



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Experimentální ověření třecích a silových  
poměrů ve šroubových spojích**

**Experimental Verification of Friction  
and Force Condition in Bolted Connections**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2022**

**David Štiblický**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štiblický** Jméno: **David** Osobní číslo: **491511**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Experimentální ověření třecích a silových poměrů ve šroubových spojích**

Název bakalářské práce anglicky:

**Experimental Verification of Friction and Force Conditions in Bolted Connections**

Pokyny pro vypracování:

V rámci vypracování bakalářské práce proveďte stručnou rešerši problematiky předepjatých šroubových spojů. Věnujte pozornost i možnostem experimentálního ověření třecích a silových poměrů v závitových dvojicích. Rovněž popište omezení z hlediska použitých materiálů, technologií a provozních podmínek. Dále navrhnete konstrukční úpravy zařízení pro komplexní experimentální analýzu šroubových spojů. Navrhnete metodiku realizace vybraných experimentů ověřujících vlastnosti šroubových spojů. Realizujte alespoň dva vybrané experimenty pro ověření vlastností vybraných šroubových spojů.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. Vyd. 5. Praha: SNTL, 1989.  
Standard VDI 2230.  
URL: [www.bossard.cz](http://www.bossard.cz); [www.fabory.cz](http://www.fabory.cz)

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Kanaval, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**


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


Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Ing. Jan Kanaval, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

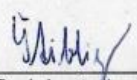
  
Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

27.4.2022  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Experimentální ověření třecích a silových poměrů ve šroubových spojích“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

David Štiblický

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za příkladné a odborné vedení v průběhu vypracování bakalářské práce a za pomoc s realizací vlastního experimentálního měření. Dále děkuji Ing. Jakubu Štětinovi, Ing. Vítu Řípovi a Bc. Janu Práchenskému za jejich čas, který věnovali zprovoznění elektroniky a programové části experimentu. Ing. Marku Štádlerovi děkuji za pomoc při zapojení hydraulického okruhu a Josefu Tománkovi děkuji za pomoc při zhotovení a instalaci přípravků potřebných k měření.

## ANOTAČNÍ LIST

- Jméno autora: David Štiblický
- Název BP: Experimentální ověření třecích a silových poměrů ve šroubových spojích
- Anglický název: Experimental Verification of Friction and Force Conditions in Bolted Connections
- Rok: 2022
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
- Bibliografické údaje: počet stran 74  
počet obrázků 54  
počet tabulek 15  
počet příloh 4
- Klíčová slova: předepjaté šroubové spoje, součinitel tření, montáž šroubových spojů, experimentální testování
- Keywords: prestress bolted connections, coefficient of friction, assembly of bolted connections, experimental verification
- Anotace: Tato práce se zabývá ověřením třecích a silových poměrů v závitových dvojicích a také pevností a spolehlivostí šroubových spojů s ohledem na použité materiály, povrchové úpravy a mazání. Praktická část náleží experimentálnímu zjištění koeficientu tření v dosedacích plochách pod hlavou šroubu a pod maticí.
- Abstract: This work deals with the verification of friction and force ratios in threaded pairs as well as the strength and reliability of bolted connections with respect to the materials used, surface treatments and lubrication. The practical part belongs to the experimental determination of the coefficient of friction in the bearing surfaces under the screw head and under the nut.

## OBSAH

1. Úvod.....	1
1.1. Vytyčené cíle práce .....	1
2. Problematika šroubových spojů .....	2
2.1. Základní pojmy .....	2
2.2. Historie .....	3
2.3. Normalizace závitů .....	4
2.4. Výroba závitů .....	6
2.5. Tolerování závitů .....	8
2.6. Kontrola závitů .....	9
2.7. Povlakování závitů .....	10
2.8. Mazání závitů .....	11
3. Šroubové spoje .....	12
3.1. Způsoby a kontrola montáže šroubových a závitových spojů.....	14
3.1.1. Proces montážního utahování předepjatého spoje .....	16
3.2. Pojišťování šroubových spojů.....	18
3.3. Poruchy a selhání šroubových spojů.....	20
4. Silové a třecí poměry v závitové dvojici.....	22
5. Návrh a kontrola pevnosti předepjatých šroubových spojů .....	24
5.1. Návrhový výpočet průměru šroubu.....	25
5.2. Spoj zatížený statickou silou .....	26
5.3. Spoj zatížený dynamickou silou .....	29
6. Možnosti experimentálního ověřování šroubových spojů.....	32
6.1. Součinitel tření v závitě a v dosedacích plochách .....	32
6.2. Měření křivky torque – angle .....	33
6.3. Sledování relaxace šroubového spoje.....	34
6.4. Ověření pevnosti .....	35
7. Zařízení pro komplexní ověřování vlastností šroubových spojů .....	36
7.1. Konstrukční úpravy.....	37
7.1.1. Úprava podstavy řetězového kola .....	37
7.1.2. Změna uložení vodicích tyčí.....	41
7.1.3. Změna axiálního ložiska nad snímačem tahové síly .....	42
8. Experimentální ověření součinitele tření pod hlavou šroubu a pod maticí .....	43
8.1. Vzorky pro vybrané experimenty .....	43
8.2. Princip a metodika měření.....	44
8.2.1. Příprava pracoviště .....	46
8.2.2. Příprava vzorků .....	47
8.2.3. Uložení vzorků .....	47
8.2.4. Sběr dat .....	48
8.2.5. Vyhodnocení dat .....	48
8.3. Potřebné vzorce .....	48

8.4. Výsledky realizovaných experimentů .....	50
8.4.1. Experiment 1 – měření tření pod hlavou šroubu .....	50
8.4.2. Experiment 2 – měření tření pod maticí .....	54
8.5. Chyby a nepřesnosti experimentálního měření .....	58
8.6. Vyhodnocení výsledků vybraných experimentů .....	60
9. Závěr.....	62
Seznam použité literatury .....	64
Seznam zkratk a symbolů.....	67
Seznam obrázků.....	70
Seznam grafů .....	72
Seznam tabulek.....	73
Seznam příloh.....	74

## 1. Úvod

V technické praxi jsou spoje konstrukčních prvků realizovány mnoha způsoby. Ke spojení může dojít například s využitím šroubových spojů, nýtování, pájení, lepení nebo svařování, případně jejich kombinací. Šroubové spoje jsou dnes nenahraditelné v mnoha konstrukčních aplikacích, a to i díky neustálému vývoji v oblasti spojovacích materiálů, používaných ocelí, povrchových ochran, moderních maziv a kluzných laků. Teoretické postupy navrhování a pevnostní výpočty šroubových spojů jsou dnes již dobře známé. Stanovují je normy a předpisy jako je směrnice VDI 2230 a normy DIN. Přesto nelze riziko poruchy šroubového spoje zcela vyloučit. Je tedy i v současnosti nezbytné experimentálně ověřovat jejich funkční vlastnosti, především pevnost, spolehlivost a životnost.

Tato práce se zabývá ověřením třecích a silových poměrů v závitových dvojicích a také pevností a spolehlivostí šroubových spojů s ohledem na použité materiály, povrchové úpravy a mazání. V dílčích kapitolách bude řešena problematika šroubových spojů.

### 1.1. Vytyčené cíle práce

1. zpracování stručné rešerše problematiky předepjatých šroubových spojů,
2. konstrukční úpravy zkušebního stanoviště pro experimentální ověřování šroubových spojů,
3. návrh metodiky vybraných experimentů,
4. realizace a vyhodnocení vybraných experimentů.



## 2. Problematika šroubových spojů

### 2.1. Základní pojmy

Závit – je základním a stěžejním prvkem závitových spojů, jež jsou realizovány za pomoci šroubů a matic.

Stoupání závitu  $Ph$  – je nejkratší vzdálenost dvou stejnohlých bodů na jedné šroubovici.

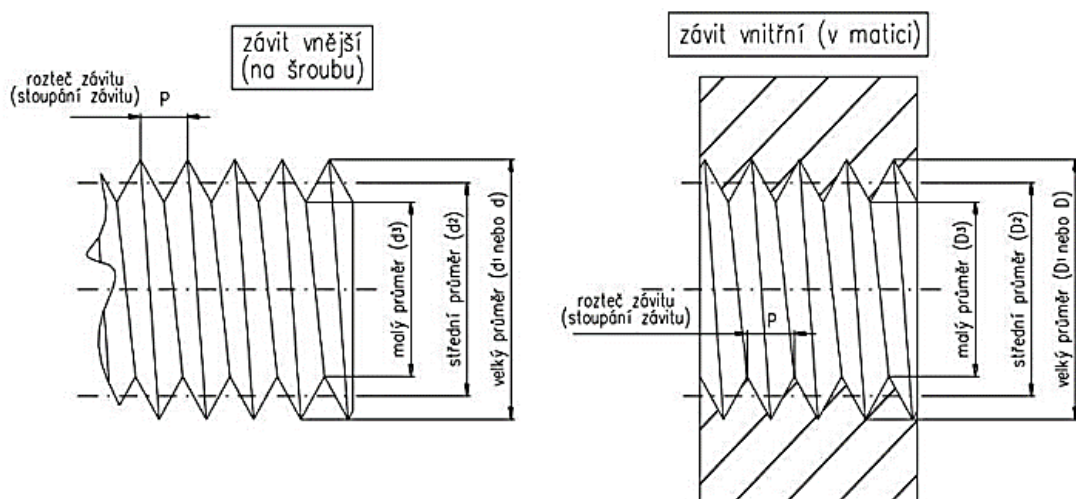
Rozteč závitu  $P$  – je nejkratší vzdálenost dvou stejnohlých bodů, dvou sousedních chodů závitu. U jednochodého závitu je rozteč závitu rovna stoupání závitu.

Profil závitu – je tvořen tažením závitové plochy po šroubovici. Je možno jej definovat a je také normalizován v osovém řezu závitem. Rozlišují se profily závitu určené pro šroubové a závitové spoje, nebo pro převodové mechanismy.

Šroubovice – prostorová křivka. Tvoří ji pohyb bodu, který se otáčí kolem pevné osy (osa šroubovice) a zároveň se ve směru stejné osy posouvá. Podle smyslu otáčení, lze rozlišit šroubovici pravotočivou a levotočivou.

Závitová dvojice – je složená ze dvou součástí, přičemž na jedné z nich je vyroben závit vnější (šroub) a na druhé závit vnitřní (matice).

Šroubový spoj – slouží k vytvoření pevného, avšak rozebíratelného spojení dvou a více součástí prostřednictvím šroubů a matic. Pro spojování potrubí se používají závitová spojení, kde je závit vytvořen přímo na spojovaných součástech. [1], [2]

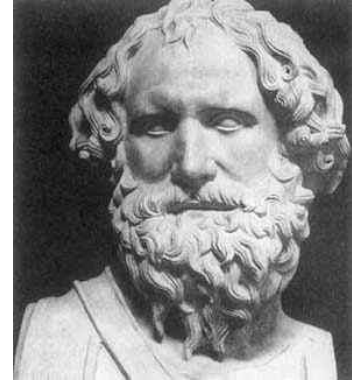


Obr. 1.: Schéma vnitřního a vnějšího závitu [3]

## 2.2. Historie

Přesné období prvního použití šroubu jako spojovacího prvku nelze přesně specifikovat. Bývá zvyklostí, že jako první období výskytu konkrétního vynálezu v historii je považováno datum, kdy je možné tento objev písemně doložit. V takovém případě lze závitové šrouby vysledovat až do počátku 15. století. Nicméně podle odborníků sahá historie mnohem dále.

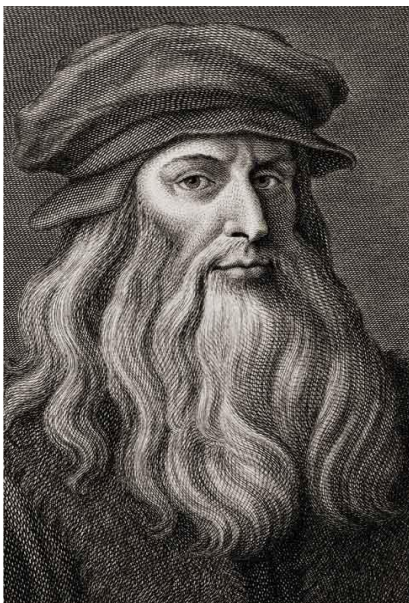
Archimedes (287 - 212 př. n. l.) vyobrazený na *Obr.2* vyvinul princip výroby jednoho z prvních technicky využitelných šroubů a použil jej ke konstrukci zařízení k čerpání vody. Existují však důkazy o tom, že tzv. vodní šroub mohl pocházet již z Egypta před dobou Archiméda. Byl postaven ze dřeva a používal se k zavlažování půdy nebo vypouštění odpadních vod z lodí. Někteří další



*Obr. 2.: Archimédes [4]*

autoři se zmiňují o řeckém filozofovi a matematikovi jménem Archytas z Tarentu (kolem 4. století př. n. l.), který byl také nazýván zakladatelem teoretické mechaniky a používal variaci dřevěného šroubu pro lisování oliv a vinných hroznů.

Historie samotných šroubů používaných pro spojování součástí sahá asi 400 let zpět. V 15. století použil Johann Gutenberg šrouby pro spojování částí u svých lisů a v zápisníku Leonarda da Vinciho (*Obr.3*) se dochovalo několik návrhů na stroje pro řezání závitů. Výroba šroubovice a její přesnost přímo závisela na



*Obr. 3.: Leonardo da Vinci [10]*

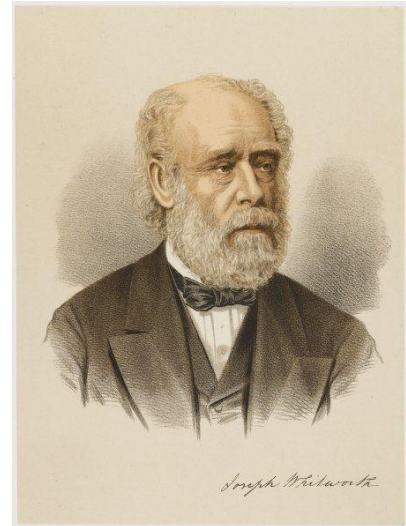
kvalifikovanosti obsluhy a typu používaných speciálních přípravků. Koncem 16. a počátkem 17. století se vyskytly také první informace o maticích. Jelikož v této době nebyly sjednoceny velikosti závitů ani jejich rozteče, tak i každý šroub měl svou specifickou matici, jejíž výroba byla následující. Provazec se navinul kolem železné kulatiny a následně se připájel. Do mezer mezi závitů se namotal stejný drát a tato železná spirála se připájela do železného pouzdra, což vytvořilo matici. Tento postup byl však velice zdlouhavý a po nějaké době již nedokázal reagovat na rostoucí poptávku.

[5], [6], [7], [8]

### 2.3. Normalizace závitů

Rostoucí poptávka vyvíjela tlak na výrobu a bylo nutno proces výroby závitů značně zrychlit. Každá společnost však používala odlišné technologické postupy výroby matic a šroubů, závity měly odlišné rozměry a nešlo je nijak zaměňovat prakticky ani v rámci jednotlivých pracovišť, což byla komplikace pro výrobce a také pro zákazníky.

Počátky snah o širší sjednocení se datují do počátků 19. století v Británii, avšak s řešením přišel až roku 1841 Joseph Whitworth (*Obr.4*), kterému se po několika letech výzkumu podařilo navrhnout možnost sjednocení výroby závitů prostřednictvím své univerzální rozměrové palcové řady závitů. Vyvrcholení snah o sjednocení přineslo příznivé výsledky také ve Spojených státech, kde zhruba v podobné době jako v Británii došlo ke standardizaci, též palcového závitu, Williamem Sellersem. Tento zavedený systém byl označen později jako United



*Obr. 4.: Joseph Whitworth [11]*

States Standard (USS). Standardizace však stále nebyla plnohodnotná a normy nebyly sjednoceny napříč státy. V období první a druhé světové války se tento problém prohloubil, a to vedlo k zavedení mezinárodně uznávané normy pro metrické závity International Organization for Standardization (ISO), a to v roce 1947. V zemích používajících imperiální jednotky jako je Spojené království, Spojené státy a Kanada došlo o rok později k vytvoření jednotné normy pro palcové závity (UTS). Výše uvedené normy lze také doplnit německými normami DIN, které jsou dnes též mezinárodně uznávané. Díky normalizaci došlo ke značnému zrychlení výroby, zlepšení dostupnosti a ceny závitových prvků a také se objevily nové možnosti z hlediska sériové a hromadné výroby. [5], [6], [8], [9]

Označení jednotlivých druhů spojovacích a pohybových závitů, které jsou používány v České republice definuje norma ČSN 01 4004 a jsou zpřehledněny v následujících tabulkách.

*Tab. 1.: Používané spojovací závity*

ZÁVIT	OZN.	NÁZEV NORMY	OZN.NORMY
Metrický	M	Závity ISO pro všeobecné použití – Základní profil – Část 1: Metrické závity	ČSN ISO 68-1
		Metrické závity ISO pro všeobecné použití – Přehled	ČSN ISO 261
		Metrické závity ISO pro všeobecné použití – Základní rozměry	ČSN ISO 724
		Metrické závity pro jemnou mechaniku a optiku. Průměry a rozteče	ČSN 01 4021
		Metrický závit pro součásti z plastů	ČSN 01 4026
Whitworthův	W	Základní pravidla zaměnitelnosti. Whitworthův závit	ČSN 01 4030
Trubkový válcový	G	Trubkové závity pro spoje netěsnící na závitěch – Část 1: Rozměry, tolerance, označování	ČSN EN ISO 228-1
Tr. vnější kuželový	R	Trubkové závity pro spoje těsnící na závitěch – Část 1: Rozměry, tolerance, označování	ČSN ISO 7-1
Tr. vnitřní kuželový	Rc		
Tr. vnitřní válcový			
Oblý	Rd	Základní pravidla zaměnitelnosti. Oblé závity	ČSN 01 4037
Edisonův	E	Edisonův závit	ČSN 01 4038
Pancéřový	P	Pancéřový závit	ČSN 01 4035
Unifikovaný palcový	UN UNC UNF	Unified Inch Screw threads	ANSI/ASME B1.1-2003
	UNEF UNS	Unified Screw threads	BS 1580

*Tab. 2.: Používané pohybové závity*

ZÁVIT	OZN.	NÁZEV NORMY	OZN.NORMY
Lichoběžníkový rovnoramenný	Tr	Základní pravidla zaměnitelnosti. Lichoběžníkový závit rovnoramenný jednochodý	ČSN 01 4050
		Základní pravidla zaměnitelnosti. Lichoběžníkový závit rovnoramenný vícechodý	ČSN 01 4051
Lichoběžníkový nerovnoramenný (Pilový)	S	Lichoběžníkový závit nerovnoramenný. Základní rozměry	ČSN 01 4052

## 2.4. Výroba závitů

Závity lze vyrábět ručním, nebo strojním způsobem. Není-li vyžadována vysoká výrobní přesnost a jedná se o kusovou výrobu, pak nejčastěji volíme ruční způsob výroby. Jedná-li se však o sériovou výrobu, kde je navíc kladen důraz na rozměrové tolerance, jakost povrchu a minimalizaci výrobního času, volíme raději výrobu za pomoci strojů. Závity můžeme vyrábět různými strojními operacemi, mezi které řadíme soustružení, frézování, broušení či tváření (válcování). Výrobu lze dále rozdělit podle toho, jedná-li se o závit vnitřní, nebo vnější.

Pro výrobu vnějších závitů se využívají závitové čelisti, a to buďto dělené, nebo kruhové (viz *Obr.5* a *Obr.6*). Materiálem pro výrobu čelistí bývá nejčastěji rychlořezná ocel s možným povlakováním. Při výrobě závitů je nutné použít vhodný olej pro řezání (válcování) závitů. Dělená závitová čelist se skládá ze dvou částí, které jsou vloženy do vratidla. Čelist poté můžeme stahovat nebo roztahovat pomocí stavěcího šroubu, čímž je možné měnit průměr řezaného závitu. Je zde však nižší přesnost výroby závitu.



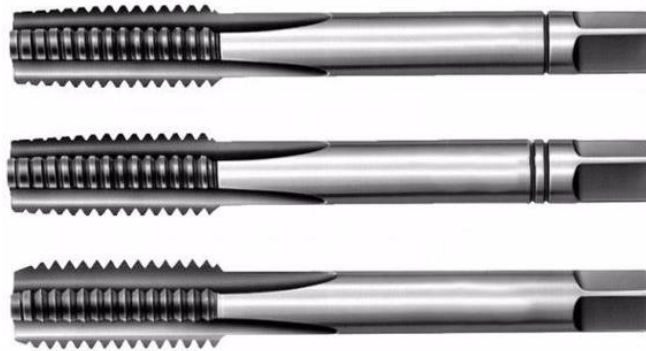
*Obr. 5.: Dělená závitová čelist [12]*

Kruhová závitová čelist (též závitové očko) má oproti té dělené pevně daný průměr, který vkládáme do vratidla. Pro různé průměry závitu je tedy nutné použít rozdílné závitové čelisti.



*Obr. 6.: Kruhová závitová čelist [12]*

Pro výrobu vnitřních závitů se používají závitníky (viz Obr.7). Na jejich kuželovém povrchu se vyskytují závitové mezery vytvářející břity, které vyřezávají profil závitů. Pro výrobu ručním způsobem se používají sadové závitníky. Jedna sada obsahuje tři závitníky. Předřezací, řezací a dořezávací, který má navíc funkci kalibru. Pokud se jedná o strojní způsob výroby, používá se pouze jeden závitník s krátkým řezným kuželem. Ten se však neumísťuje do vratidla, ale do závitorezné hlavy. Závitníky jsou obvykle vyrobeny z rychlořezné oceli (například s PVD povlakem TiN) nebo ze slinutých karbidů (opět za použití různých druhů povlaků). Velikost a tvar vybraného závitníku jsou dány vlastnostmi materiálu (obrobitelností), do kterého chceme závit zhotovit.



*Obr. 7.: Sada závitníků [14]*

Při strojním způsobu výroby soustružením dochází k řezání závitů za pomoci speciálních závitových tvarových nožů, které mohou být jednobřité nebo vícebřité pro výrobu víceprofilových závitů. Nože mohou být monolitní vyrobené z rychlořezné oceli, nebo s připájenou destičkou ze slinutého karbidu, nebo s vyměnitelnými břitovými destičkami. Je zde třeba klást důraz na správné upínání nástroje i obrobku. Posuv nástroje při soustružení je roven stoupání závitů. Další možností je frézování, kde je závit vyráběn nástrojem zvaným závitová fréza, která má tvar závitové mezery. Frézy mohou být kotoučové, hřebenové nebo stopkové nebo umožňují-li to možnosti stroje, může být současně vrtána díra a řezán závit za pomoci obkružovací frézovací hlavy. Pro výrobu přesných šroubů nebo jako dokončovací operaci lze použít technologii broušení za pomoci jednodílných nebo hřebenových kotoučů. Na speciálních bruskách tak lze dosáhnout dobrých jakostí povrchů, přesných profilů a stoupání závitů. Výroba závitů tvářením je další alternativou. Za pomoci plochých nebo kotoučových čelistí tvarovaných dle profilu závitů dochází k plastické deformaci, a tím k zpevnění povrchových vrstev

materiálu, aniž by došlo k poškození vnitřní struktury. Závity vytvořené válcováním mohou tím pádem přenášet zatížení větší než například závity obráběné. Z hlediska produktivity výroby se jedná o nejlepší možnost. [12], [13]

## 2.5. Tolerování závitů

Rozlišujeme tolerance pro závit vnitřní a vnější. U vnějších závitů předepisujeme tolerance na velký průměr  $d$  [mm] a střední průměr závitu  $d_2$  [mm]. U vnitřních na malý průměr  $D_3$  [mm] a střední průměr závitu  $D_2$  [mm]. Nejpoužívanějším uložením v oblasti tolerování závitů je uložení s vůlí (Tab.3), které definuje norma ČSN 01 4315. Nalezneme zde doporučená uložení a hodnoty mezních úchylek pro ISO metrické závity. Dále lze rozlišovat uložení přechodná (Tab.4) definovaná normou ČSN 01 4316 a uložení s přesahem (ČSN 01 4317), viz Tab.5 [2]

Tab. 3.: Uložení s vůlí

Matice		Šroub			Druh lícování	Použití
G	H	e	g	h		
	4H5H			4h	Jemné	Pro přesné závity
6G	5H6H 6H	6e	6g	6h	Střední	Všeobecné použití
	7H		8g		Hrubé	Pro méně přesnou výrobu

Tab. 4.: Uložení přechodné

Závit	Průměr závitů	d [mm]		Základní úchylka	Stupeň přesnosti
		od	do		
Vnější	d [mm]	5	45	g, h	6
	d <sub>2</sub> [mm]	5	16	jk, k, m, mn	1, 2, 4
		18	30	j, k, m, mn	1, 2, 4
		33	45	jh, k, mn	1, 4
Vnitřní	D [mm]	5	45	H	-
	D <sub>2</sub> [mm]	5	30		2, 3, 4, 5
		33	45		2, 5
	D <sub>3</sub> [mm]	5	45		5, 6

*Tab. 5.: Uložení s přesahem*

Závit	Průměr závitů	Základní úchytky při rozteči P		Stupeň přesnosti
		do 1,25 mm	přes 1,25 mm	
Vnější	$d$ [mm]	e	c	6
	$d_2$ [mm]	n, p, r		2, 3
Vnitřní	$D$ [mm]	H		-
	$D_2$ [mm]	H		2
	$D_3$ [mm]	D	C	4, 5

## 2.6. Kontrola závitů

Nedílnou součástí procesu výroby závitů je také jejich kontrola. Při měření nás zajímá jmenovitý průměr závitů, pro jehož zjištění se používají délková měřidla jako je posuvné měřítko a mikrometr, případně optika. Střední průměr závitů lze měřit speciálním mikrometrem se závity, nebo pomocí tzv. „třídrátkové“ metody, která je vymezena normou ČSN 25 4108. Stoupání závitů lze podle požadované přesnosti měřit například závitovými šablonami, posuvným měřítkem anebo koncovými měrkami. Při kontrole vnitřních závitů pracujeme se závitovými trny. Závitový trn má dvě strany – dobrou a zmetkovou, která bývá většinou označena červeným proužkem. U kontroly vnějšího závitů jsou používány závitové kalibračními kroužky anebo třmenový závitový kalibr (viz Obr.8), u kterých se opět bude vyskytovat dobrá a zmetková strana. Aby byl kontrolovaný závit označen jako vyhovující, musí platit, že závit projde dobrou částí kalibru, respektive kalibračního kroužku v celé své kontrolované délce a zároveň půjde zašroubovat do zmetkové části maximálně v rozsahu dvou otáček. Pokud by prošel zmetkovou částí v celé své kontrolované délce, nebo by naopak nešel zašroubovat do dobré části kalibru, jedná se o špatně vyrobený závit. Pro přesná měření závitů se mohou použít také mikroskopy, pomocí kterých lze zjišťovat všechny charakteristiky závitů. [15], [16]


*Obr. 8.: Závitové kalibry [17]*



## 2.7. Povlakování závitů

Pro povrchovou úpravu šroubů, matic a také podložek lze použít různé technologie povlakování. Volba způsobu povlakování se bude odvíjet od velikosti požadované plochy a prostředí, kterému má být součást schopna odolávat. Povlakové vrstvy mohou být použity jako protikorozní a chemická ochrana, pro zvýšení ořezuvzdornosti, tlumení vibrací anebo zvýšení těsnosti samotného spoje, tedy vymezení axiálních vůlí mezi závity. Základní skupiny povrchových úpravy jsou shrnuty v Tab.6.

