



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh testovacího zařízení pro hřídelová
těsnění**

Design of Test Equipment for Shaft Seals

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2022

Bc. Jan Svoboda

Studijní program: (NDTT) Dopravní a transportní technika

Studijní obor: (N071TTTE) Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Svoboda** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **459983**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh testovacího zařízení pro hřídelová těsnění

Název diplomové práce anglicky:

Design of Test Equipment for Shaft Seals

Pokyny pro vypracování:

Cílem diplomové práce je návrh testovacího zařízení pro hřídelová těsnění (gufera). Student provede rešerši možností testování hřídelových těsnění a rešerši používaných hřídelových těsnění. Na základě rešerše budou provedeny koncepční návrhy alespoň tří variant testovacího zařízení, ze kterých na základě srovnání bude vybrána nejvhodnější varianta. Výsledná varianta bude podrobně rozpracována, budou provedeny veškeré návrhové a kontrolní výpočty včetně energetické bilance (ztráty) a bude vytvořen 3D CAD model včetně kompletní výkresové dokumentace. Student definuje rozsahy testovacího zařízení, které by měly korespondovat s vyráběnými hřídelovými těsněními (alespoň z pohledu otáček). Dále student navrhne metodiku testování. Rozsah tištěné grafické části: sestavný výkres; podsestava dílčího uzlu (pokud nějaký bude); alespoň dva výrobní výkresy.

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] Katalog výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **21.10.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.01.2022**

Platnost zadání diplomové 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

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh testovacího zařízení pro hřídelová těsnění“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci této diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....
Jan Svoboda

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto upřímně poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za trpělivost, ochotu a poskytnutí veškerých podkladů pro zpracování. Děkuji také panu Ing. Romanu Milotovi z firmy SCHMACHTL CZ, spol. s.r.o. za konzultaci problematiky elektromagnetických spojek. Za neutuchající podporu během celého studia a psaní této práce patří obrovské poděkování mé rodině a přítelkyni, děkuji také všem svým přátelům.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Jan Svoboda
Název BP:	Návrh testovacího zařízení pro hřídelová těsnění
Anglický název:	Design of Test Equipment for Shaft Seals
Rok:	2022
Studijní program:	(NDTT) Dopravní a transportní technika
Obor studia:	(N071TTTE) Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 92 počet obrázků 85 počet tabulek 11 počet příloh 42
Klíčová slova:	hřídelové těsnění, testovací zařízení, návrh, testovací metody, únik oleje, test těsnosti
Keywords:	shaft seal, testing device, design, testing methods, oil leak, leak test
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá návrhem testovacího zařízení pro hřídelová těsnění. Teoretická část popisuje především části a princip hřídelových těsnění, podmínky pro jejich správnou funkci, používané materiály, hlavní typy a možnosti testování. Návrhová část sestává z výběru koncepce, výpočtů, posouzení ztrát, stanovení otáčkového rozsahu zařízení a popisu navržené konstrukce. Práce zahrnuje vytvoření 3D modelu a výkresové dokumentace.
Abstract:	This diploma thesis deals with a design of test equipment for shaft seals. The theoretical part describes parts and principle of shaft seals, operating conditions for their right function, used materials, main types and testing possibilities. The design part consists of conception choice, calculations, losses rating, speed range specification and description of device design. The thesis includes creating a 3D model and technical documentation.

OBSAH

1. Úvod	4
2. Hřídelová těsnění (gufera)	5
2.1. Obecný popis, definice, konstrukce, vlastnosti	5
2.1.1. Tažná pružina	6
2.1.1.1. Pružiny Canted Coil, Cantilever a Helical Wound.....	7
2.1.2. Kovová výztuha/pouzdro	8
2.2. Princip funkce/těsnosti	9
2.3. Provozní hodnoty	11
2.4. Konstrukční a povrchové požadavky na uložení těsnění, montáž.....	13
2.4.1. Hřídel	13
2.4.2. Zástavbový prostor.....	14
2.4.3. Montáž, nalisování těsnění	17
2.5. Historie a vývoj hřídelových těsnění.....	19
3. Materiály	21
3.1. Nitrilová pryž (NBR).....	23
3.1.1. Karboxylová nitrilová pryž (XNBR)	24
3.1.2. Hydrogenovaná nitrilová pryž (HNBR)	24
3.2. Akrylátová pryž (ACM)	25
3.3. Fluorkaučuková pryž (FPM/FKM).....	26
3.4. Silikonové pryže (MQ, MVQ, MPVQ, MPQ)	27
3.5. Polytetrafluorethylen (PTFE)	28
3.6. Chemická odolnost a kompatibilita, typy provozních kapalin	29
4. Typy hřídelových těsnění	31
4.1. Typ A, AS	31
4.2. Typ B, BS.....	31
4.3. Typ C, CS.....	32
4.4. Konstrukce těsnění z PTFE materiálu.....	33
5. Měření, možnosti testování	34
5.1. Měření, kontrola rozměrů	35
5.2. Testování.....	36
5.2.1. Test velikosti radiální síly od břitu po osazení těsnění.....	37
5.2.2. Test těsnivosti	37
5.2.3. Test nízkoteplotní odolnosti.....	40
5.2.4. Test deformace těsnícího břitu	40
5.2.5. Další typy testů.....	41
6. Nejčastější poruchy hřídelových těsnění	42
6.1. Poruchy zapříčiněné nadměrným zatížením těsnícího břitu	42
6.1.1. Puchýře.....	42

6.1.2.	Praskliny, ztvrdnutí břitu	42
6.1.3.	Nadměrné opotřebení břitu	43
6.1.4.	Usazování uhlíku na povrch břitu	43
6.2.	Poruchy zapříčiněné chybou při montáži	43
6.2.1.	Trhliny, zářezy	43
6.2.2.	Převrácení břitu	44
6.3.	Poruchy z hlediska chemické kompatibility	44
6.3.1.	Bobtnání a rozklad materiálu	44
6.4.	Další časté typy poruch	45
6.4.1.	Porušený povrch břitu kvůli nedostatečnému mazání	45
6.4.2.	Porušení břitu vlivem nízkých teplot	45
7.	Návrhová část	46
7.1.	Současná podoba testovacího zařízení	46
7.2.	Návrh koncepčních řešení testovacího zařízení	48
7.2.1.	Varianta s pohonem pro každé testované těsnění	48
7.2.2.	Varianta s třecím kuželovým spojem	50
7.2.3.	Varianta s elektromagnetickými spojkami	51
7.3.	Volba komponent, návrhové výpočty	52
7.3.1.	Volba pohonu, otáčkový rozsah, energetická bilance	52
7.3.2.	Výběr frekvenčního měniče	55
7.3.3.	Návrh řemenového převodu	56
7.3.4.	Návrh elektromagnetických spojek	60
7.3.5.	Návrh hřídelových spojek	61
7.4.	Kontrolní výpočty	61
7.4.1.	Zátěž elektromagnetických spojek a pohonu z hlediska momentu	62
7.4.2.	Těsná pera	62
7.4.2.1.	Kontrola na otlačení	63
7.4.2.2.	Kontrola na stříh	63
7.4.3.	Životnost ložisek	64
8.	Popis navrženého testovacího zařízení	66
8.1.	Rámová konstrukce	66
8.2.	Posuvné uložení testovacích domků	67
8.3.	Testovací domky	68
8.4.	Uložení hnaných řemenic a elektromagnetických spojek	71
8.5.	Konstrukce napínací řemenice	72
8.6.	Sběrné nádoby	73
8.7.	Celkový náhled konstrukce testovacího zařízení	73
9.	Návrh metodiky testování	75
10.	Závěr	76

Seznam použité literatury.....	77
Seznam obrázků.....	80
Seznam tabulek.....	82
Seznam příloh	83

Seznam zkratk a symbolů

Symbol	Jednotky	Význam
α	[°]	Úhel sklonu těsnicího břitu na straně těsněného média
β	[°]	Úhel sklonu těsnicího břitu na straně okolního prostředí
R	[mm]	Vzdálenost středu pružiny od plochy těsnicího břitu
H	[mm]	Celková délka těsnicího břitu
$v_{HŘ}$	[m/s]	Obvodová rychlost hřídele
$n_{HŘ}$	[ot/min]	Otáčky hřídele
T_g	[°C]	Teplota skelného přechodu
T_f	[°C]	Teplota tečení
T_m	[°C]	Teplota tání
d_1	[mm]	Vnitřní průměr těsnění
d_p	[mm]	Průměr prachovky
D_1	[mm]	Vnější průměr těsnění
b	[mm]	Šířka těsnění
c	[mm]	Tloušťka membrány těsnění
c_{max}	[mm]	Největší vzdálenost břitu od čela těsnění
c_{min}	[mm]	Nejmenší vzdálenost břitu od čela těsnění
Δc	[mm]	Rozdíl hodnot c_{max} a c_{min}
k	[mm]	Hodnota kruhovitosti
$D_{1 max}$	[mm]	Největší hodnota vnějšího průměru těsnění
$D_{1 min}$	[mm]	Nejmenší hodnota vnějšího průměru těsnění
s	[mm]	Hodnota sousosti
l_{max}	[mm]	Největší vzd. vnitřního a vnějšího průměru těsnění
l_{min}	[mm]	Nejmenší vzd. vnitřního a vnějšího průměru těsnění
q	[mm]	Radiální síla od břitu
F	[N]	Deformační síla od břitu
d	[mm]	Průměr hřídele
z	[%]	Deformace těsnicího břitu
$d_{1 TEST}$	[mm]	Vnitřní průměr těsnění po testu deformace
n	[ot/min]	Otáčky motoru
f	[Hz]	Frekvence (motoru)
p_M	[—]	Počet pólů motoru
$n_{2P min}$	[ot/min]	Minimální otáčky dvoupólového motoru
$n_{2P max}$	[ot/min]	Maximální otáčky dvoupólového motoru

$n_{4P \min}$	[<i>ot/min</i>]	Minimální otáčky čtyřpólového motoru
$n_{4P \max}$	[<i>ot/min</i>]	Maximální otáčky čtyřpólového motoru
i	[–]	Převodový poměr
$\eta_{LOŽ}$	[–]	Účinnost ložisek
$\eta_{ŘEM}$	[–]	Účinnost řemenového převodu
$P_{TĚS}$	[<i>W</i>]	Výkonová ztráta třením pro jedno těsnění
$P_{NÁVRH}$	[<i>kW</i>]	Prvotní výkonový návrh pohonu
P_{CELK}	[<i>W</i>]	Celkový potřebný výkon po započítání ztrát – návrh 1
P_{CELK_2}	[<i>W</i>]	Celkový potřebný výkon po započítání ztrát – návrh 2
p_Z	[<i>mm</i>]	Zubová rozteč ozubeného řemenu
z'_1	[–]	Návrhový počet zubů hnací řemenice
$D_{w1 \text{ NÁVRH}}$	[<i>mm</i>]	Návrhový roztečný průměr hnací řemenice
z_1	[–]	Zvolený počet zubů hnací řemenice
D_{w1}	[<i>mm</i>]	Zvolený roztečný průměr hnací řemenice
z_2	[–]	Výsledný počet zubů hnané řemenice
D_{w2}	[<i>mm</i>]	Výsledný roztečný průměr hnané řemenice
X	[<i>mm</i>]	X-ová souřadnice osy řemenice
Y	[<i>mm</i>]	Y-ová souřadnice osy řemenice
M_K	[<i>Nm</i>]	Krouticí moment elektromotoru
F_{obv}	[<i>N</i>]	Obvodová síla ozubeného řemenu
F_O	[<i>N</i>]	Síla v odlehčené větvi řemenu
F_T	[<i>N</i>]	Síla v zatížené větvi řemenu
$r_{Ř1}$	[<i>mm</i>]	Roztečný poloměr hnací řemenice
F_N	[<i>N</i>]	Síla pro napnutí řemenu
M_{ZTR}	[<i>Nm</i>]	Momentové ztráty
d_H	[<i>mm</i>]	Jmenovitý průměr hřídele
b_p	[<i>mm</i>]	Šířka těsného pera
h	[<i>mm</i>]	Výška těsného pera
t	[<i>mm</i>]	Hloubka drážky v hřídeli
t_1	[<i>mm</i>]	Hloubka drážky v náboji
l	[<i>mm</i>]	Délka těsného pera
p_{S1}	[<i>N/mm²</i>]	Skutečný tlak na otláčení těsného pera 1
p_{S2}	[<i>N/mm²</i>]	Skutečný tlak na otláčení těsného pera 2
p_{S3}	[<i>N/mm²</i>]	Skutečný tlak na otláčení těsného pera 3
p_D	[<i>N/mm²</i>]	Dovolený tlak na otláčení těsného pera

τ_1	$[N/mm^2]$	Skutečné napětí namáhání na stříh těsného pera 1
τ_2	$[N/mm^2]$	Skutečné napětí namáhání na stříh těsného pera 2
τ_3	$[N/mm^2]$	Skutečné napětí namáhání na stříh těsného pera 3
τ_D	$[N/mm^2]$	Dovolené napětí namáhání na stříh těsného pera
F_R	$[N]$	Radiální síla zatěžující ložiska
$r_{HŘ}$	$[mm]$	Poloměr hřídele
C	$[kN]$	Základní dynamická únosnost ložiska
p	$[-]$	Exponent rovnice trvanlivosti ložiska
P	$[kN]$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$L_{10(16007)}$	$[mil. otáček]$	Základní trvanlivost ložiska SKF 16007
$L_{10h(16007)}$	$[hod]$	Trvanlivost ložiska SKF 16007 v provozních hodinách
$L_{10(6000)}$	$[mil. otáček]$	Základní trvanlivost ložiska SKF 6000
$L_{10h(6000)}$	$[hod]$	Trvanlivost ložiska SKF 6000 v provozních hodinách
$L_{10(6002)}$	$[mil. otáček]$	Základní trvanlivost ložiska SKF 6002
$L_{10h(6002)}$	$[hod]$	Trvanlivost ložiska SKF 6002 v provozních hodinách
NBR		Nitrilová pryž
$XNBR$		Karboxylová nitrilová pryž
$HNBR$		Hydrogenovaná nitrilová pryž
ACM		Akrylátová pryž
FPM		Fluorkaučuková pryž (začíná F)
FKM		
MQ		
MVQ		
$MPVQ$		Silikonová pryž (začíná M)
MPQ		
$PTFE$		Polytetrafluorethylen

1. Úvod

Hřídelová těsnění (gufera) jsou jedním z nejpoužívanějších strojních těsnících prvků, své rozsáhlé uplatnění nacházejí takřka ve všech odvětvích průmyslu. Tato diplomová práce je zaměřena na návrh testovacího zařízení pro hřídelová těsnění. Návrh vychází z testovacího zařízení, které vzniklo v roce 2017 pod záštitou Ústavu konstruování a částí strojů na Fakultě strojní ČVUT v Praze a přihlíží k návrhům na konstrukční úpravy vznesených během testovacího experimentu.

Teoretická část práce je zaměřena na vše důležité, co se hřídelových těsnění týče, tedy především popis částí a princip, podmínky pro jejich optimální funkci, postup montáže používané materiály a základní typy, uvedeny jsou také možnosti a parametry testování.

Praktická část se již zabývá samotným návrhem zařízení. V rámci práce byly na základě poznatků pro modifikaci zpracovány tři koncepční návrhy, které jsou vzájemně porovnány a z nich zvolena nejvhodnější varianta. Vybraná koncepce je dále převedena do reálné podoby testovacího zařízení, ke kterému náleží návrhové a kontrolní výpočty včetně stanovení energetické bilance, otáčkového rozsahu zařízení a zdůvodnění volby jednotlivých komponent. Celé navržené zařízení je následně detailně popsáno na základě vytvořeného 3D modelu. Součástí je také vytvoření kompletní výkresové dokumentace. V závěru jsou uvedena doporučení pro ověření určitých faktorů po realizaci a z toho vyplývající úpravy.

2. Hřídelová těsnění (gufera)

Teoretická část této diplomové práce se věnuje samotným hřídelovým těsněním, jejich popisu, principu funkce, provozním vlastnostem, nepoužívanějším materiálům pro jejich výrobu, zmíněny budou základní typy, možnosti testování a poruchy těsnění.

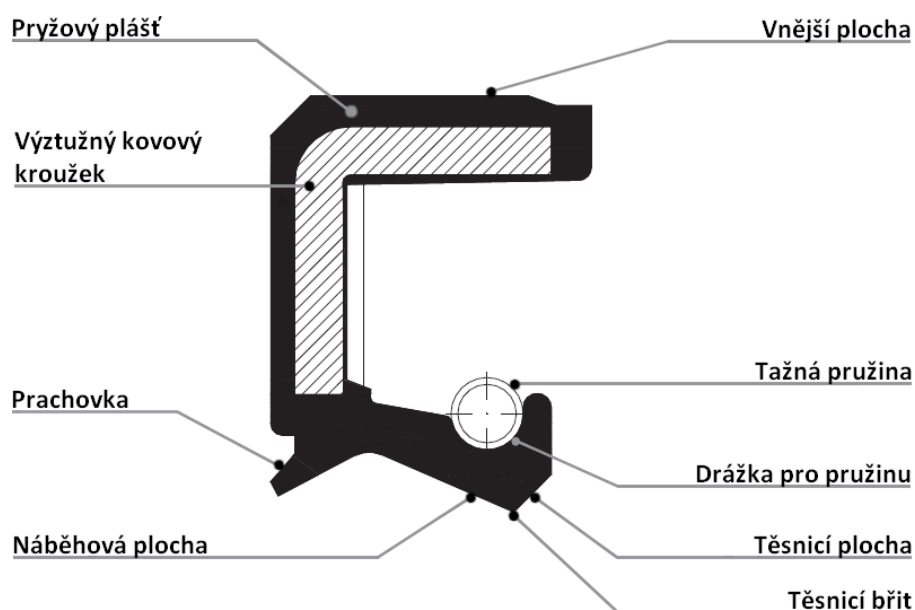
2.1. Obecný popis, definice, konstrukce, vlastnosti

Hřídelová těsnění (hřídelové těsnicí kroužky, gufera, simmerringy) jsou strojní prvky určené pro utěsnění prostoru mezi rotujícím a nepohyblivým dílem. Široká paleta provedení hřídelových těsnění z různých materiálů dnes dokáže vyhovět téměř všem provozním požadavkům v nejrůznějších aplikacích a díky neustálému vývoji pole jejich použitelnosti stále více roste. [1]

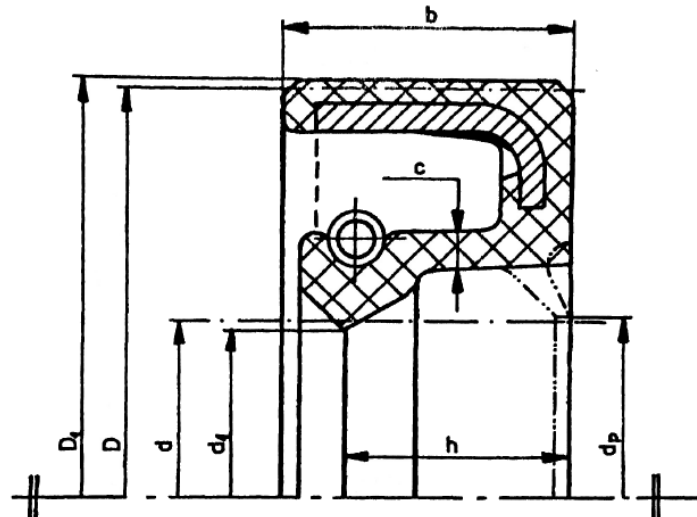
Mezi hlavní úkoly hřídelových těsnění patří tedy:

- Zadržení maziva v příslušném prostoru a zabránění jeho nežádoucího úniku
- Eliminace průniku nečistot do pracovního prostoru
- Vytvoření bariéry mezi dvěma médii

Typické hřídelové těsnění sestává z pružného pryžového pláště (či kovového pláště), kovové výztuhy a tažné pružiny. Pružný plášť je obvykle tvořen jedním kusem a v oblasti vnitřního průměru přechází v těsnicí břit. V případě kovového pláště je pryžový těsnicí břit ke kovu nalepen. Těsnění může být také opatřeno druhým břitem, tzv. prachovkou, která chrání těsnicí břit před nečistotami a prachem. Vnější obvod těsnicího břitu obsahuje drážku pro tažnou pružinu, která zajišťuje přítlak těsnění k povrchu rotující hřídele. Některá provedení těsnění mohou být jednodušší konstrukce, tedy např. bez tažné pružiny, prachovky, nebo výztužného kovového kroužku. [1] [2]



Obr. 1: Popis částí typické konstrukce hřídelového těsnění – upraveno [1]



- | | |
|--------------------------------|--|
| d – jmenovitý průměr hřídele | D_1 – vnější průměr těsnění |
| d_1 – vnitřní průměr těsnění | D – jmenovitý průměr úložné díry |
| b – šířka těsnění | h – vzdálenost těsnicího břitu od zadní plochy |
| c – tloušťka membrány | |
| d_p – průměr prachovky | |

Obr. 2: Důležité rozměry hřídelového těsnění [37]

2.1.1. Tažná pružina

Původní vlastnosti pryžového pláště těsnění se vlivem provozních podmínek (teplota, chemické a mechanické působení, okolní prostředí) postupně zhoršují a časem může docházet k netěsnostem. Úkolem tažné pružiny je zajištění rovnoměrné radiální přitlačné síly těsnicího břitu na povrch rotující hřídele, díky čemuž je zajištěna stálá těsnost po celou životnost těsnění. Pro splnění tohoto úkolu musí být pružina vyrobena z materiálu, který odolá provozním podmínkám v příslušné aplikaci. [2]

Ve většině aplikací se používají pružiny z pružinové oceli dle EN 10270-1 SH (DIN 17223, AISI 1074) s fosfátovaným povrchem. Pro použití v náročnějších podmínkách, ve kterých hrozí např. oxidace, je vhodné zvolit těsnění s pružinou z nerezové oceli. Pro kontakt s vodou a okolní atmosférou se standardně vyrábějí pružiny z nerezové oceli dle DIN 1.4301 (AISI 302/304). V případě styku těsnění s kyselinami, vodou s obsahem chlóru, či mořskou vodou je pro výrobu pružin používána nerezová ocel dle DIN 1,4401 – V4a (AISI 316). [2] [3]



Obr. 3: Tažná pružina [4]

V drtivé většině jsou hřídelová těsnění opatřena klasickou tažnou pružinou z drátu kruhového průřezu spojenou v kroužek. Spojení konců pružiny může být realizováno různě:

- Vsunutím do sebe (jeden konec zúžený či upravený do kuželu, druhý konec bez úpravy) - nejpoužívanější
- Opatřením obou konců pružiny drobnými krátkými háčky, které se následně zaháknou do sebe
- Pomocí válcových spojek/zámeků
- Laserovým svařením [5]

Postupně se ale začaly používat i další typy pružin, jejichž rozsah a vhodnost použití určují jejich specifické vlastnosti. Tři z těchto dalších typů pružin jsou stručně popsány níže.

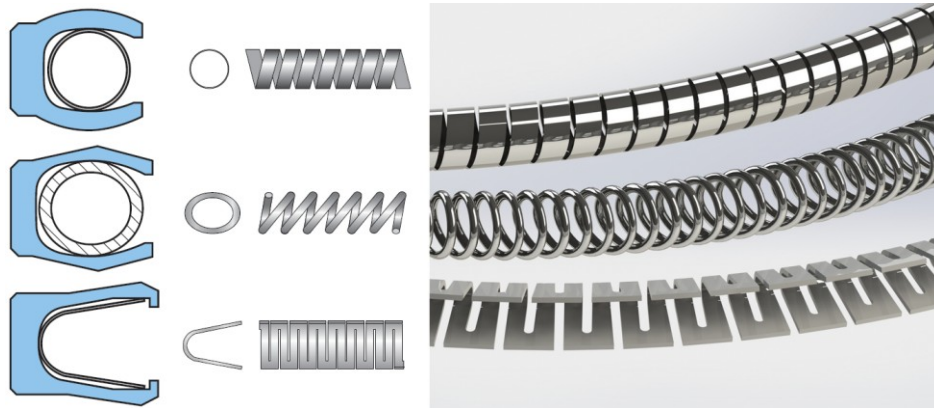
2.1.1.1. Pružiny Canted Coil, Cantilever a Helical Wound

Pružiny typu Canted Coil, Cantilever a Helical Wound se nejčastěji používají ve vysokotlakých aplikacích, dobře fungují při velmi nízkých i vysokých teplotách. Vnitřní a vnější průměr pláště z PTFE materiálu (bude popsáno níže v práci), do kterého jsou tyto pružiny osazovány, je obvykle formován do těsnících břitů (ale i větších těsnících ploch). Po instalaci těsnění je pružina stlačena a působí jak na hřídel, tak v oblasti vnějšího průměru těsnění v montážním prostoru. V případě působení tlaku v oblasti těsněného média je těsnící účinek ještě více posílen, neboť tlak napomáhá přítlaku pružiny. [6] [7]

Typ Canted Coil je vyroben z drátu kruhového průřezu, od klasické tažné pružiny se liší zešikmeným vinutím. Vzhledem k vcelku ploché charakteristice zatížení – deformace se hodí pro dynamické rotační aplikace citlivé na tření. Šikmé vinutí umožňuje použití v těsněních o malých průměrech, při stlačení se přes sebe jednotlivé smyčky nepřekrývají. [6] [7]

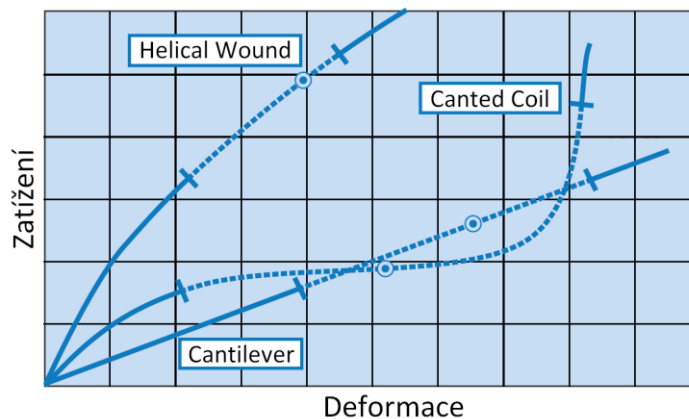
Typ Cantilever je tvořen z kovového plátku vyřezaného do spirálového tvaru, výsledný tvar pružiny připomíná zaoblené písmeno „V“. Díky svému širokému deformačnímu rozsahu při malé změně zatížení je tato pružina vhodná pro vysoce dynamické rotační aplikace. Svými vlastnostmi výrazně přispívá k dlouhé životnosti těsnění, z těchto tří typů je nejuniverzálnější a nejpoužívanější. [6] [7]

Typ Helical Wound je geometrií nejbližší klasické tažné pružině, místo drátu je ale do šroubovice stočen plochý kovový pásek. Ze všech tří typů má tato pružina nejlepší těsnící schopnost, proto je jeho použití vhodné i v případě nižšího tlaku. Vysoké zatížení při nízkém rozsahu deformace omezuje použití tohoto typu převážně pro statické aplikace. Pokud není třeba příliš hledět na míru tření a opotřebení, dá se použít také v mírně dynamických a nízkootáčkových podmínkách. Pružiny typu Canted Coil a Cantilever lze na rozdíl od typu Helical Wound díky svým vlastnostem použít také v případě velké tolerance montážního prostoru a jeho případné nesouososti s hřídelí. [6] [7]



Obr. 4: Pružiny Canted Coil, Cantilever a Helical Wound (shora) – upraveno [7]

Následující graf shrnuje charakteristiky zatížení a deformace všech tří zmíněných typů pružin. Díky tomuto srovnání lze pro požadovanou aplikaci předběžně zvolit vhodný typ a následně s dodavatelem konzultovat přesné parametry. Kulaté body značí míru zatížení a deformace po instalaci těsnění, úseky křivek s přerušovanou čarou vymezují rozsah, při kterém těsnění funguje správně. [7]



Obr. 5: Graf závislosti deformace na zatížení uvedených pružin – upraveno [7]

2.1.2. Kovová výztuha/pouzdro

Součástí většiny typů hřídelových těsnění je také kovová výztuha (existují ale i typy bez výztuhy), která zajišťuje dostatečnou tuhost těsnění pro jeho správné usazení do montážního prostoru při instalaci a poskytuje oporu těsnicímu břitu. Z toho logicky plyne, že právě díky výztuhám lze vyrábět těsnění o větších průměrech. V případě vnitřní výztuhy průřezu L je výztuha kompletně (ale také pouze částečně) obalena pryžovým pláštěm. Těsnění s vnější výztuhou má vnější průměr tvořen kovovým pláštěm (pouzdem). [2]

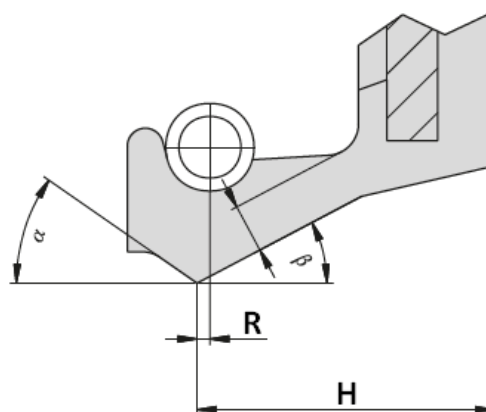
V sortimentu lze nalézt těsnění, která mají výztuhy různě nakombinované. Rozdíly mezi oběma typy výztuh (především v jejich vhodném použití) jsou popsány v kapitole 4, která je souhrnem nejpoužívanějších typů hřídelových těsnění. Materiálem pro výrobu výztuh je standardně hlubokotažná ocel dle EN 10130. V případě použití v prostředí, ve kterém hrozí koroze, je vhodné zvolit nerezovou ocel dle DIN 1.4301 (AISI 302/304). [2]

2.2. Princip funkce/těsnosti

Princip těsnosti hřídelových těsnění je realizován jak po statické stránce v oblasti uložení, tak stránce dynamické v oblasti těsnicího břitu. Pro správnou funkci těsnění musí být obě tyto oblasti zajištěny v optimálních podmínkách.

