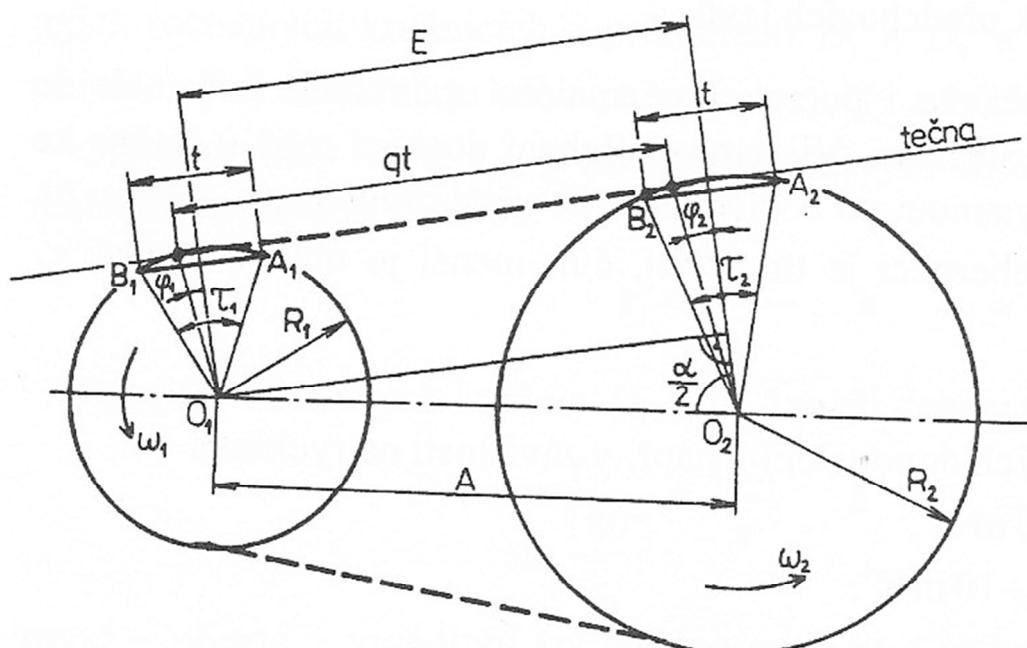
Obrázek 34.: Úprava náběhu řetězu na řetězové kolo (převzato z [9])

Tabulka 6.: Hodnocení úpravy náběhu na řetězové kolo

Jednoduchost konstrukce	3
Schopnost snížit polygonový efekt	4
Použitelnost pro vysoké rychlosti	1
Očekávaná životnost	2
Hmotnost řetězu	3
Náklady na výrobu řetězu a řetězového kola	3
Možnost uplatnění v praxi	2
Hlučnost chodu	3
Celkový počet bodů	21

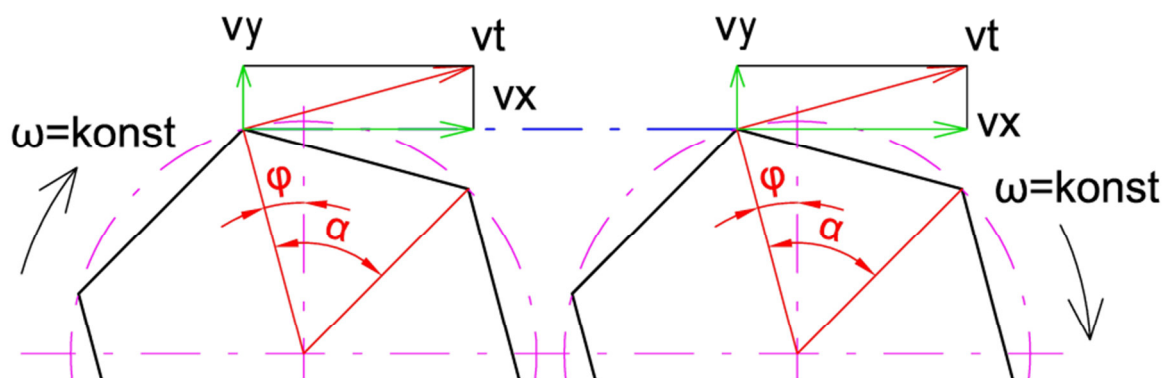
5.4 Synchronizace fází náběhů na hnané a hnací řetězové kolo

Obrázek č. 35 znázorňuje hnací a hnané řetězové kolo. Plná tečka na oblouku A1B1 představuje čep řetězu (označme si ho čep č. 1), který je určující pro pohyb řetězu. Pokud je osová vzdálenost řetězových kol taková, že čep řetězu na hnacím řetězovém kole je v pozici A1, a současně jiný čep řetězu (označme si ho čep č. 2) je na hnaném řetězovém kole na pozici A2, tak oba čepy jsou ve stejné fázi náběhu.



Obrázek 35.: Fáze náběhu řetězu na řetězové kolo (převzato z [16])

Otáčením hnacího řetězového kola podélná rychlost čepu 1 roste, a zároveň podélná rychlost čepu 2 na hnaném řetězovém také roste, tudíž při konstantní rychlosti otáčení ω_1 je rychlost ω_2 konstantní. Pokud by obě řetězová kola měla stejný počet zubů, tak by došlo k potlačení polygonového efektu vzhledem k otáčení hnaného řetězového kola.



Obrázek 36.: Kinematické schéma synchronizace fází náběhu

S rostoucím rozdílem počtu zubů řetězových kol se zvyšuje polygonový efekt vzhledem k otáčení hnaného řetězového kola. Hlavní nevýhodou je postupné prodlužování řetězu, které vede k tomu, že pokud bude čep v poloze A1, tak další čep, který by měl být teoreticky v poloze A2 tam nebude, respektive dojde k pootočení hnaného řetězového kola. Další nevýhodou je nutnost přesně dané osové vzdálenosti tak, aby čepy řetězu byly v poloze A1 i A2.

Tabulka 7.: Hodnocení synchronizace fází náběhu

Jednoduchost konstrukce	2
Schopnost snížit polygonový efekt	3
Použitelnost pro vysoké rychlosti	3
Očekávaná životnost	2
Hmotnost řetězu	3
Náklady na výrobu řetězu a řetězového kola	3
Možnost uplatnění v praxi	1
Hlučnost chodu	3
Celkový počet bodů	20

5.5 Úprava tvaru zubů řetězu a řetězového kola

Úprava tvaru zubů patří ke konstrukčně nejsložitějším úpravám. Výhodou této varianty je výrazné snížení polygonového efektu, se kterým je spjato i snížení

hlučnosti. Díky redukci samotné podstaty polygonového efektu je sníženo i dynamické namáhání řetězu, a tím zvýšena životnost řetězu i řetězového kola.

Tabulka 8.: Hodnocení úpravy tvaru zubů

Jednoduchost konstrukce	3
Schopnost snížit polygonový efekt	4
Použitelnost pro vysoké rychlosti	5
Očekávaná životnost	4
Hmotnost řetězu	3
Náklady na výrobu řetězu a řetězového kola	3
Možnost uplatnění v praxi	4
Hlučnost chodu	4
Celkový počet bodů	30

5.6 Výběr varianty k rozpracování

Následující tabulka č. 9 ukazuje shrnutí výsledků výběru optimální konstrukční varianty.

Tabulka 9.: Shrnutí výsledků konstrukčních variant

Konstrukční varianta	Dosažený počet bodů
Prostým zvýšením počtu zubů řetězového kola	23
Opřením vnější destičky o nákrůžek	29
Úprava náběhu na řetězové kolo	21
Synchronizace fází náběhů na hnané a hnací řetězové kolo	20
Úprava tvaru zubů řetězu a řetězového kola	30

Po diskuzi se zadavatelem byla zvolena varianta s nejvyšším počtem bodů. Tedy varianta, která v zavedeném hodnocení vyšla jako nejvýhodnější i přes předpokládanou složitost konstrukce.

6 Minimalizace polygonového efektu

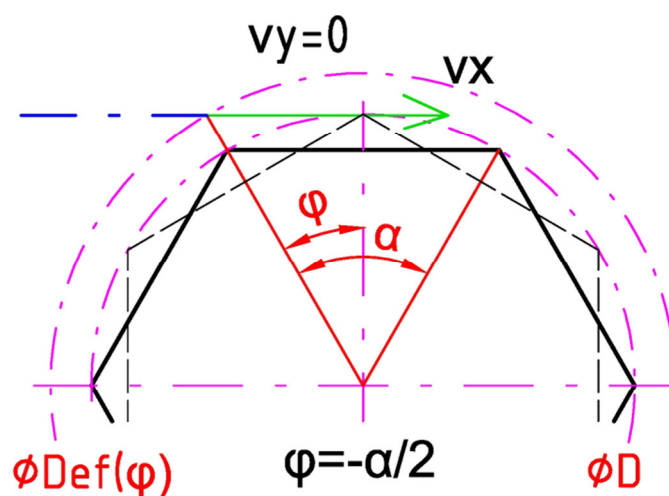
Cílem minimalizace polygonového efektu je upravit podélnou rychlost řetězu v_x tak, aby byla v ideálním případě konstantní a rovna obvodové rychlosti v_t . Nejprve si napíšeme vztah pro podélnou rychlost řetězu (5) s obecným roztečným průměrem D .

