



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Testovací stand pro životnostní zkoušku
drážkování hřídele reduktoru leteckého
motoru**

**Experimental stand for life testing of splines
on the reductor shaft in aircraft engine**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Denis Hermann

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. František Lopot Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Testovací stand pro životnostní zkoušku drážkování hřídele reduktoru leteckého motoru vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Kolíně 31.7.2017

.....

Denis Hermann

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Lopotovi Ph.D. za odborné vedení a cenné rady, které mi pomohly při zpracování této práce. Dále také firmě GE Aviation czech s.r.o. a jejím zaměstnancům, kteří mi tuto práci umožnili vypracovat. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za jejich podporu během studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Denis Hermann
Název práce:	Testovací stand pro životnostní zkoušku drážkování hřídele reduktoru leteckého motoru
Anglický název:	Experimental stand for life testing of splines on the reductor shaft in aircraft engine
Akademický rok:	2016/2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. František Lopot Ph.D.
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran 33 Počet obrázků 27 Počet tabulek 4 Počet příloh 3
Klíčová slova:	Testování, torzní hřídel, letecký motor, turbovrtulový motor, reduktor, zatěžovací okruh, drážkování
Keywords:	Testing, quill shaft, aircraft engine, turboprop engine, gearbox reduction, testing circuit, spline
Anotace:	Předmětem bakalářské práce je návrh úpravy testovacího standu pro životnostní zkoušku drážkování torzního hřídele reduktoru leteckého motoru. Upravený stand se má co možná nejvíce přiblížit provozním podmínkám tohoto hřídele. Pro detailnější měření je navrženo použití tenzometrů.
Abstract:	Subject of the thesis is redesign of experimental stand for life testing of splines on a reductor shaft in aircraft engine. The modified stand should be more accurate matching with the operational condition of quill shaft. For more detailed measurement is proposed use of strain gauges.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Cíl práce	2
3. Teoretická východiska.....	3
3.1. Konstrukční řešení pohonu vrtule.....	3
3.2. Konstrukční řešení testovacího standu	4
3.2.1. Základní koncepce zatěžovacích okruhů	5
3.2.1.1. Mechanicky uzavřené zatěžovací okruhy.....	5
3.2.1.2. Elektricky uzavřené zatěžovací okruhy	6
3.3. Nesouososti.....	6
3.4. Drážkování.....	7
3.4.1. Rovnoboké drážkování	9
3.4.2. Jemné drážkování.....	11
3.4.3. Evolventní drážkování.....	13
3.5. Řešení únosnosti drážkových spojení.....	15
3.6. Snímače okamžitých hodnot napětí a deformací	18
3.6.1. Pasivní snímače	18
3.6.1.1. Odporové snímače.....	19
3.7. Stanovení požadovaných podmínek při zkoušce.....	20
3.7.1. Analýza rozměrových obvodů	20
3.8. Analýza deformace nosného kužele.....	21
4. Postup konstrukční úpravy standu	22
4.1. Úpravy standu	22
4.1.1. Úprava reduktoru	23
4.2. Spojení reduktoru s vratnou převodovkou.....	24
4.2.1. Kontrola spojení	25
4.2.2. Sestava spojení reduktoru a vratné převodovky	26
4.3. Využití senzorů deformací	27
5. Závěr.....	28
Seznam použité literatury	29
Seznam obrázků.....	31
Seznam tabulek	32
Seznam příloh.....	33

1. Úvod

I v dnešní době, kdy se konstruování může opřít o pokročilé výpočtové metody, zůstává testování vlastností navržených komponent nedílnou součástí jejich vývoje prakticky bez ohledu na odvětví průmyslu. Zvláštní význam má testování v oblastech, které neodpouští chyby a vlastnosti strojních komponent je třeba znát dokonale. Takovou oblastí je jistě letový provoz, ve kterém každá nehoda může mít nezanedbatelný finanční dopad, ale také, a to hlavně fatální následky pro posádku stroje. Z tohoto důvodu všechny komponenty letadel musí bezpodmínečně vydržet po celou dobu stanovené životnosti. Testování je tak nezastupitelnou součástí vývoje každého dílu.

Test bude koncipován jako životnostní zkouška a bude tak spadat do kategorie dlouhodobých zkoušek. Dlouhodobé zkoušky jsou velice náročné na čas a zdroje, je tedy potřeba nastavit parametry zkoušky tak, aby byly získány všechny potřebné informace. Opakování takové zkoušky by bylo zdlouhavé a nákladné.

Tato práce je věnována problematice testování drážkového spoje na torzním hřídeli turbovrtulového motoru vyvíjeného společností GE Aviation Czech, s. r. o.

2. Cíl práce

Cílem této práce je navrhnout úpravu testovacího standu leteckého motoru H 80 pro umožnění navození namáhání torzního hřídele reduktoru, které bude stejné, resp. velmi blízké faktickému provoznímu zatížení a těm nejnepříznivějším okolnostem, které mohou při provozu nastat. Základním předpokladem je zachování stávajícího standu a jeho úprava pro potřeby životnostní zkoušky torzního hřídele. Důležité bude toto vyosení vhodným způsobem kompenzovat, aby nedošlo ke vzniku vibrací, které by mohly poškodit případně zničit celý stand.

Pro možnost důkladnějšího prozkoumání celého drážkovaného spoje, je v práci navrženo použití tenzometrů.

Toto testování má za úkol prokázat teoreticky stanovené životnosti, bude dosahováno i v praxi za nejnepříznivějších provozních podmínek, které pro daný drážkovaný spoj mohou nastat.

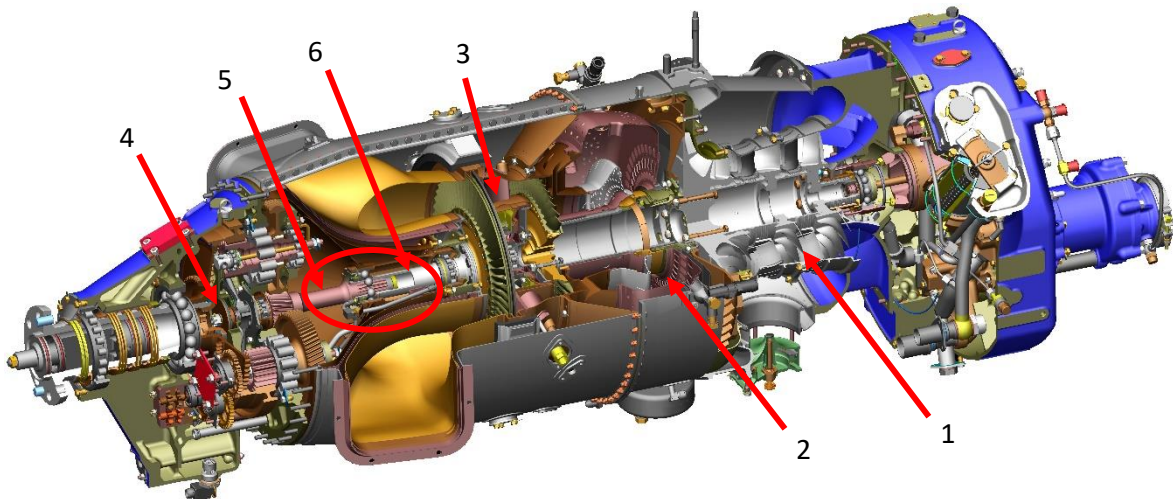
3. Teoretická východiska

Následující kapitoly přináší přehled informací, které byly buď přímo, nebo nepřímo využity pro vlastní návrh úpravy testovacího standu.

3.1. Konstrukční řešení pohonu vrtule

Motor H80 společnosti GE Aviation Czech s.r.o. je turbovrtulový, což znamená, že jeho konstrukce je stejná jako u proudového motoru. Rozdíl je v přenosu vyprodukované energie. V případě turbovrtulového motoru není energie vyprodukovaná turbínou, přímo využívána k pohonu letadla, ale většina energie je použita na pohon vrtule. Jen malá část je následně využita přímo jako pohon.

Jelikož otáčky vyvinuté turbínou motoru, jsou příliš vysoké, nemohou být použity přímo na pohon vrtule. Pro snížení otáček je využito planetového reduktoru, který má brzděný unašeč satelitů. Převodový poměr reduktoru $i = 14,92$. Pro spojení hřídele volné turbíny a reduktoru, je použita torzní hřídel s pastorkem, která slouží zároveň jako centrální kolo. Samotné spojení hřídele volné turbíny a torzního hřídele je realizováno pomocí evolventního drážkování. Vlivem montážních vůlí a teplotní deformací nosného kužele v tomto drážkování vzniká nesouosost. Tato nesouosost působí nepříznivě proti životnosti tohoto drážkování.



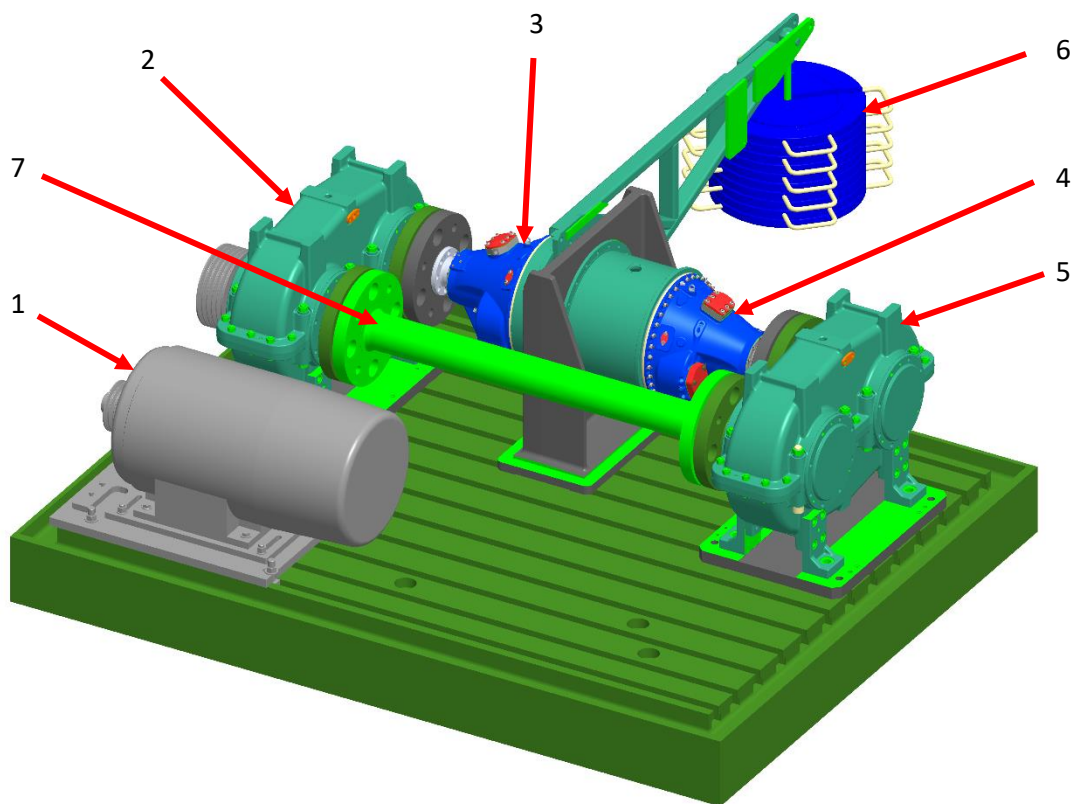
Obr. 1.: Motor GE H80

Na obrázku 1 můžeme vidět řez motorem GE H80 s vyznačenou oblastí, kde se nachází námi zkoumané drážkové spojení.

