



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# **NÁVRH UTAHOVACÍHO MOMENTU ŠROUBOVÉHO SPOJE V PLASTOVÝCH KOMPONENTECH**

DRAFT BOLTING TORQUE IN PLASTIC COMPONENTS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**MATĚJ PIŇOS**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. JIŘÍ DVOŘÁČEK, Ph.D.**

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/15

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Matěj Piňos

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Návrh utahovacího momentu šroubového spoje v plastových komponentech**

v anglickém jazyce:

### **Draft bolting torque in plastic components**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je rozbor způsobů spojování plastových komponent v automobilovém průmyslu. Součástí práce je experimentální ověření vybraných typů spojů v konkrétní aplikaci.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Metody
5. Výsledky
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, laboratorní protokol

Typ práce: teoretická; Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2015.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf)

Šablona práce: [http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK\\_sablona\\_praci.zip](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip)

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUT IUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 19. 11. 2014



*v.z. Hartl*  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

*v.z. Bedouš*  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou šroubových spojů v plastových komponentech. V práci jsou obecně popsány šroubové spoje, závity samořezných šroubů, problematika předepjatých spojů a způsoby vyvození požadovaného předpětí. Poznatky byly dále aplikovány na konkrétní šroubový spoj, který je zaveden v sériové výrobě, za účelem ověření správnosti způsobu montáže.

Zkoumaný spoj byl podroben destrukční zkoušce a zkoušce, která sleduje otlaky plastových dílů. Výsledky byly numericky zpracovány a statisticky vyhodnoceny. Dále byla ověřena přesnost aktuálně používaného utahovacího nástroje.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

šroubový spoj, utahovací moment, samořezný šroub

---

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis is dealing with problem of screw connections in plastic components. There are universally described screw connections, threads of tapping screws, issue of prestressed bolt connections and ways to make pretension. Knowledge was applied to specific bolt connection (which is in production) to verify the assembly method.

The examined connection was put to the destructive test and the test which explores pressure marks on the plastic components. Results were numerically processed and statistically evaluated. The accuracy of current tightening tools was verified too.

## **KEYWORDS**

screw connection, tightening torque, tapping screw

---



**BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PIŇOS, M. *Návrh utahovacího momentu šroubového spoje v plastových komponentech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

---





**ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Čestně prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně za pomoci uvedené literatury a konzultací s Ing. Jiřím Dvořáčkem, Ph.D. a zadavatelem z průmyslové sféry.

V Brně dne 22. 5. 2015

.....  
Matěj Piňos

---



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji panu Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za cenné rady, které mi během vypracování poskytl. Velké díky patří společnosti Atlas Copco, která poskytla měřicí vybavení. Dále bych chtěl poděkovat za podporu mé rodiny a blízkých po celou dobu studií.

---



**OBSAH**

<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>15</b>
<b>2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ .....</b>	<b>16</b>
2.1 Historie šroubů.....	16
2.2 Šroubové spoje.....	16
2.2.1 Spojovací šrouby .....	17
2.2.2 Profily závitů samořezných šroubů pro montáž do plastů.....	17
2.2.3 Síly působící v předepjatém šroubovém spoji.....	19
2.2.4 Utahovací moment.....	20
2.3 Metody vyvození předpětí ve šroubových spojích .....	20
2.3.1 Momentový klíč.....	20
2.3.2 Elektrický utahovák .....	22
2.3.3 Pneumatický utahovák.....	22
2.3.4 Hydraulický utahovák.....	23
<b>3. ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE .....</b>	<b>24</b>
3.1 Charakteristika spoje.....	24
3.1.1 Nosný díl .....	25
3.1.2 Brzdové světlo .....	25
3.1.3 Šroub.....	26
3.1.4 Vybrané mechanické vlastnosti materiálů jednotlivých komponentů..	26
3.2 Popis montáže .....	27
3.2.1 Aktuální stav ve výrobě .....	27
<b>4. METODY.....</b>	<b>28</b>
4.1 Teoretický výpočet .....	28
4.1.1 Výpočet stykové plochy .....	28
4.1.2 Výpočet síly předpětí.....	29
4.1.3 Teoretický utahovací moment .....	29
4.1.4 Kontrola šroubu .....	30
4.2 Experimentální určení utahovacího momentu .....	32
4.2.1 Přehled použitých nástrojů .....	32
4.2.2 Destrukční zkouška .....	35
4.2.3 Zkouška na otlačení .....	36
4.2.4 Ověření přesnosti aktuálně používaného šroubováku .....	36
4.3 Zpracování naměřených dat během destrukční zkoušky .....	37
4.3.1 Načtení dat.....	38
4.3.2 Odmazání části křivky za vrcholem .....	38
4.3.3 Vymezení oblasti utahování na předpětí .....	39
4.3.4 Odstranění záchvěvů.....	40
4.3.5 Proložení přímkou .....	41
4.3.6 Nalezení mezního momentu .....	41
<b>5. VÝSLEDKY .....</b>	<b>42</b>
5.1 Teoretický výsledek.....	42
5.2 Výsledky destrukční zkoušky .....	42
5.2.1 Statistické zpracování .....	42
5.3 Výsledky zkoušky na otlačení .....	43
5.4 Výsledek zkoušky přesnosti aktuálního šroubováku .....	43
5.5 Shrnutí výsledků .....	43

<b>6.</b>	<b>DISKUZE .....</b>	<b>44</b>
<b>7.</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>45</b>
<b>8.</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>46</b>
<b>9.</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN .....</b>	<b>48</b>
<b>10.</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ.....</b>	<b>49</b>
<b>11.</b>	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>50</b>
<b>12.</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>51</b>

---

## 1. ÚVOD

Plastové komponenty jsou v průmyslové výrobě spojovány nejrůznějším způsobem. Může se jednat např. o lepení, svařování, zacvaknutí klipů nebo použití šroubového spoje. Po navržení šroubového spojení plastových dílců je nutné jej ověřit, zda splňuje všechny kladené požadavky. Mezi výrobci není tento typ spoje příliš oblíbený, protože prodlužuje čas montáž ve srovnání s jinými možnostmi.

Zadání bakalářské práce vzniklo z požadavku zadavatelské firmy na návrh a ověření utahovacího momentu šroubového spoje na zadním spoileru auta značky Mercedes. Zmíněný díl je zavedený v sériové výrobě.

Spojování plastových komponentů šrouby je obecně velice specifickou oblastí. Ve většině případů je spojení realizováno pouze šroubem a roli matice přebírají spojované součásti. Podložku nahrazuje zvětšená dosedací plocha hlavy šroubu. Pro měkké materiály, jako je plast, dřevo, byly vyvinuty speciální geometrie závitů, které zajišťují dostatečnou únosnost. Z důvodů urychlení výroby není závit v plastových komponentech předem připraven, ale používají se samořezné šrouby.

Samořezný šroub má ve srovnání se šroubem s metrickým závitem menší nosný průřez. S tímto faktem je třeba počítat při návrhu způsobu utažení. Další odlišností od všeobecně známých šroubů s metrickým závitem je tvar hlavy. Často tato část šroubu přebírá funkci podložky. K propojení hlavy šroubu a utahovacího nástroje se používají různě tvarované bity. Ty zajišťují správnou pozici šroubu a mají i bezpečnostní charakter (např. trojúhelníkový bit pro šrouby do vysoušeče vlasů).

Při montáži je obecně nutné vyvarovat se stavům, kdy kterákoliv součást přestává plnit svoji funkci. Šroub musí odolat zatížení od krutu a zejména od síly předpětí, která vzniká při utažení. Materiál jedné ze spojovaných součástí musí odolat zejména smykovému zatížení, které působí na vytvořený závit. Druhá ze spojovaných součástí je silou předpětí intenzivně stlačována. To může vést až k tečení materiálu nebo prasknutí.

## 2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Historie šroubů

První šroub byl pravděpodobně vynalezen řeckým matematikem Archimédem ze Syrákús ve 3. stol. př. n. l. Jeho vynález měl zcela jiný účel, než mají šrouby v dnešní době. Sloužil k čerpání vody (obr. 1). Asi od 1. stol. př. n. l. našly dřevěné šrouby uplatnění u lisů na olivový olej a při mandlování prádla. Dnes by tyto šrouby byly označeny jako pohybové. Kovové spojovací šrouby se objevily až v 15. stol. První zmínka o kovovém šroubu s průběžnou drážkou je datována do roku 1513, kdy jej vyrobil a použil německý hodinář. Šestihranný tvar hlavy šroubu a matice se objevuje v 2. pol. 16. stol. Jejich výroba probíhala ručně. V roce 1800 Henry Maudslay zdokonalil suport soustruhu. To umožnilo výrobu závitů řezáním. Válcovaný závit se ve větší míře objevuje až v 50. letech 20. stol [6].



Obr. 1 Archimédův šroub – provedení pro výukové účely [5]

### 2.2 Šroubové spoje

Závit šroubového spoje stále patří k mimořádně důležitým konstrukčním prvkům. Dnes slouží převážně k vzájemnému spojení strojních součástí, které na sebe funkčně navazují. Je také základem pohybových šroubů, které mění rotační pohyb na posuvný. Je-li závit použitý přímo na spojovaných součástech jako konstrukční prvek, slouží k realizaci přímého spojení součástí. K nepřímému rozebíratelnému spojení součástí slouží závitové spojovací součásti. Šrouby se též používají k nastavení vzájemné polohy součástí nebo k měření (mikrometrické šrouby).

Šroubové spoje můžeme dále rozdělit na spoje s předpětím a spoje bez předpětí. Většina šroubových spojů je konstruována jako spoje s předpětím. Spoje bez předpětí jsou méně časté a mají menší význam [1].



### 2.2.1 Spojovací šrouby

2.2.1

„Spojovací šrouby slouží k pevnému rozebíratelnému spojení strojních součástí. Podle účelu a použití se spojovací šrouby dělí na maticové šrouby (s hlavou a maticí), závrtné šrouby a šrouby pro zvláštní účely. Spojovací šrouby jsou standardizovány řadou norem [2].“ Tato kapitola bude dále věnována problematice spojovacích šroubů s předpětím, které jsou určeny pro montáž do plastů.