$$v_x = \omega * \frac{D}{2} * \cos \varphi \quad (5)$$

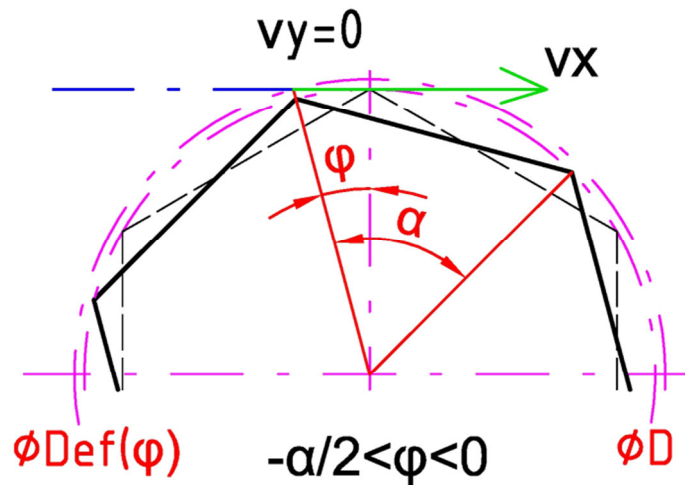
Abychom dosáhli konstantní podélné rychlosti řetězu v_x , musíme zrušit závislost podélné rychlosti řetězu na úhlu natočení řetězového kola φ . Toho dosáhneme tím, že roztečný průměr D nahradíme efektivním průměrem D_{ef} , který bude proměnlivý v závislosti na úhlu natočení φ , a vypočte se podle (6).

$$D_{ef} = \frac{D}{\cos(\varphi)} \quad (6)$$

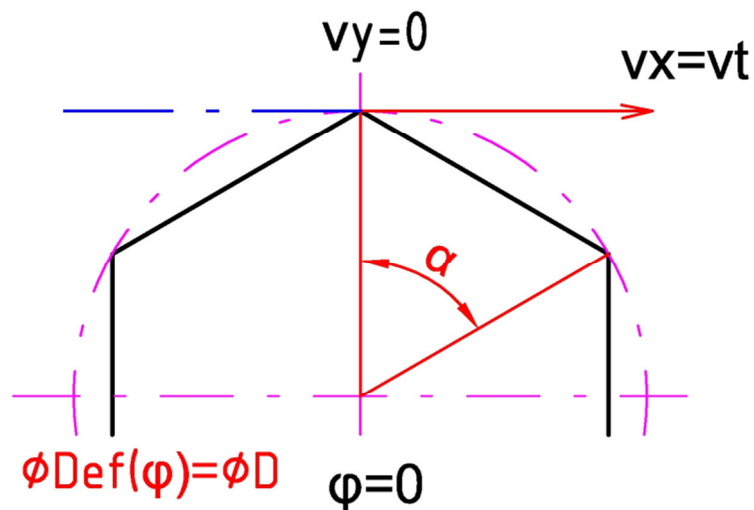
Tento vzorec platí pro úhly natočení řetězového kola $-\alpha / 2 < \varphi < \alpha / 2$. Pokud si zpětně dosadíme rovnici (6) do vztahu (5), tak je vidět, že se už v rovnici pro rychlost nevyskytuje závislost na úhlu natočení řetězového kola φ . Hlavní důvod této operace je ten, že lze konstrukčně upravit řetěz a řetězové kolo tak, aby destička nabíhala po efektivním průměru D_{ef} namísto po roztečném průměru D . Průběh navíjení řetězu a změnu efektivního průměru ukazují obrázky 37, 38 a 39.



Obrázek 37.: Znárodnění efektivního průměru pro úhel $\varphi = -\alpha/2$



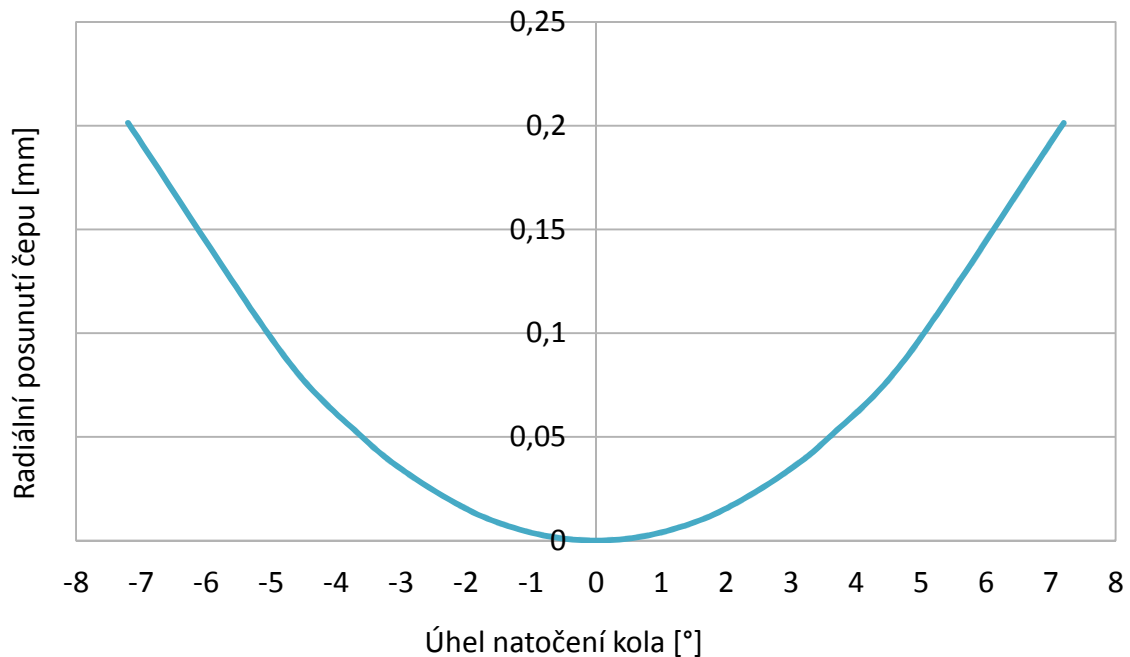
Obrázek 38.: Znáznornění efektivního průměru pro úhel $-\alpha/2 > \varphi > 0$



Obrázek 39.: Znáznornění efektivního průměru pro úhel $\varphi = 0$

Průběh hodnoty efektivního poloměru ukazuje obrázek č. 40. Graf na tomto obrázku je spočten pro modelový příklad s řetězem o rozteči 6,35 mm a řetězovým kolem s 25-ti zuby. Hodnota radiálního posunutí čepu je pouze rozdíl efektivního poloměru a roztečného poloměru v jednotlivých úhlech φ natočení řetězového kola. Hodnoty grafu jsou v polárních souřadnicích.

Chtěný průběh polohy čepu řetězu při náběhu na kolo



Obrázek 40.: Průběh efektivního poloměru

6.1 Návrh profilu zubu řetězového kola a destičky

Pro první přiblížení k profilu zubu řetězového kola použijeme základy konstrukce ozubených kol s evolventními boky zubů. Evolventa je křivka, která vznikne odvalením přímky po základní kružnici. Roztečná kružnice řetězových kol se vypočte podle vztahu (7).

$$D = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} \quad (7)$$

Zubové řetězy jsou specifické tím, že k záběru mezi zuby řetězového kola a řetězu nedochází na roztečné kružnici, ale na kružnici menší než roztečné. Tuto kružnici si nazveme záběrová kružnice. Podle analýzy již vyráběných řetězů bylo zjištěno, že průměr kružnice (8), na které dochází k záběru zubů, je menší než průměr roztečné kružnice o specifický násobek rozteče, parametr a .

$$D_z = D - 2 * (a * t) \quad (8)$$

Tento parametr závisí na přesné konstrukci řetězu a jeho velikost se pohybuje od 0,2 do 0,5. Dalším zásadním parametrem, který ovlivňuje tvar zubů je úhel záběru α_z . Úhel záběru nám charakterizuje průměr základní kružnice D_b (9), po které se odvaluje přímka při vzniku evolventy.

$$D_b = D_z * \cos \alpha_z \quad (9)$$

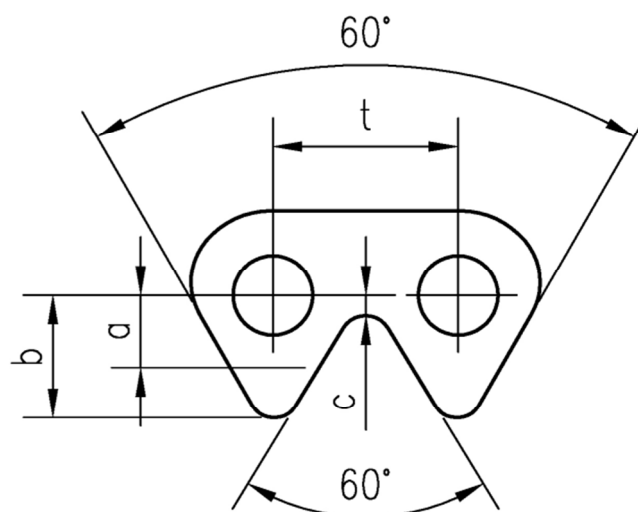
Čím nižší je úhel záběru, tím je zub užší a přímější. V normě DIN 8191 se používá úhel záběru 30° . Je to dáno hlavně úhlem sklonu zubu destičky (obrázek č. 27). Tato hodnota úhlu sklonu zubů destičky se používá i ve firmě ČZ Řetězy. Dalším důležitým parametrem je rozteč řetězu (podrobněji viz kapitola 2.4). Hodnota rozteče řetězu na roztečném průměru řetězového kola není stejná jako rozteč zubů na záběrové kružnici. Je to dáno odlišnými průměry roztečného a záběrového průměru. Hlavový průměr D_a se spočte ze znalostí rozměru destičky c (viz obr. 41).

$$D_a = D - 2 * (c + c_a) \quad (10)$$

Hodnota c_a je hlavová vůle, která nám zaručuje, že se hlava zubu řetězového kola nedostane do kontaktu s patou zubu destičky. Patní průměr D_f se vypočítá na základě znalostí rozměru b destičky (viz obr. 41).