Tab. 6.: Přehled povrchových úprav závitů

Základní skupina povrchové úpravy	Podkladový kov	Povrchová úprava
Nekovové anorganické povlaky	ocel, litina, hliník a jeho slitiny	černění, fosfátování, anodická oxidace
Kovové elektrolyticky vyloučené povlaky	ocel, litina	zinkování, kadmiování, cínování, niklování, niklování na mezivrstvě mědi, niklování a chromování
	měď a její slitiny	vylučování slitinových povlaků, niklování, niklování a chromování, cínování
Kovové mechanicko – chemicky vyloučené povlaky	ocel, litina	zinkování, kadmiování, vylučování slitinových povlaků
Kovové difuzní povlaky	ocel, litina	chromování
Vakuové povlaky	ocel, litina	zinkování, kadmiování, hliníkování
Chemicky vyloučené povlaky	ocel, litina	niklování

V oblasti povlakování ocelí je nejpoužívanějším prvkem zinek. Pro zlepšení a podporu požadovaných mechanických vlastností povlaků, které by za použití samotného zinku nebyly obstojné, se však většinou zinek používá ve slitinách s dalšími prvky jako jsou například hliník, měď, titan, nikl a chrom. Důvodů pro použití zinku je mnoho. Je poměrně dobře stálý na suchém vzduchu a při působení vlhkého vzduchu vytváří zásadité uhličitany, jež jej chrání před další možnou korozí. Dále je to dobrá korozní odolnost ve sladké i slané vodě a výhodný anodický charakter zinku vůči oceli, který je patrný z Beketovovy řady kovů (standardních

elektrodoových potenciálů). V případě mechanicky poškozených míst povlakované oceli zinek katodicky chrání odkrytá místa. Povlaky je možno nanášet pomocí máčení, stříkání anebo prostřednictvím technologie dip-spin coating (namáčení a odstředění v bubnu). Následuje proces vysoušení a vytvrzování. Jako další by se dala zmínit technologie Delta-protect od německé firmy Dörken, která je velice výhodná z hlediska nízké teploty vytvrzování (do 200 °C). U takovýchto teplot nevzniká riziko ztráty vlastností vzniklých popouštěním u pevnostních šroubů. Elektrolytické povlaky slitin zinku se nejčastěji používají pro šrouby a matice menších rozměrů a nacházejí uplatnění především v automobilovém a elektrotechnickém průmyslu. Pro šrouby a matice větších rozměrů se častěji používá žárové povlakování ponorem v roztaveném kovu. Měření tloušťky naneseného povlaku může být provedeno pomocí magnetických nebo rentgenových metod, popřípadě, je-li to nutné kvůli vzájemné neshodě dvou zmíněných metod, použije se měření mikroskopem dané normou EN ISO 1463. Zkouška neutrální solnou mlhou se pak používá pro hodnocení jakosti povlaku, kde po dané době trvání zkoušky (dáno normou ISO 9227) nesmí být patrné žádné korozní projevy základního kovu. [18], [19], [22]

## 2.8. Mazání závitů

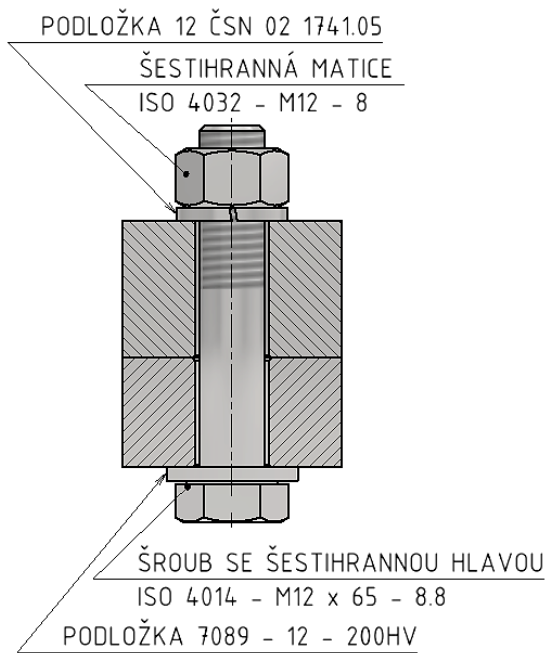
Při procesu utahování šroubového spoje má přítomnost mazacích prostředků jak v závitech, pod hlavou šroubu, případně pod maticí, zásadní vliv na vyvození potřebných svěrných sil, a to zejména kvůli snížení koeficientu smykového tření, tlaků a také opotřebení mezi dvěma povrchy. Mazání také umožňuje přesněji definovat velikosti utahovacích momentů na klíči, a tím pádem přesnější způsob montáže. Je také výhodné z hlediska demontáže, která může být podle typu použitého maziva zaručena i po několika desítkách let. Při aplikaci maziva na závitové plochy dochází vlivem rostoucích tlaků během utahování k jeho vytlačování. To může mít za následek porušení mazacího filmu a započítí procesu zadírání, což je forma poškození povrchu, která se vyznačuje mikroskopickým, obvykle lokalizovaným zdrsněním a tvorbou výčnělků nad původním povrchem. Na maziva je tedy kladeno několik požadavků zaručující požadované funkce závitové dvojice. Musí mít schopnost odolávat velkým tlakům vznikajících při utahování a neměnný součinitel tření při různě velkých utahovacích momentech. Mělo by se

také co nejlépe uchytit do povrchu závitů, a tím minimalizovat jeho vytlačování mimo prostor závitových ploch.

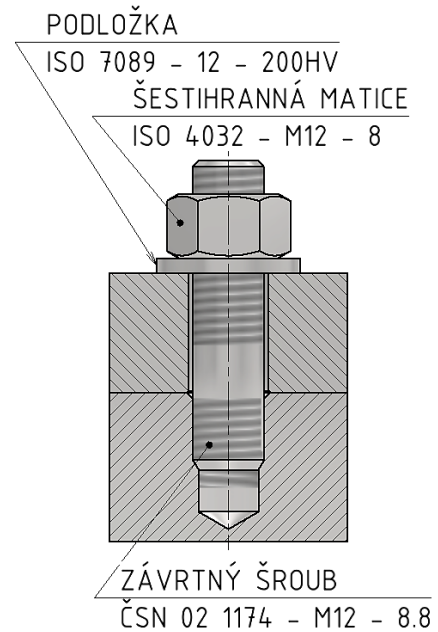
Volba použitého maziva bude opět záviset na konkrétní aplikaci a požadovaných vlastnostech šroubového spoje. Dominantním bude již zmíněný koeficient tření, pro jehož snížení se používá olejů, plastických maziv, tuhých maziv a kluzných laků. Oleje a plastická maziva jsou používány pouze v základních aplikacích, jelikož nejsou vhodné z hlediska odolávání vyšším tlakům a také stárnutí. Pro vysokoteplotní aplikace, které přesahují i 400 °C, se používá grafit, který řadíme mezi tuhá maziva. Má dobrou přilnavost na závitové plochy a odolává vysokým tlakům. Běžně je možné použít také plastická maziva s přísadou grafitu či sulfidu molybdenu ( $MoS_2$ ). Moderní variantou a velice efektivní variantou jsou kluzné laky, jež jsou tvořeny za pomoci tuhých maziv (např. již zmíněný grafit) v kombinaci s rozpouštědly. Součástí je zde, podobně jako u různých metod povlakování, proces vytvrzování, a to buďto na vzduchu, nebo je možno součást, na níž je kluzný lak nanesen, vytvrdit v peci. V mimořádných případech je u takto upravených závitů snížen koeficient tření až na hodnotu  $f \approx 0,03$ . [20], [21], [22]

### 3. Šroubové spoje

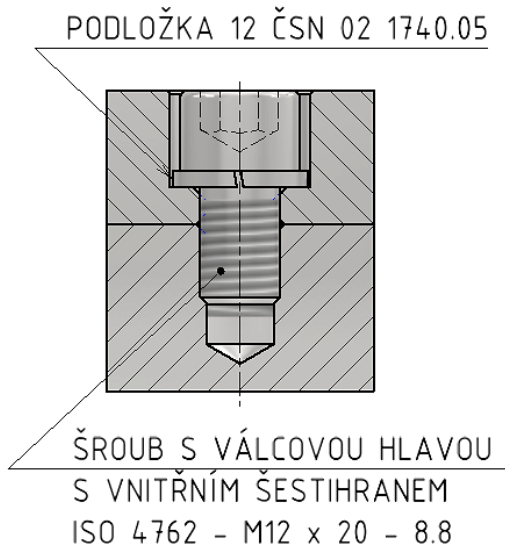
Výhodou šroubových a závitových spojů používaných v technické praxi je jejich pevnost, spolehlivost a rozebíratelnost, tedy možnosti opakované montáže a demontáže strojních zařízení a sestav. Ke spojování dochází za pomoci různých druhů šroubů, matic a podložek anebo je závit vyroben přímo ve spojované součásti. Procesem utahování závitových dvojic je pak vytvořeno pevné rozebíratelné spojení, které může být schopno přenášet axiální, ale i radiální zatížení, a to statické i dynamické. Vlastnosti a provozní možnosti šroubového spoje závisí na správném dimenzování jednotlivých součástí, jejich jakostech povrchu, dále na použitých konstrukčních materiálech, povlacích a mazivech a rovněž na správně provedené montáži. Díky normalizaci a standardizaci závitů a spojovacích prvků nám trh nabízí nepřeberné množství typů šroubů a matic. Jednotlivé typy šroubových spojů se odvíjí od konkrétního způsobu jejich aplikace a kladených požadavků. Několik základních možností provedení šroubových spojů je naznačeno na obrázcích níže. Základní typy používaných konfigurací šroubových spojů jsou naznačeny na následujících obrázcích. [22]



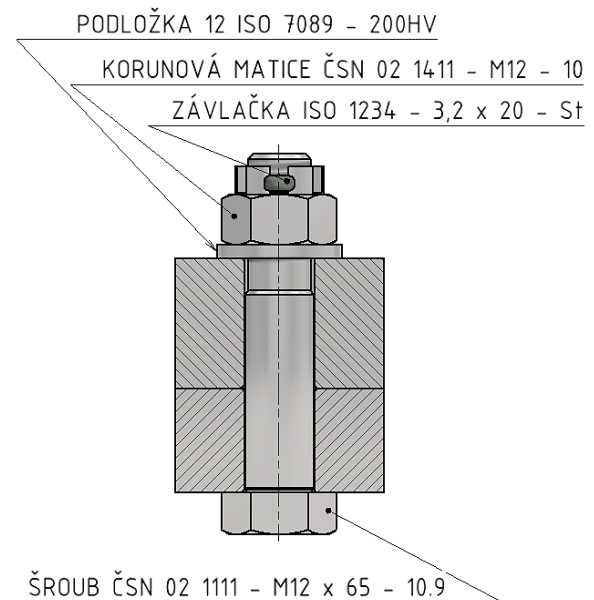
Obr. 9.: Spoj s průchozími dírami [autor]



Obr. 10.: Spoj se závrtným šroubem [autor]



Obr. 11.: Spoj se zapuštěnou hlavou šroubu [autor]



Obr. 12.: Spoj s lícovaným šroubem, korunovou maticí a závlačkou [autor]

### 3.1. Způsoby a kontrola montáže šroubových a závitových spojů

Vhodná volba metody, či samotné provedení utahování šroubového spoje má zásadní vliv na velikost požadovaného předpětí. Tímto způsobené nedostatečné předpětí, nebo naopak přetížení spoje je jednou z nejčastějších příčin selhání šroubového spoje, a to až ze 70 %. Dále je třeba věnovat náležitou pozornost také mazání a povrchovým úpravám, které ovlivňují tření v závitě a dosedací ploše. K porušení šroubu přetížením může dojít již při montáži, nebo až v provozním stavu vlivem zvýšení napětí a teploty. Nedotažení šroubu může být příčinou nežádoucího chvění spoje a může vést až k únavovému lomu. Pro každou z metod procesu utahování lze předpokládat rozdílnou technologickou náročnost a také určité stupně rozptylu předpětí. Pro určení potřebného momentu na klíči lze využít normovaných tabulek, nebo ho lze určit za pomoci výpočtových vztahů mezi utahovacím momentem a výsledným napětím ve šroubu.

Z hlediska doporučených způsobů montáže existuje několik možností, které se odvíjejí od druhu použitých komponent, možností montážního pracoviště a kvalifikovanosti obsluhy. Montáž je možno provádět ručně za pomoci ručních maticových klíčů a šroubováků, nebo prostřednictvím šroubováků a utahováků řízenými elektricky, pneumaticky anebo hydraulicky. K běžnému použití v praxi a pro menší rozsahy utahovacích momentů je tu klasický momentový klíč (ohybový nebo torzní), kde po dosažení předem nastaveného momentu dojde k přeskočení zubu v utahovací hlavě. Alternativou je torzní momentový klíč, u kterého dochází k přenosu momentu přes torzní pružinu, jejíž deformace je zobrazena na kalibrované stupnici. Dále je možno použít momentový šroubovák či klíč klasický, nebo digitální. U digitálního lze využít zaznamenávání počtu dotažení, optické i akustické signalizace přetížení a po připojení k počítači také například statistického vyhodnocení získaných dat. Tyto možnosti se odvíjejí od konkrétního modelu. AKU momentový šroubovák může nabídnout, opět podle modelu, plynulou regulaci otáček dvourychlostní převod, elektrickou brzdu, automatické blokování sklíčidla, což zjednodušuje výměnu nářadí, nebo několika stupňovou spojku pro přesné nastavení utahovacího momentu. Pro větší utahovací momenty (řádově desítky tisíc Nm) lze použít elektrický utahovák, který dokáže dosáhnout požadovaných hodnot předpětí s relativně dobrou přesností (asi 3 %). Při správně manipulaci a zajištění těla utahováku proti otáčení se lze dostat až na hodnoty okolo 40 000 Nm. Podobné

hodnoty utahovacího momentu lze vyvinout také za pomoci pneumatického utahováku, avšak obvykle s o něco větší chybou. V případě utahování velkých šroubů se nabízí hydraulický utahovák, který dokáže vyvodit momenty až 75 000 Nm. U takto vysokých momentů však může vzniknout komplikace při aretaci těla utahováku.

Při procesu montáže šroubového spoje je také třeba vyvozované montážní předpětí sledovat a kontrolovat. Většina metod je založena na znalosti Hookeova zákona, kde v oblasti jeho platnosti víme, že napětí vznikající ve šroubu je přímo úměrné jeho deformaci, tedy prodloužení a také úhlu pootočení.

Kontrolu předpětí měřením úhlu pootočení matice můžeme realizovat za pomoci speciálního úhlooměru. Utáhneme šroub až po dosednutí spojovaných součástí a poté následuje utahování o předem daný úhel. Kvůli dostatečné přesnosti výsledků nachází tato metoda uplatnění spíše u šroubů větších délek, kde je od dosednutí až po konečné utažení pozorován dostatečně velký úhel pootočení. Další možností je kontrola předpětí měřením prodloužení šroubu při utahování, a to například mikrometrem nebo za pomoci ultrazvuku. Měření prodloužení mikrometrem není vždy vhodné, protože vyžaduje přístup k oběma koncům šroubového spoje a také je nutné měření během montáže několikrát opakovat, což značně prodlužuje proces montáže. Jedná se však o levnější a jednodušší variantu bez náročnosti na kvalifikovanost obsluhy. Měření ultrazvukem probíhá prostřednictvím sondy, která vysílá ultrazvukové vlny jádrem šroubu. Ty se pak odráží od čela a putují zpět k sondě. Přístroj měří čas, za jaký se vlna vrátí a na základě toho pak stanoví délku šroubu. Tento způsob měření prodloužení má tedy, díky své opakovatelnosti a přesnosti, při montáži značnou výhodu oproti mikrometru. Další výhodou je také měření ve velkém rozsahu délek šroubů od 12 mm až do 2,4 m. V neposlední řadě lze ke kontrole předpětí použít speciální identifikační přípravky. Na trhu jsou dostupné různé šrouby, matice a podložky, které jsou schopny na základě jistých konstrukčních úprav samy identifikovat velikosti vznikajícího předpětí. Za zmínku stojí šrouby RotaBolt, v jejichž těle je uložen svorník a na hlavě šroubu je otočný prvek. Mezera mezi zmiňovaným prvkem a svorníkem je rovna požadovanému prodloužení, které je přes Hookeův zákon přímo svázané se vznikajícím předpětím ve šroubu. Po dosažení kýženého prodloužení se svorník opře o otočný prvek, a tím dojde ke znemožnění dalšího

utahování. Lze použít také identifikační podložky, které jsou vybaveny prolisy. Tyto prolisy se při daných hodnotách zatížení deformují a dochází k vytlačování barevné silikonové hmoty, což indikuje dosažené montážní předpětí. [9], [23], [24]

### 3.1.1. Proces montážního utahování předepjatého spoje

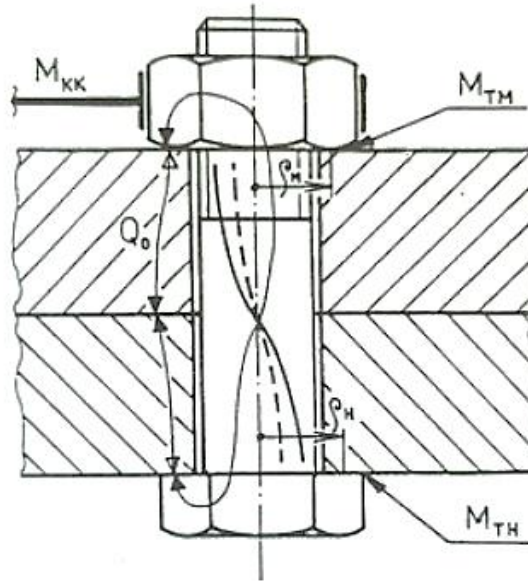
Výchozím stavem procesu utahování, ze kterého budeme vycházet je stav, kdy matice dosedla na horní desku, ve spoji nejsou vůle a prozatím nedošlo k působení svěrných sil. Při každém otočení klíčem o úhel  $2\pi$  dojde k posunu matice směrem k hlavě šroubu o hodnotu rozteče. V teoretickém případě, kdy by byly spojované součásti absolutně tuhé, došlo by k prodloužení šroubu o  $\Delta L$ . Kdyby byl absolutně tuhý naopak šroub, stlačilo by se o  $\Delta L$  poddajné okolí otvoru v deskách. V realitě nastane kombinace a dojde k rozdělení deformace na prodloužení šroubu  $\Delta l_S$  a stlačení desek v okolí otvoru  $\Delta l_D$ , a to v obráceném poměru tuhostí daných součástí. Napětí vznikající ve šroubu při montáži je dáno následujícím vztahem.

$$\sigma_t = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l_S}{l_S} = \frac{Q_0}{S_3},$$

3.1.1.1.

kde  $E [Nmm^{-2}]$  je modul pružnosti v tahu šroubu,  $\varepsilon [-]$  je poměrné prodloužení šroubu,  $l_S [mm]$  je původní délka šroubu,  $Q_0 [N]$  je osová síla (předpětí) vznikající ve šroubu a  $S_3 [mm^2]$  je průřez dřívku.

Totožná osová síla  $Q_0$ , která natahuje šroub působí také mezi hlavou šroubu a maticí, kde svírá spojované desky, čímž vzniká uzavřený silový okruh, který je schematicky znázorněn v následujícím *Obr.13* prostřednictvím silokřivky  $Q_0$ . V místě styku spojovaných desek je také vyobrazena dvojice protisměrných šipek, což má připomínat platnost principu akce a reakce. Vektorově pak síla  $Q_0$  působí v ose spoje. Předpětí postupně narůstá od nuly až po hodnotu požadovaného předpětí.



Obr. 13.: Silový tok v předepjatém šroubovém spoji [25]

Kromě momentu na klíči  $M_{KK}$ , díky kterému dochází k otáčení matice, se na spoji vyskytují i následující momenty popsány rovnicemi 3.1.1.2. až 3.1.1.4.

Třecí moment pod maticí:

$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot \rho_M$$

3.1.1.2.

Moment v závitě

$$M_Z = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

3.1.1.3.

Třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{TH} = Q_0 \cdot f_H \cdot \rho_H,$$

3.1.1.4.

kde  $f_M$  a  $f_H$  jsou součinitele tření pod maticí a pod hlavou šroubu a  $\rho_M$  a  $\rho_H$  jsou příslušné střední třecí poloměry dosedacích ploch. Potřebný moment na klíči je pak dán součtem

$$M_{KK} = M_{TM} + M_Z,$$

3.1.1.5.



kde jeho část  $M_{TM}$  je využita na překonání tření pod maticí a druhá část  $M_Z$  postupuje přes závit do dříku šroubu. [25]

### 3.2. Pojišťování šroubových spojů

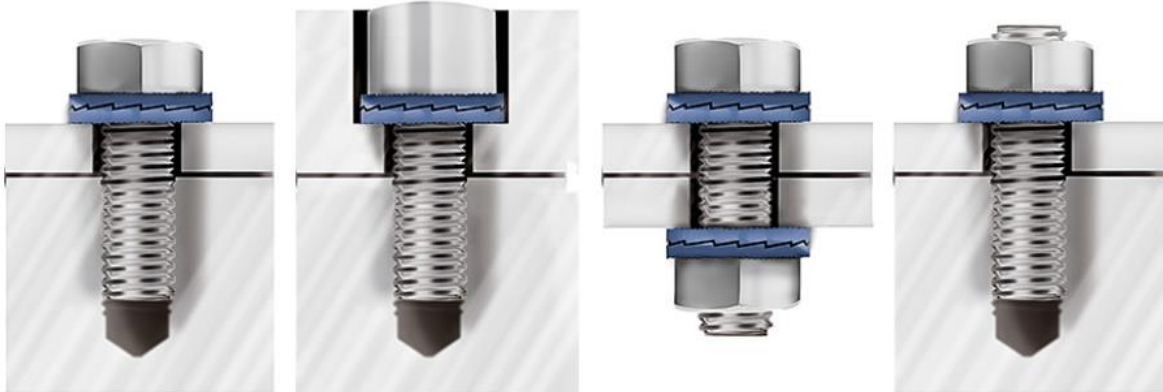
Šroubové spoje mohou být za provozu vystaveny různým dynamickým účinkům, otřesům a vibracím vlivem činnosti stroje anebo špatně provedenou montáží (nedotažení spoje). To může vést k jejich následnému uvolnění nebo selhání. Těmto stavům lze zabránit za pomoci vhodného pojišťování.

