FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Optimalizace designu drážkování hřídele z vysokopevnostní oceli

Optimizing The Design of The Shaft Splines Made of High-Strength Steel

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Tomáš VINICKÝ

Studijní program: Strojírenství (B2341)

Studijní obor: (3901R051) Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Karel PETR, Ph.D.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vinický** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **408541**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojírenství**

Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Optimalizace designu drážkování hřídele z vysokopevnostní oceli

Název bakalářské práce anglicky:

Optimizing The Design of The Shaft Splines Made of High-Strength Steel

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je úprava designu drážkování hřídele u motorů GE H80/M601. Konkrétně se jedná o spojovací uzel, ve kterém je přenášen kroutící moment rotoru volné turbíny na vstupní hřídel reduktoru. Student provede rešerši používaných typů drážkování a jejich návrhu. Dále se student zaměří na zmapování otlačení drážkování, vyhodnocení vlivů a dobu za jakou vznikne nepřípustné otlačení, tedy provede analýzu měřeného opotřebení hloubky vtisku na boku zubů. Student na základě analýzy navrhne optimalizaci a eliminaci vlivu vyosení včetně návrhového výpočtu optimálního řešení. Rozsah tištěné grafické části: (část) výrobního výkresu původní a nové drážkované hřídele.

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
[2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
[3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
[4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	Ing. František Lopot, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

. _____
Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Optimalizace designu drážkování hřídele z vysokopevnostní oceli

Poděkování

Dovoluji si touto formou poděkovat Ing. Jakubovi Biganovskému ze společnosti GE Aviation za odborné konzultace, z kterých jsem čerpal při tvorbě této práce. Dále děkuji vedoucímu práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D za dozor nad tvorbou práce a cenné připomínky.

Autor: Tomáš Vinický

Název práce: Optimalizace designu drážkování hřídele z vysokopevnostní oceli.

Anglický název: Optimazing the design of the shaft splines made of high-strength steel.

Rok: 2021

Obor studia: (3901R051) Konstruování podporované počítačem

Ústav: Konstruování a částí strojů

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Karel PETR, Ph.D.

Bibliografické údaje:

počet stran: 56

počet obrázků: 47

Počet tabulek: 12

Počet příloh: 5

Klíčová slova: Evolventní drážkování, hřídelová nesouosost, kontaktní tlak, modifikace geometrie zubu evolventního drážkování

Keywords: Involute spline, shaft misalignment, contact pressure, modification of involute groove tooth geometry

FEM Anotace: Obsah práce je rozdělen na dvě části. První teoretická část je zaměřena na stručný popis hřídelových spojů silových, materiálových, tlakových. V závěrečné části je teoretická část směřována na evolventní drážkování a možnosti řešení hřídelové nesouosti. Praktická část je zaměřena na vytvoření návrhu modifikace evolventního drážkování za účelem kompenzovat důsledky hřídelové nesouosti. Úvod praktické části popisuje konstrukci hřídelového spoje, který je tématem praktické části. V následujících částech je zpracována analýza opotřebení evolventního drážkování a definování rychlosti vývoje opotřebení v provozu. Poslední část se zabývá navržením možných variant, výběrem nejoptimálnější s následným návrhem modifikace geometrie zubu.

Abstract: The content of the work is divided into two parts. The first theoretical part is focused on a brief description of shaft connections of force, material, pressure. In the final part, the theoretical part is focused on involute grooving and the possibility of solving shaft misalignment. The practical part is focused on the design of a modification of involute grooving in order to compensate for the consequences of shaft misalignment. The introduction of the practical part describes the construction of the shaft connection, which is the topic of the practical part. The following sections analyze the wear of involute grooving and define the rate of wear development in operation. The last part deals with the design of possible variants, the selection of the most optimal with the subsequent design of the modification of the tooth geometry.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů, literatury a dalších odborných zdrojů. Tato práce nebyla využita k získání jiného nebo stejného titulu.

V . . . . . dne . . . . . .

Podpis autora

Obsah

1 Úvod 1

2 Cíl práce 2

3 Teoretická část 3

3.1 Spojení strojních součástí 3

3.1.1 Princip 3

3.2 Silové spoje 5

3.2.1 Spoje tlakové 5

3.2.2 Spojení svěrná 6

3.3 Materiálové spoje 8

3.3.1 Svarové spoje 8

3.3.2 Pájené spoje 9

3.3.3 Lepené spoje 9

3.4 Tvarové spoje 10

3.4.1 Polygonový spoj 10

3.4.2 Spoje pery a klíny 11

3.4.3 Drážkované spoje 13

4 Evolventní drážkování 16

4.1 Posunutí základního profilu 16

4.2 Středění evolventního drážkování 17

4.3 Úhel záběru 18

4.4 Záběrové poměry 19

4.5 Hřídelová nesouosost 20

4.6 Výrobní úchylky 20

4.7 Optimalizace geometrie drážkování 21

4.7.1 Technologické úpravy 21

4.7.2 Příčná modifikace zubu 21
4.7.3 Podélná modifikace zubu 22
4.7.4 Modifikace výšky zubu 22
4.8 Návrh podélné a výškové modifikace 22
4.8.1 Návrh modifikace designu evolventního drážkování 23
4.8.2 Modifikace designu evolventního drážkování 24
4.8.3 Kontrola bodu dotyku 24
4.9 Kontrola únosnosti 25
4.9.1 Kontaktní tlak 25
4.9.2 Napětí v ohybu 25
5 Analytická a praktická část 25
5.1 Popis konstrukce 26
5.2 Zpracování a vyhodnocení naměřených dat 28
5.3 Zhodnocení metody zpracování dat 29
5.4 Model rychlosti opotřebení 29
5.5 Návrh dovolené rychlosti opotřebení a parametru bezpečnosti kq 30
5.6 Návrhové výpočty evolventního drážkování 31
5.6.1 Návrh základních parametrů 32
5.6.2 Dovolené zatížení 33
5.6.3 Zhodnocení návrhu modul m=1,5 33
5.6.4 Zhodnocení návrhu modul m=2,5 35
5.7 Základní parametry 38
5.7.1 Návrh plynulé modifikace boční křivky zubu a výšky zubu 39
5.7.2 Korekce základní geometrie 40
5.7.3 Analytický výpočet kontaktního tlaku 41
5.7.4 Kontrola smykového napětí v patě zubu 43

5.7.5 Souhrn výsledků analýzy únosnosti 43
5.8 Závěr 44
6 Tabulky 45
7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY 48
8 SEZNAM TABULEK 50
9 SEZNAM OBRÁZKŮ 51
10 Seznam zkratek a symbolů 53
11 SEZNAM PŘÍLOH 56

1 Úvod

Strojírenské aplikace se neobejdou bez přenosu krouticího momentu z hnacího elementu stroje na hnaný. Přenos krouticího momentu lze realizovat převodem nebo hřídelovým spojem.

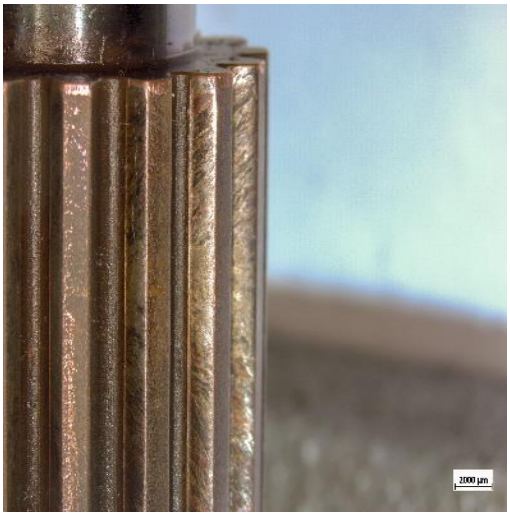
Převod se vyznačuje rovnoběžností osy hnacího elementu a hnaného elementu. Pokud nejsou osy souosé, je mezi hnací a hnaný element vložená předloha. Význam předlohy je zpravidla transformace otáček a krouticího momentu na požadovanou hodnotu.

Osy hnaného a hnacího elementu spoje jsou ideálně souosé. Úkolem hřídelového spoje je přenos krouticího momentu, popřípadě pohybu ve směru rotační osy. Hřídelové spoje jsou realizovány silově, spojením materiálů nebo vhodným natvarováním povrchu spojovaných elementů tak, aby došlo k vzájemnému opření. U všech variant má zásadní význam plocha, která přenáší zatížení vyvozené přenosem mechanické energie. Hřídelové spoje se v dnešní době vyskytují v mnoha aplikacích lidské činnosti.

2 Cíl práce

Cíle této práce jsou:

- navrhnout kompenzaci negativních vlivů záběrových poměrů evolventního drážkování,
- vyhodnotit data měření opotřebení evolventního drážkování,
- navrhnout vylepšení, která mají za cíl kompenzovat negativní efekty záběrových poměrů.



Obrázek 2-1 Opotřebení evolventního drážkování

3 Teoretická část

V této části jsou představeny možnosti spojení náboje s hřídelem a principy umožňující přenos výkonu.

3.1 Spojení strojních součástí

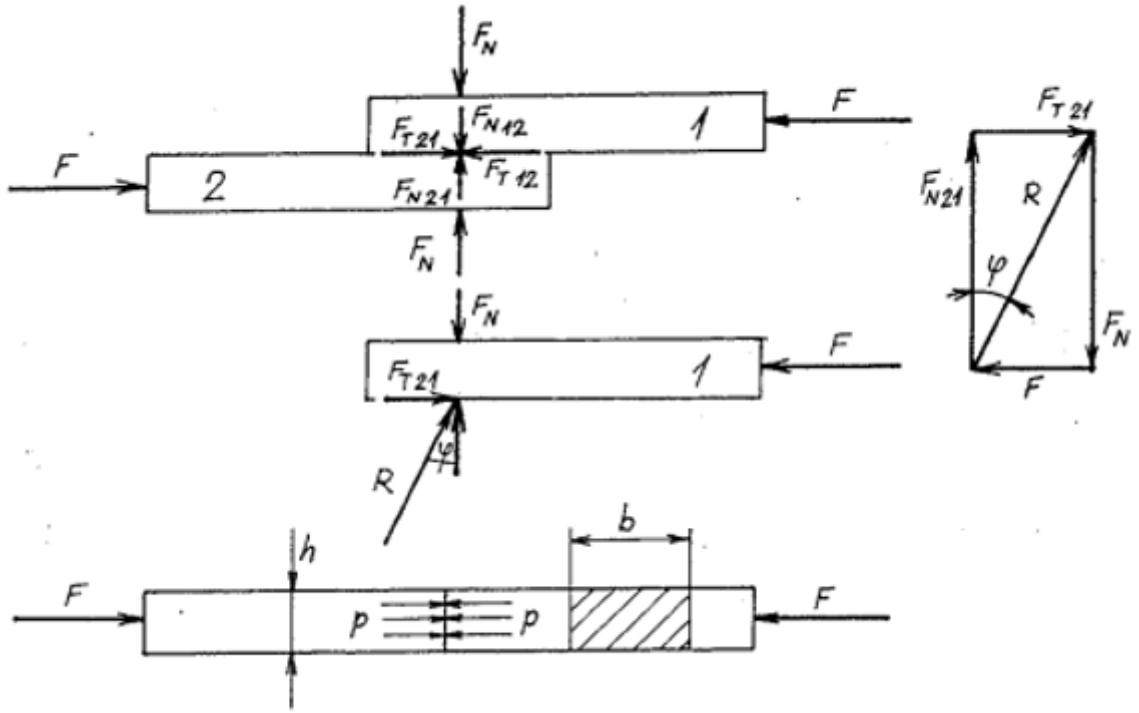
Spoje strojních součástí jsou navrhovány pro účely přenosu energie popřípadě výkonu. Na strojní součásti lze nahlížet jako na jednotlivé díly, montážní skupiny nebo mechanismy. Schopnost přenášet energii popřípadě výkon dělá ze spojovaných strojních součástí nosné systémy.

Požadavky na strojní součásti, které tvoří spoj, vyžadují kromě přenosu energie nebo výkonu také optimální životnost, rozměrovou neměnnost nebo dostatečnou flexibilitu při provádění provozních nebo konstrukčních úprav. Mechanické vlastnosti použitého technického materiálu, optimální rozměry a technologické zpracování. To jsou kritéria, kterými je nutné se zabývat pro splnění všech požadavků, které jsou při zadání kladené na navrhovaný spoj.

3.1.1 Princip

Spojením strojních součástí je dosaženo relativního klidu, spojením mechanismů dosáhneme relativního pohybu. Relativní klid mezi spojovanými prvky konstrukce je zajištěn třením nebo opřením. Oba principy představují silové účinky založené na akci a

reakci. Ze silových účinků lze určit základní představu o únosnosti. Principy tření a opření jsou znázorněny v následujícím náčrtu Obrázek 3-1 [7].



Obrázek 3-1 Schéma principu tření a opření [7]

Vztahy pro tření

$$F \leq F_N = F_N \cdot f = F_N \cdot tg(\varphi) \tag{1}$$

Vztahy pro opření

$$p = \frac{F}{b \cdot h} \leq p_D \tag{2}$$

$$F = p_D \cdot b \cdot h \tag{3}$$

Spoje lze rozdělit dle jejich podstaty a tvarové podobnosti na spoje [7]:

a) silové nebo obemknuté,
b) materiálové,
c) tvarové.

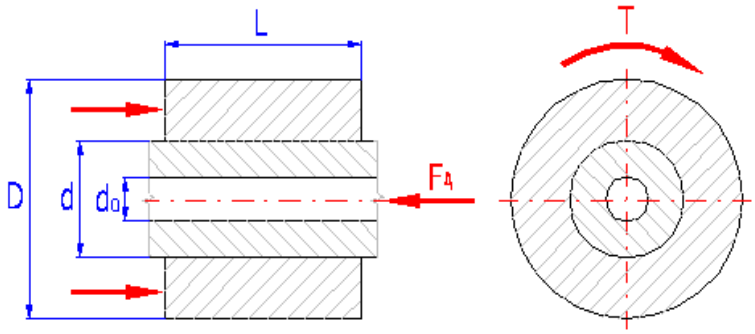
3.2 Silové spoje

Podstata spoje spočívá ve vytvoření dostatečně velké kontaktní plochy a třecí síly, která je schopna přenést požadovanou velikost mechanické energie.

V tomto případě si lze přestavit spojení čepu s objímkou nebo spojení hřídele s nábojem za použití silových principů a vhodné geometrie kontaktní plochy, která umožňuje vytvoření třecí síly v kontaktní ploše. Silové spoje rozdělujeme na spoje tlakové a spoje svěrné. [6], [7].

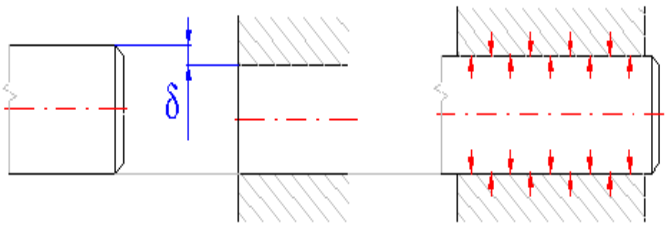
3.2.1 Spoje tlakové

Spoj je vytvořen nalisováním náboje na hřídel, viz Obrázek 3-2. Podstatou spoje je vytvoření tlaku v kontaktních plochách, který je právě vytvořen vhodně zvolenou velikostí přesahu, následkem toho vzniká třecí síla, které je ovlivněna i kvalitou kontaktních ploch. Třecí síla musí splňovat podmínku únosnosti.



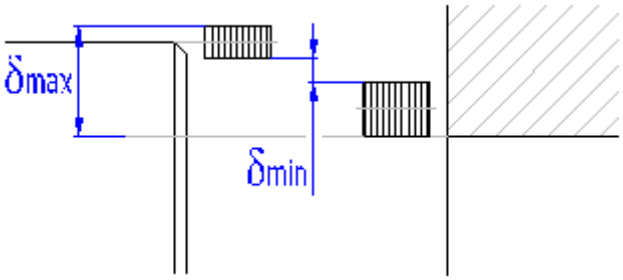
Obrázek 3-2 Nalisování náboje na hřídel [10]

Základní případ je nalisování náboje na plný hřídel, viz Obrázek 3-3. Tlak v kontaktních plochách je závislý na velikosti zvoleného přesahu, viz Obrázek 3-4. Pružnou deformací povrchů vzniká tlak, kde vnější kontaktní plocha hřídele je stlačena a vnitřní kontaktní plocha náboje je roztažena. Problematiku napjatosti řeší teorie tlustostěnných nádob, z které vyplývá, že spoj představuje případ dvouosé napjatosti. Hlavní napětí dvouosé napjatosti se vyskytuje v tečném a radiálním směru.



Obrázek 3-3 Rozložení kontaktního tlaku po nalisování [10]

Velikost třecích sil ve spoji musí být tak velká, aby byl spoj schopen přenést provozní zatížení a byl připraven i na krátkodobé přetěžování nebo skokovou změnu velikosti přenášené mechanické energie. Pro zajištění přenosu mechanické energie při krátkodobém přetěžování se aplikuje konstanta provozní bezpečnosti *k*. Matematickým popisem se snadno ze známých veličin definují rozměry spoje nebo maximální výkon, který je spoj schopen přenést.