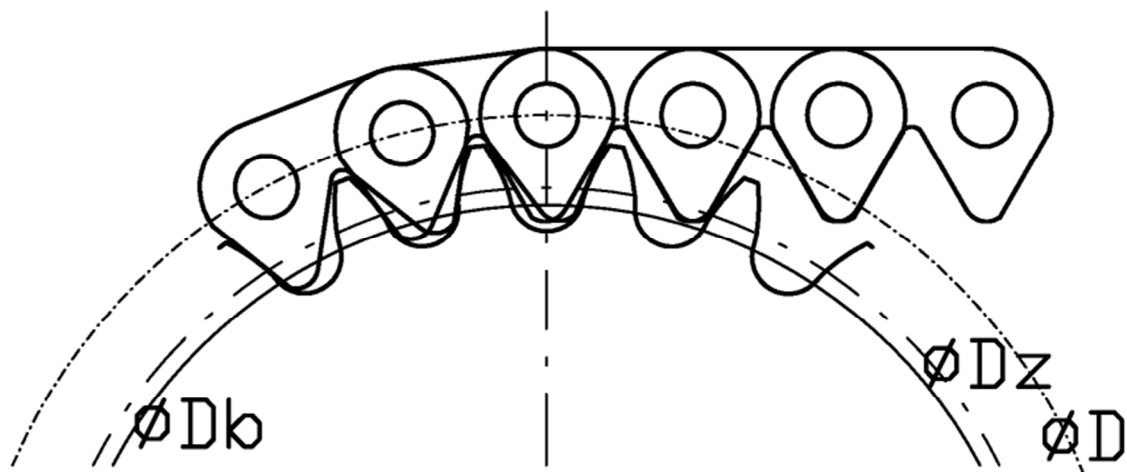
$$D_f = D - 2 * (b + c_f) \quad (11)$$

Hodnota c_f je patní vůle, která nám zaručuje, že se hlava zubu destičky nedostane do kontaktu s patní kružnicí řetězového kola.



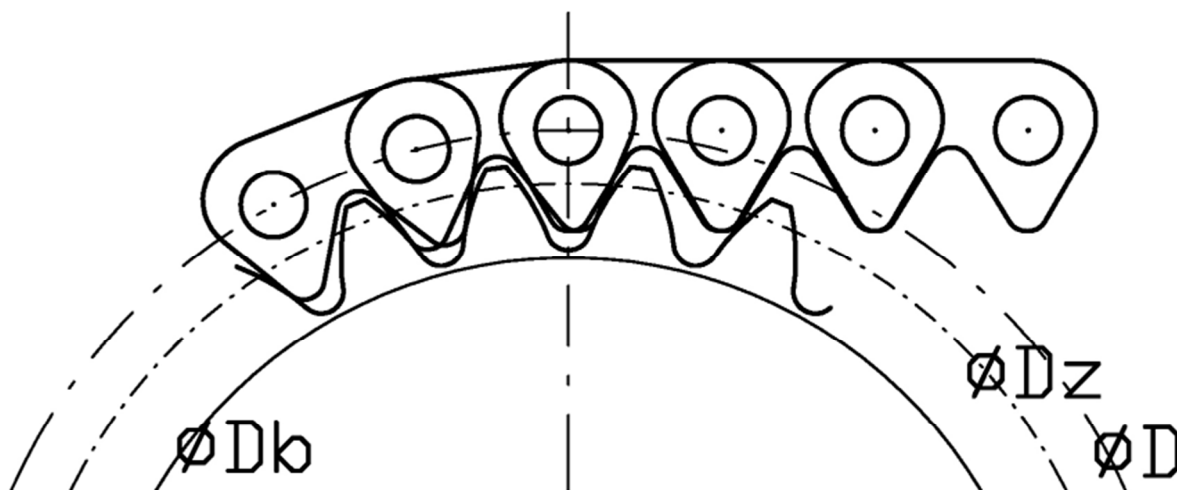
Obrázek 41.: Základní rozměry destičky zubového řetězu

Pro výpočet rozměrů řetězového kola pro modelový příklad použijeme standartní destičku od firmy ČZ Řetězy o rozteči 6,35 mm a řetězové kolo s 25-ti zuby. Pro návrh variant profilu zubu použijeme různé hodnoty úhlu záběru α_z a parametrů a , b , c . První varianta (obr. č. 42) je vykreslena pro úhel záběru $\alpha_z = 15^\circ$, $a = 0,5$, $b = 4,65$ a $c = 0,5$.



Obrázek 42.: První varianta profilu zubu

Druhá varianta (obr. č. 43) je vykreslena pro úhel záběru $\alpha_z = 30^\circ$, $a = 0,35$, $b = 4,2$ a $c = 0,7$.



Obrázek 43.: Druhá varianta profilu zubu

Na první pohled jsou vidět rozdíly mezi první a druhou variantou. V první variantě je zub na řetězovém kole relativně úzký, což má za následek menší přenositelné zatížení na ohyb. V druhé variantě je zub na řetězovém kole širší, takže přeneše větší zatížení na ohyb. Destička zabírá téměř až na vrcholu svého zubu, tudíž zub destičky je značně namáhán na ohyb.

6.2 Vliv konstrukčních parametrů na polygonový efekt

Ke zjištění vlivu konstrukčních parametrů na polygonový efekt byly vybrány 2 parametry, a to parametr zmenšení roztečného průměru a a úhel záběru α_z . Tyto dva parametry byly vybrány z důvodu přímého vlivu na tvar evolventního boku zubu řetězového kola. Zbývající parametr c je důležitý hlavně z hlediska nebezpečí přílišného snížení dovoleného namáhání destičky na tah a z důvodu omezení hlavového průměru ozubení řetězového kola. Parametr b má vliv na patní průměr ozubení řetězového kola.

Vliv průměru záběrové kružnice a úhlu záběru na polygonový efekt zjistíme tak, že zkonstruujeme řetězové převody s různými průměry záběrových kružnic a různými úhly záběru. Budeme uvažovat standardní destičku zubového řetězu s rovnými boky zubů a úhlem sklonu boků zubů $\beta=30^\circ$. Rozteč řetězu a počet zubů řetězového kola použijeme stejně jako v kapitole 6.1, a to $t = 6,35 \text{ mm}$ a $z = 25$.

Při konstrukci řetězových převodů jsme zjistili, že ne všechny kombinace průměrů záběrových kružnic a úhlů záběru jsou realizovatelné z důvodu nevhodných rozměrů zubů a záběrových poměrů.

Tabulka č. 10 ukazuje realizovatelné možnosti. Červená barva v tabulce značí, že tato kombinace parametrů není konstrukčně vhodná.

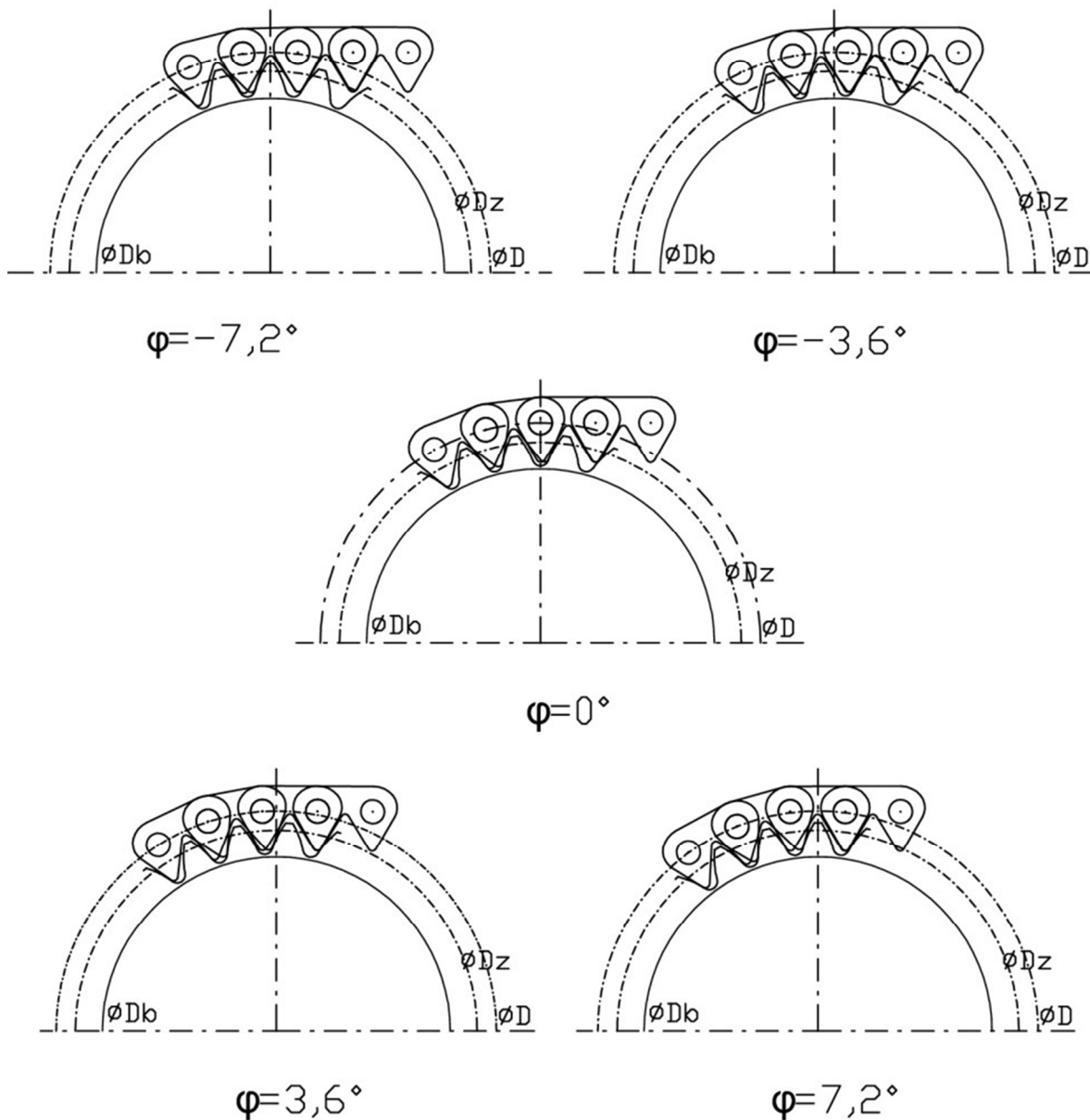
Tabulka 10.: Realizovatelné možnosti kombinace parametrů α_z , a