- 1- Kompresor
- 2- Spalovací komora
- 3- Turbíny
- 4- Reduktor
- 5- Torzní hřídel
- 6- Hřídel volné turbíny

3.2. Konstrukční řešení testovacího standu

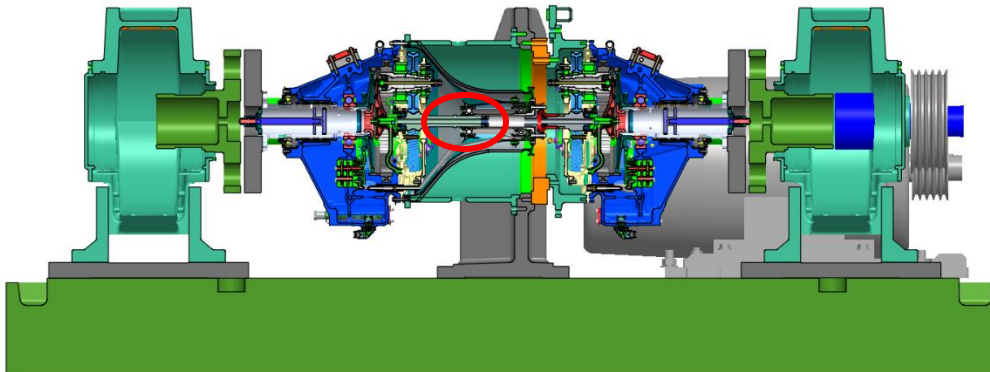
Aby bylo možné testování provést opravdu přesně, je zapotřebí, aby zkoušené části byli zatěžovány stejným výkonem, kterým jsou zatěžovány při provozu. Vzhledem k vysokým otáčkám a velkému výkonu na hřídeli volné turbíny a torzním hřídeli, je konstrukčně náročné tyto podmínky opětovně nasimulovat na jediném reduktoru. Na vrtulové hřídeli je však výkon i otáčky podstatně nižší. Z tohoto důvodu jsou pro testování použity dva reduktory spojené proti sobě. Zároveň jsou oba reduktory spojeny pomocí dvou čelních jednostupňových převodovek a hřídele. Tvoří tak mechanicky uzavřený zatěžovací okruh. Toto řešení sice snižuje konstrukční požadavky na pohon celého standu, ale také to znesnadňuje testování jednotlivých součástí, při specifických kontrolovaných podmínkách.



Obr. 2.: Testovací stand

Na obr. 2. je pohled na celý testovací stand.

- 1) Elektromotor
- 2) Hnací převodovka
- 3) Hnací reduktor
- 4) Zatěžovaný reduktor
- 5) Vratná převodovka
- 6) Závaží
- 7) Spojovací hřídel



Obr. 3.: Řez Testovacím standem

Na obr. 3. je řez testovacím standem s vyznačenou oblastí zkoumaného drážkovaného spoje. Na tomto řezu je osa torzního hřídele shodná s osou hřídele volné turbíny. V ideálním případě by takový stav měl být i při provozu, ovšem vlivem montážních vůlí a nesouměrným ohřevem nosného kužele dochází ke vzniku přesazení. Tomuto stavu je potřeba se při testování co nejvíce přiblížit.

3.2.1. Základní koncepce zatěžovacích okruhů

Základní rozdělení testovacích okruhů provádíme podle toho, jak pracují s energií.

- 1) Otevřené zatěžovací okruhy – Energie dodaná do okruhu, která je shodná s provozní energií, snižena o ztráty v systému, je na výstupu z okruhu nenávratně mařena brzdou jednotkou.
- 2) Uzavřené zatěžovací okruhy – Zde je potřeba dodávat pouze energii, která je potřeba na pokrytí mechanických ztrát soustavy. I proto jsou uzavřené okruhy vhodnější pro dlouhodobější životnostní zkoušky. [1]

3.2.1.1. Mechanicky uzavřené zatěžovací okruhy

Tyto okruhy jsou určeny především pro mechanismy s rotační kinematikou. Pro fungování okruhu, je nutné zanést do něj silový účinek. Takový účinek vyvoláme například: zkroucením torzní hřídele, přesazením zubů v převodovce atd. Je také potřeba tuto deformaci následně zafixovat. Tím je do okruhu vnesen výkon, který je často označován jako „virtuální výkon“ a vnesený silový účinek jako předpětí v okruhu. [1]

V našem případě je použit uzavřený mechanický okruh se dvěma rovnoběžnými osami. Jednu osu tvoří dva proti sobě propojené reduktory, druhou osu tvoří spojovací hřídel. Mezi reduktory je připojeno závaží, kterým se do okruhu vnáší předpětí. Tyto osy

jsou spojeny čelními převodovkami se stejným převodovým poměrem. Dále je také připojen elektromotor, který pokrývá mechanické ztráty. [1]

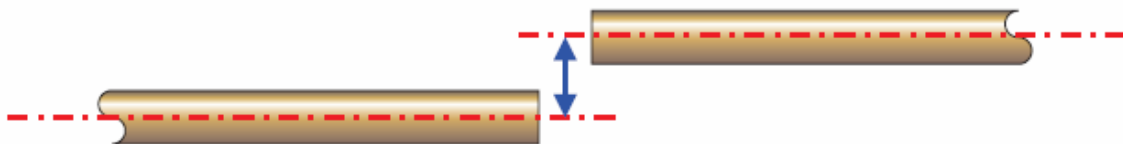
3.2.1.2. Elektricky uzavřené zatěžovací okruhy

Základním principem elektrických zatěžovacích okruhů je využití dvou elektromotorů. Jeden z nich je hnací, druhý je v režimu generátoru a může tak fungovat jako brzda. Nejčastěji používanými elektromotory ve všeobecném strojírenství jsou Asynchronní motory, jelikož k těmto motorům jsou nejdostupnější řídicí systémy.

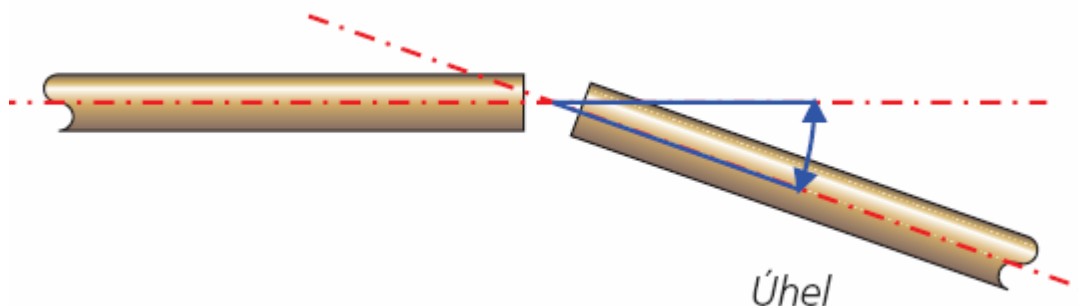
V elektricky uzavřeném okruhu je využita energie z brzdného elektromotoru. Tato energie je pomocí frekvenčních měničů opět využita k pohonu hnacího motoru. Z elektrické sítě je poté odebírán pouze proud, který je mařen v soustavě jako tepelné a mechanické ztráty. [1]

3.3. Nesouososti

Nesouososti můžeme rozdělit na dva základní typy: Radiální přesazení neboli posunutí a axiální přesazení neboli úhlová nesouosost. Radiální přesazení je vzdálenost dvou os v daném bodě. Axiální přesazení je úhel, který svírají dvě osy rotace. V praxi se většinou setkáme s kombinací obou nesouosostí. [2]



Obr. 4.: Radiální přesazení [2]



Obr. 5.: Axiální přesazení [2]

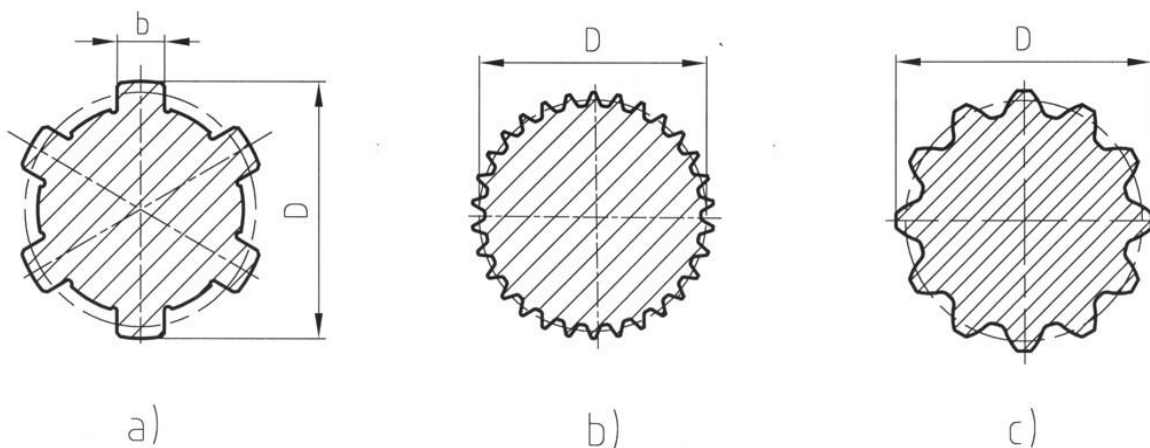
3.4. Drážkování

Drážkování slouží primárně pro přenos točivého momentu mezi nábojem a hřídelí. Drážková spojení představují výsledek vývoje spojení pomocí pera. Při zvyšujících nárocích na únosnost spojení pomocí pera, se zvyšoval jejich počet použitých na jeden spoj. Později byla pera vyrobena jako součást hřídele. [3]

Tato spojení jsou poměrně jednoduše rozebíratelná, bezprostřední a nepředepjatá. Kroutící moment je přenášen především působením tlaku na bocích drážek a zubů. [3]

Výchozí rozdělení drážkování vychází z profilu drážek, resp. zubů. Nejčastěji se lze setkat s následujícími typy:

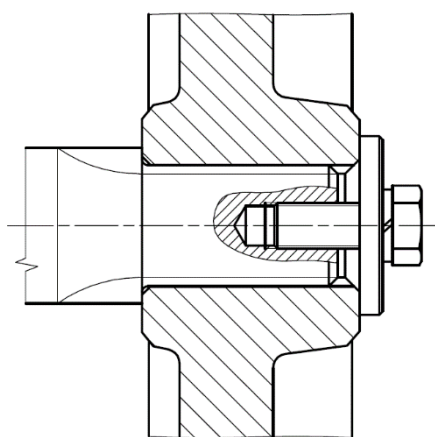
- a) Drážkování rovnoboké
- b) Drážkování jemné
- c) Drážkování evolventní



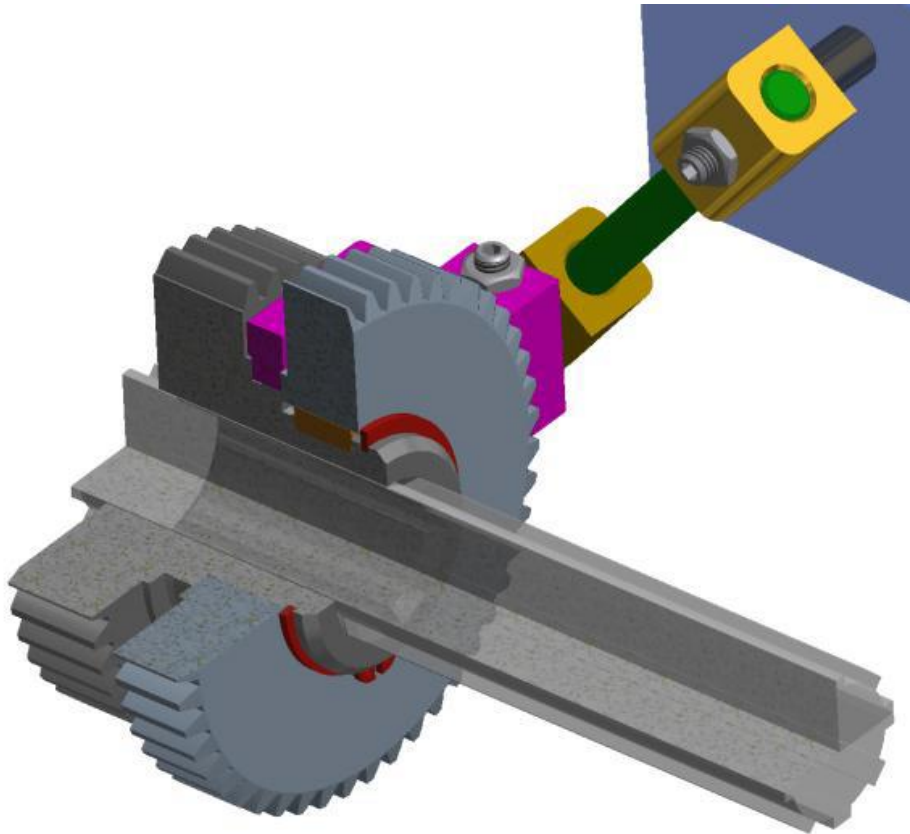
Obr. 6.: Typy drážkování [14]

Důležitým faktorem při návrhu drážkování je požadavek na vzájemnou pohyblivost spojovaných součástí. Z toho pohledu je možné provést další rozdělení na:

- A) Spojení nepohyblivá (axiálně zajištěná) - Příklad takového spojení je zobrazen na Obr. 7.: Příklad axiálního pojištění
- B) Spojení pohyblivá – Zobrazena na Obr. 8.: Příklad pohyblivého drážkového spoje
 - 1) Bez zatížení – spojení je zatíženo pouze, když se náboj nepohybuje po hřídeli.
 - 2) Se zatížením – Spojení je zatíženo i při posuvu náboje po hřídeli.