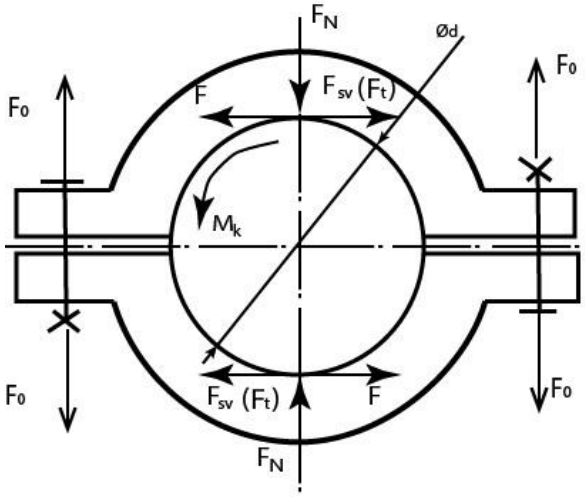


Obrázek 3-4 Velikost deformace povrchu [10]

3.2.2 Spojení svěrná

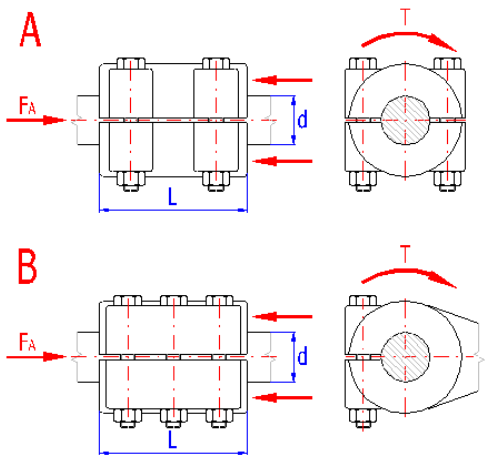
Svěrný spoj je spoj rozebíratelný. V porovnání se spojem lisovaným je preferován pro často rozebírané nebo upravované spoje [6], [7].

Sevření jedné součásti druhou nebo naopak vzepření jedné součásti v druhé, takto je realizován svěrný spoj. Tlaková síla v kontaktní ploše je vyvozena přítlačnou silou, které je dle charakteru spoje směřována v kolmém směru na osu rotace u válcové kontaktní plochy viz Obrázek 3-5 nebo v osovém směru osy rotace u kuželové kontaktní plochy viz Obrázek 3-7. Tlaková síla vyvolá odpor třením, toho je využito k přenosu točivého momentu nebo axiálních sil.



Obrázek 3-5 Silové schéma děleného náboje [15]

Přítlačná síla k sevření je vyvozena předepnutím šroubu. Vlastní pružnost použitého materiálu náboje může být u rozříznutého náboje využita k vytvoření svěrné síly, která působí samostatně nebo značnou měrou přispívá k sevření. Z toho plynou požadavky na rozměry a velikost. Příklad děleného a rozříznutého náboje viz níže Obrázek 3-6.



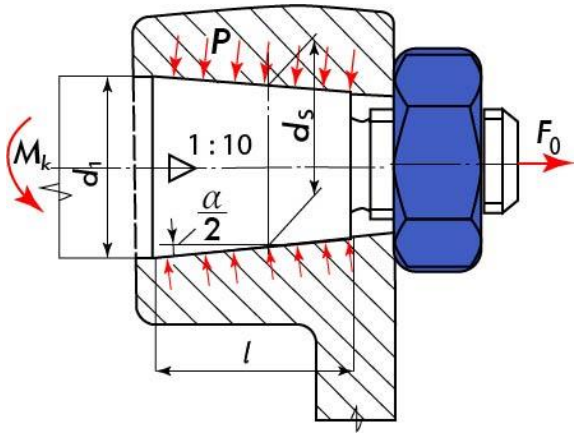
Obrázek 3-6 A - Dělený náboj, B - Rozříznutý náboj [10]

Válcovou plochu součásti, která koná rotační nebo obecný pohyb, obemkneme nábojem děleným nebo rozříznutým. U děleného náboje jsou obě poloviny přitlačovány k hřídeli teoreticky rovnoměrnou přítlačnou silou po obou stranách spoje. Přítlačná síla u varianty rozříznutého náboje je umístěna jen na jedné straně náboje.

U rozříznutého náboje šrouby vyvozují svěrnou sílu a sílu nutnou pro překonání odporu proti deformaci rozříznutého náboje. Sílu pro překonání odporu proti deformaci není snadné určit přesně, protože je závislá na tuhosti náboje a uložení. Je však možné ji ovlivnit vhodným uložením náboje na hřídel. V případě uložení s malou vůlí bude deformace náboje menší.

V případě kuželové kontaktní plochy viz Obrázek 3-7 je účel stejný, tedy přenést moment a axiální sílu. Tuto variantu lze využít, pokud do návrhu konstrukce vstupují limitující rozměry spoje.

Vyvození tlaku v kontaktní ploše docílíme vytvořením síly v axiálním směru hřídele. Náboj s kuželovou dutinou natahujeme na čep prostřednictvím šroubového spoje. Vytvořením předpětí v šroubovém spoji vyvoláme požadovanou axiální sílu, která je geometrií povrchu rozložena na tlak v radiálním směru a sílu v axiálním směru. Šroubový spoj je proveden tak, že šroub je součástí hřídele nebo čepu a tvoří jeho zakončení, pak je natahování realizováno utahováním matice. Toto provedení je voleno pro menší průměry hřídelů. Nebo je do hřídele vytvořen vnitřní závit a náboj je natahován utahováním šroubu. Kuželovitost kontaktní plochy je parametr udávající sklon povrchové přímky kuželové plochy k základně. Kuželovitost čepu je definována vztahem $1/K$, kde $tg(\alpha/2) = 1/2 * K$.



Obrázek 3-7 Příklad kuželové kontaktní plochy [15]

3.3 Materiálové spoje

Z pohledu montáže se jedná o nerozebíratelný spoj minimálně dvou součástí. Spoj lze vytvořit [6], [7]:

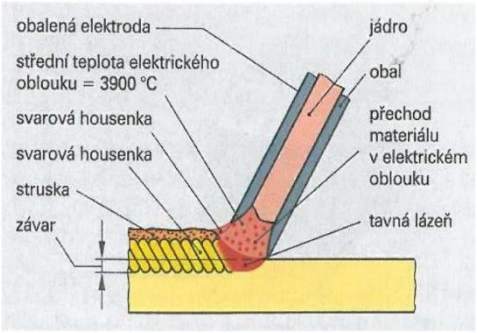
- svářením,
- pájením,
- lepením.

Vhodná metoda je volena dle požadavků na spoj, provozní podmínky, pracovní prostředí, konstrukční omezení a dostupnost optimální technologie. Aby spoj plnil svou funkci, musí být vytvořena dostatečně velké plocha průřezu spoje, která je schopna přenést provozní zatížení.

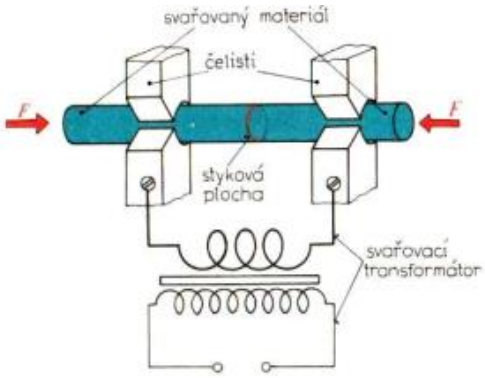
3.3.1 Svarové spoje

Svařování je metoda vytváření nerozebíratelného spoje. Působením tlaku, tepla nebo tlaku a tepla zároveň je dosaženo změny termodynamického stavu, při kterém nastanou podmínky vhodné pro vytváření nových meziatomárních vazeb.

Přívodem tepla jako formy energie do místa vytvoření spoje dojde k roztavení kontaktních ploch. Roztavením kontaktních ploch vznikne svarová lázeň, která vyplní volný prostor spoje v kterém chladnutím vznikne spoj. Přivedené teplo ovlivní chemické složení a mechanické vlastnosti jak v místě spoje, tak v jeho okolí. Z toho důvodu jsou užívány metody, které zabrání zhoršení kvality základního materiálu, a vylepší vlastnosti vzniklého spoje, viz příklad svařování el. obloukem (Obrázek 3-8).



Obrázek 3-8 Příklad svařování el. obloukem obalenou elektrodou [13]

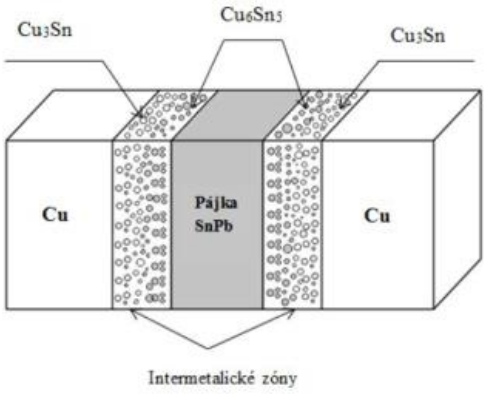


Obrázek 3-9 Schéma tlakového svařování [13]

Tlakové svařování je metoda, která umožňuje vytvořit svarový spoj. Kombinací působení tlaku a dodávky tepla dojde k částečnému natavení spojovaných součástí v kontaktních plochách a k vzniku plastických deformací. Za těchto podmínek je také možné vytvořit spoj, viz Obrázek 3-9.

3.3.2 Pájené spoje

Pájení je metoda vytváření nerozebíratelného spoje využitím fyzikálních vlastností některých slitin kovů. Vhodné sliny kovů pro vytváření pájeného spoje jsou nazývány pájky. Jedná se o skupinu slitin kovů, které mají nižší teplotu tavení než základní materiál, vzlínavost a tekutost. Naopak, spojované materiály musí vykazovat dobrou smáčivost. Pájením je vytvořen difuzní spoj povrchových vrstev základního materiálu. Příklad pájeného spoje viz Obrázek 3-10. Pro maximální využití fyzikálních vlastností musí být kontaktní plochy zbaveny nečistot a mastnoty. Podle teploty tavení pájky rozlišujeme pájení měkké a tvrdé:

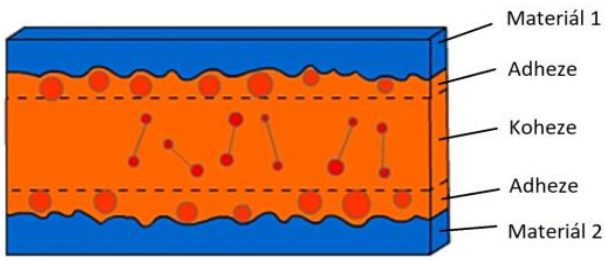


Obrázek 3-10 Schéma pájeného spoje [14]

- měkká pájka - teplota tavení do 450°C,
- tvrdá pájka - teplota tavení nad 450°C.

3.3.3 Lepené spoje

Lepení je vytvoření nerozebíratelného spoje lepidly (adhezivy). Proces lepení využívá adheze a koheze látek, viz Obrázek 3-11. Adheze vzniká mezi povrchy spojovaných materiálů. Základem jsou velmi slabé odpudivé nebo přitažlivé síly, které působí mezi molekulami. Tyto síly jsou známy jako Van der Waalsovy síly. Koheze je vlastní soudržnost lepidla. Energie nezbytná k odtržení částic lepidla od sebe je



Obrázek 3-11 Schéma lepeného spoje [12]

charakterizována jako kohezní energie. Tato energie popisuje velikost koheze. Před nanášením lepidla, musí být spojované plochy ve stavu, aby bylo lepidlo schopné přilnout k povrchu spojovaných součástí. Po ztuhnutí musí vykazovat dobrou soudržnost. Vytvoření spoje nastane, když lepidlo zabíhá a vyplňuje póry a nerovnosti povrchu, tuhnutím vznikají mechanické můstky. Takto lze popsat mechanickou adhezi [6].

3.4 Tvarové spoje

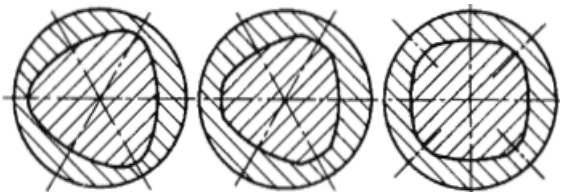
Tvarový spoj řeší přenos výkonu opřením styčných ploch tvarově podobných protikusů strojních součástí, které do sebe zapadají. Je navrhován jako rozebíratelný spoj. Vyvíjené požadavky na koncepci spoje ovlivňuje charakter provozu, konstrukční a technologické možnosti a ekonomické prostředky. Například, schopnost přenést požadovaný výkon, potažmo točivý moment, dostatečná životnost, která je závislá na druhu zatížení s požadovanou bezpečností, volba optimálního materiálu nebo volba optimální technologie výroby komponent spoje. Optimální volba těchto parametrů musí v neposlední řadě splňovat ekonomické požadavky [6], [7].

Tvarové spoje rozlišujeme následovně:

- spojení polygonové,
- spoje pery nebo klíny,
- spoje drážkované.

3.4.1 Polygonový spoj

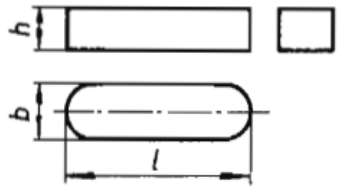
Profil spoje je definován matematickou křivkou. Základní profily jsou trojboké nebo čtyřboké. Spoje jsou samo-středící. Hlavní výhody těchto spojů jsou minimální výrobní nepřesnosti, snadná volba uložení, přenos velkých sil, možnost uložení v kuličkových ložiskách, dále nevnáší do hřídele vrubové účinky, nedochází k zeslabení hřídele. Příklad profilů polygonových spojů viz Obrázek 3-12.



Obrázek 3-12 Profil polygonového spoje [6]

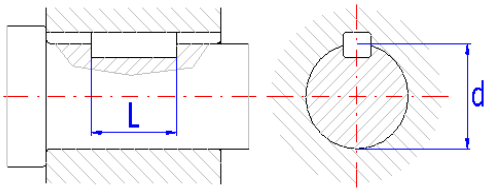
3.4.2 Spoje pery a klíny

Pero lze tvarem připodobnit kvádru, který se vsazuje do drážky vyrobené v hřídeli, viz Obrázek 3-13. Velikost pera a drážky je normalizována, včetně metody výroby a stavu povrchů.



Obrázek 3-13 Příklad těsného pera [6]

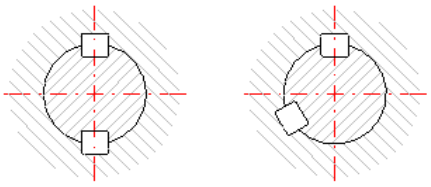
Na hřídel s vsazeným perem je nasouván náboj, ve kterém je na vnitřním průměru vyrobena drážka, viz Obrázek 3-14. Takto vzniklý spoj přenáší pouze točivý moment přes boky per. Proti axiálnímu posuvu je nutné náboj zajistit. Geometrie kontaktní plochy náboje a hřídele může být zvolena kuželová nebo válcová.



Obrázek 3-14 Schéma spoje těsným perem [10]

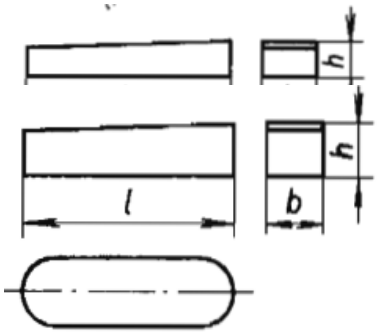
Tento druh spoje není vhodný pro střídavé zatížení a rázy. Spoj je vhodný pro přenos malých a středních výkonů, kde je nutné zaručit vzájemnou souosost a čelní házení, kde jsou rotační součásti spoje uloženy ve valivých ložiskách.

Provedení drážky pro pero hřídel značně zeslabuje, při návrhu je nutné brát v úvahu zmenšený průměr hřídele o hloubku drážky v hřídeli. Pero je na boku namáhané na smyk a na otlačení. Při návrhu se zjišťuje tlak vzniklý na boku pera a porovnává se s dovoleným tlakem. Na základě znalosti dovoleného tlaku a točivého momentu lze určit potřebnou dálku pera. V případě použití dlouhého pera je rozložení tlaku na bok nerovnoměrné, proto se doporučuje použít dvě kratší pera, s přesazením minimálně 120°, viz Obrázek 3-15.