Statická těsnost vzniká nalisováním těsnění do příslušného zástavbového prostoru (víčka), tedy přesněji díky většímu vnějšímu průměru těsnění vůči průměru úložné díry. Statickou těsnost ovlivňuje řada faktorů, např. provedení úložného prostoru, povrchová úprava, konstrukční provedení samotného těsnění či správná montáž. Podrobněji je tato problematika popsána v kapitole zaměřené na nejpoužívanější typy těsnění, tedy v kapitole 4. K dynamické těsnosti dochází v místě mezi rotující hřídelí a těsnicím břitem, jedná se o nejdůležitější funkční oblast hřídelového těsnění. Efektivitu těsnosti ovlivňuje především geometrie těsnicího břitu a struktura elastomeru, ze kterého je břit tvořen, dále kvalita povrchu hřídele, ale také typ média, které je utěšňováno. Dynamická těsnost je realizována díky menšímu vnitřnímu průměru těsnění oproti průměru hřídele a předpětím tažné pružiny v těsnění, která zajišťuje rovnoměrné radiální silové působení od břitu po celém obvodu hřídele. [3] [8]

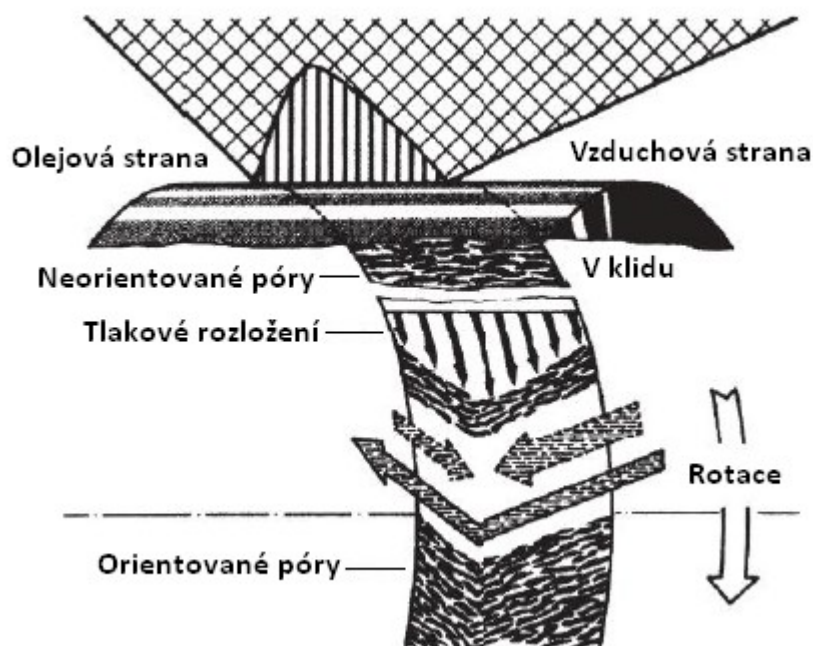
Parabolické rozložení tlaku od těsnicího břitu, funkce a účinnost těsnění závisí na geometrii hřídelového těsnění, konkrétně na úhlu břitu α na straně těsněného média, úhlu břitu β na straně okolního prostředí, tloušťce břitu a poloze tažné pružiny. Konstrukční hodnoty těchto úhlů se před instalací těsnění (tedy ve volném stavu) obvykle pohybují v rozmezí $40 - 45^\circ$ pro úhel α a $25 - 30^\circ$ pro úhel β . Po instalaci se vlivem pracovního usazování těsnění tyto úhly ještě lehce mění, při správné montáži se obvykle ustálí okolo hodnot 50 a 20° . Důležitou roli hraje také vzdálenost středu pružiny od kontaktní plochy břitu a celková délka těsnicího břitu, tyto hodnoty výrazně přispívají ke správné těsnicí funkci. Střed pružiny je od kontaktní plochy břitu vzdálen o hodnotu R , a to ke straně okolního prostředí, obvykle to bývá zhruba 10% H , tedy celkové délky břitu. Pokud by byla hodnota R příliš malá, případně byl střed pružiny na straně těsněného média, mohlo by dojít k překlopení břitu a nežádoucímu úniku média. [3] [8]



Obr. 6: Geometrie těsnicího břitu – upraveno [2]

Nové neosazené těsnění má ostře tvarovanou hranu těsnícího břitu. Po instalaci se během zhruba první hodiny chodu břit na hřídeli usazuje a vytváří přibližně 0,2 – 0,3 mm širokou kontaktní těsnicí zónu. Šířka této zóny může vlivem vzrůstajícího opotřebení těsnění časem vzrůst až na 0,5 mm. V oblasti kontaktní zóny dochází kvůli odírání břitu ke vzniku tzv. mikroskopických pórů (angl. microasperities) na povrchu hřídele. Díky rotačnímu pohybu jsou tyto póry deformovány a pod určitým úhlem orientovány vůči ose hřídele. Spojení směrové orientace a protáhlého tvaru dává mikropórům podobu malých šroubovic. [3]

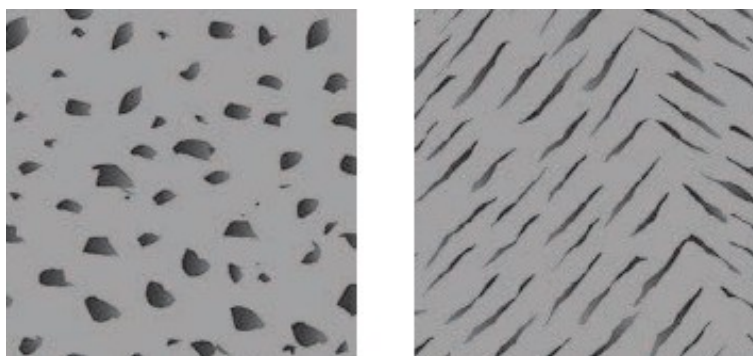
V průběhu let se díky experimentálnímu výzkumu prokázal význam těchto šroubovic. Jejich schopnost čerpat mazivo z kontaktní zóny zpět do prostoru těsněného média výrazně přispívá k těsnicímu účinku. Tento čerpací mechanismus plyne z asymetrické geometrie těsnění, struktury elastomeru, ze kterého je těsnění vyrobeno a povrchové úpravy hřídele. Vzhledem k většímu úhlu na straně těsněného média jsou šroubovice na této straně natočeny pod větším úhlem, jsou kratší a průběh tlakového rozložení od břitu je strmější. To vše je důvodem pro převažující čerpací efekt směrem dovnitř. Ze všeho výše popsaného vyplývá, že je nezbytné věnovat pozornost samotné montáži těsnění. Pokud by došlo k instalaci v opačném směru a strmější úhel byl na straně okolního prostředí, zcela jistě by došlo k úniku maziva. [3] [8]



Obr. 7: Orientace šroubovic (mikropórů) na povrchu hřídele – upraveno [3]

Mikropóry (šroubovice) jsou nesmírně důležité pro optimální funkci těsnění, protože slouží také jako zásobníky pro udržení oleje. Tím vzniká pod břitem tzv. meniskus (souvislý olejový film či olejová vrstva) o tloušťce v rozmezí 1 – 3 μm , který zajišťuje stálé mazání kontaktní zóny mezi břitem a povrchem hřídele, což má za následek zvýšení životnosti

těsnění a odvod vzniklého tepla. Existence menisku byla poprvé prokázána v roce 1957, dynamický princip těsnosti je tedy předmětem rozsáhlého výzkumu již více než 60 let. Na obrázku 8 jsou zobrazeny mikroskopické pohledy na povrch hřídele pod těsnicím břitem, nalevo je znázorněn tvar mikropórů v klidovém stavu před zahájením provozu – tedy po instalaci těsnění před prvotní rotací hřídele, napravo typický tvar mikropórů po „zajetí“ těsnění. [2] [3] [8]



Obr. 8: Tvar mikropórů (vlevo – v klidu, vpravo – při rotaci) – upraveno [8]

2.3. Provozní hodnoty

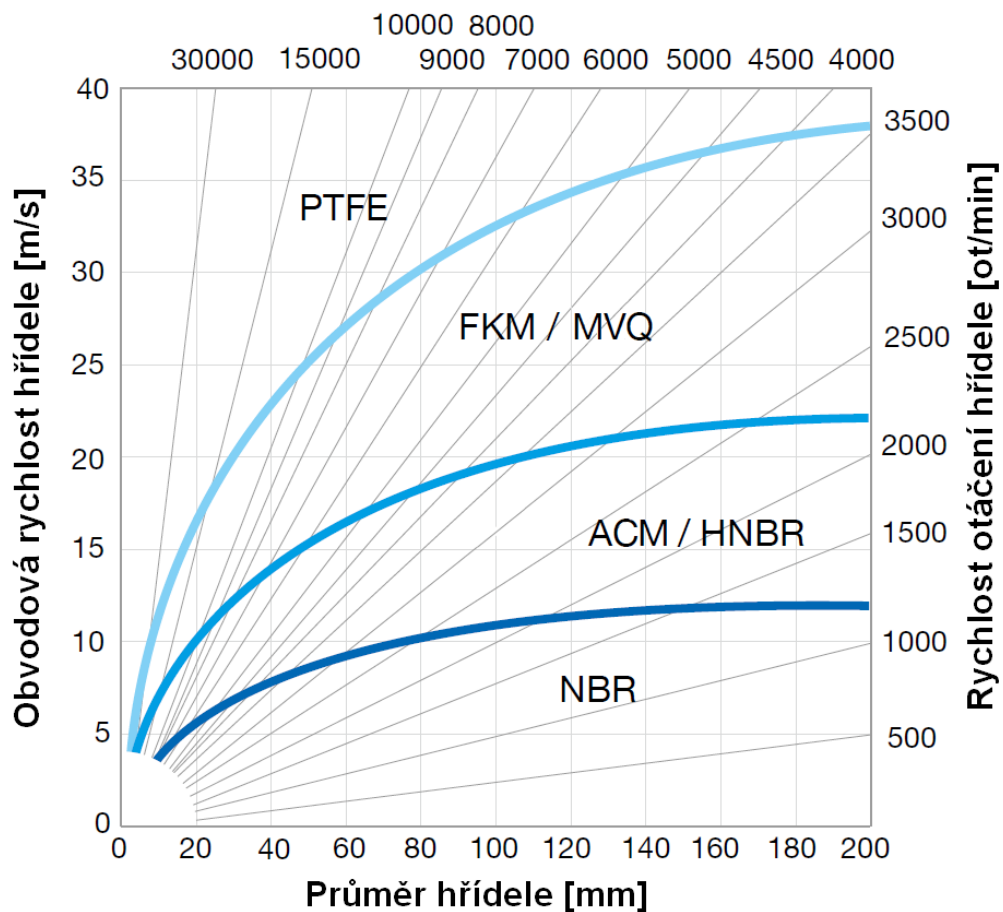
Pro výběr vhodného těsnění je nezbytná znalost příslušných provozních podmínek, zejména tedy rozmezí obvodových rychlostí hřídele a případný výskyt tlakového působení. Tato práce se zabývá primárně standardními typy hřídelových těsnění definované normou DIN 3760 a 3761, které jsou konstrukčně uzpůsobeny pro nízkotlaké aplikace s maximálním tlakovým spádem 0,5 bar (0,05 MPa). Pro případ vyššího tlaku je nutné sáhnout po speciálních typech těsnění z odolnějších a pevnějších materiálů – např. těsnění z PTFE materiálu, pokud to ale z nějakého důvodu není možné, mělo by se těsnění zajistit proti vyklouznutí (např. pojistným kroužkem). Vystavení těsnění vyššímu tlaku, než na který je daný typ navržen, povede zcela jistě k nesprávné funkci těsnění a úniku maziva. Tabulka 1 uvádí únosné hodnoty tlakového spádu při různých otáčkách hřídele pro standardní typy těsnění z nejběžnějších elastomerů. [1] [2]

Tab. 1: Přípustné hodnoty tlaku [2]

Tlakový rozdíl		Otáčky hřídele	Obvodová rychlost
[bar]	[MPa]	[ot/min]	[m/s]
0,5	0,05	do 1 000	2,5
0,35	0,035	do 2 000	3,15
0,2	0,02	do 3 000	5,6

Norma DIN 3760 a 3761 obsahuje také graf doporučených obvodových rychlostí hřídele pro různé průměry hřídele, tento graf převzali do svých katalogů všichni výrobci hřídelových těsnění, jedná se o jedno z užitečných vodítek pro výběr správného typu a materiálu těsnění, právě pro různé materiály jsou v grafu vyznačeny oblasti použitelnosti. Tento graf je v rámci této práce na obrázku 9. Obvodová rychlost hřídele v [mm] je provázána s otáčkami hřídele $n_{HŘ}$ [ot/min] a průměrem hřídele d [mm] skrze níže uvedený vzorec (1), který provází studenty strojních oborů po celý čas studia.

$$v_{HŘ} = \frac{(\pi \cdot d \cdot n_{HŘ})}{60 \cdot 1\,000} \quad (1)$$



Obr. 9: Graf rychlostí pro různé materiály a průměry hřídele – upraveno [9]

2.4. Konstrukční a povrchové požadavky na uložení těsnění, montáž

Jak již bylo řečeno, pro správnou funkci a co nejdelší životnost těsnění musí být splněny požadavky na jeho uložení, tedy dodržena předepsaná povrchová úprava hřídele a zástavbového prostoru, do kterého se těsnění instaluje. Také je třeba dbát na dodržení příslušných rozměrových tolerancí a konstrukčních prvků při výrobě. Nesmírně důležité je poté dodržet doporučené kroky a postupy při samotné montáži těsnění. V této části práce budou všechny tyto nezbytné požadavky blíže přiblíženy, nejvhodnějším zdrojem byly oficiální katalogy výrobců hřídelových těsnění.

2.4.1. Hřídel

Namáhání těsnicího břitu těsnění je primárně ovlivněno právě provedením hřídele. Malá hodnota drsnosti povrchu by měla za následek zhoršené mazání (nemuselo by dojít k vytvoření olejového filmu pod břitem), naopak příliš vysoká hodnota drsnosti zapříčiní vysoké tepelné namáhání břitu, rychlejší opotřebení a brzké selhání těsnění. Optimální hodnota drsnosti povrchu hřídele Ra by se měla pohybovat mezi 0,2 a 0,8 μm . Hřídel by se měla vyrobit v toleranci ISO h11, v tabulce 1 jsou uvedeny mezní úchytky pro vybrané průměry hřídele. [1] [2]

Tab. 2: Tolerance pro výrobu hřídele [1]

Jmenovitý průměr hřídele [mm]		Mezní úchytky [mm] (tolerance ISO h11)	
od	do (včetně)	max	min
6	10	0	-0,090
10	18	0	-0,110
18	30	0	-0,130
30	50	0	-0,160
50	80	0	-0,190
80	120	0	-0,220
120	180	0	-0,250
180	250	0	-0,290

Je třeba ale také uvažovat opačným směrem, tedy jakým způsobem by mohlo hřídeli uškodit samotné těsnění. Hlavní hrozbou je vybroušení drážky do povrchu hřídele od břitu těsnění. To může nastat díky nedostatečné tvrdosti materiálu, ze kterého je hřídel vyrobena. Pro nižší rychlosti otáčení se doporučuje hodnota tvrdosti alespoň 45 HRC (HR = zkouška tvrdosti podle Rockwella, písmeno C značí druh indentoru – tedy zkušební tělesa, v tomto případě jde o diamantový kužel), pro vyšší rychlosti spíše 55 HRC. Vyšší tvrdosti materiálu se nejčastěji dosahuje povrchovým kalením, pro tyto účely jsou vhodné např. oceli 12 050, 12 060 či 14 240. Před kalením se obvykle povrch hřídele brousí, tím se odstraní pozůstatky

po obrábění. Je důležité, aby nebyl povrch hřídele nijak poškozen, nebyly v něm žádné rýhy a škrábance. Další možností je výroba hřídele z levnějšího typu oceli a následné nalisování kalených či nitridovaných kroužků do místa kontaktu s těsněním. Běžně se dají zakoupit pod označením „opravné kroužky nebo opravná pouzdra“, a to např. u firmy SKF (obchodní označení SPEEDI-SLEEVE nebo LDSLV). V případě porušení povrchu kroužku se nemusí měnit celá hřídel, ale jen samotný kroužek. [1] [2] [10]

Nezbytným konstrukčním prvkem u hřídelí je zaoblení nebo sražení jejich hran, tedy vytvoření tzv. náběhů, díky kterým nedojde k poškození těsnicího břitu při instalaci. Typ úpravy hrany se volí dle orientace těsnění při montáži. Poškození břitu mohou zapříčinit případné nežádoucí otřepy. Doporučené hodnoty poloměru zaoblení jsou od 0,6 do 1 mm, u větších průměrů mohou být až 2 mm, rozmezí úhlu sražení je doporučeno volit od 15 do 30°. Drsnost povrchu sražení Ra by měla být ideálně stejná, jako zbytek povrchu hřídele. Hřídel je před samotnou instalací těsnění třeba chránit před poškozením, korozí a abrazí. Tabulka 2 shrnuje doporučené délky sražení pro hrany hřídelí. [2]

Tab. 3: Doporučené délky sražení hran hřídele [1]

Jmenovitý průměr hřídele [mm]		Délka sražení [mm]
od	do (včetně)	
	30	3
30	60	4
60	120	6
120	250	8
250		10

2.4.2. Zástavbový prostor

Zástavbový / montážní / úložný prostor, do kterého je těsnění nalisováno, může být ve formě montovaného výměnného víčka. Vnitřní povrch zástavbového prostoru musí stejně jako povrch hřídele splňovat určité hodnoty povrchové drsnosti. V případě pryžového vnějšího povrchu těsnění by měla být drsnost Ra v rozmezí 1,6 a 3,2 μm , těsnění s vnějším průměrem z kovu vyžaduje hodnoty přísnější – mezi 0,8 a 1,6 μm . Právě u typu s kovovým vnějším pláštěm je rovněž nutné pohlídat teplotní roztažnost obou kovových materiálů, které budou v kontaktu – pláště i úložné díry. [1] [2]

Vyšší hodnota drsnosti by zapříčinila poškození vnějšího povrchu těsnění při montáži, v povrchu by pravděpodobně vznikly rýhy a škrábance, riziko úniku maziva by tak existovalo už od počátku životnosti těsnění. Některé typy hřídelových těsnění si ale s nepříznivým povrchem úložné díry zvládnou poradit. Zástavbový prostor s naopak nízkou hodnotou drsnosti vnitřního povrchu by nemusel těsnění udržet pevně na místě. Splnění předepsaných

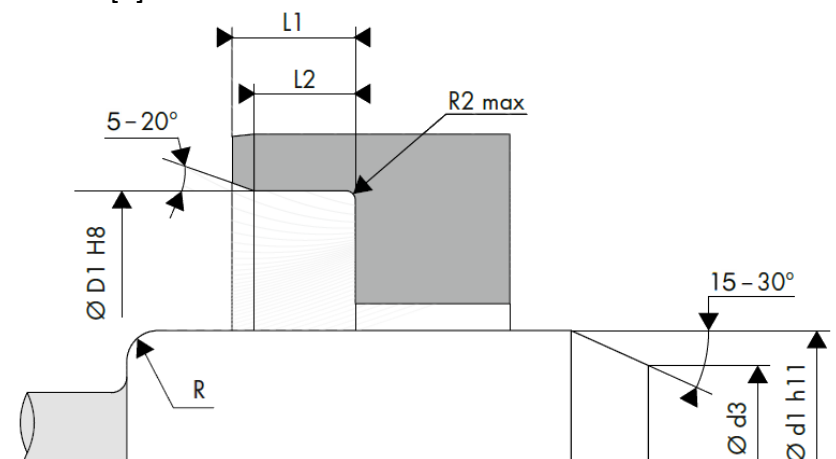
hodnot zaručí statickou těsnost a pevné usazení těsnění v daném prostoru. Úložný prostor by měl být vyroben v toleranci ISO H8. Mezní úchytky pro vybrané průměry díry jsou vypsány níže v tabulce 3. [1]

Tab. 4: Tolerance pro výrobu montážního prostoru [1]

Jmenovitý průměr díry [mm]		Mezní úchytky [mm] (tolerance ISO H8)	
od	do (včetně)	min	max
10	18	0	+0,027
18	30	0	+0,033
30	50	0	+0,039
50	80	0	+0,046
80	120	0	+0,054
120	180	0	+0,063
180	250	0	+0,072
250	315	0	+0,081
315	400	0	+0,089

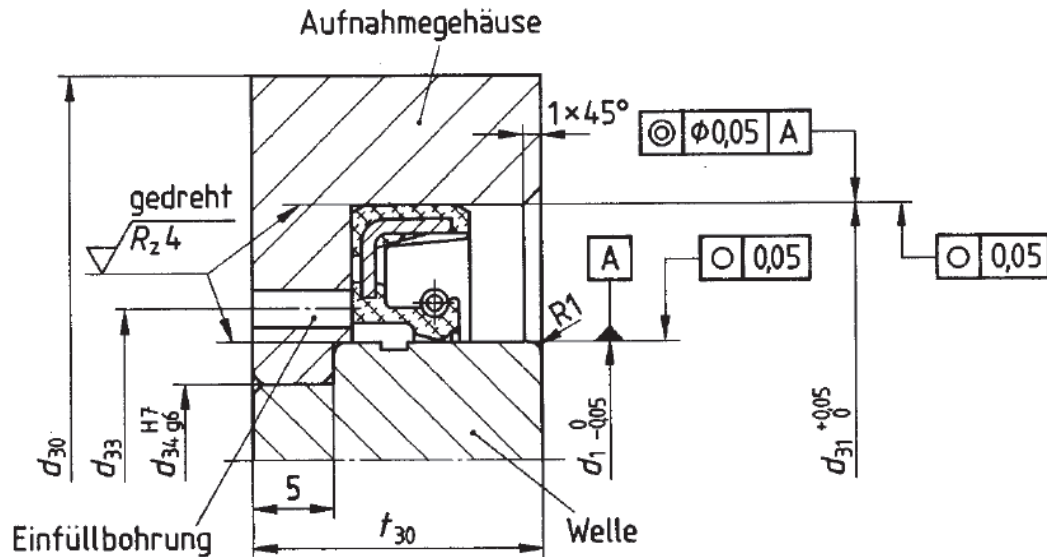
Je vhodné, aby byl zástavbový prostor v zadní části opatřen pevnou dosedací plochou, o kterou se těsnění po montáži opírá. To platí především pro celopryžová provedení, která nejsou tolik pevná, u ostatních typů (kovových) je to spíše doporučení než nutnost, záleží na konstrukci použitého samotného těsnění a konkrétní aplikaci. Pro případ výměny těsnění bývají úložné prostory v oblasti dosedací plochy opatřeny demontážními otvory, přes které se poškozené těsnění snadno vytlačí ven. [1]

I u úložného prostoru se stejně jako u hřídelí vytváří náběh pro eliminaci poškození těsnění, čelní hrana se obvykle sráží pod úhlem 5 až 20° (tyto hodnoty se u různých výrobců těsnění liší), přičemž délka sražení se pohybuje mezi 1 a 2 mm v závislosti na velikosti osazovaného těsnění. [2]



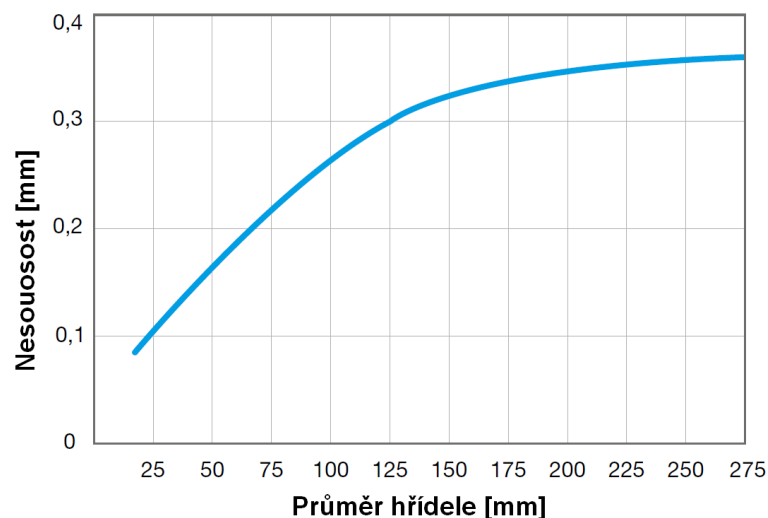
Obr. 10: Doporučené hodnoty a tolerance pro výrobu – upraveno [9]

Obrázek 11 byl převzat přímo z normy DIN 3761, obsahuje předepsané geometrické tolerance hřídele a montážního otvoru, konkrétně tedy kruhovitost obou prvků a jejich vzájemnou sousost.



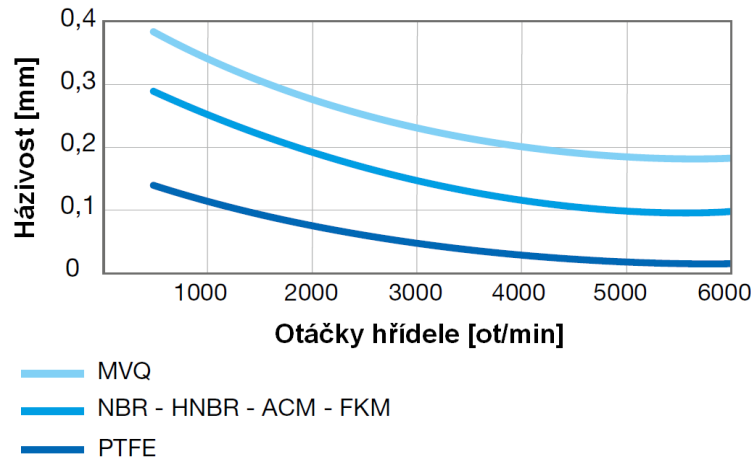
Obr. 11: Předepsané geometrické tolerance pro zástavbový prostor a hřídel [11]

Kromě dodržení všech zmíněných povrchových a konstrukčních nároků závisí správná funkce těsnění také na vzájemné poloze hřídele a úložného víčka, oba prvky by měly být vůči sobě co nejvíce vycentrované. Případné výrobní a montážní nepřesnosti nesmí zapříčinit nadměrnou hodnotu nesouososti. Nesouosost zapříčiňuje nestejný přitlak těsnicího břitu k povrchu hřídele, což vede k možnému úniku maziva v oblasti nižšího přitlaku, naproti tomu je lokálně více namáhána druhá část břitu. Přípustné hodnoty nesouososti pro různé průměry hřídele lze vyčíst z diagramu níže. [1] [2]



Obr. 12: Maximální přípustné hodnoty nesouososti – upraveno [9]

Další věc, na kterou je třeba u hřídelových těsnění myslet, je házivost hřídele. Házivost se dá popsat jako míra vychýlení osy hřídele, dochází k ní vlivem vyšších rychlostí a odstředivých sil. Při vyšších hodnotách házení by mohlo dojít ke ztrátě kontaktu těsnícího bříty s povrchem hřídele, narušení souvislého olejového filmu pod břítem a následnému úniku maziva. Tomuto jevu se předchází vhodnou volbou materiálu hřídele a umístěním hřídelového těsnění co nejbližší k místům uložení hřídele – tedy k ložiskům. V případech, kdy nejde házivost nijak eliminovat, je nutné zvážit volbu nejvhodnějšího materiálu těsnění. [2]



Obr. 13: Maximální přípustné hodnoty házivosti – upraveno [9]

2.4.3. Montáž, nalisování těsnění

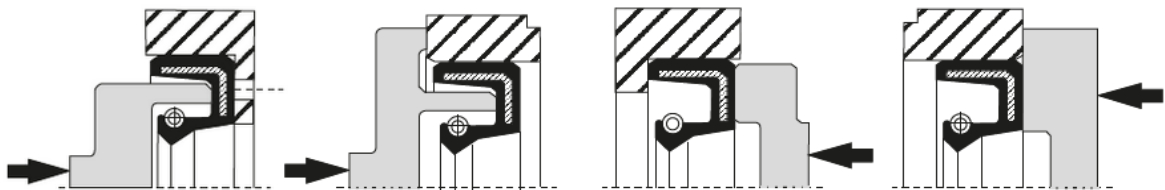
Správný postup montáže (vzhledem k většímu vnějšímu průměru těsnění oproti průměru zástavbového prostoru můžeme montážní proces také označit jako nalisování) je nedílnou součástí cesty ke správně a co možná nejdéle fungujícímu hřídelovému těsnění. Každý výrobce těsnění uvádí montážní pokyny ve svém katalogu a je třeba tyto pokyny dodržet. Ještě před samotným procesem instalace je nutné očistit všechny příslušné součásti, na povrchu hřídele i zástavbového prostoru nesmí být žádné nečistoty, stejně tak by se mělo zkontrolovat, zda je v pořádku i instalované těsnění. Montáž lze usnadnit aplikací maziva na hřídel a těsnění, případně těsnění před nalisováním na krátkou dobu do maziva ponořit. Samozřejmě je při osazení nezbytné ohlídat správnou orientaci těsnění. [1] [2]

Při instalaci se nesmí těsnění jakkoli ohnout či vzpříčit, mělo by být nalisováno co nejvíce kolmo k ose hřídele. K samotné montáži se využívá hydraulických lisů, ale také speciálních montážních (narážecích) přípravků a nástrojů, na trhu jsou běžně k dostání montážní i demontážní univerzální sady pro různé velikosti a typy těsnění. Příklad takové sady je na obrázku 14. Tvarů a typů přípravků je celá řada, upřednostňované jsou ty, které při nalisování vyvíjí tlak na celou čelní plochu těsnění, pro průchozí montážní prostory bez osazení jsou to především trnové přípravky. Některé typy montážních přípravků shrnuje obrázek 15. V případě montáže pevných a vyztužených typů těsnění se dá těsnění usadit na

místo i klasickým či úderovým kladivem, a to například přes dřevěnou desku / hranol. Díky tomu dojde k rozložení tlaku od úderů rovnoměrně po celé ploše těsnění a sníží se tak pravděpodobnost šikmého usazení v zástavbovém prostoru. Také lisovací nástroje je třeba před použitím řádně očistit. [1]

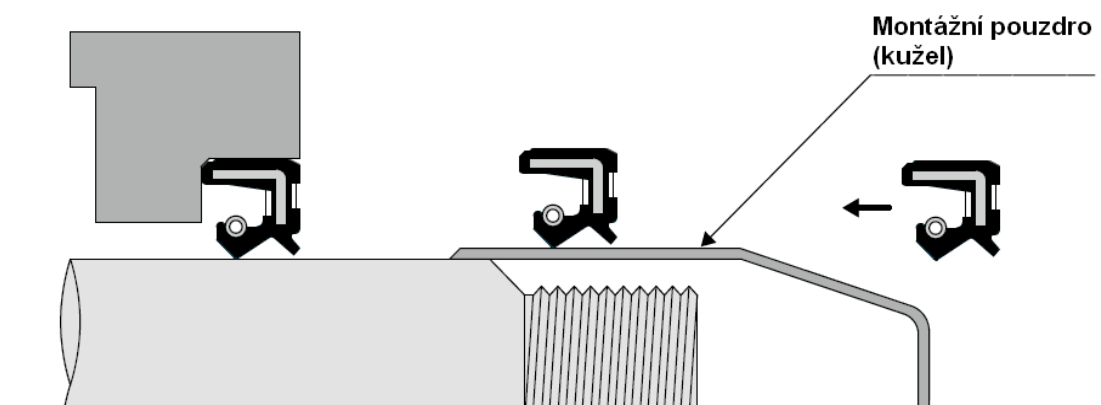


Obr. 14: Sada pro montáž i demontáž hřídelových těsnění [12]



Obr. 15: Nejběžnější typy montážních přípravků [2]

Pokud se na povrchu hřídele nachází vrypy, otřepy či jiné mechanické překážky a není již před instalací prostor pro jejich odstranění, případně konstrukční prvky, o které by se mohlo těsnění při neopatrném zacházení při montáži poškodit (typicky např. závit či drážka pro pero), dají se použít speciální montážní kluzná (nejčastěji kuželová) pouzdra nebo návleky, která povrch hřídele překryjí a při nalisování tak ochrání těsnicí břit. [1, 9]

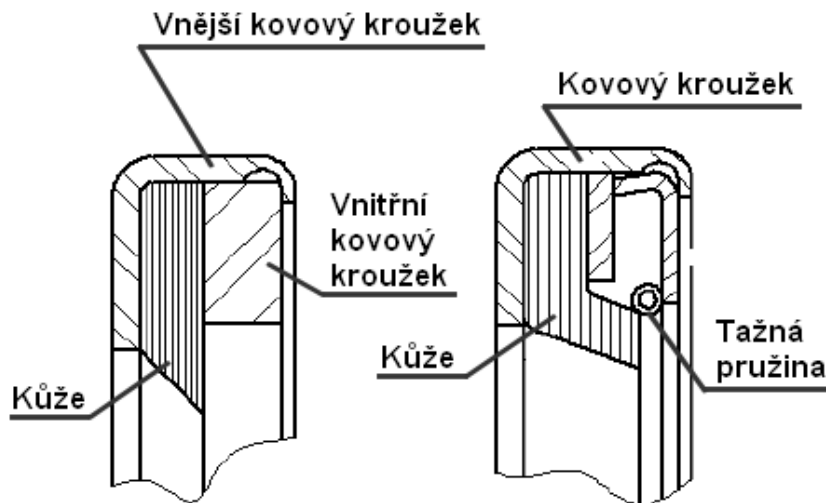


Obr. 16: Příklad použití montážního pouzdra – upraveno [9]

2.5. Historie a vývoj hřídelových těsnění

Na základě všech výše uvedených poznatků je vhodné uvést i stručnou historii a vývoj hřídelových těsnění. Za jedny z prvních pokusů o hřídelová těsnění můžeme považovat cípy látek a kožené pásky, které byly uvazovány na konce vozových náprav ke kolům. K mazání se v té době používal zvířecí tuk a olivový olej. S postupem času docházelo v důsledku vývoje v konstrukci a inovaci v různých oblastech strojírenství k čím dál větším nárokům na těsnění, hojně se pro tyto účely začala využívat splétaná lana, která byla často impregnována např. smůlou, či voskem. [13] [14]

První prototyp hřídelového těsnění vznikl mezi lety 1929 a 1932 v Evropě, konkrétně v koželužně Freudenberg v německém Weinheimu. Stalo se tak vlivem celosvětové hospodářské krize, která si vyžádala nutnost uvedení nových výrobků na trh. V té době byla v USA vyráběna první kožená pístní těsnění, na jejichž základě vynalezl inženýr Walther Simmer stroj na výrobu kožených kroužků. V roce 1932 došlo v sídle společnosti Freudenberg ke vzniku společnosti Simmerring, která v témže roce představila první sériově vyráběný typ radiálního hřídelového těsnění v podobě pevně nasunutého koženého kroužku do kovového pouzdra. Kůže se impregnovala Acronalem, což je látka podobná gumě. Tento typ znamenal obrovský posun v těsnicí funkci, která byla do té doby realizována pomocí nedokonalých plstěných pásek. [13] [14]

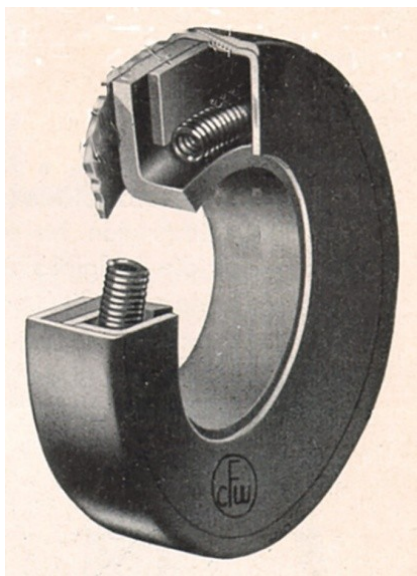


Obr. 17: Jedno z prvních provedení hřídelového těsnění – upraveno [14]

V průběhu 30. let bylo těsnění doplněno o tažnou pružinu. Vzhledem k nízké odolnosti kůže vůči vysokým teplotám a přibývajícím problémům s nedostatkem kůže začal Simmer experimentovat se syntetickým kaučukem. To vyústilo v roce 1936 k vyvinutí prvního těsnění s břitem z perbunanu (NBR – nitrilové pryže), které vykazovalo výbornou teplotní odolnost a těsnicí funkci, proto začalo být masově využíváno v náročnějších aplikacích, jako např. k utěsnění hřídel v převodovkách automobilů. Patent na tento nový typ těsnění získal Simmer 12. listopadu 1942. K 3. lednu roku 1953 bylo těchto těsnění vyrobeno 100 milionů. [13] [14]

Dále byla ve vývoji těsnění věnována pozornost používaných těsnicím materiálům, což vedlo v roce 1980 k představení těsnění s břitem z polytetrafluorethylenu. Od té doby byly vynalezeny další typy těsnění, a to např. se zabudovaným vícepólovým kódérem, který umožňuje sledování rychlosti otáčení a úhlových poloh hřídelí, dále těsnění s integrovaným senzorem pro monitorování stavu a funkčnosti těsnění, což výrazně napomáhá určení nutnosti výměny, či servisního zásahu a s tím spojené ochraně životního prostředí. [13]

V posledním dvacetiletí se vývoj soustředí i na stále více diskutované snížení produkce emisí, a to především co možná největším snížením tření v těsnicím prostoru (čím menší tření, tím nižší spotřeba paliva a produkce emisí) a zefektivňováním výroby z hlediska nízké spotřeby materiálu a redukce vzniklého šrotu. V roce 2012 přišla firma Simmerring s revolučním těsněním Levitex, jehož konstrukce sestává ze stacionární části a části rotující. Dochází zde ke vzniku tzv. vzduchového polštáře, nedochází k opotřebení břitu a je eliminováno případné vyschnutí těsnicí plochy. Toto provedení snižuje tření v těsnicím prostoru až o 90 % oproti běžným hřídelovým těsněním. [13]



Obr. 19: První sériově vyráběné těsnění z NBR pryže [13]



Obr. 18: Těsnění se zabudovaným kódérem [13]

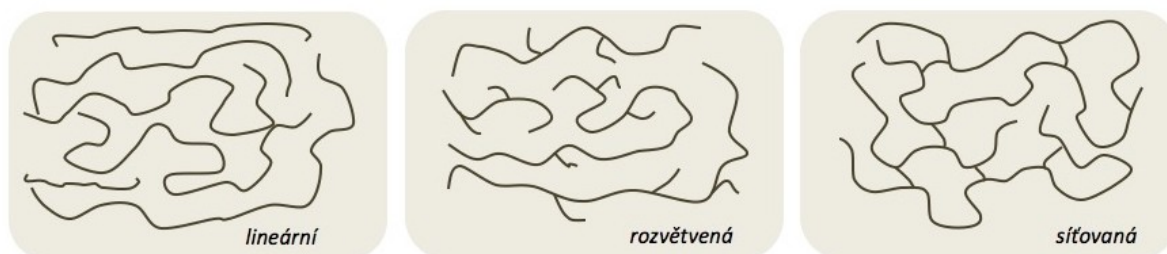
V dnešní době se samozřejmě i v oblasti hřídelových těsnění myslí na vývoj hybridních a elektrických vozidel. Za účelem prevence proti nahromadění elektrostatického potenciálu a následného toku proudu do dalších ústrojí vozidla bylo vyvinuto hřídelové těsnění opatřené vodivým netkaným materiálem. V budoucnu se budou výrobci pravděpodobně nejvíce soustředit na vývoj těsnění, která převzou hned několik funkcí a budou plnit úkoly senzorů a akčních členů, což umožní cestu pro integraci procesů Průmyslu 4.0, a čemuž v poslední době výrazně napomáhá vývoj v oblasti inteligentních materiálů. [13]

3. Materiály

Fyzikální, chemické a mechanické vlastnosti hřídelového těsnění jsou dány především materiálem, ze kterého je těsnění vyrobeno. Každý z materiálů má specifické vlastnosti, při výběru těsnění je třeba pohlídat, aby byl materiál schopen odolat provozním podmínkám v dané aplikaci. V této části bude zmíněno několik nejvýznamnějších a nejpoužívanějších materiálů, jejich srovnání a vhodnost použití. Materiály, ze kterých jsou tvořeny kovové části (výztuhy, pružiny), byly již zmíněny výše v práci.