### 2.2.2 Profily závitů samořezných šroubů pro montáž do plastů

2.2.2

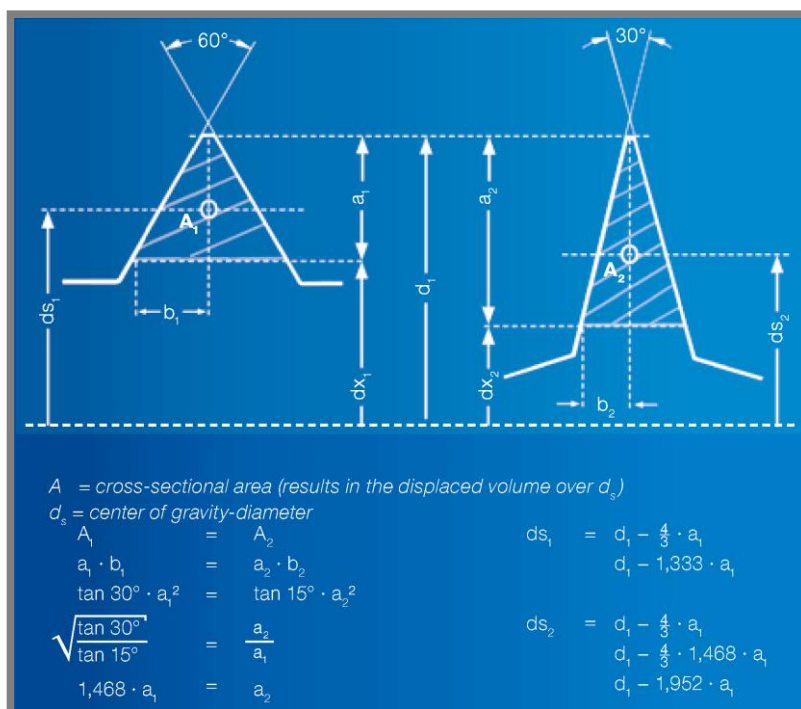
Při návrhu spoje plastových komponentů se v současné době často používá samořezný šroub. Samořezné šrouby jsou nejčastěji kalené ocelové šrouby, které si vytlačí nebo vyříznou samy pro sebe závit v hladkých válcových dírách menšího průměru, než je velký průměr závitu. Šrouby do umělých hmot (a ostatních měkkých materiálů jako např. dřevo, kůže, tenké hliníkové plechy, sádrokarton...) mají ostrý závit s malým vrcholovým úhlem (např. 30°) a velkým stoupáním. Dřík bývá zakončen tupým nebo ostrým kuželem, aby se šroub snadněji zařezával do díry. Pěchováním materiálu kolem závitu vzniká v díře radiální tlak, který zvyšuje odolnost šroubu vůči uvolnění. Tento typ spojení není vhodný pro časté rozebírání [2].

V praxi lze nalézt dále vyjmenované příklady atypických tvarů závitů [3].

- Závit typu Delta PT

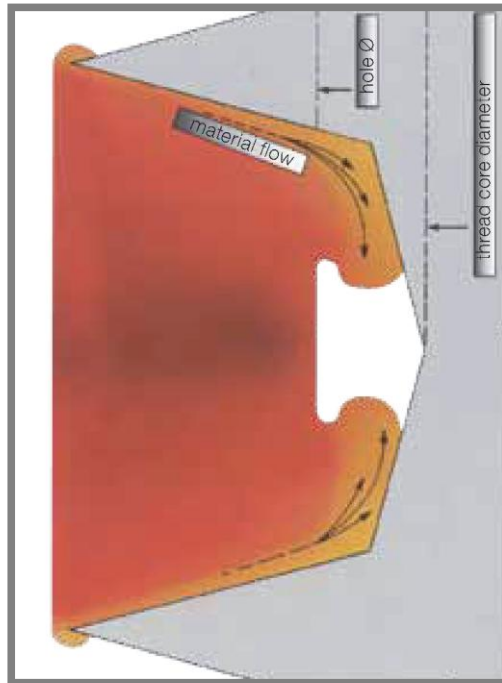
Tento profil závitu byl firmou EJOT speciálně vyvinut a patentován pro aplikaci v termoplastech [7]. Úhel profilu je oproti metrickému závitu poloviční, tedy 30°.

Na schematickém obr. 2 je srovnán metrický závit se závitem typu Delta PT. Při zachování stejně velkého průměru závitu, se s polovičním úhlem profilu mění důležité parametry geometrie. Při vytknutí části závitu o stejných plochách je u každého typu jiná výška a střední průměr závitu.



Obr. 2 Srovnání metrické závitu a závitu Delta PT [8]

Zde konkrétně je výška profilu Delta PT téměř 1,5násobek výšky profilu metrického závitu, což zvětšuje hloubku, do které se závit zařezává. Šroub je tak obtečen (obr. 3) větším množstvím materiálu a spoj má větší únosnost.

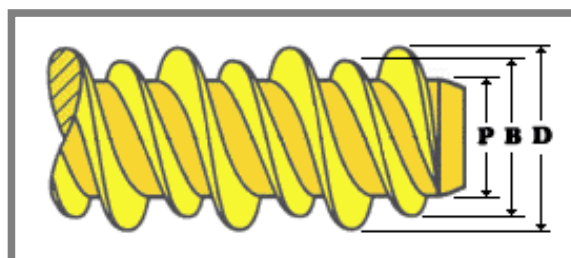


Obr. 3 Obtékání závitu Delta PT plastem [8]

- *Závit typu HI-LO*

Šroub se závitem typu HI-LO nese dvojí šroubovici – jedna s vyšším a druhá s nižším závitem (obr. 4). Vyšší profil závitu má vrcholový úhel  $30^\circ$  a vnější průměr rovný velkému průměru šroubu. Nižší profil je odvozen od metrického závitu s vrcholovým úhlem  $60^\circ$  a průměrem rovným přibližně polovině velkého průměru šroubu [9].

Vzduchová mezera v obr. 3, která vzniká nedokonalým obtečením profilu Delta PT, je v případě použití závitu HI-LO zaplněna nižším závitem. Tím je zlepšeno obklopení závitu šroubu plastem a zvýšena únosnost spoje.

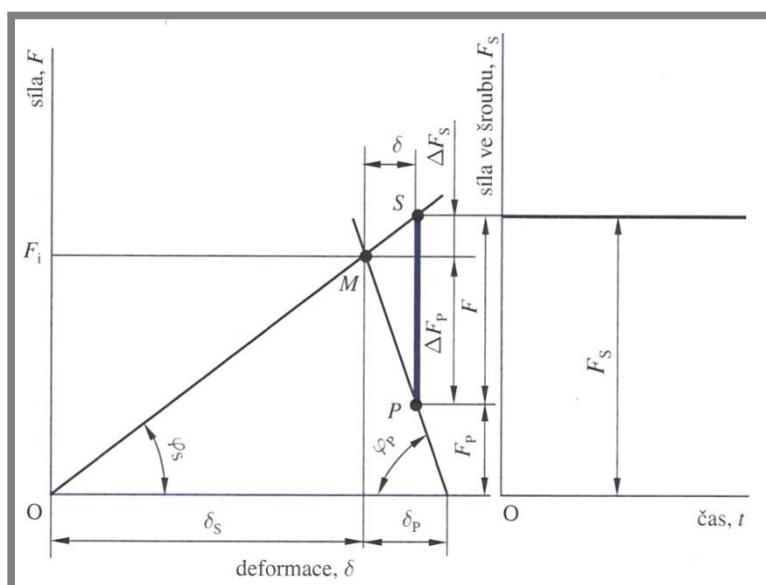


Obr. 4 Závit HI-LO [10]

### 2.2.3 Síly působící v předepjatém šroubovém spoji

Při návrhu předepjatých šroubových spojů uvažujeme pouze tahové zatížení šroubu od provozní síly. Na obr. 5 je zobrazen pracovní diagram předepjatého šroubové spoje, který zobrazuje závislost síly na deformaci. Zatěžovací dráhy jsou v diagramu skloněny pod úhlem  $\varphi$ , kde index  $S$  náleží šroubu a index  $P$  spojovaným součástem. Tangenta úhlu  $\varphi$  odpovídá tuhosti šroubu ( $k_S$ ) nebo spojovaných součástí ( $k_P$ ). Níže jsou popsány další části diagramu:

- $F_i$  ... síla předpětí,
- $F$  ... provozní síla,
- $\Delta F_S$  ... část provozní síly přenášená šroubem,
- $\Delta F_P$  ... část provozní síly přenášená spojovanými součástmi,
- $F_S = F_i + \Delta F_S$  ... výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu,
- $F_P = F_i - \Delta F_P$  ... výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu,
- $\delta_S$  ... deformace šroubu,
- $\delta_P$  ... deformace spojovaných součástí.



Obr. 5 Pracovní diagram předepjatého šroubové spoje (časově proměnné zatížení) [1]

Pro zjednodušení výpočtů se zavádí tuhostní konstanta  $C$  daná vztahem 2.1.

$$C = \frac{k_S}{k_S + k_P} \quad (2.1)$$

Potom se výsledná síla působící v provozním stavu na šroub vypočítá jako

$$F_S = F_i + C \cdot F. \quad (2.2)$$

Obdobně se vypočítá výsledná síla působící na spojované součásti

$$F_p = F_i - (1 - C) \cdot F. \quad (2.3)$$

Uvedené vztahy platí, jsou-li spojované součásti ve stálém sevření [1].

### 2.2.4 Utahovací moment

Pro vyvození správného předpětí ve šroubovém spoji je nutné určit odpovídající utahovací moment, na který má být spoj utažen. Pro výpočet momentu lze použít vztahy 2.4, 2.5 a 2.6 uvedené v [1]:

$$M = M_z + M_h \quad (2.4)$$

kde  $M_z$  je moment potřebný pro překonání tření v závitech

$$M_z = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot f \cdot d_2 - P_h \cdot \cos(\alpha / 2)}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos(\alpha / 2) + f \cdot P_h} \right] \quad (2.5)$$

a  $M_h$  je moment potřebný pro překonání tření pod hlavou šroubu

$$M_h = \frac{F_i \cdot f_0 \cdot d_0}{2}. \quad (2.6)$$

Význam jednotlivých členů ve vztazích 2.5 a 2.6:

- $F_i$  ... síla předpětí,
- $d_2$  ... střední průměr závitu,
- $f$  ... součinitel tření v závitech,
- $P_h$  ... rozteč závitu,
- $\alpha$  ... úhel profilu,
- $f_0$  ... součinitel tření mezi hlavou šroubu a spojovanými součástmi,
- $d_0$  ... střední průměr mezikružové plochy kontaktu hlavy šroubu a spojovaných součástí

## 2.3 Metody vyvození předpětí ve šroubových spojích

*„V dřívější době se předpětí ve šroubovém spoji realizovalo obyčejnými šroubovými klíči, pouze podle zkušenosti a pocitu montéra. Pro větší šrouby bylo dokonce používáno různých trubkových nástavců a je zřejmé, že vyvozené předpětí muselo značně kolísat. V dnešní době existuje více metod (přesnějších i méně přesných) pro vyvození žádaného předpětí s minimálním rozpětím [4].“*

### 2.3.1 Momentový klíč

Momentové klíče se vyrábí v provedení s jednoramennou pákou nebo dvojramenným vratidlem. Podle konstrukčního provedení můžeme rozlišit níže vyjmenované typy momentových klíčů.