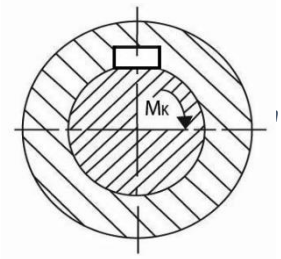
Obrázek 3-15 Schéma přesazení per [10]

Klín je tvarem a normalizovanými rozměry podobný peru, hlavním rozdílem je úkos, který je na klínu vytvořen, viz Obrázek 3-16 a Obrázek 3-17. Klíny jsou používány k vytvoření pevného rozebíratelného spoje vzepřením náboje na hřídeli, tím se do spoje vnese předpětí. Předpětím vyvolané tření přenáší axiální posuvnou sílu a točivý moment oběma směry. Spoje tohoto provedení nejsou vhodné pro použití tam, kde je vyžadovaná vzájemná souosost náboje



s hřídelem nebo čelní, popřípadě obvodové házení na náboji, stejně tak není vhodné je použít na hřídel, který je uložen ve valivém uložení.

Klín je využíván k přenosu točivého momentu, k tomu slouží klíny spojovací. K polohování náboje na hřídeli slouží klíny stavěcí. Spojovací klín se umisťuje rovnoběžně s osou rotace nebo kolmo k ose rotace, přenos točivého momentu je realizován podélně orientovaným klínem s osou rotace.

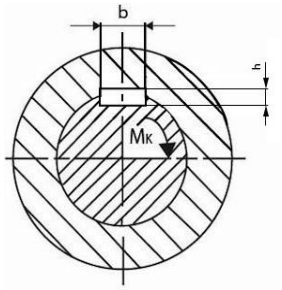


s oblými

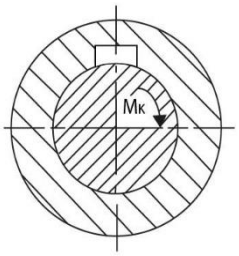
Ploský klín je využíván pro přenos mechanické energie. Přenos je zajištěn opřením spodní plochy ploského klínu na ploše vytvořené na hřídeli, viz Obrázek 3-18**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**.

Obrázek 3-18 Ploský klín [15]

Drážkový klín je zapuštěn do hřídele bez úkosu, viz Obrázek 3-19. Ploské klíny i drážkové jsou vyráběny s nosem, bez nosu nebo zaoblené. Pro přenos krouticího momentu lze využít i variantu třecího klínu, viz Obrázek 3-20.



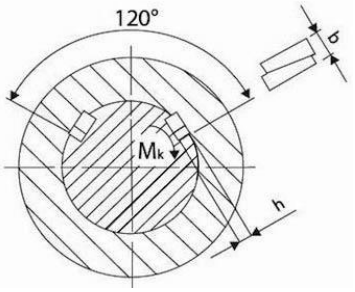
Obrázek 3-19 Drážkový klín [15]



Obrázek 3-20 Třecí klín [15]

Pro těžší součásti, např. průměry hřídelů *d > 100 mm*, je varianta klínů tangenciálních. Tyto klíny lze využít u velkých momentů a rázového zatížení. Točivý moment je přenášen dvojicí párů klínů, uspořádání je takové aby jeden pár přenášel zatížení v jednom smyslu, druhý pár v opačném smyslu. Tangenciální klíny jsou při tomto uspořádání přesazeny o 120°, viz Obrázek 3-21.

Drážky v náboji zeslabují náboj méně než drážkový klín, přitom přenáší větší podíl točivého momentu. Ve správně provedeném spoji je klín opřen ve své horní a dolní části. V těchto plochách je namáhán na otlačení, boky klínu jsou na otlačení namáhány minimálně. Tlak, který zatěžuje kontaktní plochy klínu, je závislý na síle, kterou je klín zaražen.



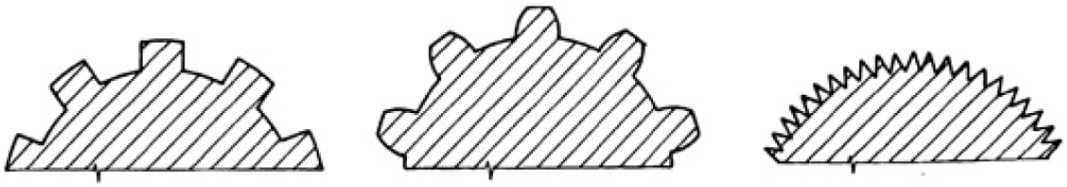
Obrázek 3-21 Tangenciální klíny [15]

3.4.3 Drážkované spoje

Vnější průměr hřídele a vnitřní průměr náboje je tvarově modifikovaný tak, aby na obvodu vznikly rovnoměrně rozmístěné zuby. Vytvořené zuby na vnějším průměru hřídele a drážky na vnitřním průměru náboje na sebe vzájemně lícují. Drážkované spoje jsou spoje rozebíratelné.

Drážkové spoje jsou navrhovány za účelem přenosu krouticího momentu. Ve srovnání se spoji klínovými nebo těsným perem vykazují mnohonásobně vyšší únosnost. Jednotlivé varianty drážkovaných spojů se liší v počtu zubů, v geometrii profilů zubů a v použití.

Drážkované spoje jsou viz Obrázek 3-22 Drážkování rovnoboké, evolventní, jemné [15]

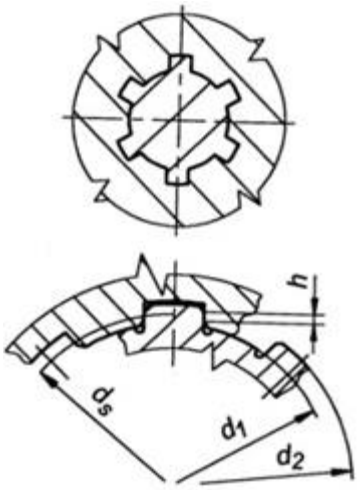


Obrázek 3-22 Drážkování rovnoboké, evolventní, jemné [15]

Přenos výkonu je založen na principu opření viz Obrázek 3-1, k tomu dochází na kontaktní ploše, kterou je bok zubu. Zuby drážkových spojů se kontrolují na otlačení, ohyb a smyk ve vetknutí zubu do hřídele.

- Rovnoboké drážkování

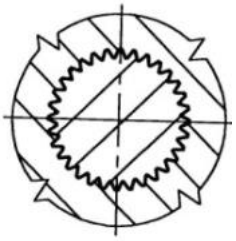
Rovnoboké drážkování je voleno do spojovacích uzlů, které jsou podrobeny přenosu velkých výkonů, rázovému nebo střídavému zatížení, a je vyžadován častý pohyb v axiálním směru při záběru zubů. Příklad rovnobokého drážkování viz Obrázek 3-23.



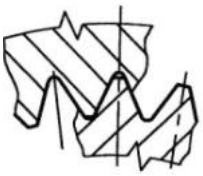
Obrázek 3-23 Rovnoboké drážkování [15]

Norma ISO 14 předkládá rozdělení na řadu lehkou a střední. Řady mají stejné stupňování vnitřních průměrů, sdílí stejný počet zubů. Vnější průměr je větší u střední řady než u lehké. Podle zatížení se volí vhodná řada, kontroluje se především otlačení, popřípadě ohyb zubu a smyk v patě zubu. Návrhový výpočet uvažuje pouze tři čtvrtiny zubů, které jsou zapojeny do zachycení zatížení. Na základě této úvahy se určí nosná délka zubů.

- Jemné drážkování



Boky zubů jemného drážkování tvoří na hřídeli lichoběžníkový nebo evolventní profil zubu. Modul evolventního profilu je m=1,5. Zuby jsou po obvodu roztečné kružnice rovnoměrně rozmístěny v roztečné vzdálenosti. Profil zubů v náboji je pouze lichoběžníkový, viz Obrázek 3-24.



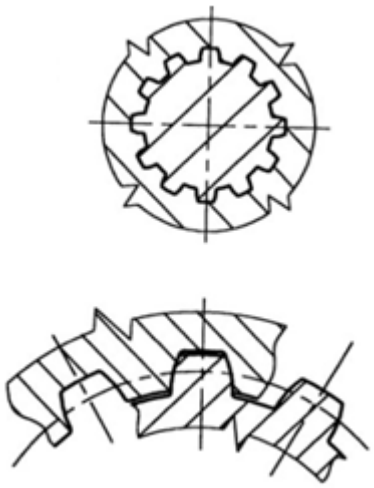
Obrázek 3-24 Jemné drážkování [15]

Boky zubů jemného drážkování do průměru hlavové kružnice D_{a1} 8 až 60 mm jsou rovinné, svírají úhel 60° a jsou na hřídeli i náboji. Další variantou spoje je kombinace zubů s evolventním profilem na hřídeli a lichoběžníkovým profilem zubů v náboji. Evolventní zuby na hřídeli jsou vyrobeny s modulem m=1,5 a úhlem záběru 27°30´ pro případy D_{a1} 65 až 120 mm. Zuby v náboji jsou s úhlem záběru 57°až 63°. Počet zubů se pohybuje v rozsahu z= 28 až 78 pro průměr D_{a1} = 8 až 120 mm.

Jemné drážkování vyžaduje vymezit provozní hřídelovou nesouosost vystředěním, například osazením náboje na průměr $\emptyset D_{f1}$s vhodným uložením, nebo použitím kroužků. Výhodou drážkování je malá délka náboje $(l \geq 0{,}2 * d)$. V rámci montáže je možné náboj nebo hřídel pootočit o velký počet zubů do optimální pozice.

Zeslabení hřídele je menší než u rovnobokého nebo evolventního drážkování. Výskyt smykových a ohybových napětí je nesrovnatelně menší než u napětí v kontaktní ploše. Při kontrole na otlačení je uvažována jedna polovina zubů, která se podílí na zachycení zatížení, tato úvaha poslouží k návrhu nosné délky drážkování. Jemné drážkování je definováno normou ČSN 01 4933 [20].

- Evolventní drážkování



Na vnějším obvodu hřídele jsou rozmístěny zuby. Boky zubů evolventního drážkování tvoří na hřídeli a v náboje evolventní profil. Bok zubu hřídele je konvexní plocha, bok zubu náboje je konkávní plocha. Rozteč mezi zuby zajišťuje jejich rovnoměrné rozmístění po obvodu roztečné kružnice, viz Obrázek 3-25.

Obrázek 3-25 Evolventní drážkování [15]

Výčet některých norem, které definují evolventní drážkování:

- ČSN 01 4950
- DIN5480
- ISO4156
- ANSI B82.1

4 Evolventní drážkování

V následující části bude podrobněji rozebrána problematika evolventního drážkování. Podrobnější popis zahrnuje pojednání o základní geometrii, kterou je tento specifický spoj definovaný. Dále bude přiblíženo téma návrhu modifikace geometrie zubu, jehož cílem je kompenzace negativních efektů záběrových poměrů. V této části jsou hlavní podklady pro část analytickou a praktickou.

Společný a základní geometrický prvek náboje a hřídele je roztečná kružnice, jde o součin modulu a počtu zubů (4). Oba činitelé mají hodnoty dané normou. Podíl průměru roztečné kružnice a počtu zubů udává hodnotu modulu, tato hodnota vyjadřuje velikost zubu nebo také jemnost drážkování.

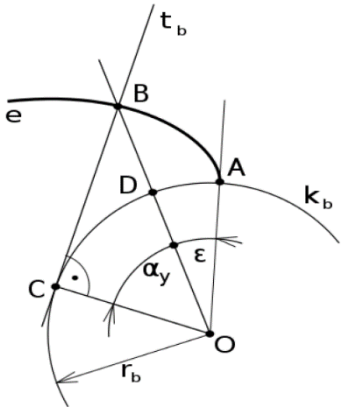
Součin průměru roztečné kružnice a funkce $\cos(\alpha)$, kde α je úhel záměru, definuje průměr základní kružnice (5). Na průměru základní kružnice je umístěn počátek křivky evolventy profilu boku zubu, která je popsána parametricky vztahy (6) a (7) viz Obrázek 4-1**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**.

$$D = m * z \tag{4}$$

$$D_b = m * z * \cos(\alpha) \tag{5}$$

$$x = r_b * (\cos(\varphi) + \varphi * \sin(\varphi)) \tag{6}$$

$$y = r_b * (\sin(\varphi) - \varphi * \cos(\varphi)) \tag{7}$$

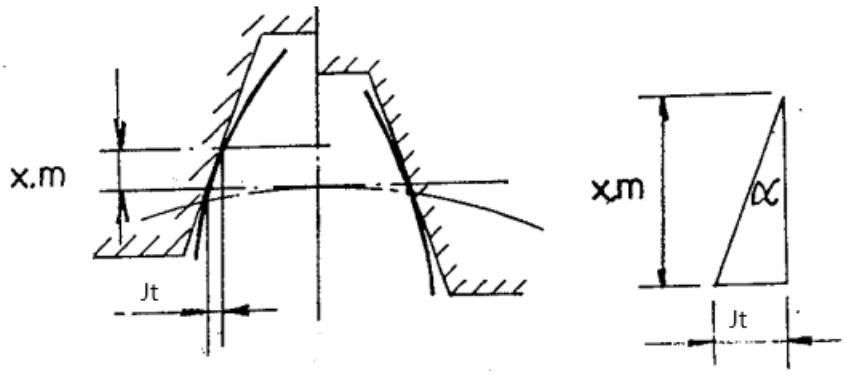


Obrázek 4-1 Křivka evolventy [22[21]

4.1 Posunutí základního profilu

Posunutí základního profilu je definováno normou, ovlivňuje tloušťku zubu. V případech definování vůle J_t na boku zubů je posunutí základního profilu dopočítáno (8). Posunutí základního profilu je provedeno na hřídeli.

$$\frac{J_t}{-x * m} = tan(\alpha) \tag{8}$$

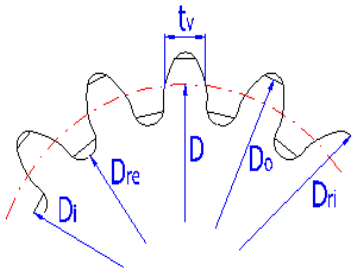


Obrázek 4-2 Posunutí základního profilu. [7]

V případě nutnosti lze posunutí základního profilu dopočítat na základě definované tloušťky zubu $\widehat{S_1}$ na roztečné kružnici (9). Pro ilustraci viz Obrázek 4-2.

$$\frac{\widehat{S_1} - m * \frac{\pi}{2}}{2 * tg(\alpha)} = m * x \tag{91}$$

V závislosti na definovaných základních parametrech jsou dopočítány geometrické prvky evolventního drážkování, kterými je dokončena základní geometrie, viz Obrázek 4-3.



Obrázek 4-3 Základní geometrie evolventního drážkován9 [10]

Konkrétně norma ČSN 01 4950 [17] udává definici kružnic patních, hlavových, rozměry geometrie zubu, provedení přechodu zubu na dno drážky nebo úpravu svršku zubu.

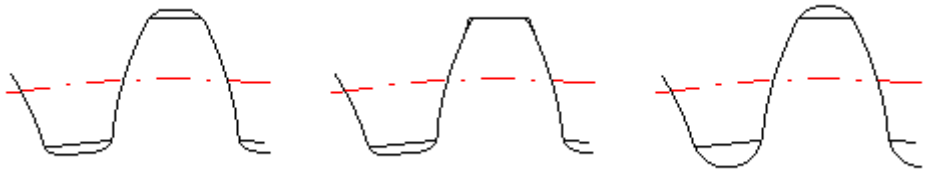
4.2 Středění evolventního drážkování

Středění je voleno jako forma kompenzace nedokonalosti drážkového spoje. Volba středění je ovlivněna umístěním spoje vzhledem k uložení hřídele a náboje, a charakterem zatížení. Pro evolventní drážkování jsou k dispozici tři varianty středění, viz Obrázek 4-4.

a) středění na boku zubů rovným dnem drážek,
b) vnější středění,
c) středění na boku zubů s oblými dny drážek.

Středění na boky zubů uvažuje teoreticky nulovou vůli na boku zubů. Vnější středění uvažuje teoreticky nulovou vůli na průměru hlavové kružnice hřídele a patní kružnice náboje. Dna drážek jsou vyrobena plochá. Problematikou vůle na boku zubů se zabývá práce *Influence of Gear Loads on Spline Couplings* [4].

Rozměrová kontrola evolventního drážkování, se řídí dle předepsaných mezních úchylek. Volba mezních úchylek je závislá na provedení středění, na uložení, na způsobu měření některých partií evolventního drážkování. Uvažované uložení lisovaná, smyková, lehce posuvná. Rozměrová kontrola zahrnuje kontrolu tloušťky zubu hřídele, šířku drážky náboje, průměr hlavové a patní kružnice náboje, průměr hlavové kružnice hřídele. Šířka drážky náboje a tloušťka zubu hřídele, je kontrolována v horní poloze a dolní poloze zubu. V polohách je tedy měřen horní mezní rozměr a dolní mezní rozměr. Mezní úchylka je definována dle způsobu měření, to je provedeno tvarovým měřidlem nebo přes válečky, Preferované úchlky dle normy ČSN 01 4950 viz Tabulka 12, [17].



Obrázek 4-4 Středění na boky - rovná dna drážek, vnější středění, středění na boky - oblá dna drážek [10]

4.3 Úhel záběru

Norma ČSN 01 4950 předepisuje pro evolventní drážkování jednotnou hodnotu úhlu záběru $\alpha = 30°$. Nastavení úhlu záběru ovlivňuje rozměry zubu a únosnost celého spoje.