Z hlediska použitých principů můžeme typy pojišťování rozdělit do tří základních skupin.

Při **mechanickém pojišťování** dochází ke znemožnění pootočení matice nebo hlavy šroubu za pomoci dalších součástí k tomu určených. Základním pojištěním, které se však v současnosti kvůli časové náročnosti výroby a montáže moc nepoužívá, je aplikace korunové matice a závlačky. Nejprve se utáhne korunová matice a poté se závlačka protáhne zářezem v matici a dírou ve šroubu. Poté ještě dojde k ohnutí konců závlačky, aby nedošlo k jejímu vypadnutí. Dnes je však tento typ pojištění nahrazen například samojistnou maticí s PAD (polyamid) vložkou, ohýbanou plechovou pojistnou podložkou, stavěcími šrouby do spár nebo je možné použít pro pojištění hlav šroubů nebo matic ke spojovaným součástem lokálně umístěnou svarovou housenku.

**Třecí pojistky**, jak už z názvu plyne, budou zvyšovat tření buďto přímo v závitů nebo ve stykových plochách pod maticí nebo hlavou šroubu. I do této skupiny lze zařadit pojištění pomocí samojistné matice s PAD vložkou, kde dochází ke zvýšení tření deformováním polyamidového kroužku při procesu montáže. Dalším zástupcem jsou deformovatelné matice, které se při procesu utahování deformují, a navyšují tak tření v závitě. Pro aplikace šroubových spojů, kde dochází k velkým vibracím a rázům a je třeba značné zvýšení tření v dosedacích plochách se nabízí použití pružných a ozubených podložek. Do této skupiny se také často řadí speciální podložky typu „NordLock“, „HeicoLock“ či „Twin-lock“ (viz *Obr 14*), které jsou dodávány v páru a fungují na podobném principu. Je zde využíváno principu závěrných klínů, kde je stěžejním faktorem rozdíl úhlů stoupání, přičemž úhel stoupání závitu šroubu je nižší než úhel klínu. Při nežádoucím povolování

šroubu dojde vlivem specifického tvaru těchto podložek k zvýšení osového předpětí ve šroubu, a tím i tření v závitě. [9], [26]



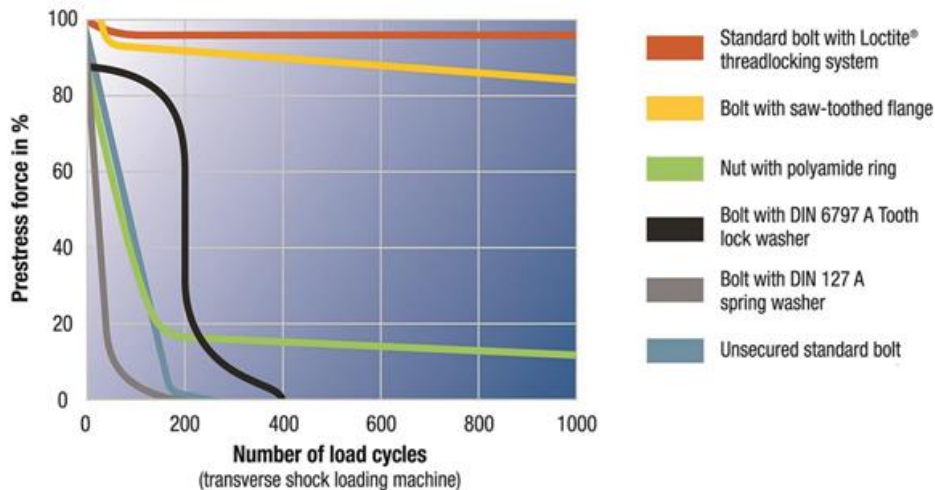
*Obr. 14.: Aplikace podložek Twin-lock [26]*

Moderním způsobem pojišťování šroubových spojů je použití **lepidel a tmelů**. Tyto přípravky jsou na trhu nabízeny v kapalné formě nebo ve formě past. Mohou plnit těsnící a pojišťovací funkci, a to podle typu i za vysokých teplot. Za zmínku rozhodně stojí přípravky LOCTITE od firmy Henkel. Tyto přípravky nabízí velké množství výhod:

- mazání při procesu montáže,
- plnění těsnící funkce bez ohledu na utahovací moment,
- zaručená demontáž i po letech,
- k vytvrzení dochází až při spojení,
- snadné dávkování,
- dobrý poměr cena – výkon.

Pro běžné konstrukční aplikace, kde nedochází k velkému namáhání, lze použít přípravek Loctite 243, jenž dosahuje nižších pevností. Pro vysoce zatěžované spoje je nabízen zajišťovač závitů Loctite 270. [9]

Podobně jako u různých konstrukčních řešení, tak i zde jsou schopnosti pojišťovacích prostředků experimentálně ověřovány. Výsledky takovýchto měření jsou vyobrazeny na *Obr. 15*, viz níže.



Obr. 15.: Experimentální ověření pojišťovacích schopností [9]

Z grafu je patrné, že v závislosti na počtu zatěžovacích cyklů vykazují šrouby s použitím výše zmíněných přípravků Loctite výrazně menší pokles osového předpětí než například samojistná matice s PAD vložkou. Nicméně použití konkrétní pojištění šroubového spoje vždy závisí na konkrétní aplikaci a volbě konstruktéra. [9]

### 3.3. Poruchy a selhání šroubových spojů

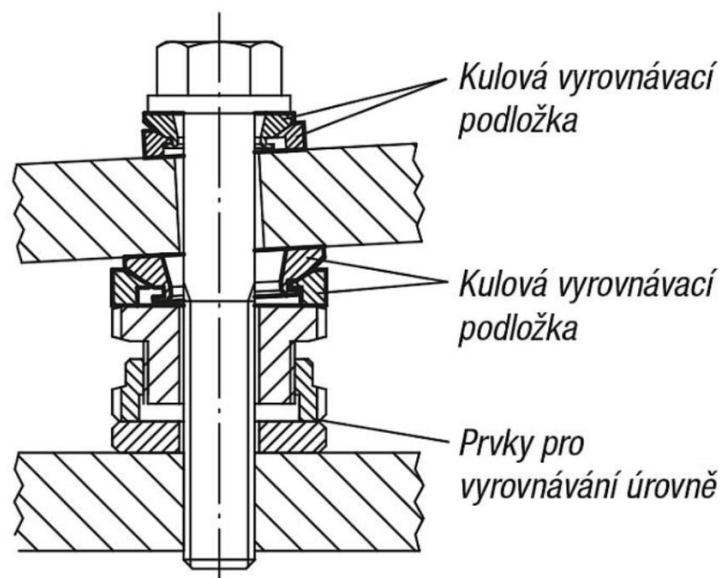
Jak již bylo zmíněno v několika předchozích kapitolách, selhání šroubového spoje může mít mnoho příčin. Většina poruch vzniká z důvodu nedostatečné pozornosti věnované dimenzování spojovacích prvků, dále je to špatné provedení a volba způsobu montáže a v neposlední řadě je nutno brát v potaz také vliv prostředí, kterému je spoj vystaven za provozu.

Z hlediska dimenzování je velice důležitým faktorem analýza způsobu namáhání. Kromě standardního působení osových sil a kroutícího momentu může vlivem nepřesnosti výroby dojít k tomu, že dosedací plochy pod hlavou šroubu a maticí nejsou rovnoběžné a kolmé na osu šroubu, což má za příčinu vznik přídatného ohybového namáhání. Ohyb může také vzniknout vlivem deformace spojovaných součástí při zatížení. Eliminovat tento stav lze například použitím kulových vyrovnávacích podložek (viz Obr. 16), nebo rovnoběžným opracováním ploch spojovaných součástí. Další variantou možného zatížení je šroubový spoj zatížený dynamickou příčnou silou. V takovém případě může dojít k povolení spoje, a tím tedy ke ztrátě předpětí. Důvodem je vznik relativního pohybu mezi spojovanými součástmi, který může implikovat rotaci hlavy šroubu a matice, a tím

spoj povolovat. Nepřesné znalosti o skutečné povaze vnějších sil lze kompenzovat zvýšením míry bezpečnosti aplikované při výpočtech.

Při nekvalitně provedené montáži anebo absenci vhodných pojišťovacích prvků jako jsou tvarové podložky dochází ke vzniku nedostatečného předpětí ve spoji. To má za následek umocnění vlivů působících dynamických sil, vznik otřesů a vibrací. Navíc je třeba na šroub, kvůli jeho závitové části nahlížet jako na součást s vrubem. To vše ovlivňuje únavovou pevnost a je třeba tomu věnovat pozornost kvůli vzniku únavových lomů. Místo vzniku lomů lze s velkou mírou přesnosti předpokládat v místech největší koncentrace napětí, kterou můžeme obvykle pozorovat v místě prvního nosného závitu šroubu.

Na velikost předpětí mají také vliv teplota a deformace šroubu a spojovaných součástí. Za provozu při teplotách nad 150 °C může docházet ke změně mechanických vlastností šroubů a spojovaných součástí, a to zejména meze kluzu, ale i moduly pružnosti a součinitele teplotní roztažnosti částí šroubového spoje se s teplotou mění. To vše může být příčinou nežádoucí relaxace spoje, a tím snížení svěrné síly. Pro částečné snížení vlivu relaxace je lepší použít tvrdé kalené podložky místo měkkých. [9], [22], [27]



Obr. 16.: Spoj s vyrovnávací kulovou podložkou [28]

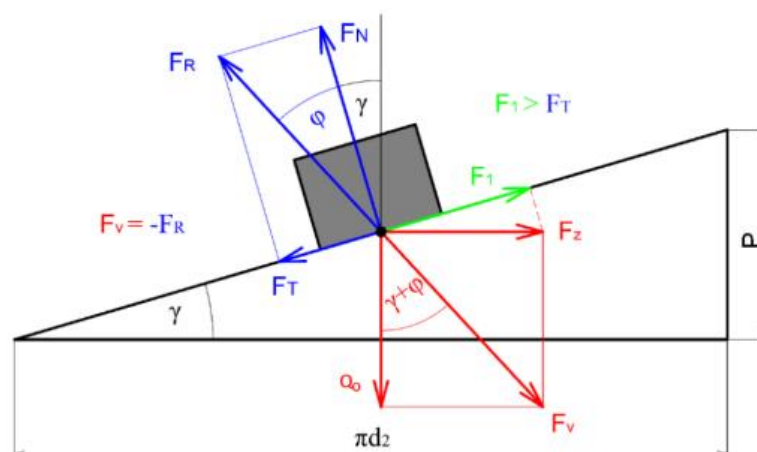
## 4. Silové a třecí poměry v závitové dvojici

Analýza silových a třecích poměrů v závitě je velmi důležitá. Chceme-li určit například utahovací moment potřebný k vyvození požadovaného osového předpětí ve šroubu, je znalost sil působících na závit stěžejní.

Pro základní představu o silových poměrech se používá model plochého profilu závitu. Z hlediska dalšího zjednodušení jsou zde síly, reálně působící v závitě, soustředěny v jednom bodě a u schématu je použita analogie pohybu tělesa po nakloněné rovině, která je skloněna o úhel stoupání závitu  $\gamma$ . Při procesu utahování matice obvodovou hnací silou  $F_Z$ , která má své působiště na polovině středního průměru závitu  $d_2$  a je vyvozena utahovacím momentem, dochází k pohybu tělesa po nakloněné rovině. Síla  $Q_0$ , působící v ose šroubu, odpovídá tíze pohybujícího se břemene. Vektorovým součtem těchto sil obdržíme výslednici  $F_V$ , která zároveň vyvozuje sílu  $F_R$  působící na stejné nositelce, avšak v opačném směru. Tuto reakční sílu lze opět rozložit, a to na třecí sílu  $F_T$  a sílu k ní kolmou, tedy  $F_N$ . Třecí složka, jak je známo, bude působit proti směru utahování matice. Úhel  $\varphi$  vznikající mezi silami  $F_R$  a  $F_N$  nazýváme třecím úhlem. Silové poměry vznikající při procesu utahování matice jsou vyobrazeny na Obr.17 a popisuje je následující vztah 4.1. [22], [29]

$$F_Z = Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$$

4.1.



Obr. 17.: Utahování matice samosvorného závitu [29]

V oblasti spojovacích závitů je třeba brát v potaz samosvornost závitové dvojice, která je stěžejní pro vznik předpětí ve šroubu. Pro pohybové šrouby je

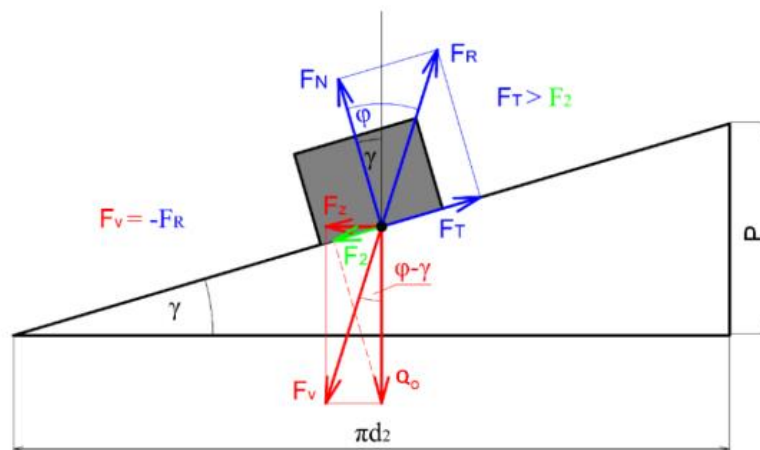
samosvornost obecně nežádoucí, avšak v některých případech je naopak vyžadována, a to například u svěráků. Samosvornost má vliv i při procesu povolování matice (Obr. 18). Pro splnění podmínky samosvornosti je třeba, aby třecí síla  $F_T$  byla větší, než síla  $F_2$ , která vzniká působením osové síly  $Q_0$ . Z této podmínky po sérii algebraických úprav vyplyne podmínka samosvornosti závislá na velikosti úhlu tření a úhlu stoupání závitu (viz rovnice 4.2.). [22], [29]

$$\varphi > \gamma$$

4.2.

$$F_Z = Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \gamma)$$

4.3.



Obr. 18.: Povolování matice samosvorného závitu [29]

V praxi však nachází nejčastější použití závity s profilem ostrým. Pro tyto profily je nutno výše uvedené vztahy, které byly odvozeny pro plochý profil závitu, upravit. Odlišným profilem dochází ke změně směru působení sil a výpočtové vztahy pro třecí sílu  $F_T$  lze zapsat následujícím způsobem dle rovnic 4.4. až 4.6. [22], [29]

Vzorec pro součinitel smykového tření v závitu

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' \approx \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

4.4.

Kroutící moment v závitu pro proces utahování matice s ostrým závitem

$$M_Z = \frac{d_2}{2} \cdot Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

4.5.

Kroutící moment v závitě pro proces povolování matice s ostrým samosvorným závitem.

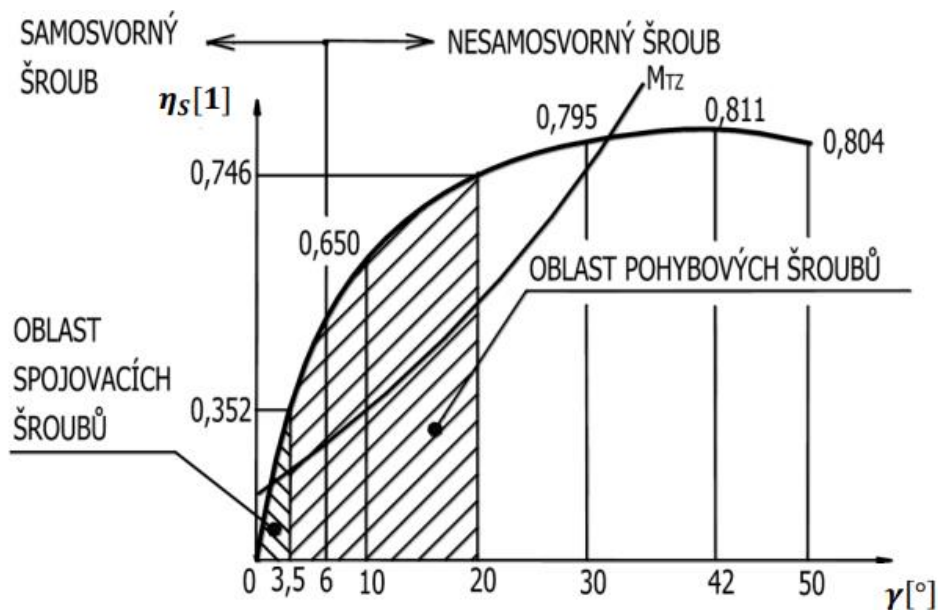
$$M_z = \frac{d_2}{2} \cdot Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma)$$

4.6.

Účinnost závitové dvojice pro proces utahování matice

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

4.7.



Obr. 19.: Účinnost závitové dvojice v závislosti na úhlu stoupání závitu [22]

V Obr.19 nastává mez samosvornosti při rovnosti úhlu stoupání  $\gamma$  a třecím úhlu  $\varphi'$  o velikosti  $6^\circ$ , kdy je účinnost závitové dvojice  $\eta_s = 0,5$ .

## 5. Návrh a kontrola pevnosti předepjatých šroubových spojů

Při návrhovém výpočtu konkrétních rozměrů a mechanických vlastností šroubu budeme vycházet ze stavu, kdy máme přibližnou představu o funkci a konkrétním uspořádání šroubového spoje a také známe povahu a velikost vnější síly  $F$  připadající na šroub. Postup výpočtu bude tedy mít jisté odlišnosti, bude-li se jednat o spoj zatížený staticky, nebo dynamicky. Je také nutno uvažovat kompaktnost, resp. těsnost spoje. Prakticky lze k návrhu šroubu přistupovat dvěma způsoby. V prvním případě se zvolí pevnostní třída šroubu, ze které lze přímo zjistit pevnost i mez kluzu v tahu. Následuje dimenzování pro dané namáhání, jehož výsledkem je průřez jádra  $S_3$ . Druhý způsob je opačný. Volíme průměr šroubu a následně v závislosti na namáhání hledáme vhodnou pevnostní třídu.

Zjednodušený a uživatelsky jednoduchý postup návrhu šroubu nabízí směrnice německé asociace strojních inženýrů VDI 2230, kde stačí zvolit pevnostní třídu šroubu, znát velikost a povahu namáhání a způsob utahování. Jinak lze vycházet ze známých postupů pro výpočty šroubů, které jsou naznačeny dále. [25]

## 5.1. Návrhový výpočet průměru šroubu

Požadavek těsnosti a kompaktnosti spoje lze částečně řešit zavedením součinitele provozního předpětí  $q$ , který zajišťuje, že i po zavedení provozní síly  $F$  zůstanou spojované (odlehčované) součásti sevřeny dostatečně velkou svěrnou silou  $Q_2$ .

$$q = \frac{Q_2}{F}$$

5.1.1.

Pro statické zatížení se tento součinitel volí v rozmezí  $0,5 \div 1,5$ . Pro proměnnou sílu jsou hodnoty vyšší ( $1 \div 3$ ). Dále lze při známé síle  $F$  a součiniteli  $q$  předběžně stanovit maximální hodnotu provozní síly na šroub ze vztahu 5.1.2.:

$$Q_1 = Q_2 + F = (1 + q) \cdot F$$

5.1.2.

Příslušné tahové napětí v jádře šroubu pak bude:

$$\sigma_{Q_1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{1 + q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot F \leq u \cdot \sigma_{Kt}(R_{p0,2})$$

5.1.3.

Tento vztah (5.1.3.) lze přímo porovnat s mezí kluzu v tahu šroubu v závislosti na pevnostní třídě šroubu, kterou jsme předem zvolili, a zjistit tak návrhový průměr jádra šroubu  $d_3$  a z toho pak všechny ostatní parametry závitu. Koeficient  $u$  zahrnuje procentuální využití meze kluzu. Dle doporučení se pro statické zatížení volí  $u$  v rozmezí  $(0,8 \div 0,9)$  a pro proměnné zatížení v rozmezí  $(0,7 \div 0,8)$ . Pro dynamické namáhání například míjivou silou lze za sílu  $F$  do výpočtu doplnit sílu  $F_h$  (horní hodnota cyklu vnější síly) a postupovat obdobně.

$$q = \frac{Q_{2d}}{F_h}$$

5.1.4.



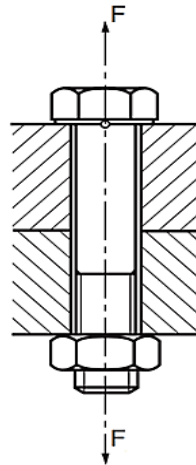
$$Q_{1h} = Q_{2d} + F_h$$

5.1.5.

$$\sigma_{Q_{1h}} = \frac{Q_{1h}}{S_3} \leq u \cdot \sigma_{Kt}(R_{p0,2})$$

5.1.6.

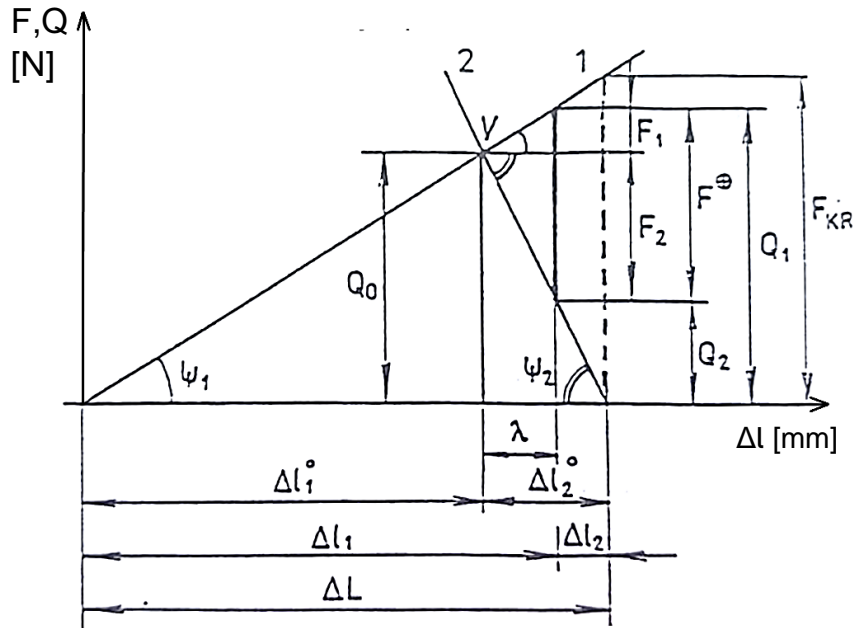
Nyní je tedy předběžně navržena velikost daného šroubu. Před započítáním dalších kroků je třeba pochopit, co se děje uvnitř spoje při montáži a také po zavedení provozní síly. Tyto procesy budou vysvětleny na základním případě šroubového spoje dvou tenkostěnných trubek zatíženého tahovou silou  $F$  (viz *Obr.20*). Vznik deformací začíná vyvozením osového předpětí  $Q_0$  následkem montážního utahování. Dochází k posunu matice k hlavě šroubu o hodnotu deformace  $\Delta L$ , která se skládá z prodloužení šroubu  $\Delta l_1^0$  a stlačení trubek  $\Delta l_2^0$ . Následné procesy se liší podle toho, má-li síla  $F$  statický nebo dynamický charakter a jsou řešeny v následujících kapitolách. [25]



*Obr. 20.: Spoj zatížený tahovou provozní silou  $F$  [32]*

## 5.2. Spoj zatížený statickou silou

Po zavedení provozní statické síly  $F$  dojde k dodatečnému prodloužení šroubu o hodnotu  $\lambda$  na  $\Delta l_1$  a také ke snížení deformace spojovaných trubek na  $\Delta l_2$ . Šroub je nyní zatížen vnitřní silou  $Q_1$  a na trubky působí síla  $Q_2$ . Problematiku deformací v předepjatém šroubovém spoji řeší Röttscherův diagram (*Obr.21*), který má v případě statického zatěžování následující podobu.



Obr. 21.: Rötscherův diagram předepjatého spoje – zatížení statickou tahovou provozní silou  $F$  [25]

Přímka 1 představuje části přitěžované (obvykle je zde započtena tuhost šroubu) a přímka 2 části odlehčované. Znalost tuhostí, které jsou pro řešení pevnosti šroubového spoje stěžejní, je v základu složitější. Výpočet může komplikovat větší počet spojovaných součástí o různých tuhostech a také nejednoznačnost působení zatěžující síly. Zde jednotlivým tuhostem odpovídají směrnice přímk 1 a 2. Směrnice  $tg\psi_1$  přibližně odpovídá tuhosti částí přitěžovaných  $C_1$  a směrnice  $tg\psi_2$  náleží částem odlehčovaným  $C_2$ . Tuhostem tedy odpovídají následující rovnice 5.2.1.:

$$C_1 \cong tg\psi_1 = \frac{Q_0}{\Delta l_1^0}; \quad C_2 \cong tg\psi_2 = \frac{Q_0}{\Delta l_2^0},$$

5.2.1.

kde osově předpětí  $Q_0$  bude definováno vztahem, který lze přímo vyčíst z diagramu a také je možné jej doplnit o výše zmíněný součinitel provozního předpětí  $q$ .

$$Q_0 = Q_2 + F_2 = \left( q + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F$$

5.2.2.