- *Momentový klíč s ohýbaným ramenem*

Konstrukčně je velmi jednoduchý (obr. 6). Rukojeť je spojena s pákou, která se při utahování ohýbá. Nad pákou je umístěn ukazatel, který je spojen pouze se středem klíče, takže při zatížení se nedeformuje. Vyvozený moment se odečítá na stupnici, která je umístěná u rukojeti.



Obr. 6 Momentový klíč s ohýbaným ramenem [11]

- *Momentový klíč s dvouramenným vratidlem*

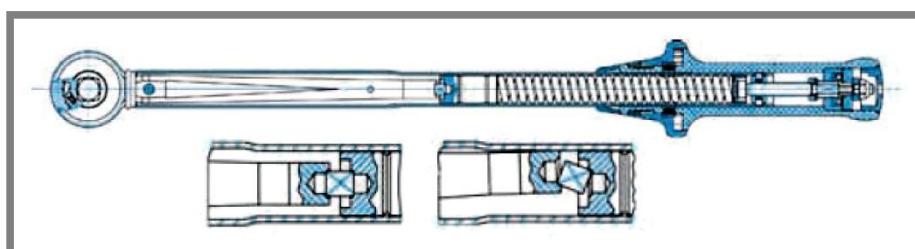
Oproti předchozímu typu má výhodu v tom, že je možné jej uchopit oběma rukama a není přitom ovlivňována jeho přesnost. Vyvozený moment je přenášen torzní zkrutnou tyčí, která je kolmá na vratidlo. Torzní tyč je umístěna uvnitř trubky, která je s ní v místě výstupního čtyřhranu spojena. Na horním konci trubky je stupnice, na které se odečítá vyvozený moment. Místo stupnice je možné konec trubky osadit přesnějším číselníkovým ukazatelem (obr. 7).



Obr. 7 Momentový klíč s dvouramenným vratidlem a číselníkovým ukazatelem [11]

- *Momentový klíč s indikací*

Momentové klíče s indikací jsou konstrukčně propracovanější a mají vyšší přesnost než předchozí typy. Na stupnici se nastavuje požadovaný moment, po jehož překročení klíč indikuje správné utažení. Indikace může být provedena mnoha způsoby, např. cvaknutím, zalomením klíče nebo prokluzem. Vnitřní uspořádání se může u různých výrobců lišit. Klíčovým prvkem je u většiny typů pružina.



Obr. 8 Momentový klíč s indikací cvaknutím [11]

### 2.3.2 Elektrický utahovák

Elektrické utahovány jsou konstrukčně tvořeny elektrickým motorem, převodem a vypínacím mechanismem. Vypínání může být mechanické (např. pomocí spojky, která je přitlačována pružinou) nebo elektrické (prostřednictvím snímače, který při dosažení požadovaného momentu zastavuje motor). Konstrukční provedení se velice liší podle způsobu použití. Na obr. 9 je zobrazen elektrický teleskopický utahovák, který umožňuje posun nástavce při montáži dlouhých šroubů. Další konstrukční provedení může být např. přímý šroubovák nebo tvar ráčny.



Obr. 9 Elektrický teleskopický utahovák (1500 Nm) [12]

### 2.3.3 Pneumatický utahovák

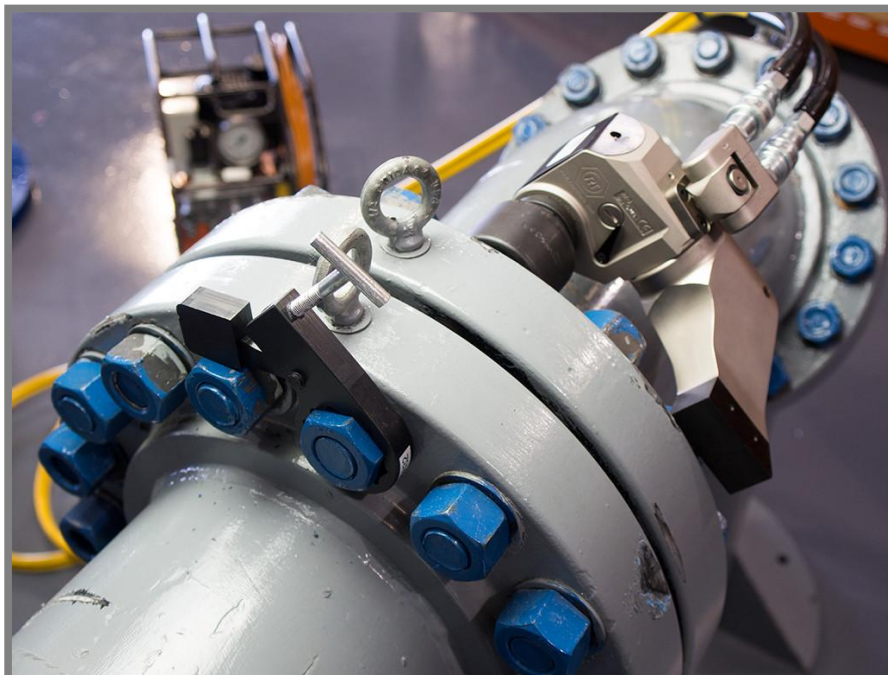
Pneumatické utahovány mají zvnějšku podobnou konstrukci jako elektrické utahovány. Základem je motor, který převádí energii stlačeného vzduchu na rotační pohyb. Zvýšení kroutícího momentu motoru je dosaženo pomocí převodovky. Pro jejich provoz je nutný dostatečný přívod tlakového vzduchu. Oproti srovnatelným elektrickým nástrojům jsou však hlučnější. Princip jejich činnosti je čistě mechanický, což je přínosem ve zhoršených provozních podmínkách. Utahovák na obr. 10 vytváří navíc rázy ve směru osy nástavce, což je pozitivní např. při povolování zrezivělých matic.



Obr. 10 Pneumatický utahovák [13]

### 2.3.4 Hydraulický utahovák

Hydraulické utahováky mají mezi vyjmenovanými typy nejvyšší dosažitelný utahovací moment, který podle dat různých výrobců přesahuje i 70 000 Nm. Pro jejich provoz je nutné příslušné vysokotlaké hydraulické čerpadlo. Tento způsob utahování nachází uplatnění v těch nejnáročnějších aplikacích jako například spojování přírub ropovodů nebo přivaděčů vodních elektráren.



Obr. 11 Hydraulický utahovák Rapid-Torc [14]

### 3. ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

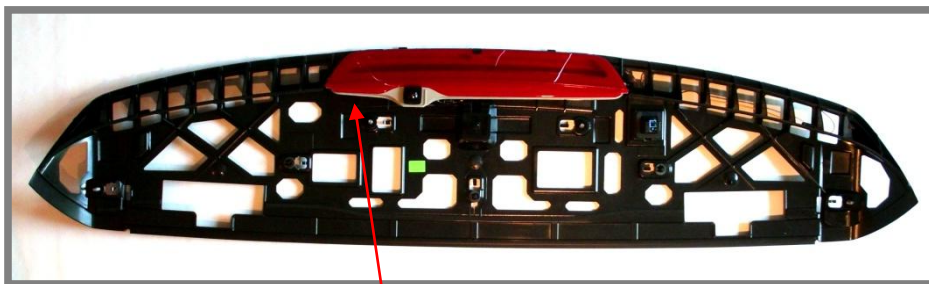
Praktická část této práce se zabývá ověřením vhodného utahovacího momentu pro šroubový spoj. Popisovaný výrobek se reálně kompletuje v sériové výrobě. V dalších kapitolách bude podrobně rozebrána jeho konstrukce a použité materiály.

#### 3.1 Charakteristika spoje

Zkoumaný šroubový spoj se nachází v zadním spoileru (obr. 12) automobilu značky Mercedes. Jeho hlavním úkolem je uchycení brzdového světla. Skládá se z následujících součástí:

- nosný díl,
- brzdové světlo,
- samořezný šroub s vnitřním šestihranem.

Charakterem se jedná o předejpatý třecí spoj, ve kterém není použita podložka (detail na obr. 13).



Obr. 12 Zadní spoiler

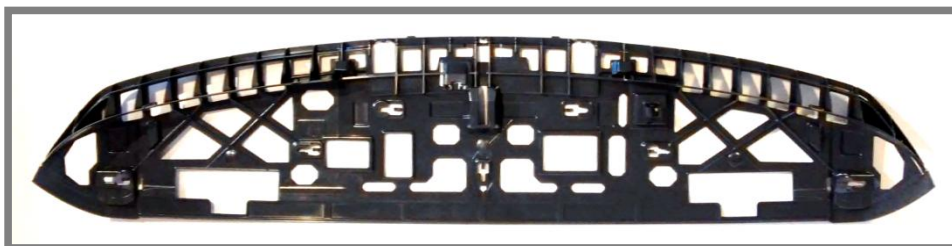


Obr. 13 Detail spoje (boční pohled)



### 3.1.1 Nosný díl

Nosný díl je vyroben lisováním z ABS plastu (obr. 14). Tento díl je během montáže osazen dalšími prvky, které zaručují jeho požadované provozní vlastnosti. Jedná se o gumová těsnění, vodiče pro anténu rádia, plastové klipy, tryska ostříkovače zadního okna a celek brzdového světla. Úchyty brzdového světla dosedají na tvarově shodnou plochu na nosném dílu. Na této ploše je také připravená průchozí díra pro šroub o průměru 3,3 mm.



Obr. 14 Nosný díl

### 3.1.2 Brzdové světlo

Celek brzdového světla je svařen ze dvou komponentů (obr. 15). Vnější část (viditelná z exteriéru automobilu) je vyrobena z čirého plastu. Pod ním se jako zdroj světla skrývají červené LED diody o výkonu 5 W.

Druhá část je po montáži skryta uvnitř spoileru. Z hlediska řešeného problému je tato část podstatnější, protože uchycuje brzdové světlo k nosnému dílu. Proto bude dále v rámci brzdového světla popisována tato část.

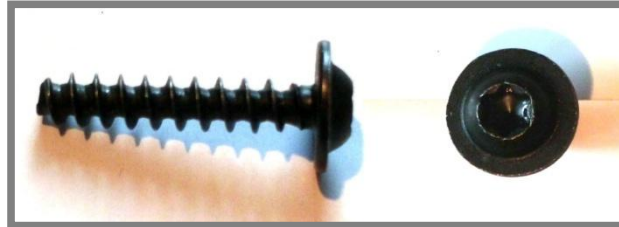


Obr. 15 Brzdové světlo

Brzdové světlo se skrze úchyty (na levé a pravé straně) připevňuje k nosnému dílu dvěma šrouby. Každý úchyt má díru ve tvaru obdélníku (8 x 5 mm) se zaoblenými rohy. Během montáže je světlo přidrženo 3 zacvakávacími klipy. Materiál, ze kterého je vyrobena tato část, je odlišný od materiálu nosného dílu. Je to kombinace PC + ABS (polykarbonát a akrylonitrilbutadienstyren).