Obr. 7.: Příklad axiálního pojištění [12]



Obr. 8.: Příklad pohyblivého drážkového spoje [13]

K drážkovým spojením se váže řada norem. K určitým průměrům hřídelí a zvoleným typům drážkování jsou přiřazeny nejen geometrie, ale i mezní úchytky, způsoby uložení, kvality povrchů atd.

Drážková spojení dokáží přenášet větší tlaky než rozměrově a materiálově obdobná spojení pomocí per. Jsou také daleko přesnější, avšak výrobně složitější a nákladnější. Drážková spojení jsou tak vhodná pro použití v sériové výrobě, kde jejich použití ekonomicky přijatelné.

Mezi drážkové spojení z funkčního hlediska řadíme také hranolové a polygonové spoje. [3]

3.4.1. Rovnoboké drážkování

Je nejběžněji používaným typem spojení, vhodným pro spojení pohyblivé i nepohyblivé. Základními charakteristikami profilu jsou: počet zubů (drážek) z , vnitřní průměr d , vnější průměr D a šířka zubů (drážek) b . Únosnost spoje je závislá na účinné ploše na 1 mm délky spoje – s_1 [$\text{mm}^2 \cdot \text{mm}^{-1}$]. Norma ČSN 01 4942 rozlišuje tři řady drážkování podle únosnosti:

- | | | |
|-----------------|----------------------------|-------------------------------------|
| 1) Lehká řada | $z = 6, 8 \text{ a } 10$ | $d = 11 \text{ až } 112 \text{ mm}$ |
| 2) Střední řada | $z = 6, 8 \text{ a } 10$ | $d = 11 \text{ až } 112 \text{ mm}$ |
| 3) Těžká řada | $z = 10, 16 \text{ a } 20$ | $d = 16 \text{ až } 112 \text{ mm}$ |

Stupňování vnitřního průměru d je u všech tří řad shodné. Lehká a střední řada mají pro průměr d také shodné z a b . Střední řada má však větší D a díky tomu i větší s_1 . Těžká řada má ve srovnání se střední řadou pro průměr d stejné D , nebo o málo větší, avšak má výrazně vyšší z a tím i s_1 . Např.: pro průměr $d = 52 \text{ mm}$ platí:

Tab. 1.: Příklad drážkování [3]

	$z \times d \times D \times b$	s_1
Řada lehká	$8 \times 52 \times 58 \times 10$	12
Řada střední	$8 \times 52 \times 60 \times 10$	18
Řada těžká	$16 \times 52 \times 60 \times 5$	36

Požadavek na dokonalé středění (centrování) náboje a hřídele je možné řešit třemi základními způsoby:

- 1) Středění na vnější průměr D
- 2) Středění na vnitřní průměr d
- 3) Středění na boky – na šířku b

Způsob středění volíme podle požadavků na přesnost, podle provozních poměrů spoje a podle požadavků na tepelné zpracování – tvrzení pracovních ploch, které zvýší odolnost proti opotřebení a zadírání. Středící plochy by v uložení měly vykazovat minimální vůli, s čímž souvisí zvýšené nároky na jejich výrobní přesnost. [3]

Dnes nejčastěji využíváme dva způsoby výroby vnějšího drážkování.

- Kopírovací (nástroj má tvar drážky) - Válcovou tvarovou frézou na univerzální nebo speciální frézce s dělicím zařízením, nebo vnějším protahovacím trnem.
- Odvalovací – šroubovou tvarovou frézou na strojích pro výrobu ozubení. Tento způsob výroby je přesnější a technologičtější než výroba kopírovacím způsobem. V poslední době je však nahrazován vnějším protahováním.

Tab. 3.: Lícování rovnobokého drážkování (podle ČSN 01 4949:1976) [3]

		Šířka pera (drážky) b			Malý průměr d		Velký průměr D
		Toleranční třídy pro drážkování v nábojích					
		netvrzených	Tvrzených		netvrzených i tvrzených	tvrzených	netvrzených i tvrzených
		D9	F10	D9	H7	H6	H11
Středění na malý průměr		Toleranční třídy pro drážkování na hřídelích					
		Náboj posuvný na hřídeli		d9, e8 f7, f8, f9 h8, h9, js7	d9, e8 f7, f8, f9 h8, h9	h8	e8 f7, g6
Náboj pevný na hřídeli		k7	js7 k7		h6, h7 js6, js7 n6	js5	a11
Středění na boky drážek		d9, e8, f8 f9, h8, h9 js7, k7	d9, e8, f8 f9, h8, h9				

Tab. 2.: Lícování rovnobokého drážkování (podle ISO 14:1982) [3]

Náboj		Šířka pera (drážky) b		Malý průměr d	Velký průměr D
		Toleranční pole pro drážkování v nábojích			
		netvrzených	tvrzených	netvrzených i tvrzených	
		H9	H11	H7	H10
posuvný		Toleranční pole pro drážkování na hřídelích			
		d10		f7	a11
		f9		g7	
		h10		h7	
těsný					
pevný					

Pokud je požadováno tepelné zpracování povrchu (cementování, kalení) je prakticky nutné všechny tři středící plochy přebrousit na přesný rozměr. Průměr D broušením „do kulata“, průměr d a šířku b pomocí tvarových brusných kotoučů. [3]

Vnitřní drážkování především tvarovým trnem na protahovačce (při kusové výrobě je možná výroba obrážením na děličce). Při protahování jsme schopni dosáhnout potřebné finální přesnosti všech případných středících ploch. V případě potřeby tepelného zpracování po protahování, je možné přebrousit průměr d , boky drážek na šířku b pak na speciálních bruskách. Broušení dna drážek na průměr D je však prakticky neproveditelné.

Středění na průměrech d a D je používáno, pokud je požadována vysoká přesnost spojení (např.: ozubené převodovky automobilů, obráběcí stroje aj.). Požadavek tepelného zpracování poté rozhoduje o volbě mezi středěním na d nebo D . Pakliže není potřeba součásti tepelně zpracovávat, je možné využít obou možností. Středění na velký průměr D je však technologičtější, jelikož náboj je po protahování dostatečně přesný a broušení velkého průměru na hřídeli je technologicky snadnější než broušení průměru malého. Při požadavku na tvrzení součástí je třeba použít technologicky náročnější středění na malý průměr d s finálním přebroušením obou součástí. Tepelné zpracování je požadováno hlavně u pohyblivých spojení.

Středění na boky je voleno hlavně u spojení, u kterých není požadována vysoká přesnost. Minimální vůle vznikající na bočních stykových plochách vede k většímu rozložení zatížení a tím k větší únosnosti. Tu je možné zvýšit tepelným zpracováním součástí a následným přebroušením na rozměr b obou součástí. Toto středění je tak vhodné pro těžké proozy s proměnným momentem, s rázy a reverzací. Např.: u zemních a stavebních strojů, traktorů, kardanových hřídelí automobilů aj.

Příslušné mezní úchytky hlavních rozměrů jsou uvedeny v normě ČSN 01 4949, nebo ISO 14 (Obr. 2. a 3.). V označení spoje tak stačí uvést způsob uložení jen u středících rozměrů např.: $d-8 \times 52 H7/g6 \times 58 \times 10$. [3]

3.4.2. Jemné drážkování

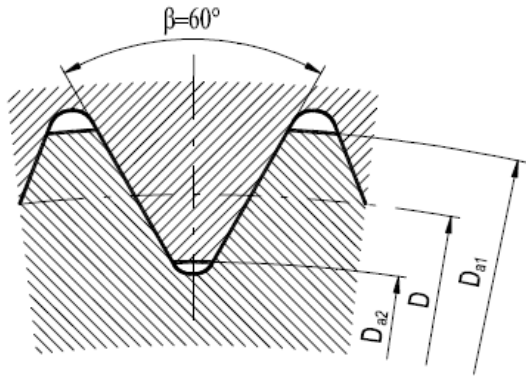
Je charakteristické velkým počtem jemných zubů, jejichž výchozím tvarem je rovnoramenný trojúhelník. Vrcholy zubů jsou zkosené a dna drážek zaoblená. Ozubený věnec je vymezen patními průměry d_f a D_f , styk zubů je realizován v mezikruží hlavových průměrů d_a a D_a . Roztečný průměr d se nachází prakticky v půlce výšky zubů. Hlavový průměr d_a po zaokrouhlení na celé číslo D slouží jako označení velikosti drážkování. Charakteristický úhel drážky hřídele β , který je vhodně zvolen a většinou bývá $\beta = 60^\circ$, 72° nebo i 90° . S úhlem zubu hřídele γ a s úhlovou roztečí τ je vázán vztahem:

$$\beta = \gamma + \tau, \quad kde \tau = \frac{360^\circ}{z} \quad (1)$$

V normě ČSN 01 4933 je definováno jemné drážkování pro průměry $D = 8$ až 120 mm s počtem zubů $z = 28$ až 78 . Pro $D \leq 60$ mm ($z \leq 42$) jsou boky zubů hřídele i náboje přímkové s úhlem $\beta = 60^\circ$. Pro $D < 60$ mm jsou boky zub evolventní s modulem $m = 1,5$ mm a s úhlem profilu $\alpha = 27^\circ 30'$. Boky zubů náboje zůstávají přímkové s úhlem $\beta = 57^\circ$ až 63° .

Jemné drážkování je vhodné použít pro přenos malých kroutících momentů a jedině jako nepohyblivé spojení. Náboj na hřídeli je tedy nutné axiálně zajistit. Výhodou jemného drážkování je malá hloubka drážek, čehož se využívá hlavně u dutých tenkostěnných hřídelů. Drážkování je možné použít také na kuželovité plochy, zpravidla s kuželovitostí $k = 1:16$. [3]

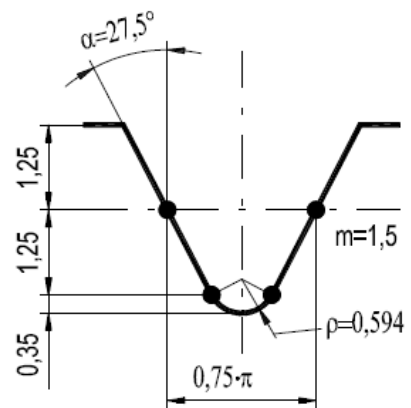
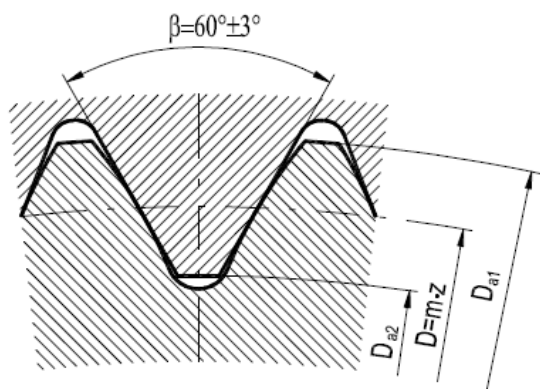
Výroba jemného drážkování na hřídeli se provádí odvalovacím nebo kopírovacím způsobem. V náboji nejčastěji protahováním, případně i obrážením. Středění spoje je proveditelné pouze na boky zubů. Mezní úchytky hlavních rozměrů i způsob uložení jsou uvedeny v normě ČSN 01 4933. [3]



Základní rozměry [mm]

jmenovitá velikost	8 ÷ 60
D	7,5 ÷ 57,5
D_{a1}	8,1 ÷ 60
D_{a2}	6,9 ÷ 42
počet drážek	$z = 28 \div 42$

Obr. 9.: Základní profil jemného drážkování [11]



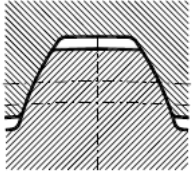
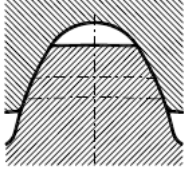
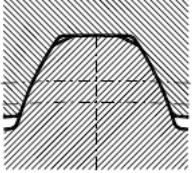
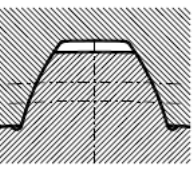
Obr. 10.: Jemné drážkování s evolventními boky zubů a základní profil jemného drážkování [11]

3.4.3. Evolventní drážkování

Tvar zubů evolventního drážkování je velice podobný zubům ozubeného kola a hřídel evolventního drážkování připomíná pastorek ozubeného soukolí. Náboj takového spojení potom vypadá jako prstenec s vnitřním ozubením, avšaks tím rozdílem že obě součásti mají stejný průměr, počet i profil zubů. Aktivní část profilů tvoří evolventy, stejně jako u ozubených kol. Geometrické tvary těchto spojení určují normy ČSN 01 4952 až 01 4955. Stejně jako ozubená kola i evolventní drážkování je definováno modulem m , počtem zubů z , úhlem základního profilu α , průměrem roztečným d , průměry hlavovými d_a a D_a a patními d_f a D_f , tloušťkou zubů hřídele a šířkou mezery náboje s aj. [3]

Evolventní drážkování podle způsobu středění a tvaru dna drážky můžeme dělit na čtyři druhy.