	$a=0,25$	$a=0,3$	$a=0,35$	$a=0,4$	$a=0,5$
$\alpha_z=15^\circ$					
$\alpha_z=20^\circ$					
$\alpha_z=25^\circ$					
$\alpha_z=30^\circ$					
$\alpha_z=35^\circ$					

Náběh destičky na řetězové kolo si rozfázujeme na několik poloh. Hraniční úhly jsou dány středovým úhlem α (12) odpovídajícím jedné rozteči řetězu.

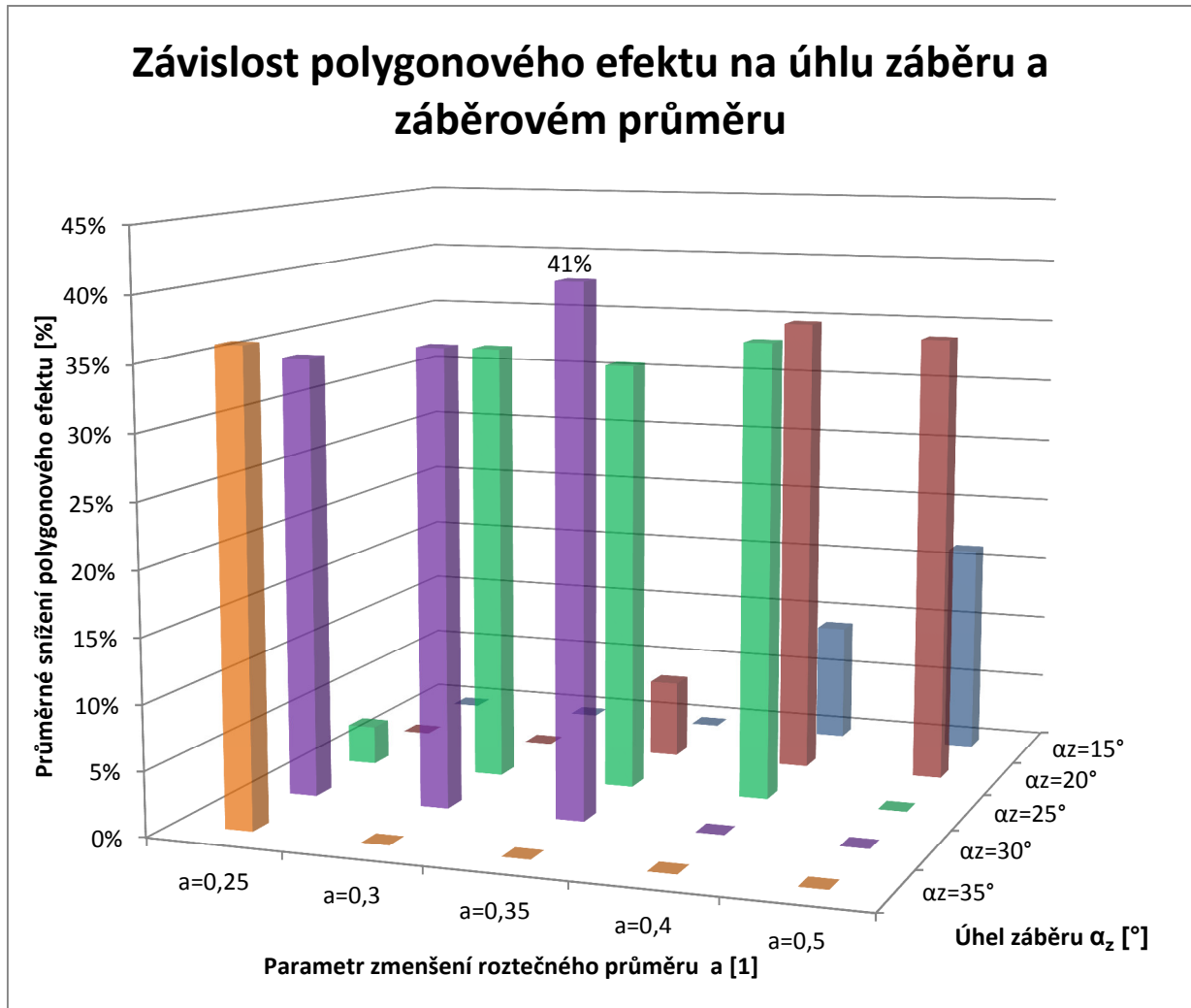
$$\alpha = \frac{360}{z} = \frac{360}{25} = 14,4^\circ \quad (12)$$

Pro modelový případ s řetězovým kolem s 25-ti zuby vychází středový úhel $\alpha = 14,4^\circ$. Tento úhel si rozfázujeme do 5-ti poloh a do každé polohy usadíme několik řetězových destiček (obr. 44). Kompletní rozfázování je v příloze č. 2. Na přiloženém CD je příloha č. 2 ve vyšším rozlišení než tištěná verze.



Obrázek 44.: Rozfázování náběhu destičky

Následně změříme rozdíl skutečné polohy čepu nabíhající destičky a ideální polohy. Poté provedeme statistické zpracování a analýzu výsledků (obr. 45).



Obrázek 45.: Graf závislosti polygonového efektu na konstrukčních parametrech

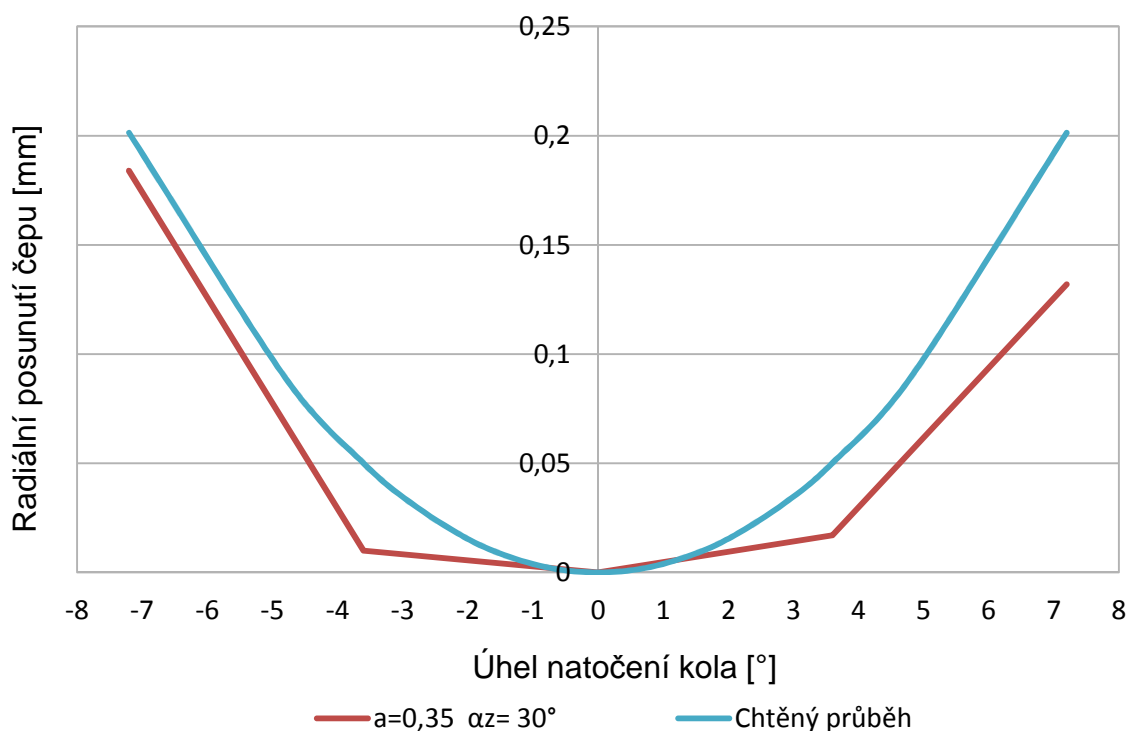
6.3 Výběr optimálního řešení

Z grafu na obrázku č. 45 je patrné, jak zvolené konstrukční parametry ovlivňují polygonový efekt. Polygonový efekt klesá se zvyšujícím se úhlem záběru a zmenšujícím se záběrovým průměrem. Oba tyto parametry mají však svůj konstrukční limit, nelze je tedy donekonečna zvětšovat (či zmenšovat).