Vzhledem k tomu, že se většina uvedených materiálů řadí do kategorie polymerů, je důležité pro začátek ve stručnosti uvést některé základní pojmy a polymery si lehce přiblížit.

Polymery jsou přírodní nebo syntetické chemické látky tvořené makromolekulami jednoho nebo více druhů atomů (obvykle se jedná o atomy uhlíku, kyslíku, vodíku, dusíku, chloru, křemíku, případně dalších prvků). Tyto makromolekuly jsou vázány chemickými vazbami do dlouhých řetězců a tvoří tzv. řetězcovou strukturu, která může být lineární, rozvětvená, nebo síťovaná (viz obrázek 20). Tvar řetězců je dán především chemickou strukturou makromolekul a reakčními podmínkami. Polymery (syntetické) vznikají následkem chemické reakce zvané polymerace (druhy: v monomerní fázi, roztoková, emulzní či suspenzní), polyadice, nebo polykondenzace. Dělí se na dvě hlavní skupiny – elastomery (kaučuky) a plasty. Plasty se dále dělí na termoplasty a reaktoplasty. [15] [16] [17]



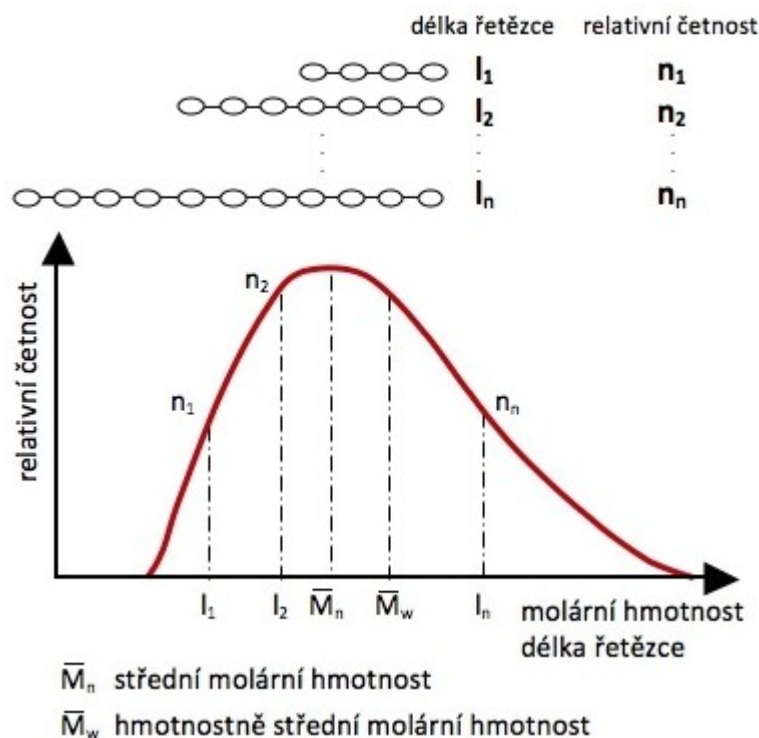
Obr. 20: Makromolekulární (řetězcová) struktura polymerů [17]

V souvislosti s polymery je třeba zmínit další chemickou reakci – tzv. vulkanizaci. Vulkanizace je proces sesíťování lineárních či rozvětvených struktur polymeru do prostorových sítí. Je typická pro kaučuky, vulkanizací kaučuku vzniká pryž (elastomer). Obecně se pro dosažení požadovaných vlastností pryže míchá kaučuk s množstvím přísad (např. změkčovadla, pigmenty, ztužovadla, organická barviva apod.), pro vyvolání vulkanizační reakce se přidávají vulkanizační činidla, urychlovače, aktivátory a inhibitory – souhrnně vše nazýváme vulkanizačním systémem. Vulkanizační činidla jsou látky, které vytváří mezi makromolekulárními řetězci polymeru příčné vazby. Mezi nejpoužívanější činidla patří síra (rozpustná i nerozpustná), peroxid a reaktivní pryskyřice. [15] [17]

Vlastnosti polymerů jsou významně určeny jejich molární hmotností, která je značně vyšší, než je tomu u nízkomolekulárních látek. U nízkomolekulárních látek pracujeme

s jednou hodnotou molární hmotnosti, u polymerů jsou ale makromolekulární řetězce o různých délkách a molárních hmotnostech - polymery se označují jako polydisperzní. [17]

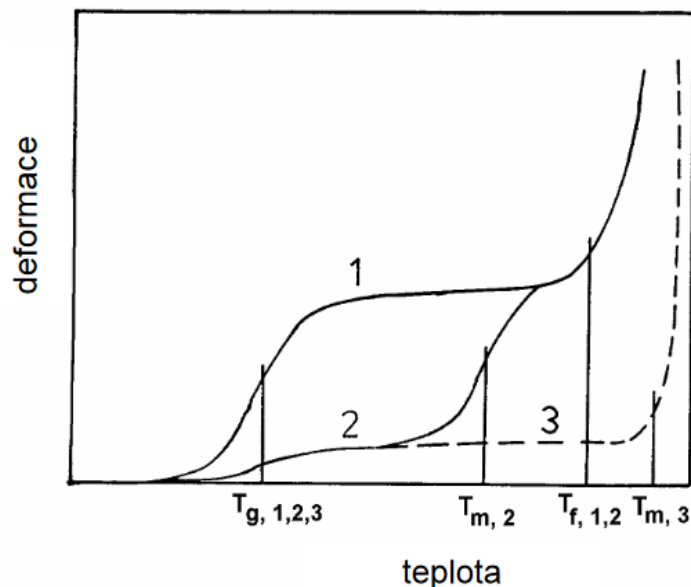
Určení molární hmotnosti polymerů je tedy podstatně složitější, stanovuje se statisticky výpočtem průměrné (střední) hodnoty na základě tzv. distribuční křivky, která vyjadřuje distribuci molárních hmotností řetězců, a to nejčastěji pomocí metody chromatografie, osmometrie, viskozimetrie, nebo metody rozptylu světla. Příklad a princip distribuční křivky znázorňuje obrázek 21, míru distribuce molárních hmotností vyjadřuje tzv. index polydisperzity či neuniformity, což je poměr hmotnostně střední molární hmotnosti a střední molární hmotnosti. Molární hmotnost určuje primárně odolnostní charakteristiky a termické chování polymerů. [16] [18]



Obr. 21: Distribuční křivka polymerů [18]

Polymery s vůči sobě vzájemně neuspořádanými makromolekulami se označují jako amorfní. Mají specifickou teplotu skelného přechodu T_g , která je dána chemickou strukturou polymeru a je jednou z hlavních charakteristik polymerů, neboť určuje jejich rozsah použití. Pod T_g je polymer ve sklovitém stavu, je tuhý a křehký jako sklo, a to z důvodu velmi zpomaleného (až zastaveného) translačního pohybu makromolekul. Při přechodu nad T_g se polymer dostává do stavu kaučkovitého, ve kterém lze materiál značně deformovat, a to vratně. Toto elastické chování vykazuje polymer až do tzv. teploty tečení – T_f , po jejímž překročení lze polymer zpracovávat (např. lisováním, vstřikováním, válcováním apod.), dochází k plastickému toku, materiál se nevratně deformuje. [15] [16]

Vedle amorfních polymerů existují také polymery semikrystalické, u kterých vykazuje uspořádanost určitá část makromolekul, zbytek je amorfní. Podíl mezi těmito dvěma složkami vyjadřuje tzv. stupeň krystalinity – čím vyšší podíl krystalické složky, tím vyšší stupeň krystalinity. U semikrystalických polymerů je kromě T_g a T_f důležitá také teplota tání T_m ($T_m > T_g$), která představuje hranici mezi tuhým a kapalným stavem materiálu, dochází při ní k rozkládání a tání krystalických struktur. Mezi T_m a T_g se nachází amorfní složka v kaučukovitým stavu, krystalická složka působí jako sesíťení. Polymery s vysokým stupněm krystalinity kaučukovitou fází neprojdou, ze sklovitého přechází rovnou do stavu plastického. Nad T_m jsou v kaučukovitým stavu obě složky, po překročení T_f následuje stejně jako u amorfních polymerů přechod do plastické fáze (u některých typů může být $T_f < T_m$). Pro každý polymer lze na základě měření sestavit jedinečnou termomechanickou křivku, která vyjadřuje závislost mezi deformací a teplotou. Příklad takových křivek můžeme vidět na obrázku 22, křivka 1 znázorňuje amorfní polymer a křivky 2, 3 dva různé semikrystalické polymery. [15] [16]



Obr. 22: Termomechanická křivka tří různých polymerů [15]

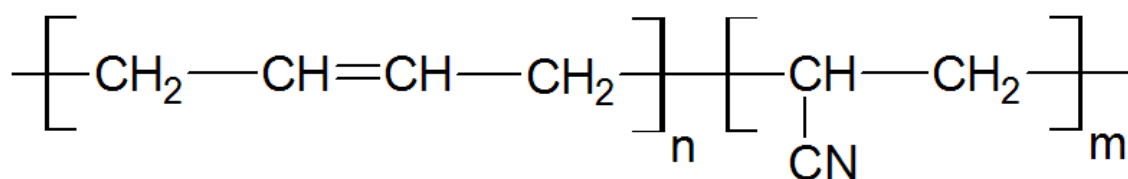
3.1. Nitrilová pryž (NBR)

Nitrilová pryž (NBR, butadienakrylonitrilový kaučuk, angl. nitrile butadiene rubber) je typickým zástupcem syntetických olejovzdorných elastomerů, přesněji je to kopolymer (polymer složený z nejméně dvou molekul – monomerů) akrylonitrilu a butadienu. Vyrábí se emulzní polymerací, a to buď studenou (při 5 – 15 °C), nebo teplou (při 30 – 40 °C). Mezi nejznámější obchodní názvy patří Krynac, Perbunan, Paracril, Nipol či Europrene. [15] [20]

Vlastnosti materiálu určuje právě podíl akrylonitrilu a butadienu. Dle obsahu akrylonitrilu, nejvýznamnějšího zástupce nitridů, se NBR dělí do několika skupin, tento obsah se pohybuje mezi 18 – 50 %. S vyšším obsahem akrylonitrilu roste odolnost materiálu vůči

oleji, pohonným hmotám (obecně nepolárním kapalinám) a vyšším teplotám, dále tvrdost, pevnost a odolnost vůči oděru. Současně však klesá mrazuvzdornost – roste teplota skelného přechodu. Právě olejovzdornost je zásadní vlastnost NBR materiálu, z důvodu bobtnání ale špatně snáší styk s polárními kapalinami (např. ketony, alkoholy, estery, aceton, agresivnější kyseliny apod.). [15] [19]

Teplotní rozsah použití standardní nitrilové pryže je od -30 do 120 °C (záleží na podílu akrylonitrilu), některé typy vulkanizované peroxidem mohou mít teplotu skelného přechodu až okolo -50 °C a snést teplotu až +150 °C, většina standardních typů se vulkanizuje za použití síry. Kromě těsnění se z NBR vyrábí hadice, obuv, tmely a lepidla nebo gumové rukavice. [19]



Obr. 23: Strukturní vzorec NBR [19]

Nitrilová pryž je díky svým vlastnostem a příznivé ceně nejpoužívanějším materiálem při výrobě těsnění a postačuje pro většinu standardních aplikací. Pro náročnější provozní podmínky byly na základě základní struktury NBR vyvinuty další modifikace – karboxylová a hydrogenovaná nitrilová pryž. Všechny uvedené typy NBR spojuje vysoká olejovzdornost, modifikace upravují především mechanické a tepelné vlastnosti originálního NBR materiálu.

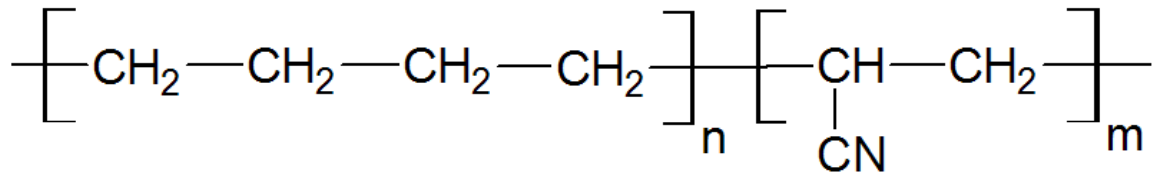
3.1.1. Karboxylová nitrilová pryž (XNBR)

Dodáním skupin karboxylových kyselin do struktury NBR vzniká karboxylová nitrilová pryž. Oproti klasické NBR vyniká lepší odolností vůči oděru, je odolnější proti vzniku trhlin a má vyšší tvrdost a pevnost v tahu, s čímž ale souvisí pokles pružnosti. XNBR je vhodné použít v aplikacích s vyšším tlakem a celkově náročnějších provozních podmínkách, nehodí se pro styk s horkou vodou a polárními kapalinami (stejně jako u základní NBR), blíže k nule je posunuta také hranice teplotního rozsahu použití, od -20 do +100 °C. Obchodní názvy XNBR A NBR jsou totožné. [21]

3.1.2. Hydrogenovaná nitrilová pryž (HNBR)

Hydrogenací směsi rozpuštěného základního NBR polymeru ve zvoleném rozpouštědle s katalyzátorem vzniká hydrogenová nitrilová pryž. Hlavní předností tohoto materiálu je odolnost vůči vysokým teplotám, ta je dána stupněm nasycení (hydrogenace). Teplotní rozsah použití je od -25 do +160 °C. Dále se HNBR vyznačují vysokou odolností vůči chemikáliím, ozonu a oděru, jsou tuhé, pevné a své vlastnosti si uchovávají i po dlouhodobém působení okolních vlivů. Své uplatnění nachází především v automobilovém (klínové řemeny), leteckém a ropném průmyslu. I přes zvýšenou chemickou odolnost se

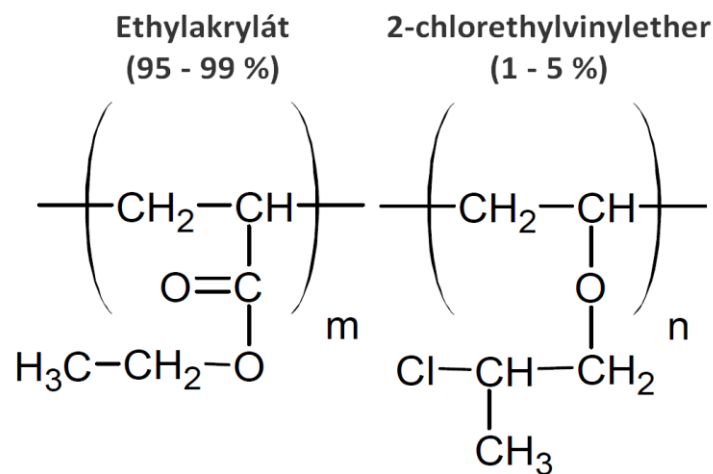
nedoporučuje použití v případech, kde může hrozit styk s polárními kapalinami. Příkladem obchodních názvů může být např. Therban, Thornac nebo Zetpol. Oproti NBR mají modifikované typy XNBR a HNBR společnou nevýhodu, a tou je jejich cena. [20] [22]



Obr. 24: Strukturální vzorec HNBR [22]

3.2. Akrylátová pryž (ACM)

Akrylátová pryž (ACM, angl. acrylic rubber) je syntetický elastomer, který svými vlastnostmi představuje kompromis mezi nitrilovou a fluorkaučukovou pryží, vyniká dobrou olejovzdorností a zároveň také snese působení vyšší teploty. Je to kopolymer ethylakrylátu nebo butylakrylátu a vybraného halogenderivátu, nejobvyklejší je kombinace ethylakrylátu a 2-chlorethylvinyletheru (strukturální vzorec viz obrázek 24). Vyrábí se emulzní nebo suspenzní polymerací při teplotě cca 50 °C, iniciátorem je nejčastěji peroxidisíran draselný, k vulkanizaci se používají sodná a draselná mýdla. [15]

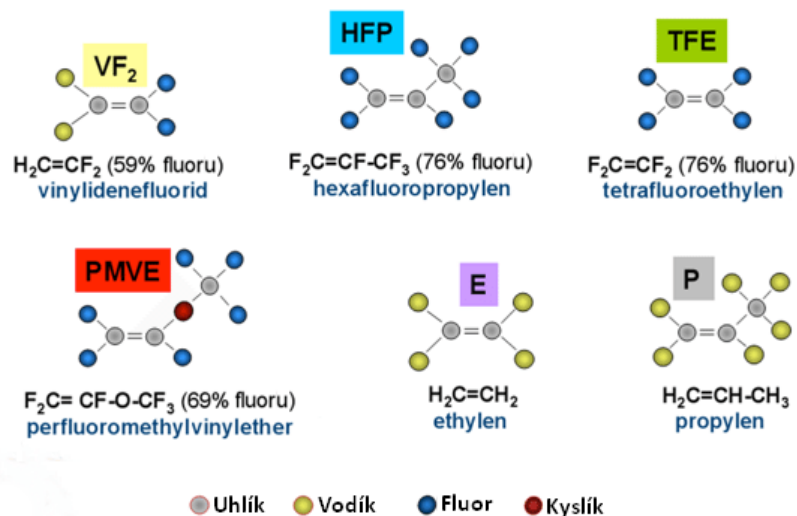


Obr. 25: Strukturální vzorec nejvýznamnější akrylátové pryže – upraveno [23]

Akrylátová pryž si udržuje své vlastnosti v teplotním rozmezí od -20 do 160 °C, kromě odolnosti vůči teplotě a zejména horkým olejům (oproti NBR snášejí oleje s obsahem síry) jsou odolné vůči ozonu a okolní atmosféře, nehodí se pro styk s vodou, párou a nepolárními kapalinami, má poměrně nízkou pružnost. Používá se také pro výrobu hadic na olej, dopravníkové pásy a pro potahovací účely – např. dopravníkových válců či vnitřků nádob, nejvíce ale pro výrobu součástí do motorů. Známé obchodní názvy jsou ku příkladu Hytemp, Noxite nebo jako u NBR Nipol a Europrene. [15] [20] [23]

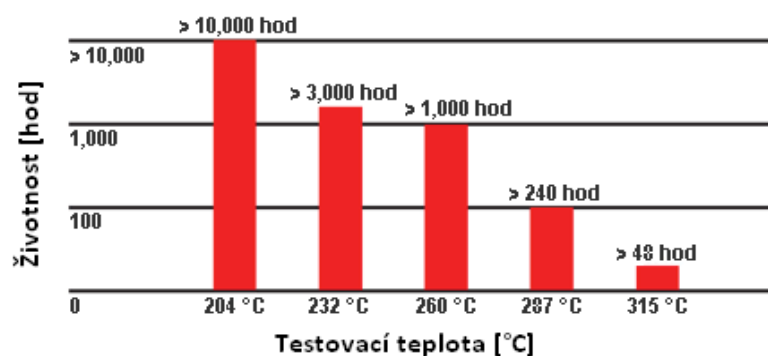
3.3. Fluorkaučuková pryž (FPM/FKM)

Fluorkaučuková pryž (FPM/FKM, fluoruhlíkové kaučuky angl. fluoroelastomers) se řadí mezi syntetické teplovzdorné elastomery, označení FPM (bude používáno dále) vychází z mezinárodní ISO normy, FKM z americké ASTM normy. Je to kopolymer vinylidenfluoridu (VF_2) a dalších fluorovaných monomerů. Rozlišujeme hned několik druhů FPM, a to právě na základě druhého monomeru, mezi hlavní patří především hexafluorpropylen (HFP), tetrafluorethylen (TFE), 1-hydroxypentafluorpropylen (HPTFP), perfluoromethylvinylether (PMVE) nebo například chlorotrifluorethylen (CTFE). Vzniká emulzní radikálovou polymerací, iniciátory jsou peroxidy. Vulkanizace probíhá za účasti dithiolů nebo diaminů. [15] [24]



Obr. 26: Chemické modely vybraných monomerů pro výrobu FKM – upraveno [24]

Vyznačuje se vynikající chemickou odolností (i proti agresivním chemikáliím), bez problémů zvládá styk s různými typy olejů a maziv, pohonnými hmotami, kyselinami, ozonem a párou, ale pro styk s polárními kapalinami se nedoporučuje. Co je ale pro FPM charakteristické, je její teplotní odolnost, kterou získává přítomnosti oxidů kovů při vulkanizaci, nejčastěji oxidu hořečnatého. Teplotní rozsah použití FPM se pohybuje od -25 do $+230$ °C, krátkodobě snese i teploty okolo $+300$ °C. Obrázek 27 zobrazuje přibližnou závislost životnosti v hodinách standardního FPM materiálu na různých teplotách. [15]



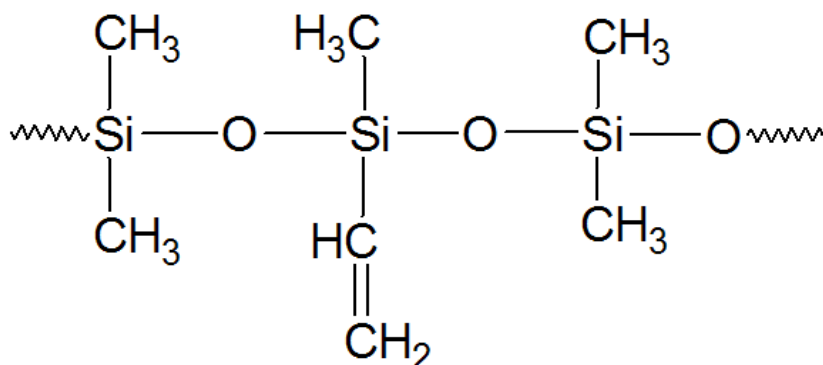
Obr. 27: Životnost FPM v závislosti na teplotě – upraveno [24]

Nejvýznamnější obchodní názvy FPM jsou např. Viton, Fluorel, Tecnoflon nebo Dai EL. Díky svým vlastnostem jsou vhodné pro těžké provozní podmínky, jsou využívány primárně v automobilovém, leteckém, chemickém a energetickém průmyslu. Těsnění z FPM materiálů patří mezi nejdražší. [20] [24]

3.4. Silikonové pryže (MQ, MVQ, MPVQ, MPQ)

Silikonová pryž (angl. silicone rubber) patří do skupiny teplovzdorných elastomerů. Výrobní proces začíná polymerací cyklických siloxanů, což jsou sloučeniny s molekulárními vazbami Si-O-Si, následuje vysokoteplotní vulkanizace peroxidy, konkrétně nejčastěji bis(2,4-dichlorbenzoyl)peroxidem, druhá možnost je vulkanizace při pokojové teplotě dibenzylperoxidem. [15]

Mezi nejvýznamnější druhy silikonových pryží patří polydimethosiloxan (MQ), asi nejrozšířenější je methylvinylpolysiloxan (MVQ) – strukturní vzorec viz obrázek 28, methylfenylvinylpolysiloxan (MPVQ) se zvýšenou odolností vůči velmi nízkým teplotám a methyltrifluorpropylvinylpolysiloxan (MPQ) pro styk s většinou rozpouštědel. [17]



Obr. 28: Strukturní vzorec MVQ [25]

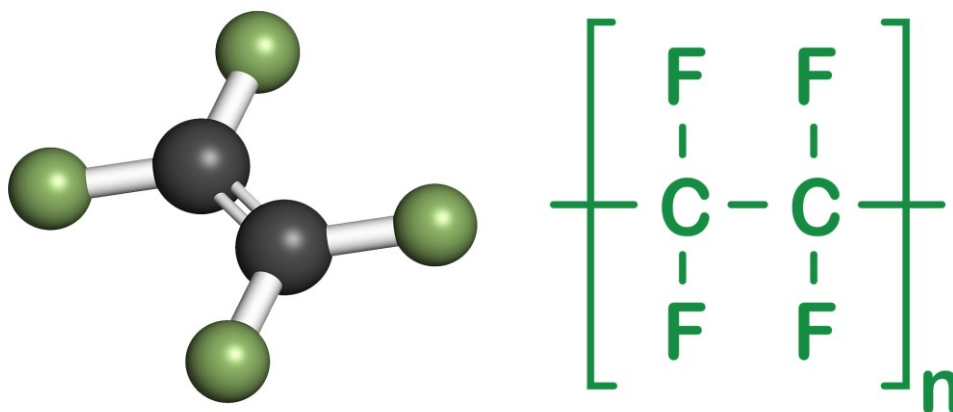
Silikonová pryž sice nijak výrazně neexceluje svými fyzikálními vlastnostmi (mají poměrně nízkou pevnost), ty jsou ale v závislosti na teplotě téměř neměnné. Teplotní rozsah použití silikonové pryže je od -60 do +200 °C, krátkodobě může být vystavena až 300 °C, typ MPVQ snese i velmi nízké teploty okolo -90 °C. Standardně se používá hlavně při teplotách nad 150 °C. V suchých podmínkách do 180 °C si dlouhodobě zachovává odolnost, kombinace vlhkého prostředí + páry a vyšších teplot může mít za následek ztrátu vlastností z důvodu hydrolyzy, což je rozkladná reakce. [15]

Kromě odolnosti vůči širokému rozmezí teplot je silikonová pryž odolná také proti řadě chemikálií, slunečnímu záření, ozonu a povětrnostním podmínkám, naproti tomu se špatně snese s agresivními kyselinami, palivy. Z důvodu bobtnání není doporučen styk ani s minerálními oleji, nicméně proti nim alespoň částečně odolnost mají. Snadno se zpracovávají, mají dobré elektroizolační vlastnosti a dobře tlumí vibrace. Své místo našla

silikonová pryž v elektrotechnice, automobilovém, chemickém a potravinářském průmyslu, také v letectví a kosmonautice. Ve stavebním odvětví ji známe především ve formě tmelů a těsnicích směsí, ve farmacii se používá pro výrobu kontaktních čoček, implantátů, oblíbená je také ve stomatologii pro otiskování. Obchodní názvy jsou např. Elastoseal, Rhodorsil, Silastic nebo Silopren. Cenově se řadí mezi dražší typy elastomerů. [15] [17] [20]

3.5. Polytetrafluorethylen (PTFE)

Polytetrafluorethylen (PTFE, tradičně Teflon) je nejvýznamnější zástupce fluoroplastů, zároveň se řadí do skupiny termoplastů. Vyrábí se suspenzní nebo disperzní polymerací tetrafluorethylenu ve vodě. Pevnost fluorouhlíkových vazeb dodává materiálu výjimečné vlastnosti, kterými PTFE předčil všechny ostatní druhy polymerů. V levé části obrázku 29 je zobrazen chemický model tetrafluorethylenu, v pravé části strukturní vzorec polytetrafluorethylenu. [8]



Obr. 29: Model tetrafluorethylenu (vlevo), strukturní vzorec PTFE (vpravo) [26]

Jednou z hlavních předností PTFE je jeho chemická odolnost, oproti většině dalších polymerů je odolný vůči kyselinám, rozpouštědlům, solím, také olejům, zásadám a spouště dalším chemikáliím a kapalinám, při vyšších teplotách mu příliš neschází styk s alkalickými kovy či elementárním fluorem. Ze všech polymerů má jeden z nejvyšších teplotních rozsahů použití, od -200 do +260 °C, krátkodobě zvládne i teploty okolo 300 °C. Teplota tání PTFE je 327 °C, s rostoucí teplotou se materiál za uvolňování toxických látek a plynů pomalu rozkládá. I za nízkých teplot si zachovává pružnost a při vysokých teplotách pevnost, ze všech polymerů má nejnižší hořlavost. [27] [28]

Dále má PTFE dobré elektroizolační vlastnosti, je odolný vůči stárnutí a UV záření, je nízkonasákový a má výborné kluzné vlastnosti (nízký koeficient tření – až 0,06), proto jsou vhodné pro výrobu kluzných produktů – např. kluzných pouzder, lišt nebo různých vodicích přípravků. Často se pro nízkou přilnavost používá při potahování kovů a povrchové úpravy nádobí, také jako ochrana potrubí, armatur a obecně pro těsnicí aplikace, nejčastěji tedy ve formě různých těsnění, O-kroužků či pásek. Rozsah použití PTFE je opravdu široký. [27] [28]

Výše uvedené vlastnosti jsou typické pro nepoužívanější standardní čistý PTFE, který je bílé barvy. Pro modifikaci určitých vlastností se k základnímu PTFE přidávají přísady, mezi nejtypičtější patří PTFE s 25 % skelných vláken, je světlešedé barvy a vyznačuje se lepšími mechanickými vlastnostmi, stejně jako PTFE s 60 % bronzem, který je barvy hnědé. Dále PTFE s 15 % grafitu, který vylepšuje kluzné vlastnosti a PTFE s 15 % uhlíku pro vyšší tvrdost a nižší tepelnou roztažnost, oba tyto typy mají barvu černou. Společnou nevýhodou všech těchto modifikovaných typů je snížená chemická odolnost. Neznámější obchodní název PTFE je Teflon, další jsou např. Fluon, Dyneon, Algoflon, Halón nebo Hostaflon. [20] [28]

3.6. Chemická odolnost a kompatibilita, typy provozních kapalin

Většina výrobců hřídelových těsnění uvádí v rámci svých katalogů přehledné tabulky chemické kompatibility materiálů těsnění s různými typy těsněných kapalin. Obsahují doporučené bezpečné provozní rozmezí teplot, při kterých nedojde k degradaci materiálu a ovlivnění těsnicí funkce. Mezi obvyklé provozní kapaliny se řadí motorové, převodové a průmyslové oleje, krátce budou popsána i plastická maziva. Problematika provozních kapalin a zejména olejů je velmi rozsáhlá a komplikovaná, proto budou v této práci vybrané kategorie popsány jen velmi stručně.

Pro začátek je na místě zmínit nejdůležitější veličinu, která je důležitým parametrem všech kapalin – viskozita. Jednoduše řečeno, viskozita charakterizuje tekutost dané kapaliny. Čím vyšší je hodnota viskozity, tím je kapalina hustější a pomaleji teče, nízká viskozita naopak znamená vyšší tekutost a řidší charakter kapaliny. Rozlišujeme dynamickou viskozitu kapaliny [$\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s} = \text{Pa} \cdot \text{s} = \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$], která udává odpor dvou sousedních vrstev kapaliny proti pohybu a kinematickou viskozitu [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, častěji ale spíše $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], ta se určuje podílem dynamické viskozity a hustoty dané kapaliny. [29]

Právě viskozita je jeden ze dvou hlavních parametrů, dle kterých se oleje rozdělují a značí. Dle viskozitního indexu, který určuje chování olejů vůči teplotám, se oleje dělí do viskozitních tříd, které definuje celosvětově uznávaná klasifikace SAE (Society of Automotive Engineers). Pro motorové oleje jsou zavedeny zimní třídy 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W a letní třídy 20, 30, 40, 50, 60, pro převodové zimní třídy 70W, 75W, 80W, 85W a letní třídy 80, 85, 90, 140, 250. Zimní třídy charakterizují použitelnost oleje za nízkých teplot (čím nižší číselné označení, tím snese olej nižší teploty), letní naopak za vysokých (čím vyšší číselné označení, tím vyšší může být teplota). Jako celoroční se označují oleje s kombinací letní i zimní třídy, např. 10W-40. Druhým parametrem jsou vlastnosti olejů pro různé provozní a zátěžné podmínky. Dle těchto vlastností se oleje dělí do výkonnostních tříd, které jsou určeny několika normovanými klasifikacemi – API (USA), ACEA (EU) či interními normami výrobců motorů pro motorové oleje, pro převodové jen API. Výkonnostní kategorie pro motorové oleje se dále dělí dle typu motoru (klasifikace API → S = zážehové, C = vznětové, případně kombinace), pro převodové dle typu převodu (značení tříd → GL). [30]

Složení všech těchto nejběžnějších olejů je v zásadě jednoduché – vždy jde o směs základového oleje (minerálního, syntetického nebo polysyntetického) s příslušnými aditivy. Právě volba správné kombinace a poměru všech složek výsledného oleje dělá z problematiky olejů velmi komplikovanou a sofistikovanou záležitost. Aditiva se k základnímu oleji přidávají za účelem vylepšení či naopak potlačení určitých vlastností – např. za účelem úpravy viskozity, zvýšení odolnosti vůči určitým faktorům, zabránění chemickým reakcím při styku s určitými materiály, udržení vlastností po delší čas apod. Podíl aditiv ve výsledné směsi se pohybuje od 15 do 30 %, jsou jimi např. antioxidanty, detergenty, různé modifikátory a inhibitory. [31] [32]

Každý z olejů musí vykazovat příslušné chování v aplikaci, pro kterou je určen, tedy např. motorový olej musí odolat extrémním teplotám při co nejmenší změně viskozity, převodový olej musí mít co nejdelší životnost, být použitelný i po dlouhodobějším odstavení a odolat vysokým tlakovým hodnotám. Obecně musí být všechny typy olejů antikorozi, nízkopěňivé, neagresivní vůči materiálům těsnících prvků a co nejvíce univerzální.