Dále lze na základě daných tuhostí a zatěžující síly definovat sílu, která přitěžuje daný šroub  $F_1$  a odlehčuje sevřené části  $F_2$ .

$$F_1 = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F; \quad F_2 = \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F$$

5.2.3.

Z hlediska dimenzování jsou pak velmi důležité vnitřní síly ve šroubu  $Q_1$  a v trubkách  $Q_2$  a také montážní předpětí  $Q_0$

$$Q_1 = Q_0 + F_1; \quad Q_2 = Q_0 - F_2$$

5.2.4.

Nyní lze přistoupit k výpočtům napětí, kterými je šroub namáhán. Jedná se obvykle o kombinaci namáhání tahem a krutem. Bude nutno přepočítat skutečné tahové napětí s uvažováním tuhostí jednotlivých součástí. Následně je nutné uvažovat, že po procesu montážního utahování spoje na předpětí  $Q_0$  se v jádře šroubu vyskytuje též smykové napětí  $\tau$  (viz rovnice 5.2.5). Dřík šroubu je pak namáhán momentem  $M_z$

$$\tau = \frac{M_z}{W_{k3}} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

5.2.5.

Následuje výpočet redukovaného namáhání, pro které se běžně používá pevnostní hypotéza energetická (HMH). Z tohoto napětí se pak zjistí bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu daného šroubu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

5.2.6.

Zbývá určení míry statické bezpečnosti, která by se dle doporučení měla pohybovat v rozmezí  $k_{min} = 1,2 \div 1,5$

$$k = \frac{\sigma_{Kt}(R_{p0,2})}{\sigma_{red}} \geq k_{min}$$

5.2.7.

V další fázi je důležité zkontrolovat měrný tlak v závitech mezi šroubem a maticí, který se určuje z maximální vnitřní osové síly  $Q_1$

$$p_z = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_3^2) \cdot i} \leq p_{zD},$$

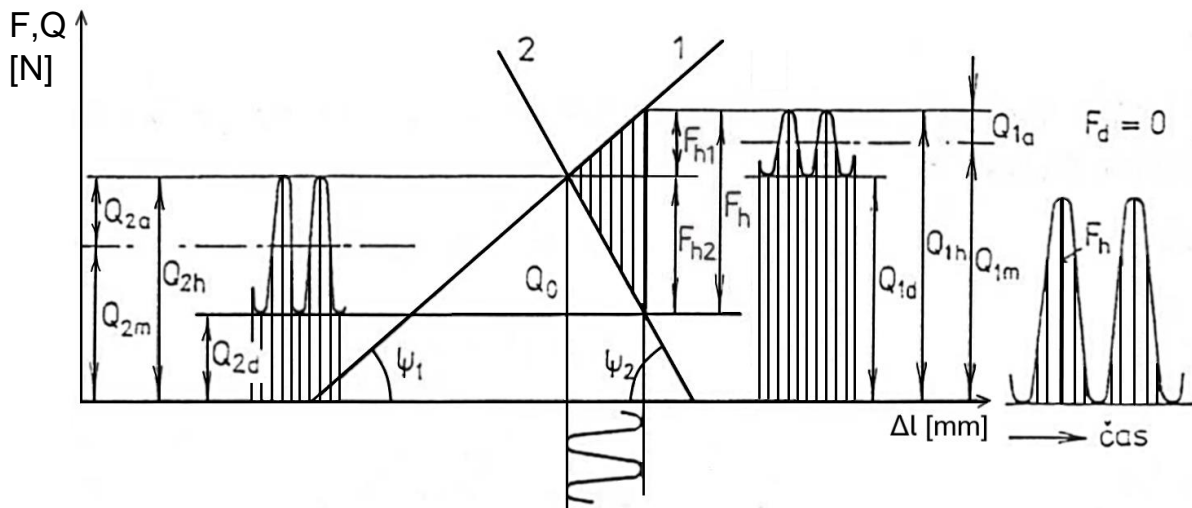
5.2.8.

kde  $d$  [mm] je velký průměr závitu šroubu,  $D_3$  [mm] malý průměr závitu matice a  $i$  [–] počet nosných závitů v matici.

Obdobným způsobem se kontroluje tlak v dosedacích plochách hlavy šroubu a matice. [25]

### 5.3. Spoj zatížený dynamickou silou

U většiny šroubových spojů se charakter vnější provozní síly  $F$  s časem mění. Pro ukázkou je vybráno dynamické zatěžování realizované tahovou silou s míjivým charakterem. Po jejím zavedení bude cyklicky docházet k přitěžování šroubu a odlehčování desek. Tyto průběhy napjatosti a deformací reprezentuje harmonický průběh naznačený pod diagramem na Obr.22. Při znázornění horní síly míjivého cyklu  $F_h$  se zde ještě navíc, oproti Rötšcherovu diagramu pro statické zatěžování, vyskytují svíslé čáry, které mají význam velikostí okamžitých vnějších sil v jednotlivých okamžicích zatěžování. Ke zjištění tuhostí lze dospět obdobně jako v případě statického zatěžování, tedy lze využít směrnice daných přímk 1 a 2.



Obr. 22.: Rötšcherův diagram předepjatého spoje – zatížení dynamickou míjivou tahovou provozní silou  $F$  [25]

Pro skupinu součástí přitěžovaných a odlehčovaných lze uplatnit následující vztahy pro zjištění vnitřních sil. Síly, které přitěžují daný šroub  $F_{h1}$  a odlehčují trubky  $F_{h2}$ , potažmo osově předpětí  $Q_0$  jsou totožné jako u statického zatěžování, pouze se cyklicky zamění síla  $F$  za  $F_h$ . Vnitřní síly  $Q_{1m}$  a  $Q_{2m}$  odpovídající střední hodnotě míjivého cyklu a síly  $Q_{1a}$  a  $Q_{2a}$  odpovídající velikosti amplitudy cyklu lze definovat následujícími vztahy:

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{F_h}{2}; \quad Q_{2m} = Q_0 - \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot \frac{F_h}{2} \quad 5.3.1.$$

$$Q_{1a} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{F_h}{2}; \quad Q_{2a} = \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot \frac{F_h}{2} \quad 5.3.2.$$

Hodnotu maximálního namáhání tahem, která se bude vyskytovat v jádře šroubu, určíme z amplitudy mívivého cyklu následovně

$$\sigma_{1\max} = \sigma_m + \sigma_a = \frac{Q_{1m}}{S_3} + \frac{Q_{1a}}{S_3}$$

5.3.3.

Na základě osového předpětí  $Q_0$  by se opět určil moment v závitě  $M_z$ , redukované namáhání a statická bezpečnost. V případě dynamického namáhání si však již nevystačíme s obyčejnou statickou bezpečností a bude zde nutné nahlížet i na únavovou pevnost. Bude nutné stanovit mez únavy šroubu, a to jak v tahu, tak v krutu. Tyto hodnoty vycházejí z mechanických vlastností použitého materiálu šroubu (z meze únavy v tahu) a dále zahrnují vlivy velikosti šroubu a jakosti povrchu. Výsledkem bude stanovení dynamické bezpečnosti zahrnující vliv dynamického namáhání tahem  $k_\sigma$  a vliv krutu po montáži momentovým klíčem  $k_\tau$

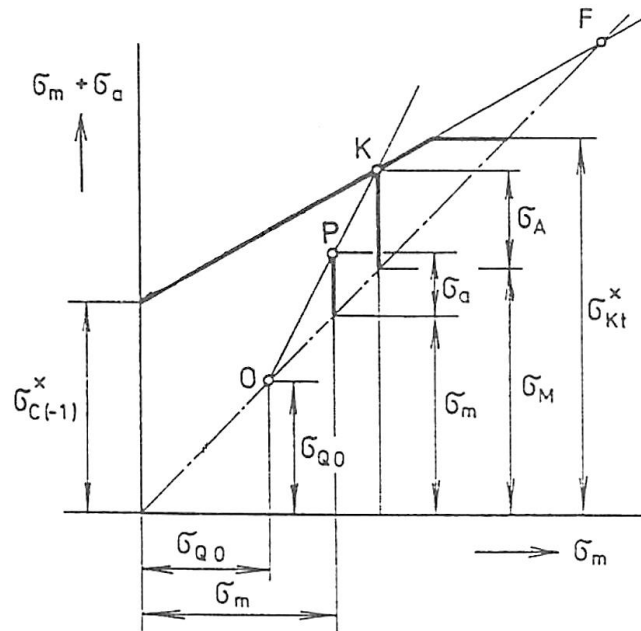
$$k = k_\sigma \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_\tau}\right)^2}$$

5.3.4.

Bezpečnost  $k_\sigma$  můžeme určit graficky, a to pomocí Smithova diagramu (*Obr.23*). Čerchovaná čára tvoří osu prvního kvadrantu. Vrchní hranice diagramu je tvořena horní mezní čarou únavy, která vznikne spojením snížené meze únavy  $\sigma_{C(-1)}^x$  a fiktivního bodu  $F$ . Další hranici tvoří úsečka na mezi kluzu daného šroubu. Spojnicí bodu  $O$  (odpovídá stavu montážnímu předpětí) a pracovního bodu  $P$  (provozní zatížení) získáme úsečku  $\overline{OP}$ . Jejím protažením protneme mezní čáru únavy, a tím vznikne bod  $K$ . Ten je obrazem hledaného kritického cyklu  $(\sigma_M, \sigma_A)$ . Bezpečnost  $k_\sigma$  graficky určíme porovnáním délek úseček  $\overline{OK}$  a  $\overline{OP}$ , nebo z amplitud cyklu provozního a kritického.

$$k_\sigma = \frac{\overline{OK}}{\overline{OP}} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$$

5.3.5.



Obr. 23.: Smithův (smyčkový) diagram pro tahový mĭjivý cyklus [25]

Pro dynamické zatěživání šroubového spoje, stejně jako u statického, platí nutnost kontroly měrného tlaku v závitech a v dosedacích plochách hlavy šroubu a matice. Tyto kontroly se provedou obdobně, jak bylo naznačeno výše. Obdobně i zde bude počítáno s maximální vnitřní provozní silou ve šroubu  $Q_{1h}$ . [25]

## 6. Možnosti experimentálního ověřování šroubových spojů

Při návrzích předepjatých šroubových spojů jsou konstruktéři odkázáni pouze na běžně dostupná doporučení ve vysokoškolských skriptech, technických průvodcích, katalogích výrobců a své znalosti. Pokud se však jedná o specifické, nebo inovativní aplikace, u kterých nejsou potřebná data pro návrh běžně dostupná, je třeba požadované vlastnosti experimentálně ověřovat. Získaná analytická data včetně jejich ověření na základě experimentu jsou také nesmírně důležitá pro technologický proces montáže šroubových spojů. Z předchozích kapitol již dobře víme, že tento proces má zásadní vliv na pevnost, životnost i spolehlivost šroubového spoje (šroubu).

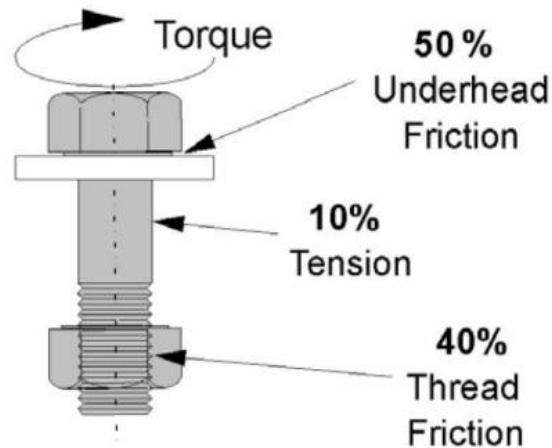
Možnosti experimentálního ověřování šroubových spojů s pochopitelností závisí na schopnostech a kvalifikovanosti samotné obsluhy a také možnostech zkušebního pracoviště, kterých z hlediska komplexní analýzy vlastností spojovacích prvků není v České republice mnoho.

V návaznosti na nároky a požadavky ze strany firem dochází k ověřování a zkoumání následujících vlastností a charakteristik:

- součinitel tření v závitě,
- součinitel tření pod hlavou (v dosedacích plochách šroubu nebo matice),
- měření křivky torque-angle (moment – úhel pootočení),
- ověření relaxace šroubového spoje,
- ověření pevnosti (únosnosti) šroubového spoje při statickém a dynamickém namáhání.

### 6.1. Součinitel tření v závitě a v dosedacích plochách

Vlivem kroutícího momentu dochází při procesu utahování šroubového spoje k transformaci mechanické energie na napětí vznikající ve spoji a také na překonání pasivních odporů ve stykových plochách. Na následujícím *Obr.24* je naznačen přibližný poměr rozdělení tohoto utahovacího momentu. Převládá přeměna mechanické energie na tření pod hlavou, a to zhruba z 50 %. Na tření v závitě je spotřebováno přibližně 40 % a pouhých 10 % je přetvořeno na osové předpětí.

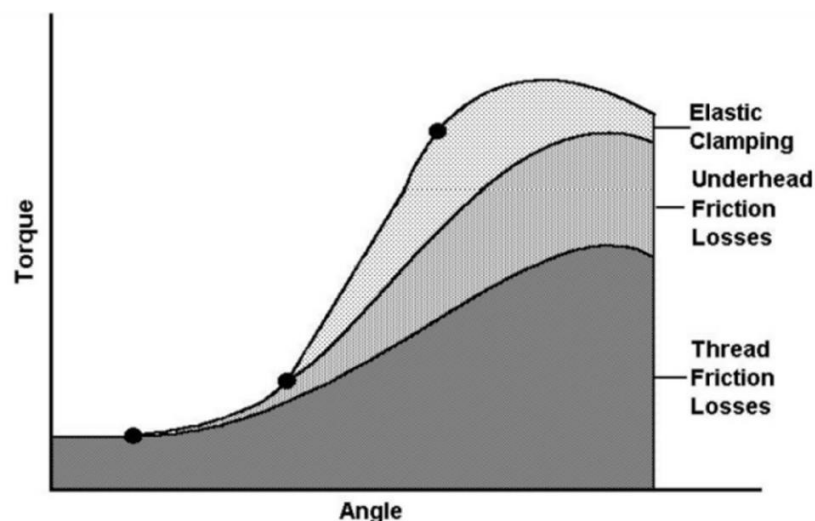


Obr. 24.: Transformace utahovacího momentu [30]

Z předchozích kapitol je jasné, že znalost, mimo jiné, součinitelů tření je stěžejní pro stanovení utahovacího momentu na klíči. Tento moment je nutno znát pro vyvození optimálního předpětí ve spoji. Tření ve spoji je ovlivněno mnoha faktory. K těmto faktorům patří materiál spojovacích i spojovaných částí, mazání stykových ploch, použité povrchové úpravy, deformace spoje, teplota apod.

## 6.2. Měření křivky torque – angle

Relace mezi utahovacím momentem a úhlem pootočení při procesu utahování není dle očekávání lineární (Obr.25). Dochází zde ke ztrátám třením v závitu a dosedacích plochách a také jsou zde ztráty elastickou deformací ve spoji.

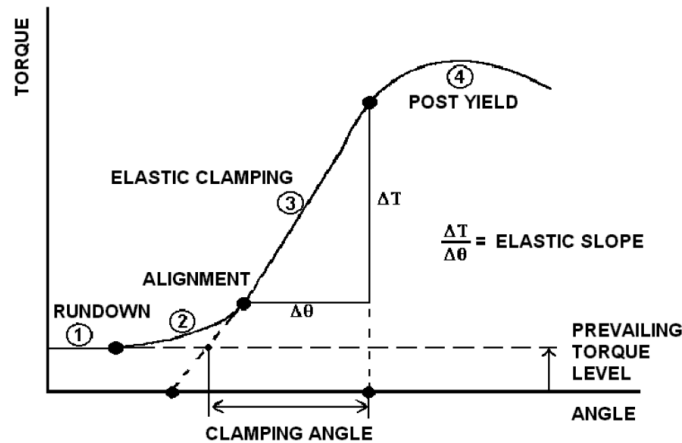


Obr. 25.: Závislost utahovacího momentu na úhlu pootočení – přeměny energie [30]

Důvodem pro zjištění těchto závislostí je vzájemný vztah utahovacího momentu, úhlu pootočení a osového předpětí. Ve skutečnosti je to právě tah, nebo



svěrná síla, která určuje, zda byl spoj správně utažen. Může totiž nastat případ, že je indikován dostatečně velký utahovací moment, avšak osová síla zůstala pod hranicí požadavků. Zkoumání této charakteristiky v podstatě znamená pohled na proces utahování a povolování, viz Obr.26.



Obr. 26.: Závislost utahovacího momentu na úhlu pootočení – 4 fáze utahování [30]

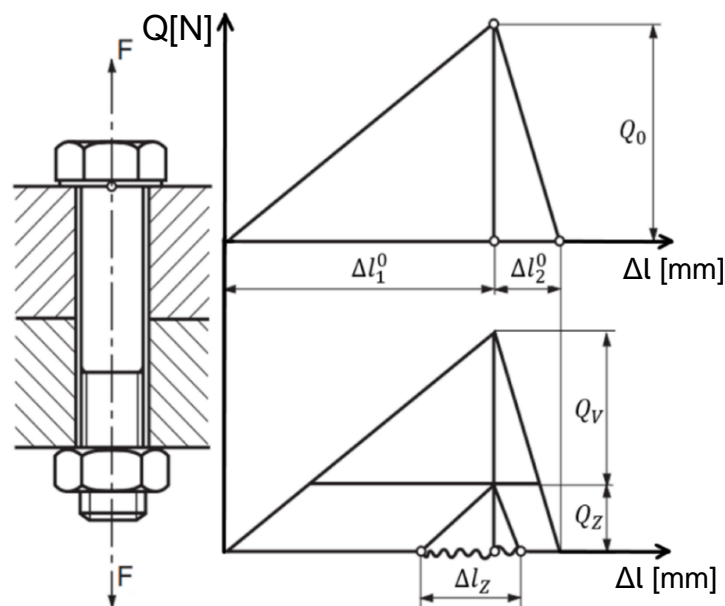
První fáze probíhá tehdy, kdy matice nebo hlava šroubu ještě nedosedla na stykové plochy desek. Uťahovací moment překonává pouze tření v závitu, zůstává prakticky konstantní a roste pouze úhel pootočení. V druhé fázi dochází ke vzniku kontaktního napětí díky vymezení vzájemných vůlí mezi stykovými plochami desek a hlavy šroubu nebo matice. Kvůli nedokonalé rovnoběžnosti těchto lícovaných ploch a kolmosti osy vyrobené díry na stykové plochy dochází k nepatrnému ohnutí šroubu. Následkem těchto procesů zde vykazuje závislost mezi utahovacím momentem a úhlem pootočení nelineární charakter. Ve třetí zóně nastává tzv. elastické (pružné) svírání, kde je sklon křivky točivého momentu a úhlu pootočení konstantní. V poslední čtvrté fázi nastává za mezí kluzu daného šroubu. Ta se poprvé projeví za inflexním bodem při konci elastického utahování. [30]

### 6.3. Sledování relaxace šroubového spoje

Proces relaxace neboli sesedání šroubového spoje bývá jednou z hlavních příčin jeho povolování. Důvodem je ztráta potřebného předpětí, které mimo jiné také zvyšuje riziko selhání z důvodu únavy materiálu. Při montáži dochází k vyvíjení tlaku na stykové plochy, který způsobí, že se povrchové drsnosti a nerovnosti začnou zarovnávat a zplošťovat. Tento proces obvykle probíhá zhruba během prvních 24 hodin po montáži. Důsledkem tohoto procesu je snížení osového předpětí bez pootočení hlavy šroubu vůči matici (případně vůči závitové díře). Kvůli špatné

Experimentální ověření třecích a silových poměrů ve šroubových spojkách

manipulovatelnosti a těžkosti strojních sestav je v dnešní době snaha o redukci celkové hmotnosti, což vede k většímu využívání kompozitních materiálů, měkkých kovů jako je například hliník a dále také plastů. Jsou to však právě tyto druhy materiálů, které jsou na působení relaxačních procesů o mnoho citlivější než oceli. Dalšími faktory, které ovlivňují sesedání spoje, je počet dělicích spár, tuhosti daných částí spoje, ale také typ použitých podložek. Pro kompenzaci je vhodné použít spojovací prvky s většími došedacími plochami. Relaxaci lze měřit na základě deformace šroubu za použití mikrometru, nebo ultrazvuku. Ihned po montáži, kdy jsme zavedli montážní předpětí změříme délku šroubu. Druhé měření provedeme po předepsané době, například 24 hodin. Takto lze nepřímo detekovat snížení osového předpětí. Podobnou metodou je nepřímé tenzometrické měření tahového napětí ve dřívku šroubu. Průběh sesedání má exponenciální charakter v závislosti na čase. S výchozími hodnotami pak můžeme pracovat při prvotním návrhu spoje, kde navýšíme hodnotu utahovacího momentu tak, aby i po zrelaxování byl spoj správně předepnut. Na Obr.27 je vyjádřena ztráta předpětí v důsledku sesednutí  $Q_z$  a výsledné předpětí  $Q_v$  při hodnotě sesednutí  $\Delta l_z$ . [31], [32]



Obr. 27.: Rotscherův diagram po relaxaci spoje [32]

#### 6.4. Ověření pevnosti

Zkoušení konkrétních typů šroubů probíhá na základě simulování montážních a provozních podmínek. Lze zde najít jisté podobnosti v porovnání s klasickou statickou zkouškou pevnosti tahem. V případě statického způsobu zatěžování se

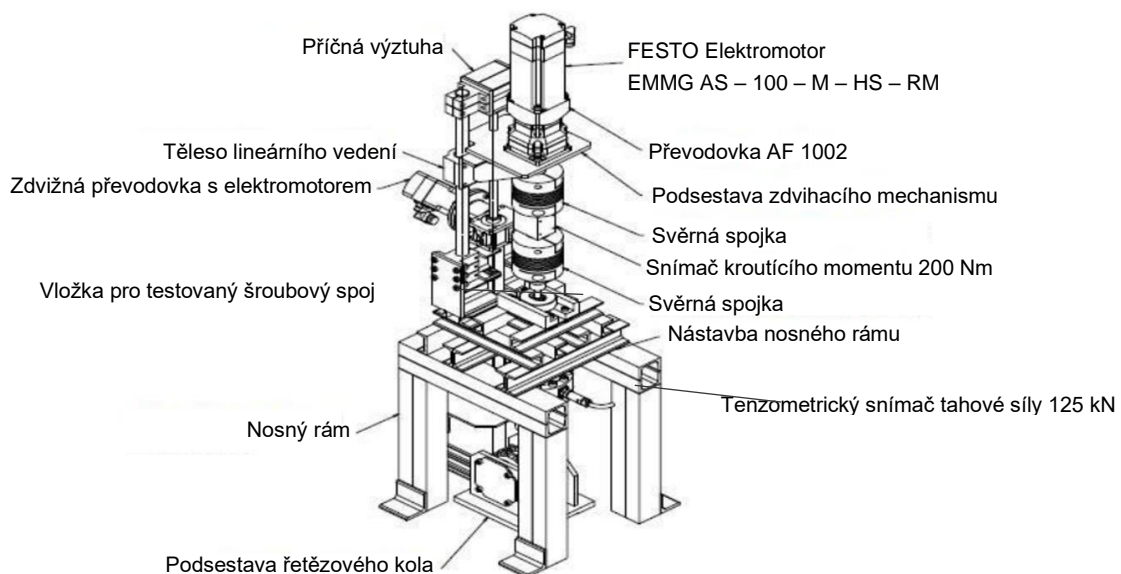
šroub uloží do přípravku a zatíží se. Zátěž se bude zvyšovat, dokud postupně nedosáhneme meze kluzu a následného lomu daného šroubu. V případě méně kvalitních materiálů nižších pevností, může ještě dříve dojít ke ztržení závitu matice nebo šroubu. V případě dynamického zatěžování při daném počtu cyklů provozní síly  $F$  zkoušky končí únavovým lomem.

## 7. Zařízení pro komplexní ověřování vlastností šroubových spojů

Na ústavu konstruování a částí strojů v rámci studentské grantové soutěže (SGS) a za finanční podpory z grantu SGS16/145/OHK2/2T/12 bylo navrženo, zkušební stanoviště pro komplexní analýzu šroubových spojů. Stanoviště umožňuje zjišťování všech vlastností zmíněných v předchozí kapitole. Z hlediska charakteristiky zařízení lze zmínit několik důležitých parametrů (Tab.7). Podoba experimentálního zařízení je vidět na Obr.28 a Obr.29.