Nejvyššího snížení polygonového efektu jsme dosáhli kombinací následujících konstrukčních parametrů: $a = 0,35$ a $\alpha_z = 30^\circ$. Tato kombinace snižuje polygonový efekt o 41% oproti teoretické hodnotě.

Na obrázku č. 46 je vidět detailní průběh polohy čepu při náběhu na řetězové kolo pro zvolenou kombinaci konstrukčních parametrů.

Průběh polohy čepu řetězu při náběhu na kolo



Obrázek 46.: Průběh polohy čepu při náběhu na kolo

Modrá křivka značí ideální průběh, který zcela potlačuje polygonový efekt. Červená čára označuje naměřený průběh na námi upraveném řetězu a řetězovém kole. Ostré zlomy na červeném průběhu jsou způsobeny pouze zvoleným měřícím krokem.

7 Návrh výpočtů pro dimenzování

Pro zubové řetězy zatím není zavedena norma s výpočty pro pevnostní dimenzování. V následujícím textu je proto vhodný výpočetní postup navržen.

7.1 Zatížení řetězu a řetězového kola

Nejprve musíme znát, jaké zatížení přenáší řetězový převod. Pokud toto zatížení neznáme, musíme ho buď analyticky vypočítat, nebo zjistit experimentálně. Vstupními hodnotami by měly být alespoň 2 parametry z následujících veličin: přenášený výkon P , točivý moment M_k nebo otáčky n (případně ω). Vztah mezi těmito třemi veličinami je následující:

$$P = M * \omega = M_k * \frac{2 * \pi * n}{60} \quad (13)$$

Dále je nutno spočítat tahovou sílu v řetězu vzniklou od přenášeného výkonu. K tomu potřebujeme znát roztečný průměr hnacího řetězového kola D .

$$F = \frac{2 * M_k}{D} \quad (14)$$

Tuto tahovou sílu musíme ještě transformovat z roztečného průměru na záběrový průměr. Záběrový průměr byl definován v kapitole 6.1. Tím získáme sílu F_z působící mezi zubem řetězu a zubem řetězového kola.

$$F_z = F * \frac{D}{D_z} \quad (15)$$

7.2 Návrh výpočtu řetězového kola

Vzhledem k tomu, že jsme zub řetězového kola konstruovali s evolventním bokem, má tedy konstrukčně velmi blízko k ozubenému kolu. Z tohoto důvodu se nabízí výpočet jako u převodů ozubenými koly, a to norma ČSN ISO 6336. Použitá modelová situace odpovídá převodu mezi ozubeným kolem a ozubeným hřebem.

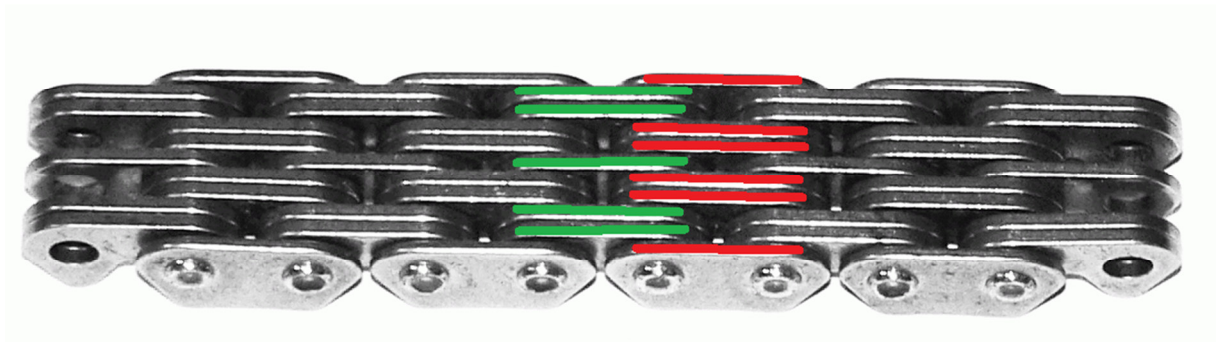
Normální modul je vypočteme z (16), kde t_z je rozteč zubů řetězového kola na záběrovém průměru.

$$m = \frac{t_z}{\pi} \quad (16)$$

Rozteč zubů na záběrovém průměru získáme z podobnosti pravouhlých trojúhelníků na základě předchozí znalosti rozteče na roztečném průměru t , roztečného průměru D a záběrového průměru D_z .

$$t_z = t * \frac{D_z}{D} \quad (17)$$

Šířku hnacího řetězového kola musíme zadat tak, že spočteme nejmenší počet destiček na jednom čepu řetězu, které se účastní záběru. Vzhledem k obvyklým záběrovým podmínkám se účastní záběru pouze sudý nebo lichý článek. U zubových řetězů mají tyto články rozdílný počet destiček (viz obr. 47).



Obrázek 47.: Sudý a lichý článek zubového řetězu

Na obr. 47 je vidět, že tento konkrétní řetěz má na jednom článku 5 (zelená barva) a na druhém 6 (červená barva) destiček. Pro další výpočty počítáme s menším počtem destiček z předchozí dvojice. Ekvivalentní šířka řetězu (šířka ozubeného kola) je pak dána vztahem (18), kde h je tloušťka destičky a i je výše zmíněný počet destiček.

$$b_{ekv} = h * i \quad (18)$$

Ruční výpočet bezpečnosti na ohyb a dotyk se všemi součiniteli je velice zdlouhavý, proto se nabízí použít výpočetní program. Dnes existuje mnoho výpočetních programů, lze použít i výpočet obsažený v programu Autodesk Inventor (nebo jiných 3D modelářích). Dalšími možnostmi jsou MITCalc (doplněk pro Microsoft Excel), KISSsoft a mnohé další. Výstupem těchto výpočetních programů jsou součinitele bezpečnosti na ohyb a dotyk.

7.3 Návrh výpočtu řetězu

Základní kontrolu řetězu proti přetržení lze počítat podle normy ČSN 01 4809, která stanovuje výpočet řetězových převodů pro válečkové a pouzdrové řetězy. Z této normy získáme bezpečnosti proti statickému a dynamickému přetržení řetězu. Prvním krokem je stanovení celkové tahové síly řetězu F_t , která je součtem tahové síly F od přenášeného výkonu a obvodové síly F_e , způsobené odstředivou silou řetězu.

$$F_t = F + F_e \quad (19)$$

Tahovou sílu řetězu od přenášeného výkonu známe již z kapitoly 7.1. Obvodová síla F_e způsobená odstředivou silou řetězu se vypočte podle vzorce (20), kde m' je hmotnost 1 metru řetězu a v je obvodová rychlost řetězu.

$$F_e = v^2 * m' \quad (20)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení se spočte podle vzorce (21), kde F_{pt} udává maximální sílu při přetržení řetězu. U normalizovaných řetězů se tato hodnota nachází v normě, avšak vzhledem k tomu, že zubové řetězy nejsou normalizovány, musí se tato síla zjistit experimentálně. Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení musí být dle normy ČSN 01 4809 větší než 7.

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \geq 7 \quad (21)$$

Dále je nutné vypočítat součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení k_d . Pro jeho určení je nutno znát činitel rázu Y , který určíme z normy ČSN 01 4809 [37, tab. 8]. Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení musí být dle normy ČSN 01 4809 větší než 5.

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t * Y} \geq 5 \quad (22)$$

Další namáhanou částí je kloub řetězu, který je namáhán na stříh a otláčení čepu. Vzhledem k vysokému počtu střížných ploch čepu zubového řetězu není nutno provádět výpočet na stříh čepu, postačí bezpečnosti proti přetržení řetězu. Výpočet otláčení válcového čepu se provede principem čepu s táhlem a objímkou. Zatěžující

silou je celková tažná síla v řetězu F_t , která působí na plochu závislou na průměru čepu řetězu d , tloušťce destičky h a počtu destiček v jednom článku řetězu i .

$$p_1 = \frac{F_t}{d * h * i} \leq p_d \quad (23)$$

Dovolená napětí v otláčení p_d závisí na konkrétním použitém materiálu destičky nebo čepu řetězu. Materiály destičky a čepu bývají velice podobné, proto není nutné počítat zvlášť otláčení na čepu a zvlášť otláčení na destičkách.