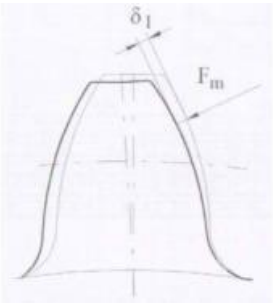
Níže v Tabulka 1 Preferované úhly záběruTabulka 1, jsou uvedeny úhly záběrů užívané v normách ANSI B92.1, DIN 5480, ISO 4156, AGMA S45-A18.

Tabulka 1 Preferované úhly záběru

N/A	Úhel záběru α		
Norma	30°	37,5°	45°
ČSN 01 4950	30°	X	X
DIN 5480 a ISO 4156	30°	37,5°	45°
ANSI B92.1	30°	37,5°	45°
AGMA a S45-A18	30°	37,5°	45°

4.4 Záběrové poměry

Záběrové poměry jsou předdefinovány teoretickým návrhem hřídelového spoje. Je třeba uvažovat, že jsou ovlivňovány následujícím: výrobní úchylky, deformace součástí drážkového hřídelového spoje, vlastní deformace zubů drážkování, technický stav nebo stupeň opotřebení zubů drážkování.



Obrázek 4-5 Deformace zubu silou Fm [8]

Výrobní úchylky představují odchylky od teoretických předpokladů, které vznikají samotnou výrobou, a jsou načítány během montáže.

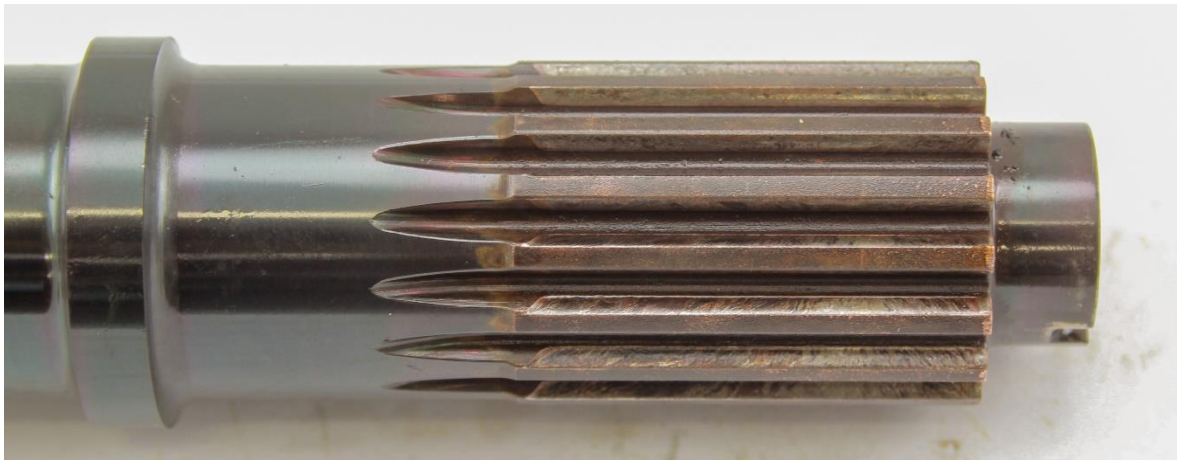
Technický stav součástí spoje nebo stupeň opotřebení jednotlivých součástí ovlivňuje vzájemnou polohu spojovaných součástí. Jinými slovy tyto dva faktory mají svůj podíl na záběrových poměrech drážkového spoje.

Výsledkem jsou odchylky od teoretických předpokladů o vzájemné poloze zubů. Příklad uvažované deformace zubu po zatížení silou F_m viz Obrázek 4-5.

Důsledkem nízké kvality záběrových poměrů je dočasně zvýšená míra opotřebení nebo zvýšená rychlost opotřebení zubů drážkování a ostatních částí spoje. Viz zdroje [4], [19].

4.5 Hřídelová nesouosost

Hřídelová nesouosost je naznačena v předchozí části 4.4. Výsledná nesouosost spojovaných hřídelů je dána kombinací výrobních nepřesností obou hřídelů a okolní konstrukce v které jsou obě součásti uloženy. Ve spoji panuje současně vzájemná různoběžnost a mimo běžnost rotačních os hřídele a náboje, nebo také spojovaných hřídelů. Důsledkem hřídelové nesouososti je přídavné lokální přetěžování, pro které není drážkování navrženo viz. Obrázek 4-6.



Obrázek 4-6 Opotřebení evolventního drážkování

4.6 Výrobní úchylky

Mají za následek rozdílné vůle na boku zubů mezi sousedními zuby v záběru. Tyto rozdíly způsobují rozdíl v tom, kdy jednotlivé páry zubů přicházejí do záběru. Tento efekt způsobuje dočasné přetěžování jednotlivých zubů a zvýšení rychlosti vzniku opotřebení.

Rozdílné vůle na boku zubů mezi sousedními zuby v záběru má například i kombinace dílů nových a zaběhnutých.[4].

4.7 Optimalizace geometrie drážkování

Pro optimalizaci evolventního drážkování se uplatňují některé metody modifikace geometrie zubů ozubených převodů. Účelem je zlepšení záběrových poměrů nebo kompenzace některého z negativních vlivů.

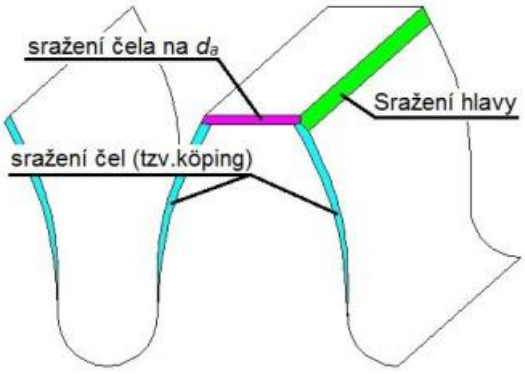
Optimalizací evolventního drážkování jsou myšleny úpravy geometrie zubu, zejména se jedná o úpravu boční křivky zubu a úpravu evolventy boku zubu. Zpravidla je upravována hřídel s vnějším drážkováním.

Z toho hlediska úpravy můžeme rozlišit na:

- technologické úpravy,
- příčnou modifikaci,
- podélnou modifikaci.

4.7.1 Technologické úpravy

Jedná se o sražení hran a začištění otřepů hlavy zubů. Norma ČSN 01 4950 předepisuje míru sražení hran hlavy zubů. Příklad technologicky upravovaných partií zubů viz Obrázek 4-7.



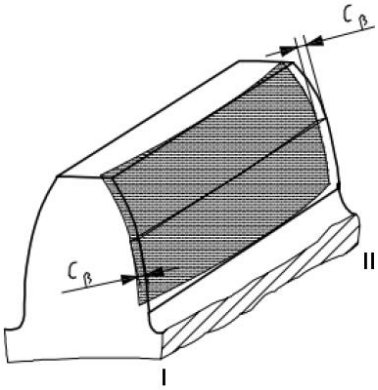
Obrázek 4-7 Technologické úpravy [8]

4.7.2 Příčná modifikace zubu

V případě evolventního drážkování je příčná modifikace omezena pouze na odlehčení hlavy zubu. Odlehčení je provedeno výrazným sražením nebo plynulou úpravou evolventy. Příčná modifikace je řízena doporučeným rozměrem. Příklad příčné modifikace zubu viz Obrázek 4-8 kde velikost příčné modifikace je rozdíl d_a a d_{Ca}.

Obrázek 4-8 Příčná modifikace zubu [8]

4.7.3 Podélná modifikace zubu

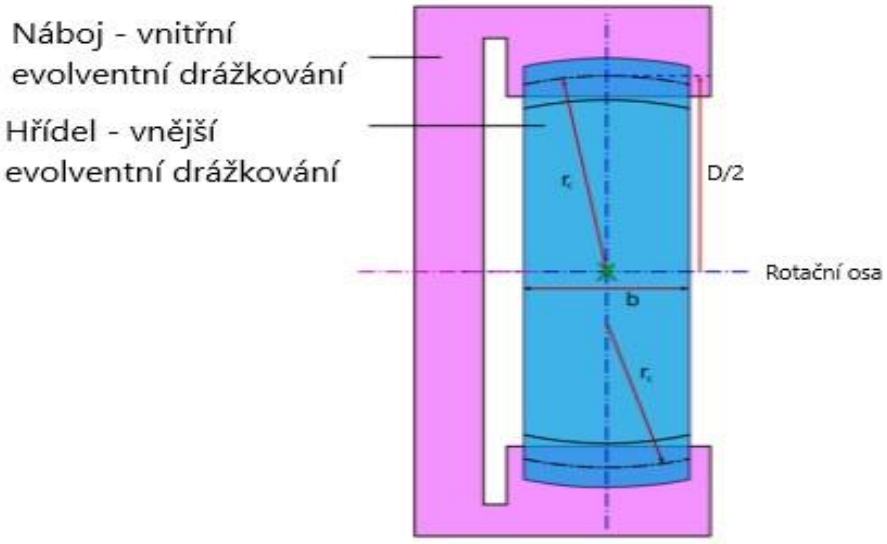


Je úprava boční křivky zubu. Úprava je provedena v krajních částech šířky drážkování nebo plynule přes celou šířku drážkování. Velikost podélné modifikace je řízena parametrem C_β. Tabulka 9 viz str. 45 zobrazuje doporučené hodnoty podélné modifikace. Příklad plynulého provedení podélné modifikace viz Obrázek 4-9.

Obrázek 4-9 Podélná modifikace zubu [1]

4.7.4 Modifikace výšky zubu

Výška zubu C_a je upravena snížením v krajních částech šířky drážkování nebo je provedena jako plynulé zaoblení přes celou šířku drážkování viz Obrázek 4-10.



Obrázek 4-10 Modifikace výšky zubu [1]

4.8 Návrh podélné a výškové modifikace

V této části není uvedeno odvození podélné a výškové modifikace zubu evolventního drážkování, vychází z teorie, viz zdroje [1] a [2]. Jsou uvažovány dvě výchozí pozice. Základní geometrie je uvažována dle ČSN 01 4950 [17].

Jako výchozí parametr je doporučená hodnota velikosti modifikace boční křivky zubu C_β. Tabulka doporučených hodnot Tabulka 9 (viz str. 45) zobrazuje hodnoty C_β závislé na třídě přesnosti výroby a šířce drážkování.

První výchozí pozice představuje návrh podélné a výškové modifikace aplikované na drážkování spojovacího uzlu, který je součástí širšího designerského projektu, jehož cílem

je navrhnout nový stroj. V tomto případě je možné více či méně upravovat rozměry základní geometrie. Cílem je předejít negativním vlivům záběrových poměrů.

Druhá výchozí pozice je založena na návrhu modifikace již existujícího drážkování s relativně malou možností změny základní geometrie drážkování. Cílem je kompenzovat již vzniklé nekvalitní záběrové poměry.

4.8.1 Návrh modifikace designu evolventního drážkování

V této části popíšu návrh modifikace designu evolventního drážkování, návrh designu je součástí návrhu projektu nového mechanismu nebo stroje. V této části jsou vstupní parametry úhel vyosení θ a vůle na boku zubu J_t. Úhel vyosení θ lze odvodit z třídy přesnosti a navržené tolerance vzájemné souososti hřídele a náboje. Vůle na boku zubu J_t je definována návrhem optimalizace geometrie zubu. Na základě hodnot J_t a θ předběžně určíme šířku drážkování b_{2-N} vztahem (10).

$$b_{2-N} = \frac{2 * J_t}{\theta} \tag{10}$$

Kontrola navržené šířky drážkování se řídí (11), odečtením z tabulky doporučené hodnoty velikosti modifikace boční křivky zubu C_β viz Tabulka 9, která je volena dle třídy přesnosti a šířky drážkování.

$$C_{\beta-N} = \frac{\theta^2 * b_{2-N}^2}{8 * J_t} \tag{11}$$

Výsledek $C_{\beta-N} \neq C_\beta$ vyžaduje upravit některou ze vstupních hodnot, a tím zajistit platnost $C_{\beta-N} = C_\beta$.

V dalším kroku je navržen rádius ρ, který popisuje plynulou modifikaci boční křivky zubu.

$$\rho = \frac{b_2^2}{8 * C_\beta} \tag{12}$$

4.8.2 Modifikace designu evolventního drážkování

V tomto případě je modifikace designu evolventního drážkování navrhována na základě požadavků z provozu spojovacího uzlu. Vstupními parametry jsou šířka drážkování b_2 a maximální úhel vyosení θ. Vzhledem k šířce drážkování a třídě přesnosti výroby je odečtena velikost modifikace boční křivky zubu C_β dle tabulky Tabulka 9Tabulka 9.

Vůle na boku zubů J_t je definována na základě vstupních parametrů b_2, θ, a doporučené C_β.

$$J_t = \frac{b_2^2 * \theta^2}{8 * C_\beta} \tag{13}$$

Výpočet poloměru modifikace boční křivky zubu

$$\rho = \frac{J_t}{\theta^2} \tag{14}$$

Kapitoly 4.8.1 a 4.8.2 navrhují výpočet poloměru zaoblení boční křivky zubu ρ. Je nutné zkontrolovat teoretickou polohu bodu dotyku *M*. Poloha nesmí být mimo šířku drážkování.

4.8.3 Kontrola bodu dotyku

Teoretický bod dotyku M ve vzdálenosti δ_M je měřen od středu šířky drážkování ke kraji. Maximální vzdálenost je označena δ_{Mmax}, a musí platit:

$$\delta_{Mmax} = \frac{b_2}{2} \geq \delta_M \tag{15}$$

Obecný popis polohy bodu dotyku M ve vzdálenosti δ_M a popsaný úhlem $\varphi \in (0°, 90°)$ vyjadřuje vztah (16).

$$\delta_M = \rho * \theta * \cos(\varphi) \tag{16}$$

Nesplnění podmínky (15) vyžaduje korekci některého z parametrů a následnou kontrolu. Parametr plynulé výškové modifikace zubu r_c definuje závislost parametru modifikace boční křivky zubu ρ na funkci tangens úhlu záběru evolventního drážkování α.

$$r_c = \rho * \mathrm{tg}(\alpha) \tag{17}$$

4.9 Kontrola únosnosti

Únosnost modifikovaného zubu nelze popsat vztahy udávané normou ČSN 01 4950, protože se významně změnila geometrie zubu.

4.9.1 Kontaktní tlak

Z důvodu geometrické komplikovanosti kontaktních ploch boku zubu hřídele, který je modifikovaný zaoblením, je kontaktní tlak analyzován obecným řešením Hertzova tlaku dle vztahu (18), zdroj [2].

$$p = \frac{1{,}5 * F}{\pi * \lambda * \xi} \tag{18}$$

Výpočet obvodové síly dle vztahu (19).

$$F = \frac{2 * M_k * \cos(\alpha)}{d} \tag{19}$$

Rozměry poloos dotykových elips λ a ξ. Geometrická konstanta m, materiálová konstanta n se určí dle materiálu a geometrie kontaktních ploch.

4.9.2 Napětí v ohybu

Výpočet ohybového napětí v patě zubu je doporučeno analyzovat dle normy ISO 6336:2006, výpočtový model vychází z modelu pro ozubená kola. Srovnání výpočtového modelu viz zdroj [3].

2 $$\sigma_o = \frac{F * Y_F * Y_S}{b_2 * m} \tag{20}$$

Vystupující činitelé

$Y_S = Koncentrátor\ napětí$

$Y_F = Geometrický\ faktor$

$b_2 = Šířka\ drížkování$

$m = modul$

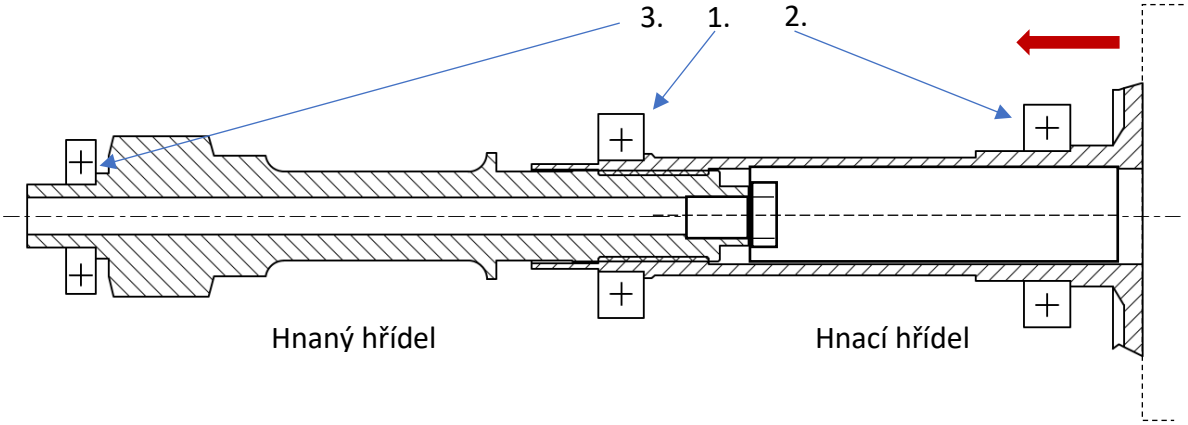
5 Analytická a praktická část

V části analytické a praktické se budu zabývat následujícím:

- vyhodnocení naměřených dat opotřebení zubů evolventního drážkování a vygenerování modelu rychlosti opotřebení v závislosti na hodinách,
- stanovení návrhového modelu rychlosti opotřebení zubů evolventního drážkování,
- navrhnutí vhodné alternativy modifikace evolventního drážkování,
- zvolení vhodné alternativy a tu doplnit modifikací geometrie boku zubu.