Tab. 7.: Parametry experimentálního zařízení

Parametr	Hodnota
Maximální zátěžný kroutící moment	185 Nm
Maximální zátěžná axiální síla	100 kN
Maximální zkušební rychlost otáčení	97 min <sup>-1</sup>
Maximální zkušební zdvih	300 mm



Obr. 28.: Model experimentálního zařízení pro komplexní testování šroubových spojů [33]



*Obr. 29.: Reální podoba experimentálního zařízení pro komplexní testování šroubových spojů [autor]*

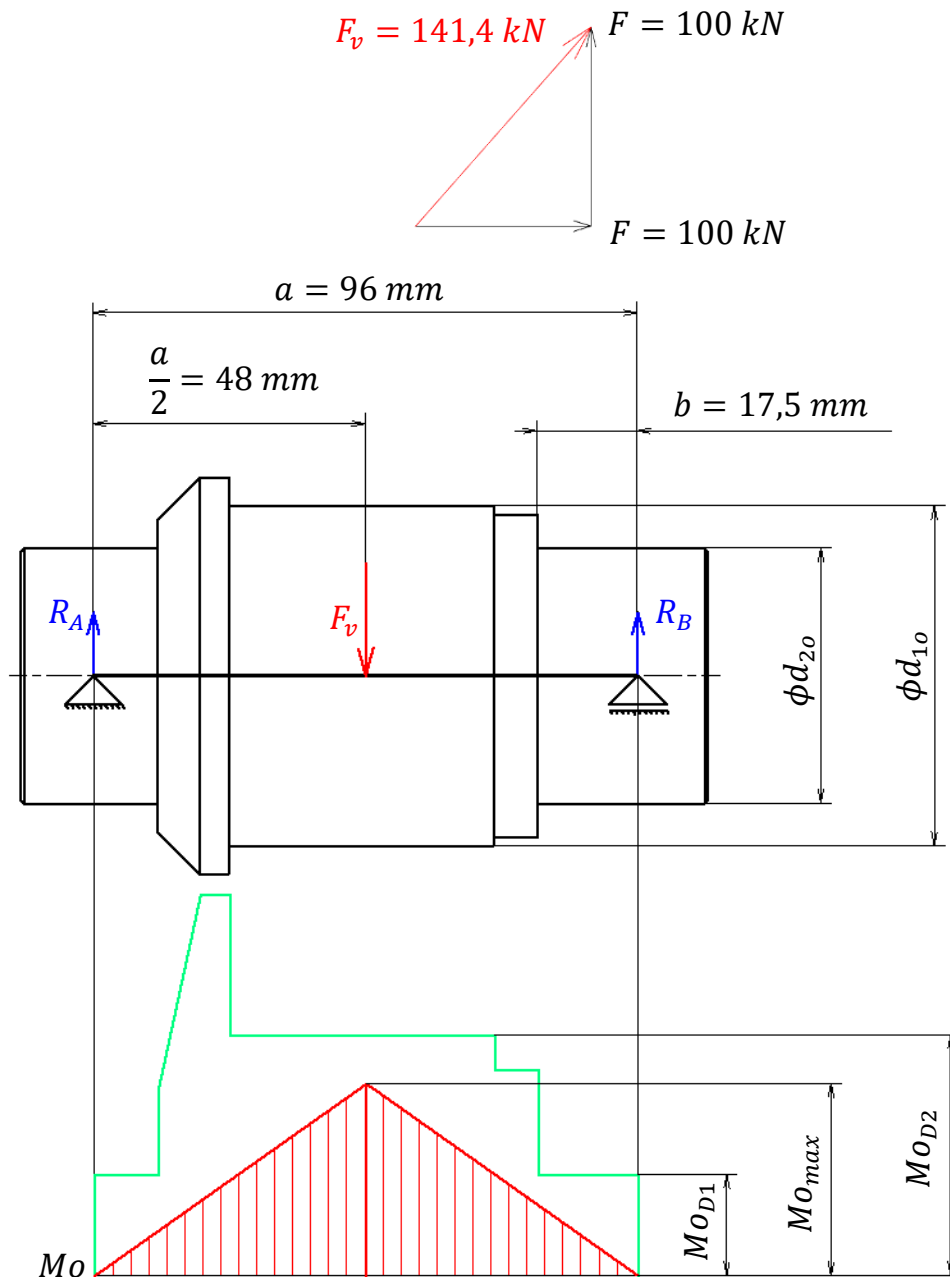
## **7.1. Konstrukční úpravy**

Původní návrh zkušebního stanoviště vykazoval jisté konstrukční nedostatky. V rámci této bakalářské práce tedy došlo k návrhu a realizaci konkrétních úprav.

### **7.1.1. Úprava podsestavy řetězového kola**

Došlo ke změně uložení řetězového kola. V předešlém návrhu byl poddimenzován průměr ve středu otočné osy. Tento průměr byl zesílen kvůli namáhání ohybem z původních  $45\text{ mm}$  na průměr  $60\text{ mm}$ . Další průměry byly zkontrolovány v závislosti na dovoleném namáhání v ohybu. Dále došlo ke zmenšení velikosti těsného pera. Pero zde nepřenáší téměř žádný kroutící moment a slouží pouze k zajištění řetězového kola proti pootočení. Z původní šířky  $b = 14\text{ mm}$  vzniklo pero o šířce  $b = 10\text{ mm}$ . Další úpravy byly vytvořeny z důvodu lepšího axiálního opření navržených válečkových ložisek. Úpravy jsou patrné z *Obr.30* až *Obr.39*.

Pro dimenzování osy z namáhání na ohyb při přenosu síly řetězovým kolem bylo počítáno se silou v řetězu o velikosti  $F = 100 \text{ kN}$ . Materiál osy je ocel 12 050 s mezí kluzu v tahu  $R_e = 300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ . Na Obr.30 je naznačena osa jako staticky určitý nosník na dvou podporách. Pod nosníkem je červeně naznačen průběh ohybového momentu od síly  $F_v$  a zeleně je naznačen průběh dovolených momentů podél dimenzované osy.



Obr. 30.: Dimenzovaná osa podsestavy řetězového kola jako nosník na dvou podporách [autor]

Tento průběh dovolených momentů má naznačit, že všechny navržené a zkontrolované průměry splňují dovolená namáhání. Dovolené momenty byly počítány ze vztahů pro dovolené napětí v ohybu, kde byly při výpočtu modulů průřezů v ohybu  $W_o$  dosazeny jednotlivé průměry osy.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_D \rightarrow M_{oD} = \sigma_D \cdot W_o = \frac{Re}{k} \cdot W_o ; k_{min} = 1,5$$

7.1.1.1.

Z následujících rovnic, které popisují silové a napěťové působení bude nejprve navržen průměr pod řetězovým kolem  $d_1$ .

$$F_v = \sqrt{F^2 + F^2} = \sqrt{100^2 + 100^2} = 141,4 \text{ kN}$$

7.1.1.2.

$$R_A = R_B = \frac{F_v}{2} = 70,7 \text{ kN}$$

7.1.1.3.

$$M_{o_{max}} = R_A \cdot \frac{a}{2} = 70,7 \cdot 10^3 \cdot 48 = 3\,393\,600 \text{ Nmm}$$

7.1.1.4.

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_{1o}}} = \frac{R_A \cdot \frac{a}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{1o}^3}{32}} \leq \sigma_D = \frac{Re}{k_{min}} = \frac{300}{1,5} = 200 \text{ Nmm}^{-2}$$

7.1.1.5.

$$d_{1o} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_A \cdot a}{\pi \cdot \sigma_D}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 70,7 \cdot 10^3 \cdot 96}{\pi \cdot 200}} \geq 55,7 \text{ mm} \rightarrow \text{Navrhuj } d_{1o} = 60 \text{ mm}$$

7.1.1.6.

Z obr. 30 je patrné, že kritickým místem je pravá strana v místě přechodu na původně navržený průměr  $d_2$ . V tomto místě dovolené napětí taktéž vyhovuje. Tento průměr osy se tedy měnit nemusel a byla pouze pro jistotu provedena kontrola. Souřadnice změny na tento průměr byla zavedena jako  $b = 17,5 \text{ mm}$ . Tuto kontrolu stačí provést jen na pravé straně osy, kde je tato změna průměrů od podpory v místě B vzdálenější a bude zde větší ohybový moment než na straně levé.

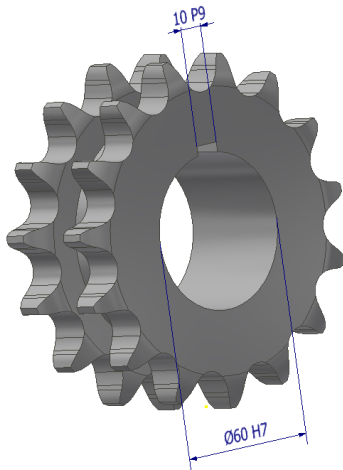
$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{R_B \cdot b}{\frac{\pi \cdot d_{2o}^3}{32}} = \frac{70,7 \cdot 10^3 \cdot 17,5}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 138,3 \text{ Nmm}^{-2} \leq \sigma_D = 200 \text{ Nmm}^{-2}$$

7.1.1.7.

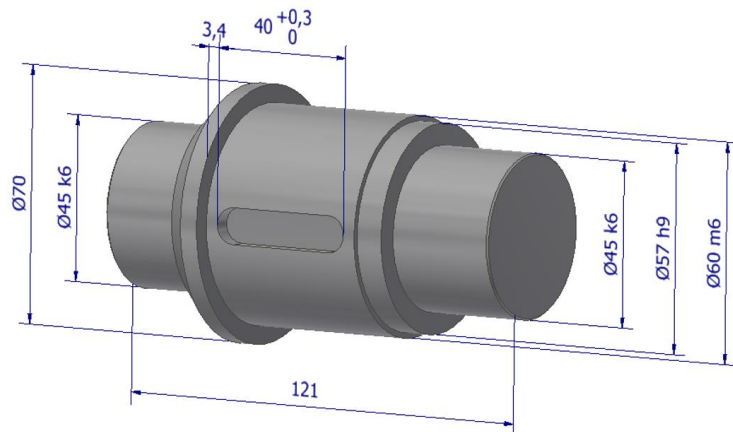
Při kontrole statické pevnosti hřídelů a os se obvykle uvažuje snížené dovolené napětí  $\sigma_D = (60 \div 80) N \cdot mm^{-2}$ , aby nedocházelo k nadměrným pružným ohybovým deformacím. V tomto případě, kdy se jedná o osu symetricky uloženého řetězového kola ve dvojici válečkových ložisek s ryze statickým namáháním, případné větší deformace osy o průměru  $60\text{ mm}$  pod řetězovým kolem nijak neomezí správnou funkci zařízení. Nicméně pro přehled o vzniklých deformacích při maximálním zatížení silou  $F_v$  byl za pomoci výpočetního softwaru Mitcalc zjištěn maximální průhyb pod řetězovým kolem  $y = 0,0207\text{ mm}$ . Tento průhyb však i navzdory vyššímu dovolenému napětí splňuje podmínku dovoleného průhybu.

$$y \leq y_D = 0,003 \cdot a = 0,0003 \cdot 96 = 0,0288\text{ mm}$$

7.1.1.8.

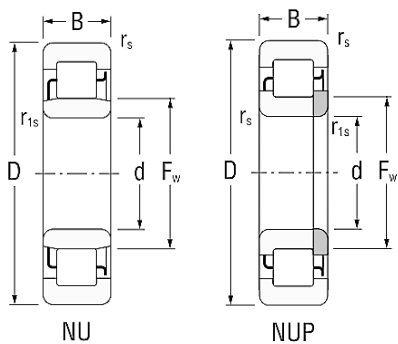


Obr. 31.: Řetězové kolo [autor]

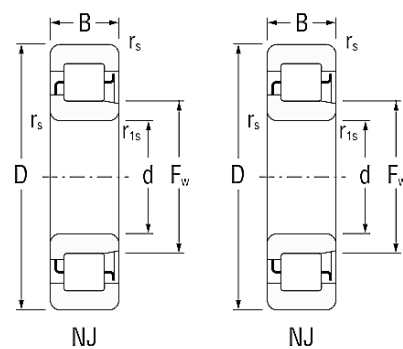


Obr. 32.: Osa podstavy řetězového kola [autor]

V původním návrhu bylo uložení otočného čepu realizováno pomocí dvou odlišných válečkových ložisek typu NU2209E a NUP2209E. Toto komplikovanější uložení bylo z důvodu jednoduchosti a ceny nahrazeno tzv. plovoucím uložením za pomoci dvojice válečkových ložisek typu NJ2209E. Tento typ uložení se používá, nejsou-li kladeny vysoké nároky na přenos axiálních sil, což tato aplikace splňuje. V použitém plovoucím uložení je nastavena při montáži malá axiální vůle.

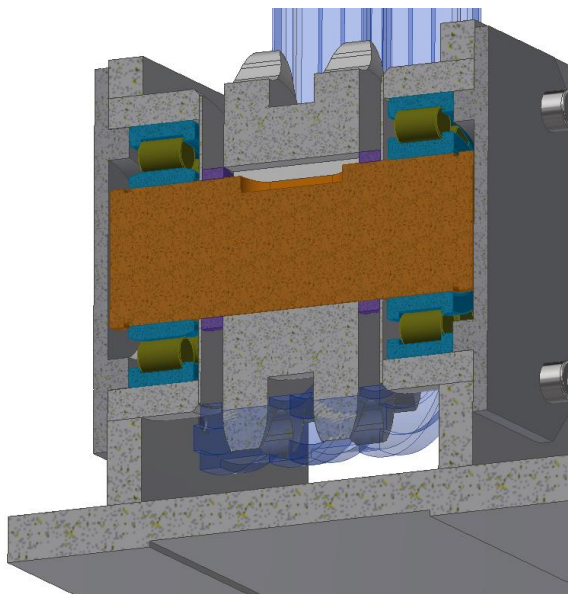


*Obr. 33.: Původní dvojice ložisek podstavy řetězového kola [34]*

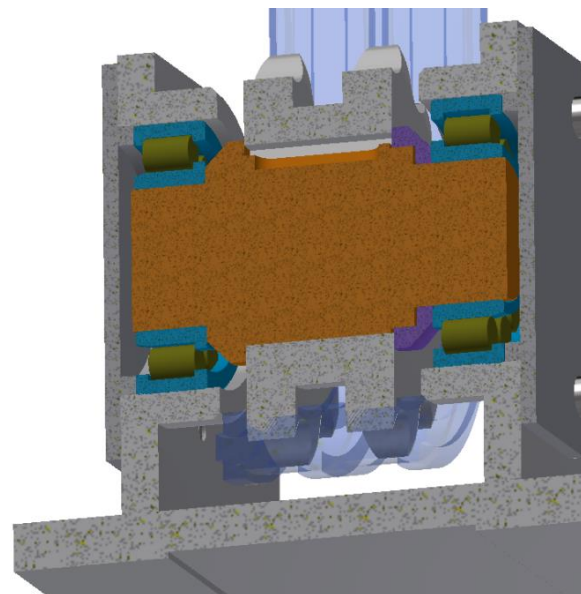


*Obr. 34.: Nová dvojice ložisek podstavy řetězového kola [34]*

Navržená válečková ložiska mají statickou únosnost  $C_0 = 70,6 \text{ kN}$ . V kapitole 7.1.3. se hovoří o tom, že z důvodu jiných omezení (axiální ložisko nad snímačem tahové síly) může být použita maximální osová síla pouze do  $40 \text{ kN}$ . V takovém případě tato ložiska vyhovují a v rámci této bakalářské práce není třeba realizovat další úpravy. Pro budoucí použití by však bylo vhodné tato ložiska předimenzovat, jelikož pohybovat se na hranici statické bezpečnosti ( $s_0 \approx 1$ ) není zcela vhodné.



*Obr. 35.: Původní podoba podstavy řetězového kola [autor]*



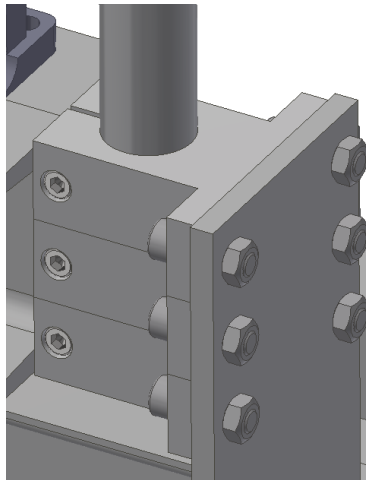
*Obr. 36.: Nová podoba podstavy řetězového kola [autor]*

### **7.1.2. Změna uložení vodicích tyčí**

V původním návrhu na obrázku 37. bylo vetknutí vodicích tyčí řešeno za pomoci svěrných spojů, které bylo výhodnější z hlediska tuhosti uložení. Pro snížení nákladů, jednoduchost a technologičnost bylo navrženo zajištění tyčí



prostřednictvím kuželového svěrného pouzdra RCK55 D.30/40, které je pro tuto aplikaci také vhodné.



Obr. 37.: Původní uložení  
vodících tyčí [autor]



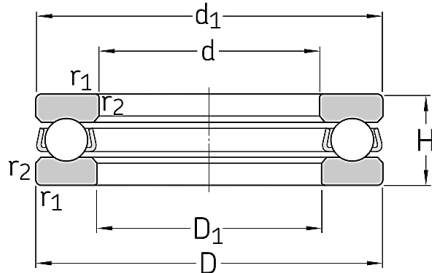
Obr. 38.: Kuželové svěrné  
pouzdro [autor]



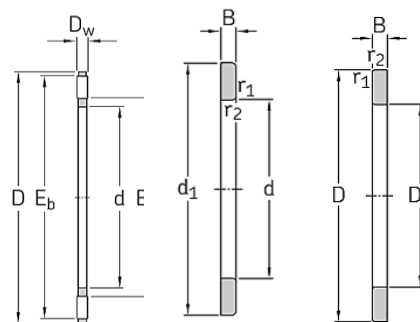
Obr. 39.: Nové uložení  
vodících tyčí [autor]

### 7.1.3. Změna axiálního ložiska nad snímačem tahové síly

Maximální tahová síla, se kterou by mělo být schopno experimentální stanoviště pracovat, byla původně 100 kN. V původním návrhu axiálního ložiska bylo však omylem počítáno s hodnotou pouze 10 kN. Bylo tedy nutné zvolit axiální ložisko s vyšší únosností. Původní axiální kuličkové ložisko 51103 SKF (Obr.40) bylo změněno na axiální jehlové ložisko AXK1730 (Obr. 41), které má zhruba dvakrát vyšší statickou únosnost ( $C_0 = 40,5 \text{ kN}$ ). Důvod použití ložiska s takto nízkou statickou únosností je ten, že únosnější typ, který by vyhovoval maximální tahové síle o velikosti 100 kN, by však již nebylo možné umístit do tělesa axiálního ložiska. Díky této úpravě je možno zatím vyvodit maximální tahovou sílu teoreticky do 40 kN.



Obr. 40.: Původní jednořadé axiální  
kuličkové ložisko [35]



Obr. 41.: Nové axiální jehlové ložisko  
včetně ložiskových kroužků [35]

## 8. Experimentální ověření součinitele tření pod hlavou šroubu a pod maticí

Pro praktické ověření funkčnosti zkušebního stanoviště pro komplexní analýzu šroubových spojů byly v rámci této bakalářské práce vybrány 2 experimenty za účelem zjištění velikosti součinitele tření v dosedací ploše hlavy šroubu (pod maticí).

V kapitole popisu procesu montáže předepjatého šroubového spoje bylo naznačeno, že pro vyvození správné velikosti momentu na momentovém klíči  $M_{KK}$ , tedy pro vyvození optimálního osového předpětí, je třeba znát mimo dalších parametrů také součinitel tření v dosedacích plochách hlavy šroubu a pod maticí. Znalost třecího momentu  $M_T$ , potřebného osového předpětí  $Q_0$  a třecího poloměru  $\rho$  však při reálných aplikacích zjišťování tohoto součinitele tření nestačí. Je zde třeba vzít v úvahu také vliv použitých materiálů, povrchových úprav, mazání, dále drsnosti povrchů, kontaktních tlaků ve stykových plochách a vliv teploty. Z hlediska experimentálního měření a s přihlédnutím na výše zmíněné parametry je tedy nutno počítat s jistým rozptylem hodnot výsledného součinitele tření.

### 8.1. Vzorky pro vybrané experimenty

Pro realizaci experimentálního stanovení součinitele tření pod hlavou šroubu byly na základě předchozích zkušeností vedoucího práce a experimentů provedených na jiných stanovištích vybrány následující vzorky (viz Obr.42).

Tab. 8.: Přehled vzorků šroubů pro experiment 1

Vzorek	Kód	Počet
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M12 x 60 – A2 – 70	1a	2 ks
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M12 x 60 – 6.8 – A2L	1b	2 ks
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M10 x 60 – A2 – 70	1c	2 ks
Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4017 – M10 x 60 – 8.8 – A2L	1d	2 ks

Pro druhý experiment pro stanovení součinitele tření pod maticí byly vybrány následující vzorky šestihranných matic.

Tab. 9.: Přehled vzorků matic pro experiment 2

Vzorek	Kód	Počet
Šestihranná matice ISO 4032 - M12 – A4 – 80	2a	2 ks
Šestihranná matice ISO 4032 - M12 – 8 – A2L	2b	2 ks
Šestihranná matice ISO 4032 - M10 – A4 – 80	2c	2 ks
Šestihranná matice ISO 4032 - M10 – 8 – A2L	2d	2 ks



*Obr. 42.: Soubor vybraných testovaných vzorků [autor]*

Výše uvedené sady vzorků byly postupně testovány nejdříve nasucho a poté s plastickým mazivem Mogul LA2 (Obr.43). „Jedná se o víceúčelové, vysokotlaké plastické mazivo na bázi lithných mýdel, poloměkké až střední konzistence. Je určené zejména pro mazání širokého spektra valivých ložisek používaných v automobilovém průmyslu. Dobře odolává vlivům vody a je schopno dlouhodobé funkce v širokém rozsahu teplot od -30 °C do 120 °C.“ [36]



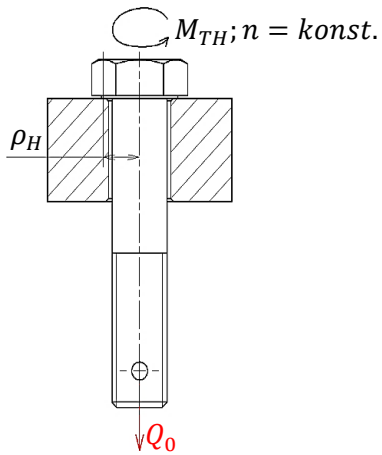
*Obr. 43.: Plastické mazivo Mogul LA2 [37]*

Vložky pro testované vzorky jsou vyrobeny z oceli S355 J2 + SH (válcováno a loupáno, toleranční třída h9) s mezí kluzu v tahu  $Re = 355 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

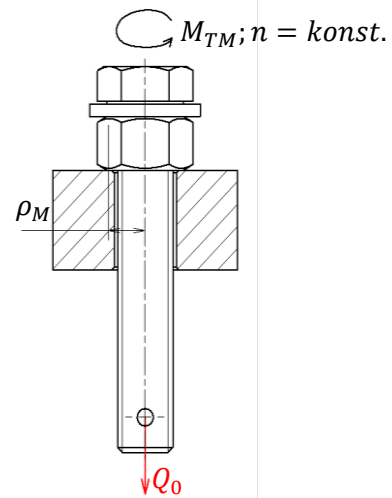
## **8.2. Princip a metodika měření**

Experimentální měření bylo realizováno v laboratoři Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze. Princip vlastního měření je naznačen na následujících obrázcích (Obr.44 až Obr. 52). Do kotvícího přípravku, který je připevněn k nástavbě nosného rámu, je do vložky uložen šroub až po dosedací plochu pod hlavou (pod maticí). Šroub se zde bude otáčet konstantními otáčkami, jež budou vyvozeny za pomoci příslušného servopohonu. Za působení osově síly

ve šroubu bude docházet ke vzniku tření mezi stykovou plochou vložky a dosedací plochou hlavy šroubu (matice).