Další významnou kategorií provozních kapalin jsou průmyslová maziva (oleje), která se dále dělí dle účelu použití nebo jejich příslušných klíčových vlastností. Patří mezi ně již zmíněné hydraulické oleje, dále např. oleje kompresorové, ložiskové, turbínové, teplonosné, elektroizolační, vazelinové, apod. Viskozitní třídy průmyslových olejů stanovuje norma ISO 3448 pod označením VG, pro jejich specifikaci byla zavedena norma ISO 6743/4 a DIN 51 502, značení průmyslových olejů sestává z písmen a číslic, písmena udávají typ oleje a jeho původ, číslice viskozitní stupeň. Hydraulické oleje tvoří velkou podskupinu průmyslových maziv, jejich značení je definováno vlastní normou DIN 51 524 (např. HLP 46). [33]

Jako poslední budou uvedena plastická maziva, která se používají pro mazání různých strojních součástí, nejčastěji ložisek, kluzných pouzder a vedení, řetězů, lan apod. Mají dobrou odolnost vůči teplotám, znečištění a dobré těsnicí vlastnosti. Naproti tomu mají oproti olejům horší chladicí vlastnosti, a to kvůli vyšší viskozitě (nejsou schopna vysoké cirkulace). Složení je blízké olejům (základový olej + podobná aditiva, jako u motorových a převodových olejů), polotuhou konzistenci získávají přidáním tzv. zpevňovadel, která jsou na bázi mýdel. Procentní podíl olej – zpevňovadla – aditiva je obvykle 75 až 80 : 10 až 15 : 10 %. Místo viskozity se u plastických maziv uvádí jejich konzistence dle tříd NLGI – 000, 00, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 (čím vyšší číslo, tím vyšší tuhost). Značí se dle ISO 6743/9 nebo DIN 51 502. Značení dle DIN normy má tuto podobu – např. KP 2 N – 20, jednotlivé znaky popisují (postupně zleva doprava) druh aplikace, typ základového oleje a aditiv, konzistenci, maximální provozní teplotu a voděodolnost a minimální provozní teplotu. Dle ISO standardu vypadá značení následovně – např. ISO-L-X-CDHB 2. ISO-L-X značí systém, třídu a typ, další písmena vyjadřují minimální provozní teplotu, maximální provozní teplotu, voděodolnost a odolnost proti korozi, tlakové vlastnosti, číslice na konci vyjadřuje třídu konzistence. [34] [35]

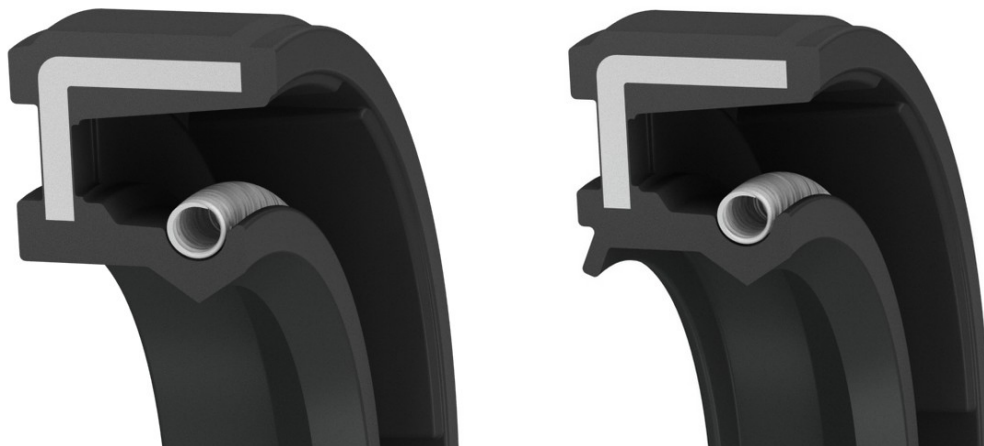
4. Typy hřídelových těsnění

Dnešní nabídka hřídelových těsnění je opravdu široká, existuje spousta provedení a tvarů, jednotliví výrobci mají vlastní patentované typy a vývoj neustále postupuje vpřed. Vzhledem k množství nabízených typů bude věnována pozornost především základním typům, které jsou definovány normou DIN 3760 a 3761.

4.1. Typ A, AS

Těsnění typu A je tvořeno elastickým pryžovým pláštěm s kovovou výztuží, těsnicí břit je předepnut prostřednictvím tažné pružiny. Toto celopryžové provedení umožňuje kompenzovat případnou teplotní roztažnost materiálu úložného prostoru. Zajištění vysoké statické těsnosti nebrání ani vyšší hodnota drsnosti v úložném prostoru. Nevýhodou celopryžového provedení může být jeho samotná montáž, při které může mezi pláštěm těsnění a povrchem úložného prostoru vzniknout nežádoucí smykové napětí, které by mohlo mít za následek odchlípnutí části těsnění a porušení těsnosti. Tento typ těsnění je také náchylný na případné tlakové výkyvy a nadměrné nestandardní teplotní zatížení, což může způsobit vychýlení (stlačení) části pryže, která se po ustálení provozních podmínek nemusí vždy vrátit do původního stavu. To vše lze ale eliminovat důkladným rozbořem provozních podmínek v dané aplikaci a vhodným výběrem těsnění. [2] [8]

Provedení AS je navíc opatřeno prachovkou, která chrání těsnicí prostor před průnikem nečistot a prachu. Prostor mezi těsnicím břitem a prachovkou je možné zaplnit vhodnou vazelínou, čímž se dá hřídel ochránit proti korozi a břit proti otěru. [2]



Obr. 30: Těsnění typu A (nalevo) a typu AS s prachovkou (vpravo) [36]

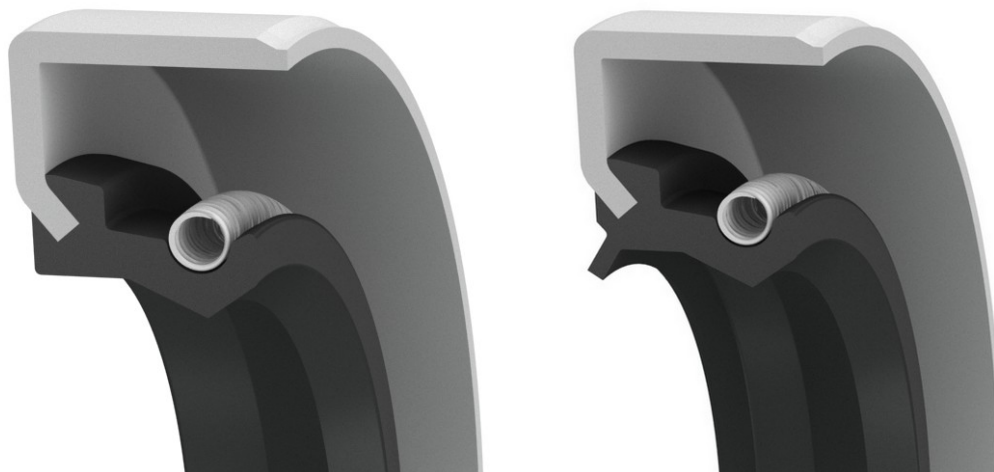
4.2. Typ B, BS

Těsnění typu B je tvořeno kovovým pouzdem a pryžovým těsnicím břitem. Břit je předepnut prostřednictvím tažné pružiny. Provedení úložného prostoru pro tento typ těsnění vyžaduje přísnější tolerance a nižší hodnotu drsnosti povrchu. Montáž je poměrně snadná, kovové pouzdro zajišťuje přesné a pevné uložení v úložném prostoru. Oproti

celopryžovému provedení (A, AS) se nehodí pro případy, u kterých má materiál kovového pouzdra a materiál úložného prostoru rozdílnou teplotní roztažnost (např. v případě úložného prostoru z hliníku), a to z důvodu možného porušení statické těsnosti vlivem změny rozměrů. [2] [8]

Velmi často je vnější povrch kovového pouzdra opatřen speciálním nástřikem či povlakem (např. firma SKF využívá akrylátového povlaku na vodní bázi), případně potažen lepicím tmelem. Tato úprava pomáhá zajistit vyšší statickou těsnost, a to zejména v případě utěsnění kapalin s nižší viskozitou. Povlak se využívá i u kovových pouzder, která nejsou vyrobena z nerezové oceli a pro zakrytí případných nežádoucích škrábanců na povrchu pouzdra, které by mohly utěsnění také výrazně ovlivnit. Tento typ je jednou z neekonomičtějších variant hřídelových těsnění. [8]

Typ A, AS, B a BS je nejvíce využíván v převodových ústrojích, motorech, čerpadlech či ventilech a hodí se pro utěsnění plyných a kapalných médií. Provedení BS je navíc opatřeno prachovkou, která chrání těsnicí prostor před průnikem nečistot a prachu. [2]



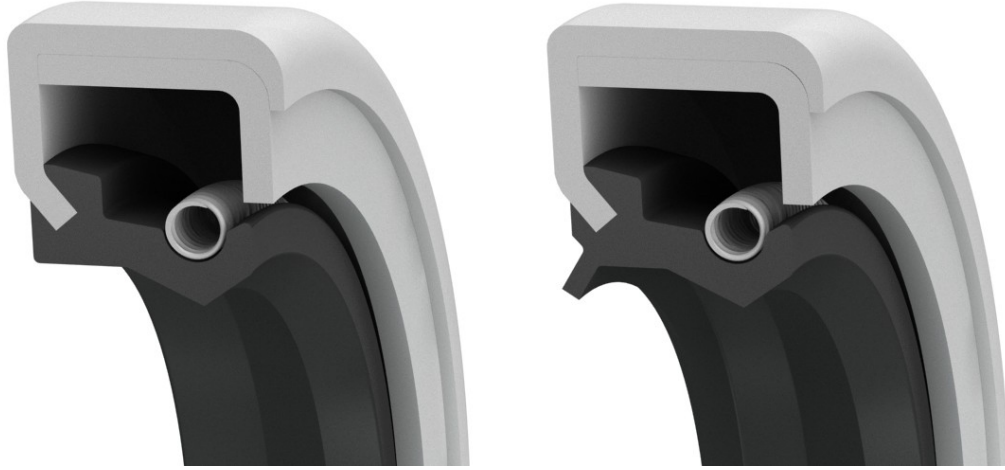
Obr. 31: Těsnění typu B (nalevo) a typu BS s prachovkou (vpravo) [36]

4.3. Typ C, CS

Těsnění typu C je tvořeno kovovým pouzdrem, pryžovým těsnicím břitem a přídatnou kovovou výztuží. Břit je předepnut prostřednictvím tažné pružiny. Tento typ těsnění je vhodný pro aplikace s náročnými provozními podmínkami, díky kovové výztuži snese případné montážní chyby a vyznačuje se vysokou radiální tuhostí. [2]

Vyrábí se zpravidla pro velké průměry hřídelí. Provedení úložného prostoru je stejné, jako u typu B a BS, stejně tak se i u tohoto typu aplikují přídatné nástřiky a povlaky. Hojně se využívají v oblastech těžkého strojírenství, v ocelárnách, válcovnách, zemědělské technice či větrných elektrárnách. [2]

Provedení CS je stejně jako AS a BS navíc opatřeno prachovkou, která chrání těsnicí prostor před průnikem nečistot a prachu a hodí se tedy pro použití ve více znečištěném prostředí.



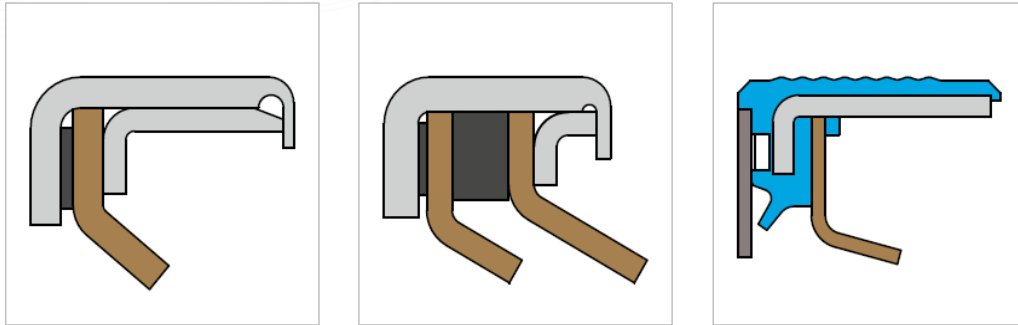
Obr. 32: Těsnění typu C (nalevo) a typu CS s prachovkou (vpravo) [36]

4.4. Konstrukce těsnění z PTFE materiálu

Kromě výše zmíněných základních typů hřídelových těsnění jsou hojně využívána těsnění z PTFE (viz kapitola o materiálech), která jsou vhodná pro použití v náročných provozních podmínkách, snášejí široké rozmezí teplot (hodně vysoké i nízké), vyšší tlakový spád a styk s agresivními kapalinami. Všechny tyto vlastnosti staví PTFE těsnění na přední příčky v žebříčku univerzality a odolnosti. Skvělé kluzné vlastnosti (a s tím spojené nízké namáhání povrchu hřídele díky nízkému koeficientu tření) ale mohou být problémem při zabíhání těsnění, protože nemusí být vždy zajištěno vytvoření mikropórů pro udržení maziva pod těsnicím břitem, vytvoření nezbytného olejového filmu a zajištění čerpání maziva zpět do těsněného prostoru. Z toho důvodu se u některých typů těsnění z PTFE vytváří do povrchu břitu šroubovitá drážka, které vše potřebné zajistí. [1] [8]

Díky nižší elasticitě PTFE materiálu je nutné zajistit co nejpřesnější souosost a co možná nejmenší házivost (oproti standardním pryžovým těsněním jsou maximální přípustné hodnoty přibližně dvakrát menší), těsnicí břit by totiž nemusel dostatečně kopírovat pohyb hřídele. Díky pevnosti PTFE je možné vyrábět těsnění s užším břitem, proto je důležité při montáži postupovat opatrně, aby nedošlo k jeho poškození, proto je nezbytné při instalaci použít speciální montážní pouzdra a přípravky (viz kapitola o montáži). [1]

Konstrukčních typů PTFE těsnění je celá řada, některé z možných provedení lze vidět na obrázku 33 – většinou se jedná o spojení břitu z PTFE s kovovým pouzdem a výztužnými kroužky, možná je i kombinace s pryžovým pláštěm, obvyklé je také provedení s dvojicí těsnicích břitů. [9]



Obr. 33: Vybrané konstrukční typy těsnění s břitem z PTFE [9]

Za zmínku stojí také typy vyrobené pouze z PTFE, které bývají osazovány speciálními pružinami popsány v kapitole 2.1.1.1. Tato těsnění jsou označována jako „spring energized seals“ – viz obrázek 34. Jak již bylo zmíněno, tlakové působení pomáhá zvýšit přítlak břitu na hřídel a zajistit tak lepší těsnost, právě nízký součinitel tření PTFE materiálu dokáže vyšší přítlak kompenzovat, proto nedochází k nadměrnému teplotnímu opotřebení. Další modifikací tohoto typu je osazení přídatným O-kroužkem na vnějším průměru těsnění pro zefektivnění statické těsnosti. [6] [9]



Obr. 34: „Spring energized seals“ [9]

5. Měření, možnosti testování

Stejně jako většina dalších strojních součástí prochází i hřídelová těsnění před expedicí výstupní kontrolou a měřením. Měří se určité rozměry a kontroluje výsledný tvar. Na základě vývoje nových materiálů, porovnání různých typů a nových konstrukcí těsnění a ověření provozních vlastností byly také ve firmách zavedeny různé možnosti testování za použití speciálních zařízení a nástrojů. Testování se obvykle řídí principy uvedenými v normách DIN 3761 (část 10 a 11), ISO 6194-4 a ČSN 02 9404. V této části bude uvedeno, co a jak se u hřídelových těsnění v rámci výstupní kontroly a kontroly před montáží měří, popsány budou také některé možnosti testování. Tato kapitola je důležitým výchozím bodem pro praktickou návrhovou část, konstrukce testovacího zařízení vychází z vybrané testovací metody.

Všechna měření a testování se provádí nejdříve 24 hodin po vulkanizaci a 1 hodinu po osazení pružiny, to vše v místnosti s přibližně pokojovou teplotou (uvádí se 23 ± 2 °C), ve které nesmí být výskyt par organických rozpouštědel. [37]

5.1. Měření, kontrola rozměrů

Pro kontrolu určitých rozměrů a tvaru hřídelových těsnění se používá buď celé těsnění, nebo jeho výřezy. Měří se především jejich vnitřní a vnější průměr, pokud je těsnění opatřeno prachovkou, tak i její průměr, dále šířka těsnění, tloušťka membrány či poloha těsnicího břitu, kontroluje se kruhovitost a sousost obou hlavních průměrů.

Pro měření vnitřního průměru d_1 a průměru prachovky d_p se používají vhodně zvolené optické přístroje, ale dobře poslouží i klasické posuvné měřítko s přesností alespoň 0,05 mm. Těsnění se měří alespoň třikrát po obvodu, výsledná hodnota je aritmetický průměr ze všech měření. Použít se dá také kuželový měřicí trn (s obvyklou hodnotou kuželovitosti 1:30), který je opatřen ryskami znázorňujícími toleranční pole. Těsnění se nasune na trn ve svislé poloze a následně se vyšetřuje poloha dosednutí vnitřního průměru těsnění (nebo prachovky) vůči ryskám. Měřicí trny jsou nejčastěji vyráběny z oceli 42CrMo4, povrch by měl mít dle normy tvrdost (60 ± 2) HRC. Ukázka kuželového trnu je na obrázku 35 na další straně. [37]

Vnější průměr těsnění D_1 se určuje posuvným měřítkem, nebo také úchylkoměrem s přitlačnou silou $(0,1000 \pm 0,025)$ N při uchycení těsnění ve speciálním seřiditelném měřicím přípravku (obrázek 36). Měření probíhá v alespoň dvou vzájemně kolmých rovinách. Šířka těsnění se stanoví posuvným měřítkem v alespoň čtyřech místech těsnění. Stejně jako u vnitřního průměru se výsledná hodnota stanoví zprůměrováním naměřených hodnot. [37]

Dostáváme se k měření rozměrů na výřezech z těsnění. Ke stanovení tloušťky membrány b a polohy těsnicího břitu h se používají čtyři výřezy, a to ze dvou vzájemně kolmých rovin. Měří se vhodně zvoleným optickým přístrojem se zvětšením 10:1. Polohu těsnicího břitu určuje vzdálenost břitu od zadní plochy (čela) těsnění. Výsledná hodnota tloušťky membrány je rozdíl největší (c_{max}) a nejmenší (c_{min}) změřené hodnoty, měří se v místě nejmenší tloušťky membrány těsnění. Příslušný vzorec (2) je uveden níže. [37]

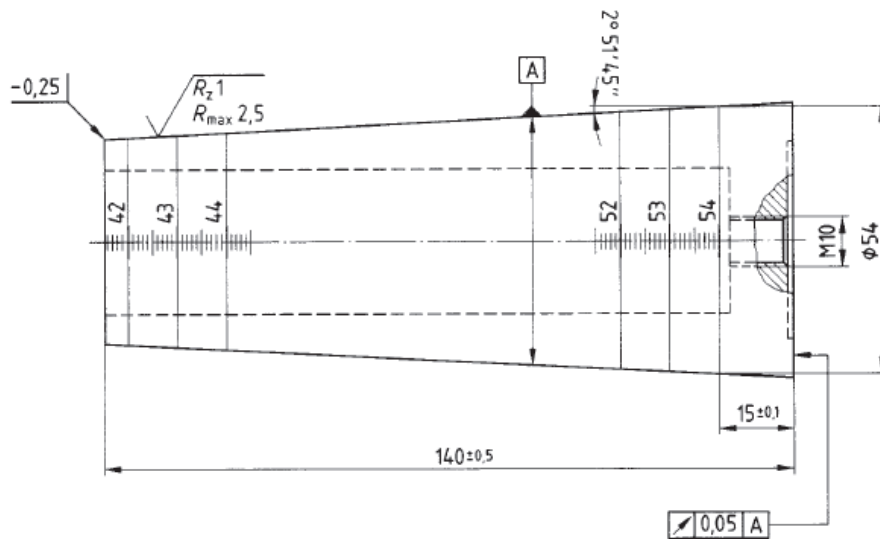
$$\Delta c = c_{max} - c_{min} \quad (2)$$

Jak již bylo řečeno, tvar těsnění se kontroluje primárně určením hodnot kruhovitosti k a sousosti s . Z největší (D_{1max}) a nejmenší (D_{1min}) hodnoty vnějšího průměru se dle níže uvedeného vztahu (3) určí výsledná kruhovitost. [37]

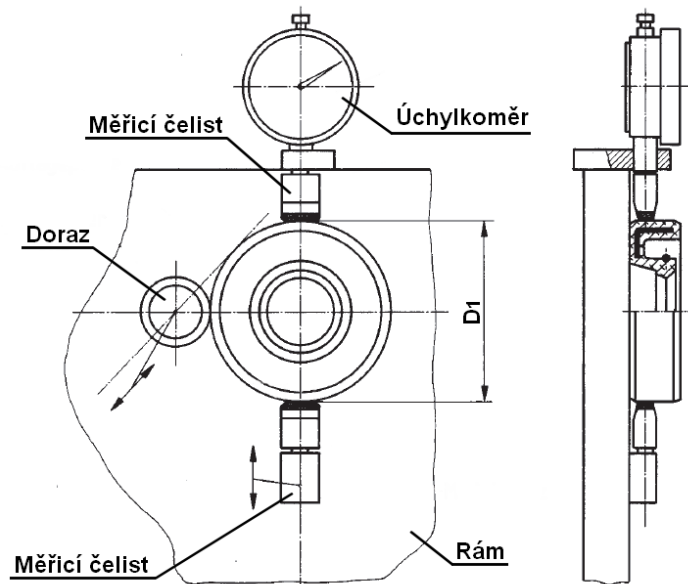
$$k = \frac{D_{1max} - D_{1min}}{2} \quad (3)$$

Hodnota sousosti je dána rozdílem největší (l_{max}) a nejmenší (l_{min}) vzdálenosti vnitřního a vnějšího průměru těsnění (tedy jejich obrysů – kružnic), viz vztah (4) níže. [37]

$$s = l_{max} - l_{min} \quad (4)$$



Obr. 35: Zkušební měřicí trn [39]



Obr. 36: Příslušenství pro měření vnějšího průměru – upraveno [38]

5.2. Testování

Samotné testovací principy mají za úkol ověřit a porovnat funkční vlastnosti různých typů hřídelových těsnění. Jak bylo zmíněno v úvodu, procesy testování shrnují především mezinárodní normy, z nichž bylo v rámci této problematiky čerpáno. Další možnosti testování se téměř nedají dohledat, většinou se jedná o různé výzkumné projekty, někteří výrobci těsnění na svých stránkách pouze uvádějí, jaká testování provádějí, ale bližší informace si pochopitelně všichni uchovávají pod pokličkou. Z toho důvodu bude tedy i samotný návrh zařízení primárně vycházet z uvedených norem, na jejichž základě jsou ale velmi pravděpodobně postaveny i testovací procesy všech výrobců.

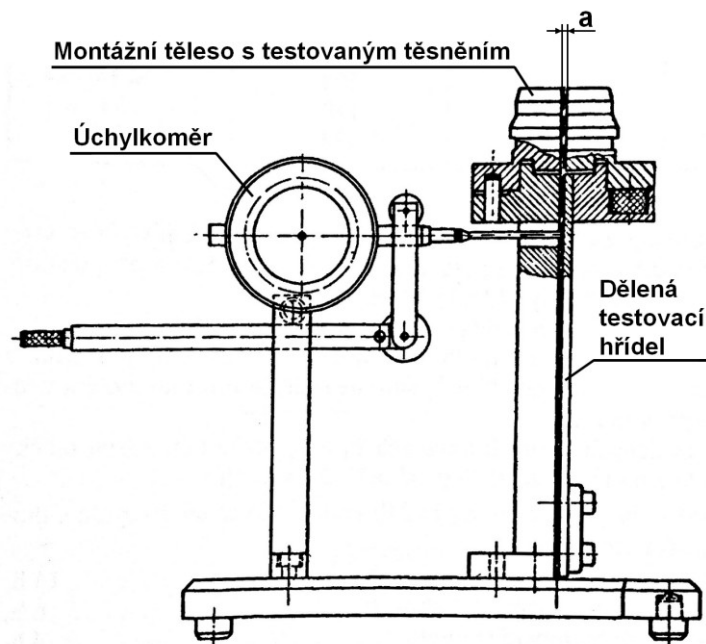
5.2.1. Test velikosti radiální síly od břitu po osazení těsnění

Jak již napovídá název tohoto druhu testu, výsledkem je zjištění velikosti radiálního působení těsnicího břitu na povrch hřídele. Jak již bylo zmíněno výše v práci, tento radiální přítlak je důležitý pro zajištění správné těsnicí funkce těsnění, je zpravidla vyvozen osazenou tažnou pružinou. Tento typ testu pomáhá analyzovat oblast dynamické těsnosti.

Testovací stand sestává ze zkušebního podélně (axiálně) dělené hřídele, obě části hřídele jsou k sobě upevněny pomocí listové pružiny, která slouží jako deformační člen. Po instalaci těsnění se pružina stlačí, velikost stlačení lze odečíst z úchylkoměru a následně převést na deformační sílu F [N], výsledná hodnota radiální síly od břitu q [N/m], ve které figuruje také průměr zkušební hřídele d [m], se určí z níže uvedeného vztahu (5). [37]

$$q = \frac{F}{d} \quad (5)$$

Velikost mezery a pro osazení listové pružiny mezi oběma polovinami hřídele závisí na průměru hřídele (a tedy vnitřnímu průměru zkušebního těsnění) je dána tabulkově, pohybuje se mezi 0,75 a 1,6 mm. Schéma možné podoby zkušebního zařízení je na obrázku 37. [37]



Obr. 37: Stand pro test radiální síly od břitu – upraveno [37]

5.2.2. Test těsnivosti

Test těsnivosti je nejrozšířenější typ testování těsnění, právě těsnicí schopnost je u hřídelových těsnění to, co nás zajímá nejvíce. Metodika tohoto testu se může napříč firmami lišit. Měly by být dodrženy pokyny uvedené v normě DIN 3761, v tomto případě konkrétně v částech 3761-10 a 3761-11, které uvádějí požadavky pro konstrukci testovacího zařízení,

průběh + některé parametry samotné zkoušky a vyhodnocení. Pro získání smysluplných a k dalším účelům použitelných výstupů z tohoto testu je důležité přiblížení k podmínkám v reálném provozu.

Parametry testování volí každá firma či organizátor testování dle vlastního uvážení, pro co největší univerzálnost zkušebního zařízení by měly být zkušební podmínky regulovatelné, díky čemuž by bylo možné testovat těsnění různých materiálů a konstrukcí. V případě testu na objednávku se parametry testování volí smluvně mezi zákazníkem a poskytovatelem. Hlavními parametry testu těsnivosti jsou teplota těsněného média a otáčky testovací hřídele. Otáčky se volí smluvně, nebo z následující normované řady:

500, 750, 1 000, 1 250, 1 500, 1 750, 2 000, 2 500,
3 000, 4 000, 5 000, 6 000, 7 000, 8 000 ot/min [40]

Testovací proces probíhá nepřetržitě po dobu 240 hodin v 24hodinovém cyklu, který je rozdělen do tří sekcí:

- 14 hodin běhu při snížené teplotě a maximálních otáčkách
- 6 hodin běhu při maximální teplotě a maximálních otáčkách
- 4 hodiny v klidu (se zastaveným pohonem) za vychládání oleje na pokojovou teplotu (15 – 35 °C) [37] [40]

Hodnoty snížené a maximální teploty by mělo být dosaženo do 80 minut od zahájení cyklu a volí se buď smluvně, nebo dle hodnot stanovených normou (DIN 3761-2), v níž jsou uvedeny teploty pro různé druhy testovacích kapalin (oleje) a nejpoužívanější materiály těsnění – výběr hodnot shrnuje Tabulka 5, jedná se o teploty pro olej do převodovek. Testovací teploty musí samozřejmě respektovat teplotní rozsah použití materiálu testovaného těsnění. [40] [42]

Tab. 5: Normované hodnoty testovacích teplot [42]

Materiál	Snížená testovací teplota [°C]	Maximální testovací teplota [°C]
NBR	100	110
ACM	125	140
MVQ	130	140
FPM	150	160

Přesná podoba testovacího zařízení (standu) není určena, těsnění se osazuje na poháněnou hřídel uloženou v testovacím domku, který zadržuje olej. Testovací domek by měl být osazen prvkem pro snadné měření aktuální teploty oleje – tedy vhodným teplotním senzorem. Důležité je splnění předepsaných tolerancí při výrobě jednotlivých prvků zařízení

(tedy hřídel, zástavbový prostor – víčko, apod.), dodržení maximálních přípustných hodnot nesousoosti a házivosti, zapomenout se nesmí také na zkosení či zaoblení náběhových hran a správnou drsnost povrchu – viz kapitola 2.4. Materiál součástí testovacího domku by měl být volen s ohledem na teplotní stálost a chemickou kompatibilitu s testovací kapalinou, olej nesmí být nijak degradován (např. usazováním uhlíku či tvorbou sraženin). [40]

Norma definuje dvě velikosti testovacích domků. Provedení A je určeno pro testování hřídelových těsnění s vnějším průměrem do 140 mm při vnějším průměru zástavbového víčka 160 mm a tloušťce víčka 25 mm, provedení B pro těsnění s vnějším průměrem od 140 do 250 mm, vnějším průměru víčka 300 mm a tloušťce 35 mm. S rozměry domku souvisí i objem oleje. V případě provedení A je doporučeno použít 0,75 litru oleje, u provedení B jeden litr. Hladina oleje by měla být po nalití cca v jedné třetině až polovině průměru hřídele od spodního okraje hřídele. Olej musí být vyměnitelný bez zásahu do osazení těsnění. [40]

Pro dosažení co nejpřesnějších výsledků by mělo být testováno alespoň 6 vzorků konkrétního těsnění. Před zahájením testu se vzorky očíslojí, je nutné zkontrolovat jejich stav, nesmí být nijak poškozeny, před montáží by měly být kondicionovány alespoň 8 hodin při pokojové teplotě od 18 do 28 °C. Montáž těsnění do zástavbového víčka musí být provedena správně (viz kapitola 2.4.3.), jakékoli nedodržení montážních pokynů povede k nepřesným výstupům testu. Konstrukce víčka nesmí testovaný vzorek nijak zakrývat, těsnění musí být jasně viditelné, aby bylo možné průběh testování kdykoli kontrolovat – buď nepřetržitě (např. pomocí kamery), nebo v krátkých časových intervalech. [41]

Po uplynutí 240 hodin (tedy 10 cyklů) je testování ukončeno, vzorky jsou demontovány a vyhodnocuje se případný únik těsněného média, stav samotných testovacích vzorků a povrchu hřídele, rozměry těsnění pro porovnání s rozměry počátečními a opotřebení břitů. Pod testovaným guferem by měla být umístěna sběrná nádoba libovolného provedení pro případné odkápnutí uniklého oleje, na základě zvážení uniklého množství se testovanému těsnění přiřadí třída úniku dle normované tabulky 6 níže. [41]

Tab. 6: Normovaná tabulka vyhodnocení úniku [41]

Třída úniku	Maximální přípustný únik pro jedno těsnění [g]	Maximální přípustný únik pro 12 vzorků těsnění [g]
1	1	3
2	2	6
3	3	12

5.2.3. Test nízkoteplotní odolnosti

Oproti testu těsnivosti, který probíhá za vyšších teplot, je v rámci tohoto testu těsnění vystaveno rotaci za účasti oleje ochlazeného na nízkou teplotu. Testované těsnění je osazeno do zástavbového prostoru, který je součástí chladicí komory s míchadlem, hladina oleje musí přesahovat zkušební vzorek alespoň o 50 mm. Pro tento typ testu se obvykle používá standardní olej ON-1. Průběh zkoušky spočívá v působení ochlazeného oleje (na smlouvenou, či tabulkovou teplotu) na vzorek po dobu 4 hodin a následném provedení deseti otáček hřídele při rychlosti 60 ot/min. Poté se demontované těsnění nechá kondiciovat na pokojovou teplotu. Výstupem je posouzení struktury těsnění a těsnicího břítu. V tabulce 7 jsou pro tento typ testu vypsány normované zkušební hodnoty teplot pro vybrané materiály. Většina hodnot se shoduje se spodní hranicí teplotní použitelnosti – viz kapitola o materiálech výše. [37]

Tab. 7: Normované zkušební teploty pro test nízkoteplotní odolnosti [42]

Materiál	Teplota pro test nízkoteplotní odolnosti [°C]
NBR	-40
ACM	-20
MVQ	-50
FPM	-30

5.2.4. Test deformace těsnicího břítu

Principem této zkoušky je nasunutí testovacího vzorku na svislý zkušební trn. Průměr trnu odpovídá průměru hřídele, na kterou by se těsnění v reálu osazovalo. Poté se zkušební trn se vzorkem vystaví v regulovatelném laboratorním termostatu smlouvené, nebo tabulkové teplotě (v tomto případě viz tabulka 5 výše – maximální testovací teplota), a to po dobu 72 hodin. Následuje chladnutí vzorku na teplotu $(23 \pm 2) ^\circ\text{C}$. Na obrázku 38 lze vidět jedno z běžných provedení laboratorního termostatu. [37]



Obr. 38: Laboratorní termostát [44]

Výstupem testu je hodnota deformace těsnicího břítu z v procentech, která se stanoví z níže uvedeného vztahu (6). V rámci testu je nutné změřit průměr trnu (hřídele) d , vnitřní průměr těsnění (břítu) před testem d_1 a vnitřní průměr těsnění po testu d_{1TEST} – ten se musí změřit 30 s po stažení z trnu. [37]

$$z = \frac{d_1 - d_{1TEST}}{d_1 - d} \cdot 100 \quad (6)$$

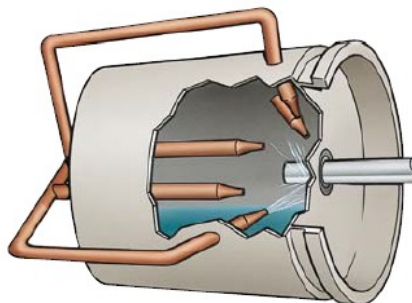
5.2.5. Další typy testů

Jak již bylo řečeno, mimo testování uvedené v normách si výrobci vyvíjejí vlastní testovací metody a k nim příslušné testovací vybavení a zařízení. Často jsou ale také zmiňovány typy testů zkoumajících změny struktury a povrchu těsnění vlivem vnějšího namáhání. Příkladem je několikahodinové otryskování standardně osazeného těsnění částicemi písku (např. arizonského) či prachovými částicemi ve speciální zkušební komoře. [6] [45]



Obr. 39: Zkušební komora pro abrazivní test [6]

Často se těsnění také vystavuje proudu tlakové vody z několika trysek, které jsou na těsnění namířeny pod různými úhly. K tomuto účelu se rovněž využívá uzavřená zkušební komora. [6] [45]



Obr. 40: Zkušební komora pro test tryskáním vodou [6]

6. Nejčastější poruchy hřídelových těsnění

Teoretická část této diplomové práce bude zakončena výčtem nejčastějších strukturních poruch hřídelových těsnění a jejich konkrétní příčin, ze kterých přímo vyplývá, jak se jejich vzniku vyvarovat. Při výskytu těchto poruch ztrácí těsnění své funkční vlastnosti a nedokáže tak již zajistit požadovanou těsnost.