5.1 Popis konstrukce

Uspořádání hřídelového spoje a uložení v podporách je provedeno následovně. Hnací hřídel je uložen radiálně ve dvou ložiskách 1. a 2. Evolventní drážkování je umístěno na pozici 1., v místě uložení hřídele, na vnitřním průměru dutiny. Hnaný hřídel je uložen radiálně v jednom ložisku na pozici 3., na pozici 1. je hřídel uložen opřením v drážkování. Hnaný hřídel je zajištěn proti axiálnímu posuvu tak, že je natažen šroubem do dutiny hnacího hřídele, axiálnímu pohybu je zamezeno opřením o další prvky konstrukce.



Obrázek 5-1 Schéma hřídelového spoje

Provedení evolventního drážkování je navrženo dle normy ČSN 01 4950 [17]. Vnitřní drážkování hnacího hřídele je provedeno s plochým dnem, rozměr šířky drážky náboje je vyroben v tolerančním poli H9 pro kontrolu tvarovým měřidlem, pro kontrolu přes válečky, norma definuje velikost tolerančního pole D10.

Vnější drážkování hnaného hřídele je vyrobeno s oblými dny, norma definuje velikost tolerančního pole d10. Středění na boky zubů. Maximální úchylka směru drážkování s osou hřídele 0,05/100 platí pro drážkování hnací i hnané hřídele. Uložení H9/d10 je s vůlí, dovoluje velké tolerance. Charakter uložení dovoluje snadnou montáž rukou.

Tabulka 2 Parametry původního evolventního drážkování

	Hnací	Hnaný
Modul	1,5	
Počet zubů	16	
Roztečný průměr kr.	24	
Hlavový průměr kr.	22	24,6
Patní průměr kr.	25	21,4
Posunutí nástroje	-0,25	
Úhel tlaku	30°	
Délka drážkování	30	
Výška zubu	1,5	1,6

Drsnost povrchu je normou doporučena pro středění na boky zubů, v těchto hodnotách:

- temena zubů R_a=12,5 až 6,3 na náboji,
- hřídel R_a=6,3 až 3,2, d
- na drážek na hřídeli a náboji R_a=6,3 až 3,2,
- boky zubů R_a=3,2 až 1,6.

Materiál hnacího hřídele WL 1.6722.9, kaleno a popouštěno na mez pevnosti R_m=1130 až 1270 N/mm^{-2}, smluvní mez kluzu $R_{p0,2min}$=930N/mm^{-2}, Kalení v oleji při 850°C 15 minut. Popuštěno při teplotě 450-470°C 1 hodinu, ochlazeno na vzduchu.

Materiál hnaného hřídele P-TER.4, odpovídá materiálu 1.6657.4 (AISI 9310). Hřídel je cementován do hloubky 0,4 mm s tolerancí +0,2 mm. Předepsaná tvrdost boku zubu 60-62 HRC. Mez pevnosti R_m=1030 až 1430 N/mm^{-2}.

Kontrolní výpočet dle normy ČSN 01 4950 [17]

$\sigma_o = 802{,}26\ N/mm^{-2}$, Ohyb zubu,

$p = 804{,}92\ N/mm^{-2}$, Tlak v kontaktní ploše.

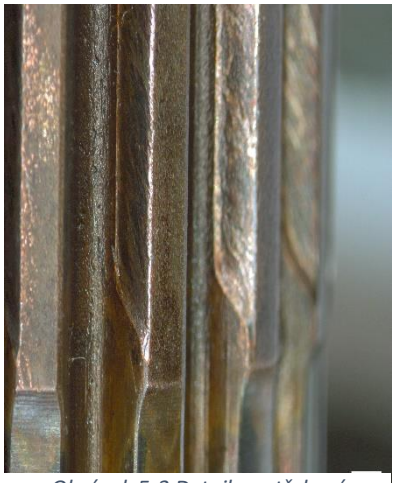
5.2 Zpracování a vyhodnocení naměřených dat

Obrázek 5-2 Detail na opotřebení evolventního drážkování

Jako výchozí zdroj pro vytvoření modelu rychlosti vývoje opotřebení zubů evolventního drážkování jsou shromážděna a zpracována data z celkem 149 měření provedených na dílech z provozu. Měření se provádělo vždy při zásahu do motoru, měření se soustředilo na otlačení boku zubu na hnaném i hnacím hřídeli, viz Obrázek 5-2 a Obrázek 5-3.

Z celkové sumy dat byla vybrána data, která svou hodnotou výrazně nevyčnívala v porovnání s průměrem v dané hodnotě odpracovaných hodin.

Zpracování dat představuje vyčlenění vhodných dat měření z celkového objemu dat. Vhodná data jsou řazena podle počtu odpracovaných hodin, podle průměrného pracovního cyklu a přenášeného výkonu. Celkový počet měření je redukován na hodnotu 54 měření pro hnací hřídel, 41 měření pro hnanou hřídel.



Obrázek 5-3 Detail opotřebení evolventního drážkování

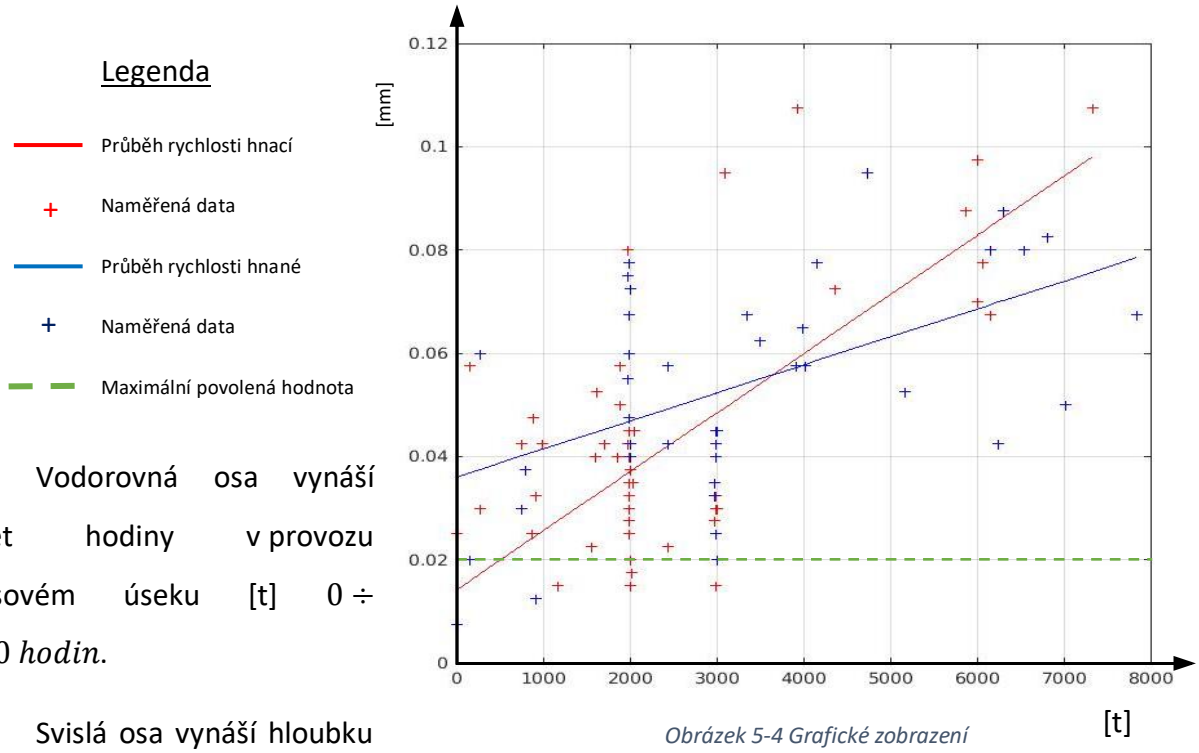
V datech se nevyskytuje žádný díl, který by byl měřen dvakrát, a to před a po uplynutí stanovené doby do generální opravy.

5.3 Zhodnocení metody zpracování dat

Pro sestavení modelu rychlosti opotřebení je použita metoda regresní analýzy dat [16] lineárního typu programem Matlab. Kvalita modelu je posouzena podle koeficientu korelace a směrodatné odchylky, jako pomocné parametry modelu jsou použity součtu čtverců a totální součet čtverců.

Koeficient korelace je v případě lineárního modelu vhodnější pro posouzení kvality než koeficient determinance r^2, který charakterizuje rozptyl. Při koeficientu korelace $r = 1$ model vykazuje přímou závislost. Koeficient korelace navrženého modelu je $r = 0{,}92$. Odhad směrodatné odchylky $s = 1{,}7401 * 10^{-4}$ pro libovolné měření.

5.4 Model rychlosti opotřebení



Obrázek 5-4 Grafické zobrazení modelu rychlosti vývoje opotřebení

Vodorovná osa vynáší počet hodiny v provozu v časovém úseku [t] $0 \div 8000\ hodin.$

Svislá osa vynáší hloubku vtisku na boku zubu v rozsahu $0 \div 0{,}12\ mm$.

Maximální povolená hodnota opotřebení 0,02 mm je prezentována přerušovanou zelenou křivkou. Hodnota je definována vlastníkem dokumentace.

Grafické zobrazení modelu rychlosti opotřebení je reprezentováno plnou čárou pro hnací a hnaný hřídel.

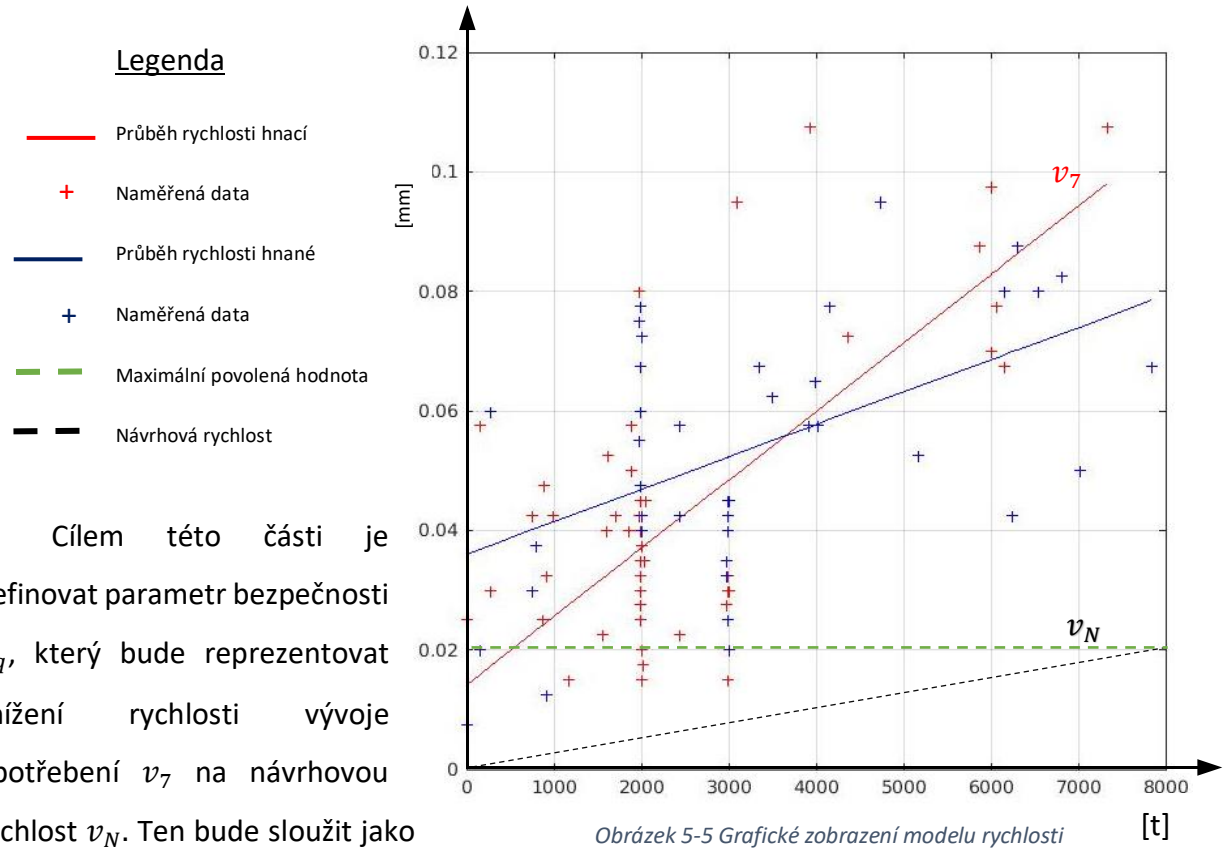
Graf zobrazuje jednotlivá měření reprezentovaná křížky vůči zelené přerušované čáře. Poloha přibližně 90 % naměřených dat je nad povolenou maximální hodnotou opotřebení.

Většina případů měření hnaného hřídele je při odpracování 2000 hodin 1,5 až 2 krát větší než je maximální povolená hodnota. V případě hnaného hřídele se jedná o dvou- až čtyřnásobné překročení.

Po odpracování 3000 hodin se hodnoty opotřebení hnacího a hnaného hřídele pohybují v nižších hodnotách. Tento jev lze vysvětlit rozdílným charakterem pracovního cyklu.

Měřením neprošel žádný díl, který by byl měřen před a po odpracování doby do generální opravy. Zobrazené modely jsou sestaveny na základě četnosti a přímo spolu nesouvisí.

5.5 Návrh dovolené rychlosti opotřebení a parametru bezpečnosti k_q



Obrázek 5-5 Grafické zobrazení modelu rychlosti vývoje opotřebení a návrhové rychlosti vývoje opotřebení

Cílem této části je definovat parametr bezpečnosti k_q, který bude reprezentovat snížení rychlosti vývoje opotřebení v_7 na návrhovou rychlost v_N. Ten bude sloužit jako podklad pro návrh optimalizace základních parametrů drážkování.

Na základě definovaného maximálního dovoleného opotřebení je stanovena návrhová rychlost vývoje opotřebení na $0{,}02\ mm\ za\ 8000\ hodin$, která je graficky znázorněna přerušovanou černou křivkou. Časový úsek $8000\ hodin$ reprezentuje dvě pracovní období v délce $4000\ hodin$.

Vodorovná osa vynáší čas [t] v časovém úseku $0 \div 8000\ hodin$. Svislá osa vynáší hloubku vtisku na boku zubu v rozsahu $0 \div 0{,}12\ mm$.

Rychlost vývoje opotřebení hnacího hřídele:

Z křivky rychlosti opotřebení hnacího hřídele je odečtena hloubka vtisku $0{,}098\ mm$ při odpracované době v provozu $7333\ hodin$.

$$v_7 = \frac{mm}{h} = \frac{0{,}098}{7333} = 1{,}336 * 10^{-5} \tag{21}$$

Návrhová rychlost vývoje opotřebení:

Navrhová rychlost je sesatvena z maximální dovolené hloubky vtisku $0{,}02\ mm$ za časový úsek $8000\ hodin$ v provozu.

$$v_N = \frac{mm}{h} = \frac{0{,}02}{8000} = 0{,}25 * 10^{-5} \tag{22}$$

$$\frac{v_7 - v_N}{v_7} = \frac{7{,}657 - 1{,}432}{7{,}657} * 100 = 81{,}29\% \tag{23}$$

Po zaokrouhlení výsledku rovnice, je definován rozdíl mezi rychlostí vývoje opotřebení v_7 a v_N v hodnotě 80%. Na základě těchto výpočtů vygeneruji hodnotu parametru bezpečnosti $k_q = 1{,}8$.

Parametr bezpečnosti k_q bude vystupovat v následujících výpočtech vystupovat jako zvětšující násobek původních parametrů geometrie drážkování viz. Tabulka 2.

5.6 Návrhové výpočty evolventního drážkování

V následující části je návrh základní geometrie základních parametrů s využitím vygenerované konstanty k_q. Obsahuje zhodnocení únosnosti v ohybu a kontaktním tlaku.

Základní parametry jsou $modul\ m$, počet zubů z, šířka drážkování b_2, úhel záběru α, který je definovaný normou ČSN 01 4950 [17] na hodnotu $\alpha = 30°$ a zůstane zachován. Použité vztahy dle ČSN 01 4950 [17] rozšířené o konstantu $k_q = 1{,}8$.