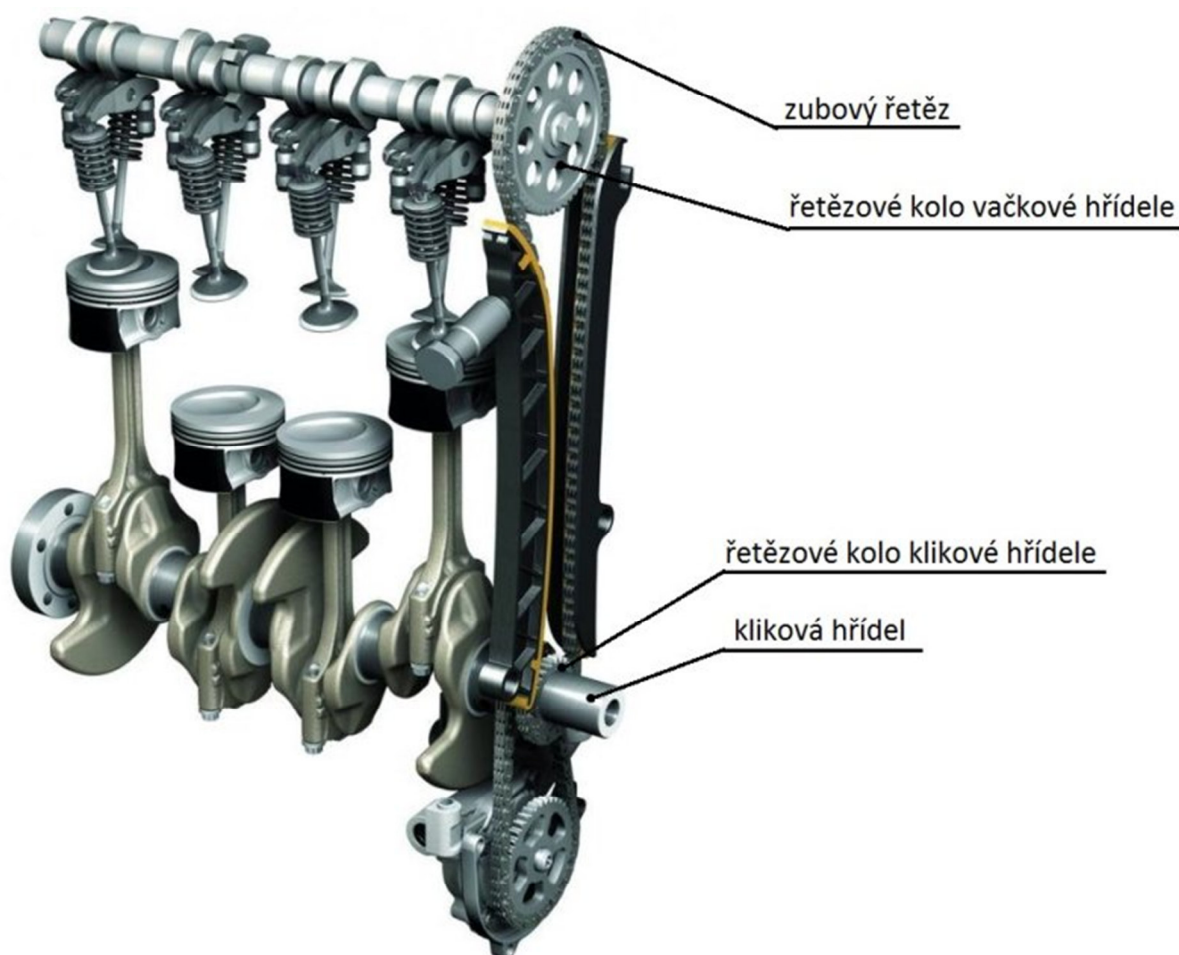
Při použití méně obvyklého děleného čepu (obr. č. 11), který není válcový, by výpočet zatížení vycházel opět z teorie Hertzových tlaků.

8 Případová studie

V této kapitole je uplatněn výše popsáný přístup pro demonstraci možnosti jeho přímé a spolehlivé aplikace na zcela konkrétním případě rozvodového převodu motoru VW 1.2 TSI 77kW.

8.1 Zatížení řetězu a řetězového kola na případové studii

K určení zatížení použijeme naměřený graf (příloha č. 1), který byl naměřen v ČZ Řetězy v roce 2009 panem Janem Vlasákem, DiS. Tento graf ukazuje průběh točivého momentu na vačkové hřídeli motoru VW 1.2 TSI (obr. 48), ve kterém je použit rozvod zubovým řetězem o rozteči $t_1 = 6,35 \text{ mm}$.



Obrázek 48.: Spalovací motor 1.2 TSI 77kW (upraveno z [29])

Z naměřeného grafu vyplývá, že vačková hřídel je zatěžována momentem od $M_1 = -12,63 \text{ Nm}$ až k $M_2 = 16,73 \text{ Nm}$. Pro zjednodušení výpočtu budeme uvažovat

Redukce polygonového efektu u převodu zubovým řetězem

se střídavým momentem $M_3 = \pm 17 \text{ Nm}$. Točivý moment se přenáší ze zubového řetězu na vačkovou hřídel přes řetězové kolo s počtem zubů $z_1 = 50$ a je způsoben hlavně třecími ztrátami a odpory stlačení ventilových pružin. Roztečný průměr tohoto řetězového kola vypočteme z rovnice (24).

$$D_1 = \frac{t_1}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{6,35}{\sin\left(\frac{180}{50}\right)} = 101,13 \text{ mm} \quad (24)$$

Roztečný průměr je $D_1 = 101,13 \text{ mm}$. Následně vypočteme tahovou sílu v řetězu od přenášeného výkonu z rovnice (25).

$$F = \frac{2 * M_3}{D_1} = \frac{2 * 17}{0,10113} = 336,2 \text{ N} \quad (25)$$

Tahová síla v tomto rozvodovém řetězu je $F = 336,2 \text{ N}$. Jelikož řetězové kolo na vačkovém hřídeli má dvojnásobný počet zubů než řetězové kolo na klikovém hřídeli, musíme provést kontrolní výpočet na menším řetězovém kole (pastorku). Síla F_z působící mezi zubem řetězu a zubem pastorku působí na jiném než roztečném průměru (26) pastorku, tudíž ji musíme přepočítat na záběrový průměr (27).

$$D_2 = \frac{t_1}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{6,35}{\sin\left(\frac{180}{25}\right)} = 50,665 \text{ mm} \quad (26)$$

$$D_{2z} = D_2 - 2 * (a_2 * t_1) = 50,665 - 2 * (0,35 * 6,35) = 46,22 \text{ mm} \quad (27)$$

Roztečný průměr řetězového kola na klikové hřídeli je $D_2 = 50,665 \text{ mm}$ a záběrový průměr $D_{2z} = 46,22 \text{ mm}$. Na tomto průměru působí síla F_z (28).

$$F_z = F * \frac{D_2}{D_{2z}} = 336,2 * \frac{50,665}{46,22} = 368,5 \text{ N} \quad (28)$$

Po výpočtu dostáváme sílu mezi zubem řetězu a zubem pastorku $F_z = 368,5 \text{ N}$. Toto je teoretická síla, protože uvažujeme přenos výkonu pouze přes jeden zub řetězového kola. V reálném stavu se však zatížení rozloží na více zubů. Přes pastorek se přenáší výkon P (29). Otáčky motoru uvažujeme $n = 5\,500 \text{ min}^{-1}$, při kterých dává tento motor svůj maximální výkon.

$$P = M * \omega = F * \frac{D_2}{2} * 2 * \pi * \frac{n}{60} = 336,2 * \frac{0,050\ 665}{2} * 2 * \pi * \frac{5\ 500}{60} = 4\ 905\ W \quad (29)$$

Rozvodový převod přenáší výkon $P = 4\ 905\ W$.

8.2 Kontrola řetězového kola

Kontrola bude provedena podle normy ČSN ISO 6336. Ruční výpočet bezpečnosti na ohyb a dotyk se všemi součiniteli je velice zdlouhavý, proto použijeme program OZUB3.XLS dostupný z internetových stránek Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze. Všechny koeficienty pro výpočet jsou získány z [30, str. 666 až 677]. Počet zubů hnaného kola je volen jako 1 000, protože řetěz má blíže k ozubenému kolu s nekonečně velkým roztečným průměrem (ozubenému hřebenu). Normální modul je vypočítán z (31), kde t_z je přepočtená rozteč zubů řetězového kola na záběrový průměr.