### 3.1.3 Šroub

Důležitým prvkem je samořezný šroub s vnitřním šestihranem. Jeho výkres je v příloze č. 1. K utahovacímu nástroji se připojuje pomocí příslušného bitu.



Obr. 16 Samořezný šroub

### 3.1.4 Vybrané mechanické vlastnosti materiálů jednotlivých komponentů

Materiálové charakteristiky byly pro účely této práce poskytnuty zadavatelem.

Samořezný šroub – materiál daný normou ČSN EN 10263-4

- ocel C35EC, číselné označení 1.1172
- tepelné zpracování: kalení a popouštění
- mez pevnosti  $R_m = 560$  MPa
- mez kluzu  $R_e = 350$  MPa

Úchyt brzdové světla – materiál PC + ABS

- modul pružnosti  $E = 2\,330$  MPa
- napětí na mezi kluzu  $R_e = 57$  MPa

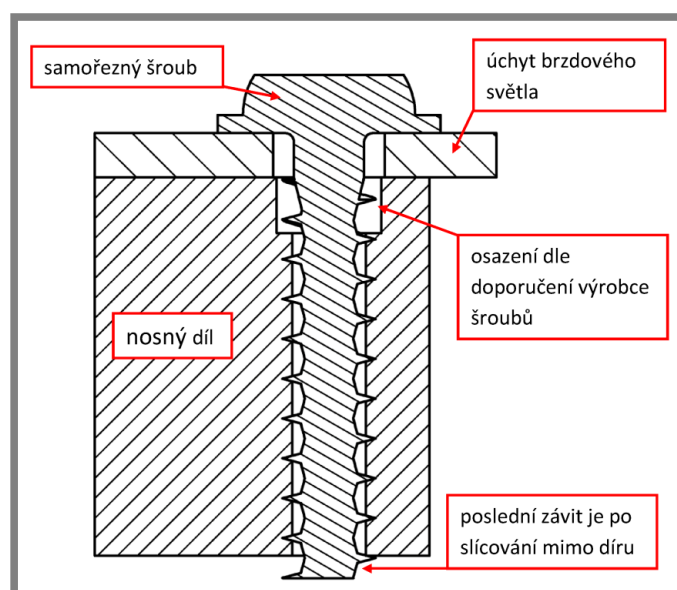
Nosný díl – materiál ABS

- modul pružnosti  $E = 2\,200$  MPa
- napětí na mezi kluzu  $R_e = 45$  MPa

### 3.2 Popis montáže

Brzdové světlo je v průběhu kompletace spoileru usazeno na svoji správnou pozici ve speciálním přípravku. Díra v úchytu brzdového světla je větší, než díra v nosném dílu, takže po přiložení šroubu se jeho první závit dotýká pouze nosného dílu. V nosném dílu je dále osazení, které zlepšuje začátek šroubování a je předepsáno výrobcem šroubu. Během následujícího šroubování dochází k řezání závitu, proto je třeba překovávat odpor materiálu. Těsně před dosednutím hlavy šroubu na plast brzdového světla se konec šroubu dostává mimo díru. V této fázi odpadají řezné síly. Utahovací moment překonává pouze třecí síly (v závitech, pod hlavou) a vytváří předpětí spoje, které je nezbytné pro spolehlivé spojení obou součástí (obr. 17).

Protože hlava šroubu nemá podložku, dosedá přímo na plast úchytu. Tím také vznikají nežádoucí otlaky.



Obr. 17 Řez zkoumaným spojem (bez zobrazeného vnitřního šestihranu)

#### 3.2.1 Aktuální stav ve výrobě

V době vzniku této práce byla v zadavatelské firmě prováděna montáž tohoto spoje přímým pneumatickým šroubovákem, typ SD075 AR1100-S4Q od firmy DESOUTTER. Tento typ šroubováku je spínán přitlačením nástavce na spoj. Vypínání probíhá při dosažení nastaveného momentu pomocí spojky. Výrobní proces stanovuje nominální utahovací moment na 3,0 Nm. Tato hodnota není podložena výpočtem nebo normou, byla stanovena prakticky ve výrobě.

Hlavním cílem této práce je ověření stanovené hodnoty utahovacího momentu, a to jak teoreticky, tak experimentálně, případně navržení možných zlepšení.

## 4. METODY

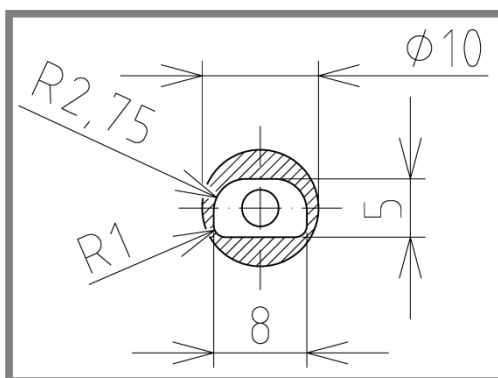
Správný utahovací moment pro zkoumaný spoj je v následující kapitole určen teoretickým výpočtem a experimentálním měřením.

### 4.1 Teoretický výpočet

Teoretický výpočet utahovacího momentu je založen na faktu, že na úchyty brzdového světla by při montáži neměly vzniknout výrazné otlaky. Postup je založen na stanovení plochy dotyku hlavy šroubu a úchyty, výpočtu axiální síly (síly předpětí) z max. dovoleného napětí v tlaku (pro daný plast) a určení výsledného momentu.

#### 4.1.1 Výpočet stykové plochy

Styčná plocha mezi hlavou šroubu a plastovým úchytem je níže vypočtena pro ideální případ – součásti jsou správně slícovány (obr. 18).



Obr. 18 Nákres styku hlavy šroubu a úchyty

Díra pro úchyt má tvar obdélníku o rozměrech 8 x 5 mm se zaoblenými rohy. Poloměry zaoblení jsou 1 a 2,75 mm. Plocha díry v úchyty je:

$$S_d = 8 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm} + \left( \frac{\pi}{2} - 2 \right) [(1 \text{ mm})^2 + (2,75 \text{ mm})^2] \quad (4.1)$$

$$S_d = 36,325 \text{ mm}^2.$$

Šroub má dle výkresu v příloze č. 1 maximální velký průměr závitu 4,18 mm. Při montáži šroubu tohoto průměru je velikost a tvar díry přínosem, ale v následujících výpočtech má negativní vliv. Výpočet plochy hlavy šroubu je:

$$S_h = \frac{\pi \cdot (10 \text{ mm})^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2. \quad (4.2)$$

Šroubový spoj je navržen bez podložky, proto má vůči velikosti závitu široké osazení hlavy, které zlepšuje rozložení napětí v kontaktní oblasti.

Výpočet skutečné plochy styku je:

$$S = S_h - S_d = 78,54 \text{ mm}^2 - 36,325 \text{ mm}^2 = 42,215 \text{ mm}^2. \quad (4.3)$$

Z výsledku plyne, že pro kontakt je využita cca polovina plochy hlavy šroubu.

#### 4.1.2 Výpočet síly předpětí

4.1.2

Ze stanovené skutečné plochy styku a dovoleného napětí v tlaku (pro materiál úchytu, kterým je kombinace PC + ABS) plyne výpočet maximální síly předpětí, která nezpůsobí otláčení. Hodnota dovoleného napětí v tlaku není známa, proto je pro zjednodušení dosazeno napětí na mezi kluzu. Výsledná síla předpětí je dána vztahem:

$$F_i = R_e \cdot S = 57 \text{ MPa} \cdot 42,215 \text{ mm}^2 = 2,406 \text{ kN}. \quad (4.4)$$

#### 4.1.3 Teoretický utahovací moment

4.1.3

Z výkresu šroubu v příloze č. 1 je patrné, že profil závitu je symetrický. Proto je možné pro výpočet utahovacího momentu použít níže uvedené vzorce [1], do kterých vstupují parametry dané tabulkou č. 1.

Tab. 1 Veličiny vstupující do výpočtu utahovacího momentu

Název veličiny	značka	hodnota
Síla předpětí	$F_i$	2,406 kN
Střední průměr závitu	$d_2$	3,16 mm
Dynamický součinitel tření (ocel – ABS)	$f$	0,27
Rozteč závitu	$P_h$	1,79 mm
Úhel profilu	$\alpha$	30°
Průměr dřívku šroubu	$d$	3,15 mm
Průměr hlavy šroubu	$D$	10,00 mm

Moment potřebný k překonání tření v závitech se vypočítá:

$$M_Z = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot f \cdot d_2 - P_h \cdot \cos(\alpha / 2)}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos(\alpha / 2) + f \cdot P_h} \right] \quad (4.5)$$

$$M_Z = \frac{2,406 \text{ kN} \cdot 3,16 \text{ mm}}{2} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot 0,27 \cdot 3,16 \text{ mm} - 1,79 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ / 2)}{\pi \cdot 3,16 \text{ mm} \cdot \cos(30^\circ / 2) + 0,27 \cdot 1,79 \text{ mm}} \right]$$

$$M_Z = 0,359 \text{ Nm}.$$

K této hodnotě je nutné přičíst odpor, který vzniká mezi hlavou šroubu a plastovým úchytem.