- 1) Provedení A – středění na bocích s plochými dny drážek.
- 2) Provedení B – středění na bocích s oblými dny drážek.
- 3) Provedení C – středění na hlavách.
- 4) Provedení D – středění na patách.

Provedení					
provedení	středění na bocích		středění	na	středění
	plochá dna a)	oblá dna b)	hlavách c)		patách d)
užití	standardní provedení; relativně velké radiální házení	provedení ad a); zvýšená únavová únosnost zaoblením pat; hřídel možno kombinovat s a);c)	přesně protahovaný náboj; broušená hlava zubu hřídele; malé radiální házení		stand. protahování; broušena hlava zubu náboje a pata hřídele minim. radiál. házení
příklad označení	spoj	50x2x9H/9g ČSN 014953 Jmenovitý průměr D x modul m x 9H/9g		50xH7/g6x2 ČSN	i50x2xH7/g6 ČSN
	náboj	50x2x9H ČSN	dtto + pozn. zaobl. dna	50xH7x2 ČSN	i50x2xH7 ČSN
	hřídel	50x2x9g ČSN	dtto + pozn. zaobl. dna	50xg6x2 ČSN	i50x2xg6 ČSN

Obr. 11.: Provedení Evolventního drážkování [2]

Provedení se středěním na průměr je přesnější, provedení se středěním na boky je ale ekonomičtější a v praxi běžněji používané. U obou způsobů se nepředpokládá tvrzení povrchu. Vnější drážkování dnes můžeme vyrobit s vysokou přesností konečného povrchu odvalovací metodou, která je dokonale propracovaná pro výrobu ozubených kol. Vnitřní drážkování v náboji je možné vyrobit tvarovým protahovacím trnem, a i touto metodou dosáhneme vysoké přesnosti konečného povrchu. U větších průměrů je možné pro výrobu

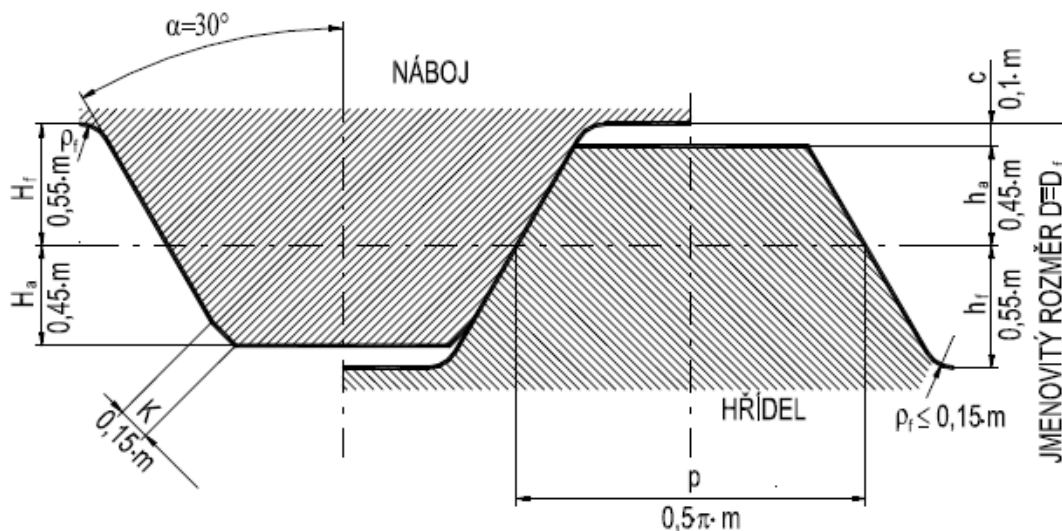
vnitřního drážkování náboje použít odvalovací kolečko. Jelikož broušení průměrů nebo den drážek vnitřního drážkování náboje je prakticky nerealizovatelné, možnost tepelného tvrzení povrchů při středění na D nebo s je vyloučena. V zahraničních normách můžeme najít provedení s plochými dny drážek a se středěním na vnitřní průměr $d_f = D_a$, které umožňuje tepelné tvrzení povrchů. Lze také využít metody středění na pomocnou válcovou plochu, která využívá skutečnosti, že potřebná délka drážkování bývá relativně krátká. [3]

Charakteristickou veličinou drážkování je „nominální průměr“ D , který se vybírá z normalizované řady. Jeho hodnota se volí podle předběžného návrhu hřídele d_H . K tomuto průměru se pak zvolí modul m , ke kterému je už normou přiřazen počet zubů z . Platí že čím větší modul m , tím menší počet „hrubějších“ zubů z . Např.: pro $D = 50$ mm platí:

Tab. 4.: Příklad vztahu m a z [3]

M	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Z	60	48	38	32	24	18	15	11	8

Celkový rozsah modulů je $m = 0,5$ až 10 mm, celkový rozsah počtu zubů je $z = 6$ až 82, úhel profilu $\alpha = 30^\circ$. [3]



Obr. 12.: Základní profil evolventního drážkování [2]

Kromě roztečného průměru $d = m \cdot z$ a základního průměru $d_b = m \cdot z \cdot \cos(\alpha)$ se u evolventního drážkování zavádí průměr střední $d_s = d + 2 \cdot x \cdot m$, kde $x \cdot m$ je radiální posunutí základního profilu. Jeho účelem je posunout ozubené věnec do správné polohy vůči nominálnímu průměru D a splnit tak rovnici:

$$x \cdot m = 0,5 \cdot (D - m \cdot z - 1,1 \cdot m) \quad (2)$$

kde součinitel posunutí $x \geq 0 \leq x$.

Tloušťku zubu s lze určit ze vztahu:

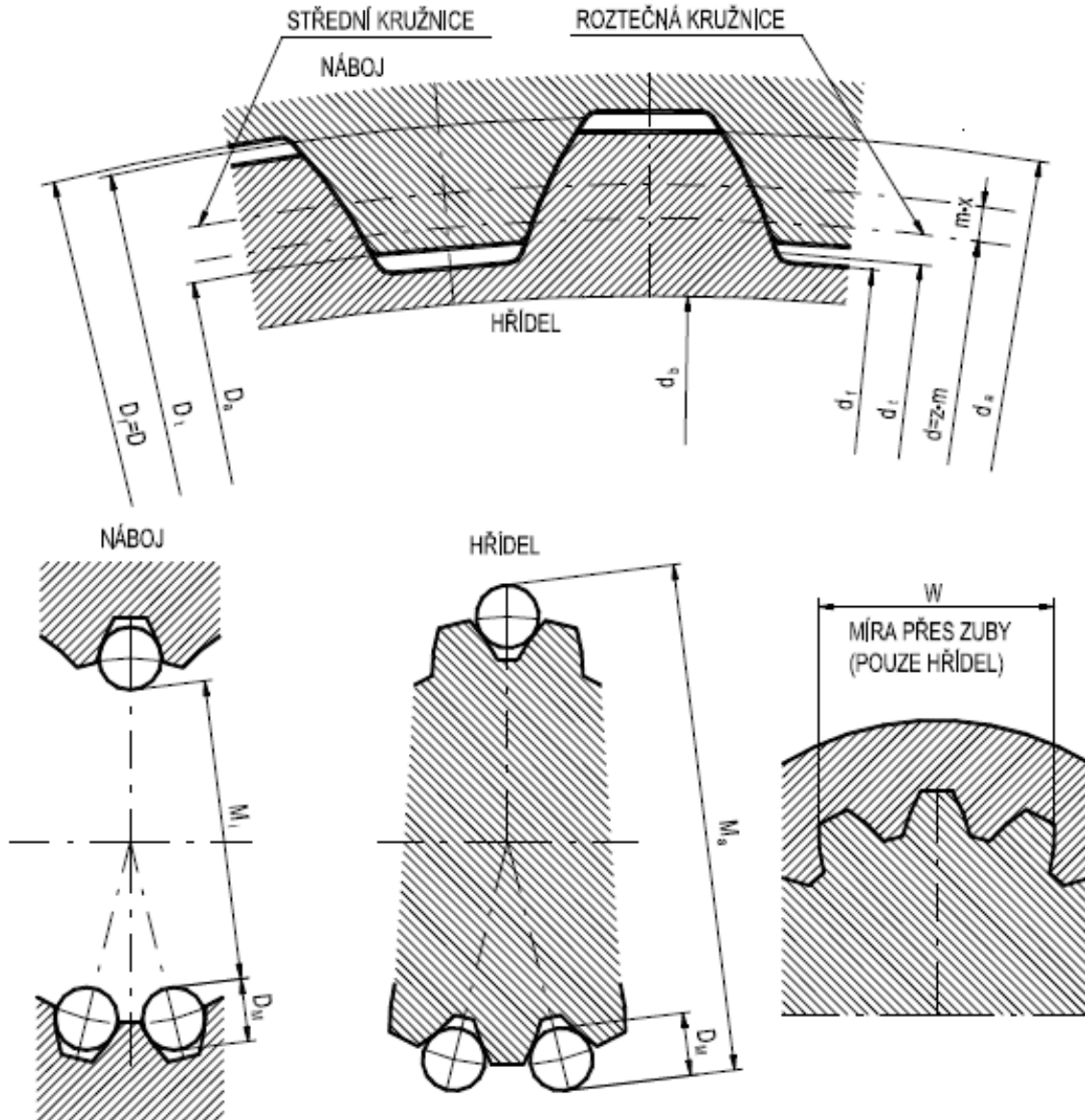
$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan(\alpha) \quad (3)$$

Evolventní drážkování je vhodné k použití u pohyblivých i nepohyblivých spojení. V normě ČSN 01 4953 najdeme příslušné mezní úchytky hlavních rozměrů a doporučená

uložení. Označení spoje uvádí způsob uložení jen pro středící rozměr. Pro příklad označení spojení $D=50\text{ mm}$ a $m=2\text{ mm}$: [3]

Při středění na D : 50 x H7/g6 x 2 ČSN 01 4952

Při středění na s : 50 x 2 x 9H/9g ČSN 01 4952

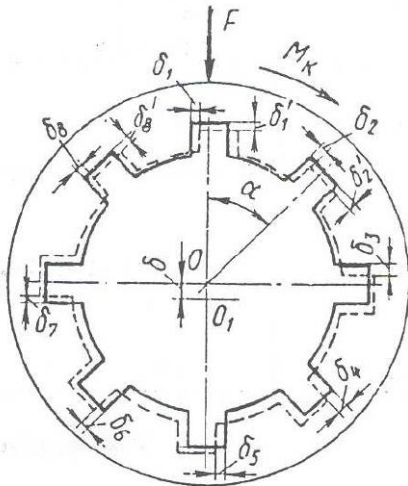


Obr. 13.: Označování rozměrů evolventního drážkování [2]

3.5. Řešení únosnosti drážkových spojení

Nejčastěji řešeným mezním stavem drážkových spojení je v provozu nadměrné opotřebení funkčních ploch. Jde o tzv. cyklické opotřebení, které se projevuje u spojení pohyblivých i nepohyblivých, pokud kromě přenášeného momentu M_K spolupůsobí také radiální síla F .