5.6.1 Návrh základních parametrů

Tato část se bude zabývat návrhem základních parametrů s využitím parametru bezpečnosti k_q vygenerovaného v části 5.5.

$$z´ = z * k_q = 16 * 1{,}8 = 28{,}8 \doteq 28 \quad (24)$$

$$m´ = m * k_q = 1{,}5 * 1{,}8 = 2{,}7 \doteq 2{,}5 \quad (25)$$

$$b_2´ = 30 * k_q = 30 * 1{,}8 = 54\ mm \quad (26)$$

Zaokrouhlením z´=28,8 na nejbližší normalizovaný počet zubů při zachování původního modulu m=1,5 je z_{op}=28. Do výpočtu geometrie drážkování jsou pro srovnání zahrnuty počty pro varianty zubů z= 26, 28, 30.

Zaokrouhlením m=2,7 na nejbližší normalizovanou hodnotu získáme m=2,5, uvažovaný počet zubů z= 12, 14, 16,18.

Uvažovaná šířka drážkování $b_2 = 30 \div 54\ mm$ pro obě varianty modulu.

Vztahy pro definování geometrických parametrů viz [17]s tabulkou definovaných rozměrů kružnic a parametrů zubů. Souhrn výsledků viz Tabulka 3.

Tabulka 3 Souhrn výsledků návrhu základních parametrů

Modul *m* *[mm]*	Počet zubů *z*	Šířka drážkování b_2 [mm]	Varianty
1,5	26	$30 \div 54$	č.1
	28		č.2
	30		č.3
2,5	12		č.4
	14		č.5
	16		č.6
	18		č.7

Analýza zatížení základní geometrie zubů dle vztahů normy ČSN 01 4950 [17], použita pro obě varianty navrhovaných modulů.

5.6.2 Dovolené zatížení

Pro materiál WL 1.6722.9 s $R_{p0,2} = 930\ N/mm^2$ jsou určeny následující mezní hodnoty zatížení. Uvažovaná konstanta bezpečnosti $k = 2$.

Dovolený tlak

$p_{D-min} = 300\ N/mm^2$

Dovolené napětí v ohybu

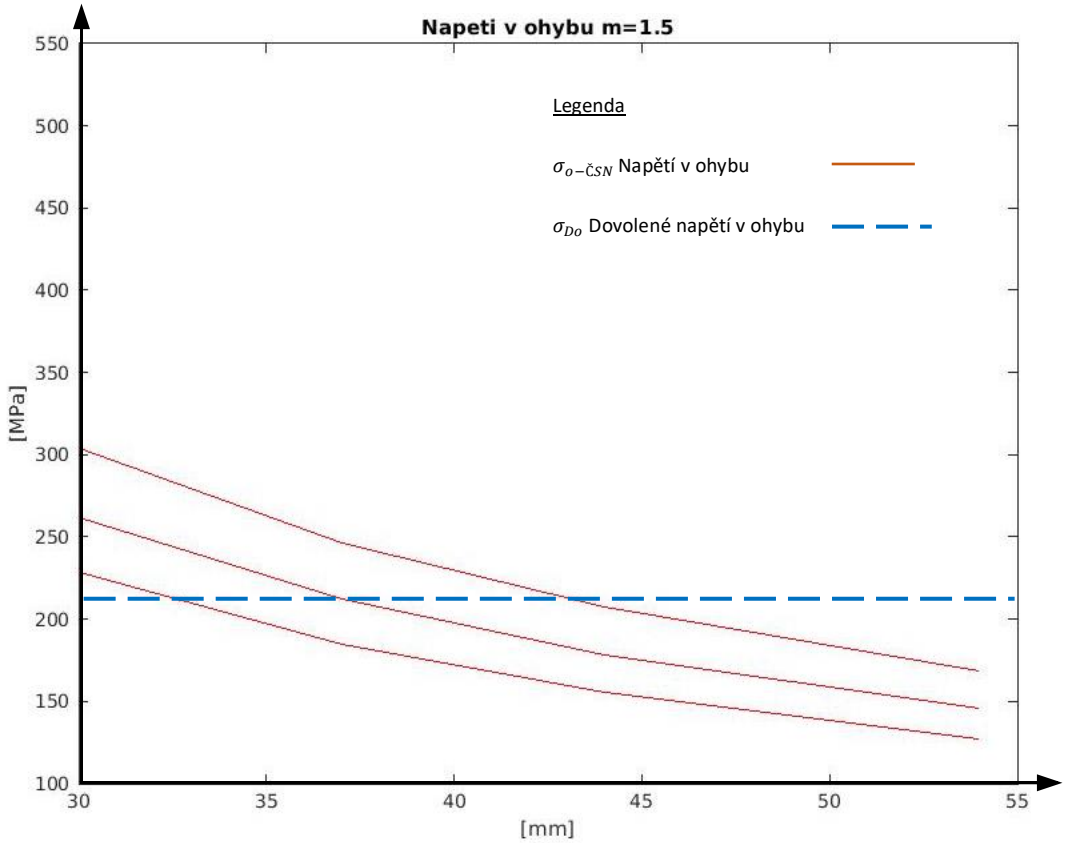
$$\sigma_{Do} = \frac{R_{p0,2}}{k} * 0{,}45 = \frac{930}{2} * 0{,}45 = 209{,}25\ N/mm^2 \quad (27)$$

Dovolené smykové napětí

$$\tau_D = \frac{R_{p0,2}}{k} * 0{,}6 = \frac{930}{2} * 0{,}45 = 279\ N/mm^2 \quad (28)$$

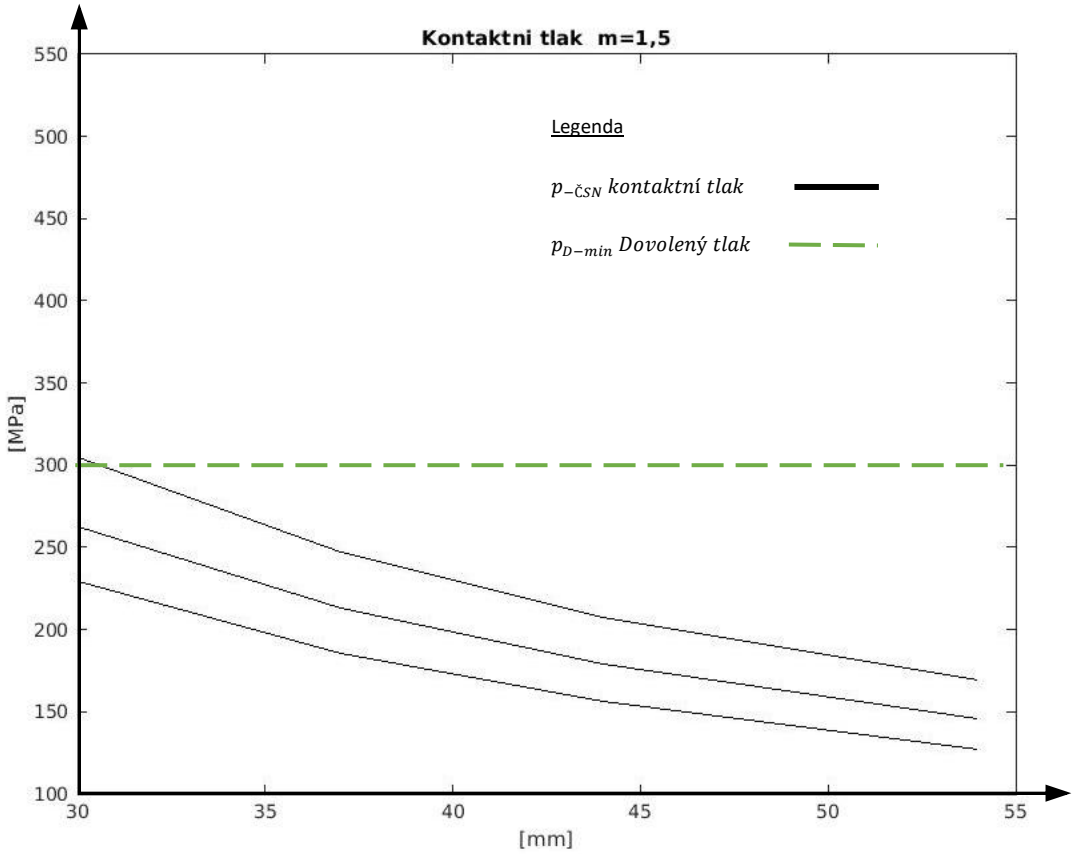
5.6.3 Zhodnocení návrhu modul m=1,5

Hodnoty teoreticky uvažovaného napětí v ohybu návrhu modulu m=1,5 s navýšeným počtem zubů na z=26, 28, 30. Průběhy ohybového napětí je zobrazeno v závislosti na šířce drážkování viz Obrázek 5-6.



Obrázek 5-6 Průběh ohybového napětí m=1,5 v závislosti na šířce drážkování

Odstupňování křivek průběhu napětí viz. Obrázek 5-6 je dáno právě rozdílným počtem zubů. Hodnoty napětí v ohybu se pohybují v příznivých hodnotách, s tendencí klesat se zvyšováním hodnoty šířky drážkování a zvedáním počtu zubů.



Obrázek 5-7 Průběh kontaktního tlaku m=1,5 v závislosti na šířce drážkování

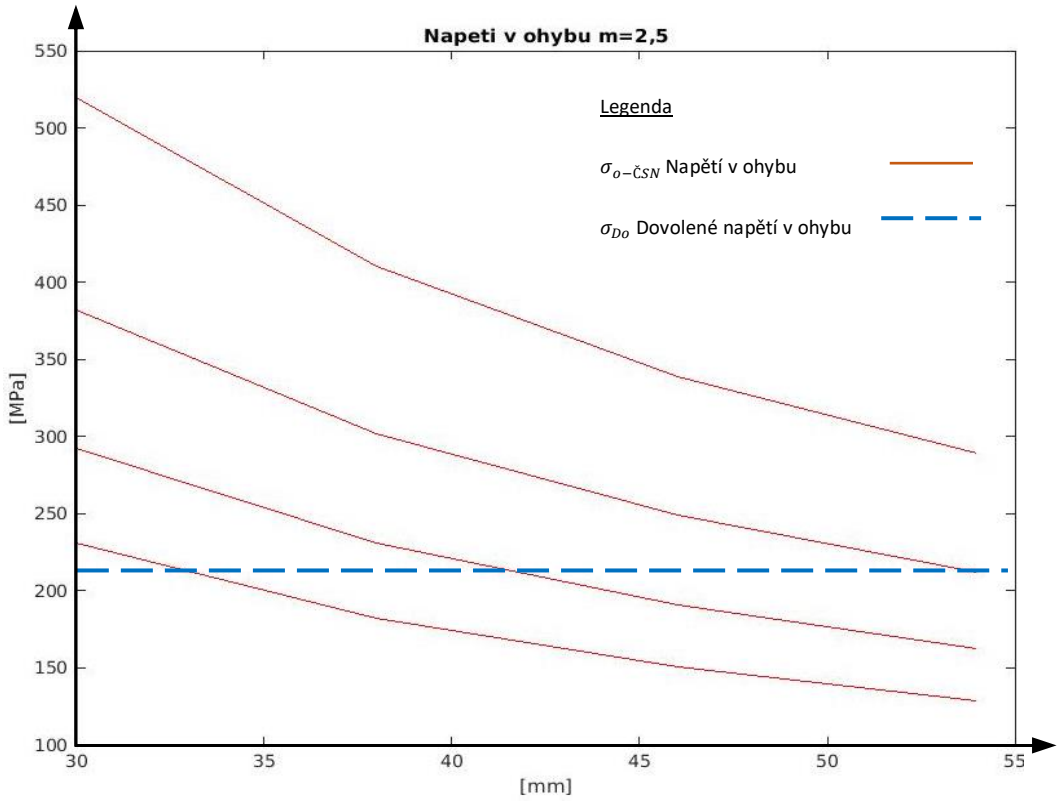
Křivky kontaktního tlaku Obrázek 5-7 jsou odstupňovány v závislosti na zvoleném počtu zubů. Na boky zubů je vyvíjen tlak podle modelu, který neuvažuje hřídelovou nesouosost. Kontaktní tlak klesá v závislosti na zvětšování šířky drážkování. Model vykazuje mírné překročení dovoleného tlaku při variantě z=26, b_2=30 mm.

Nejméně vhodná varianta $m = 1{,}5$ z provedené analýzy vychází pro $z = 26$ a $b_2 = 30\ mm$. V tomto případě není splněna pevnostní podmínka dovoleného napětí v ohybu a dovoleného kontaktního tlaku.

Nejvýhodnější varianta $m = 1{,}5$ vychází pro $z = 30$ a $b_2 = 33\ mm$, hodnota napětí v ohybu je na hranici dovoleného napětí.

5.6.4 Zhodnocení návrhu modul m=2,5

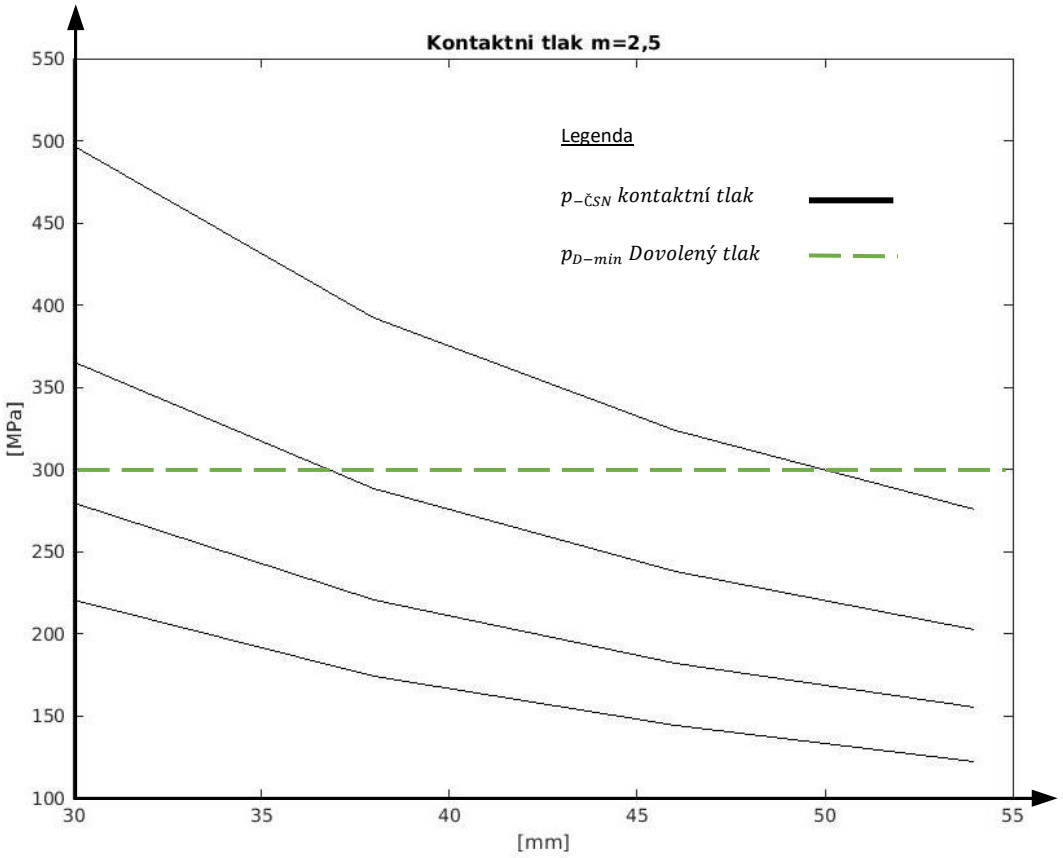
Hodnoty teoretického zatížení s navrhovanou alternativou modul m=2,5 viz. Obrázek 5-8 a Obrázek 5-9. Počet zubů v rozsahu hodnot z= 12, 14, 16, 18. Průběh ohybového napětí je zobrazen v závislosti na šířce drážkování viz. Obrázek 5-8.



Obrázek 5-8 Průběh ohybového napětí m=2,5 v závislosti na šířce drážkování

Odstupňování křivek ohybového napětí je dán počtem zubů. Hodnoty napětí jsou pro počet zubů z=16 a z=18, ve srovnatelných hodnotách jako u modulu m=1,5, viz. Obrázek 5-6.

Hodnoty kontaktního tlaku jsou zobrazeny v závislosti na šířce drážkování viz. Obrázek 5-9, s odstupňováním podle počtu zubů. Pro počet zubů z=12 s nižší hodnotou šířky drážkování Obrázek 5-9 jsou hodnoty kontaktního tlaku přibližně o třetinu vyšší v porovnání s návrhem m=1,5 Obrázek 5-7.



Obrázek 5-9 Průběh kontaktního tlaku m=2,5 v závislosti na šířce drážkování

Je nutné brát v úvahu, že model pro analýzu ohybu a kontaktního tlaku neuvažuje provozní hřídelovou nesouosost a odchylky od teoretického návrhu. Dovolenému tlaku v plném rozsahu šířky evolventního drážkování vyhovují varianty m=2,5 pro z=16 a z=18.