Moment potřebný k překonání tření pod hlavou je dán vztahem:

$$M_h = \frac{F_i \cdot f}{2} \cdot \frac{D + d}{2} \quad (4.6)$$

$$M_h = \frac{2,406 \text{ kN} \cdot 0,27}{2} \cdot \frac{10 \text{ mm} + 3,15 \text{ mm}}{2} = 2,136 \text{ Nm.}$$

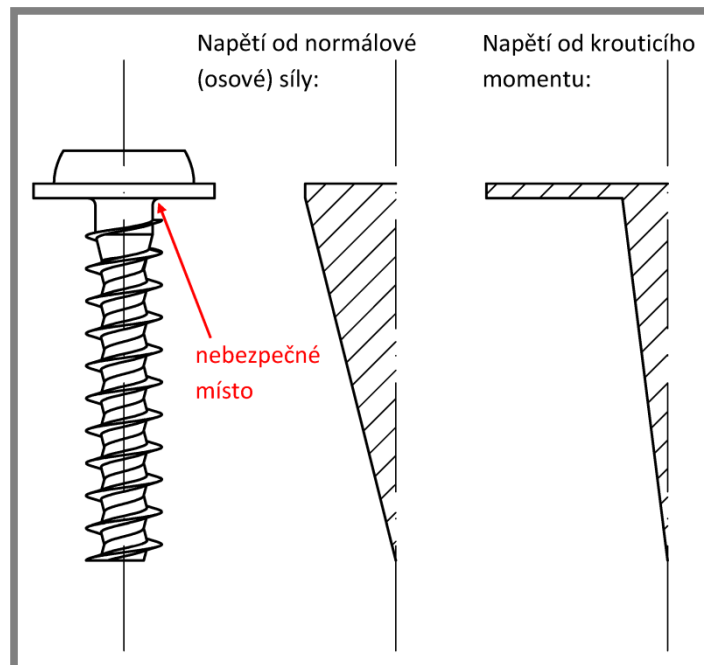
Ve výpočtu  $M_Z$  a  $M_h$  je uvažován stejný součinitel tření. Při srovnání třecích momentů má tření pod hlavou několikrát vyšší hodnotu než tření v závitech. To se výrazně projevuje na celkovém utahovacím momentu, který je dán vztahem 4.7.

$$M = M_Z + M_h = 0,359 \text{ Nm} + 2,136 \text{ Nm} = 2,495 \text{ Nm} \quad (4.7)$$

Při utažení na tuto hodnotu momentu je spoj slícován a teoreticky nedojde k otláčení, které by způsobilo poškození dílů během montáže.

#### 4.1.4 Kontrola šroubu

Šroub je nejvíce namáhán během montáže, kdy na něj působí kombinace krutu a tahu. Na obr. 19 jsou zobrazeny výsledné vnitřní účinky, které působí při montáži. Také je vyznačeno nebezpečné místo, které je dále kontrolováno k meznímu stavu pružnosti.



Obr. 19 Schéma výsledných vnitřních účinků

Normálové napětí způsobené silou předpětí je [1]:

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot F_i}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 2,406 \text{ kN}}{\pi \cdot (3,16 \text{ mm})^2} = 306,8 \text{ MPa}. \quad (4.8)$$

Napětí způsobené krutícím momentem je dáno vztahem 4.9. Do výpočtu vstupuje jen jeho složka překonávající tření v závitech [1].

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_Z}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 0,359 \text{ Nm} \cdot 10^3}{\pi \cdot (3,16 \text{ mm})^3} = 58,0 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

Výsledné redukované napětí má dle teorie HMM hodnotu [1]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (4.10)$$
$$\sigma_{red} = \sqrt{(306,8 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (58 \text{ MPa})^2} = 322,8 \text{ MPa}.$$

Při porovnání s mezí kluzu materiálu šroubu je to poměrně vysoká hodnota. Hodnota bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti je v tomto místě:

$$k_p = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{350 \text{ MPa}}{322,8 \text{ MPa}} = 1,1. \quad (4.11)$$

Z hodnoty bezpečnosti plyne, že šroub toto zatížení vydrží. Kontrola dovoleného tlaku v závitech není prováděna, protože u materiálu nosného dílu nejsou známy potřebné materiálové charakteristiky.

## 4.2 Experimentální určení utahovacího momentu

Praktické měření průběhů utahovacích momentů bylo provedeno ve spolupráci se společností Atlas Copco. Po dohodě přijeli její zástupci představit průmyslové měřicí systémy, které jsou schopné monitorovat celý průběh montáže šroubu.

Průběh měření byl následující:

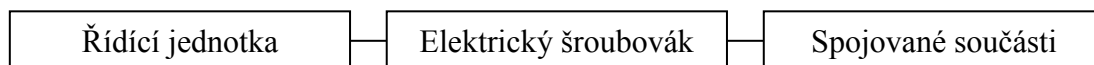
- sestavení a kalibrace nástrojů,
- prezentace možností produktů společnosti Atlas Copco,
- destrukční zkouška 50 spojů,
- zkouška na otláčení plastu brzdového světla,
- ověření přesnosti aktuálně používaného šroubováku.

### 4.2.1 Přehled použitých nástrojů

V následujících odstavcích budou popsány nástroje společnosti Atlas Copco, které byly použity při měření.

Pro provedení destrukčních zkoušek a zkoušek na otláčení byly zvoleny tyto přístroje (obr. č. 20):

- elektrický šroubovák ETV SL21,
- řídicí jednotka Power Focus 4002-G-HW.

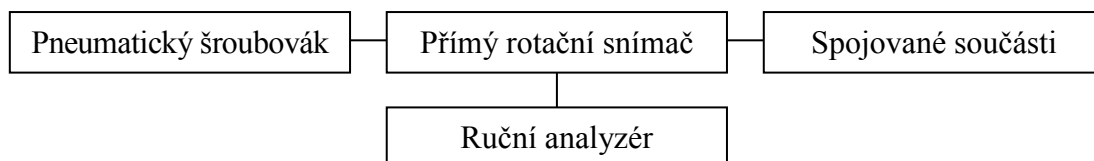


Obr. 20 Měřicí řetězec použitý při destrukční zkoušce a zkoušce na otláčení

Řídicí jednotka je propojena se šroubovákem prostřednictvím speciálního kabelu a je zdrojem jeho energie. Kabelem také probíhá digitální komunikace.

Poslední část měření spočívala v ověření přesnosti pneumatického šroubováku, který se používá v sériové výrobě. Pro toto měření byly použity přístroje (obr. 21):

- ruční analyzátor STa 6000,
- přímý rotační snímač.



Obr. 21 Měřicí řetězec použitý při ověření přesnosti pneumatického šroubováku

Rotační snímač se umísťuje mezi výstupní hřídel měřeného šroubováku a příslušný bit či nástavec. Dále se propojí datovým kabelem s analyzátelem.



- *Elektrický šroubovák ETV SL21*

Tento úhlový šroubovák má zabudovaný snímač, typ Tensor ETV SL21-07-I06, který umožňuje přesné řízení jeho provozu. Pro použití musí být spojen prostřednictvím kabelu s přenosnou řídicí jednotkou. Nástroj je zobrazen na obr. 22 a jeho základní technické specifikace jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Velkou výhodou je vestavěný proudový chránič, který detekuje malé proudové svody (větší než 30 mA). Pokud ke svodu dojde, je zařízení automaticky odpojeno od napájení a celý nástroj se do 30 ms sám zastaví. Tím je zajištěna ochrana obsluhy před úrazem elektrickým proudem [15].



Obr. 22 Elektrický šroubovák ETV SL21 [15]

Tab. 2 Základní technická data šroubováku ETV SL21

Rozsah utahovacího momentu	1,5 – 7,5 Nm
Otáčky	970 ot./min
Hmotnost	0,75 kg
Výkon motoru	140 W
Napětí motoru	35 Volt
Akustický tlak	<70 dB(A)
Délka	265 mm

Další vlastnosti [15]:

- bezkartáčový motor s širokým rozsahem utahovacích momentů,
- úhlové převody se spirálovým ozubením,
- certifikace ESD, která je zárukou proti poškození elektrických součástí,
- dobrá ergonomie – obsluha má k dispozici dlouhou rukojeť,
- nastavitelné signalizační kontrolky – např. pro nesprávně utažený spoj,
- nastavitelný bzučák.

- *Řídicí jednotka Power Focus 4002-G-HW*

Řídicí jednotka (obr. 23) slouží pro obsluhu ručního náradí výrobní řady Tensor SL. Nástroj je s jednotkou propojen kabelem. Samozřejmostí je možnost připojení k počítači nebo do firemní sítě.

Pro práci na počítači je dodáván software ToolsTalk Power Focus. Jeho prostřednictvím je možné nastavit parametry celého procesu utahování (např. rychlost, max. moment atd.), spravovat nástroje, provádět kalibrace atd. Důležitou funkcí je možnost prohlížení a archivování křivek, které byly během utahování naměřeny [16].



Obr. 23 Řídicí jednotka Power Focus [16]

- *Analyzátor STa 6000*

Analyzátor STa 6000 (obr. 24) je ruční přístroj umožňující rychlé měření a kalibrace během výroby. Zařízení se propojuje s měřidly a nástroji datovým kabelem. STa 6000 také zastává funkce, pro které by bylo potřeba mít k dispozici počítač (např. úprava nastavení šroubováku během výroby). Jeho velkou výhodou je interní paměť 16 GB, která umožňuje ukládat tisíce testů, měření a nastavení. Zařízení také umožňuje tisk prostřednictvím síťové tiskárny [17].



Obr. 24 Analyzátor STa 6000 [17]

- *Přímý rotační snímač*

Snímače výrobní řady IRTT-B (obr. 25) slouží pro detailní záznam hodnoty úhlu natočení a působícího momentu. Vkládá se mezi měřený objekt (např. šroubovák) a příslušný bit (nástavec). Jeho konstrukce je chráněna patentem společnosti Atlas Copco. Vyrábí se pouze pro určitý měřicí rozsah (max. této výrobní řady je 5000 Nm) [18].

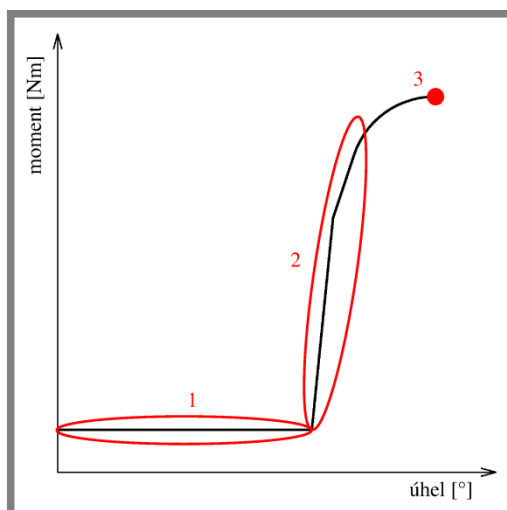


Obr. 25 Přímý rotační snímač [18]

#### 4.2.2 Destrukční zkouška

Destrukční zkouška byla záměrně zvolena, protože poskytuje veškeré údaje o stavech, které během utahování mohou nastat. Její předpokládaný průběh by měl sledovat trend diagramu klasické tahové zkoušky. V případě charakteristiky šroubového spoje však nejde o závislost poměrné deformace na zatížení, ale o závislost úhlu natočení šroubu na utahovacím momentu.

4.2.2



Obr. 26 Předpokládaný diagram průběhu utahování

Tato závislost je zobrazena na obr. 26, kde oblast 1 je předpokládaná oblast šroubování a řezání závitu, v oblasti 2 probíhá utahování a vytváření předpětí, v bodě 3 křivka končí defektem spoje.

#### 4.2.3 Zkouška na otláčení

Zkoumaný spoj je v sériové výrobě sestavován bez podložky, proto dochází na úchyty brzdového světla k otlakům. Tyto otlaky jsou způsobeny především otáčením šroubu během montáže.