6.1. Poruchy zapříčiněné nadměrným zatížením těsnicího břitu

Jedná se o poruchy vzniklé v důsledku nadměrného zatížení těsnicího břitu, v kontaktní oblasti mezi břitem a hřídelí dochází k vzrůstu tření a teploty. Mezi hlavní příčiny patří nedodržení předepsaných hodnot souososti a házivosti, špatný výběr materiálu těsnění pro danou aplikaci (neověření teplotní kompatibility a schopnosti materiálu snést dané provozní podmínky), nesprávná volba konstrukčního provedení těsnění a nedostatečné mazání. [8]

6.1.1. Puchýře

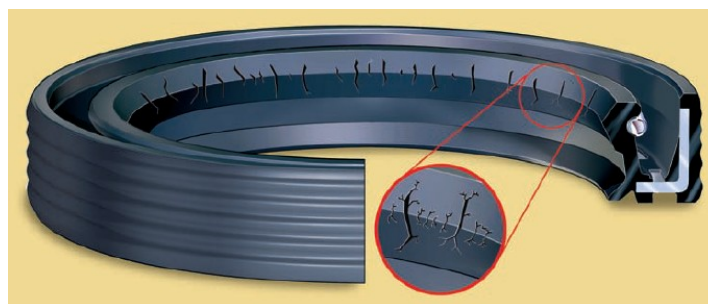
Puchýře narušují a deformují přímo oblast dynamické těsnosti, často jimi dochází až k nadzvednutí těsnicího břitu a úniku maziva z oblasti těsněného prostoru. Poměrně obtížně se detekují, po vychladnutí mohou zmizet. Při podezření na jejich tvorbu je třeba těsnění znovu zahřát a zkontrolovat, zda se puchýře objeví. [8] [43]



Obr. 41: Tvorba puchýřů na břitu těsnění [8]

6.1.2. Praskliny, ztvrdnutí břitu

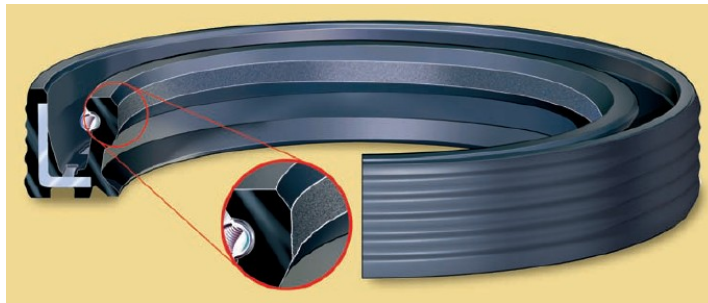
Tvorba prasklin a ztvrdnutí těsnicího břitu jsou hlavní důsledky nadměrného teplotního namáhání, praskliny představují únikové cesty pro těsněné mazivo, mohou být poměrně rozsáhlé, ztvrdlý těsnicí břit zase nedokáže dobře kopírovat povrch hřídele při dynamickém provozu. [8] [43]



Obr. 42: Ztvrdnutí břitu, praskliny [8]

6.1.3. Nadměrné opotřebení břitu

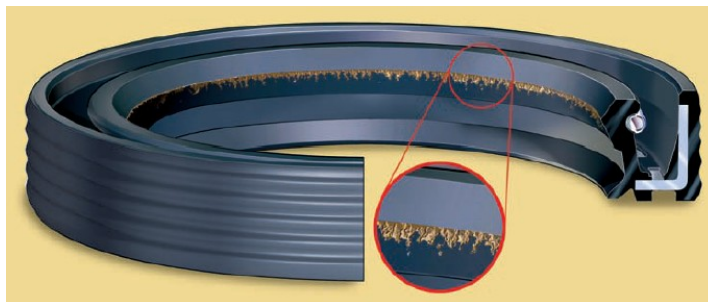
Kombinace nadměrného zatížení, nedostatečného mazání a případné špatné povrchové úpravy hřídele může vést k úbytku materiálu v oblasti těsnicího břitu, a to buď po celém obvodu břitu, nebo pouze lokálně. To vše ale povede k nežádoucím netěsnostem. [8]



Obr. 43: Nadměrné opotřebení břitu [8]

6.1.4. Usazování uhlíku na povrch břitu

V některých případech může vlivem vysoké teploty pod nadměrně namáhaným břitem docházet k degradaci oleje, ze kterého se začne uvolňovat uhlík. Uhlíková vrstva ulpívá v prostoru těsněného oleje a zanáší prostor pod těsnicím břitem. Tím se výrazně zhoršuje mazání a zpětná čerpací schopnost těsnění, čímž postupně dojde k netěsnostem. [8]



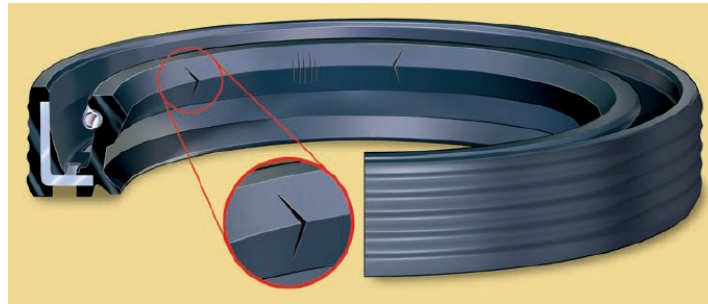
Obr. 44: Uhlíková vrstva usazená na břitu [8]

6.2. Poruchy zapříčiněné chybou při montáži

Další obvyklou příčinou selhání hřídelového těsnění je nedodržení pokynů pro správnou montáž, tedy špatným usazením těsnění do zástavbového prostoru, poškozením některé z částí těsnění během nasouvání na hřídel, nebo instalací těsnění v opačném směru.

6.2.1. Trhliny, zářezy

K naříznutí těsnicího břitu či jiné části těsnění dochází nejčastěji při kontaktu s ostrými konstrukčními prvky hřídele při nepoužití ochranných montážních pouzder a návleků (jak již bylo zmíněno, jedná se např. o závitky nebo drážky pro pero), také kvůli špatně upravenému povrchu hřídele (nedodržení předepsaných hodnot drsnosti), nebo v důsledku chybně provedeného sražení náběžných hran. Stejně jako praskliny tvoří i zářezy v těsnicím břitu únikové cesty pro mazivo. Pokud v průběhu montáže k takovému poškození dojde, je nutné ihned toto těsnění nahradit novým. [8] [43]



Obr. 45: Naříznutý břit [8]

6.2.2. Převrácení břitu

K převrácení břitu může snadno dojít během instalace, ale také při špatné volbě typu konstrukce těsnění, které neodolá daným provozním podmínkám. Příčinou může být také nesprávné provedení náběžných hran hřídele. Převrácený břit nedokáže udržet přítlačnou pružinu ve správné poloze, čímž dojde k úniku kapaliny. [8] [43]



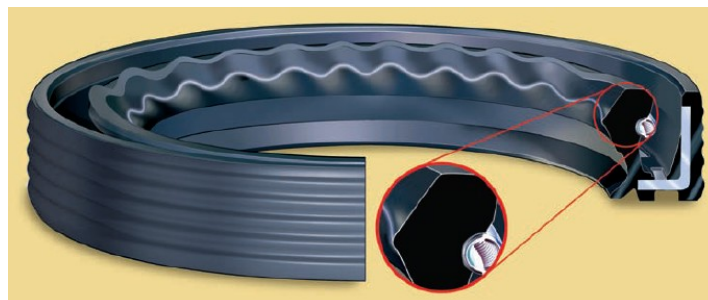
Obr. 46: Převrácený břit [8]

6.3. Poruchy z hlediska chemické kompatibility

Zanedbání kontroly chemické kompatibility materiálu těsnění a těsněné kapaliny zapříčiní strukturální deformaci těsnění a selhání jeho klíčových vlastností.

6.3.1. Bobtnání a rozklad materiálu

Bobtnání je typickým projevem špatné snášenlivosti materiálu těsnění se zadržovaným typem kapaliny. Vlivem vzájemného styku dochází ke zvětšení či zmenšení objemu materiálu a z toho vyplývající změně funkčních rozměrů těsnění. Chemická nekompatibilita může vyústit až v úplné porušení břitu, degradaci tvaru a rozkladu materiálu. [8] [43]



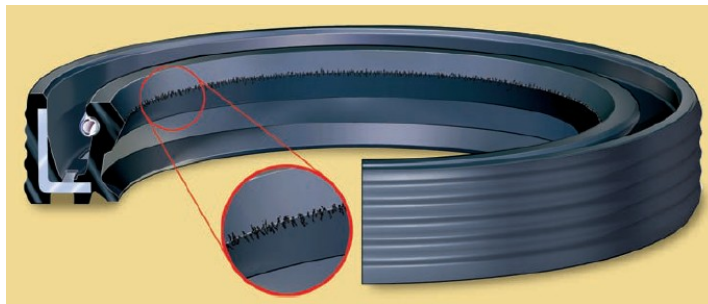
Obr. 47: Nabobtnalý materiál těsnění [8]

6.4. Další časté typy poruch

Mimo výše uvedený výčet mohou hřídelová těsnění selhat také z důvodu zoxidované tažné pružiny, která tak nedokáže zajistit požadovaný přítlak břitu k hřídeli. Korozí vzniká nejčastěji při použití ve vlhkém prostředí a špatné volbě materiálu pružiny. Problematické je také nesprávné provedení povrchu zástavbového prostoru, to může zapříčinit poškrábání povrchu vnějšího průměru zejména u těsnění s kovovým pouzdem a ovlivnit tak statickou těsnost. Nežádoucí je i kontaminace oblasti břitu, do které se při chybném nanesení může dostat např. těsnicí tmel aplikovaný do zástavbového prostoru. Na závěr této kapitoly budou ještě uvedeny dvě možné poruchy těsnění, které je vhodné doplnit názornými obrázky. [8]

6.4.1. Porušený povrch břitu kvůli nedostatečnému mazání

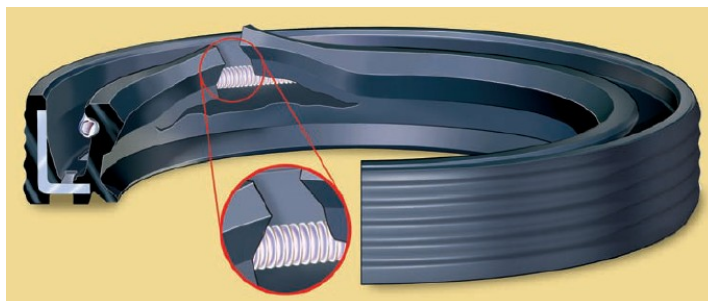
Jedním z možných projevů nedostatečného mazání je střídání nadměrné přilnavosti a klouzání břitu vzhledem k povrchu hřídele, s čímž souvisí nesouvislý a nekonstantní radiální přítlak břitu. Vizualně se tento jev promítne souvislými trhlinkami na povrchu břitu, které ale mohou přejít až po trhliny rozsáhlé. [8]



Obr. 48: Nedostatečně mazaná oblast břitu [8]

6.4.2. Porušení břitu vlivem nízkých teplot

Vystavení těsnění nízkým teplotám, na které není materiál těsnění stavěn, může mít v kombinaci s vysokým dynamickým namáháním a případnou házivostí pro těsnění doslova destruktivní následky v podobě úplného prasknutí břitu a ztráty těsnosti. [8] [43]



Obr. 49: Prasklý břit [8]

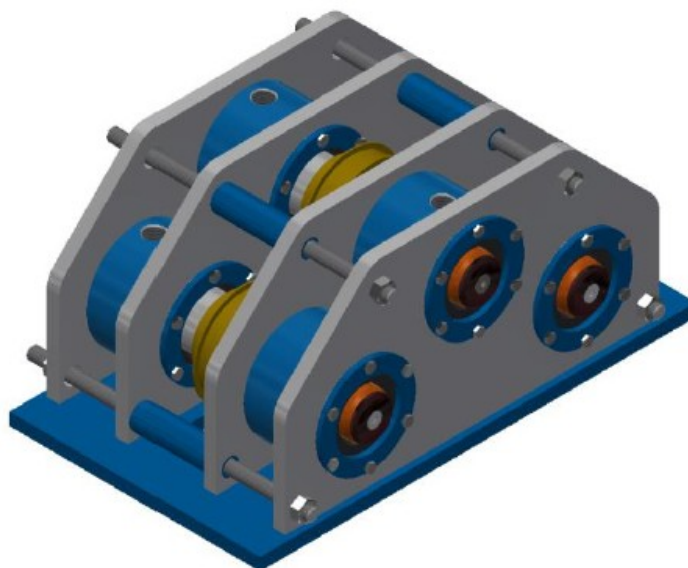
7. Návrhová část

Následuje praktická část diplomové práce, ve které bude postupně představeno navržené testovací zařízení. Návrh obsahuje tři koncepční návrhy zařízení, na základě jejich srovnání je vybrána nejvhodnější varianta, která je dále rozpracována. Uvedeny jsou návrhové a kontrolní výpočty včetně energetické bilance, popis jednotlivých komponent, princip celého testovacího zařízení je popsán na příslušných vizualizacích a v závěru je popsána navržená metodika celého průběhu testování. Námětem této diplomové práce je již dříve realizované testování, které popisuje následující kapitola.

7.1. Současná podoba testovacího zařízení

Na začátku je důležité zmínit, z čeho tato diplomová práce vychází. V roce 2017 byl na základě zakázky od české firmy HENNLICH s.r.o. proveden návrh zařízení pro testování hřídelových těsnění a jeho sestavení. Následně bylo na tomto standu uskutečněno testování (měření) několika skupin vzorků z materiálu NBR o shodných rozměrech (NBR A35x52x7). To vše pod záštitou Ústavu konstruování a částí strojů a řešitelů projektu Ing. Karla Petra, Ph.D. a Ing. Františka Starého. Informace k testování byly převzaty z příslušné výzkumné zprávy.

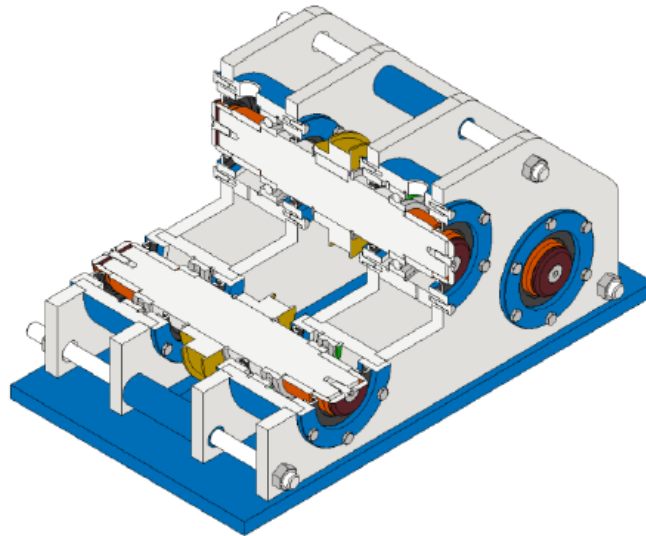
Návrh standu i proces samotného testování vycházel z požadavků uvedených v normě DIN 3761, která bude v této práci dále zmíněna a některé její části detailněji rozebrány. Samotný stand sestává z šesti ložiskových domků, kterými prochází tři symetrické hřídele. Každá hřídel je uprostřed osazena ozubenou řemenicí - axiálně zajištěnou pomocí pojistných kroužků. Osy jednotlivých hřídelí jsou umístěny na kružnici, pohon všech hřídelí byl tedy realizován opásáním pomocí ozubeného řemene přes hnací ozubenou řemenici. Hnací ozubená řemenice byla z důvodu omezených zástavbových rozměrů osazena na pomocné hřídeli uložené v ložiskových domcích pod prostorem standu. Pomocná hřídel byla přes pružnou spojku spojena s elektromotorem.



Obr. 50: Pohled na testovací zařízení z roku 2017

Toto provedení se třemi symetrickými hřídelemi umožnilo testování až šesti vzorků těsnění najednou, testované vzorky byly nalisovány do zkušebních víček, kterými se pomocí šesti šroubů domky zvenku uzavřely, opačný konec domku utěsnila také gufera, jen o něco kvalitnější. Celá konstrukce domků byla přes ocelové desky stažena pomocí závitových tyčí.

Testovací proces probíhal po dobu 32 dní, přičemž byl 24 hodinový cyklus rozdělen do dvou fází – 1. fáze zahrnovala 20 hodin provozu se zapnutým pohonem při smluvených 2 000 ot/min, ve 2. fázi byl pohon na dobu 4 hodin vypnut.



Obr. 51: Řez původním testovacím zařízením

Oba konce hřídele byly opatřeny nasunutými kalenými kroužky, na které poté došlo k nasunutí gufera s víčkem. Zajištění kalených kroužků zajišťovaly pojistné desky. Během procesu testování tedy došlo k probroušení drážky od břitu gufera přímo do kaleného kroužku, čímž nedošlo k opotřebení hřídele. Pro každé další testované gufero tedy muselo dojít k výměně kroužku, případně bylo nutné nalisování gufera dále za hranu víčka tak, aby došlo k výbrusu drážky od břitu na kroužku o kus dál.



Obr. 52: Pohled na testovací sestavu v laboratoři

7.2. Návrh koncepčních řešení testovacího zařízení

Na základě provedeného experimentu na navrženém testovacím zařízení byly vzneseny náměty ke konstrukčním úpravám, které by testovací proces více zefektivnily a zrychlily. Konstrukce nového zařízení by měla umožnit:

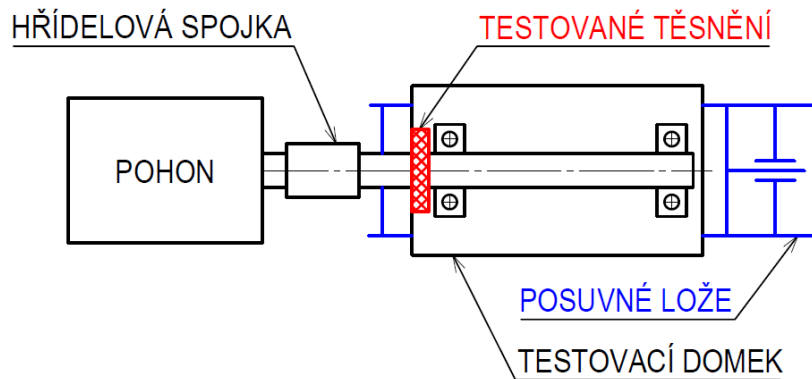
- Odpojení jednotlivých hřídelí od pohonu, a to nezávisle na vypnutí pohonu celého zařízení. To umožní výměnu poškozeného těsnění po jeho selhání za nový vzorek, aniž by se musel přerušit testovací proces ostatních vzorků. Výrazně to urychlí celý průběh testu, pokud by při použití starého typu zařízení došlo k poškození těsnění na začátku 20hodinového cyklu při zátěži, muselo by se čekat až na 4hodinovou fázi cyklu, při které je pohon vypnut. Tím se zbytečně blokuje jeden z testovacích domků, navíc při poškození těsnění dochází k úniku oleje ven z domku a musí se řešit přistavení sběrné nádoby.
- Vyloučení nutnosti použití dalších gufer k utěsnění opačných stran domků, než na kterých je usazeno testované těsnění. Tato přídatná těsnění zbytečně zvyšují tření hřídele a navyšují ztráty pohonu. I při použití kvalitnějšího materiálu a odolnější konstrukce těsnění bude stejně za nějaký čas výměna nutná, proto by bylo vhodné jejich použití úplně eliminovat.

Primárním cílem práce bylo tyto náměty do návrhu zanést a konstrukci jim přizpůsobit. Jak již bylo zmíněno, norma DIN 3761 (konkrétně část 10) doporučuje z důvodu dosažení co nejprokazatelnějších výsledků testovat minimálně šest vzorků, přičemž zřejmě nezáleží na tom, zda najednou, nebo postupně. Původní koncepce zařízení umožňuje zkoušení právě minimálního počtu vzorků v rámci jednoho testovacího procesu, což bude v rámci návrhu zachováno. Pro pořádek - zařízení bude tedy sloužit k testu těsnivosti. Dále budou popsány tři různé koncepce testovacího zařízení, které jsou doplněny příslušným schématem. Schémata slouží spíše pro lepší názornost, nejsou v nich vyznačeny žádné konkrétní kontrolní prvky.

7.2.1. Varianta s pohonem pro každé testované těsnění

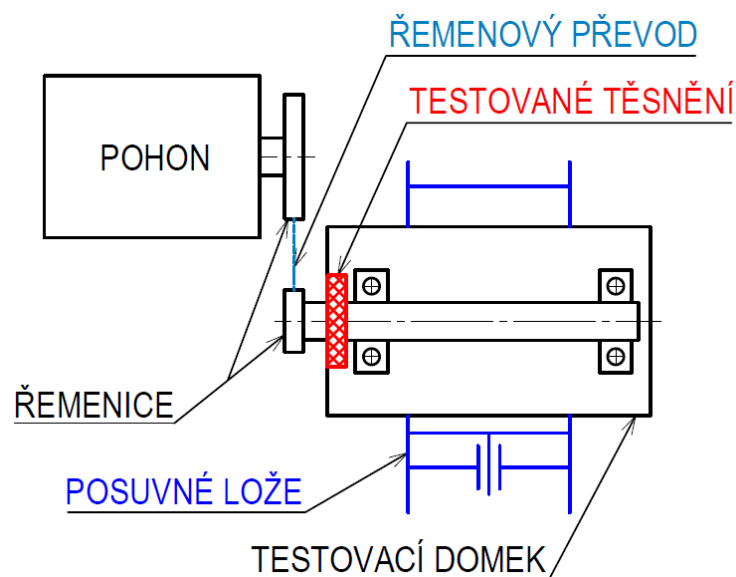
Jako první se nabízí použít pohon pro testování pouze jednoho kusu těsnění. Každý testovaný vzorek by byl poháněn svým vlastním pohonem, což by v případě selhání těsnění nebránilo v okamžitém ukončení testovacího procesu. Pokud uvažujeme nutnost testování šesti vzorků, je v případě použití pouze jedné takové testovací sestavy logicky nevýhoda v enormní spotřebě času a energie. Samozřejmě lze využít šesti pohonů pro každé gufero zvlášť, což je ale poměrně nákladné. Nevýhodou by mohla být i zvýšená hlučnost. Na druhou stranu by pro test jednoho vzorku stačil poměrně malý výkon pohonu, kromě třecích ztrát od těsnění zde žádné další ztráty nejsou.

Na obrázku 53 je schéma testovací sestavy s přímým napojením testovací hřídele na pohon pomocí hřídelové spojky. Testovací domek je uložen na posuvném loži, při výměně těsnění se uvolní hřídelová spojka na straně testovacího domku, domek se po loži odsune a víčko se vzorkem sejme z testovací hřídele. Instalace nového vzorku bude probíhat v opačném sledu.



Obr. 53: Schéma varianty jednoho pohonu pro jedno těsnění

Varianta napojení přímo na hřídel motoru má nevýhodu z hlediska otáček. Otáčkový rozsah je v tomto případě závislý pouze na jmenovitých otáčkách příslušného motoru. Frekvenčním měničem lze sice motor přetáčet, nicméně je frekvenční rozsah pro bezpečný provoz také omezen. Mezi pohon a hřídel testovacího domku se tedy nabízí přidání řemenového převodu do rychla, který otáčkový rozsah zvýší. Možné uspořádání sestavy je znázorněno na obrázku 54. Při výměně vzorku se testovací domek posune po loži (oproti variantě bez řemenového převodu v příčném směru), tím dojde k uvolnění řemenu, který se následně může sejmut. Dále je třeba demontovat řemenici z testovací hřídele, ta může být k hřídeli upevněna např. pomocí svěrného upínacího pouzdra, které se dá snadno uvolnit, poté již nic nebrání odebrání víčka s testovaným vzorkem.

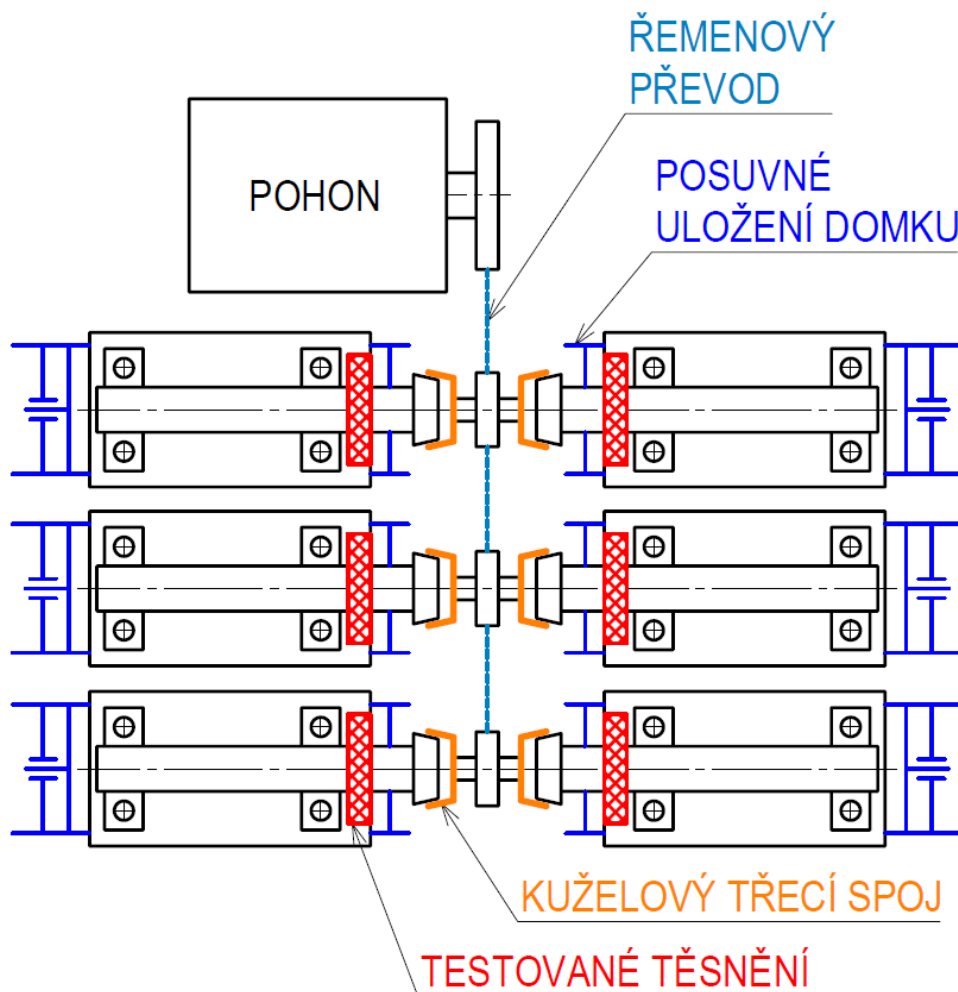


Obr. 54: Schéma varianty jednoho pohonu pro jedno těsnění s převodem do rychla

7.2.2. Varianta s třecím kuželovým spojem

Pokud se vrátíme k původní podobě zařízení s jedním pohonem pro všechny testované vzorky, je tedy třeba zohlednit zmíněné náměty na modifikaci. Úvahy směřují k různým druhům odpojitelých spojek, jednou z možností je kuželový třecí spoj. Navržený princip spočívá v axiálním přísuvu samostatných domků do záběru realizovaného třecím kuželem. Domek je posuvně uložen za využití vybraného druhu lineárního vedení/tyčí a přísuv do/ze záběru je zajištěn pomocí šroubu se závitem. Třecí kužel je šroubem spojen s hřídelí (za účelem přenosu momentu je spojení hřídele a kuželu opatřeno „klínem“), kužel musí být demontovatelný kvůli montáži domku. Přísuvem se kužel dostává do záběru s kuželovým osazením (v obrázku 55 vyznačeno oranžově) na hnané hřídeli osazené řemenicí, hnaná hřídel je rotačně uložena v konstrukci rámu.

Testovaný vzorek je osazen místo přídavného těsnění, čímž je vyřešen i druhý problém. Vnější konec domku je osazen plným víkem bez otvoru. Nevýhodou je nutnost demontáže třecího kuželu z hřídele při výměně vzorku, axiální zatížení ložisek vlivem třecího spoje, nutnost vysoké výrobní přesnosti a široká možnost seřízení pro co nejúčinnější přenos momentu na hřídele.

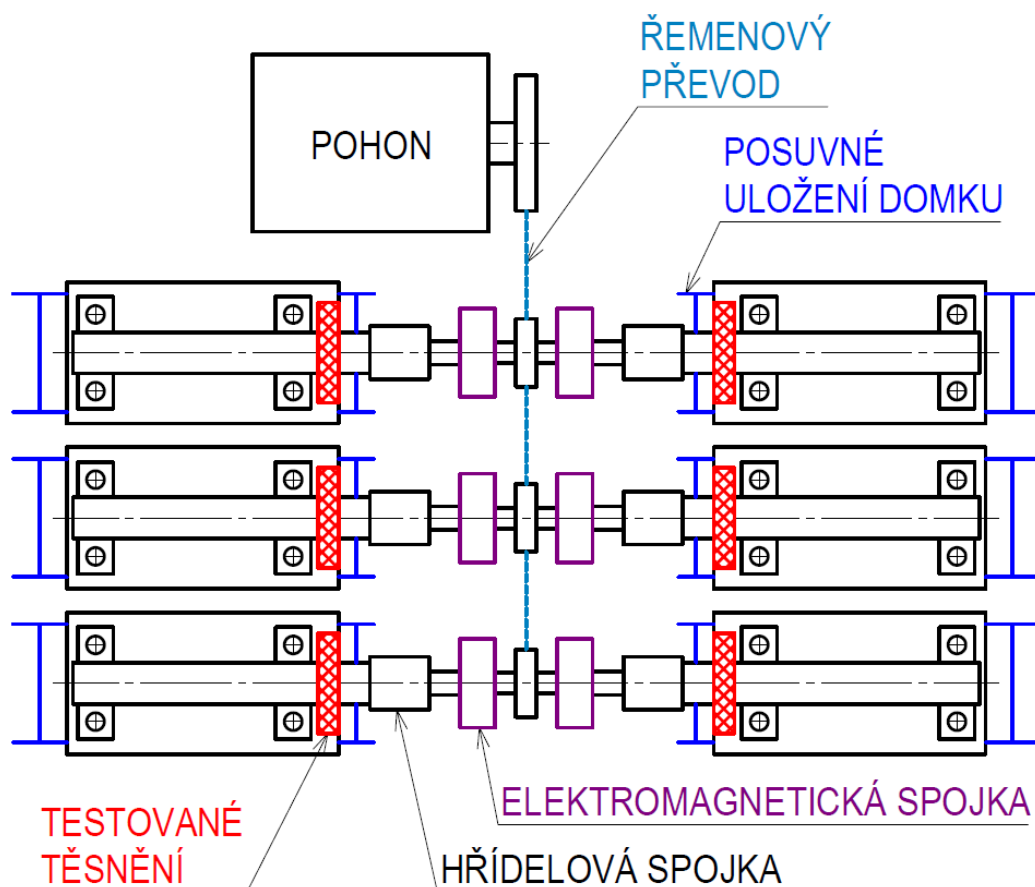


Obr. 55: Schéma varianty s třecím kuželovým spojem

7.2.3. Varianta s elektromagnetickými spojkami

Předchozí varianta s třecím kuželovým spojem by byla funkční, ale v ideálním případě by bylo třeba eliminovat její vyjmenované nedostatky. Pro tento účel se jeví jako velmi výhodné elektromagnetické spojky. Celková podoba zařízení je velmi podobná předchozí navržené variantě, odpojení ale zajišťují právě elektromagnetické spojky, které (velmi zjednodušeně řečeno) fungují na principu rotace po přivedení napětí. V tomto případě se hodí přírubový typ spojky, za přírubu se ukotví tři dvojice spojek ke konstrukci standu proti sobě a vzájemně propojí hřídel s osazenou hnanou řemenicí. Pro uložení propojovacích hřídelí mohou být použita např. přírubová ložiska. Po selhání testovaného těsnění se jednoduše povolí hřídelová spojka na straně domku, díky posuvně uloženému domku je možné s hřídelí ze spojky vyjet a demontovat víčko s poničeným vzorkem.

Nevýhodou může být vyšší cena spojek, což se dá ale opomenout s ohledem na možnost využití zařízení na dlouhodobé a opakované testování různých druhů vzorků např. v rámci vývoje nových typů těsnění či použití nových materiálů, což posouvá výrobce dále a dělá je konkurenceschopnými. Konstrukce se může oproti předlohovému zařízení jevit jako příliš složitá, ale při správné montáži a seřízení bude zaručeně velmi efektivní. Proto ze všech tří variant vychází vítězně, v práci bude dále rozvedena a navržena.



Obr. 56: Schéma varianty s elektromagnetickými spojkami

7.3. Volba komponent, návrhové výpočty

Na základě zvolené koncepce zařízení budou dále provedeny návrhové výpočty včetně výběru konkrétních komponent, tedy pohonu, typu a parametrů řemenového převodu a elektromagnetických spojek.

7.3.1. Volba pohonu, otáčkový rozsah, energetická bilance

Pro volbu pohonu je nejdříve důležité určit, co konkrétně bude poháněno a jaké ztráty se ve výkonové cestě vyskytují. V případě tohoto testovacího zařízení je cílem pouhé roztočení hřídelí, na kterých jsou v rámci testovacích domků osazeny testované vzorky. Jak již bylo zmíněno v popisu koncepce, přenos otáček bude tedy realizován pomocí řemenového převodu na řemenice, ze kterých dále vede cesta skrze elektromagnetické a hřídelové spojky. Pro řemenový převod byl vybrán ozubený řemen, volba bude zdůvodněna v další kapitole.

Návrh pohonu vychází primárně ze zvoleného rozsahu otáček, při kterých bude možné těsnění testovat. Na základě rešerše volím nastavitelný rozsah testovacích otáček cca 1 000 až 6 000 ot/min, což přibližně odpovídá provozním hodnotám otáček standardních automobilů. Pro jednoduchou regulaci otáček volím kombinaci třífázového asynchronního motoru a příslušného frekvenčního měniče. Při návrhu je nutné ověřit hodnoty otáček pro krajní hodnoty frekvence, právě změnou frekvence lze otáčky motoru měnit. Pro tuto aplikaci bylo rozhodováno mezi dvoupólovým a čtyřpólovým motorem, které se liší jmenovitými otáčkami. Dvoupólové motory disponují otáčkami přibližně 3 000 ot/min, čtyřpólové 1 500 ot/min (při 50 Hz). Bezpečné rozmezí frekvenčních hodnot se uvádí mezi 30 – 70 Hz, ale může být rozšířeno až na 15 – 80 Hz. Maximální hodnota frekvence (otáček) je omezena mechanickou konstrukcí motoru, minimální udává stav, při kterém se ještě motor dokáže uchládit a nepřehřeje se.