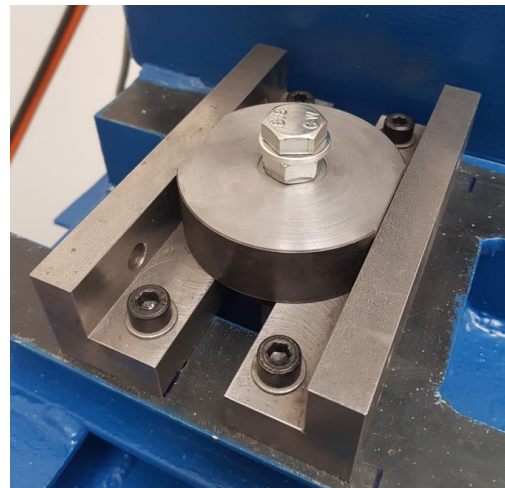
Obr. 44.: Schéma upnutí pro měření tření pod hlavou šroubu [autor]



Obr. 45.: Schéma upnutí pro měření tření pod maticí [autor]



Obr. 46.: Uložení testovaného šroubu [autor]



Obr. 47.: Uložení testované matice [autor]



Obr. 48.: Nástrčná hlavice s prodlužovacím nástavcem na testovaném šroubu [autor]



Obr. 49.: Nástrčná hlavice s prodlužovacím nástavcem na testované matici [autor]

Pro vyvození osového předpětí ve šroubu byl použit hydraulický lineární motor připojený k taženému řetězu. Řetěz je dále spojen s tenzometrickým snímačem tahové síly, domkem s axiálním jehlovým ložiskem a šestihrannou tyčí, která je již spojena s testovaným šroubem. Po zavedení tahové síly a roztočení šroubu konstantními otáčkami servopohonem dojde k záznamu hodnot prostřednictvím zpětné vazby od snímače krouticího momentu a tenzometrického snímače tahové síly. K realizaci pohybů a záznamu hodnot je využito systémové prostředí programu Labview. Měření probíhalo za pokojové teploty.



*Obr. 50.: Připojení testovaného šroubu k taženému řetězu [autor]*



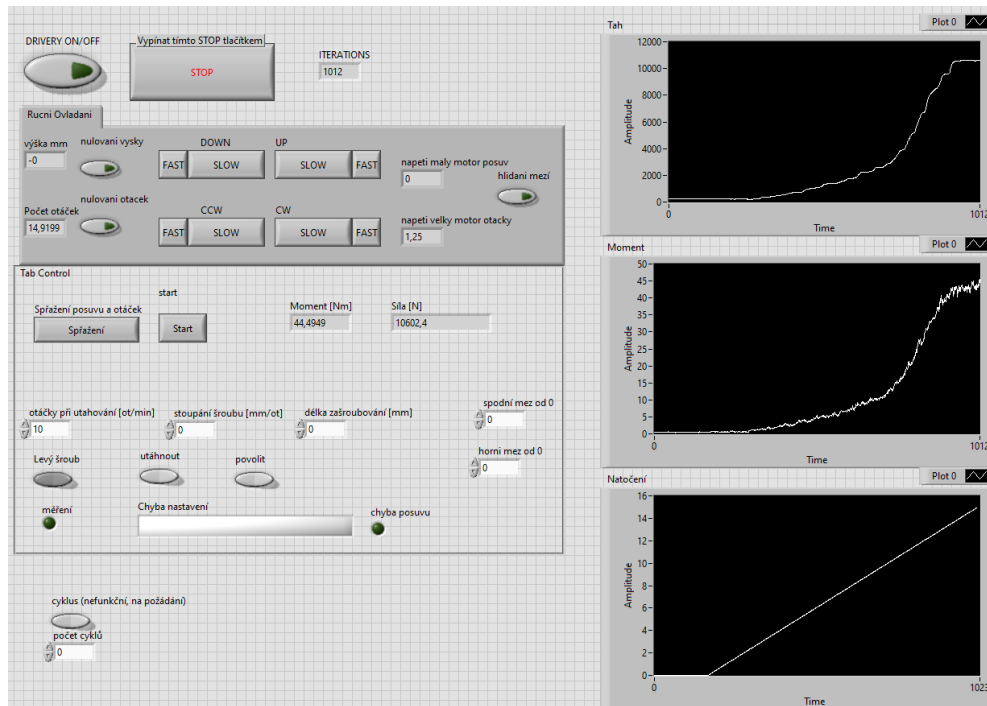
*Obr. 51.: Hydraulický lineární motor s pohonem [autor]*

První realizované experimenty po konstrukčních úpravách zkušebního zařízení a řídicího softwaru vedly k optimalizaci metodiky měření včetně sběru a vyhodnocení naměřených dat, což je popsáno dále v podkapitolách 8.2.1 až 8.2.5.

### **8.2.1. Příprava pracoviště**

Příprava pracoviště pro nás znamená provedení jak vizuální, tak mechanické kontroly všech podstatných částí, zda-li je vše na svém místě a správně upnuto za

pomoci upínek. Dále je třeba zapnout přívod proudu k pohonům, lineárnímu hydraulickému motoru a řídicímu počítači. Provedeme zprovoznění ovládacího softwaru v systémovém prostředí programu Labview, kde je třeba před započítím experimentu zadat potřebné konstanty. V našem případě to znamená zadat velikost konstantních otáček (pro všechny experimenty zvoleno  $n = 10 \text{ min}^{-1}$ ) a zvolit směr otáčení (utahování, nebo povolování). Ten v případě tření pod hlavou (pod maticí) nehraje roli, jelikož se jedná o měření bez vertikálního posuvu šroubu.



Obr. 52.: Testovací prostředí v programu Labview [autor]

### 8.2.2. Příprava vzorků

Před každým měřením je nutná vizuální kontrola vzorků a vložek. V případě měření bez maziva je nutno odstranit nečistoty a odmastit. V případě měření s mazivem provést aplikaci tohoto přípravku.

### 8.2.3. Uložení vzorků

Podle realizovaného experimentu uložit vzorek do vložky, konec našroubovat do táhla závěsu a pojistit proti pootočení (uvolnění) čepem. Mezi spojku pod snímačem krouticího momentu a hlavu testované šroubu (matice) nasadit nástrčnou hlavici s prodlužovacím nástavcem. Je nutno ohlídat, aby nedocházelo k axiálnímu přitěžování spojky snímače krouticího momentu a testovaného vzorku. Nakonec je třeba manuálně zkontrolovat spojení testovaného vzorku s táhlem.

#### 8.2.4. Sběr dat

Sběr dat proběhne automaticky po spuštění řídicího programu. Údaje o síle a momentu. Jako optimální způsob měření pro stanovení součinitele tření pod hlavou (pod maticí) se osvědčilo snímání třecího momentu při spojitém zvyšování osově síly za konstantních otáček. Tento způsob je přesnější z hlediska simulování procesu utahování šroubového spoje. Axiální síla ve šroubu, je vyvozována lineárním hydromotorem a její velikost je nastavována manuálně prostřednictvím přepouštěcího ventilu. Data jsou uložena do souboru a jejich množství je dáno vzorkovací frekvencí (0,1 s) a zároveň rychlostí uzavírání přepouštěcího ventilu.

#### 8.2.5. Vyhodnocení dat

Data se vyhodnocují v programu Microsoft Excel. Z každého měření je k dispozici soubor dat o třecím momentu a osově síle, z nichž je možné sestavit přehledné grafy. Závislost momentu a síly by měla být teoreticky lineární. Je tedy vhodné provést linearizaci naměřené závislosti s korekcí počátku tak, aby při teoreticky nulové osově síle vzorek vykazoval nulový třecí moment za konstantních otáček. Z takto určené křivky prvního stupně, jejíž rovnici známe lze již snadno dopočítat součinitel tření v dosedacích plochách. Přímé vyhodnocení z naměřených dat bez linearizace se v průběhu experimentálního měření jeví jako nevyhovující, neboť vlivem manuálního uzavírání přepouštěcího ventilu dochází k velkým rozdílům v počtu naměřených dat jednotlivých vzorků, a tím k ovlivnění výběrových průměrů a odchylek. Nicméně pro porovnání jsou u každého měřeného vzorku v kapitole 8.4. uvedeny jak výsledky dat linearizovaných, tak zdrojových, u kterých je dále stanoven výběrový průměr a výběrová směrodatná odchylka.

### 8.3. Potřebné vzorce

Vycházíme ze základních vztahů pro třecí momenty, které byly komentovány v kapitole 3.1.1. Osově předpětí  $Q_0$  je do šroubu vneseno hydraulickým lineárním motorem připojeným k taženému řetězu. Pro změření velikosti osově síly je zde použit snímač osově síly, tlak ve válci tedy znát nepotřebujeme.

Třecí poloměr hlavy šroubu  $\rho_{TH}$ , respektive matice  $\rho_{TM}$  je dán následujícím vztahem

$$\rho_{H(M)} = \frac{s + D_{(Md)}}{4},$$

8.3.1.

kde  $s$  je otvor pro klíč dané hlavy šestihranné hlavy šroubu nebo matice a  $D_{(Md)}$  je průměr díry, kterou šroub prochází. Reálné hodnoty rozměru  $s$  byly upraveny oproti normalizovaným, protože ve skutečnosti se pod hlavou šroubu nachází malý nákrůžek (osazení), který má o něco menší rozměr vnější kružnice. Rozměr  $s$  pro nás tedy již nepředstavuje rozměr klíče, ale vnější kružnici nákrůžku. Tyto reálné rozměry včetně průměrů průchozích děr byly pro jednotlivé vzorky změřeny následovně (Tab.10).

Tab. 10.: Vnější průměry nákrůžků a průměry průchozích děr pro jednotlivé měřené vzorky

Vzorek	Rozměr	
	$s$ [mm]	$D_{(Md)}$ [mm]
Šroub M12	17,4	12,9
Šroub M10	15,4	10,3
Matice M12	18,7	12,9
Matice M10	15,4	10,3

Pro vybrané vzorky průměrů M10 a M12 budou tedy třecí poloměry následující.

a) Pro šroub M10

$$\rho_{H(M10)} = \frac{s_{H(M10)} + D_{(M10)}}{4} = \frac{15,4 + 10,3}{4} = 6,425 \text{ mm} \quad 8.3.2.$$

b) Pro matici M10

$$\rho_{M(M10)} = \frac{s_{M(M10)} + D_{(M10)}}{4} = \frac{15,4 + 10,3}{4} = 6,425 \text{ mm} \quad 8.3.3.$$

c) Pro šroub M12

$$\rho_{H(M12)} = \frac{s_{H(M12)} + D_{(M12)}}{4} = \frac{17,4 + 12,9}{4} = 7,575 \text{ mm} \quad 8.3.4.$$

d) Pro matici M12

$$\rho_{M(M12)} = \frac{s_{M(M12)} + D_{(M12)}}{4} = \frac{18,7 + 12,9}{4} = 7,9 \text{ mm} \quad 8.3.5.$$

Ze znalosti třecích momentů  $M_{TH}$ , respektive  $M_{TM}$ , které známe díky snímači krouticího momentu lze již dopočítat požadované součinitele tření.



Součinitel tření pod hlavou šroubu

$$M_{TH} = Q_0 \cdot f_H \cdot \rho_H \rightarrow f_H = \frac{M_{TH}}{Q_0 \cdot \rho_H} [-]$$

8.3.6.

Součinitel tření pod maticí

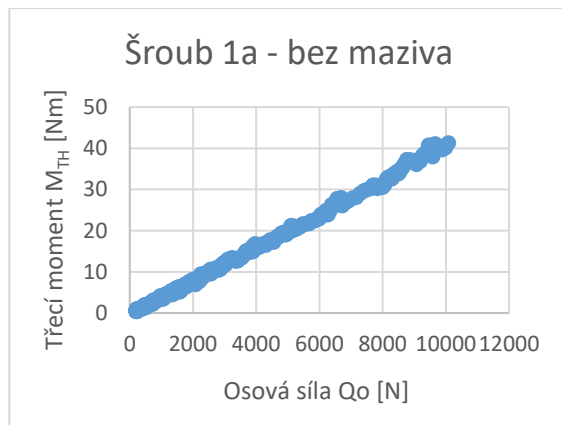
$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot \rho_M \rightarrow f_M = \frac{M_{TM}}{Q_0 \cdot \rho_M} [-]$$

8.3.7.

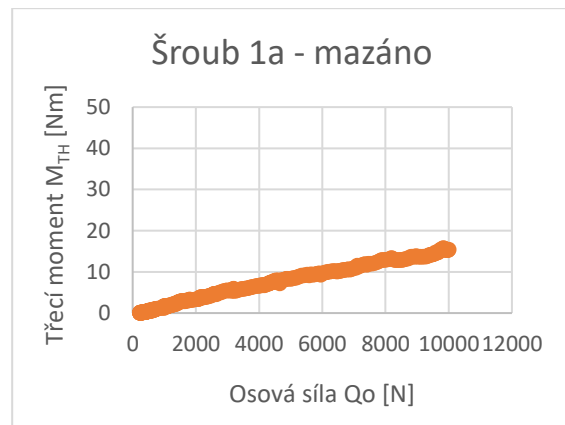
## 8.4. Výsledky realizovaných experimentů

Jedním z vytyčených cílů této bakalářské práce byla realizace a vyhodnocení dvou vybraných experimentů. Experimentálně byly ověřeny součinitele tření v dosedacích plochách hlavy šroubů a také matic. V následujících kapitolách 8.4.1. a 8.4.2. jsou prezentovány experimentálně zjištěná data v grafické a tabulkové podobě.

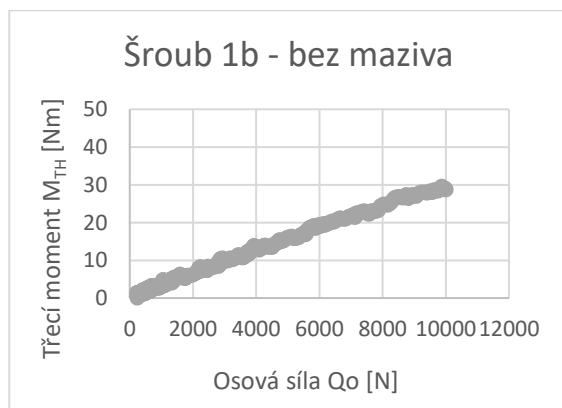
### 8.4.1. Experiment 1 – měření tření pod hlavou šroubu



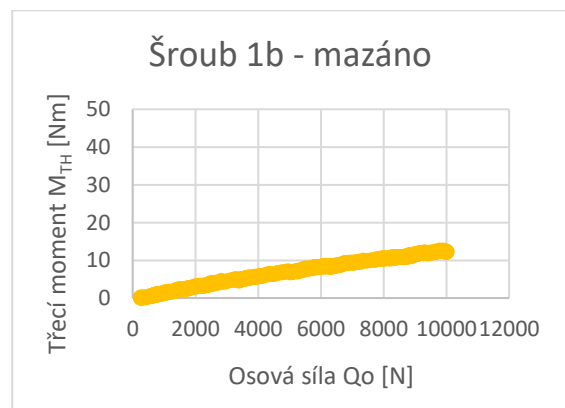
Graf 1.: Průběh třecího momentu – vzorek 1a – bez maziva



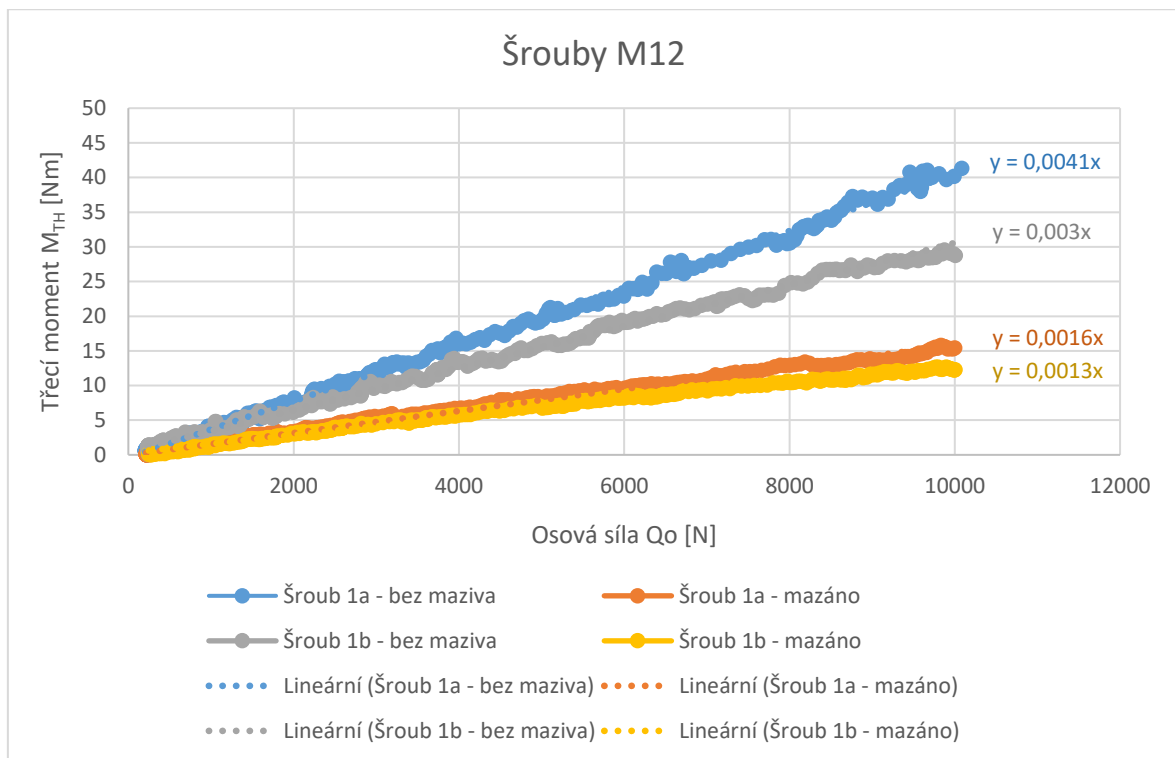
Graf 2.: Průběh třecího momentu – vzorek 1a – mazáno



Graf 3.: Průběh třecího momentu – vzorek 1b – bez maziva



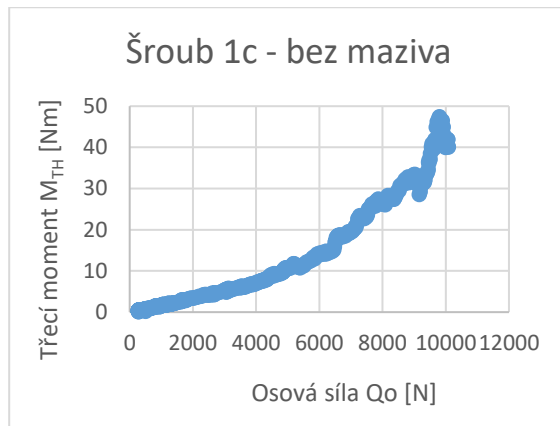
Graf 4.: Průběh třecího momentu – vzorek 1b – mazáno



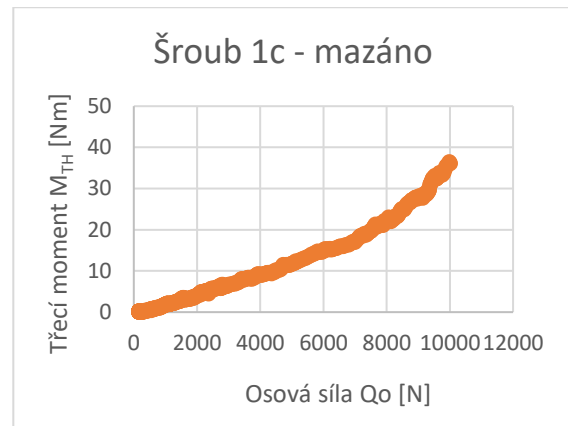
Graf 5.: Průběh třecího momentu vzorků 1a, 1b včetně linearizace zdrojových dat

Tab. 11.: Výsledné součinitele tření pro vzorky šroubů 1a, 1b

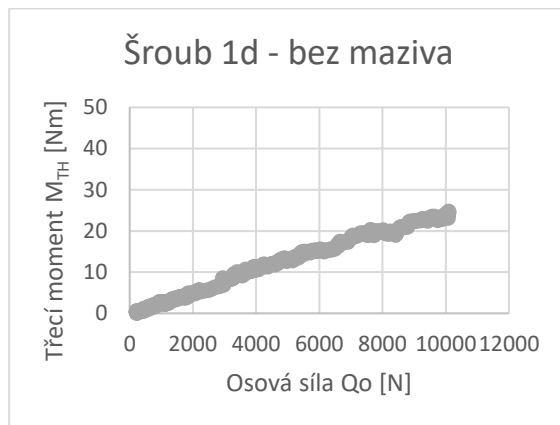
Vzorek	Kód	Mazivo	Součinitel tření (aprox.)	Výběrový průměr součinitele tření (zdroj. data)	Výběrová směrodatná odchylka (zdroj. data)
Šroub M12	1a	Bez maziva	0,541	0,474	0,067
		Mogul LA2	0,211	0,196	0,047
	1b	Bez maziva	0,396	0,459	0,062
		Mogul LA2	0,172	0,176	0,026



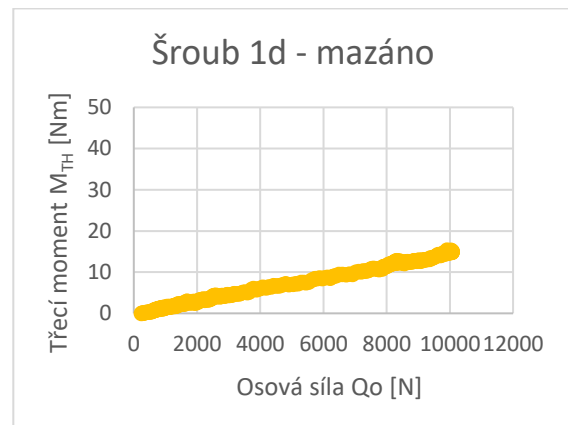
Graf 6.: Průběh třecího momentu – vzorek 1c – bez maziva



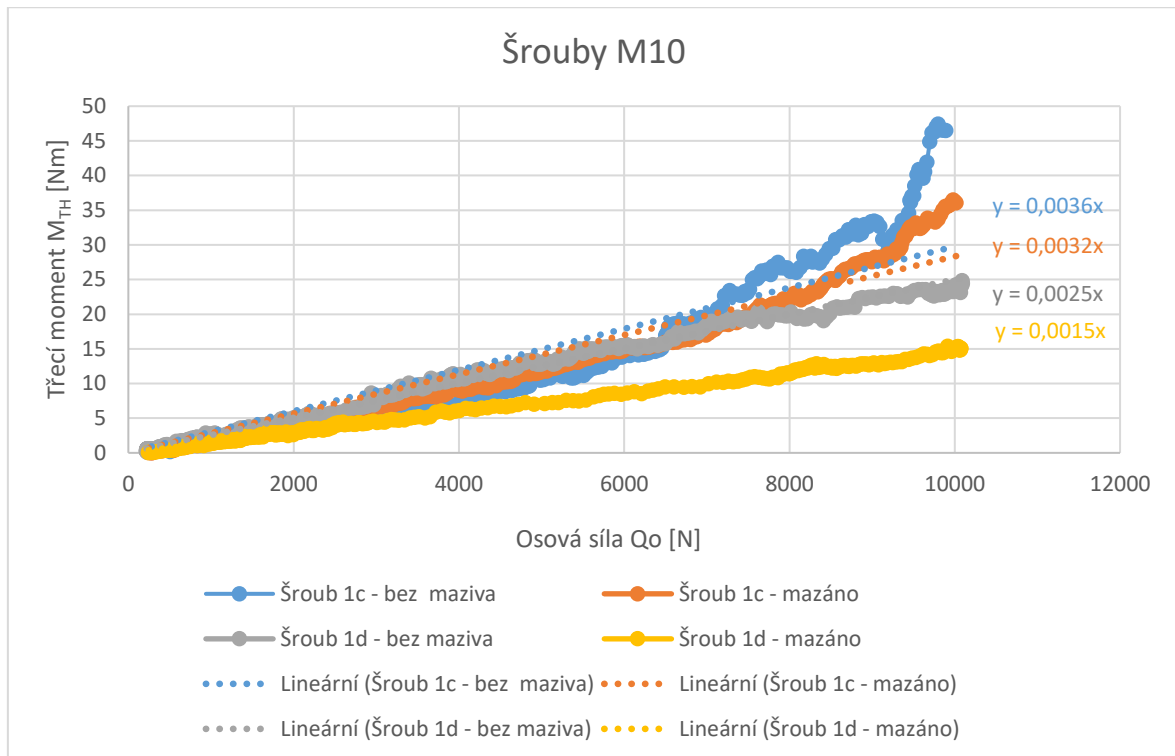
Graf 7.: Průběh třecího momentu – vzorek 1c – mazáno