Vybrané díly byly dotaženy na přesně nastavený moment (v rozsahu od 2 do 5 Nm) a následně byl šroub vyšroubován zpětným chodem. Styčná plocha mezi hlavou šroubu a úchytem byla zachycena na fotografiích, které jsou v příloze č. 2.

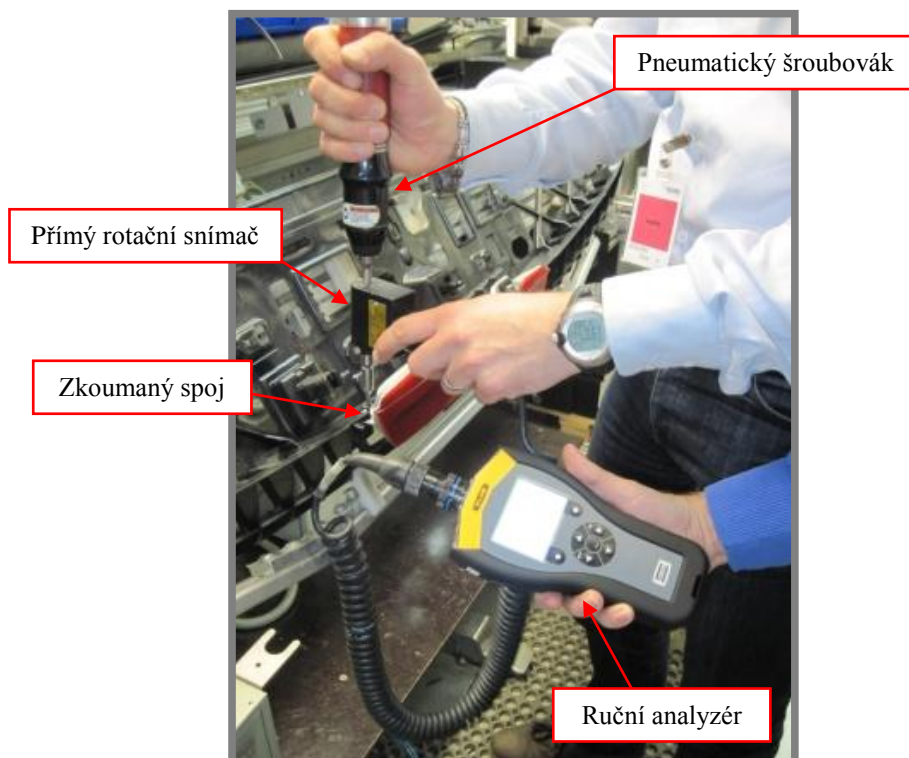
Na fotografii, která zobrazuje utažení na 2,0 Nm, není patrné žádné mechanické poškození. Na úchyty je pouze viditelný ořez povrchové vrstvy, která chrání šroub. Při pohledu na fotografie zachycující utažení na 2,5 Nm a 3,0 Nm je patrný vznik soustředného rýhování, které však nezpůsobuje změnu tvaru úchyty.

Na dalších fotografiích, na kterých je zobrazeno utažení na 3,5 Nm a 4,0 Nm, je viditelná stopa vtažení hlavy šroubu. Se stoupajícím momentem také stoupá míra ořezu povrchové vrstvy.

Fotografie zachycující utažení na 4,5 Nm vykazuje výrazné poškození. Z plochy úchyty se odlupuje výrazný fragment. Na poslední fotografii je viditelné dotažení na moment 5 Nm. Zde již došlo k tečení plastu a spoj tak ztrácí funkci.

#### 4.2.4 Ověření přesnosti aktuálně používaného šroubováku

Poslední provedenou zkouškou bylo ověření přesnosti aktuálně používaného šroubováku. Použitá sestava je vidět na obrázku č 27. Mezi šroubovák a příslušný nástavec byl vložen rotační snímač, který byl prostřednictvím datového kabelu spojen s ručním analyzérem. S touto sestavou bylo v sériové výrobě utaženo 50 spojů. Analyzátor měřil hodnotu momentu, kdy pneumatický šroubovák vypíná.



Obr. 27 Ověření pneumatického šroubováku

Výsledky měření jsou uvedeny v protokolu v příloze č. 3. Pneumatický šroubovák byl nastaven na hodnotu 3,0 Nm. Udávaná přesnost šroubováku je 5%, což vytváří rozsah momentu  $3,0 \pm 0,15$  Nm. Skutečná hodnota, na kterou byly spoje utaženy, je podle statistického zpracování měření  $2,96 \pm 0,04$  Nm. Z toho plyne, že největší chyba od nominální hodnoty (3 Nm) je 2,7%. Měřený pneumatický šroubovák plní svoji funkci správně.

### 4.3 Zpracování naměřených dat během destrukční zkoušky

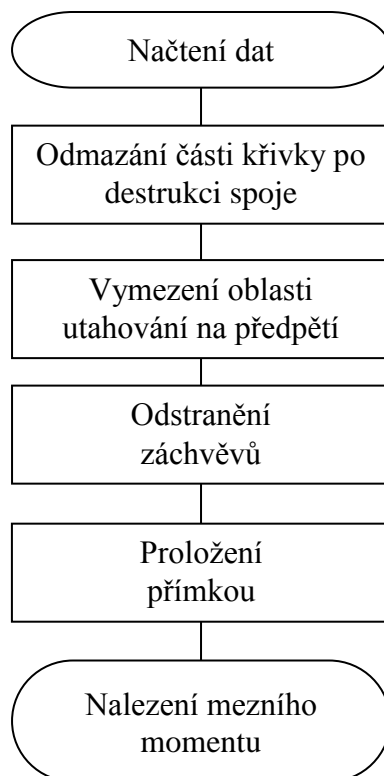
4.3

Provedením 50 destrukčních zkoušek byla získána data o průběhu celého montážního procesu. Jedná se o 50 průběhů utahovacího momentu v závislosti na úhlu natočení šroubu. Tato data tvoří křivky, ze kterých lze získat několik důležitých charakteristik. V následujících kapitolách bude popisováno hlavně určení:

- mezního utahovacího momentu, do kterého se spoj chová lineárně (analogie s mezí kluzu a oblastí elastické deformace u kovů, má velký význam pro předcházení defektů spoje),
- maximálního utahovacího momentu (dochází ke zničení).

Data je možné zobrazit v programu ToolsTalk Power Focus, který k nástrojům dodává společnost Atlas Copco. Tento software neobsahuje pokročilejší funkce pro vyhodnocení. Slouží spíše k prohlížení a porovnávání dat. Proto byl pro vyhodnocení zvolen program Matlab.

Hlavní struktura algoritmu pro vyhodnocení je složena z několika dílčích funkcí (obr. 28). Důležité pasáže zdrojového kódu jsou v příloze č. 4. V dalších kapitolách jsou podrobněji vysvětleny postupy použité při zpracování dat.

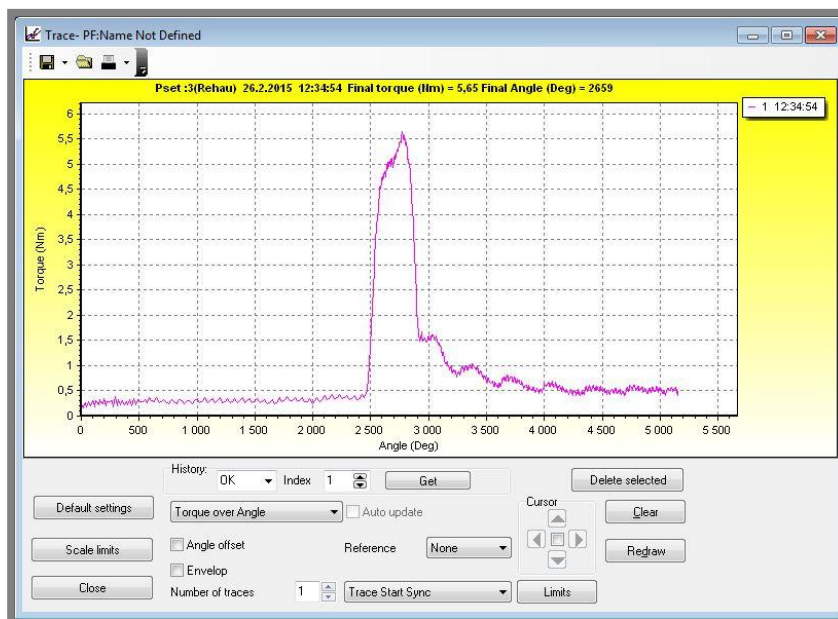


Obr. 28 Diagram vyhodnocení v programu Matlab

### 4.3.1 Načtení dat

Záznamy utahovacích operací jsou ukládány do souborů s příponou *.pfg*. Již zmíněný program ToolsTalk Power Focus (obr. 29) umožňuje otevřít uložená data a zobrazit závislosti následujících veličin:

- úhel otočení,
- utahovací moment,
- čas,
- rychlost utahování.

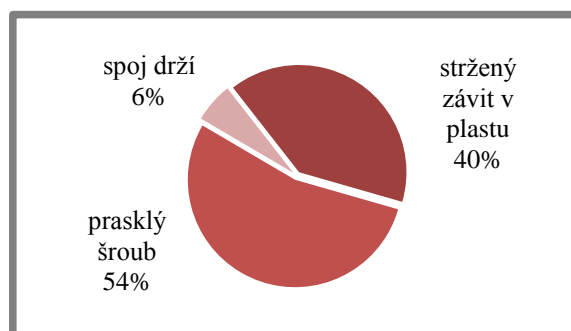


Obr. 29 Pracovní prostředí programu ToolsTalk Power Focus

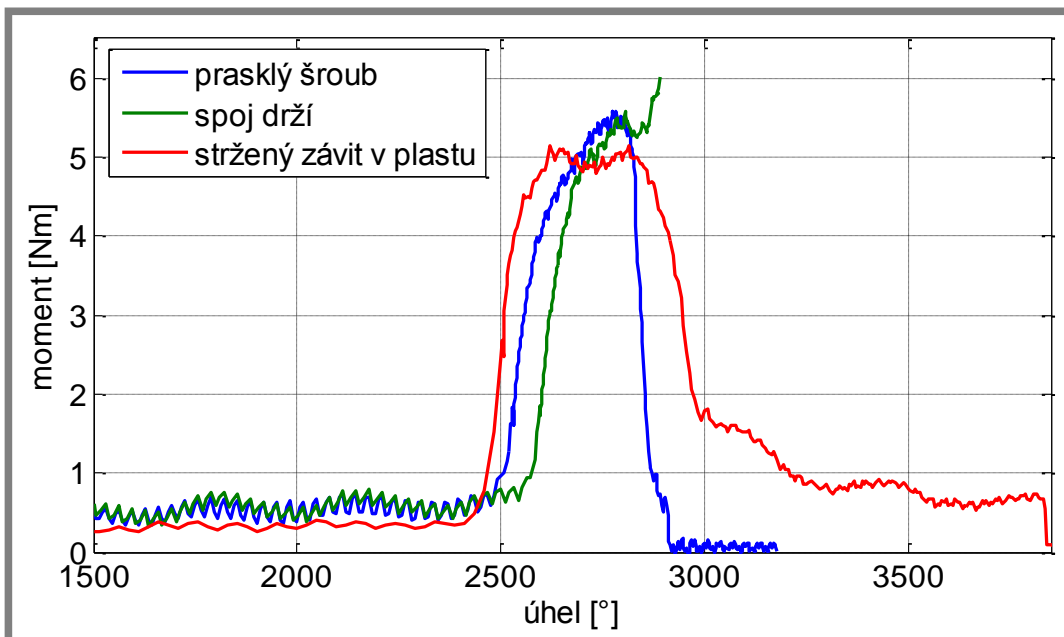
Soubor s naměřenými daty lze také otevřít v běžném textovém editoru. Obsahuje základní informace o použitém vybavení, času, nastavení a sekvenci záznamů o úhlu natočení a utahovacím momentu. Díky tomu je možné data zpracovávat i v jiných programech.