$$t_z = t * \frac{D_{2z}}{D_2} = 6,35 * \frac{46,22}{50,665} = 5,793\ mm \quad (30)$$

$$m = \frac{t_z}{\pi} = \frac{5,793}{\pi} = 1,844\ mm \quad (31)$$

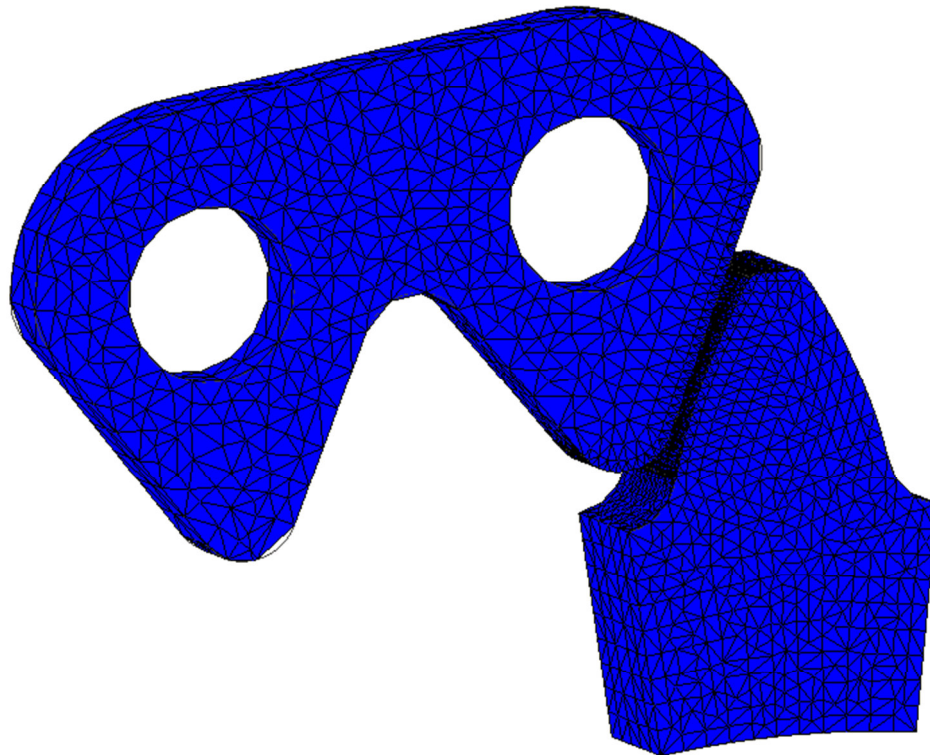
Vypočtený modul je 1,844 mm. Šířka hnacího řetězového kola je 9 mm, avšak vzhledem ke skladbě řetězových destiček na čepu řetězu se ekvivalentní šířka hnaného řetězového kola vypočte podle vzorce (32).

$$b_{ekv} = h * i = 1 * 5 = 5\ mm \quad (32)$$

Dle výpočtu z programu OZUB3.xls vychází nejmenší součinitel bezpečnosti na ohyb $S_F = 2,1$ a nejmenší součinitel bezpečnosti na dotyk $S_H = 1,42$. Dle [30] je minimální hodnota $S_{Fmin} = 1,4$ a $S_{Hmin} = 1,1$, řetězové kolo (a řetěz z hlediska dotyku) tedy vyhovuje. Ve výpočtu jsou zahrnuty koeficienty pro nerovnoměrnost chodu. Detailní zadávané parametry viz příloha č. 3.

8.3 Kontrola řetězu

Kontrolu čepů řetězu lze počítat jako čep s táhlem a objímkou, z toho plyne výpočet na střih čepu a na otláčení. Vzhledem k tomu, že geometrie čepu a tloušťka destiček nebyla změněna, nemusíme provádět tuto kontrolu, protože původní řetěz se již úspěšně vyrábí. Kontrola zubu řetězu na dotyk byla provedena již v odstavci 8.2, proto se zaměříme hlavně na kontrolu zubu na ohyb.



Obrázek 49.: Celkové schéma MKP výpočtu

Na obr. 49 je celkové sestavení modelu pro MKP výpočet. Po výpočtu MKP lze z výsledků vyčíst maximální ohybové napětí na destičce a dotykové napětí v místě styku destičky a zubu řetězového kola

Celková tahová síla působící na jednu destičku je složena ze dvou složek, a to složky od přenášeného výkonu F a od odstředivé síly F_e .

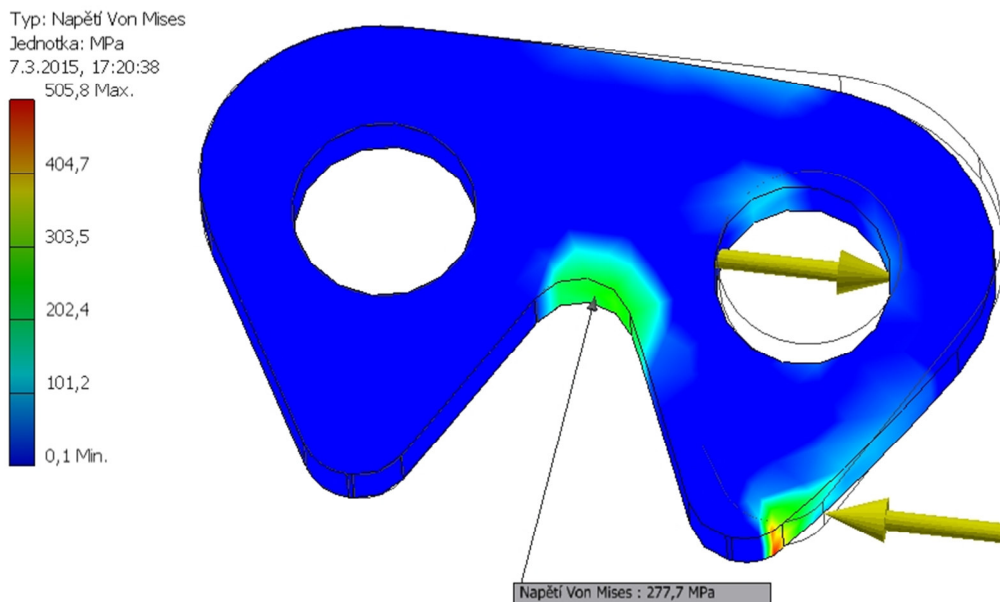
$$F_t = F + F_e = 336,2 + 93,8 = 430 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_e = v^2 * m' = 14,6^2 * 0,44 = 93,8 \text{ N} \quad (34)$$

$$v = \omega * \frac{D_2}{2} = \frac{2 * \pi * n}{60} * \frac{D_2}{2} = \frac{2 * \pi * 5\,500}{60} * \frac{0,050\,665}{2} = 14,6 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (35)$$

Tuto celkovou tahovou sílu přenáší naráz 5 až 6 destiček, podle toho, zda je v záběru sudý nebo lichý článek (viz obr. 47). S ohledem na bezpečnost počítáme s 5ti destičkami a přenosem celé tažné síly přes jediný článek řetězu. Na jednu destičku v článku tedy působí tažná síla F_1 :

$$F_1 = \frac{F_t}{i} = \frac{430}{5} = 86 \text{ N} \quad (36)$$



Obrázek 50.: Celkové zatížení destičky

Z předchozího obrázku je patrné, že největší napětí je v místě dotyku zubů, a to 506 N/mm^2 . Toto napětí odpovídá s malou nepřesností vypočtenému napětí z programu OZUB3.xls 487 N/mm^2 . Rozdíl v napětích je jen 4%, tudíž obě metody výpočtu jsou použitelné. Největší napětí v ohybu (obr. 50) je u paty zubu, a má hodnotu 278 N/mm^2 . Na destičku je použita povrchově kalená ocel C45 s mezí únavy v dotyku $1\,140 \text{ N/mm}^2$ a mezí únavy v ohybu 400 N/mm^2 . Vzhledem k použitému materiálu destička vyhovuje na dotyk i tah.

Pro kontrolu vypočteme ještě součinitele bezpečnosti proti přetržení. Experimentálně byla zjištěna maximální síla při přetržení řetězu $F_{pt} = 10\,000 \text{ N}$. Činitel rázu volíme vzhledem ke značně proměnlivému zatížení dle [37, tab. 8] $Y = 4$.

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} = \frac{10\,000}{430} = 23 \quad (37)$$

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t * Y} = \frac{10\,000}{430 * 4} = 5,8 \quad (38)$$

Dle výpočtů vychází součinitele bezpečnosti proti přetržení vyšší než minimální hodnoty předepsané normou, které mají hodnotu $k_s = 7$ a $k_d = 5$. Bezpečnosti proti přetržení řetězu jsou tedy dostatečné a řetěz vyhovuje.

9 Závěr

V práci je demonstrována funkční možnost ovlivnění polygonového efektu úpravou profilu zubů řetězu, nebo kola, případně obou komponent. Touto cestou lze modifikovat vlastnosti a parametry převodu pro různé účely a produkovat unikátní zákaznická řešení. Z tohoto pohledu lze i přes zdánlivou větší konstrukční i výrobní složitost hovořit o poměrně širokém komerčním potenciálu představeného řešení.

Současně je proveden výchozí návrh kontrolních výpočtů, který je proveden s ohledem na jednoduchost a jeho aplikace využitím dostupných výpočetních softwarů a dalších prostředků.

Výsledky práce byly předány zadavateli a poslouží jako východisko pro další vývoj produktové řady zubových řetězů.