Graf 8.: Průběh třecího momentu – vzorek 1d – bez maziva



Graf 9.: Průběh třecího momentu – vzorek 1d – mazáno

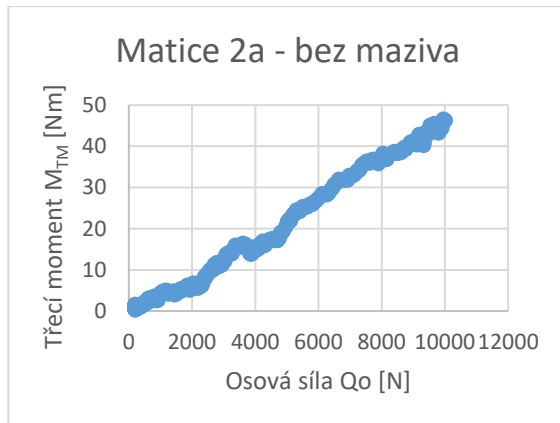


Graf 10.: Průběh třecího momentu vzorků 1c, 1d včetně linearizace zdrojových dat

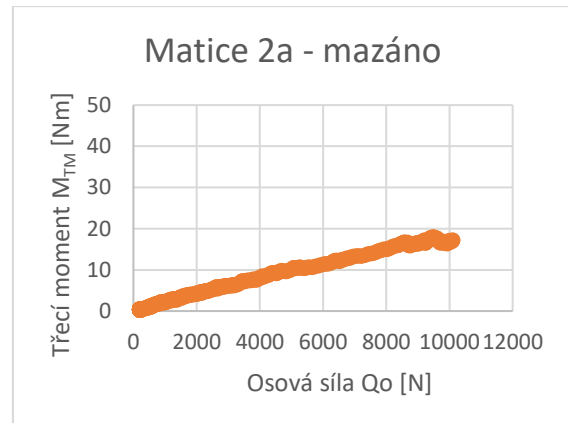
Tab. 12.: Výsledné součinitele tření pro vzorky šroubů 1c, 1d

Vzorek	Kód	Mazivo	Součinitel tření (aprox.)	Výběrový průměr součinitele tření (zdroj. data)	Výběrová směrodatná odchylka (zdroj. data)
Šroub M10	1c	Bez maziva	0,560	0,322	0,131
		Mogul LA2	0,498	0,315	0,120
	1d	Bez maziva	0,389	0,365	0,063
		Mogul LA2	0,233	0,222	0,031

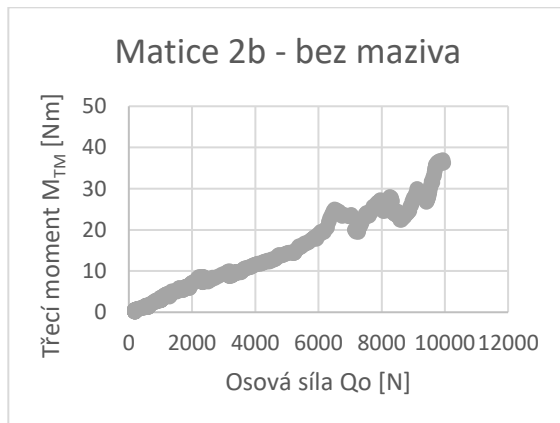
### 8.4.2. Experiment 2 – měření tření pod maticí



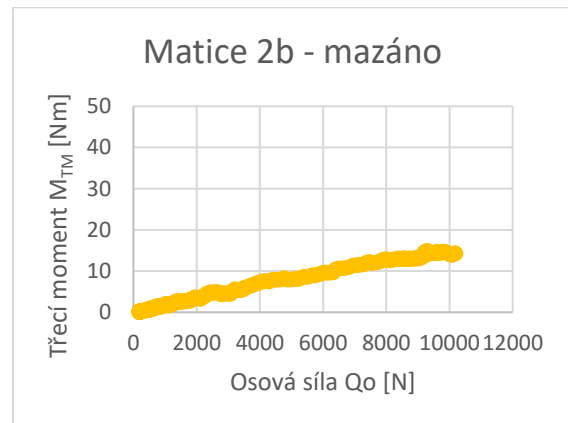
Graf 11.: Průběh třecího momentu – vzorek 2a – bez maziva



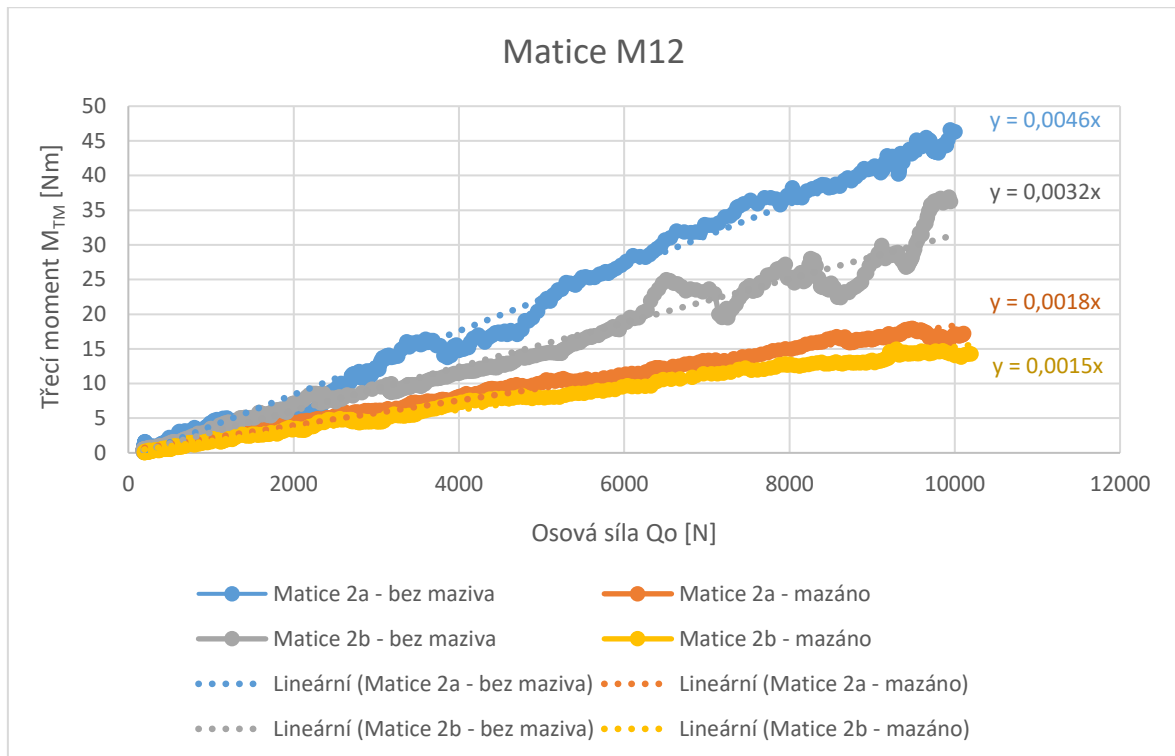
Graf 12.: Průběh třecího momentu – vzorek 2a – mazáno



Graf 13.: Průběh třecího momentu – vzorek 2b – bez maziva



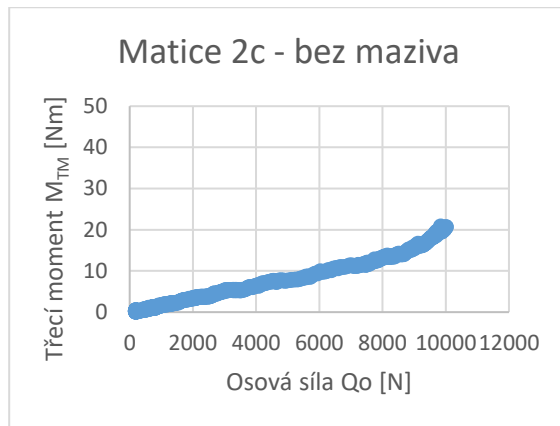
Graf 14.: Průběh třecího momentu – vzorek 2b – mazáno



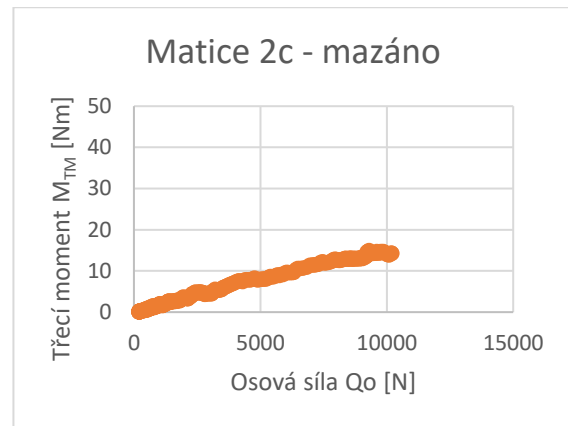
Graf 15.: Průběh třecího momentu vzorků 2a, 2b včetně linearizace zdrojových dat

Tab. 13.: Výsledné součinitele tření pro vzorky matic 2a, 2b

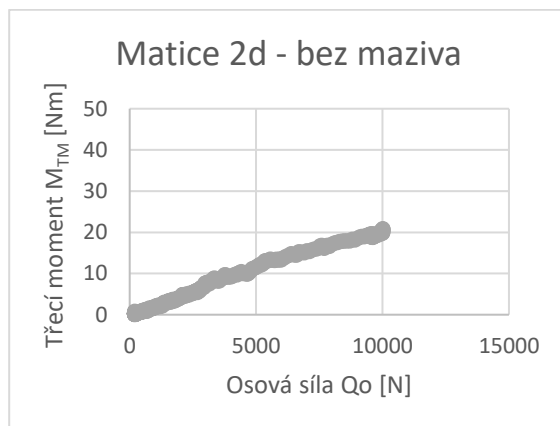
Vzorek	Kód	Mazivo	Součinitel tření (aprox.)	Výběrový průměr součinitele tření (zdroj. data)	Výběrová směrodatná odchylka (zdroj. data)
Matice M12	2a	Bez maziva	0,582	0,513	0,118
		Mogul LA2	0,228	0,246	0,038
	2b	Bez maziva	0,405	0,365	0,072
		Mogul LA2	0,190	0,169	0,062



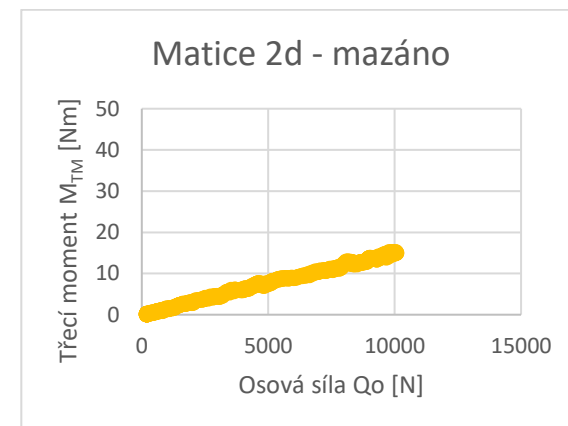
Graf 16.: Průběh třecího momentu – vzorek 2c – bez maziva



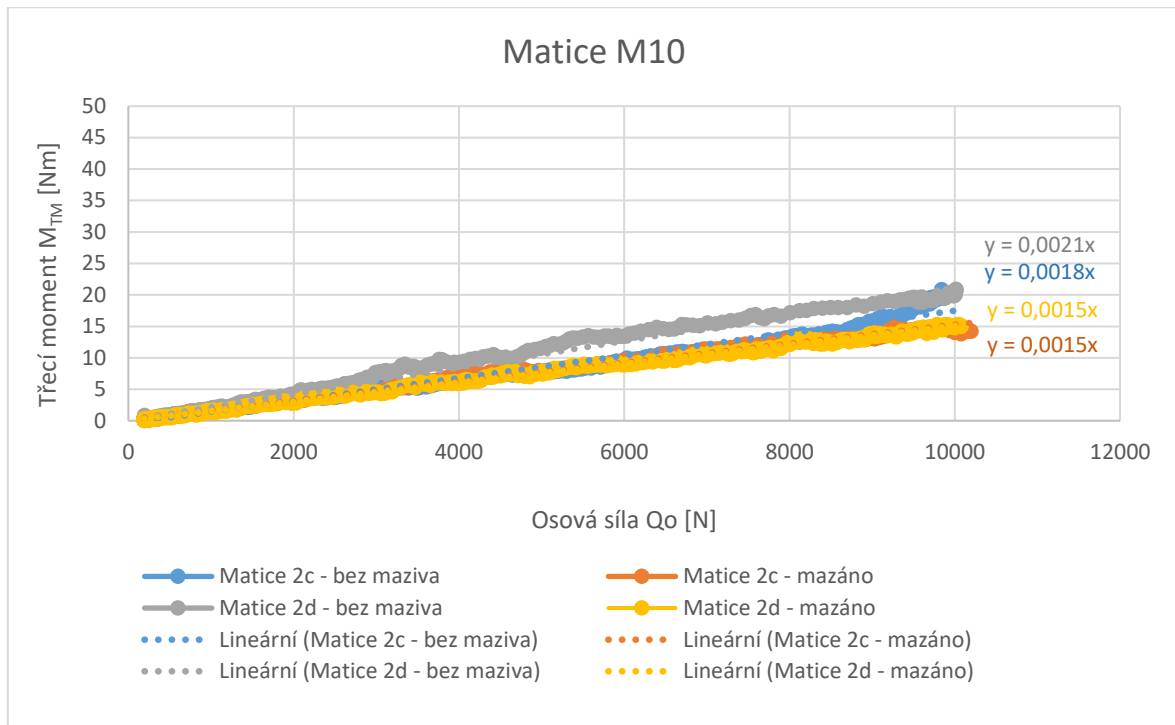
Graf 17.: Průběh třecího momentu – vzorek 2c – mazáno



Graf 18.: Průběh třecího momentu – vzorek 2d – bez maziva



Graf 19.: Průběh třecího momentu – vzorek 2d – mazáno



Graf 20.: Průběh třecího momentu vzorků 2c, 2d včetně linearizace zdrojových dat

Tab. 14.: Výsledné součinitele tření pro vzorky matic 2c, 2d

Vzorek	Kód	Mazivo	Součinitel tření (aprox.)	Výběrový průměr součinitele tření (zdroj. data)	Výběrová směrodatná odchylka (zdroj. data)
Matice M10	2c	Bez maziva	0,280	0,239	0,049
		Mogul LA2	0,233	0,234	0,050
	2d	Bez maziva	0,327	0,295	0,068
		Mogul LA2	0,233	0,220	0,040

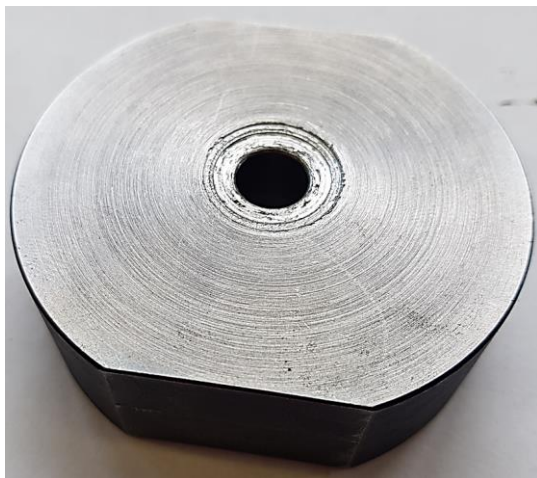


## 8.5. Chyby a nepřesnosti experimentálního měření

V návaznosti na navrženou metodiku byly realizovány 2 vybrané experimenty. Experimentálně byl zjišťován součinitel tření pod hlavami šroubů a pod maticemi na vybraných zkušebních vzorcích. Navržená metodika byla v průběhu experimentu optimalizována s ohledem na aspekty, které se při reálném měření vyskytly.

- Rychlé opotřebení dosedacích ploch vložek (Obr.53)
- Částečné opotřebení dosedacích ploch vybraných vzorků (Obr.54)
- Neergonomická výměna zkušebních vzorků
- Manuální regulace osově síly uzavíráním přepouštěcího ventilu

Vlivem rychlého opotřebování dosedacích ploch vložek bylo nutno po každém měření tyto plochy zarovnávat, neboť vložky nebyly nijak povrchově vytvrzeny. U některých vzorků šroubů velikostí M10 se při měření bez maziva vyskytly částečné povrchové vady na stykových plochách.



Obr. 53.: Opotřebení dosedací plochy vložky [autor]



Obr. 54.: Opotřebení dosedací plochy šroubu [autor]

Naměřené závislosti mají dle teorie jasně lineární charakter, avšak při aproximaci dat lineární funkcí tato přímka neprocházela počátkem souřadného systému. Byla tedy provedena aproximace s korekcí počátku, což ve výsledku ovlivňuje hodnotu součinitele tření. Ukazuje se, že výhodnější je vyhodnocení dat na základě reálných zdrojových dat a tento přístup bude jednoznačně verifikován v případě, že všechna provedená měření budou obsah zhruba stejný objem zdrojových dat, což lze v budoucnu zajistit například spojitě plynulou regulací

uzavírání přepouštěcího ventilu hydraulického agregátu lineárního hydromotoru. V případě dalších experimentů realizovaných v budoucnu bude nutno pro vyvození vyšších osových sil použít výkonnější hydraulický agregát, který by zároveň dokázal při vertikálním posuvu šroubu v reálném čase dorovnávat tlak v hydraulickém válci. Z hlediska ergonomie výměny zkušebních vzorků bude vhodné do budoucna vyřešit také přípravky a nářadí pro pojišťování testovaného vzorku vůči táhlu včetně nasvícení pojišťovacích otvorů. Dále bude také nutné dořešit zajištění polohy snímače tahové síly při procesu výměny vzorku k základu rámu.

Z hlediska nepřesností, které je zde možno uvažovat, přichází v úvahu nepřesnost tenzometrického snímače tahové síly, který při své třídě přesnosti 0,04 vykazuje při plném rozsahu absolutní chybu asi 50 N (viz *Příloha 1*). Snímač krouticího momentu s třídou přesnosti 0,2 má absolutní chybu při plném rozsahu 0,4 Nm (viz *Příloha 2*). V úvahu také standardně přichází korekce třecího momentu vlivem valivého odporu použitého axiálního jehlového ložiska, kterou zde zanedbáváme, protože je nevýrazná. Z katalogu firmy SKF (viz *Příloha 3*) byl proveden zjednodušený výpočet tohoto třecího momentu při plném zatížení tahovou osovou silou použitou v experimentech. V katalogu se bohužel nenachází hodnoty součinitele tření pro zde použité axiální jehlové ložisko, a tak byla pouze pro ukázkou použita hodnota součinitele tření pro ložisko válečkové, jehož hodnota by měla být nejbližší. Za ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dosadíme  $P = 10 \text{ kN}$ , za koeficient tření  $f_L = 0,0050$  a za  $d = 17 \text{ mm}$ , což představuje průměr díry ložiska.

$$M_{TL} = f_L \cdot P_L \cdot \frac{d_L}{2} = 0,0050 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot \frac{17}{2} = 425 \text{ Nmm} = 0,425 \text{ Nm}$$

8.5.1.

Do úvahy je zde nutné rovněž vzít manuální kalibraci použitých snímačů, a to především tenzometrického snímače tahové síly.

## 8.6. Vyhodnocení výsledků vybraných experimentů

Výsledky obou vybraných experimentů jsou zpřehledněny v následující *Tab. 15*. Pro srovnání jsou zde uvedeny hodnoty součinitelů tření z aproximovaných hodnot lineární funkcí a také výběrový součinitel tření vyhodnocený ze zdrojových dat včetně výběrové směrodatné odchylky. Experimentálně naměřená data potvrdila jeden ze základních předpokladů experimentu, a sice, že použití maziva má značný vliv na výslednou hodnotu součinitele tření v dosedacích plochách hlavy šroubu a matice. Zvláště patrné je to pak ve srovnávacích grafech 5. a 15. u testovaných vzorků velikostí M12. Měření ukázalo, že u vzorků menších velikostí je rozdíl měření bez maziva a s mazivem Mogul LA2 méně výrazný. Tato skutečnost mohla být ovlivněna menší stykovou dosedací plochou šroubů a matic velikostí M10, kde mohlo dojít k jistým nerovnoměrnostem z hlediska kolmosti stykové plochy a osy zatěžování osou silou za otáčení vzorkem konstantními otáčkami. Hypotéza byla ověřena i na vzorcích velikosti M8, jejichž výsledky tato práce sice neobsahuje, nicméně rozdíl ve výsledném součiniteli tření vzorků testovaných nasucho a s mazivem byl již takřka nulový. U všech testovaných vzorků velikostí M12 byl jasně potvrzen i druhý předpoklad experimentů, který očekával, že testované vzorky s povrchovou úpravou galvanického zinkování by měly vykazovat nižší koeficient tření v dosedacích plochách šroubu a matice, než vzorky z nerezového materiálu. Dle *Přílohy 4* je společností FABORY pro vzorky galvanicky pokovené i z austenitické nerezové oceli bez maziva uváděn koeficient tření v jistých případech i  $f \geq 0,3$ , což naměřená data splňují. Přesto jsou naměřené hodnoty mírně vyšší.

*Tab. 15.: Shrnutí výsledných součinitelů tření vybraných vzorků pro experimenty 1 a 2*

Vzorek	Kód	Mazivo	Součinitel tření (aprox.)	Výběrový průměr součinitele tření (zdroj. data)	Výběrová směrodatná odchylka (zdroj. data)
Šroub M12	1a	Bez maziva	0,541	0,474	0,067
		Mogul LA2	0,211	0,196	0,047
	1b	Bez maziva	0,396	0,459	0,062
		Mogul LA2	0,172	0,176	0,026
Šroub M10	1c	Bez maziva	0,560	0,322	0,131
		Mogul LA2	0,498	0,315	0,120
	1d	Bez maziva	0,389	0,365	0,063
		Mogul LA2	0,233	0,222	0,031
Matice M12	2a	Bez maziva	0,582	0,513	0,118
		Mogul LA2	0,228	0,246	0,038
	2b	Bez maziva	0,405	0,365	0,072
		Mogul LA2	0,190	0,169	0,062
Matice M10	2c	Bez maziva	0,280	0,239	0,049
		Mogul LA2	0,233	0,234	0,050
	2d	Bez maziva	0,327	0,295	0,068
		Mogul LA2	0,233	0,220	0,040

## 9. Závěr

V kapitole 1.1. byly vytyčeny čtyři cíle této bakalářské práce. V rámci plnění 1. cíle této bakalářské práce byla v kapitolách 2. až 6. řešena rešerše problematiky závitů, šroubových a závitových spojů. Kapitola 2. byla věnována definování základních pojmů, stručnému pohledu do historie a unifikace závitů v Evropě a Spojených státech. Dále byl v této kapitole nabídnut stručný pohled do problematiky výroby, tolerování a kontroly závitů a také možností v oblastech povlakování a mazání stykových ploch šroubového spoje. V kapitole 3., která se již více zaměřuje na šroubové spoje, jsou popsány procesy při montážním utahování, možnosti z hlediska způsobů montáže a následného pojišťování a také vliv těchto aspektů na případné poruchy šroubového spoje. Kapitola 4. definuje silové a třecí poměry působící v závitových dvojicích a také důležitost úhlu stoupání závitu na výslednou účinnost této závitové dvojice. V kapitole 5. je nabídnut stručný a zjednodušený postup v případě návrhu a kontroly pevnosti předepjatých šroubových spojů s ohledem na povahu provozní síly, tuhosti spojovaných i spojovacích částí a také dodržení požadované bezpečnosti i po zavedení provozní síly. Kapitola 6. popisuje obecné možnosti experimentálního ověřování vlastností šroubových spojů, mezi které patří součinitele tření v dosedacích plochách šroubů a matic, součinitele tření v závitech a relaxace šroubového spoje nebo pevnost.

Praktická část této práce začíná kapitolou 7. Byl vypracován návrh a byly realizovány konkrétní konstrukční úpravy. Jednalo se o zvětšení průměru osy pod řetězovým kolem, který byl původně poddimenzován kvůli špatnému vstupnímu parametru o ohybové síle. Byla také kontrolována další kritická místa z hlediska navržených průměrů. Dále byly provedeny následující konstrukční úpravy: změna typu válečkových ložisek v podsestavě řetězového kola, změna uložení vodících tyčí a volba únosnějšího axiálního ložiska nad tenzometrickým snímačem tahové síly. Tímto byl splněn 2. cíl této práce.

Pro splnění 3. a 4. cíle této bakalářské práce došlo v rámci kapitoly 8. k návrhu metodiky, realizaci a vyhodnocení vybraných experimentů ověřující součinitele tření v dosedacích plochách pod hlavami šroubů a pod maticemi. Při realizaci vybraných experimentů na zkušebních vzorcích bylo ověřeno, že provedení těchto experimentů při dané metodice měření a vyhodnocení zdrojových dat je možné a vede také k relevantním výsledkům.

V návaznosti na kapitolu 8.5. je zde do budoucna jistě prostor pro zlepšení z hlediska provedení dalších vybraných experimentů. V případě použitých vložek pro testované vzorky by bylo vhodné volit materiál s tvrdší povrchovou vrstvou, kterou nám mohou nabídnout například materiály tažené za studena. Bude také nutné vyřešit spojitou regulaci tlaku ve válci, což by zaručilo rovnoměrné zvyšování osových sil a zajištění stejného objemu získaných zdrojových dat pro snazší vyhodnocení vybraných experimentů.

Hlavním cílem této bakalářské práce byla realizace vybraných experimentů na experimentálním stanovišti pro komplexní testování šroubových spojů. Při faktu sestavení a oživení tohoto stanoviště v relativně krátkém časovém úseku lze považovat výsledky tohoto prvního zde realizovaného experimentálního měření jako velmi uspokojující. Výsledné součinitele tření neodporují hodnotám uváděným předními výrobci spojovacích prvků a lze tedy považovat provedené experimenty za úspěšné. Z hlediska komplexního testování šroubových spojů popisovaném v kapitole 6. je v budoucnu prostor pro realizaci dalších experimentálních měření ověřující třecí a silové poměry ve šroubových spojích.