Pro výše uvedený rozšířený rozsah frekvence f bude ověřen otáčkový rozsah jak dvoupólového $n_{2P\ MIN}$ a $n_{2P\ MAX}$, tak čtyřpólového $n_{4P\ MIN}$ a $n_{4P\ MAX}$ motoru, p_M značí počet pólů.

$$n = \frac{60 \cdot f}{p_M} \quad (7)$$

$$n_{2P\ MIN} = \frac{60 \cdot 15}{1} = 900 \text{ ot/min} \quad (8)$$

$$n_{2P\ MAX} = \frac{60 \cdot 80}{1} = 4\,800 \text{ ot/min} \quad (9)$$

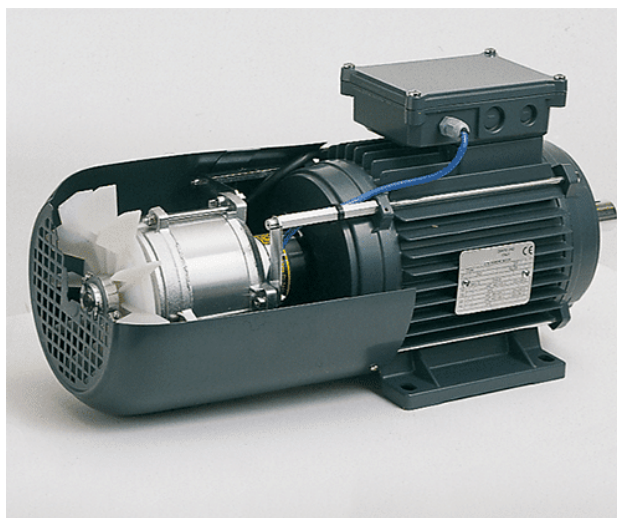
$$n_{4P\ MIN} = \frac{60 \cdot 15}{2} = 450 \text{ ot/min} \quad (10)$$

$$n_{4P\ MAX} = \frac{60 \cdot 80}{2} = 2\ 400\ ot/min \quad (11)$$

Otáčkový rozsah při frekvenčním rozmezí 15 – 80 Hz je pro dvoupólový asynchronní motor 900 – 4 800 ot/min a pro čtyřpólový 450 – 2 400 ot/min (tedy poloviční). Obě rozmezí nevyhovují požadovanému otáčkovému rozmezí testovacího zařízení. Z toho důvodu byl pro přenos otáček na testovací hřídele zvolen řemenový převod do rychla ($i < 1$), průměry řemenic budou zvoleny tak, aby bylo dosaženo převodového poměru $i = 2/3$ (tedy průměr hnací řemenice = 1,5 x průměr hnané řemenice). Tím dojde u dvojpólového motoru k navýšení rozmezí na 1 350 – 7 200 ot/min, u čtyřpólového na 675 – 3 600 ot/min.

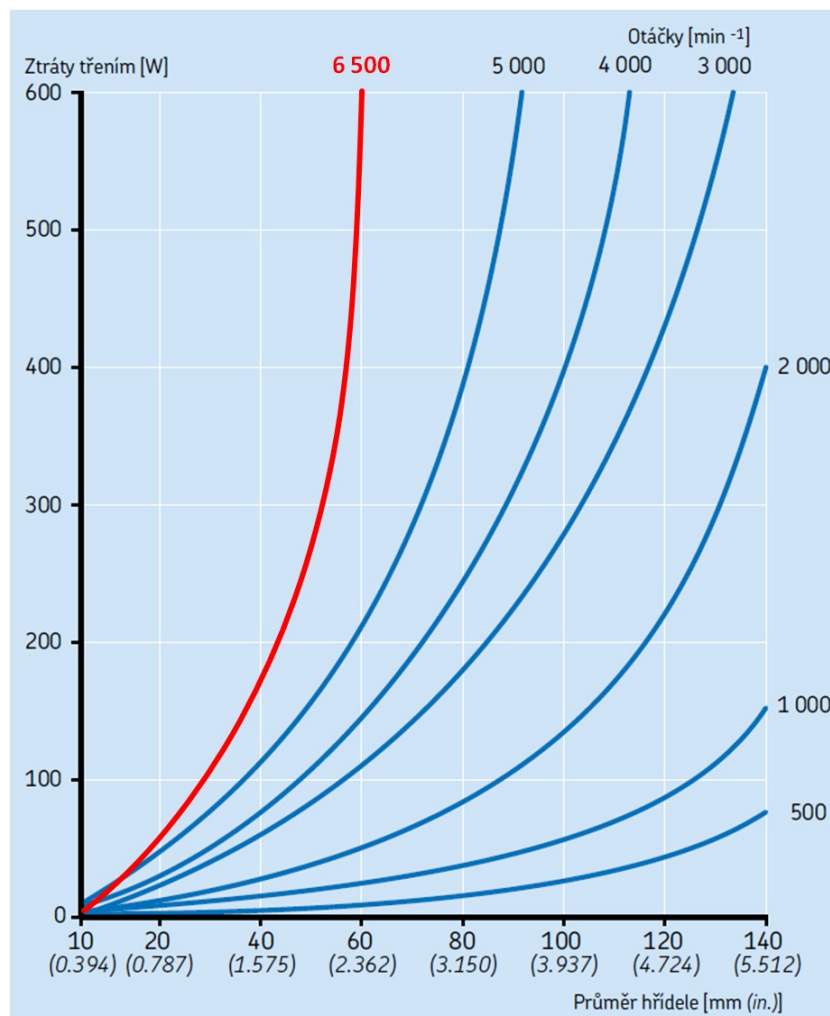
Čtyřpólový tedy může být z výběru vyloučen, sice umožňuje testování i při nižších otáčkách než 1 000 ot/min, ale jeho horní hranice otáček je nedostačující. To by se dalo upravit snížením převodového poměru, což ale není příliš vhodné z konstrukčního hlediska kvůli velkému rozdílu průměrů řemenic. Pro pohon zařízení tedy volím dvoupólový asynchronní motor se jmenovitými otáčkami 3 000 ot/min při 50 Hz. Spodní hranice otáček je sice lehce vyšší, než bylo požadováno, to se dá ale vyřešit přidáním externího chlazení motoru (viz obrázek 57). Tím bude možné provozovat elektromotor i při frekvenci 11 Hz, což při uvažování řemenového převodu znamená 990 ot/min. Maximální hodnota otáček je také vyšší, ale vzhledem k tomu, že bylo počítáno se jmenovitou hodnotou otáček bez uvažování skluzu, bude reálná hodnota pod 7 000 ot/min, spíše počítejme s 6 500 ot/min, v provozu by bylo nutné ověření.

Pro shrnutí: testovací zařízení tedy bude při použití řemenového převodu disponovat nastavitelným rozmezím otáček od 1 000 do 6 500 ot/min, což zajistí kombinace třífázového asynchronního motoru s externím chlazením a příslušného frekvenčního měniče. Pro volbu konkrétního typu motoru je třeba vyšetřit energetickou bilanci – viz pokračování níže.



Obr. 57: Externí chlazení elektromotoru [46]

Pohon musí svým výkonem pokrýt ztráty v ložiskách (6 domků = 12 ložisek + 12 přírubových ložisek pro uložení hřídelí = celkem 24 ložisek), účinnost ložisek je uvažována $\eta_{LOŽ} = 0,98$, účinnost ozubeného řemenu se uvádí $\eta_{ŘEM} = 0,98$, účinnost elektromagnetické a hřídelové spojky je 100 %, tudíž výkonový návrh neovlivní. To, co volbu výkonu pohonu ale ovlivní nejvíce, jsou třecí výkonové ztráty testovaných těsnění. Pro určení těchto ztrát použiji diagram od firmy SKF (obrázek 58), která uvádí ztráty třením pro různé průměry hřídele do maximálně 5 000 ot/min. Jak ale bylo navrženo výše, zařízení umožňuje testování až do 6 500 ot/min, proto byla pro odečtení přidána příslušná křivka (červeně vyznačená). Pro odečtení je třeba stanovit průměr hřídele, na kterém bude testované těsnění osazeno, volím 35 mm. Pro tuto hodnotu průměru a otáčky 6 500 ot/min odečítám z grafu ztrátu $P_{TĚS}$ přibližně 150 W (zaokrouhлено nahoru).



Obr. 58: Diagram firmy SKF pro určení třecích ztrát těsnění - upraveno [1]

Odečtená výkonová ztráta musí být uvažována u všech šesti testovaných těsnění, pohon tedy musí kompenzovat ztrátu 900 W. Pro prvotní návrh je zvolena nejbližší nabízená výkonová řada, tedy motor s výkonem 1,1 kW ($P_{NÁVRH}$), který by pokryl třecí ztráty. Je však třeba ověřit, zda by tento motor vyhověl při započítání všech výše popsaných ztrát.

$$P_{CELK} = P_{NÁVRH} \cdot \eta_{LOŽ}^{24} \cdot \eta_{ŘEM} = 1\,100 \cdot 0,98^{24} \cdot 0,98 = 663,81\,W \quad (12)$$

Návrhový výkon elektromotoru je nedostatečný, volím tedy o výkonovou řadu vyšší typ motoru – 1,5 kW a znovu ověřím.

$$P_{CELK_2} = P_{NÁVRH_2} \cdot \eta_{LOŽ}^{24} \cdot \eta_{ŘEM} = 1\,500 \cdot 0,98^{24} \cdot 0,98 = 905,19\,W \quad (13)$$

Druhý návrh výkonu již těsně splňuje pokrytí třecích ztrát všech testovaných vzorků těsnění a ztráty v ložiskách a řemenovém převodu, při přetáčení motoru nad jmenovité otáčky je ale třeba počítat s postupným poklesem momentu i výkonu. Proto nakonec z důvodu výkonové rezervy volím dvoupólový asynchronní třífázový motor o výkonu 2,2 kW, konkrétně Siemens 1LE1003-0EA42-2AA4. Tabulka 8 uvádí jeho vybrané základní parametry.

Tab. 8: Vybrané parametry motoru Siemens 1LE1003-0EA42-2AA4 [47]

Siemens 1LE1003-0EA42-2AA4	
Jmenovitý výkon	2,2 kW
Jmenovité otáčky	2910 ot/min
Počet pólů	2
Velikost (osová výška)	90 mm
Napětí	230 / 400V, 50Hz
Krytí	IP 55
Hmotnost	19 kg

7.3.2. Výběr frekvenčního měniče

Pro plynulý rozjezd motoru a následné nastavení požadovaných otáček testování je třeba k vybranému motoru najít i příslušný frekvenční měnič, který by měl výkonově odpovídat zvolenému pohonu. V tomto případě může být zvolen např. frekvenční měnič od české firmy VYBO Electric, a.s. – konkrétně typ A550-4T0022 2,2 kW, který disponuje nastavitelnou frekvencí v rozsahu 0 – 400 Hz s přesností na 0,01 Hz, je jednoduše ovladatelný (buď pomocí ovládacího panelu na měniči, nebo externě) a univerzální. Pro tuto aplikaci by mělo být použití tohoto měniče bezproblémové, vždy je ale lepší výběr konzultovat s odborníky, v jejichž silách je nabídnout ideální řešení pro konkrétní určení.

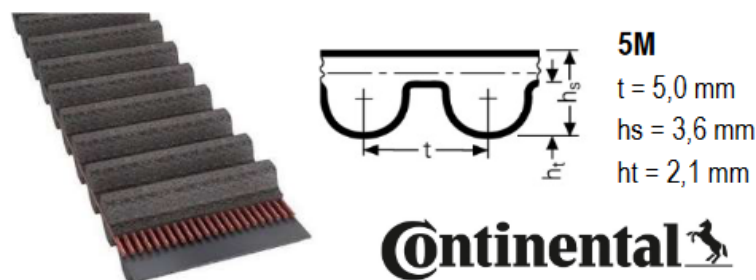


Obr. 59: Frekvenční měnič A550-4T0022 2,2 kW [48]

7.3.3. Návrh řemenového převodu

Jak již bylo řečeno, pro přenos otáček na testovací hřídele byl zvolen ozubený řemen. Důvodem volby ozubeného řemenu je jeho vysoká účinnost (až 98 %) a provoz bez prokluzu, pro co nejpřesnější průběh testování je případný prokluz nežádoucí. Zároveň vyžaduje poměrně malé předepínací síly. Klínový řemen připadal s ohledem na poměrně vysoké testovací otáčky také, při vyšších rychlostech se drážky klínového řemenu zaklesnou do drážek v řemenici, čímž se zvyšuje účinnost převodu, musí se ale často kontrolovat jejich napnutí. Také kvůli bezúdržbovosti byl ozubený řemen jasnou volbou.

Nejprve bude zvolen samotný ozubený řemen, je potřeba určit rozteč zubů. Jeden z neznámějších výrobců řemenů Continental AG uvádí v katalogu diagramy, které na základě otáček malé řemenice a výkonu motoru doporučují vhodnou rozteč zubů řemenu. Pro maximální otáčky 6 500 ot/min a výkon motoru 2,2 kW je dle diagramu vhodné použít rozteč zubů 3 nebo 5 mm. Volím rozteč p_z 5 mm. Poloha kladek byla zvolena tak, aby bylo možné použít standardní jednostranný řemen, který je oproti oboustrannému cca 5x levnější. Volím profil řemenu typu HTD, dle katalogu firmy TYMA CZ, s.r.o. konkrétně ozubený řemen SYNCHROBELT HTD 5M od firmy Continental. Obrázek 60 znázorňuje vybraný profil a rozměry řemenu. Šířku řemene volím maximální možnou – 25 mm.



Obr. 60: Oboustranný řemen Continental SYNCHROBELT HTD D5M - upraveno [49]

Dle vybraného řemenu navrženy příslušné ozubené řemenice. Převodová sestava se skládá z hnací řemenice, napínací řemenice a tří poháněných řemenic, ze kterých se přenáší otáčky na hřídele se vzorky. Rozměr hnací řemenice není nijak limitován, proto volím návrhový roztečný průměr $D_{w1NÁVRH}$ 100 mm a dle dále uvedených vztahů určím pro tento průměr počet zubů z_1 . Na základě počtu zubů bude následně vybrán konkrétní typ řemenice.

$$z'_1 = \frac{D_{w1NÁVRH} \cdot \pi}{p_z} = \frac{100 \cdot \pi}{5} = 62,83 \quad (14)$$

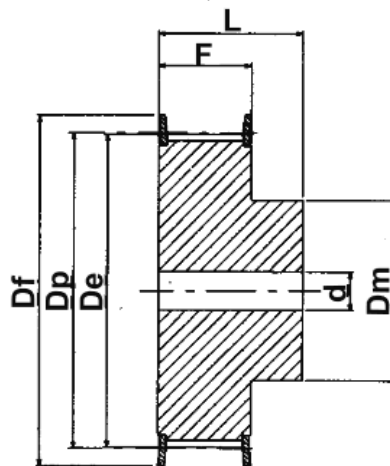
Dle nabídky a tabulek volím hnací řemenici s nejbližším počtem zubů $z_1 = 60$ a roztečným průměrem $D_{w1} = 95,49 \text{ mm}$. Řemenice o této velikosti a rozteči zubů jsou pro odlehčení z hliníkové slitiny a nejsou již opatřeny bočnicemi. Velikost hnaných řemenic je určena převodovým poměrem, kterým se navýší otáčky hnaných řemenic na požadovanou hodnotu. Jak bylo uvedeno u návrhu pohonu, zvolený převodový poměr je $i = 2/3$, počet zubů hnací řemenice je 60, může být tedy určen počet zubů hnaných řemenic z_2 .

$$z_2 = i \cdot z_1 = \frac{2}{3} \cdot 60 = 40 \quad (15)$$

Určenému počtu zubů odpovídá dle katalogů výrobců roztečný průměr hnané řemenice $D_{w2} = 63,66 \text{ mm}$. Stejného typu bude také napínací řemenice, princip napínání bude vysvětlen u popisu konstrukce testovacího zařízení. Šířky řemenic musí respektovat šířku řemenu, tedy 25 mm. V tabulce jsou vypsány rozměry navržených řemenic.

Tab. 9: Rozměry vybraných řemenic HTD 5M [50]

Řemenice	Zubů	Typ	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	m
			[mm]							[kg]
Hnací	60	6W	95,49	94,35	-	50	30,5	40	8	0,435
Hnané	40	6F	63,66	62,52	71	38	30,5	38	8	0,74



Obr. 61: Řemenice HTD 5M [50]

Výsledná vzájemná poloha řemenic vzešla ze samotné konstrukce zařízení, respektive z umístění elektromagnetických spojek. Poloha napínací řemenice byla zvolena tak, aby byl k napínání snadný přístup a bylo opravdu zajištěno bezpečné napnutí řemenu. K výpočtu délky řemene byl použit program MITCalc, do kterého byly zadány rozměry a vzdálenosti jednotlivých řemenic, parametry pohonu a typ řemenu. Výpočet byl proveden pro maximální otáčky hnací řemenice, tedy 4 800 ot/min. Výsledky výpočtu shrnují obrázky 62, 63 a 64.

Výpočet řemenového / řetězového převodu s více koly

1.0 Základní vstupní hodnoty

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Typ výpočtu	Výpočet řemenového převodu
1.3 Rozteč - ozubený řemen / řetěz	t 5,000 [mm] 5M (GT2, HTD...)
1.4 Přenášený výkon	P 2,20 [kW]
1.5 Otáčky hnacího kola	n 4800 [/min]
1.6 Síla v odlehčené části řemenu / řetězu v % tahové síly	30 [%]

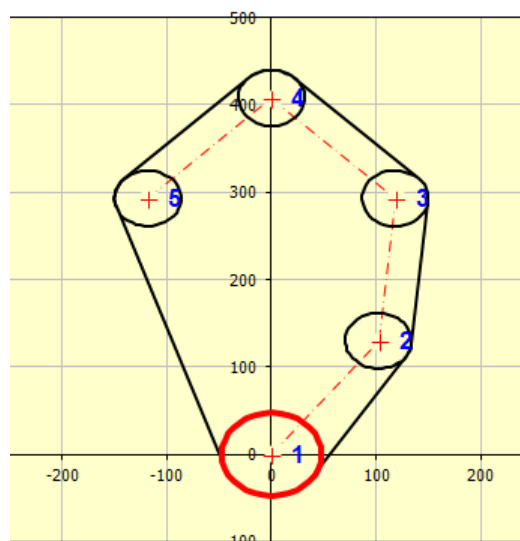
2.0 Výpočtová tabulka / Výpočet

2.1 Souřadnice a rozměry

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
ID	I/O	X [mm]	Y [mm]	Z	Dp [mm]	% P	n [/min]	β [°]	Z'	Fr [N]	a [mm]	s [mm]
1	<input type="checkbox"/>	0,00	0,00	60	95,493	100	4800,0	128,17	21	137,9	165,45	164,69
2	<input type="checkbox"/>	102,35	130,00	40	63,662	25	7200,0	27,03	3	55,1	163,80	163,80
3	<input type="checkbox"/>	118,50	293,00	40	63,662	25	7200,0	51,52	6	76,5	165,13	165,13
4	<input type="checkbox"/>	0,00	408,00	40	63,662	25	7200,0	88,28	10	87,7	165,13	165,13
5	<input type="checkbox"/>	-118,50	293,00	40	63,662	25	7200,0	64,99	7	46,1	316,06	315,65

Obr. 62: MITCalc – výpočet řemenového převodu

Sloupec C představuje x-ové osové souřadnice řemenic, D y-ové souřadnice, E počet zubů, F roztečné průměry, G procentuální rozdělení výkonu, H počet otáček, I úhel opásání, J počet zubů v záběru s řemenem, K radiální sílu působící na osu řemenice, L osovou vzdálenost středů řemenic a M délku větve.



Obr. 63: MITCalc – vykreslená geometrie převodu

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Výpočet délky řemenu / řetězu			
3.1 Celková délka řemenu / řetězu	Lw	1210,00	[mm]
3.2 Počet zubů/článků	Z	242,00	
3.3 Požadovaný počet zubů/článků	Z'	244	<input checked="" type="checkbox"/>
3.4 Volné kolo číslo / směr		2 / X	
3.5 Výpočet nové polohy uvolněného kola		Výpočet	

Obr. 64: MITCalc – vypočtená délka řemenu

Potřebná délka řemenu činí 1 210 mm při počtu 242 zubů. Výpočet uvažuje i polohu napínací kladky po napnutí pásu – viz položka „Vlné kolo číslo / směr“ na obrázku 64. Na základě výpočtu volím z nabídky firmy TYMA CZ, s.r.o. řemen s nejbližšími rozměry - HTD 5M-1200-25 s 240 zuby.

Pro úplnost návrhu ozubeného řemene a převodu určím ještě velikost potřebné síly k napnutí F_N . Pro výpočet převodu v MITCalc byl zvolen síla v odlehčené větvi řemenu F_O jako 30 % tahové (obvodové) síly řemenu F_{obv} – to odpovídá středně velkým rázům a dvousměnnému provozu. Obvodová síla řemenu F_{obv} vychází z krouticího momentu motoru M_K a roztečného poloměru hnací řemenice $r_{ř1}$. Krouticí moment motoru bude spočten pro jmenovité otáčky. Sílu v zatížené větvi F_T tvoří obvodová síla řemenu a síla v odlehčené větvi, napínací sílu lze určit ze vztahu (19).

$$M_K = 9\,550 \cdot \frac{P_M}{n} = 9\,550 \cdot \frac{2,2}{2910} = 7,22 \text{ Nm} \quad (16)$$

$$F_{obv} = \frac{M_K}{r_{ř1}} = \frac{7,22}{0,047745} = 151,22 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_O = 0,3 \cdot F_{obv} = 0,3 \cdot 151,22 = 45,366 \text{ N} \quad (18)$$

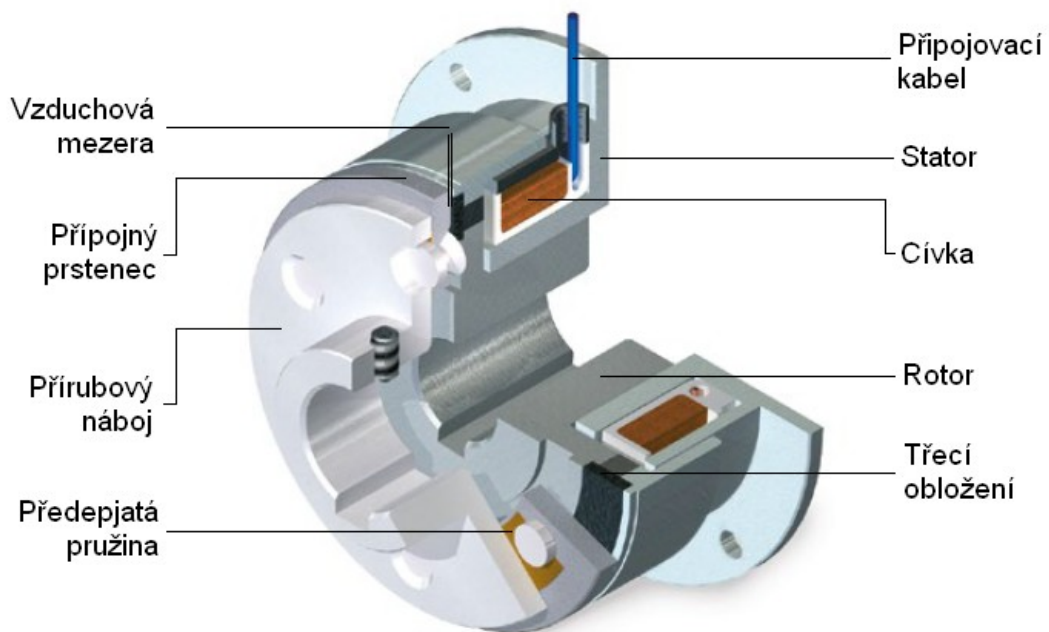
$$F_T = F_{obv} + F_O = 151,22 + 45,366 = 196,586 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_N = \frac{F_O + F_T}{2} = \frac{45,366 + 196,586}{2} = 120,976 \text{ N} \quad (20)$$

Pro napnutí ozubeného řemenu je potřeba vyvinout sílu 120,976 N, což nebude díky zvolené konstrukci napínací kladky nijak problémové.

7.3.4. Návrh elektromagnetických spojek

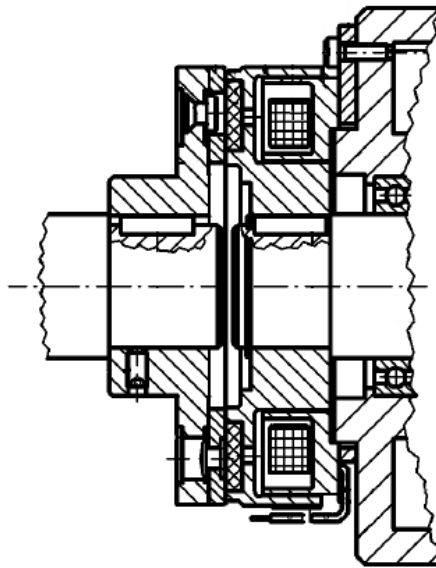
Elektromagnetické spojky jsou klíčovým prvkem pro odpojení hřídelí se vzorky od pohonu. Konstrukci spojky tvoří poháněná rotorová část, která je uložena ve statorové objímce s cívkou. Tato statorová část může přecházet v přírubový kotouč, za který se dá celé těleso spojky uchytit k rámové konstrukci, což je v případě návrhu tohoto zařízení ideální. Statorová část je dále opatřena třecím obložím, na které se po přivedení napětí vlivem vzniku magnetického pole přitáhne přípojný prsteneček s uchyceným přírubovým nábojem. Po přerušení přívodu napětí se prsteneček vlivem předpjeté pružiny od rotující části odtlačí. Mezi prstencem a rotující částí je vzduchová mezera.



Obr. 65: Popis elektromagnetické spojky z katalogu firmy Kendrion [51]

Při výběru konkrétního typu je třeba hledět především na maximální hodnotu otáček a momentu, který spojka snese. Zvolena byla elektromagnetická spojka od firmy Kendrion, která snese maximální otáčky 8 000 ot/min a moment 5 Nm. O velikost větší typ už byl limitován hodnotou otáček 6 000 ot/min, což by vzhledem k maximální hodnotě otáček zařízení nebylo vyhovující. Moment, kterým bude spojka zatížena, bude ještě potřeba ověřit, ale velmi pravděpodobně bude tento typ spojky vyhovující. Kompletní parametry a zástavbové rozměry spojky jsou uvedeny v katalogovém listu, který je součástí přílohy.

Dle oficiálního katalogu a návodu k vybrané spojce je třeba vstupní hřídel na straně rotoru uložit pomocí ložiska (viz obrázek 66), aby nedocházelo k radiálnímu namáhání rotační části ve statoru, ložisko veškerou radiální sílu pohltí a spojka je tedy zatížena pouze otáčkami a momentem. Detailněji bude zvolené uložení spojky rozebráno v kapitole věnující se popisu navrženého zařízení.



Obr. 66: Uložení vstupní hřídele do elmag. spojky – upraveno [52]

7.3.5. Návrh hřídelových spojek

Hřídelové spojky propojující elektromagnetické spojky s testovacími hřídelemi budou zvoleny s ohledem na maximální moment motoru, tedy 5 Nm. Dalšími požadavky pro výběr jsou především malé rozměry a nízká hmotnost. To vše splňuje hřídelová spojka typu BKL od výrobce R+W. Byla vybrána rozměrová řada 10 o délce 44 mm a průměru 40 mm pro maximální hodnotu momentu 10 Nm, což je dvojnásobek maximálního momentu vybraného pohonu, o řadu nižší typ už ale nevyhovoval rozsahem možného průměru vrtání, do spojky je třeba upnout hřídele o průměru 15 mm.



Obr. 67: Hřídelová spojka BKL od výrobce R+W [53]

7.4. Kontrolní výpočty

Po výběru a návrhu zmíněných komponent následuje kontrola všech potřebných uzlů konstrukce. Tedy především ověření zatížení elektromagnetických spojek, řemenicových hřídelí, ložisek a prvků k přenosu momentu – těsných per.

7.4.1. Zátěž elektromagnetických spojek a pohonu z hlediska momentu

U elektromagnetických spojek je nutné zkontrolovat, zda nedojde k překročení maximálního dovoleného momentu, který je spojka schopná unést. V případě výše vybrané spojky je to tedy maximálně 5 Nm. Každá elektromagnetická spojka je zatížena třecí ztrátou testovaného těsnění a ztrátami v ložiskách (ložiska v domku + jedno přírubové ložisko za spojkou). Jak již bylo zmíněno u výběru pohonu, pro maximální otáčky 6 500 ot/min uvažujeme ztrátu třením jednoho těsnění $P_{TĚS} = 150 \text{ W}$, účinnost ložisek $\eta_{LOŽ} = 0,98$. Z toho vyplývá, že každé z ložisek navyšuje ztrátu o 2 %, ztrátový výkon těsnění se na celkové ztrátě podílí z 94 %. Celková ztráta od dvou ložisek a těsnění je tedy přibližně 160 W, Převedením těchto ztrát na ztráty momentové M_{ZTR} bude určeno zatížení spojky.

$$M_{ZTR} = 9\,550 \cdot \frac{P_{TĚS}}{n_{max}} = \frac{0,160}{6\,500} = 0,235 \text{ Nm} \quad (21)$$

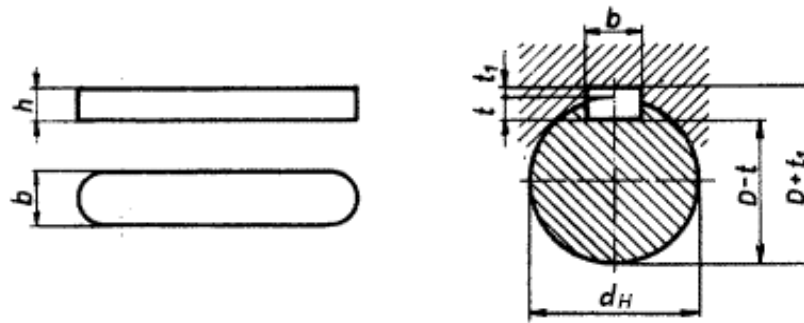
Výsledný ztrátový moment je tedy moment, který zatěžuje elektromagnetickou spojkou, podmínka maximální povolené zátěže vybraného typu je tedy splněna s velkou rezervou. Stanovená hodnota není vysoká, kromě zmíněných ztrát od tření a ložisek totiž v celé sestavě žádné další zatížení nefiguruje. Navržený pohon a spojky jsou předimenzované především z důvodu případného selhání některé z komponent, např. zadření ložiska, tím by došlo k vnesení vyšší zátěže do řetězce. Vynásobením spočteného ztrátového momentu počtem hřídelí s uvažováním účinnosti řemenového převodu a dalších přírubových ložisek je určen zátěžný moment motoru, což je cca 1,7 Nm. S přihlédnutím k rozběhovému momentu pro roztočení na jmenovité otáčky je tedy pohon vyhovující, elektromagnetické spojky vzhledem k zátěžnému momentu rovněž.

7.4.2. Těsná pera

Těsnými perami jsou osazeny hřídele s hnanými řemenicemi, propojovací hřídele mezi elektromagnetickými a hřídelovými spojkami a hřídel motoru s hnací řemenicí. Optimální drážku s perem na hřídeli motoru zaručuje výrobce, na otláčení a stříhání ale budou zkontrolovány další rozměry per, které jsou použity. Jejich rozměry jsou uvedeny v tabulce 10. Výpočet bude proveden pro spočtený krouticí moment elektromotoru M_K dle (16).

Tab. 10: Rozměry kontrolovaných těsných per [54]

Rozměr	1) Pero 5x5x16	2) Pero 6x6x12	3) Pero 6x6x22
d_H	15	20	20
b_P	5	6	6
h	5	6	6
t	2,9	3,5	3,5
t_1	2,1	2,5	2,5
l	16	12	34



Obr. 68: Těsné pero + drážka – rozměry [54]

7.4.2.1. Kontrola na otláčení

$$p_{S1} = \frac{4 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot h} = \frac{4 \cdot 7220}{15 \cdot 16 \cdot 5} = 24,067 \text{ N/mm}^2 \quad (22)$$

$$p_{S2} = \frac{4 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot h} = \frac{4 \cdot 7220}{20 \cdot 12 \cdot 6} = 20,056 \text{ N/mm}^2 \quad (23)$$

$$p_{S3} = \frac{4 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot h} = \frac{4 \cdot 7220}{20 \cdot 34 \cdot 6} = 7,078 \text{ N/mm}^2 \quad (24)$$

$$p_{S1} \& p_{S2} \& p_{S3} \leq p_D = 90 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.4.2.2. Kontrola na stříh

$$\tau_1 = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot b_p} = \frac{2 \cdot 7220}{15 \cdot 16 \cdot 5} = 12,034 \text{ N/mm}^2 \quad (25)$$

$$\tau_2 = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot b_p} = \frac{2 \cdot 7220}{20 \cdot 12 \cdot 6} = 10,028 \text{ N/mm}^2 \quad (26)$$

$$\tau_3 = \frac{2 \cdot M_K}{d_H \cdot l \cdot b_p} = \frac{2 \cdot 7220}{20 \cdot 34 \cdot 6} = 3,539 \text{ N/mm}^2 \quad (27)$$

$$\tau_1 \& \tau_2 \& \tau_3 \leq \tau_D = (60 \div 90) \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolené velikosti těsných per vyhovují kontrolám na otláčení a stříh, takto tedy mohou být v konstrukci použity.

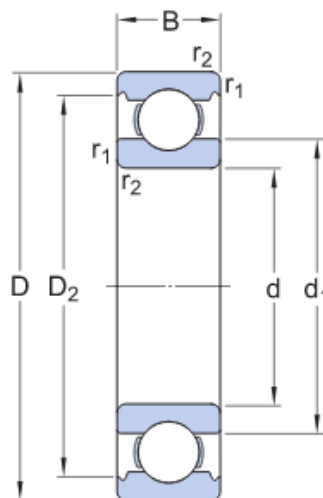
7.4.3. Životnost ložisek

Pro uložení testovacích hřídelí byla zvolena radiální kuličková ložiska SKF 16007, pro nalisování do napínací řemenice SKF 6000, ložisko ve vyráběném přírubovém domku bylo zvoleno rovněž od firmy SKF – typ 6002. Jejich vybrané rozměry a parametry jsou vypsány v tabulce 11 a s tím souvisejícím obrázkem 69. Zatížení ložisek hřídelí testovacích domků a ložisek ve vyráběných přírubových domcích bude uvažováno jako radiální síla F_R od zátěžného momentu motoru M_K zaokrouhleného na 2 Nm - viz kapitola 7.4.1. výše. Pro výpočet životnosti ložisek v napínací kladce bude použita spočtená radiální síla na osu řemenice pomocí programu MITCalc – viz obrázek 62, jen zaokrouhlená na 60 N.

$$F_R = \frac{M_K}{r_{HŘ}} = \frac{2}{0,0175} \cong 115 \text{ N} \quad (28)$$

Tab. 11: Vybrané rozměry a parametry ložisek SKF 16007, 6000 a 6002 [55] [56] [57]

Ložiska	Jednotky	SKF 16007	SKF 6000	SKF 6002
d	[mm]	35	10	15
D	[mm]	62	26	32
B	[mm]	9	8	9
d_1	[mm]	44,05	14,8	20,5
D_1	[mm]	52,95	22,6	28,2
Základní dynamická únosnost C	[kN]	13	4,75	5,85
Základní statická únosnost C_0	[kN]	8,15	1,96	2,85
Mezní únavové zatížení P_U	[kN]	0,375	0,083	0,12
Referenční otáčky	[ot/min]	24 000	67 000	50 000
Mezní otáčky	[ot/min]	15 000	40 000	32 000
Hmotnost ložiska	[kg]	0,11	0,019	0,03



Obr. 69: Hlavní rozměry ložisek SKF [55]

Pro uvedené typy ložisek a příslušné zatížení bude dle ISO 281 spočtena jejich základní trvanlivost L_{10} s uvažováním 90% spolehlivosti a trvanlivost v provozních hodinách L_{10h} . Ve vztazích figuruje základní dynamická únosnost C , ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P , exponent rovnice trvanlivosti ložiska p (v tomto případě = 3 → bodový styk) a otáčky n , ty budou uvažovány maximální, tedy 6 500 ot/min – tím bude proveden výpočet pro maximální provozní podmínky.