Nejméně výhodné varianty pro $m = 2{,}5$ jsou pro $z = 12\ a\ 14$, v této konfiguraci jsou překročeny hodnoty dovoleného napětí v ohybu v celém rozmezí šířky drážkování.

Nejvhodnější varianty $m = 2{,}5$ vychází pro variantu $z = 18$ a $b_2 = 34\ mm$. Napětí v ohybu je na hranici dovoleného napětí v ohybu. Kontaktní tlak dosahuje $2/3$ kapacity dovoleného kontaktního tlaku.

V Tabulka 4 Vyhodnocení uvažovaných variant je souhrn zhodnocení uvažovaných variant evolventního drážkování z části 5.6.3 a 5.6.4. Pro rozlišení variant vhodné/méně vhodné/nevhodné je použita tříbarevná barevná škála.

Tabulka 4 Vyhodnocení uvažovaných variant evolventního drážkování

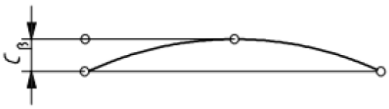
Modul *m* *[mm]*	Počet zubů *z*	Šířka drážkování b_2 [mm]	Varianty	Hodnocení
1,5	26	$30 \div 54$	č.1	Nevhodné
	28		č.2	Méně vhodné
	30		č.3	Méně vhodné
2,5	12		č.4	Nevhodné
	14		č.5	Nevhodné
	16		č.6	Nevhodné
	18		č.7	Vhodné

5.7 Základní parametry

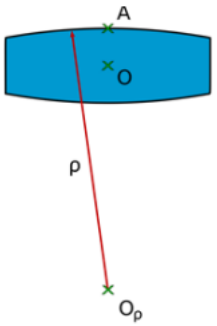
Cílem této části je poskytnout návrhový výpočet geometrie evolventního drážkování a následných parametrů plynulé modifikace boční křivky zubu a výšky zubu. Zvolenou analytickou metodou výpočtu Hertzova kontaktního tlaku ověřit úroveň kontaktního tlaku na boku zubů.

Zvolené základní parametry optimalizované geometrie evolventního drážkování, viz Tabulka 5, jsou zvoleny na základě srovnání výsledků teoretického zatížení z kapitol 5.6.3 a 5.6.4. Pro návrh je preferována šířka drážkování v rozmezí $b_2 = (30 \div 40)\ mm$. Na základě těchto parametrů jsou odvozeny zbylé parametry, viz Tabulka 8 sloupec č. 1.

Návrh plynulé modifikace boční křivky zubu a výšky zubu má za cíl kompenzovat negativní vlivy hřídelové nesouososti. Návrh je založen na doporučené hodnotě $C_\beta\ [\mu m]$, viz Tabulka 9 a Obrázek 5-11, pro přesnost výroby *IT9* a preferovanou šířku drážkování vyhledáno ve sloupci pro $20 \div 40\ \mu m$. Závislými parametry $\rho\ [mm]$ je poloměr plynulého zaoblení boční křivky zubu, viz Obrázek 5-10. Poloměr plynulé modifikace výšky zubu $r_c\ [mm]$.



Obrázek 5-11 Velikost modifikace boční křivky zubu [1]



Obrázek 5-10 Radius plynulé modifikace boční křivky zubu [1]

Tabulka 5 Základní parametry geometrie návrhového evolventního drážkování

Šířka drážkování $b_2\ [mm]$	35
Modul $m\ [mm]$	2,5
Počet zubů z	18
Úhel záběru α	30°
Parametr $C_\beta [\mu m]$	15 - 30

Výstupní parametry návrhu modifikace geometrie zubu:

parametr podélné modifikace ρ,

parametr modifikace šířky drážkování r_c,

vůle na boku zubu J_t,

maximální dovolené provozní vyosení θ.

5.7.1 Návrh plynulé modifikace boční křivky zubu a výšky zubu

Vzhledem ke kompletní změně geometrie původního evolventního drážkování je zvolen postup podle části **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**. Vstupní parametry viz Tabulka 5.

Maximální úhel vyosení:

Dosazení do vztahu (10) a vyčísleno ve vztahu (29).

$$C_{\beta-30} = \frac{b_2 * \theta}{4} \rightarrow \theta = \frac{4 * C_{\beta-30}}{b_2} = \frac{4 * 0{,}03}{35} = 0{,}0034\ [rad] \tag{29}$$

Vůle na boku zubu J_t

Dosazení do vztahu (11) a vyčísleno ve vztahu (30).

$$C_\beta = \frac{b_2^2 * \theta^2}{8 * J_t} \rightarrow J_t = \frac{b_2^2 * \theta^2}{8 * C_\beta} = \frac{35^2 * 0{,}0034^2}{8 * 0{,}025} = 0{,}059\ mm \tag{30}$$

Rádius zaoblení křivky boku zubu

Dosazení do vztahu (12) a vyčísleno v (31).

$$\rho = \frac{J_t}{\theta^2} = \frac{0{,}0059}{0{,}0034^2} = 5103{,}80\ mm \tag{31}$$

Rádius zaoblení svršku zubu

Dosazení do (17), vyčíslení vztahu v (32).

$$r_c = \rho * \tan(\alpha) = 5103{,}8 * \tan(30) = 2946{,}68\ mm \tag{32}$$

Kontrola teoretického bodu dotyku musí vyhovět podmínce $\delta_{Mmax} = \frac{b_2}{2} \geq \delta_M$. Vztah (33) je vyčíslení vztahu (15) pro maximální vzdálenost kontaktního bodu *M* od středu šířky drážkování. Nerovnost vztahu (34) viz. 4.8.3 vztah (15).

$$\delta_{Mmax} = \rho * \theta * \cos(\varphi) \tag{33}$$

$$\delta_{Mmax} = 3103{,}80 * 0{,}0034 * \cos(0) = 17{,}35\ mm$$

$$\delta_M < \delta_{Mmax} \rightarrow 17{,}35 > 17{,}5 \tag{34}$$

Podmínka $\delta_M < \delta_{Mmax}$ splněna.

Velikost výškové modifikace zubu C_a

Vztah (35) vyjadřuje snížení výšky zubu plynulou modifikací na koncích drážkování.

$$C_a = r_c - \frac{1}{2} * \sqrt{4 * r_c^2 - b_2^2} \tag{35}$$

$$C_a = 2946{,}68 - \frac{1}{2} * \sqrt{4 * (2946{,}68)^2 - 35^2} = \ 0{,}051\ mm$$

Tabulka 6 Výsledky návrhu modifikace geometrie zubu

Parametr	Hodnoty $[mm]$
Šířka drážkování $b_2\ [mm]$	35
Vůle na boku zubu $J_t\ [mm]$	0,059
Rádius zaoblení boku zubu $\rho[mm]$	5103,8
Rádius zaoblení svršku zubu $r_c[mm]$	2946,68
Velikost modifikace boku zubu $C_\beta[mm]$	0,03
Velikost výškové modifikace zubu $C_a[mm]$	0,051
Maximální úhel vyosení $\theta\ [rad]$	0,0034 $[rad]$ →(0,1948°)

5.7.2 Korekce základní geometrie

Korekce posunutí základního profilu na základě definované vůle na boku zubu J_t. Korekcí dojde k odchýlení od normalizovaných rozměrů evolventního drážkování.

Posunutí základního profilu, vztah (36) vychází z upraveného vztahu (8).

$$\frac{J_t}{-x * m} = \sin(\alpha) \rightarrow \frac{J_t}{\sin(\alpha)} = -x * m \rightarrow \tag{36}$$

$$-x * m = \frac{0{,}059}{\sin(30°)} = \ -0{,}118\ mm$$

Jednotkové posunutí

$$-x * m = 0{,}118 \rightarrow x = \frac{0{,}118}{m} = \frac{0{,}118}{2{,}5} = -0{,}047\ mm \tag{37}$$

Souhrn výsledků části 5.7.1, která se zabývá návrhem geometrie evolventního drážkování a plynulé modifikace boční křivky zubu a výšky zubu, je v:

Tabulka 6 výstupní parametry modifikace geometrie zubu,

Tabulka 8 sloupec č. 2 pro parametry geometrie evolventního drážkování po korekci posunutí základního profilu.

Výsledky zobrazené v Tabulka 6 jsou závislé na hodnotách C_β a b_2. Doporučená velikost C_a je mimo doporučenou hodnotu, viz Tabulka 10 pro modul *m=2,5.* Hodnota maximálního dovoleného vyosení θ se pohybuje v rozmezí mezních úchylek netolerovaných rozměrů třídy přesnosti *m* a *f.*

5.7.3 Analytický výpočet kontaktního tlaku

Změna geometrie boku zubu implementací modifikace geometrie zubu vyžaduje vhodnější výpočtový model analýzy kontaktního tlaku, než který udává ČSN 01 4950. Jako vhodný model je zvoleno obecné řešení Hertzova kontaktního tlaku, kdy je uvažován kontakt dvou elips.

Obvodová síla na roztečné kružnici je řešená vztahem (38) vychází z teorie viz. komentář 4.9.1 vztah (19).

Přenášený krouticí moment $M_k = 2550\ N * m \rightarrow 2\ 550\ 000\ N * mm$

Průměr roztečné kružnice $\emptyset D = 45\ mm$

Úhel záběru $\alpha = 30°$

$$F = \frac{2 * M_k * \cos(\alpha)}{D} \tag{38}$$

$$F = \frac{2 * 2\ 550\ 000 * 0{,}866}{45} = 98\ 146{,}66\ N$$

Materiálová konstanta

Pro hnací a hnaný hřídel uvažovaná stejná hodnota Youngova modulu E pružnosti a Poissonova čísla ν.

Indexování

$1 = hnací\ hřídel$

$2 = hnaný\ hřídel$

$$E = E_1 = E_2 = 2 * 10^5\ MPa \tag{39}$$

$$\nu = \nu_1 = \nu_2 = 0{,}3 \tag{40}$$

Materiálová konstanta

$$n_e = \frac{4}{3} * \frac{E}{(1-\nu^2)} = \frac{4}{3} * \frac{2*10^5}{(1-0{,}3^2)} = 29\,3040 \quad (41)$$

Geometrická konstanta

Poloměr křivosti evolventy boku zubu na roztečné kružnici

$$\alpha_y = \frac{D*\cos(\alpha)}{2} * \frac{2}{D} = \cos(30) = 0{,}866 \quad (42)$$

$$r_e = \frac{D*\cos(\alpha)}{2*\tan(\alpha_y)} = \frac{45*0{,}866}{2*0{,}866} = 22{,}91 \quad (43)$$

Geometrická konstanta

$$m_e = \frac{4}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{r_e} - \frac{1}{r_e}\right)} \quad (44)$$

$$m_e = \frac{4}{\left(\frac{1}{5103{,}8} + \frac{1}{22{,}91} - \frac{1}{22{,}91}\right)} = 21\,207{,}1$$

Rozměry poloos dotykové elipsy

Definování λ a ξ na základě úhlového parametru Θ

$$\Theta = arccos\left(\frac{m}{4} * \sqrt{(\rho - r_e)^2 + (0 - r_e)^2 + 2*(\rho - r_e)} * (0 - r_e) * \cos(2*\alpha)\right) \quad (45)$$

$\Theta = \arccos(\dots) = 90° \rightarrow \lambda = 1, \xi = 1$

Rozměry poloos dotykové elipsy

$$a_e = \lambda * \sqrt[3]{\frac{F*m}{n}} = 1 * \sqrt[3]{\frac{98\,146{,}66*21\,207{,}1}{293040}} = 19{,}22 \quad (46)$$

$$b_e = \xi * \sqrt[3]{\frac{F*m}{n}} = 1 * \sqrt[3]{\frac{98\,146{,}66*21\,207{,}1}{29\,3040}} = 19{,}22 \quad (47)$$

Kontaktní tlak

$$p = \frac{1{,}5*F}{\pi*a*b} = \frac{1{,}5*98\,146{,}66}{\pi*19{,}22*19{,}22} = 126{,}85MPa \quad (48)$$

5.7.4 Kontrola smykového napětí v patě zubu

Kontrola smykového napětí základní geometrie v patě zubu dle normy ČSN 01 4950 [17].

$$\tau = \frac{3 * M_k}{\varphi' * m * b_2 * S_{sf} * z^2} \tag{49}$$

$$\tau = \frac{3 * 2\,550\,000}{0{,}5 * 2{,}5 * 34 * 2{,}17 * 2{,}5 * 18^2} = 102{,}40\ MPa$$

5.7.5 Souhrn výsledků analýzy únosnosti

Kontaktní tlak na boku zubu je analyzován dle výpočtového modelu Hertzova kontaktního tlaku. Výsledky pro porovnání v Tabulka 7 naznačují pokles hodnoty kontaktního tlaku o 84 %, je nutno brát v úvahu, že jsou porovnávány výstupy dvou rozdílných modelů pro výpočet kontaktního tlaku.

Napětí v ohybu představuje v porovnání s původní hodnotou pokles o 44 %. Výsledek je nutno brát s rezervou, neboť je napětí v ohybu vypočítáno dle výpočtového modelu daného normou ČSN 01 4950 [17]. Tento model nerespektuje modifikaci geometrie zubu. V krajních polohách dojde ke ztenčení tloušťky zubu o *0,06 mm* .Výsledky k porovnání viz Tabulka 7. Získání přesnější analýzy vyžaduje zvolit postup dle části Napětí v ohybu nebo využít metodu konečných prvků.

Analýza smykového napětí viz Tabulka 7 v patě zubu vykazuje snížení hodnoty napěti o 75 %. Tento výsledek byl získán stejným postupem jako napětí v ohybu. Proto je nutné k němu přistupovat taktéž s rezervou a zvolit vhodnější metodu analýzy. Porovnání rozměrů původního evolventního drážkování a návrhového viz Tabulka 11.

Tabulka 7 Souhrn výsledků únosnosti

Zatížení na jeden zub[MPa]	nové	původní	dovolené
Napětí v ohybu σ_o	450,89	802,26	465
Kontaktní tlak p	128,96	804,92	300
Smykové napětí τ	102,40	408,02	279

5.8 Závěr

Bakalářská práce Vám předložená se zabývá návrhem optimalizace drážkování hřídele z vysokopevnostní oceli. Práce se skládá ze dvou částí. Z části teoretické a části Analytické a praktické.

Teoretická část předkládá popis možností spojení náboje s hřídelem. Popsány jsou obecné metody vytvoření spoje a principy, které zajišťují přenos energie. Závěr teoretické části je věnován návrhu modifikace geometrie zubu evolventního drážkování za účelem kompenzace nežádoucích efektů záběrových poměrů.

Analytická a praktická část předkládá zpracování dat měření opotřebení evolventního drážkování. Výsledkem je model rychlosti opotřebení evolventního drážkování v provozu a model návrhové rychlosti opotřebení, pro obojí v závislosti na hodinách. V další části jsou navrženy a zhodnoceny alternativy eventuálních vylepšení. Poslední část se zabývá návrhem vylepšení, jehož cílem je kompenzace negativních vlivů záběrových poměrů. Analytická a praktická část splňuje cíl vyhodnotit data měření evolventního drážkování a navrhnout vylepšení evolventního drážkování.

6 Tabulky

Tabulka 8 Parametry geometrie návrhového evolventního drážkování

		Sloupec č.1	Sloupec č.2
Název parametru	Značka parametru	[mm]	[mm]
Roztečná kružnice	$\emptyset D$	45	45
Základní kružnice	$\emptyset D_b$	38,97	38,97
Střední kružnice	$\emptyset D_s$	45,5	44,76
Hlavová kružnice-hřídel	$\emptyset D_{a1}$	47,4	46,66
Hlavová kružnice-náboj	$\emptyset D_{a2}$	43,6	42,26
Patní kružnice-hřídel	$\emptyset D_{f1}$	43,75	41,26
Patní kružnice-náboj	$\emptyset D_{f2}$	74,3	47,26
Posunutí profilu	$x \cdot m$	0,25	-0,118
Výška zubu-hřídel	h_1	2,7	2,7
Výška zubu-náboj	h_2	2,5	2,5
Nosná výška zubu	h_n	4,9	4,9

Tabulka 9 Doporučené hodnoty podélné modifikace boční křivky zubu

Stupeň přesnosti ČSN/ISO 1328-1	Doporučené velikosti podélné modifikace $C_\beta[\mu m]$ pro šířku drážkování $b_2[mm]$						
	< 20	$20 \div 40$	$40 \div 80$	$80 \div 160$	$160 \div 150$	$250 \div 400$	> 400
5	$3 \div 6$	$4 \div 7$	$4 \div 8$	$5 \div 10$	$6 \div 12$	$7 \div 14$	$8 \div 17$
6	$4 \div 8$	$5 \div 10$	$5 \div 11$	$6 \div 12$	$9 \div 18$	$10 \div 20$	$12 \div 24$
7	$6 \div 12$	$8 \div 16$	$9 \div 18$	$10 \div 20$	$13 \div 25$	$14 \div 29$	$17 \div 34$
8	$10 \div 20$	$11 \div 22$	$22 \div 25$	$15 \div 30$	$17 \div 34$	$20 \div 40$	$25 \div 50$
9	$14 \div 28$	$15 \div 30$	$17 \div 35$	$20 \div 40$	$25 \div 50$	$28 \div 58$	$34 \div 68$

Tabulka 10 Doporučené hodnoty příčné modifikace zubu

Doporučená modifikace		Modul m $[mm]$					
		< 2	$2 \div 3{,}5$	$3{,}5 \div 6$	$6 \div 10$	$10 \div 16$	> 16
Doporučená velikost	C_a $[\mu m]$	$3 \div 8$	$6 \div 14$	$10 \div 20$	$15 \div 35$	$20 \div 50$	≥ 30

Tabulka 11 Srovnání rozměrů geometrie původního evolventního drážkování a navrhovaného.