Všechny vytyčené cíle této bakalářské práce byly splněny.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef aj. Části strojů: Technický průvodce 6 – 1. svazek, páté přepracované vydání. Praha: SNTL Praha, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] POSPÍŠIL, František. Závity, šrouby, matice a příslušenství. Praha: SNTL Praha, 1975. typové číslo L13-E1-IV-51/22385.
- [3] Měření středního průměru závitu na délkoměru SIP v ČMI Brno [online]. 2016 [cit.2022-03-10]. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=130766](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=130766)
- [4] Archimédes [online]. 2015, 22.6. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.antickysvet.cz/26083n-archimedes>
- [5] Historie šroubů [online]. 29.6. 2018 [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://cz.precision-hardware-factory.com/info/history-of-bolts-29055340.html>
- [6] ZÁRUBA, Jiljí. Kdo vynalezl šroub [online]. 1.3. 2019 [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.ireceptar.cz/hobby/kdo-vynalezl-sroub.html>
- [7] Historie starověkých, středověkých a raně novověkých šroubů [online]. 3.2. 2018 [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <http://zriceniny.cz/historie-starovekych-stredovekych-a-rane-novovekych-sroubu/>
- [8] The history of the bolt [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.nord-lock.com/insights/knowledge/2017/the-history-of-the-bolt/>
- [9] KANAVAL, Jan. Šroubové spoje a závitové mechanismy: Výuková prezentace. Praha, ČVUT FS, ZS 2021/2022.
- [10] Leonardo da Vinci [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.davinciacademia.cz/zajimavosti/leonardo-da-vinci/>
- [11] Joseph Whitworth [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.prints-online.com/joseph-whitworth-col-lit-616891.html>
- [12] FOLTÁNEK, Tomáš. Závity a jejich výroba [online]. 2021 [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.tznj.cz/wp-content/uploads/2021/03/zavity.pdf>
- [13] ČEP, Robert. Výroba závitů [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: [http://homel.vsb.cz/~cep77/tech\\_II](http://homel.vsb.cz/~cep77/tech_II)
- [14] Sadový závitník [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: [https://www.naradihorniq.cz/bucovice-tools-zavitnik-sadovy-m6-1-sada-no-2n-csn-22-3010-bu110-060\\_z10381/](https://www.naradihorniq.cz/bucovice-tools-zavitnik-sadovy-m6-1-sada-no-2n-csn-22-3010-bu110-060_z10381/)
- [15] Měření závitů [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1109>

- [16] *Kontrola závitů* [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1108>
- [17] *Závitové kalibry* [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <http://kalibr.cz/zavitove-kalibry/>
- [18] Bossard CZ, s.r.o. Funkční povlaky. *Bossard.com* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/cz-cs/produktova-reseni/-povlaky/funkcni-povlaky/>
- [19] HLAVÁČEK, Vratislav a Viktor KREIBICH. *Povlaky s mikrolamelami zinku* [online]. 13.10. 2004n. I. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/povlaky-s-mikrolamelami-zinku>
- [20] *Bolt Lubricant and Torque: A Comprehensive Guide* [online]. 30.1. 2021n. I. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.hextechnology.com/articles/bolt-lubricant-torque/>
- [21] TESAŘ, Martin. *Jak předcházet zadírání nejen nerezového spojovacího materiálu* [online]. 2017 [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://www.technicka-zarizeni.cz/jak-predchazet-zadirani-nejen-nerezoveho-spojovaciho-materialu-a-soucasne-zajistit-jeho-nasledne-povoleni/>
- [22] FOJTA, Lubomír. *Analýza šroubových spojů při aplikaci moderních spojovacích prvků, povlaků a maziv* [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/70772>
- [23] SMOLEK, Jan. *Kontrola předpětí šroubových spojů* [online]. 2013 [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: [https://www.sokolska.cz/DUMy/STT,%20KOM/VY\\_32\\_INOVACE\\_24-10.pdf](https://www.sokolska.cz/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_24-10.pdf)
- [24] KOLESA, Ivan. *Montáž a demontáž šroubových spojů* [online]. [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: [https://www.sousvodnany.cz/zet/File/drop/odv\\_s3a\\_1\\_05\\_montaz\\_a\\_demontaz\\_sr\\_oubovych\\_spoju-1605253704.pdf](https://www.sousvodnany.cz/zet/File/drop/odv_s3a_1_05_montaz_a_demontaz_sr_oubovych_spoju-1605253704.pdf)
- [25] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1997. ISBN 80-01-01701-X.
- [26] *Maximum security against unscrewing* [online]. [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: <https://www.boellhoff.com/cz-cs/vyroby-a-sluzby/specialni-spojovaci-prvky/jisteni-spoju-twin-lock.php>
- [27] *Předepjatý šroubový spoj* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [28] *Kulové vyrovnávací podložky* [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/norelem-normovane-dily/pruzny-system-normalizovanych-dilu/spojovaci-prvky-kulickove-tlacne-srouby-a-operne-desticky-zavitove-koliky-a-tlacne-prvky-momentove-srouby-a-zavitove-vlozky-srouby-s-krouzkem-vazaci-trmeny-nosne-cepy/spojovaci-prvky/24915/kulove-vyrovnacaci-podlozky.html>



- [29] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací. Ostrava: VŠB – TU Ostrava 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [30] SHOBERG, Ralph. *Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis* [online]. [cit. 2022-06-14]. Dostupné z: <http://www.hexagon.de/rs/engineering%20fundamentals.pdf>
- [31] *Obrana proti uvolňování* [online]. [cit. 2022-06-14]. Dostupné z: <https://www.nord-lock.com/cs-cz/zajimavosti/bolting-tips/2016/the-experts-picking-up-the-slack/>
- [32] Bossard AG. *Technické informace: Spojovací technika* [online]. 2015 [cit. 2022-06-14]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/cz-cs/assembly-technology-expert/technicke-informace/technicke-zdroje/>
- [33] KANAVAL, Jan, Eliška CÉZOVÁ, Vít KLÍMA a František STARÝ. *TESTING EQUIPMENT FOR COMPLEX ANALYSIS OF SCREW FASTENERS*. ČVUT FS, Ústav konstruování a částí strojů, 2017.
- [34] KINEX. *Valivé ložiská* [online]. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: [https://www.kinexbearings.sk/files/katalogy/NaStiahnutie/knihy/katalog\\_general\\_2\\_016.pdf](https://www.kinexbearings.sk/files/katalogy/NaStiahnutie/knihy/katalog_general_2_016.pdf)
- [35] SKF. *Válivá ložiska* [online]. [cit. 2022-06-19]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)
- [36] PARAMO, a.s. *Technické informace: Mogul LA2* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: [https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti\\_mogul\\_la2\\_z1.pdf](https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_la2_z1.pdf)
- [37] Mogul LA2. In: *Oleje.cz* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/p/mogul-la-2-250-g--18093>
- [38] HBM. *Snímač tahové síly U10M* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/wp-content/uploads/B01444.pdf>
- [39] HBM. *Snímač krouticího momentu T20WN* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/wp-content/uploads/b0673.pdf>
- [40] SKF. *Tření: Odhad třecího momentu* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://loziskavilim.cz/files/Servis/TechInfo/Treni.pdf>
- [41] FABORY. *Fasteners Catalog: Technické informace* [online]. [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: [https://fab-prod-media-bin.s3-eu-west-1.amazonaws.com/Digital\\_Catalog/small-Book-cs-CS.pdf](https://fab-prod-media-bin.s3-eu-west-1.amazonaws.com/Digital_Catalog/small-Book-cs-CS.pdf)

## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

### Zkratky

ANSI	American National Standards Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ČSN	Česká státní norma
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Evropská norma
ISO	International Organization for Standardization
MoS <sub>2</sub>	sulfid molybdenu
PAD	polyamid
PVD	Physical vapour deposition
TiN	Titan-Nitrid
UN	Unified National Fixed Pitch Series
UNC	Unified National Coarse Series
UNEF	Unified National Extra Fine Series
UNF	Unified National Fine Series
UNS	Unified National Special
USS	United States Standard
UTS	Unified Thread Standard
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

### Symboly – latinská abeceda

$C_0$	[N]	statická únosnost ložiska
$C_1$	[N/mm]	konstanta tuhostí částí přitěžovaných
$C_2$	[N/mm]	konstanta tuhostí částí odlehčovaných
$d$	[mm]	velký průměr závitu šroubu
$d_{10}$	[mm]	navrhovaný průměr osy
$d_{20}$	[mm]	kontrolovaný průměr osy
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu šroubu
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu šroubu
$D$	[mm]	velký průměr závitu matice
$D_{(Md)}$	[mm]	průměr průchozí díry pro šroub
$D_2$	[mm]	střední průměr závitu matice
$D_3$	[mm]	malý průměr závitu matice
$E$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	modul pružnosti v tahu
$f$	[-]	součinitel tření
$f'$	[-]	součinitel tření ostrého profilu závitu
$f_H$	[-]	součinitel tření pod hlavou šroubu
$f_L$	[-]	součinitel tření ložiska
$f_M$	[-]	součinitel tření pod maticí
$F$	[N]	obecná vnější síla
$F_1$	[N]	vnější síla přitěžující části
$F_2$	[N]	vnější síla odlehčující části
$F_h$	[N]	vnější horní síla cyklu
$F_{h1}$	[N]	vnější horní síla cyklu přitěžující části
$F_{h2}$	[N]	vnější horní síla cyklu odlehčující části
$F_{KR}$	[N]	vnější kritická síla

$F_N$	[N]	normálová síla v závitě
$F_R$	[N]	reakční síla v závitě
$F_T$	[N]	třecí síla v závitě
$F_V$	[N]	výsledná síla v závitě
$F_Z$	[N]	hnací obvodová síla v závitě
$F_d$	[N]	vnější dolní síla cyklu odlehčující části
$F_v$	[N]	výsledná síla namáhající osu
$i$	[-]	počet nosných závitů v matici
$k$	[-]	bezpečnost
$k_{min}$	[-]	minimální bezpečnost
$k_\sigma$	[-]	bezpečnost vůči namáhání tahem
$k_\tau$	[-]	bezpečnost vůči namáhání krutem
$l_s$	[mm]	původní délka šroubu
$M_{KK}$	[Nmm]	utahovací moment na klíči
$M_O$	[Nmm]	obecný ohybový moment
$M_{O_D}$	[Nmm]	maximální dovolený ohybový moment
$M_{O_{D_1}}$	[Nmm]	maximální dovolený ohybový moment na průměru $d_{1o}$
$M_{O_{D_2}}$	[Nmm]	maximální dovolený ohybový moment na průměru $d_{2o}$
$M_{O_{max}}$	[Nmm]	maximální ohybový moment
$M_{TH}$	[Nmm]	třecí moment pod hlavou šroubu
$M_{TL}$	[Nmm]	třecí moment ložiska
$M_{TM}$	[Nmm]	třecí moment pod maticí
$M_z$	[Nmm]	třecí moment v závitě
$n$	[ $min^{-1}$ ]	otáčky
$P$	[mm]	rozteč závitů
$P_h$	[mm]	stoupání závitů
$P_L$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$p_z$	[MPa]	měrný tlak v závitech
$p_{zD}$	[MPa]	dovolený měrný tlak v závitech
$q$	[-]	součinitel provozního předpětí
$Q$	[N]	obecná vnitřní síla
$Q_0$	[N]	osové předpětí
$Q_1$	[N]	vnitřní síla částí přitěžovaných
$Q_{1a}$	[N]	vnitřní amplitudová síla cyklu částí přitěžovaných
$Q_{1d}$	[N]	vnitřní dolní síla cyklu částí přitěžovaných
$Q_{1h}$	[N]	vnitřní horní síla cyklu částí přitěžovaných
$Q_{1m}$	[N]	vnitřní střední síla cyklu částí přitěžovaných
$Q_2$	[N]	vnitřní síla částí odlehčovaných
$Q_{2a}$	[N]	vnitřní amplitudová síla cyklu částí odlehčovaných
$Q_{2d}$	[N]	vnitřní dolní síla cyklu částí odlehčovaných
$Q_{2h}$	[N]	vnitřní horní síla cyklu částí odlehčovaných
$Q_{2m}$	[N]	vnitřní střední síla cyklu částí odlehčovaných
$Q_V$	[N]	výsledné předpětí
$Q_z$	[N]	ztráta předpětí
$R_A$	[N]	reakce v místě uložení ložiska A
$R_B$	[N]	reakce v místě uložení ložiska B
$R_e$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	výrazná mez kluzu v tahu
$R_{p0,2}$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	smluvní mez kluzu v tahu
$s$	[mm]	vnější kružnice nákrůžku



$s_0$	$[-]$	statická bezpečnost ložiska
$S_3$	$[mm^2]$	průřez dřívku šroubu
$u$	$[-]$	využití meze kluzu
$W_{k3}$	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu dřívku šroubu
$W_o$	$[mm^3]$	modul průřezu v ohybu
$y$	$[mm]$	průhyb
$y_D$	$[mm]$	dovolený průhyb

### Symbols – řecká abeceda

$\alpha$	$[^\circ]$	vrcholový úhel profilu závitu
$\gamma$	$[^\circ]$	úhel stoupání závitu
$\Delta L$	$[mm]$	celková deformace předepjatého spoje
$\Delta l_1^0$	$[mm]$	prodloužení šroubu vlivem utažení
$\Delta l_1$	$[mm]$	prodloužení šroubu vlivem provozní síly
$\Delta l_2^0$	$[mm]$	stlačení trubek vlivem utažení
$\Delta l_2$	$[mm]$	stlačení trubek vlivem provozní síly
$\Delta l_S$	$[mm]$	prodloužení šroubu
$\Delta l_z$	$[mm]$	hodnota sesednutí
$\varepsilon$	$[-]$	poměrná deformace
$\eta_S$	$[-]$	účinnost závitové dvojice
$\lambda$	$[mm]$	změna deformace vlivem provozní síly
$\rho_H$	$[mm]$	třecí poloměr hlavy šroubu
$\rho_M$	$[mm]$	třecí poloměr matice
$\sigma_a$	$[Nmm^{-2}]$	amplitudové napětí cyklu provozního
$\sigma_A$	$[Nmm^{-2}]$	amplitudové napětí cyklu kritického
$\sigma_{C(-1)}^x$	$[Nmm^{-2}]$	snížená mez únavy
$\sigma_D$	$[Nmm^{-2}]$	maximální dovolené napětí
$\sigma_{Kt}$	$[Nmm^{-2}]$	Výrazná mez kluzu v tahu
$\sigma_{Kt}^x$	$[Nmm^{-2}]$	snížená mez kluzu v tahu
$\sigma_m$	$[Nmm^{-2}]$	střední napětí cyklu provozního
$\sigma_M$	$[Nmm^{-2}]$	střední napětí cyklu kritického
$\sigma_{1max}$	$[Nmm^{-2}]$	maximální napětí částí přitěžovaných
$\sigma_o$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od namáhání ohybem
$\sigma_{Q_0}$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od osového předpětí
$\sigma_{Q_1}$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od vnitřní síly částí přitěžovaných
$\sigma_{Q_{1h}}$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od vnitřní horní síly cyklu částí přitěžovaných
$\sigma_{red}$	$[Nmm^{-2}]$	redukované napětí
$\sigma_t$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od namáhání tahem
$\tau$	$[Nmm^{-2}]$	napětí od namáhání krutem
$\varphi$	$[^\circ]$	třecí úhel plochého profilu závitu
$\varphi'$	$[^\circ]$	třecí úhel ostrého profilu závitu
$\psi_1$	$[^\circ]$	úhel směrnice přímky částí přitěžovaných
$\psi_2$	$[^\circ]$	úhel směrnice přímky částí odlehčovaných

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1.: Schéma vnitřního a vnějšího závitu [3]</i> .....	2
<i>Obr. 2.: Archimédes [4]</i> .....	3
<i>Obr. 3.: Leonardo da Vinci [10]</i> .....	3
<i>Obr. 4.: Joseph Whitworth [11]</i> .....	4
<i>Obr. 5.: Dělená závitová čelist [12]</i> .....	6
<i>Obr. 6.: Kruhová závitová čelist [12]</i> .....	6
<i>Obr. 7.: Sada závitníků [14]</i> .....	7
<i>Obr. 8.: Závitové kalibry [17]</i> .....	9
<i>Obr. 9.: Spoj s průchozími dírami [autor]</i> .....	13
<i>Obr. 10.: Spoj se závrtným šroubem [autor]</i> .....	13
<i>Obr. 11.: Spoj se zapuštěnou hlavou šroubu [autor]</i> .....	13
<i>Obr. 12.: Spoj s lícovaným šroubem, korunovou maticí a závlačkou [autor]</i> ..	13
<i>Obr. 13.: Silový tok v předepjatém šroubovém spoji [25]</i> .....	17
<i>Obr. 14.: Aplikace podložek Twin-lock [26]</i> .....	19
<i>Obr. 15.: Experimentální ověření pojišťovacích schopností [9]</i> .....	20
<i>Obr. 16.: Spoj s vyrovnávací kulovou podložkou [28]</i> .....	21
<i>Obr. 17.: Utahování matice samosvorného závitu [29]</i> .....	22
<i>Obr. 18.: Povolování matice samosvorného závitu [29]</i> .....	23
<i>Obr. 19.: Účinnost závitové dvojice v závislosti na úhlu stoupání závitu [22]</i> .	24
<i>Obr. 20.: Spoj zatížený tahovou provozní silou <math>F</math> [32]</i> .....	26
<i>Obr. 21.: Rötšcherův diagram předepjatého spoje – zatížení statickou tahovou provozní silou <math>F</math> [25]</i> .....	27
<i>Obr. 22.: Rötšcherův diagram předepjatého spoje – zatížení dynamickou míjivou tahovou provozní silou <math>F</math> [25]</i> .....	29
<i>Obr. 23.: Smithův (smyčkový) diagram pro tahový míjivý cyklus [25]</i> .....	31
<i>Obr. 24.: Transformace utahovacího momentu [30]</i> .....	33
<i>Obr. 25.: Závislost utahovacího momentu na úhlu pootočení – přeměny energie [30]</i> .....	33
<i>Obr. 26.: Závislost utahovacího momentu na úhlu pootočení – 4 fáze utahování [30]</i> .....	34
<i>Obr. 27.: Rötšcherův diagram po relaxaci spoje [32]</i> .....	35

<i>Obr. 28.: Model experimentálního zařízení pro komplexní testování šroubových spojů [33].....</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 29.: Reální podoba experimentálního zařízení pro komplexní testování šroubových spojů [autor] .....</i>	<i>37</i>
<i>Obr. 30.: Dimenzovaná osa podsestavy řetězového kola jako nosník na dvou podporách [autor] .....</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 31.: Řetězové kolo [autor].....</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 32.: Osa podsestavy řetězového kola [autor] .....</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 33.: Původní dvojice ložisek podsestavy řetězového kola [34] .....</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 34.: Nová dvojice ložisek podsestavy řetězového kola [34].....</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 35.: Původní podoba podsestavy řetězového kola [autor] .....</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 36.: Nová podoba podsestavy řetězového kola [autor].....</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 37.: Původní uložení vodicích tyčí [autor] .....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 38.: Kuželové svěrné pouzdro [autor] .....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 39.: Nové uložení vodicích tyčí [autor].....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 40.: Původní jednořadé axiální kuličkové ložisko [35].....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 41.: Nové axiální jehlové ložisko včetně ložiskových kroužků [35] .....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 42.: Soubor vybraných testovaných vzorků [autor].....</i>	<i>44</i>
<i>Obr. 43.: Plastické mazivo Mogul LA2 [37].....</i>	<i>44</i>
<i>Obr. 44.: Schéma upnutí pro měření tření pod hlavou šroubu [autor].....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 45.: Schéma upnutí pro měření tření pod maticí [autor] .....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 46.: Uložení testovaného šroubu [autor].....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 47.: Uložení testované matice [autor] .....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 48.: Nástrčná hlavice s prodlužovacím nástavcem na testovaném šroubu [autor] .....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 49.: Nástrčná hlavice s prodlužovacím nástavcem na testované matici [autor] .....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 50.: Připojení testovaného šroubu k taženému řetězu [autor] .....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 51.: Hydraulický lineární motor s pohonem [autor] .....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 52.: Testovací prostředí v programu Labview [autor].....</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 53.: Opotřebenění dosedací plochy vložky [autor].....</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 54.: Opotřebenění dosedací plochy šroubu [autor].....</i>	<i>58</i>

## SEZNAM GRAFŮ

<i>Graf 1.: Průběh třecího momentu – vzorek 1a – bez maziva.....</i>	<i>50</i>
<i>Graf 2.: Průběh třecího momentu – vzorek 1a – mazáno .....</i>	<i>50</i>
<i>Graf 3.: Průběh třecího momentu – vzorek 1b – bez maziva.....</i>	<i>50</i>
<i>Graf 4.: Průběh třecího momentu – vzorek 1b – mazáno .....</i>	<i>50</i>
<i>Graf 5.: Průběh třecího momentu vzorků 1a, 1b včetně linearizace zdrojových dat .....</i>	<i>51</i>
<i>Graf 6.: Průběh třecího momentu – vzorek 1c – bez maziva.....</i>	<i>52</i>
<i>Graf 7.: Průběh třecího momentu – vzorek 1c – mazáno .....</i>	<i>52</i>
<i>Graf 8.: Průběh třecího momentu – vzorek 1d – bez maziva.....</i>	<i>52</i>
<i>Graf 9.: Průběh třecího momentu – vzorek 1d – mazáno .....</i>	<i>52</i>
<i>Graf 10.: Průběh třecího momentu vzorků 1c, 1d včetně linearizace zdrojových dat .....</i>	<i>53</i>
<i>Graf 11.: Průběh třecího momentu – vzorek 2a – bez maziva.....</i>	<i>54</i>
<i>Graf 12.: Průběh třecího momentu – vzorek 2a – mazáno .....</i>	<i>54</i>
<i>Graf 13.: Průběh třecího momentu – vzorek 2b – bez maziva.....</i>	<i>54</i>
<i>Graf 14.: Průběh třecího momentu – vzorek 2b – mazáno .....</i>	<i>54</i>
<i>Graf 15.: Průběh třecího momentu vzorků 2a, 2b včetně linearizace zdrojových dat .....</i>	<i>55</i>
<i>Graf 16.: Průběh třecího momentu – vzorek 2c – bez maziva.....</i>	<i>56</i>
<i>Graf 17.: Průběh třecího momentu – vzorek 2c – mazáno .....</i>	<i>56</i>
<i>Graf 18.: Průběh třecího momentu – vzorek 2d – bez maziva.....</i>	<i>56</i>
<i>Graf 19.: Průběh třecího momentu – vzorek 2d – mazáno .....</i>	<i>56</i>
<i>Graf 20.: Průběh třecího momentu vzorků 2c, 2d včetně linearizace zdrojových dat .....</i>	<i>57</i>

## SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1.: Používané spojovací závity .....</i>	<i>5</i>
<i>Tab. 2.: Používané pohybové závity .....</i>	<i>5</i>
<i>Tab. 3.: Uložení s vůlí .....</i>	<i>8</i>
<i>Tab. 4.: Uložení přechodné .....</i>	<i>8</i>
<i>Tab. 5.: Uložení s přesahem .....</i>	<i>9</i>
<i>Tab. 6.: Přehled povrchových úprav závitů .....</i>	<i>10</i>
<i>Tab. 7.: Parametry experimentálního zařízení .....</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 8.: Přehled vzorků šroubů pro experiment 1 .....</i>	<i>43</i>
<i>Tab. 9.: Přehled vzorků matic pro experiment 2 .....</i>	<i>43</i>
<i>Tab. 10.: Vnější průměry nákrůžků a průměry průchozích děr pro jednotlivé měřené vzorky .....</i>	<i>49</i>
<i>Tab. 11.: Výsledné součinitele tření pro vzorky šroubů 1a, 1b .....</i>	<i>51</i>
<i>Tab. 12.: Výsledné součinitele tření pro vzorky šroubů 1c, 1d .....</i>	<i>53</i>
<i>Tab. 13.: Výsledné součinitele tření pro vzorky matic 2a, 2b .....</i>	<i>55</i>
<i>Tab. 14.: Výsledné součinitele tření pro vzorky matic 2c, 2d .....</i>	<i>57</i>
<i>Tab. 15.: Shrnutí výsledných součinitelů tření vybraných vzorků pro experimenty 1 a 2 .....</i>	<i>61</i>





## SEZNAM PŘÍLOH

*Příloha 1: Katalog firmy HBM – snímač síly U10M [38]*

*Příloha 2: Katalog firmy HBM – snímač krouticího momentu T20WN [39]*

*Příloha 3: Katalog firmy SKF – odhad třecího momentu ložiska [40]*

*Příloha 4: Technická příručka společnosti FABORY – vybrané koeficienty tření v závitu a dosedacích plochách pro různé materiály a povrchové úpravy [41]*