Ložisko SKF 16007:

$$L_{10(16007)} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{13}{0,115}\right)^3 = 1\,444\,563 \text{ mil. otáček} \quad (29)$$

$$L_{10h(16007)} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10(16007)} = \frac{10^6}{60 \cdot 6\,500} \cdot 1\,444\,563 = 3\,704\,008 \text{ hodin} \quad (30)$$

Ložisko SKF 6000:

$$L_{10(6000)} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{4,75}{0,06}\right)^3 = 496\,166 \text{ mil. otáček} \quad (31)$$

$$L_{10h(6000)} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10(6000)} = \frac{10^6}{60 \cdot 6\,500} \cdot 496\,166 = 1\,272\,221 \text{ hodin} \quad (32)$$

Ložisko SKF 6002:

$$L_{10(6002)} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{5,85}{0,115}\right)^3 = 131\,636 \text{ mil. otáček} \quad (31)$$

$$L_{10h(6002)} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10(6002)} = \frac{10^6}{60 \cdot 6\,500} \cdot 131\,636 = 337\,528 \text{ hodin} \quad (32)$$

U všech typů ložisek vyšla až předdimenzovaná životnost, což ale samozřejmě není od věci, pro případ zvýšení zátěžného momentu je tedy ještě velká rezerva. Zejména u ložisek 16007 by bylo vhodné provést analýzu chování při vystavení změnám teplot oleje, k čemuž bude během testování docházet opakovaně.

V konstrukci jsou dále použita přírubová ložiska SKF FYTB 20 FM ($C = 12,7 \text{ kN}$). Výpočet jejich životnosti by vypadal obdobně, bylo by počítáno se stejným zatížením, jako u ložisek SKF 16007 a 6002. Vzhledem k hodnotám C by byla výsledná životnost rovněž uspokojivá.

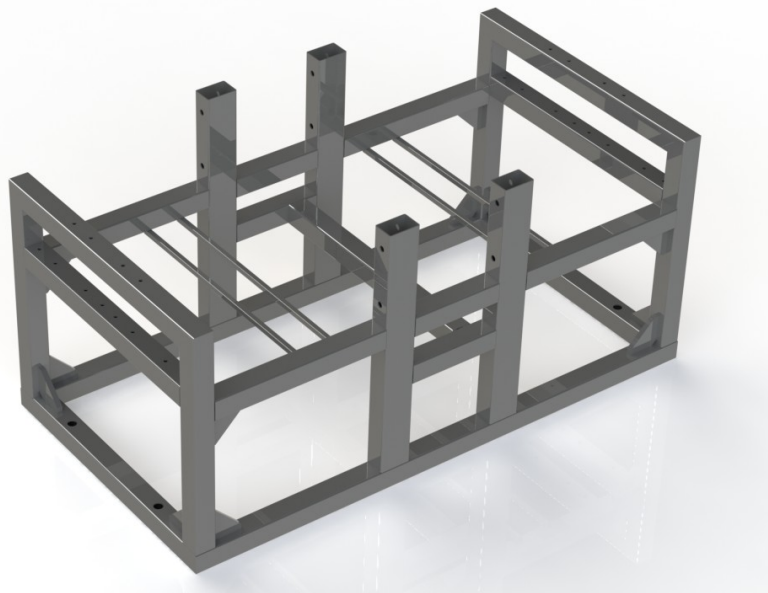
8. Popis navrženého testovacího zařízení

Na základě výpočtů a návrhu jednotlivých komponent byl zpracován 3D model celého zařízení, jednotlivé části a princip funkce přiblíží tato kapitola.

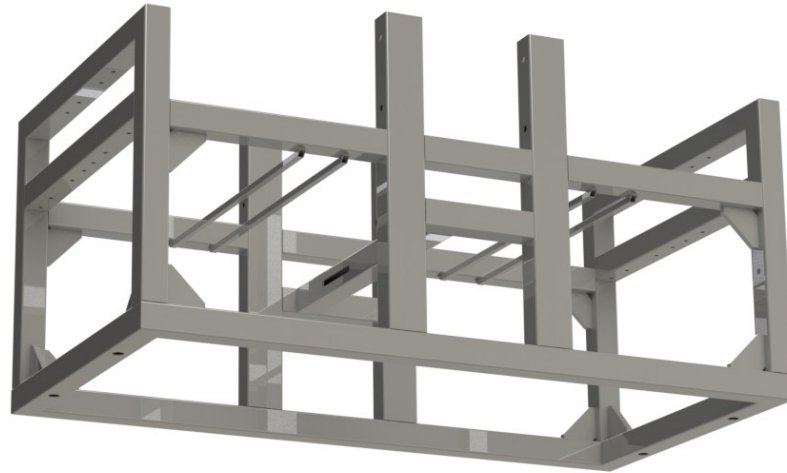
8.1. Rámová konstrukce

Kostrou celého navrženého testovacího zařízení je svařený rám ze čtvercových profilů (jeklů) o rozměru 40x40 mm a tloušťce stěny 2 mm. Pro vyztužení konstrukce jsou v některých místech spojů přidána opěrná žebra, která jsou zamýšlena jako výpalky z 10 mm plechu. Pro uchycení sběrných nádob na případný odkapávající olej jsou ke konstrukci přidány profily 10x10x1 mm. Profily pro prostřední dlouhé stojny jsou o rozměru 40x60 mm a tloušťce stěny 3 mm. Tento rozměr byl zvolen tak, aby bylo možné z obou stran profilu ukotvit výpalky pro uchycení dalších komponent. Výpalky jsou opřeny o rámovou konstrukci a přes profily vzájemně staženy pomocí šroubů ISO 4014 M10x90 a příslušných matic a podložek. Výpalky jsou vyrobeny z plechu tloušťky 8 mm s řadou závitových děr M5 + M6 a drážek pro fixaci dalších komponent a průchozími dírami pro hřídele. Závitové jsou průchozí přes celou tloušťku výpalků, pro laser se předpřipraví výkres s příslušnými průměry děr, do nichž se po vypálení už jen vytočí požadované závit. K těmto výpalkům je ukotveno kluzné vedení pro testovací domky, elektromagnetické spojky a přírubová ložiska. Kratší profily ve spodní části jsou opatřeny otvory pro fixaci k podlaze laboratoře či zkušebny.

Prvotní myšlenky na rámové provedení se uchylovaly ke stavebnicovému systému z hliníkových profilů, který vyniká především jednoduchou montáží, nakonec zvítězila právě svařovaná podoba, která je sice náročnější na výrobu, ale je zaručena vysoká pevnost a tuhost. Původně měla být pevnost rámu ověřena pomocí MKP analýzy, od čehož bylo nakonec upuštěno, konstrukce je již na první pohled velmi bytelná a v rámci testování ji nenamáhají žádné síly, které by mohly zapříčinit jakoukoli deformaci.



Obr. 70: Rámová konstrukce testovacího zařízení – pohled 1



Obr. 71: Rámová konstrukce testovacího zařízení – pohled 2

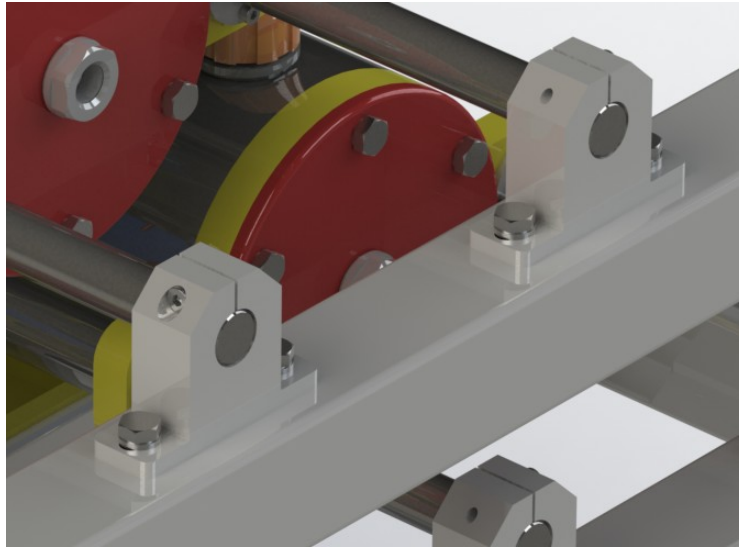
8.2. Posuvné uložení testovacích domků

Koncepční návrhy (kapitola 7.2.) počítaly s posuvným uložením testovacích domků. Za tímto účelem byl pro každý z domků zvolen systém dvou vodících tyčí a příslušných kotevních prvků. Vodící tyče budou kupované, je u nich zaručena dostatečná tvrdost a přesnost, což je u kluzného vedení nezbytné. Tyče mohou být zakoupeny např. u společnosti T.E.A. Technik, s.r.o. – přesněji typ W o tvrdosti 62 ± 2 HRC, lze zakoupit požadovanou délku, která pro jednu činí 352 mm, na 12 kusů je tedy potřeba 4 224 mm. Tyče jsou na straně řemene uchyceny ve vyráběných patkách, které tvoří čtvercové výpalky o velikosti 50x50 mm z 5 mm plechu a přivařená trubka s M3 závitem pro fixaci šroubem. Patka je pro seřízení správné vzájemné polohy tyčí opatřena drážkami. Tyto patky jsou ke svislému výpalku přišroubovány pomocí šroubů ISO 4762 – M6x12 a podložek ISO 7092 – 6.



Obr. 72: Kotevní patka

Na druhé straně jsou tyče sevřeny ve vyráběných svěrných úchytech. Podobné úchyty se dají zakoupit, ale pro uchycení mají pouze otvory, nikoli drážky. Vyráběné úchyty drážky mají, tudíž lze polohu tyčí mírně měnit i posunem na této druhé straně, k rámu jsou uchyceny šrouby ISO 4014 – M6x55, utažení spoje zajišťují šrouby ISO 4762 – M4x16.



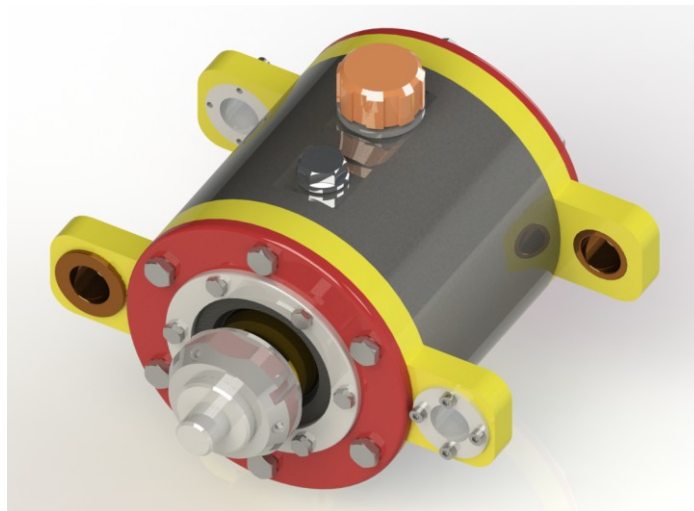
Obr. 73: Svěrné úchyty vodících tyčí

8.3. Testovací domky

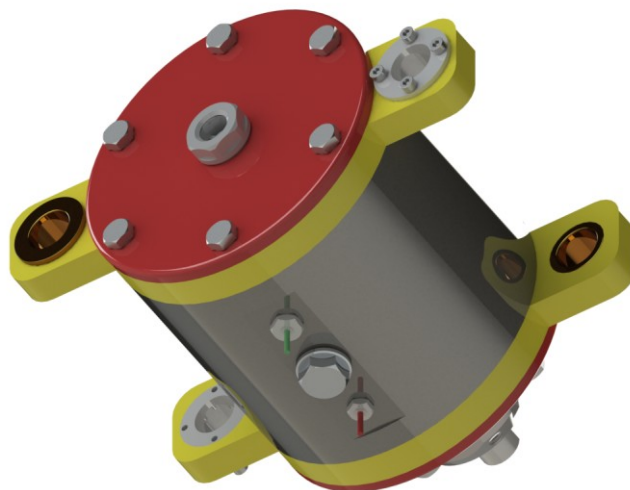
Tělo testovacích domků tvoří bezešvá trubka o vnějším průměru 114 mm a tloušťce stěny 8 mm, která je běžně k dostání např. na stránkách firmy Ferona, a.s. K trubce jsou navařena čela (vyznačeno žlutě), což jsou výpalky z 12 mm plechu. Tato čela přechází po stranách ve výčnělky s kruhovými otvory. Každé čelo je v těchto otvorech osazeno kluzným pouzdem ze slinutého bronzu a malým vyráběným svěrným pouzdem pro axiální zajištění domku. Každá z dvojic kluzných a svěrných pouzder je vůči sobě osazena „úhlopříčně“, jedna tyč = jedno kluzné + jedno svěrné pouzdro.

Na čela jsou pomocí šesti šroubů ISO 4017 – M6x12 přišroubována ložisková víka. Pro lepší utěsnění domku se může před montáží vík aplikovat těsnicí tmel (např. Loctite). Víko, kterým neprochází hřídel, je uprostřed opatřeno závitem M16x1,5, do kterého je našroubován olejznak ELESA GN 743.3. Díky olejznaku je možné zkontrolovat, zda bylo do domku nalito požadované množství oleje a hladina zasahuje tam, kam má. Do ložiskových vík jsou nalisována ložiska SKF 16007, ve kterých je uložena testovací hřídel o největším průměru 40 mm mezi ložisky, v oblasti nalisovaného tvrzeného kroužku o průměru 30 mm a pro uchycení do hřídelové spojky přechází v průměr 15 mm. Ložisko v zadní části domku je ve víku uloženo volně, opírá se o osazení na hřídeli a osově je zajištěno pojistným kroužkem. Ložisko na straně vzorku je uloženo pevně, je opřeno o osazení ve víku. Na velkém průměru je po montáži zástavbového prostoru (víčka) s nalisovaným vzorkem zajištěno sevřením přes distanční kroužek, který se dá zbrousit pro přesné dosednutí víčka. Na malém průměru je ložisko zajištěno pomocí distančního kroužku (pro zvýšení opěrné plochy), násuvného kaleného kroužku a hřídelové pojistné matice SKF KMT 6. Víčko se vzorkem je k ložiskovému víku pevně uchyceno šesti šrouby ISO 4017 – M14x12. I zde je před dotažením možné aplikovat těsnicí tmel. Kalený kroužek slouží pro ochranu povrchu hřídele, výhodou je jeho poměrně snadná demontáž. Použitý kroužek s vybroušenou drážkou od těsnicího břitu se dá

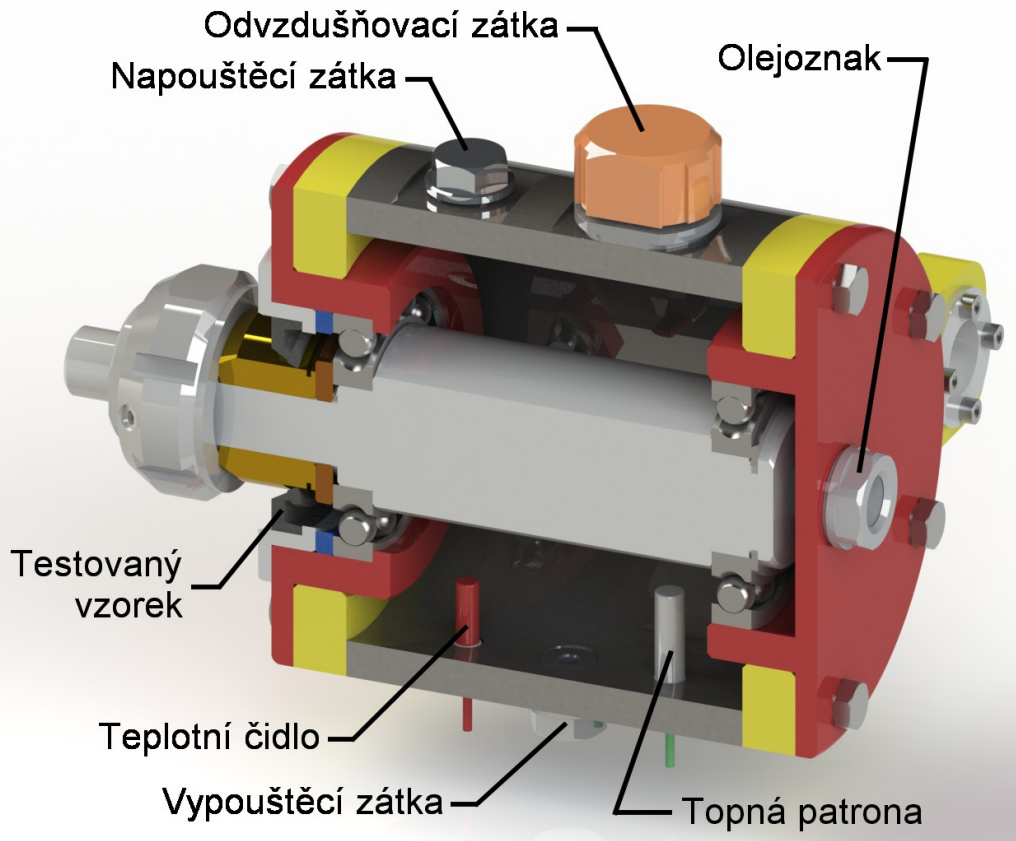
po ukončení testu předat k mikroskopickému posouzení. Pro snadné sejmutí z hřídele je na konci opatřen drážkou pro stahovák. Trubkové tělo domku je na vrchní a spodní straně sraženo do rovných ploch, na které je možné osadit vybrané prvky. Pro nalití a vypuštění oleje jsou instalovány hliníkové zátky ELESA GN 742 (M14x1,5), k eliminaci případného nežádoucího přetlaku slouží odvzdušňovací zátka (oranžově) s ochranným kotoučem proti rozstříku oleje (G3/8“), která se při nárůstu tlaku na nastavenou maximální hodnotu otevře a vzduch upustí. Tím bude zajištěna tlaková regulace a domek se tak nemusí osazovat žádným přídatným tlakovým čidlem. Spodní strana domku je osazena kontrolním patronovým teplotním čidlem Pt100 (kterým lze kontrolovat teplotu oleje) a topnou patronou pro případ, kdy rotací hřídele nedojde k zahřátí oleje na požadovanou testovací teplotu. Výběr konkrétního typu čidla Pt100, topné patrony a odvzdušňovací zátky bude nutné konzultovat s konkrétními výrobci. Z důvodu poměrně malých zástavbových rozměrů je možné, že bude muset být vyrobena topná patrona o takové délce, aby nedošlo ke kontaktu s rotující hřídelí. Výrobu patron o specifických rozměrech ale výrobci umožňují. Návrh pro osazení teplotních prvků počítá s M8 závity.



Obr. 74: Testovací domek – pohled shora

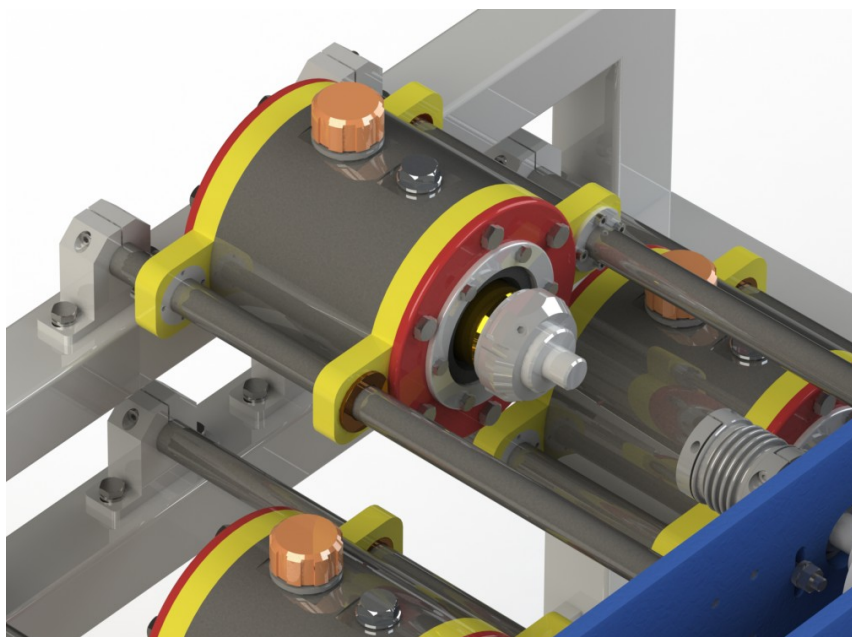


Obr. 75: Testovací domek – pohled zespodu



Obr. 76: Řez testovacím domkem + popis vybraných prvků

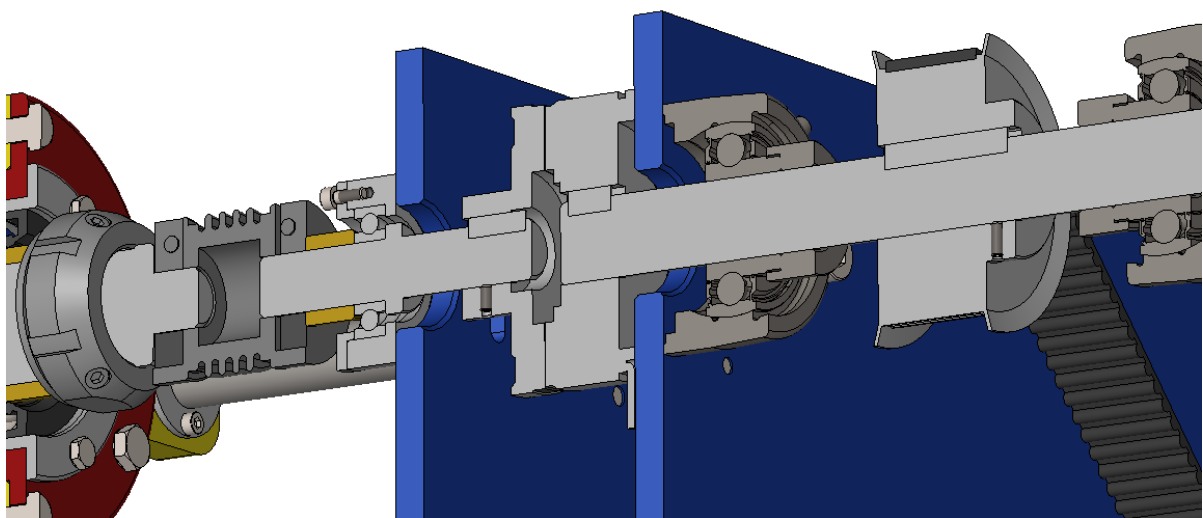
Po odpojení hřídele od pohonu může být na straně domku uvolněna hřídel z hřídelové spojky a domek po tyčích odsunut dozadu do polohy pro výměnu vzorku. Po dosažení maximálního odsunu vzniká pro výměnu vzorku manipulační prostor cca 70 mm, což je dostatečné. Domek v odpojené pozici znázorňuje obrázek 77.



Obr. 77: Domek v odpojené pozici

8.4. Uložení hnaných řemenic a elektromagnetických spojek

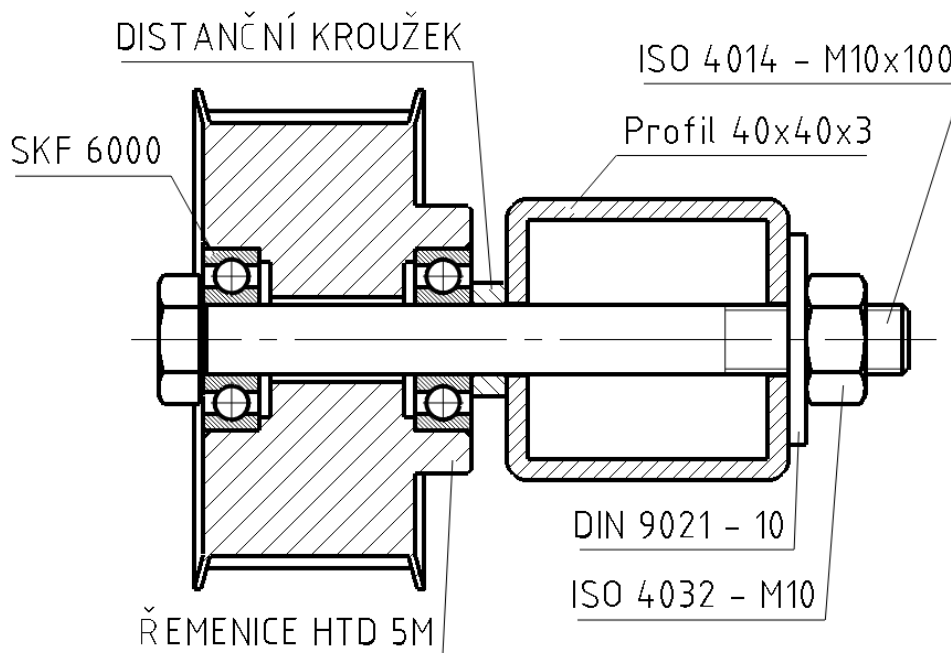
Použití elektromagnetických spojek je při návrhu testovacího zařízení myšleno následovně: ke kotevním výpalkům jsou proti sobě upevněny dvě spojky (dohromady tři dvojice). Ty jsou mezi sebou propojeny hřídelí s osazenou řemenicí, hřídel je uložena v hlavních částech obou spojek (k rotačnímu přenosu slouží těsná pera), a zároveň v přírubových ložiskách SKF FYTB 20 FM (tento typ byl vybrán z důvodu vzdálenosti kotevních otvorů, aby nedošlo k montážní kolizi s elmag. spojkou na druhé straně desky). Hřídele jsou axiálně zajištěny čtveřicí stavěcích šroubů (jedno přírubové ložisko = dva stavěcí šrouby). Do přírubových nábojů spojek jsou nasunuty kratší hřídele, které dále prochází uložením ve vyráběných přírubových domcích s osazenými ložisky SKF 6002, ty jsou v domku zajištěny víčky, která jsou k domkům přišroubována trojicí šroubů ISO 4762 – M3x8. Vyráběné domky byly zvoleny z důvodu pevného uložení ložiska, jakékoli naklopení přírubové části s prstencem vůči hlavnímu tělesu spojky by mohlo mít pro spojku destruktivní následky. Díky drážkám v kotevním výpalku lze vyráběný přírubový domek vůči tělesu spojky přesně axiálně ustavit. Následně se např. pomocí spárové měrky nastaví požadovaná vzduchová mezera mezi spojkovou přírubou a tělesem spojky a příruba na krátké hřídeli zajistí stavěcím šroubem. Krátké hřídele jsou opatřeny osazením, kterým se opírají o ložisko v domku, na druhé straně jsou axiálně zajištěny sevřením skrze distanční kroužek a hřídelové spojky. Do druhé poloviny hřídelových spojek jsou sevřeny hřídele testovacích domků. Hřídelové spojky slouží k vyrovnání osových nepřesností. K vybraným elmag. spojkám nebylo možné dohledat příslušné 3D modely, byly tedy vymodelovány alespoň jako jednoduchý jednodusový prvek pro přidání do sestavy – to jen pro vysvětlení podoby řezu na obrázku 78, který znázorňuje výše popsané uložení. Spojky jsou připevněny pomocí šroubů ISO 4762 – M5x12, přírubová ložiska pomocí příslušných šroubů, podložek a pružných podložek. Za účelem dosažení sousosty hřídelí jsou přírubová ložiska posuvná v drážkách v kotevních výpalcích.



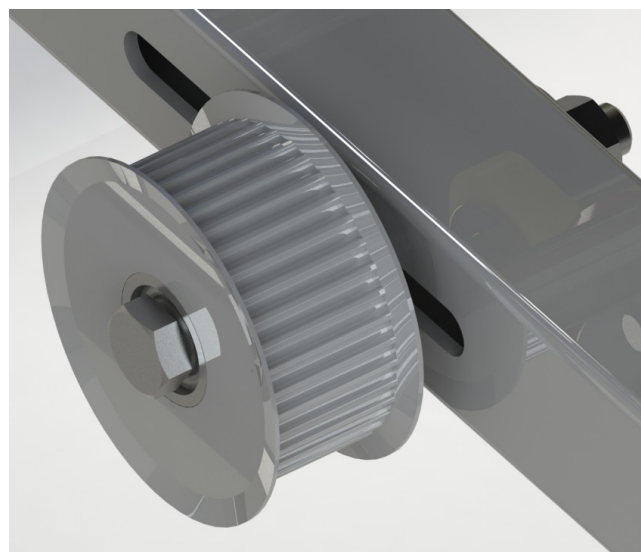
Obr. 78: Uložení hnané řemenice v elmag. spojkách

8.5. Konstrukce napínací řemenice

Napínací řemenice je stejného typu a rozměrů, jako hnané kladky. Dodávaný polotovar je ale jinak upraven, z každé strany je opatřen vybráním pro nalisování ložisek SKF 6000. Průchozí osová díra má o trochu větší průměr, než je průměr šroubu. Upevnění řemenice k příslušnému jeklu s drážkou zajišťuje šroub ISO 4014 – M10x100, velkoplošná podložka DIN 9021 – 10 a šestihranná matice ISO 4032 – M10. Pro zajištění otáčivého pohybu řemenice v ložiskách je mezi kotevní jekl a ložisko vložen distanční kroužek. Uvolněním matice je možné pohybovat řemenicí v drážce ve vodorovném směru a provést tak napnutí řemene, které se zajistí opětovným utahením matice.



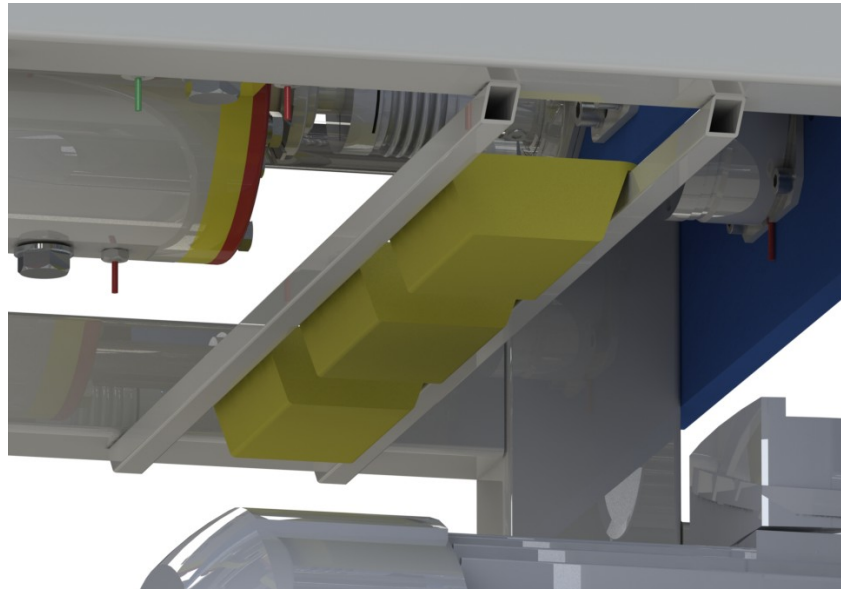
Obr. 79: Řez sestavou napínací kladky



Obr. 80: Napínací kladka

8.6. Sběrné nádoby

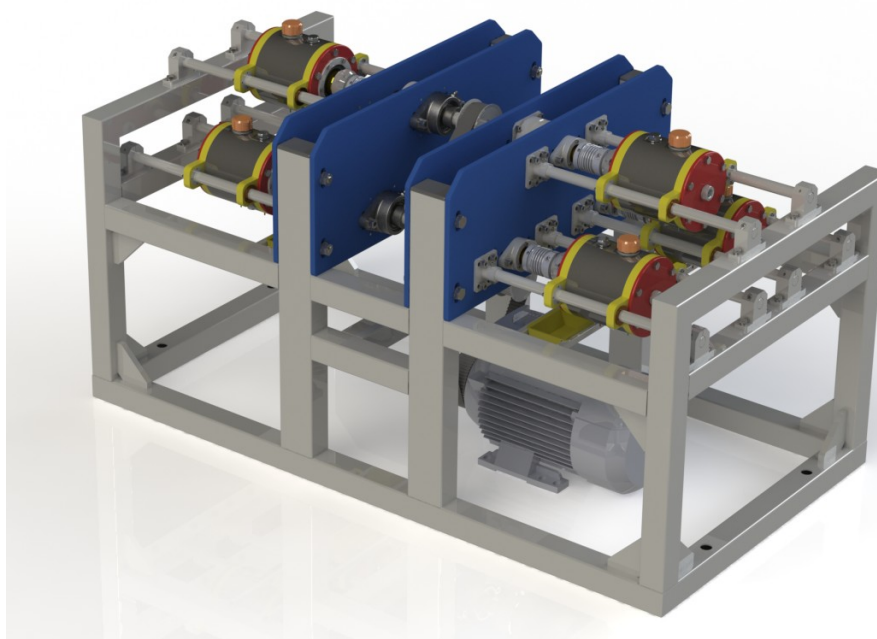
Jak již bylo zmíněno u popisu rámové konstrukce, pro uchycení sběrných nádob byly přidány podpůrné profily o rozměrech 10x10x1 mm, o které se nádoby dají opřít. Poloha těchto profilů bude přizpůsobena velikosti a tvaru nádob. Sběrné nádoby mohou být libovolného provedení. Ve 3D modelu bylo jejich umístění pro názornost pouze naznačeno, určitě se nejedná o finální podobu.