Seznam použité literatury

- [1] KUGL, Otmar, Jiří HOUKAL, Pavel TOMEK a Jiří ZÝMA. *PROJEKT - III. ročník*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-03638-2.
- [2] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [4] Válečkové řetězy. *Moravian Chains* [online]. 2009 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [5] Fastenal. *3/8" Grade 30 ProofCoilweldedChain* [online]. 2014 [cit. 2014-04-30]. Dostupné z: <http://www.fastenal.com/web/products/details/45005>
- [6] Gallovy řetězy. *MoravianChains* [online]. 2014 [cit. 2014-04-30]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/fotogalerie/3-gallovyy-retezy/>
- [7] Silent chain. In: *Tsubaki* [online]. 2014 [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://tsubaki.eu/auto/silent-chain/>
- [8] IWIS Motorsysteme. *Möglichkeiten zur Dynamik- und Akustik - optimierung von modernen Steuerketten - trieben in Verbrennungsmotoren* [online]. 2014 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: http://www.iwis.de/uploads/tx_sbdownloader/Moeglichkeiten-zur-Dynamik-und-Akustikoptimierung_01.pdf
- [9] *Drive system for reducing the polygon effect in continous drive chains of escalators or moving walkways* [patent]. Užiténý vzor, US 7,077,257 B2.
- [10] *Technika pohonů ozubenými řetězy Rexroth*. Polsko, 2007.
- [11] VLASÁK, Jan. *Interní materiály ČZ Řetězy s.r.o.* Strakonice, 2014.
- [12] Vysoce kvalitní řetězy REXNORD. *Řetězy Olomouc s.r.o.* [online]. 2014 [cit. 2014-10-15]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/retezy-rexnord/vysoce-kvalitni-retezy-rexnord.html>
- [13] Strojní příručka. *Katedra konstruování strojů, ZČU* [online]. 2014 [cit. 2014-10-15]. Dostupné z: http://old-kks.zcu.cz/pro-studenty-KKS/Studijni_podklady/PRIRUCKA/CADIS/MDOC/F/F14/F14_2/f14_2.htm

- [14] Řetěz pouzdrový jednořadý ČZ 219. In: *PK Technik* [online]. 2014 [cit. 2015-01-07]. Dostupné z: <http://www.technicke-soucasti.cz/Retezy/Pouzdrove/Retez-pouzdrovy-jednorady-CZ-219.html>
- [15] *Silent chain* [patent]. US, 2667791 A. Uděleno 2. 2. 1954.
- [16] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999, s. 156. ISBN 80-01-01934-9.
- [17] Ozubené řemene a řemenice - PROTECH. *Jozef Juruš - PROTECH* [online]. 2014 [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: <http://www.jj-protech.sk/ozubene-remene-a-remenice.html>
- [18] DIN 8191. *Verzahnung der Kettenräder für Zahnketten nach DIN 8190*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 1998.
- [19] JAROMÍR POLÁK, Jiří Pavliska. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [20] ANSI B29.2M. *Inverted Tooth (Silent) Chains and Sprockets*. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2004.
- [21] DIN 8190. *Zahnketten mit Wiegegelenk und 30° Eingriffswinkel*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 1988.
- [22] Strojnictví. *Weblearning* [online]. 2014 [cit. 2015-01-02]. Dostupné z: <http://www.weblearning.estranky.cz/fotoalbum/strojnictvi/retzovy-prevod---obecne.jpg.html>
- [23] MAREK, František. *Příručka pro uživatele řetězů ČZ*. Strakonice.
- [24] VDI-GESELLSCHAFT ENTWICKLUNG, Konstruktion. *Umschlingungsgetriebe: Ketten und Riemen - Konstruktion, Simulation und Anwendung von Komponenten und Systemen ; Tagung Berlin, 21. und 22. Juni 2007*. Als Ms. gedr. Düsseldorf: VDI-Verl, 2007. ISBN 978-318-0919-973.
- [25] VERTRIEB, VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion. *Umschlingungsgetriebe: Ketten oder Riemen? Innovative Elemente optimal einsetzen ; Tagung Fulda, 24. und 25. Juni 2003*. Als Ms. gedr. Düsseldorf: VDI-Verl, 2003. ISBN 978-318-0917-580.
- [26] REXNORD. *Chain Drive Design*. Mechelen, 2005.
- [27] IWIS. *Chain engineering - Design and construction, example of calculation*. München, 2006.
- [28] Mechanické převody. *Učíme v prostoru* [online]. 2014 [cit. 2015-01-31]. Dostupné z: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2233

- [29] Octavia i s motorem 1,2 TSI (77 kW). *AutaNet* [online]. 2010 [cit. 2015-02-12].
Dostupné z: <http://www.autanet.cz/autonews-octavia-i-s-motorem-1-2-tsi-77-kw-853>
- [30] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [31] Řetězy. *Prodej ložisek – Lineární technika – Midol s.r.o. - Řetězy*: [online]. 2014 [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.midol.cz/retezy>
- [32] *Kettentrieb mit einem polygonalen Kettenrad* [patent]. EP, 1227056 B1.
Uděleno 15. říjen 2003.
- [33] *Method and device for reducing the polygon effect in the reversing area of pedestrian conveyer systems* [patent]. US, 6637579 B2. Uděleno 28. říjen 2003.
- [34] Řetězové kolo 32 B1 - 18 zubů VF kalené - s nábojem - 90H7/25P9. *Mateza* [online]. 2014 [cit. 2015-03-14]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/retezove-kolo-32-b1-18-zubu-vf-kalene-s-nabojem-90h7-25p9>
- [35] *Katalog - Řetězy Vamberk*. Vamberk, 2014.
- [36] *Device for the guidance of an endless belt for escalators or moving walkways* [patent]. US, 5697486 A. Uděleno 16. 12. 1997.
- [37] ČSN 01 4809. *Výpočet řetězových převodů*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1969.

Seznam obrázků

Obrázek 1.: Řetězový převod	2
Obrázek 2.: Pouzdrový řetěz	4
Obrázek 3.: Válečkový řetěz	4
Obrázek 4.: Dvouřadý válečkový řetěz	5
Obrázek 5.: Gallův řetěz	5
Obrázek 6.: Fleyerův řetěz	6
Obrázek 7.: Ewartův řetěz	6
Obrázek 8.: Svařovaný řetěz	7
Obrázek 9.: Lamelový řetěz	7
Obrázek 10.: Zubový řetěz	8
Obrázek 11.: Řetězy Bosch Rexroth	9
Obrázek 12.: Snížení opotřebení v čepu	9
Obrázek 13.: Řetězové kolo pro válečkový řetěz podle DIN 8187	10
Obrázek 14.: Řetězové kolo pro zubový řetěz s vnitřním vedením	11
Obrázek 15.: Charakteristické rozměry řetězů	12
Obrázek 16.: Spojovací článek s pružnou pojistkou	13
Obrázek 17.: Spojovací článek se závlačkami a drátkem	13
Obrázek 18.: Redukční článek a redukční dvojčlánek	14
Obrázek 19.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $\varphi = -\alpha/2$	15
Obrázek 20.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $-\alpha/2 < \varphi < 0$	15
Obrázek 21.: Rozklad rychlostí řetězu pro úhel $\varphi = 0$	16
Obrázek 22.: Průběh podélných rychlostí řetězu	17
Obrázek 23.: Průběh příčných rychlostí	17
Obrázek 24.: Typický tvar destičky z normy ANSI B29.2M	19
Obrázek 25.: Typický profil zubu z normy ANSI B29.2M	20
Obrázek 26.: Profil výrobního nástroje na řetězové kolo dle ANSI B29.2M	20
Obrázek 27.: Typický tvar destičky z normy DIN 8190	21
Obrázek 28.: Typický profil zubu z normy DIN 8190	21
Obrázek 29.: Nekruhová ozubená kola	22
Obrázek 30.: Časově proměnné otáčení	23
Obrázek 31.: Posunutí bodu náběhu	23
Obrázek 32.: Závislost podélné rychlosti řetězu na počtu zubů řetězového kola	25

Obrázek 33.: Válečkový řetěz od firmy IWIS	26
Obrázek 34.: Úprava náběhu řetězu na řetězové kolo	27
Obrázek 35.: Fáze náběhu na řetězové kolo	28
Obrázek 36.: Kinematické schéma synchronizace fází náběhu	29
Obrázek 37.: Znázornění efektivního průměru pro úhel $\varphi = -\alpha/2$	31
Obrázek 38.: Znázornění efektivního průměru pro úhel $-\alpha/2 > \varphi > 0$	32
Obrázek 39.: Znázornění efektivního průměru pro úhel $\varphi = 0$	32
Obrázek 40.: Průběh efektivního poloměru	33
Obrázek 41.: Základní rozměry destičky zubového řetězu	34
Obrázek 42.: První varianta profilu zubu	35
Obrázek 43.: Druhá varianta profilu zubu	35
Obrázek 44.: Rozfázování náběhu destičky	37
Obrázek 45.: Graf závislosti polygonového efektu na konstrukčních parametrech	38
Obrázek 46.: Průběh polohy čepu při náběhu na kolo	39
Obrázek 47.: Sudý a lichý článek zubového řetězu	41
Obrázek 48.: Spalovací motor 1.2 TSI 77kW	44
Obrázek 49.: Celkové schéma MKP výpočtu	47
Obrázek 50.: Celkové zatížení destičky	48

Seznam tabulek

Tabulka 1.: Porovnání zubového řetězu a ozubeného řemenu	8
Tabulka 2.: Doporučené minimální počty zubů pro dané rychlosti řetězu	18
Tabulka 3.: Udělování bodů	24
Tabulka 4.: Hodnocení prostého zvýšení počtu zubů řetězového kola	25
Tabulka 5.: Hodnocení opření vnější destičky o nákrůžek	26
Tabulka 6.: Hodnocení úpravy náběhu na řetězové kolo	27
Tabulka 7.: Hodnocení synchronizace fází náběhu	29
Tabulka 8.: Hodnocení úpravy tvaru zubů	30
Tabulka 9.: Shrnutí výsledků konstrukčních variant	30
Tabulka 10.: Realizovatelné možnosti kombinace parametrů α_z , a	36

Seznam příloh

Příloha 1: Průběh točivého momentu na vačkové hřídeli

Příloha 2: Rozfázování poloh náběhů čepů

Příloha 3: Výsledek kontroly z programu OZUB3.xls

Příloha 4: Parametrický výkres destičky zubového řetězu

Příloha 5: Parametrický výkres ozubení řetězového kola