Uvnitř spojení dochází k mikropohybům, které jsou umožněny existujícími vůlemi, dotykovou poddajností povrchů i elastickou deformací zubů.



Obr. 14.: Stav drážkování při zatížení [3]

Na obrázku 9. můžeme vidět stav drážkování bez zatížení, který je znázorněn plnou čarou a stav po zatížení, který je zobrazen čárkovaně. Před zatížením $O=O_1$. Na obrázku jsou u některých drážek zakótovány relativní dotykové deformace δ_i a smyková deformace δ'_i . Pro drážky ležící ve směru síly F potom platí, že drážka č. 1 se k pevnému středu hřídele O přisouvá (δ'_1), drážka č. 5 se od něj odsouvá (δ'_5). Všechny drážky tak v při jedné otáčce projdou celým prokluzovým cyklem. To je pak hlavní příčinou opotřebení. Se zvyšující se silou F , roste i relativní prokluz a zvětšuje se i následné opotřebení. Silová

dvojice M_K přirozeně spolupůsobí se silou F . V poloze drážek 3 a 7 je relativní prokluz nulový, ale dotykové deformace od F a M_K se u drážky č. 3 sčítají (δ_3) a u drážky č. 7 odečítají (δ_7). cyklický změny lze tak očekávat i u zatížení jednotlivých drážek nebo zubů.

Drážkové spojení tak představuje z hlediska vnitřní kinematiky i vnitřních silových poměrů složitý problém. Nerovnoměrné rozložení zatížení jednotlivých zubů, vlivem výrobních chyb v rozteči a nerovnoměrné rozložení tlaku po výšce i podél zubů, které může být způsobeno výrobními chybami v profilu a v rovnoběžnosti zubů, nebo torzními deformacemi hřídele aj., situaci nijak neusnadňuje. Nadměrné opotřebení a s tím související zvětšení vůlí i koncentrace zatížení mohou vést k iniciaci a šíření pánvových defektů u pat zubů, což může vyústit i jejich vylomením. Tepelným zpracováním pracovní plochy zubů lze dosáhnout výrazného zpomalení opotřebení.

Praktické řešení únosnosti drážkového spoje je založeno na výpočtu a posouzení velikosti tlaku p a to za předpokladu, že vnější zatížení spoje je realizováno jen silovou dvojicí M_K ($F_R=0$) a že tlak p je po výšce i délce zubů rozdělen rovnoměrně. Základním vztahem, který je společný pro všechna tři popisovaná drážková spojení, je rovnice rovnováhy vnitřních a vnějších silových poměrů tj.:

$$M_K = p \cdot h_v \cdot l \cdot \psi \cdot z \cdot r_v \quad (4)$$

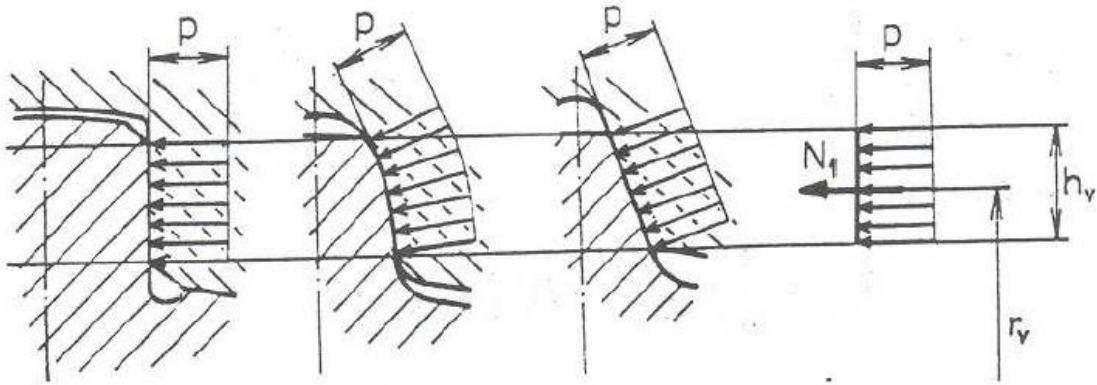
Kde: h_v je výpočtová výška stykové plochy – průmět aktivního profilu zubu do osové roviny.

l je délka stykových ploch – zpravidla blízká délce náboje L

ψ je opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečně nosné ku stykové ploše teoretické. Orientační hodnoty $\psi=0,7$ až $0,8$

z je počet zubů (drážek)

r_v je výpočtový poloměr – rameno výslednice N_1



Obr. 15.: Stav drážkování při zatížení [3]

Rovnici 4 pak dále upravujeme pro jednotlivá drážkování.

a) Drážkování rovnoboké: viz ČSN 01 4942

$$h_v = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \quad (5)$$

$$r_v = \frac{D + d}{4} \quad (6)$$

$$s_1 = z \cdot h_v \cdot \psi \quad (7)$$

Základní rovnice přejde do tvaru:

$$M_K = p \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot \psi \cdot z \cdot \frac{D + d}{4} = p \cdot s_1 \cdot l \cdot \frac{D + d}{4} \quad (8)$$

V některých uvádějí součinn $s_1 \cdot \frac{D+d}{4}$ – tj. statický moment účinné stykové plochy na 1 mm délky spoje. Pro praktické použití pak rovnici 8 upravíme jako:

1) Kontrolní vztah navrženého spoje:

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{s_1 \cdot l \cdot (D + d)} \leq p_d \quad (9)$$

2) Vztah pro výpočet potřebné délky spoje:

$$l = \frac{4 \cdot M_K}{s_1 \cdot p_d \cdot (D + d)} \quad (10)$$

b) Drážkování evolventní:

$$h_v = 0,9 \cdot m \quad (11)$$

$$r_v = \frac{d}{2} = \frac{m \cdot z}{2} \quad (12)$$

Základní rovnici můžeme přepsat do tvaru:

$$M_K = 0,45 \cdot p \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi \quad (13)$$

1) Po úpravě dostaneme tvar pro kontrolní výpočet navrženého spoje:

$$p = \frac{M_K}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} \leq p_D \quad (14)$$

2) Vztah pro výpočet potřebné délky spoje:

$$l \geq \frac{M_K}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot p_d \cdot \psi} \quad (15)$$

c) Drážkování jemné

$$h_v = \frac{d_a - D_a}{2} \quad (16)$$

$$r_v = \frac{d_a + D_a}{4} \quad (17)$$

Základní rovnici můžeme přepsat do tvaru:

$$M_K = \frac{1}{8} \cdot p \cdot (d_a^2 - D_a^2) \cdot l \cdot \psi \cdot z \quad (18)$$

1) Kontrolní vztah navržené spoje:

$$p = \frac{8 \cdot M_K}{(d_a^2 - D_a^2) \cdot l \cdot \psi \cdot z} \leq p_D \quad (19)$$










2) Vztah pro výpočet délky spoje:

$$l \geq \frac{8 \cdot M_K}{(d_a^2 - D_a^2) \cdot p_D \cdot \psi \cdot z} \quad (20)$$

Délka spojení bývá:

Spojení nepohyblivé- $l = (0,8 \div 1,5) \cdot d_a$

Spojení pohyblivé- $l = (1,2 \div 2) \cdot d_a$

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obr. 16.: Hodnoty dovoleného tlaku p_D [MPa] [3]

3.6. Snímače okamžitých hodnot napětí a deformací

Rozvoj měřicí a výpočetní techniky nám dává velké možnosti ve vyhodnocení zkoušek. Prováděné zkoušky nemusíme hodnotit jen z pohledu životnosti, můžeme také měřit provozní zatížení jednotlivých součástí.

Dnes existuje několik typů snímačů deformací a napětí a můžeme je rozdělit do několik skupin. Základní dělení je na aktivní a pasivní. Aktivní snímač k měření nepotřebuje vnější zdroj elektrické energie. Pasivní snímač ke své činnosti vnější zdroj elektrické energie naopak potřebuje. [4]

3.6.1. Pasivní snímače

Pasivní snímače můžeme dále dělit podle jejich fyzikálního principu na odporové, indukčnostní, kapacitní a magnetické. Jak už z definice pasivního snímače vyplývá, nemůže

provádět měření sám o sobě, ale musí být zapojen do měřicího obvodu. Tento obvod je složen z několika částí. Hlavní součástí je samotný snímač, podle charakteru měření je pak potřeba zapojit další součásti, souhrnně označované jako elektrické obvody. Tyto obvody zajišťují převod výstupního signálu ze snímače na signál, který bude vhodný pro další zpracování. Dále je za potřebí zařadit člen, který výstup zpracuje a paměť, na které bude uchován celý průběh měření. [5]

3.6.1.1. Odporové snímače

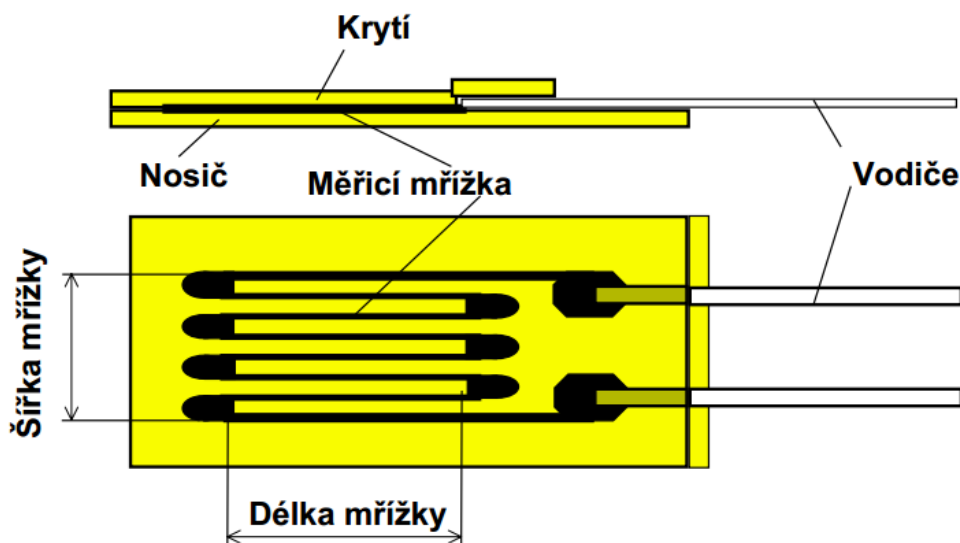
Odporové snímače neboli tenzometry, jsou pro měření neelektrických veličin velice oblíbené. To je způsobeno několika faktory – spolehlivostí, přesností a nízkou pořizovací cenou. Tenzometry se dnes používají pro měření ohybového a kroutícího momentu, tlaku, síly a napjatosti dvojosé i tříosé a dalších zatěžujících veličin.

U tenzometrů je využito změny velikosti odporu v závislosti na velikosti vodiče. Změny velikosti vodiče se docílí mechanickým namáháním, tím dochází k deformaci vodiče. Tyto deformace však musí zůstat v mezích platnosti Hookova zákona. Tenzometr nesnímá měřenou veličinu přímo, ale snímá pouze deformace měřené součásti.

Na výrobu tenzometrů se používají buď kovy nebo polovodiče. Nejčastěji používané kovy jsou konstantan, nichrom, wolfram a platina.

Kovové tenzometry dále dělíme podle upevnění a konstrukčního tvaru. Prvním typem jsou příložné tenzometry, které se upevňují s mechanickým předpětím mezi kolíčky, vetknuté do povrchu pružného členu. Pro měření deformací tlakových nádob kruhového profilu, lze drátek obtočit kolem nádoby, nádoba pak bude působit jako pružný člen.