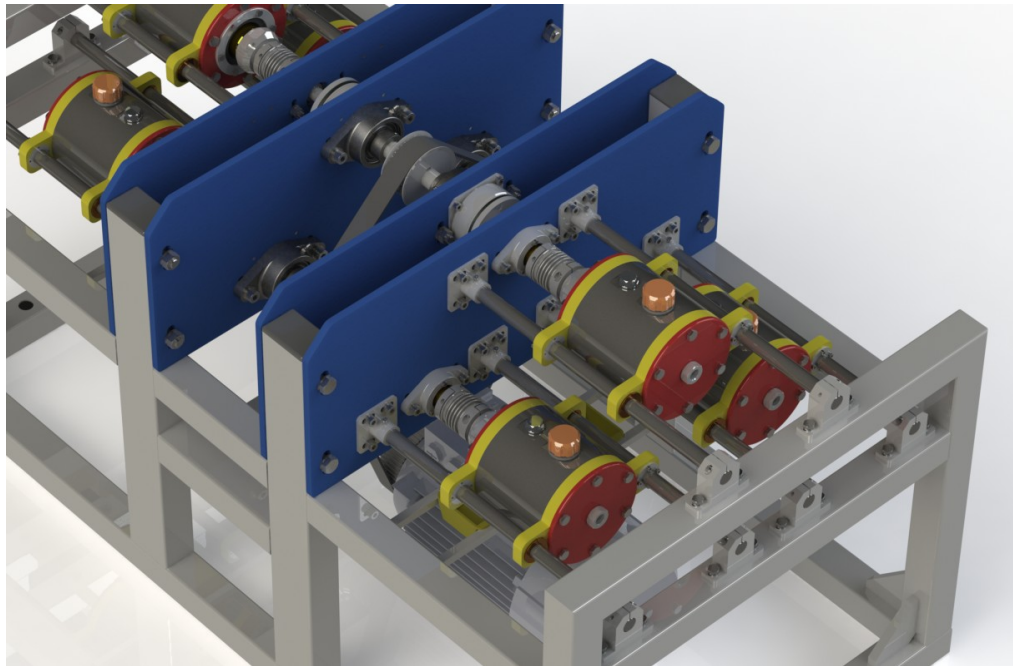
Obr. 81: Pohled na umístění sběrných nádob na olej

8.7. Celkový náhled konstrukce testovacího zařízení

Na závěr této kapitoly jsou vloženy obrázky zobrazující celé navržené testovací zařízení včetně vybraných detailů.

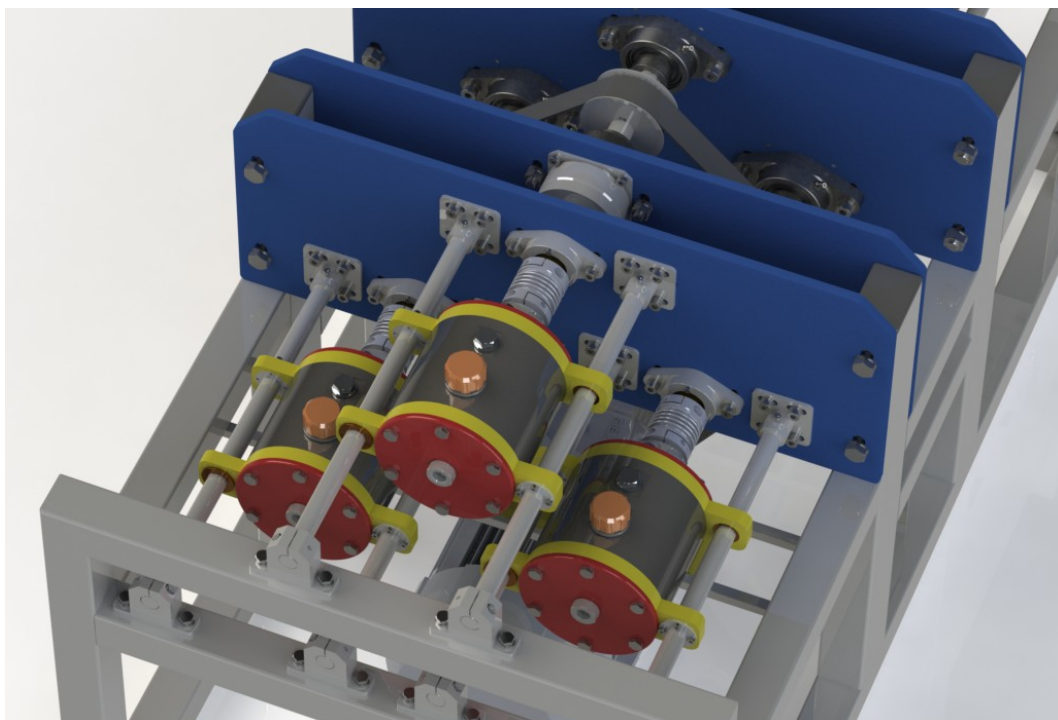


Obr. 82: Kompletní vizualizace navrženého standu

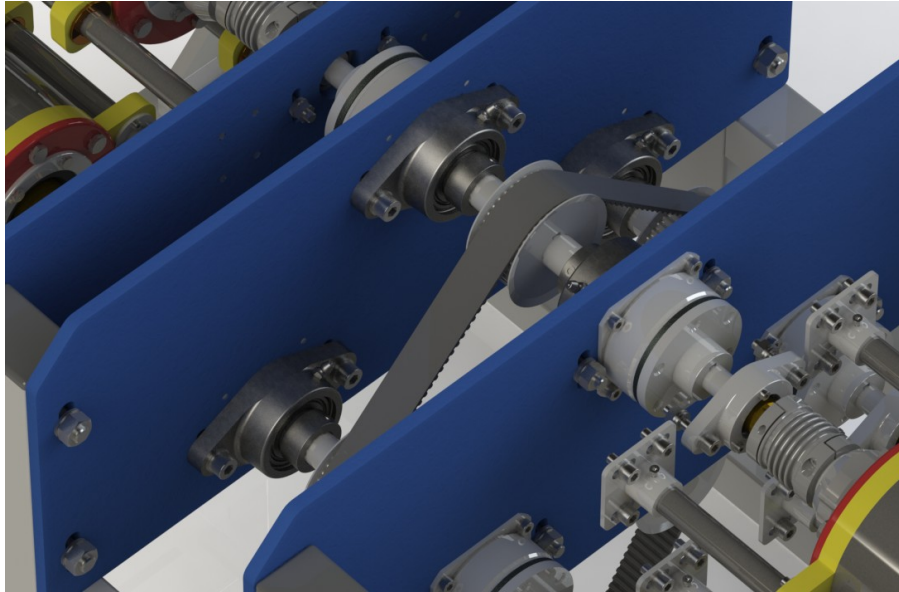


Obr. 83: Testovací stand – detail 1

Veškerou kabeláž (od elmag. spojek, topných patron a teplotních čidel) by bylo vhodné spojit do jednoho svazku pomocí chráničky. Kabely tak budou chráněny před poškozením a nebudou překážet při jakékoli manipulaci. Zapojení prvků v práci řešeno není, jedná se čistě o konstrukční návrh. Pro jednoduché ovládání a monitoring testovacích hodnot je vhodné vyvinout / naprogramovat jednoduchou počítačovou aplikaci (program), ze kterého by bylo možné ovládat všechny prvky. Ukotvení pohonu bylo nakonec zvoleno k podlaze laboratoře či zkušebny, a to především z důvodu eliminace přenosu vibrací do konstrukce zařízení.



Obr. 84: Testovací stand – detail 2



Obr. 85: Detail uložení elmag. spojky, řemenice a přír. ložisek (bez jedné desky)

9. Návrh metodiky testování

Pro samotné testování navrhuji tyto metodiky:

- Dodržení průběhu testování dle normy DIN 3761, tedy 240 hodin rozdělených do 24hodinových cyklů – 14 hodin při snížené teplotě a maximálních otáčkách, 6 hodin při maximální teplotě a maximálních otáčkách a 4 hodiny při zastaveném pohonu. Případný únik oleje by byl zachycen sběrnými nádobami, dle množství uniklého maziva by následně došlo k určení únikové třídy. Testované vzorky by poté prošly laboratorním a mikroskopickým přezkoumáním.
- Dodržení jednotlivých fází a opakování 24hodinového cyklu dle výše zmíněné metodiky stanovené normou DIN 3761 do doby, než těsnění úplně selže a z testovacího domku začne unikat těsněné mazivo. Tím může být pro dané těsnění při určitých testovacích podmínkách stanovena jeho životnost.
- Obě uvedené metodiky aplikovat nejprve na vzorky opřené o osazení v montážním víčku, poté vyzkoušet nalisovat těsnění tak, aby nebyla opřena (minimálně 2 mm od vybroušené drážky od opřené těsnění v případě použití stejného kaleného kroužku). Následně přezkoumat, zda má opření těsnění vliv na jeho životnost.
- Simulovat provoz převodovky, tudíž zatěžovat těsnění proměnnými hodnotami otáček v domluvených intervalech.
- Vystavení testovaného vzorku širokému rozsahu hodnot teploty oleje, tedy spínáním topné patrony a následným chlazením např. pomocí externího chladiče v určitých intervalech.

Ať už bude zvolena jakákoli metodika testování, je třeba zajistit neustálý dohled nad průběhem testu, ať už ve formě pravidelné fyzické kontroly, nebo např. pomocí kamery (jako u kontroly 3D tisku).

10. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo zpracování návrhu testovacího zařízení (standu) pro hřídelová těsnění. Teoretická část se zaměřuje na obecný popis těsnění, vysvětlení principu těsnicí funkce, popis jednotlivých částí těsnění, provozní hodnoty, konstrukční a povrchové požadavky pro zajištění optimální funkce, dále popisuje pokyny pro správnou montáž, stručnou historii, nejpoužívanější materiály pro výrobu, základní konstrukční typy, měření těsnění + možnosti testování a časté strukturní poruchy. Tento teoretický přehled byl důležitým startovním bodem pro návrh zařízení. Následně byly navrženy tři různé koncepce standu, ze kterých byla vybrána varianta s elektromagnetickými spojkami. Ta byla poté detailně rozpracována včetně návrhových a kontrolních výpočtů, stanoveny byly energetické ztráty, na jejichž základě byl vybrán vhodný pohon, který definuje otáčkový rozsah zařízení, pomocí výpočtového programu MITCalc byl zvolen kompletní řemenový převod a zkontrolovány dílčí uzly. Navržená konstrukce testovacího zařízení je na základě 3D modelu vytvořeném v CAD programu SolidWorks 2017 kompletně popsána a vysvětlena, popis je doplněn o vizualizaci vytvořenou pomocí doplňkového modulu SolidWorks PhotoView 360. Součástí odevzdání je kompletní výkresová dokumentace testovacího zařízení.

Oproti původnímu zařízení již není zařízení tolik kompaktní, s šířkou 550 mm, délkou 1040 mm a výškou 575 mm se ale přesto nejedná o nic obrovského. K reálnému sestavení a vyzkoušení zařízení nakonec nedošlo z důvodu covidové situace. Pokud by jednou k realizaci došlo, je důležité primárně ověřit teplotní stálost oleje po ustálení (což je důležité pro kvalitní výsledky testování), pokud by bylo třeba olej chladit, bylo by na místě konstrukci rámu opatřit přídatnými úchyty (profily) pro ukotvení vhodného typu ventilátoru pod každý domek, což by zajistilo stejný stupeň chlazení pro každý z domků. Zapojení chlazení by bylo ideální realizovat tak, aby bylo spínání ventilátorů vyvoláno v reakci na impuls od teplotního čidla při detekci překročené teplotní hodnoty. Tím by se dala udržet teplota na konstantní hodnotě. Chlazení pomocí přídatných ventilátorů je určitě nejlevnější varianta, dále se nabízí dvouplášťové provedení domků s chladicím médiem, což ale vyžaduje přidání externího chladicího okruhu. Chladicí i topnou funkcí disponuje např. tzv. Peltierův článek, u kterého by se ale muselo ověřit, zda by bylo možné nějakou jeho vhodnou variantu do domku naimplementovat. Ve výpočtech nebyly ověřeny průhyby a namáhání použitých hřídelí, ale vzhledem k určení malých zátěžných účinků v sestavě standu jsou navržené průměry velmi pravděpodobně více než dostatečné. Návrh počítá s testováním vzorků o vnitřním průměru 35 mm a vnějším 52 mm, použitím kaleného kroužku a montážního víčka o jiných průměrech (dle zástavbových rozměrů ložiskového víka) lze testovat i vzorky o jiných rozměrech.

Všechny cíle práce byly splněny, konstrukce nového zařízení je sice oproti původní podobě z roku 2017 složitější a náročnější na výrobu, měla by být ale plně funkční.

Seznam použité literatury

- [1] SKF Group. *Hřídelová těsnění. PUB SE/P1 10919 CS*. [online]. [cit. 12. 10. 2021]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf
- [2] HENNLICH, s.r.o. *Katalog těsnění*. [online]. [cit. 12. 10. 2021]. Dostupné z: https://tesneni.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Home/Tesneni/Produktov%C3%A9_listy/Sanon_Hydraulicke_tesneni.pdf
- [3] Flitney, Robert. *Seals and Sealing Handbook*. 6th Edition. USA: Butterworth-Heinemann, 2014, 637 str. ISBN 978-0-08-099416-1.
- [4] Kayatel. *Garter Springs*. [online]. [cit. 14. 10. 2021]. Dostupné z: <https://www.kayatel.com.tr/Category/Garter-Springs>
- [5] Acxess Spring. *Garter Spring Design*. [online]. [cit. 15. 10. 2021]. Dostupné z: <https://www.acxesspring.com/english/garter-spring-design.html>
- [6] Parker Hannifin Corporation. *Rotary Seal Design Guide. Catalog EPS 5350/USA*. [online]. [cit. 15. 10. 2021]. Dostupné z: <https://www.parker.com/literature/Engineered%20Polymer%20Systems/5350.pdf>
- [7] GALLAGHER Fluid Seals, Inc. *Spring energized spring seals*. [online]. [cit. 15. 10. 2021]. Dostupné z: <https://content.gallagherseals.com/spring-energized-seal-guide?clientId=2002284648.1460404044>
- [8] R.L. Hudson & Company. *Shaft Seal Design & Materials Guide*. [online]. [cit. 24. 10. 2021]. Dostupné z: <https://rlhudson.com/wp-content/uploads/2018/04/rlhudson-shaft-seal-guide.pdf>
- [9] France Joint Sealing Systems. *Rotary Seals*. [online]. [cit. 24. 10. 2021]. Dostupné z: https://www.francejoint.com/media/fj_catalog_rotary_seals_v2016_026501000_1955_15022016.pdf
- [10] HANYKO Praha, s.r.o. *Zkouška tvrdosti podle Rockwella*. [online]. [cit. 30. 10. 2021]. Dostupné z: <https://www.hanyko-praha.cz/produkty/tvrdomery/co-je-tvrдост-a-jak-se-meri/zkouska-tvrдостi-podle-rockwella/>
- [11] DIN 3761 Teil 8. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Prüfung, Ausführung der Achsenschnitte*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 3 str.
- [12] MojeDílna.cz. *Sada univerzální na montáž gufer pr. 27,5 - 64 mm, sada 24 dílů*. [online]. [cit. 3. 11. 2021]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/sada-univerzalni-na-montaz-gufer-pr-275-64-mm-sada-24-dilu-2>
- [13] Freudenberg FST GmbH. *85 Years Simmerring – Freudenberg Sealing Technologies*. [online]. [cit. 4. 11. 2021]. Dostupné z: <https://www.fst.com/simmerring/en/index.html>
- [14] Y. ARAKI. *History of Sealing Devices and Recent Technical Trends of Helix Seals*. [online]. Koyo Engineering Journal English Edition No.167E, 2005 [cit. 4. 11. 2021]. Dostupné z: http://eb-cat.ds-navi.co.jp/enu/tech/ej/img/no167e/167e_04.pdf

- [15] Prof. Ing. Vratislav Ducháček, DrSc. *Polymery – výroba, vlastnosti, zpracování, použití*. 2. vyd. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze. Praha, 2006, 280 str. ISBN 80-7080-617-6.
- [16] Doc. Ing. Irena Prokopová, CSc. *Makromolekulární chemie*. 2. vyd. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze. Praha, 2007, 207 str. ISBN 978-80-7080-662-3.
- [17] Prof. Ing. Vratislav Ducháček, DrSc. a Ing. Zdeněk Hrdlička, Ph.D. *Gumárenské suroviny a jejich zpracování*. 4. vyd. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze. Praha, 2009, 202 str. ISBN 978-80-7080-713-2
- [18] Ing. Luboš Běhálek, Ph.D. *Polymery, Kapitola 3: Struktura polymerů a její vliv na vlastnosti*. Projekt: Podpora přírodovědného a technického vzdělávání v Pardubickém kraji. Liberec, 2014. [online]. [cit. 25. 11. 2021]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/03.html>
- [19] Chemical Retrieval on the Web (CROW). *NBR - Butadiene Nitrile Rubber*. [online]. [cit. 26. 11. 2021]. Dostupné z: <https://polymerdatabase.com/Elastomers/NBR.html>
- [20] Engineers Edge. *Rubber and Elastomer Designations, Trade Name and Industry Standards*. [online]. [cit. 26. 11. 2021]. Dostupné z: [https://www.engineersedge.com/materials/rubber and elastomer designations 13 655.htm](https://www.engineersedge.com/materials/rubber%20and%20elastomer%20designations%2013%20655.htm)
- [21] Techno Ad Ltd. *Hydrogenated Nitrile Butadiene Rubber (XNBR)*. [online]. [cit. 30. 11. 2021]. Dostupné z: <https://www.technoad.com/engineering/materials/xnbr/>
- [22] Chemical Retrieval on the Web (CROW). *Hydrogenated Nitrile Rubber – HNBR*. [online]. [cit. 30. 11. 2021]. Dostupné z: <https://polymerdatabase.com/Elastomers/HNBR.html>
- [23] Chemical Retrieval on the Web (CROW). *Polyacrylate elastomers (ACM, AEM)*. [online]. [cit. 30. 11. 2021]. Dostupné z: <https://polymerdatabase.com/Polymer%20Brands/AEM-ACM.html>
- [24] Polycomp B.V. *FKM rubber compounds*. [online]. [cit. 30. 11. 2021]. Dostupné z: <https://www.polycomp.nl/fkm-advantages/>
- [25] Chemical Retrieval on the Web (CROW). *Q – Silicone Rubber Polymethyl Silicone*. [online]. [cit. 1. 12. 2021]. Dostupné z: <https://polymerdatabase.com/Elastomers/Q.html>
- [26] Triangle Fluid Controls Ltd. *Material Spotlight – PTFE (Polytetrafluoroethylene)*. [online]. [cit. 1. 12. 2021]. Dostupné z: <https://trianglefluid.com/material-spotlight-ptfe-polytetrafluoroethylene/>
- [27] SITTECH CZ, s.r.o. *PTFE - technické informace*. [online]. [cit. 1. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.sittech.cz/ptfe-technicke-informace>
- [28] EPP Plasty, a.s. *Teflon® [PTFE] Polytetrafluoretylen*. [online]. [cit. 1. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.eppplasty.cz/ptfe.php>
- [29] EKOLUBE, s.r.o. *Vlastnosti motorových olejů – Viskozita*. [online]. [cit. 3. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Vlastnosti-motorovych-oleju---Viskozita>
- [30] Prodej Olejů, s.r.o. *Specifikace a výběr olejů*. [online]. [cit. 3. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.prodejoleju.cz/poradna/specifikace-a-vyber-oleju/>



- [31] Ebeso, s.r.o. *Aditiva do oleje*. [online]. [cit. 4. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.ebeso.cz/oleje/aditiva-do-oleje>
- [32] DBO Ústí nad Labem spol. s r.o. *Složení olejů*. [online]. [cit. 4. 12. 2021]. Dostupné z: <http://www.dbo.cz/slozeni-oleju/>
- [33] G.T. Big, s.r.o. *Průmyslové oleje a maziva*. [online]. [cit. 4. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.gtbig.cz/prumyslove-oleje-a-maziva/>
- [34] Trade Media International, s.r.o. *Co byste měli vědět, abyste pro vaši aplikaci vybrali správné mazivo*. [online]. [cit. 4. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.vseoprumyslu.cz/udrzba-a-diagnostika/tribodiagnostika/co-byste-meli-vedet-abyste-pro-vasi-aplikaci-vybrali-spravne-mazivo.html>
- [35] Construction Equipment Grid, s.r.o. *Jak se vyznat v plastických mazivech*. [online]. [cit. 4. 12. 2021]. Dostupné z: <https://bagry.cz/clanky/navody/jak-se-vyznat-v-plasticky-mazivech>
- [36] American High Performance Seals, Inc. *Rotary Seals*. [online]. [cit. 10. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.ahpseals.com/oil-seals/>
- [37] ČSN 02 9404. *Hřídelové těsnicí kroužky, zkoušení*. Praha: Český normalizační institut, 1989, 11 str.
- [38] DIN 3761 Teil 6. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Prüfung, Außendurchmesser-meßgerät*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 2 str.
- [39] DIN 3761 Teil 7. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Prüfung, Kegelmessdorn*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 3 str.
- [40] DIN 3761 Teil 10. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Funktionsprüfung, Prüfstand und Prüfbedingungen*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 2 str.
- [41] DIN 3761 Teil 11. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Funktionsprüfung, Leckage-Beurteilung*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 4 str.
- [42] DIN 3761 Teil 2. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Anwendungshinweise*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 9 str.
- [43] DIN 3761 Teil 4. *Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge, Sichtbare Unregelmäßigkeiten*. Berlin: Alleinverkauf der Normen durch Beuth Verlag GmbH, 1984, 11 str.
- [44] Unimed Praha, s.r.o. *Termostat laboratorní WSL TPP 100-4, objem 26 l*. [online]. [cit. 20. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.unimed.cz/termostat-laboratorni-wsl-tpp-100-4>
- [45] MM Průmyslové Spektrum. *Bezdotyková ložisková hřídelová těsnění*. [online]. [cit. 20. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/bezdotykova-loziskova-hridelova-tesneni>
- [46] Elektromotory Vyoral. *Externí chlazení pro elektromotory*. [online]. [cit. 23. 12. 2021]. Dostupné z: <https://el-motor.cz/externi-chlazení-pro-elektromotory/>
- [47] SIEMENS. *Katalog D81.1 CZ, SIMOTICS nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC, Řady 1LE1 a 1PC1*. [online]. [cit. 23. 12. 2021]. Dostupné z: https://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1le1.pdf?s=21020730
- [48] VYBO Electric, a.s. *2,2 kW frekvenční měnič STANDARD A550+-4 T0022 – 400V*. [online]. [cit. 23. 12. 2021]. Dostupné z: <https://vyboelectric.cz/obchod/frekvencni-menic-standard-e550-4t0022/>

- [49] TYMA CZ, s.r.o. Hnací řemeny, V-Belts, Timing and Flat Drive Belts. – katalog. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/tyma-remeny-belts.pdf>
- [50] TYMA CZ, s.r.o. Řemenice a upínací pouzdra, Pulleys and Clamping Bushes. – katalog. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/tyma-remenice-pouzdra-pulleys-bushes.pdf>
- [51] Kendrion. Elektromagnetkupplungen und -bremsen, Electromagnetic clutches and brakes. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: https://www.kendrion.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Brochures and Flyers/Industrial Brakes/brochure-electromagnet-clutches-and-brakes-202001.pdf
- [52] Kendrion. Active clutch line, Elektromagnet-Einflächenkupplung, Betriebsanleitung 86 021..E00. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: https://www.kendrion.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Datasheets Operating instructions/Industrial Brakes/Betriebsanleitung-active-clutch-line-BA 86 021..E00.pdf
- [53] REM-Technik s.r.o. Vlnovcové spojky BKL – economy class. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/hridelove-spojky/vlnovcove-spojky/vlnovcove-spojky-bkl-ekonomy-class-329.html>
- [54] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [55] SKF Group. Deep groove ball bearings, 16007. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-16007>
- [56] SKF Group. Deep groove ball bearings, 6000. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6000>
- [57] SKF Group. Deep groove ball bearings, 6002. [online]. [cit. 27. 12. 2021]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6002>

Seznam obrázků

Obr. 1: Popis částí typické konstrukce hřídelového těsnění [1]	5
Obr. 2: Důležité rozměry hřídelového těsnění [37]	6
Obr. 3: Tažná pružina [4]	6
Obr. 4: Pružiny Canted Coil, Cantilever a Helical Wound (shora) [7].....	8
Obr. 5: Graf závislosti deformace na zatížení uvedených pružin [7]	8
Obr. 6: Geometrie těsnícího břitu – upraveno [2]	9
Obr. 7: Orientace šroubovic (mikropórů) na povrchu hřídele [3].....	10
Obr. 8: Tvar mikropórů (vlevo – v klidu, vpravo – při rotaci) [8]	11
Obr. 9: Graf rychlostí pro různé materiály a průměry hřídele [9].....	12
Obr. 10: Doporučené hodnoty a tolerance pro výrobu [9].....	15
Obr. 11: Předepsané geometrické tolerance pro zástavbový prostor a hřídel [11]	16
Obr. 12: Maximální přípustné hodnoty nesousoosti [9].....	16

Obr. 13: Maximální přípustné hodnoty házivosti [9]	17
Obr. 14: Sada pro montáž i demontáž hřídelových těsnění [12]	18
Obr. 15: Nejběžnější typy montážních přípravků [2]	18
Obr. 16: Příklad použití montážního pouzdra [9].....	18
Obr. 17: Jedno z prvních provedení hřídelového těsnění [14].....	19
Obr. 18: Těsnění se zabudovaným kodérem [13]	20
Obr. 19: První sériově vyráběné těsnění z NBR pryže [13]	20
Obr. 20: Makromolekulární (řetězcová) struktura polymerů [17].....	21
Obr. 21: Distribuční křivka polymerů [18].....	22
Obr. 22: Termomechanická křivka tří různých polymerů [15]	23
Obr. 23: Strukturní vzorec NBR [19].....	24
Obr. 24: Strukturní vzorec HNBR [22]	25
Obr. 25: Strukturní vzorec nejvýznamnější akrylátové pryže [23].....	25
Obr. 26: Chemické modely vybraných monomerů pro výrobu FKM [24].....	26
Obr. 27: Životnost FPM v závislosti na teplotě [24]	26
Obr. 28: Strukturní vzorec MVQ [25]	27
Obr. 29: Model tetrafluorethylenu (vlevo), strukturní vzorec PTFE (vpravo) [26]	28
Obr. 30: Těsnění typu A (nalevo) a typu AS s prachovkou (vpravo) [36].....	31
Obr. 31: Těsnění typu B (nalevo) a typu BS s prachovkou (vpravo) [36]	32
Obr. 32: Těsnění typu C (nalevo) a typu CS s prachovkou (vpravo) [36]	33
Obr. 33: Vybrané konstrukční typy těsnění s břitem z PTFE [9]	34
Obr. 34: „Spring energized seals“ [9]	34
Obr. 35: Zkušební měřicí trn [39]	36
Obr. 36: Příslušenství pro měření vnějšího průměru [38]	36
Obr. 37: Stand pro test radiální síly od břitu [37]	37
Obr. 38: Laboratorní termostat [44]	40
Obr. 39: Zkušební komora pro abrazivní test [6]	41
Obr. 40: Zkušební komora pro test tryskáním vodou [6].....	41
Obr. 41: Tvorba puchýřů na břitu těsnění [8]	42
Obr. 42: Ztvrdnutí břitu, praskliny [8]	42
Obr. 43: Nadměrné opotřebení břitu [8]	43
Obr. 44: Uhlíková vrstva usazená na břitu [8].....	43
Obr. 45: Naříznutý břit [8]	44
Obr. 46: Převrácený břit [8].....	44
Obr. 47: Nabobtnalý materiál těsnění [8]	44
Obr. 48: Nedostatečně mazaná oblast břitu [8]	45
Obr. 49: Prasklý břit [8]	45
Obr. 50: Pohled na testovací zařízení z roku 2017	46
Obr. 51: Řez původním testovacím zařízením	47
Obr. 52: Pohled na testovací sestavu v laboratoři	47
Obr. 53: Schéma varianty jednoho pohonu pro jedno těsnění	49
Obr. 54: Schéma varianty jednoho pohonu pro jedno těsnění s převodem do rychla	49
Obr. 55: Schéma varianty s třecím kuželovým spojem	50
Obr. 56: Schéma varianty s elektromagnetickými spojkami.....	51

Obr. 57: Externí chlazení elektromotoru [46]	53
Obr. 58: Diagram firmy SKF pro určení třecích ztrát těsnění [1].....	54
Obr. 59: Frekvenční měnič A550-4T0022 2,2 kW [48]	56
Obr. 60: Oboustranný řemen Continental SYNCHROBELT HTD D5M [49].....	56
Obr. 61: Řemenice HTD 5M [50]	57
Obr. 62: MITCalc – výpočet řemenového převodu	58
Obr. 63: MITCalc – vykreslená geometrie převodu	58
Obr. 64: MITCalc – vypočtená délka řemenu.....	59
Obr. 65: Popis elektromagnetické spojky z katalogu firmy Kendrion [51]	60
Obr. 66: Uložení vstupní hřídele do elmag. spojky [52].....	61
Obr. 67: Hřídelová spojka BKL od výrobce R+W [53]	61
Obr. 68: Těsné pero + drážka – rozměry [54]	63
Obr. 69: Hlavní rozměry ložisek SKF [55]	64
Obr. 70: Rámová konstrukce testovacího zařízení – pohled 1.....	66
Obr. 71: Rámová konstrukce testovacího zařízení – pohled 2.....	67
Obr. 72: Kotevní patka	67
Obr. 73: Svěrné úchyty vodicích tyčí	68
Obr. 74: Testovací domek – pohled shora	69
Obr. 75: Testovací domek – pohled zespodu.....	69
Obr. 76: Řez testovacím domkem + popis vybraných prvků.....	70
Obr. 77: Domek v odpojené pozici.....	70
Obr. 78: Uložení hnané řemenice v elmag. spojkách.....	71
Obr. 79: Řez sestavou napínací kladky	72
Obr. 80: Napínací kladka	72
Obr. 81: Pohled na umístění sběrných nádob na olej.....	73
Obr. 82: Kompletní vizualizace navrženého standu.....	73
Obr. 83: Testovací stand – detail 1.....	74
Obr. 84: Testovací stand – detail 2.....	74
Obr. 85: Detail uložení elmag. spojky, řemenice a přír. ložisek (bez jedné desky).....	75

Seznam tabulek

Tab. 1: Přípustné hodnoty tlaku [2]	11
Tab. 2: Tolerance pro výrobu hřídele [1]	13
Tab. 3: Doporučené délky sražení hran hřídele [1].....	14
Tab. 4: Tolerance pro výrobu montážního prostoru [1]	15
Tab. 5: Normované hodnoty testovacích teplot [42].....	38
Tab. 6: Normovaná tabulka vyhodnocení úniku [41].....	39
Tab. 7: Normované zkušební teploty pro test nízkoteplotní odolnosti [42].....	40
Tab. 8: Vybrané parametry motoru Siemens 1LE1003-0EA42-2AA4 [47].....	55
Tab. 9: Rozměry vybraných řemenic HTD 5M [50]	57
Tab. 10: Rozměry kontrolovaných těsných per [54]	62
Tab. 11: Vybrané rozměry a parametry ložisek SKF 16007, 6000 a 6002 [55] [56] [57].....	64

Seznam příloh

Všechny přílohy jsou nahrány na CD, která jsou součástí fyzických kopií.

VV = výrobní výkres, SV = sestavný výkres

- Příloha 1: DP-2022-JS-00-00-01 (Kotevní profil) - VV, A3
- Příloha 2: DP-2022-JS-00-00-02 (Opěrný profil) - VV, A3
- Příloha 3: DP-2022-JS-00-00-03 (Horní profil) - VV, A3
- Příloha 4: DP-2022-JS-00-00-04 (Spodní profil) - VV, A3
- Příloha 5: DP-2022-JS-00-00-05 (Profil – stojna 1) - VV, A3
- Příloha 6: DP-2022-JS-00-00-06 (Profil – stojna 2) - VV, A3
- Příloha 7: DP-2022-JS-00-00-07 (Profil - napínání) - VV, A3
- Příloha 8: DP-2022-JS-00-00-08 (Výztužné žebro) - VV, A4
- Příloha 9: DP-2022-JS-00-00-09 (Rám – svařenec) – VV, A2
- Příloha 10: DP-2022-JS-00-00-10 (Kotevní výpalek 1) – VV, A3
- Příloha 11: DP-2022-JS-00-00-11 (Kotevní výpalek 2) – VV, A3
- Příloha 12: DP-2022-JS-00-00-12 (Patka - plotna) - VV, A4
- Příloha 13: DP-2022-JS-00-00-13 (Patka - trubka) - VV, A4
- Příloha 14: DP-2022-JS-00-00-14 (Patka - svařenec) - VV, A4
- Příloha 15: DP-2022-JS-00-00-15 (Svěrný úchyt) - VV, A4
- Příloha 16: DP-2022-JS-00-00-16 (Hnací řemenice) - VV, A4
- Příloha 17: DP-2022-JS-00-00-17 (Hnaná řemenice) - VV, A4
- Příloha 18: DP-2022-JS-00-00-18 (Napínací řemenice) - VV, A4
- Příloha 19: DP-2022-JS-00-00-19 (Distanční kroužek – 10x16x5) - VV, A4
- Příloha 20: DP-2022-JS-00-00-20 (Domek - trubka) - VV, A4
- Příloha 21: DP-2022-JS-00-00-21 (Čelo domku) - VV, A3
- Příloha 22: DP-2022-JS-00-00-22 (Základ domku - svařenec) - VV, A4
- Příloha 23: DP-2022-JS-00-00-23 (Ložiskové víko 1) - VV, A4
- Příloha 24: DP-2022-JS-00-00-24 (Ložiskové víko 2) - VV, A3
- Příloha 25: DP-2022-JS-00-00-25 (Zástavbové víčko) - VV, A4
- Příloha 26: DP-2022-JS-00-00-26 (Testovací hřídel) – VV, A3
- Příloha 27: DP-2022-JS-00-00-27 (Svěrné pouzdro - příruba) – VV, A4
- Příloha 28: DP-2022-JS-00-00-28 (Svěrné pouzdro - prstenec) – VV, A4
- Příloha 29: DP-2022-JS-00-00-02 (Svěrné pouzdro) – SV, A4
- Příloha 30: DP-2022-JS-00-00-30 (Násuvný kroužek) – VV, A4

- Příloha 31: DP-2022-JS-00-00-31 (Distanční kroužek – 30x42x4) – VV, A4
Příloha 32: DP-2022-JS-00-00-32 (Distanční kroužek – 53x62x4) – VV, A4
Příloha 33: DP-2022-JS-00-00-33 (Krátká hřídel) - VV, A4
Příloha 34: DP-2022-JS-00-00-34 (Hřídel - řemenice) - VV, A3
Příloha 35: DP-2022-JS-00-00-35 (Přírubové ložisko - domek) - VV, A4
Příloha 36: DP-2022-JS-00-00-36 (Přírubové ložisko - víčko) - VV, A4
Příloha 37: DP-2022-JS-00-03 (Přírubové ložisko - celek) - SV, A4
Příloha 38: DP-2022-JS-00-00-38 (Distanční kroužek – 15x22x14) - VV, A4
Příloha 39: DP-2022-JS-00-01 (Testovací domek) - SV, A2
Příloha 40: DP-2022-JS-01 (Sestava testovacího zařízení) - SV, A0
Příloha 41: CAD model navrženého zařízení (.STEP)
Příloha 42: Katalogový list elektromagnetické spojky