		Původní č.1	Navrhovaný č.2
Název parametru	Značka parametru	[mm]	[mm]
Roztečná kružnice	$\emptyset D$	24	45
Základní kružnice	$\emptyset D_b$	20,78	38,97
Střední kružnice	$\emptyset D_s$	23,5	44,76
Hlavová kružnice-hřídel	$\emptyset D_{a1}$	24,6	46,66
Hlavová kružnice-náboj	$\emptyset D_{a2}$	22	42,26
Patní kružnice-hřídel	$\emptyset D_{f1}$	21,4	41,26
Patní kružnice-náboj	$\emptyset D_{f2}$	25	47,26
Posunutí profilu	$x \cdot m$	-0,25	-0,118
Výška zubu-hřídel	h_1	1,6	2,7
Výška zubu-náboj	h_2	1,5	2,5
Nosná výška zubu	h_n	2,9	4,9
Šířka drážkování	b_2	30	35
modul	m	1,5	2,5
Počet zubů	z	16	18

Tabulka 12 Doporučené mezní úchylky dle ČSN 01 4950

Jmenovitý rozměr		Středění				
		Na bocích zubů			Vnější	
		Lisované	Smykové	Lehce posuvné	X	
		Mezní úchylky				
$\widehat{S_1}$	a)	X	h9	d9	d9	
	b)	X	d10	c10	c10	
$\widehat{S_{u2}}$	a)	H9			H9	
	b)	D10			D10	
$\emptyset D_{f2}$		H12			H8	H7
$\emptyset D_{a1}$		h10			F7 h7	F7,g6 h6,j6
$\emptyset D_{a2}$		H11 H7				
a) Kontrola tvarovým měřidlem.						
b) Kontrola rozměru přes válečky.						
$\emptyset D_{f2}$ průměr patní kružnice náboje.						
$\emptyset D_{a1}$ průměr hlavové kružnice hřídele.						
$\emptyset D_{a2}$ průměr hlavové kružnice náboje.						

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] MARANO, Davide, Dr., LORENZINI, Mariano, MASTRADREA, Luca et kol. Misalignment Compensation Spline Design [online]. AGMA Technical Paper 19FTM02, October 2019 (cit 2021-04-25) Dostupné: https://www.researchgate.net/publication/338371526_Misalignment_Compensation_Spline_Design

[2] *WANG, Anngwo & EL-BAYOUMY, Lotfi. Crowning Techniques in Aerospace Actuation Gearing. In: ASME 2009 International Design Engeneering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 30.8. – 2.9. 2009, in San Diego, CA, USA [online]. (cit 2021-04-25) Dostupné z: https://www.geartechnology.com/issues/0810x/wang.pdf*

[3] *LISLE J.Timothy, SHAW A. Brian, FRAZER C. Robert. External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques [online]. Mechanism and Machine Theory 111 (2017) 1-9 (cit 2021-04-25), Dostupné na: https://www.Elsevier.com/locate/mechmachtheory*

[4] WINK.C.H, NAKANDAKAR.M. Influence of Gear Loads on Spline Couplings. [online]. TECHNICAL Power Transmission Engineering, str.42-49, Únor 2014 (cit 2021-04-25), Dostupné na: https://www.powertransmission.com/issues/0214/spline-couplings.pdf

[5] STADTFELD, J., Hermann. Design Parameters for Spline Connections. [online]. TECHNICAL GEARTECHNOLOGY, str.79-83, Září/Říjen 2019, (cit 2021-04-25), Dostupné na: https://www.geartechnology.com/articles/0919/Design_Parameters_for_Spline_Connections/

[6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 8003004268;9788003004263;.

[7] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. Části a mechanismy strojů: bakalářské studium. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 9788001014226;8001014223;.

[8] ČERTÍK, Josef. Návrh modifikací ozubení rychloběžných převodovek [online]. Plzeň, 2014 [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: https://theses.cz/id/thasry/ . Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Eva Krónerová, Ph.D.

[9] PETR, Karel. Návrh modifikace pomocí MKP pro optimální záběrové poměry jednostupňové tramvajové převodovky. In: STČ 2011 Studentská tvůrčí činnost, r.2011, FAKULTA STROJNÍ ČVUT V PRAZE, [online]. [cit. 2021-04-25], Dostupné z: https://stc.fs.cvut.cz/history/2011/sbornik/papers/pdf/1100021-1.pdf

[10] [online] MitCalc - strojírenské, průmyslové a technické výpočty. Evolventní drážkování. [cit. 2021-04-25]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com

[11] LEINVEBER Jan, VÁVRA Pavel. Strojnické tabulky. Šesté vidání. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

[12] Lepení [online]. [cit. 10. 9. 2017]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp

[13] UT_01_Prehled_svarovani_T08.pdf. BENEŠ, Libor, prof. Dr. Ing. IWE. [cit. 2021-04-25]. Dostupnost: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/svarovani/UT_01_Prehled_svarovani_T08.pdf

[14] ABEL, M., CIMBUREK, V. Bezolovnaté pájení v legislativě i praxi. Vyd. 1. Pardubice: ABE.TEC, 2005, 179 s. ISBN 80-903597-0-1.

[15] Spoje a spojovací součásti [online]. Code Creator, s.r.o. [cit. 2021-04-25] Dostupnost: https://publi.cz/books/208/01.html

[16] VYBÍRAL, Bohumil. [online]. ZPRACOVÁNÍ DAT FYZIKÁLNÍCH MĚŘENÍ, Studijní text pro řešitele FO, studující fyziku na UHK a ostatní zájemce o fyziku. [cit. 2021-04-25]. dostupnost: http://fyzikalniolympiada.cz/texty/mereni.pdf
[17]ČSN 01 4950. Evolventní drážkování. DT 621.824.4. platné od 1.4.1963
[18] ČSN ISO 21771. Ozubená kola – Čelní kola a soukolí s evolventním drážkováním. První vydání 9.1.2007. ICS 21.200. červenec 2015.
[19] Curà, Francesca Maria & Mura, Andrea. (2014). Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings. Mechanical Systems and Signal Processing. 45. 504–512. 10.1016/j.ymssp.2013.12.005.
[20] ČSN 01 4933 Jemné drážkování . DT 621.824.44. platen od 1.1.1970.

[21] JAREŠOVÁ, Miroslava. VOLF, Ivo. [online]. Matematika křivek, Studijní text pro řešitele FO, a ostatní zájemce o fyziku. [cit. 2021-04-25]. dostupnost: http://fyzikalniolympiada.cz/texty/matematika/mkrivek.pdf

[22] ŠAFÁŘ, Michal. [online]. Bakalářská práce Mezní možnosti evolventního ozubení. Brno 2011. [cit. 2021-04-25]. Dostupnost: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38753

8 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Preferované úhly záběru **18**
Tabulka 2 Parametry původního evolventního drážkování **27**
Tabulka 3 Souhrn výsledků návrhu základních parametrů **32**
Tabulka 4 Vyhodnocení uvažovaných variant evolventního drážkování **37**
Tabulka 5 Základní parametry geometrie návrhového evolventního drážkování **38**
Tabulka 6 Výsledky návrhu modifikace geometrie zubu **40**
Tabulka 7 Souhrn výsledků únosnosti **43**
Tabulka 8 Parametry geometrie návrhového evolventního drážkování **45**
Tabulka 9 Doporučené hodnoty podélné modifikace boční křivky zubu **45**
Tabulka 10 Doporučené hodnoty příčné modifikace zubu **45**
Tabulka 11 Srovnání rozměrů geometrie původního evolventního drážkování a navrhovaného **46**
Tabulka 12 Doporučené mezní úchylky dle ČSN 01 4950 ..... **47**

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2-1 Opotřebení evolventního drážkování 2
Obrázek 3-1 Schéma principu tření a opření [7] 4
Obrázek 3-2 Nalisování náboje na hřídel [10] 5
Obrázek 3-3 Rozložení kontaktního tlaku po nalisování [10] 5
Obrázek 3-4 Velikost deformace povrchu [10] 6
Obrázek 3-5 Silové schéma děleného náboje [15] 6
Obrázek 3-6 A - Dělený náboj, B - Rozříznutý náboj [10] 7
Obrázek 3-7 Příklad kuželové kontaktní plochy [15] 7
Obrázek 3-8 Příklad svařování el. obloukem obalenou elektrodou [13] 8
Obrázek 3-9 Schéma tlakového svařování [13] 9
Obrázek 3-10 Schéma pájeného spoje [14] 9
Obrázek 3-11 Schéma lepeného spoje [12] 9
Obrázek 3-12 Profil polygonového spoje [6] 10
Obrázek 3-13 Příklad těsného pera [6] 11
Obrázek 3-14 Schéma spoje těsným perem [10] 11
Obrázek 3-15 Schéma přesazení per [10] 11
Obrázek 3-16 Drážkový klín [6] 11
Obrázek 3-17 Drážkový klín s oblými boky [6] 12
Obrázek 3-18 Ploský klín [15] 12
Obrázek 3-19 Drážkový klín [15] 12
Obrázek 3-20 Třecí klín [15] 12
Obrázek 3-21 Tangenciální klíny [15] 12
Obrázek 3-22 Drážkování rovnoboké, evolventní, jemné [15] 13
Obrázek 3-23 Rovnoboké drážkování [15] 14
Obrázek 3-24 Jemné drážkování [15] 14
Obrázek 3-25 Evolventní drážkování [15] 15
Obrázek 4-1 Křivka evolventy [22] 16
Obrázek 4-2 Posunutí základního profilu. [7] 17
Obrázek 4-3 Základní geometrie evolventního drážkován9 [10] 17
Obrázek 4-4 Středění na boky - rovná dna drážek, vnější středění, středění na boky - oblá dna drážek [10] 18
Obrázek 4-5 Deformace zubu silou Fm [8] 19
Obrázek 4-6 Opotřebení evolventního drážkování 20
Obrázek 4-7 Technologické úpravy [8] 21
Obrázek 4-8 Příčná modifikace zubu [8] 21
Obrázek 4-9 Podélná modifikace zubu [1] 22
Obrázek 4-10 Modifikace 22

Obrázek 5-1 Schéma hřídelového spoje 26
Obrázek 5-2 Detail na opotřebení evolventního drážkování 28
Obrázek 5-3 Detail opotřebení evolventního drážkování 28
Obrázek 5-4 Grafické zobrazení..... 29
Obrázek 5-5 Grafické zobrazení modelu rychlosti 30
Obrázek 5-6 Průběh ohybového napětí m=1,5 v závislosti na šířce drážkování 33
Obrázek 5-7 Průběh kontaktního tlaku m=1,5 v závislosti na šířce drážkování..... 34
Obrázek 5-8 Průběh ohybového napětí m=2,5 v závislosti na šířce drážkování 35
Obrázek 5-9 Průběh kontaktního tlaku m=2,5 v závislosti na šířce drážkování..... 36
Obrázek 5-10 Radius plynulé modifikace boční křivky zubu [1] 38
Obrázek 5-11 Velikost modifikace boční křivky zubu [1]..... 38

10 Seznam zkratek a symbolů

b	[mm]	Obecný rozměr šířky
b_{2-N}	[mm]	Návrhová šířka evolventního drážkování
$b_2{}'$	[mm]	Návrhová šířka drážkování
a_e, b_e	[mm]	Velikost kontaktních poloos v elipse
C_a	[mm]	Velikost modifikace výšky zubu
C_β	[mm]	Velikost modifikace boční křivky zubu
$C_{\beta-N}$	[mm]	Velikost návrhové modifikace boční křivky zubu
$\emptyset D$	[mm]	Vnější průměr náboje lisovaného hřídelového spoje (3.2.1)
$\emptyset D$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$\emptyset D_0 = \emptyset D_{a1}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice vnějšího evolventního drážkování
$\emptyset D_i = \emptyset D_{a2}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice vnitřního evolventního drážkování
$\emptyset D_{ri} = \emptyset D_{f2}$	[mm]	Průměr patní kružnice vnitřního evolventního drážkování
$\emptyset D_{re} = \emptyset D_{f1}$	[mm]	Průměr patní kružnice vnějšího evolventního drážkování
$\emptyset D_b$	[mm]	Průměr základní kružnice evolventního drážkování
$\emptyset d$	[mm]	Vnitřní průměr náboje lisovaného spoje, vnější průměr hřídele lisovaného spoje
$\emptyset d_0$	[mm]	Vnitřní průměr hřídele lisovaného hřídelového spoje.
$\emptyset d_1$	[mm]	Velký průměr kuželového svěrného spoje, průměr patní kružnice rovnobokého drážkování
$\emptyset d_2$	[mm]	průměr Hlavové kružnice rovnobokého drážkování
$\emptyset d_s$	[mm]	Průměr roztečné kružnice rovnobokeho drážkování, střední průměr kuželového spoje
$\emptyset d_{Ca}$	[mm]	Průměr hlavového sražení
$\emptyset d_{Na}$	[mm]	Průměr Kopfücknahme
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Obecná sílá
$F_T = F_{sv}$	[N]	Obecná tečná síla
F_N	[N]	Normálová síla
F_A	[N]	Axiální síla

F_O	[N]	Osová síla v šroubu
F_m	[N]	Síla zatěžující zub drážkování
F_t	[N]	Tečná složka síly zatěžující zub evolventního drážkování
h	[mm]	obecný rozměr výšky
h_1	[mm]	Výška zubu hřídele
h_2	[mm]	Výška zubu náboje
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
h_n	[mm]	Nosná výška zubu
J_t	[mm]	Vůle na boku zubu
M_k	[N*m]	Krouticí moment
$l = L$	[mm]	Délka
m	[mm]	Modul
$m´$	[mm]	Návrhový modul
m_e	[-]	Materiálová konstanta Hertzova kontaktního tlaku
n_e	[-]	Geometrická konstanta Hertzova kontaktního tlaku
P	[Mpa]	Kontaktní tlak
p	[Mpa]	Kontaktní tlak dle Hertzova výpočtového modelu
p_D	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
r	[-]	koeficient korelace
r^2	[-]	Koeficient determinance
r_b	[mm]	Poloměr základní kružnice evolventního drážkování
r_c	[mm]	Poloměr výškové modifikace zubu
$\widehat{S_1}$	[mm]	Šířka zubu evolventního drážkování na roztečné kružnici
S_{sf}	[mm]	Tloušťka paty zubu
t_v	[mm]	Tloušťka zubu na roztečné kružnici
v_7	[mm/h]	Rychlost vývoje opotřebení hnacího hřídele

v_N	[mm/h]	Návrhová rychlost vývoje opotřebení hnacího hřídele
$x * m$	[mm]	Základní posunutí profilu evolventního drážkování
Y_F	[-]	Geometrický faktor
Y_S	[-]	Koncentrátor napětí
z	[-] Počet zubů	
$z´$	[mm]	Návrhový počet zubů
α	[°]	úhel záběru evolventního drážkování
α_y	[-]	Konstanta poloměru křivosti evolventy
δ	[µm]	Přesah lisovaného hřídelového spoje
δ_1	[µm]	Velikost deformace zubu drážkování
δ_{max}	[µm]	Maximální přesah lisovaného hřídelového spoje
δ_{min}	[µm]	Minimální přesah lisovaného hřídelového spoje
δ_{Mmax}	[mm]	Maximální vzdálenost bodu dotyku od středu šířky evolventního drážkování
δ_M	[mm]	Bod dotyku
θ	[rad]	úhel vyosení
Θ	[°]	úhel mezi rovinami pomocných konstant
λ	[-]	Pomocná konstanta
ν	[-]	Poissonova konstanta
ξ	[-]	Pomocná konstanta
ρ	[mm]	Radius modifikace boční křivky zubu
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
τ_D	[MPa]	Dovolené smykové napětí
τ	[MPa]	Dovolené smykové napětí
φ	[°]	Poloha zubu v souřadnicovém systému
$\varphi´$	[-]	Součinitel styku buku zubů

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.	Název	Číslo výkresu
1.	Detail evolventního drážkování - hnací hřídel	Bc.2021.5
2.	Detail evolventního drážkování - hnaný hřídel	Bc.2021.6
3.	Detail evolventního drážkování - hnací hřídel	Bc.2021.15
4.	Detail evolventního drážkování - hnaný hřídel	Bc.2021.16
5.	Detail sestavy hřídelového spoje	Bc.2021.56