Druhým typem kovových tenzometrů jsou tenzometry lepené, ty mohou být tvořeny buď drátkem kruhového průřezu, připevněným na pružné podložce, nebo se mohou podobat tištěnému spoji, zalitém v pružné fólii. Vodič má tvar mřížky. Lepené tenzometry je potřeba důkladně přilepit na měřený povrch, aby byl zajištěn co možná nejpřesnější přenos deformace na odporový vodič. [6] [7]

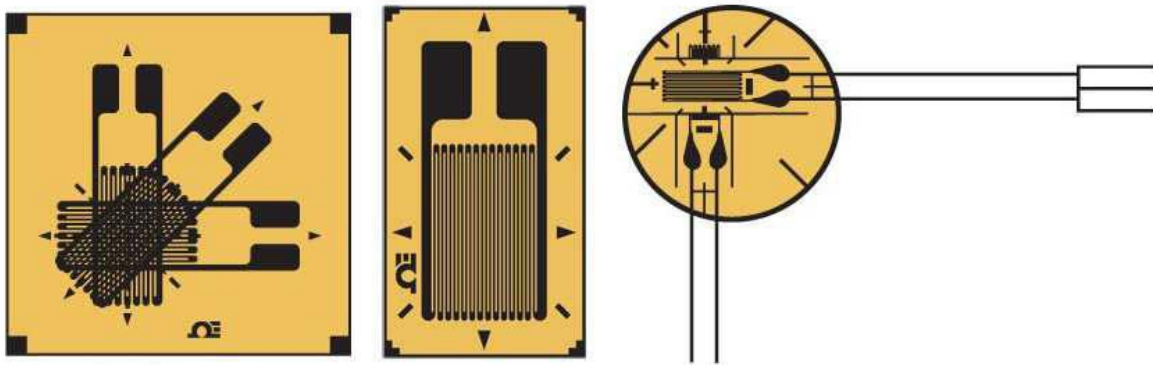


Obr. 17.: Konstrukce tenzometru [8]

Polovodičové tenzometry jsou nejčastěji tvořeny PN přechodem. Působením síly na tento přechod, je dosaženo změny jeho velikosti odporu, podobně jako u kovových. Při změně odporu a konstantním napětí se změní velikost proudu procházející tenzometrem. Toto nazýváme piezoelektrickým jevem.

Polovodičové tenzometry se vyznačují mnohem větší citlivostí vůči kovovým. Avšak jejich nevýhodou je odchylka od lineární charakteristiky. Jak kovové, tak polovodičové tenzometry jsou citlivé na změny teploty, jelikož i teplotními výkyvy dochází k deformaci vodiče. Tato závislost je kompenzována zapojením do měřících můstků nebo pomocného obvodu. [4] [6]

Pokud známe směr hlavního napětí můžeme použít jen jeden tenzometr, v případě dvouosé napjatosti se používá tenzometrický kříž, jestliže neznám směr hlavních napětí je potřeba použít tenzometrickou růžici. Tyto konstrukce můžeme vidět na obr 19. kde je zleva tenzometrická růžice, jednoosý tenzometr a tenzometrický kříž. [8]



Obr. 18.: Jednotlivé druhy tenzometrů [15]

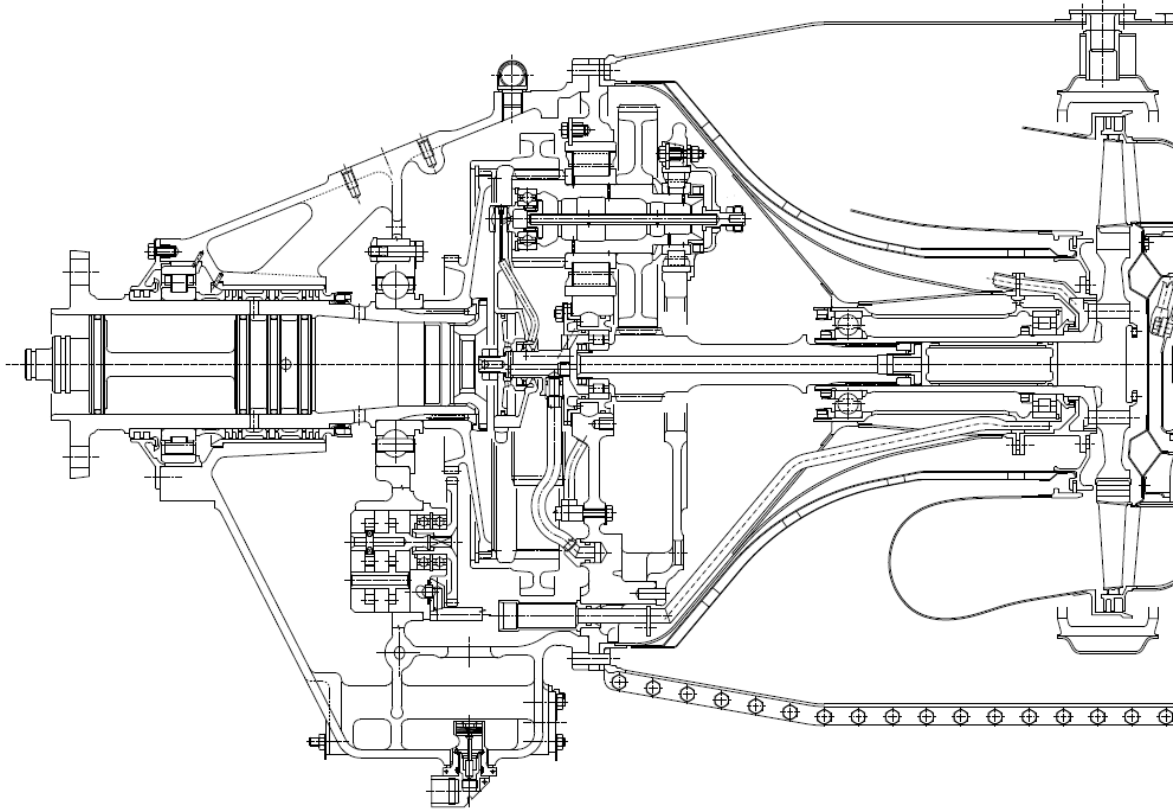
3.7. Stanovení požadovaných podmínek při zkoušce

Abychom mohli adekvátně upravit stávající stand je potřeba, provést důkladnou analýzu všech vlivů, které mají vliv na chod námi zkoušeného spojení. Podmínky při testování vycházejí z požadavku co nejvíce se přiblížit skutečným provozním podmínkám.

3.7.1. Analýza rozměrových obvodů

Pro zajištění smontovatelnosti, jsou všechny součásti každého mechanismy vyrobeny s určitou, předem stanovenou, přesností a tolerancí. Kombinací těchto výrobních tolerancí, vzniknou po smontování vůle. Tyto vůle mohou mít nežádoucí účinky na konečný chod celého mechanismu. Tyto vůle můžeme analyzovat pomocí rozměrových obvodů. Rozměrový obvod se skládá z funkčních rozměrů jednotlivých součástí, které tvoří geometricky uzavřený obvod.

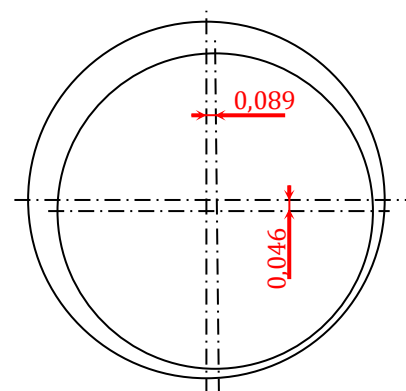
Pro stanovení vyosení drážkového spoje torzní hřídele a hřídele volné turbíny. Výpočtem tohoto rozměrového obvodu, dojdeme k výslednému, maximálnímu konstrukčně předdefinovanému vyosení.



Obr. 19.: Zobrazení všech tolerancí potřebných pro sestavení rozměrového obvodu

Na Obr. 20.: Vyosení za studena je vidět, vyosení hřídelů vůči sobě v jednotlivých rovinách. Sečtením těchto vyosení dostaneme výsledné vyosení, jehož hodnota činí 0,1002 mm. Toto vyosení však bude i testovacím standu.

Maximální axiální přesazení nosného kužele vycházející z analýzy rozměrových obvodů je 0,12295°.



Obr. 20.: Vyosení za studena

3.8. Analýza deformace nosného kužele

Zadavatel práce provedl analýzu deformace nosného kužele při zahřátí pomocí metody konečných prvků. Z této analýzy vyšla hodnota největšího axiálního přesazení, kterého je při chodu dosaženo 0,132384°. Kombinací deformace za studena a při zahřátí

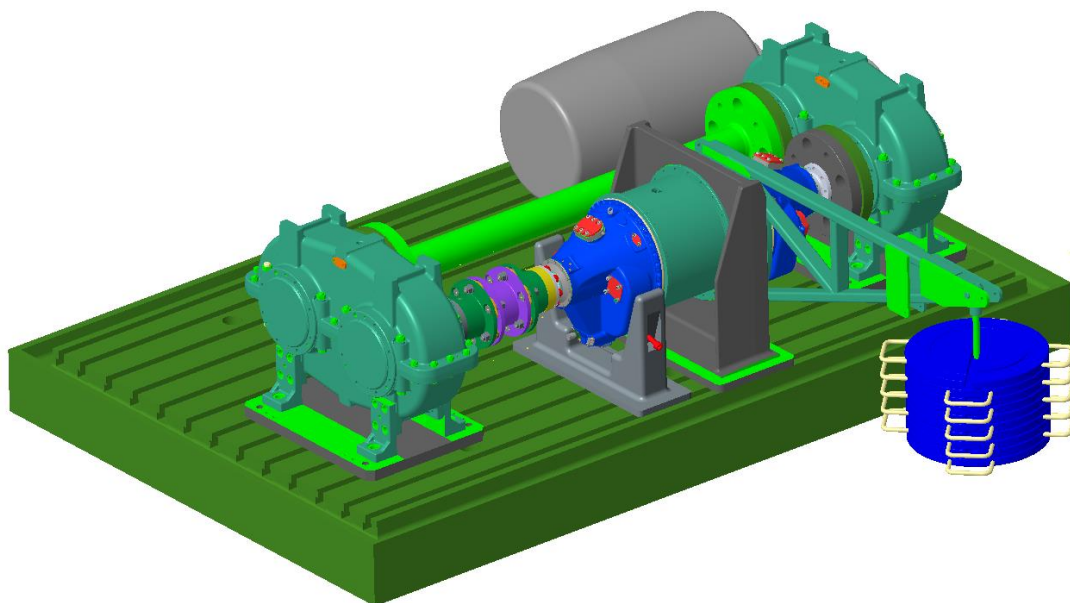
dostaneme hodnotu axiálního přesazení $0,25534^\circ$. Toto přesazení je zadavatelem práce požadováno navodit při testování.

4. Postup konstrukční úpravy standu

V předchozí kapitole jsem rozebral požadavky na podmínky, které jsou potřeba navodit při testování. V této kapitole se tak budu věnovat úpravě testovacího standu, abych dosáhl požadovaných podmínek. Návrh úpravy standu jsem provedl v CAD systému PTC Creo parametric 3.0.

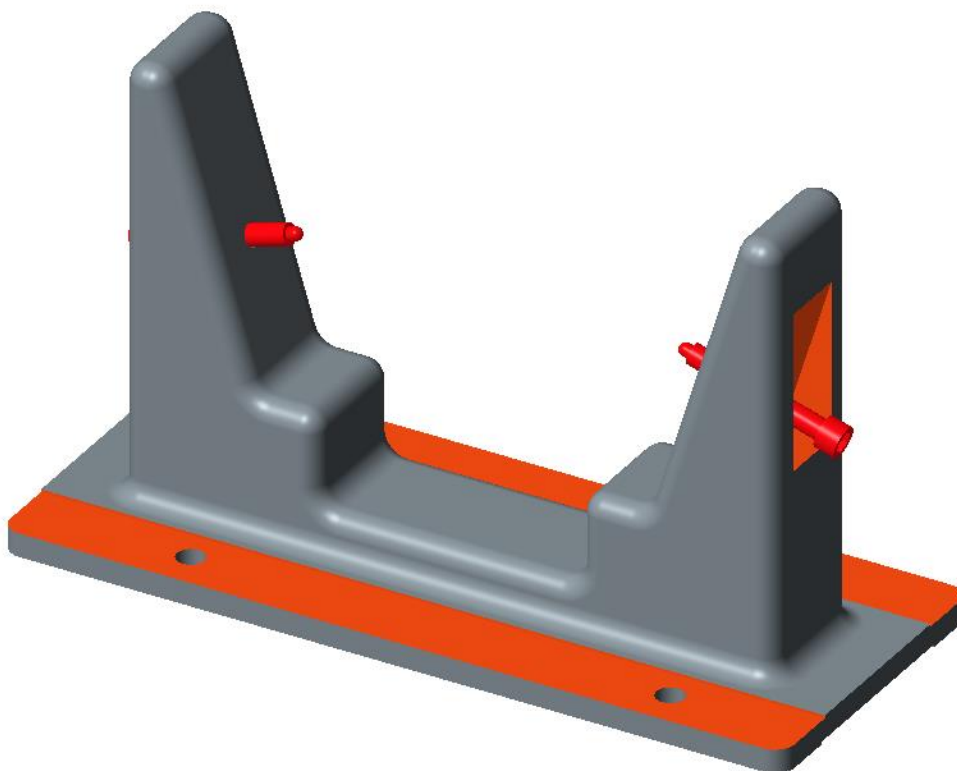
4.1. Úpravy standu

Torzní hřídel je pomocí drážkovaného spoje uložen v hřídeli volné turbíny. Ve skříni předloh je uložen ve válečkovém ložisku a přes ozubení přenáší výkon na 3 planetová kola. Zanesením vyosení pouze na tuto hřídel, by bylo velice obtížné. Navíc by mohlo dojít ke vzniku nežádoucích vibrací, rozhodl jsem se proto, natočit celý reduktor vůči nosnému kuželu. Tím dojde k posunu osy torzní hřídele mimo osu hřídele volné turbíny. Jelikož je vzdálenost mezi podporami, ve kterých je hřídel uložena je 150 mm. Uložení jednoho konce v ložisku umožní přeměnu radiálního přesazení na axiální. Maximální hodnota naklopení v místě ložiska je $0,307^\circ$.