### 4.3.2 Odmazání části křivky za vrcholem

Z importovaných dat je ihned možné odečíst maximální utahovací moment. Strop utahovacího momentu byl při měření elektronicky omezen na 6 Nm. Výsledek padesáti destrukčních zkoušek shrnuje graf na obr. 30.



Obr. 30 Graf shrnutí výsledků destrukčních zkoušek



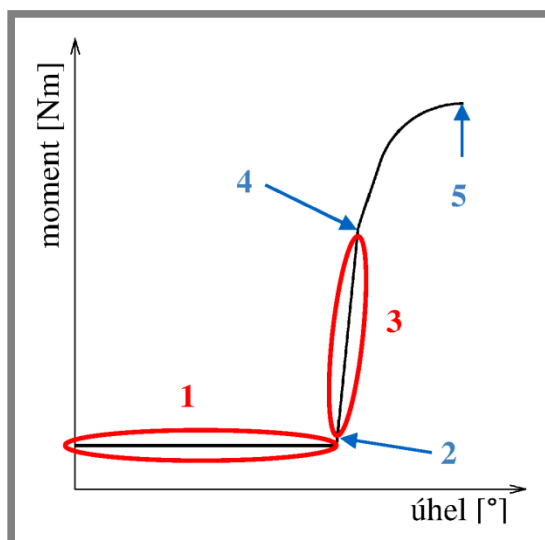
Obr. 31 Charakteristický tvar úplných křivek utahování

Za vrcholem utahovacího momentu dochází nejčastěji ke zničení spoje. Na obr. 31 jsou zobrazeny úplné křivky utahování tří nejčastějších výsledků destrukční zkoušky. Každá možnost má za vrcholem svůj specifický tvar. Kvůli zrychlení algoritmu vyhodnocení je pro další numerické zpracování část za vrcholem utahovacího momentu odmazána.

#### 4.3.3 Vymezení oblasti utahování na předpětí

Nyní má po ořezání utahovací křivka tvar podobný předpokládaného ideálního průběhu.

4.3.3



Obr. 32 Graf upravené utahovací křivky

V obr. 32 jsou vyznačeny důležité charakteristiky, které lze z tohoto grafu získat:

- *oblast 1* – dochází k řezání závitu v nosném dílu a zašroubování šroubu,
- *bod 2* – hlava šroubu dosedá na plast úchyty,
- *oblast 3* – spoj je utahován na potřebné předpětí, závislost momentu a úhlu natočení je lineární, jedná se o oblast bezpečného utahování,
- *bod 4* – křivka se odklání od předchozího přímkového růstu, v materiálu nosného dílu vznikají plastické deformace,
- *bod 5* – maximální utahovací moment (vrchol utahovací křivky), zpravidla dochází k defektu spoje.

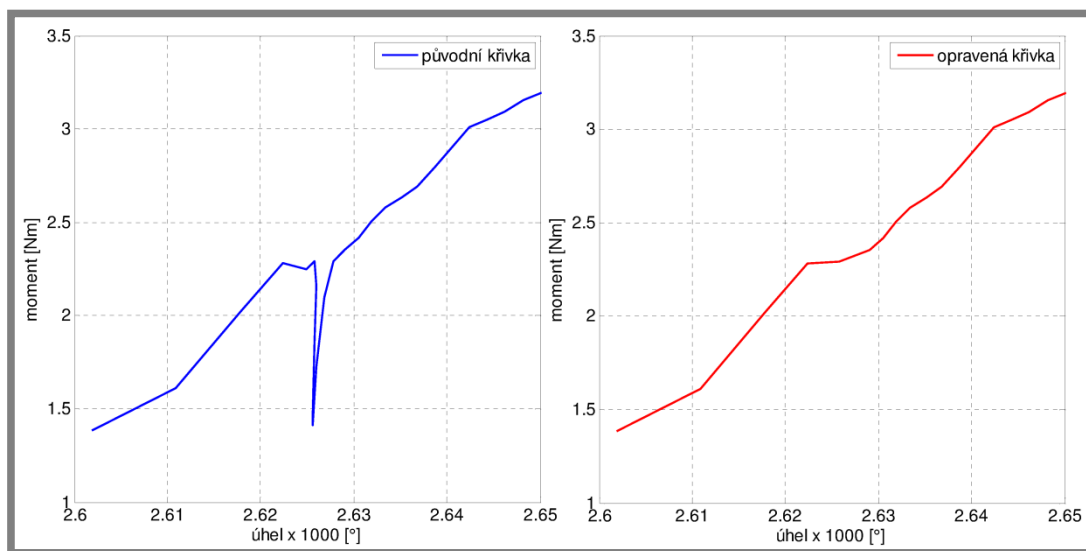
Z popsáných úseků (bodů) grafu je v této části algoritmu určen bod 2. Společně s dříve určeným bodem 5 přesně vymezují oblast, kdy je spoj utahován na předpětí.

#### 4.3.4 Odstranění záchvěvů

Ve vymezené oblasti křivky, kdy je ve spoji vytvářeno předpětí (mezi body 2 a 5 na obr. 32), se vyskytují záchvěvy. Tyto nepravidelnosti mají nepříznivý vliv na další zpracování. Mohou být způsobeny:

- chybou měřidla,
- relaxací spoje,
- dosednutím komponentů, které nebyly v optimální poloze.

Opravení křivky je provedeno vynecháním bodů, které vytváří výrazné skoky, jak je vidět z obrázku č 33.



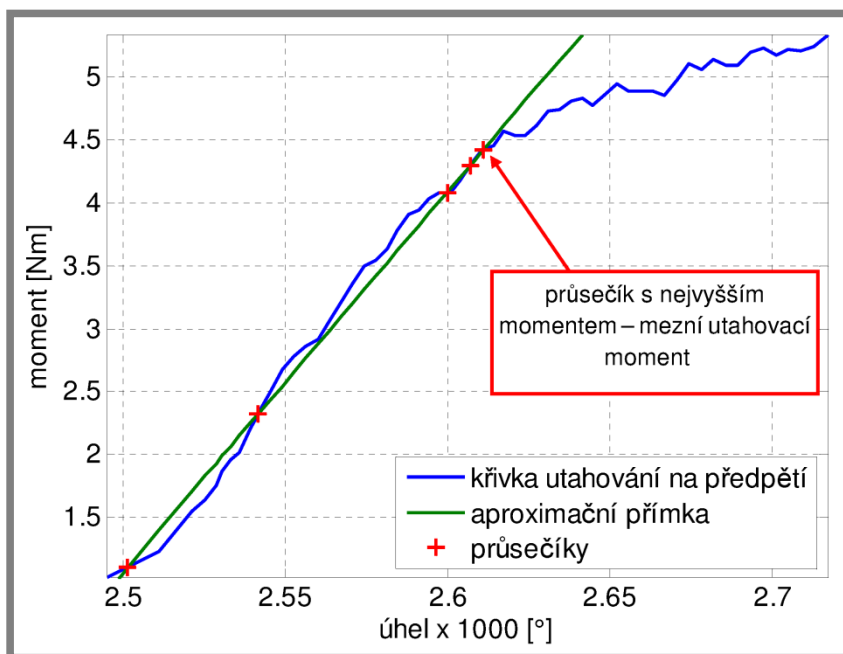
Obr. 33 Graf křivky s opravou záchvěvů



### 4.3.5 Proložení přímkou

Nyní je vymezená část křivky, ve které dochází k vytváření předpětí, připravena k proložení přímkou. Tato strategie byla zvolena jako analogie k elastické deformaci v tahovém diagramu.

Body jsou postupně zleva doprava (tak, jak byly naměřeny) prokládány přímkou (obr. 34). Program prokládání zastavuje ve chvíli, kdy začne výrazně vzrůstat chyba aproximace. Hranici této chyby lze nastavit, záleží na zvolené metodě (algoritmu). Průměrná chyba vytvořeného postupu je menší než 4%.



Obr. 34 Proložení křivky přímkou a nalezení mezního momentu

### 4.3.6 Nalezení mezního momentu

Aproximační přímka a křivka naměřených hodnot mají zpravidla několik průsečíků (obr. 34). Po jejich nalezení je průsečík s nejvyšším momentem označen jako mezní utahovací moment. Do této hodnoty utahovacího momentu se spoj chová lineárně a je bezpečně utahován.

Protokol v příloze č. 5 zachycuje maximální a mezní momenty, které byly tímto algoritmem vyhodnoceny.

## 5. VÝSLEDKY

V této kapitole jsou shrnuty všechny vypočítané a naměřené výsledky, které byly získány.

### 5.1 Teoretický výsledek

V kapitole 4.1.3 byla výpočtem stanovena hodnota teoretického utahovacího momentu na 2,495 Nm. Při tomto utažení spoje by podle výpočtu neměly vznikat otlaky na dosedací ploše mezi hlavou šroubu a plastovým úchytem.

### 5.2 Výsledky destrukční zkoušky

Po provedení destrukčních zkoušek 50 dílů bylo zaznamenáno 50 křivek, které zachycují celý průběh utahování šroubu. Všechny tyto křivky byly zpracovány způsobem, který je popsán v kapitole 4.3. Výsledky jsou shrnuty v protokolu (v příloze č. 5).

#### 5.2.1 Statistické zpracování

Obě naměřené charakteristiky (mezní moment, maximální moment) mají charakter náhodné veličiny, kterou lze popsat normálním rozdělením. Oba soubory padesáti hodnot byly samostatně statisticky zpracovány v programu Minitab.