Obr. 21.: Upravený testovací stand

Na Obr. 21.: Upravený testovací stand je znázorněn zatěžovací stand s provedenými úpravami. Pro nastavení požadovaného přesazení, bylo potřeba přidat stojan, ve kterém jsou umístěny tlačné šrouby s kulatou špičkou. Tyto šrouby jsou označeny tak, aby bylo možné nastavit přesně požadovanou hodnotu přesazení. Na výkresu (příloha 2017-BP-00-01) je vyznačena poloha šroubů pro dosažení požadovaného vyosení.



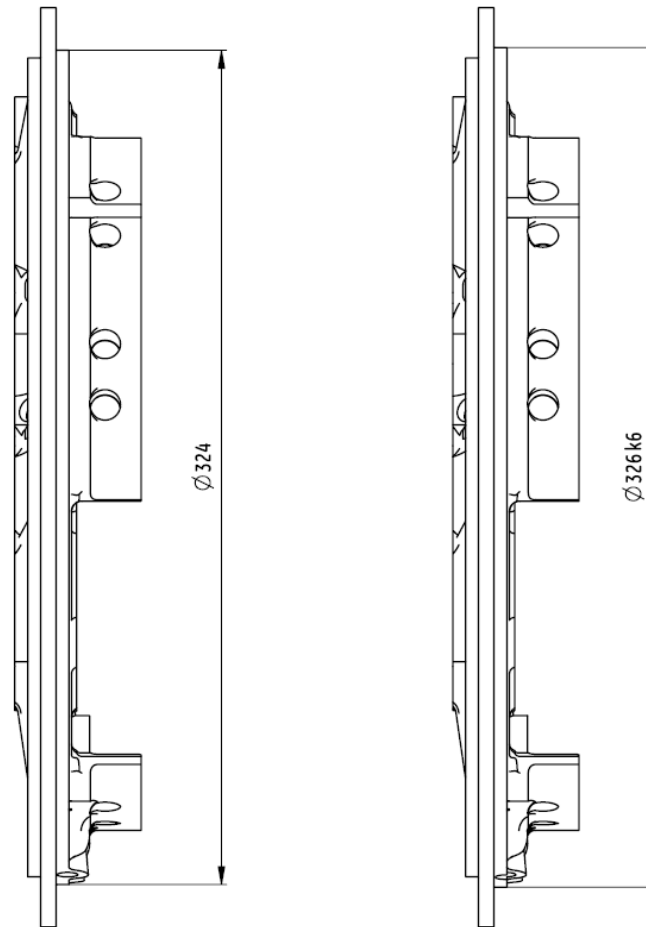
Obr. 22.: Stojan s tlačnými šrouby

Návrh stojanu s tlačnými šrouby je zobrazen na Obr. 22.: Stojan s tlačnými šrouby. Tento stojan je k základní desce připevněn pomocí 4 matic do T-drážek, závrtnými šrouby M20x30 ČSN 02 1174.20 a maticemi M20x1,5 ISO 4032 s podložkou. Tlačné šrouby jsou s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem se závitem M16x100. Zaoblení na špičce šroubu má velikost 5 mm.

4.1.1. Úprava reduktoru

Abych mohl reduktor vůči nosnému kuželu vyosít je potřeba upravit zatěžovaný reduktor. Úprava spočívá v tom, že zmenšíme průměr, kterým je reduktor středěn na nosný kužel. Tato úprava je pak znázorněna na Obr. 23.: Úprava středícího průměru, vpravo je neupravená skříň předloh, vlevo pak nová upravená.

Reduktor a nosný kužel potom spojíme přes společnou přírubu lícovaným šroubem, který nám bude tvořit střed otáčení (viz příloha 2017-BP-00-00).



Obr. 23.: Úprava středícího průměru

4.2. Spojení reduktoru s vratnou převodovkou

Vyosení, které nám vzniklo, je potřeba na spojení reduktoru a vratné převodovky kompenzovat. Kompenzaci provedeme pomocí spojky. Základní parametry spojky:

Otáčky n – 2080 ot·min⁻¹.

Přenášený výkon P – 615 kW.

Přenášený kroutící moment

$$M_k = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{615}{2080} = 2823,5 \text{ Nm} \quad (21)$$

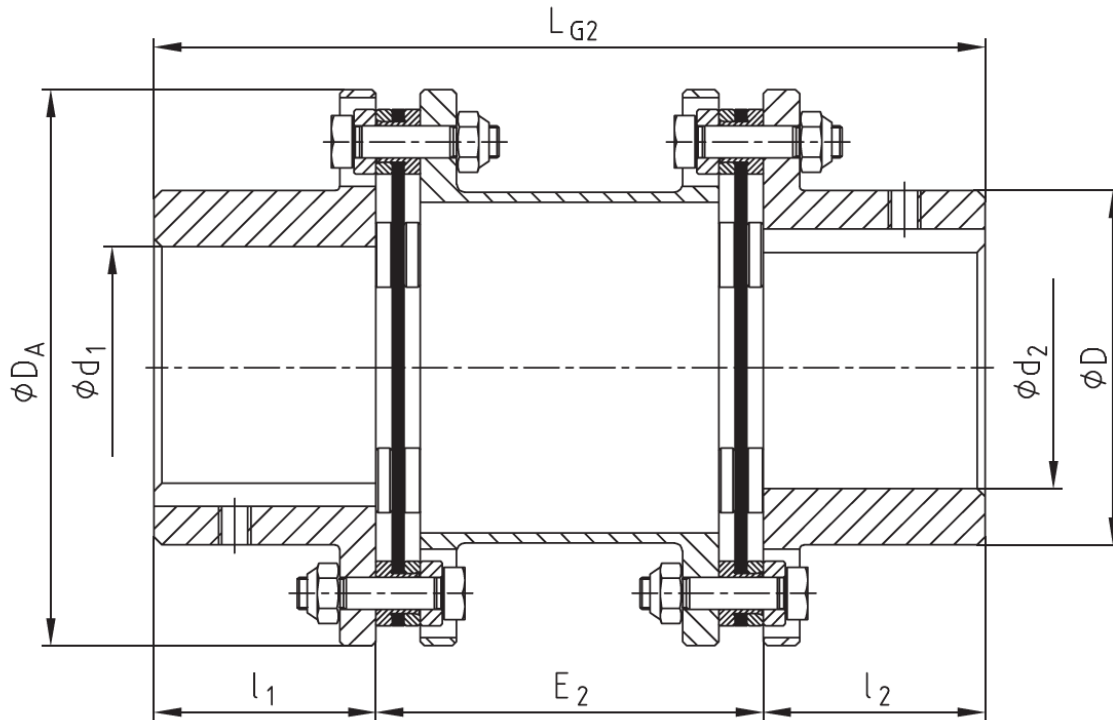
Velikost vyosení:

$$a = \tan(0,255334) \cdot 150 = 0,669 \text{ mm} \quad (22)$$

Pro zajištění bezpečného přenosu kroutícího momentu, je potřeba určit výpočtový kroutící moment. Ten dostaneme tak, že vynásobíme skutečný moment provozním součinitelem $k=1,5$.

$$M_v = M_k \cdot k = 2823,5 \cdot 1,5 = 4235,3 \text{ Nm} \quad (23)$$

Tyto požadavky splňuje spojka Radex-N 90 typ NANA1 z katalogu [9].



Type NANA 1

Obr. 24.: Spojka Radex-N90 NANA1 [9]

4.2.1. Kontrola spojení

Přenos kroutícího momentu z reduktoru na spojku a ze spojky na převodovku je realizován pomocí těsného pera.

Potřebnou délku pera určíme ze vztahu:

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot p_a} = \frac{4 \cdot 2823470}{90 \cdot 14 \cdot 100} = 89,6 \text{ mm} \quad (24)$$

Jelikož délka náboje na spojce není dostatečná, použijí dvě pera. Minimální stanovenou délku tedy rozdělím na dvě a celková délka jednoho pera bude:

$$l' = \frac{l'_a}{2} + b = \frac{89,6}{2} + 25 = 69,8 \text{ mm} \quad (25)$$

Nejbližší normalizovaná délka $l = 70 \text{ mm}$. Dále je potřeba provést kontrolu pera na střiž:

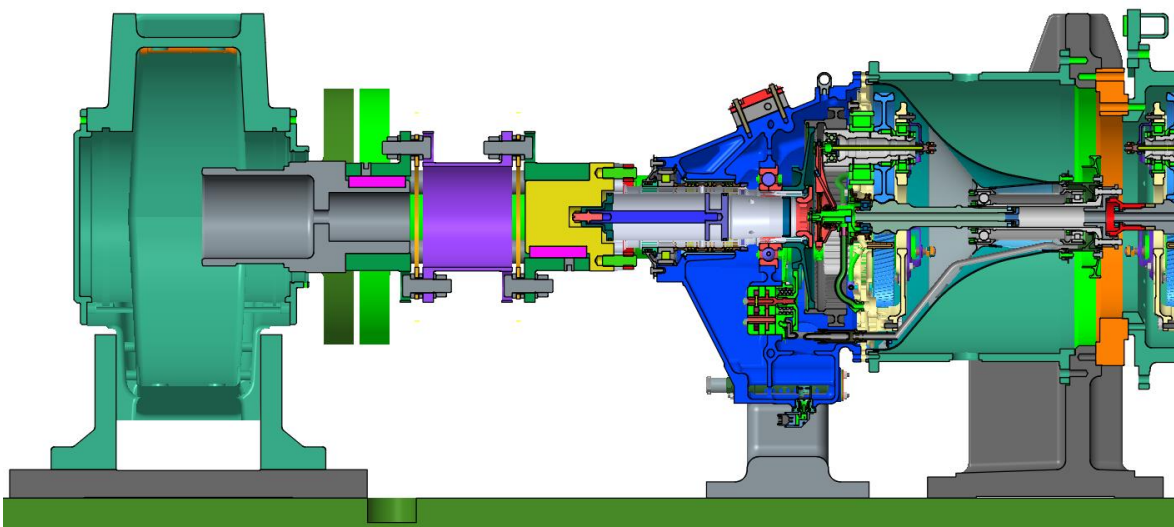
$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 2823470}{90 \cdot 25 \cdot 90} = 27,9 \text{ MPa} \quad (26)$$

Dovolené namáhání $\tau_d = 40 \div 60 \text{ MPa}$. Pera tak vyhovují i kontrole na střiž.

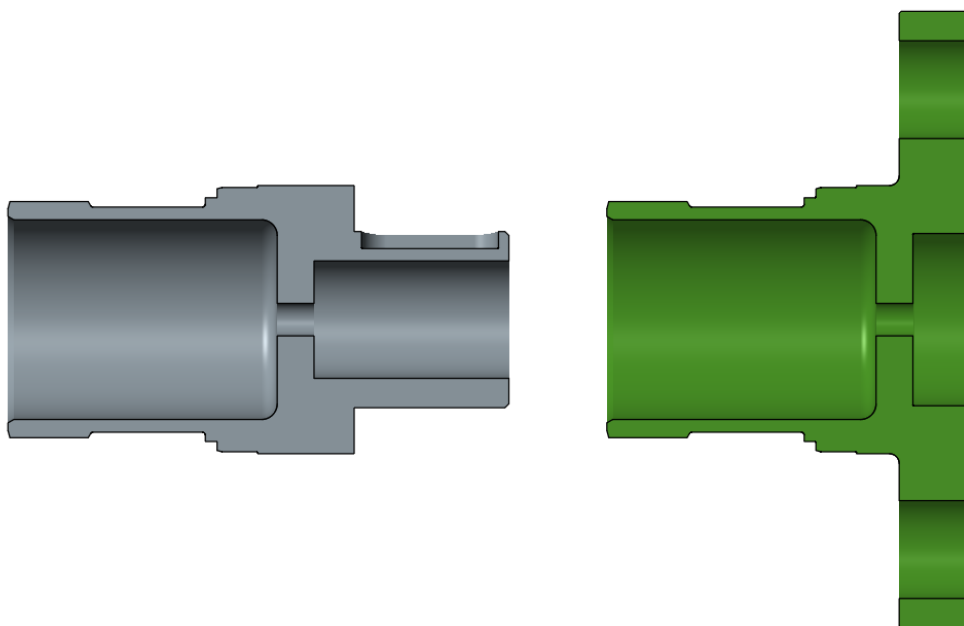
Pro spojení reduktoru a spojky navrhuji PERO 25e7x14x70 ČSN 02 2562. Jelikož je přenášený kroutící moment stejný i na spojení spojky a vratné převodovky, použijí se zde stejná pera.

4.2.2. Sestava spojení reduktoru a vratné převodovky

Detail spojení zatěžovaného reduktoru a vratné převodovky je zobrazen na Obr. 25.: Detail řezu zatěžovaného reduktoru a vratné převodovky Na vrtulovou hřídel je přes její přírubu připevněn unašeč, který přenáší výkon z reduktoru na spojku. Unašeč je osazen dvěma pery, které zajišťují přenos kroutícího momentu. Hřídel, která přenáší výkon na ozubené kolo byla upravena, původní příruba byla odstraněna. Hřídel byla prodloužena a taktéž osazena dvěma pery. Původní hřídel s přírubou je na Obr. 26.: Vstupní hřídele převodovky vpravo, upravená je drážkou pro pero vlevo.



Obr. 25.: Detail řezu zatěžovaného reduktoru a vratné převodovky

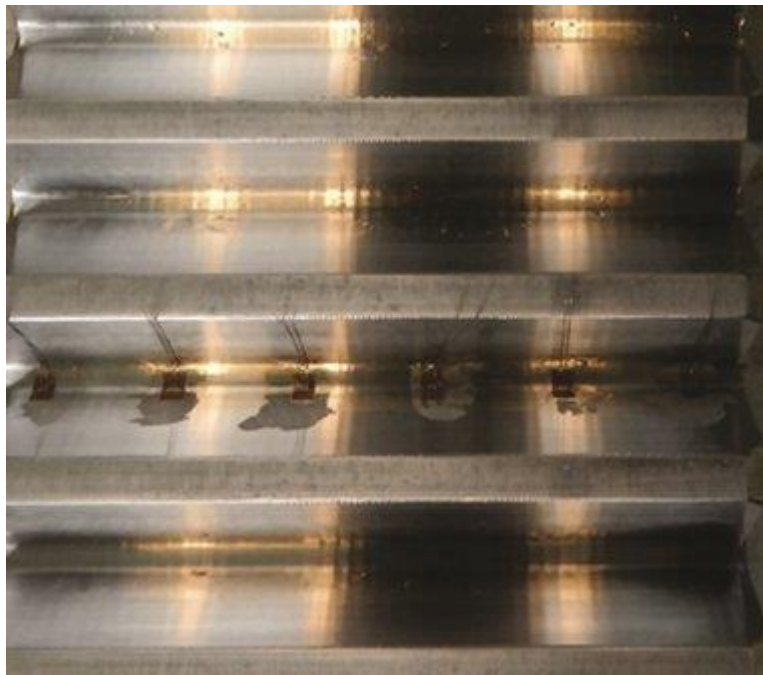


Obr. 26.: Vstupní hřídele převodovky

4.3. Využití senzorů deformací

Zadavatelem je požadována pouze životnostní zkouška zkoumaného drážkování. S využitím měřicí techniky však můžeme prozkoumat i další veličiny, které působí na zkoumaný spoj během chodu a ověřit tak předpoklady stanovené metodou konečných prvků. Na životnost spoje má vliv například rozložení zatížení po jeho délce. [10]

Umístění tenzometrů na zkoumaný spoj však není nikterak jednoduché. I když rozměry senzorů nejsou příliš veliké, ani prostor mezi hřídelí a nábojem není příliš velký. Je také potřeba prostor na vyvedené drátků přenášejících napětí do měřicí jednotky. Největší zatížení je v místě kontaktu jednotlivých zubů, při instalaci se musí zajistit vysoká přesnost umístění jednotlivých tenzometrů. Je také potřeba vodiče a tenzometry chránit před vlivem nepříznivých podmínek, panujících při provozu. Dále je nutné kompenzovat vliv teploty. Jelikož je měřený spoj rotační součást, která je navíc obklopena nosným kuželem, je také poněkud ztížení přenos dat. Dnes však již máme možnosti, jak odesílat data bezdrátově do počítače, nebo můžeme připevnit přímo na hřídel záznamový modul. [10]



Obr. 27.: Příklad použití tenzometru na ozubeném kole [10]

5. Závěr

V mé bakalářské práci jsem se věnoval problematice testování strojních součástí. Konkrétně úpravě testovacího standu pro torzní hřídel leteckého motoru H80 vyráběného společností GE Aviation czech s.r.o.

Zadavatelem práce byla požadována úprava standu tak, aby na něm mohla být provedena životností zkouška tohoto hřídele. Základním požadavkem byla možnost zanesení vyosení na drážkové spojení torzního hřídele a hřídele volné turbíny. Toto vyosení mělo odpovídat podmínkám, které panují v motoru za chodu.

Pro tento účel byl navržen mechanismus, který toto vyosení vyvolá. Ve 3D CAD softwaru Creo Parametric 3.0 jsem vytvořil model, na kterém jsem nastavil podmínky, které byli požadované při testování. Tento model jsem využil nastavení parametrů mechanismu, které budou následně nastaveny při testu. Bylo také potřeba vyřešit kompenzaci tohoto vyosení na spojení zatěžovaného reduktoru a vratné spojky. Za tímto účelem byla mezi ně vložena spojka. Také jsem provedl výpočet únosnosti těsného pera, pomocí kterého byl zajištěn přenos kroutícího momentu ze zatěžovaného reduktoru na vratnou spojku.

Jako další možnost pro lepší prozkoumání drážkového spoje a verifikaci analýzy provedené metodou konečných prvků jsem navrhl použití tenzometrů na zkoumaný spoj. Tato měření by nám poskytla další informace, které by mohly být využity pro další modifikace zkoumaného spojení.

Seznam použité literatury

- [1] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [2] HRABEC, Ladislav, František HELEBRANT a Jana MAZALOVÁ. *TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA A SPOLEHLIVOST III: USTAVOVÁNÍ STROJŮ*. Ostrava, 2006. Skripta. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. Fakulta strojní.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [4] HRUŠKA, František. *Senzory: Fyzikální principy, úpravy signálů, praktické použití. (e-book)* [online]. Druhé, rozšířené. Vydáno Elektronicky: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2010 [cit. 2017-07-27]. ISBN 978-80-7454-096-7. Dostupné z: http://www.utb.cz/file/15534_1_1/
- [5] ČECH, Jaroslav, Jiří PERNIKÁŘ a Kamil PODANÝ. *Strojírenská metrologie I*. Vyd. 5., V Akademickém nakl. CERM vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-4010-4.
- [6] ĎAĎO, Stanislav a Marcel KREIDL. *Senzory a měřicí obvody*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996. ISBN 80-010-1500-9.
- [7] *Ústav mikroelektroniky. ADÁMEK, Martin. FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ: MODERNIZACE VÝUKY SENZOROVÉ TECHNIKY* [online]. Brno, b.r. [cit. 2017-07-27]. Dostupné z: <http://www.umel.feec.vutbr.cz/~ADAMEK/UCEB/menufram.htm>
- [8] Technická měření. In: *ČVUT v Praze, Fakulta strojní* [online]. Praha: ČVUT, 2016 [cit. 2017-07-27]. Dostupné z: <https://moodle.fs.cvut.cz/>
- [9] Spojka s ocelovými lamelami RADEX® - N NANA 1/NANA 2. *Spojky KTR* [online]. Jevíčko: KTR, 2017 [cit. 2017-07-17]. Dostupné z: <http://www.spojky-ktr.cz/radex-n-nana-1nana-2>
- [10] Výzkum převodových mechanismů s ozubenými koly, brzd a spojek. *MM Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM Průmyslové spektrum, 2014 [cit. 2017-07-27]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vyzkum-prevodovych-mechanismu-s-ozubenymi-koly-brzd-a-spojek.html>
- [11] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 8024808781.
- [12] Části a mechanismy strojů I ČMS1: Spojení hřídele a náboje prostřednictvím rovnobokého drážkování. In: *Systém elektronické podpory studia* [online]. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 2014 [cit. 2017-07-26]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/%C4%8CMS1>
- [13] Strojírenské konstruování II.: Ozubené kolo z krabičky a ozubené kolo č. 2 z přesuvného dvojkolí. In: *Systém elektronické podpory studia* [online]. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 2014 [cit. 2017-07-26]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/SK2>

- [14] Frézování drážek. In: *M.L. Gear Design* [online]. Neznámý: Blog.cz, 2015 [cit. 2017-07-27].
Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1504/frezovani-drazek>
- [15] Tenzometry, přístroje a příslušenství: Základní tenzometrické elementy. In: *Omegaeng.cz: Váš zdroj o měření a regulaci!* [online]. Karviná: Omega, b.r. [cit. 2017-07-27]. Dostupné z:
<http://www.omegaeng.cz/shop/subsectionSC.asp?subsection=E02&book=Pressure>

Seznam obrázků

Obr. 1.: Motor GE H80	3
Obr. 2.: Testovací stand.....	4
Obr. 3.: Řez Testovacím standem	5
Obr. 4.: Radiální přesazení [2]	6
Obr. 5.: Axiální přesazení [2]	6
Obr. 6.: Typy drážkování.....	7
Obr. 7.: Příklad axiálního pojištění [6].....	7
Obr. 8.: Příklad pohyblivého drážkového spoje [7]	8
Obr. 9.: Základní profil jemného drážkování [5]	12
Obr. 10.: Jemné drážkování s evolventními boky zubů a základní profil jemného drážkování [5]	12
Obr. 11.: Provedení Evolventního drážkování	13
Obr. 12.: Základní profil evolventního drážkování.....	14
Obr. 13.: Označování rozměrů evolventního drážkování [2]	15
Obr. 14.: Stav drážkování při zatížení [3].....	16
Obr. 15.: Stav drážkování při zatížení [3].....	17
Obr. 16.: Hodnoty dovoleného tlaku p_D [MPa] [3].....	18
Obr. 17.: Konstrukce tenzometru	19
Obr. 18.: Jednotlivé druhy tenzometrů	20
Obr. 19.: Zobrazení všech tolerancí potřebných pro sestavení rozměrového obvodu	21
Obr. 20.: : Vyrobení za studena	21
Obr. 21.: Upravený testovací stand.....	22
Obr. 22.: Stojan s tlačnými šouby	23
Obr. 23.: Úprava středícího průměru.....	24
Obr. 24.: Spojka Radex-N 90 NANA1 [4]	25
Obr. 25.: Detail řezu zatěžovaného reduktoru a vratné převodovky	26
Obr. 26.: Vstupní hřídele převodovky	26
Obr. 27.: Příklad použití tenzometru na ozubeném kole	27



Seznam tabulek

Tab. 1.: Příklad drážkování.....	9
Tab. 2.: Lícování rovnobokého drážkování (podle ISO 14:1982) [3].....	10
Tab. 3.: Lícování rovnobokého drážkování (podle ČSN 01 4949:1976) [3].....	10
Tab. 4.: Příklad vztahu m a z	14



Seznam příloh

- | | |
|--|---------------|
| 1. Výkres zástavby zkušebny | 2017-BP-00-00 |
| 2. Výkres sestavy mechanismu pro vyosení | 2017-BP-00-01 |
| 3. CD s elektronickou verzí BP a přílohami | |