Pro vyhodnocení byla zvolena hladina spolehlivosti  $1 - \alpha = 0,995$ , z čehož vyplývá, že při stanovení intervalových odhadů se nachází  $\alpha \cdot 100\% = 0,5\%$  hodnot mimo stanovené intervaly.

Tab. 3 Intervalové odhady charakteristik destrukční zkoušky

charakteristika	intervalový odhad	
	střední hodnoty [Nm]	směrodatné odchylky [Nm]
mezní moment	< 3,94; 4,19 >	< 0,24; 0,43 >
maximální moment	< 5,37; 5,64 >	< 0,25; 0,45 >

Stanovené intervaly jsou ilustrovány na obr. 35, kde jsou započítány maximální hodnoty směrodatné odchylky.

### 5.3 Výsledky zkoušky na otláčení

5.3

V kapitole 4.2.3 byly detailně popsány účinky utahovacího momentu na styčnou plochu mezi hlavou šroubu a úchytem světla. Podle kritéria vzniku otlaků je maximální dovolený utahovací moment 3 Nm (obr 35).

### 5.4 Výsledek zkoušky přesnosti aktuálního šroubováku

5.4

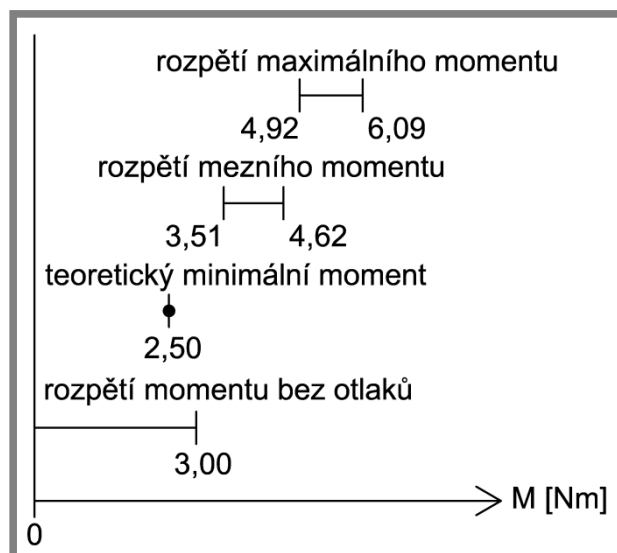
V kapitole 4.2.4 byla ověřena provozní přesnost pneumatického šroubováku, který je používán ve výrobě. Pneumatický šroubovák má předepsanou přesnost 5% nastavené hodnoty momentu. Tímto šroubovákem bylo utaženo 50 sériových spojů, u kterých byl změřen vypínací moment  $2,96 \pm 0,04$  Nm. Z velikosti odchylky plyne, že přesnost nástroje je vyšší, a to 2,7%.

Měřený pneumatický šroubovák plní svoji funkci správně.

### 5.5 Shrnutí výsledků

5.5

Z uvedených výsledků vyplývá obr. 35, který zobrazuje toleranční pole jednotlivých charakteristik.



Obr. 35 Znárodnění utahovacích momentů

Pro zkoumaný spoj lze doporučit rozsah utahovacího momentu od 2,5 Nm do 3,0 Nm. Na spodní mezi je spoj utažen podle teoretického výsledku. Na horní mezi v praxi nedochází k otlakům. Uvedený interval je pod minimem mezního momentu. Z toho vyplývá, že při utahování na předpětí bude závislost úhlu natočení šroubu a působícího momentu přímková. Toto kritérium zaručuje bezpečnou montáž bez defektů.

## 6. DISKUZE

V sériové výrobě je spoj dotahován na 3 Nm. Tato hodnota je podle výsledků uvedených v kapitole 5.5 na horní mezi doporučeného intervalu. Uvedený interval je limitován hlavně vznikem otlaků. Tomu je možné předejít použitím vhodné podložky, která by rozdělila zatížení plastového úchyty na větší plochu.

Jako další možné zlepšení je provedení adekvátních zkoušek, které by ověřily vhodnost délky použitého šroubu. Při zkrácení závitu se zkracuje i výrobní čas, což zlepšuje efektivitu celého procesu.

Pro komplexní řešení celého problému je třeba vzít v úvahu následující fakta.

- Při pevnostní kontrole šroubu v kapitole 4.1.4 byly použity vzorce z obecné pružnosti, pevnosti. Utažení šroubu na 2,5 Nm vyvozuje napětí, které je téměř na mezi kluzu dané oceli. Při destrukčních zkouškách však šroub vydržel mnohem vyšší zatížení (až 6 Nm).
- Ve výpočtech taktéž nebylo ověřeno, zda je třecí síla mezi povrchem úchyty světla a nosným dílem dostatečná. Zatížení působící při provozu je rozloženo mezi 2 šrouby a 3 plastové klipy. Hodnoty provozního zatížení nebyly specifikovány.

Z toho plyne, že pro detailní posouzení celého spoje by bylo vhodné provést kontrolu pomocí metody konečných prvků.

## 7. ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh a ověření utahovacího momentu pro konkrétní spoj, který se nachází v automobilu. Tento moment byl stanoven teoreticky a také prakticky. Srovnáním výsledků obou přístupů byl určen doporučený interval, ve kterém by se měl výsledný utahovací moment pohybovat.

Teoretická část práce spočívá ve výpočtu maximální síly, kterou vydrží plastová dosedací plocha pod hlavou šroubu, aniž by se otlačila. Stejně velkou sílu musí přenést šroub, aby byla zachována rovnováha. Tato síla vytváří předpětí spoje, které je určující pro jeho správnou funkci.

V experimentální části bylo stěžejní použití přesného měřicího vybavení společnosti Atlas Copco. Byla provedena destrukční zkouška, zkouška na otlačení a ověření současného pneumatického šroubováku.

Při destrukční zkoušce bylo 50 spojů utaženo až na nastavené maximum, 6 Nm. Před dosažením této hodnoty došlo zpravidla k defektu. Výsledkem této zkoušky je 50 křivek, které zobrazují závislost utahovacího momentu na úhlu natočení. Numerickým zpracováním těchto křivek byly získány mezní momenty, do kterých je při vytváření předpětí závislost momentu na úhlu natočení lineární. Výsledky byly dále statisticky zpracovány.

Při zkouškách na otlačení byly spoje utaženy postupně rostoucím momentem. Poškození dosedací plochy mezi hlavou šroubu a plastem bylo hodnoceno hlavně z hlediska rýhování, odlupování plastových fragmentů a vtlačení tvaru hlavy do plastu. Výsledkem této zkoušky bylo stanovení maximálního přípustného poškození styčné plastové plochy.

Poslední zkouška ověřila přesnost pneumatického šroubováku, kterým se zkoumaný spoj ve výrobě utahuje. Výsledky 50 utažení na hodnotu 3 Nm ukázaly, že nástroj funguje správně a dodržuje svoji předepsanou přesnost.

Při srovnání všech výsledků byl stanoven interval momentů, ve kterém je doporučené zkoumaný spoj utahovat. V případě tohoto spoje je spodní hranice dána teoretickým výpočtem, horní hranice je omezena přípustným otlačením. V sériové výrobě je měřený pneumatický šroubovák nastaven na moment, který leží na horní hranici tohoto intervalu.

Práci lze v mnoha ohledech brát jako návod, jak ověřit správnost jiných spojů. Pro toto ověření stačí ze zmíněného vybavení použít pouze ruční analyzátor a rotační snímač. K těmto přístrojům je třeba připojit dostatečně silný utahovací nástroj. S touto sestavou je možné přesně zaznamenávat průběh destrukční zkoušky.

## 8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010 [cit. 1-5-2015]. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] KOCHMAN, Josef. *Části strojů: díl I*. 1. vyd. Praha: ČSAV, 1956.
- [3] LYSA, Bohuslav. *Náhrada šroubového spoje dílců světlometu plastovým trnem*. Brno, 2010 [cit. 27-4-2015]. 57 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Aleš POLZER, Ph.D.
- [4] ŽABA, T. *Realizace edukační úlohy na experimentální stanici pro modelování předepjatých šroubových spojů*. Brno, 2011 [cit. 26-4-2015]. 68 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.
- [5] REICHL, J. Přeměny energie v kapalinách. *Encyklopedie fyziky* [online encyklopedie]. 2007 [cit. 1-5-2015]. Dostupné z: [http://fyzika.jreichl.com/main.article/gallery/125-bernoulliho-rovnice/folder/premeny\\_energie\\_v\\_kapalinach](http://fyzika.jreichl.com/main.article/gallery/125-bernoulliho-rovnice/folder/premeny_energie_v_kapalinach)
- [6] KUBOVÁ, K. Historie. *Jednoduché stroje* [online článek]. 24. 2. 2011 [cit. 1-5-2015]. Dostupné z: <http://kristynkakubova.blog.cz/1102/historie>
- [7] EJOT (Delta PT) [online katalog]. 2013 [cit. 3-5-2015]. Dostupné z: [http://www.ejot.com/Industrial-Fasteners-Division/Products/DELTA-PT%3Csup%3E%26reg%3B%3Csup%3E/p/VBT\\_DELTA\\_PT](http://www.ejot.com/Industrial-Fasteners-Division/Products/DELTA-PT%3Csup%3E%26reg%3B%3Csup%3E/p/VBT_DELTA_PT)
- [8] EJOT (firemní podklady) [online brožura]. [cit. 3-5-2015]. Dostupné z: [http://www.industrie.ejot.de/medias/sys\\_master/products/8803820044318/Brochure\\_EJOT\\_PT\\_02.pdf](http://www.industrie.ejot.de/medias/sys_master/products/8803820044318/Brochure_EJOT_PT_02.pdf)
- [9] WCL (firemní podklady) [online katalog]. [cit. 3-5-2015]. Dostupné z: <http://www.wlco.com/pdf/thread/WCLTF16.pdf>
- [10] SMITH FASTENERS (firemní podklady) [online katalog]. [cit. 2-5-2015]. Dostupné z: <http://www.smithfast.com/newproducts/screws/hilow/>
- [11] SMOLEK, J. *Kontrola předpětí šroubových spojů* [online prezentace]. Brno: 2013 [cit. 10-5-2015]. Dostupné z: [http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/STT,%20KOM/VY\\_32\\_INOVACE\\_24-10.pdf](http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_24-10.pdf)
- [12] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 15-5-2015]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/mont%C3%A1%C5%BEEn%C3%AD-n%C3%A1stroje/1401319/1466209/>
- [13] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 15-5-2015]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/mont%C3%A1%C5%BEEn%C3%AD-n%C3%A1stroje/1401304/1770887/>
- [14] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 25-4-2015]. Dostupné z: [http://www.rapidtorc.com/rt\\_hydraulic\\_torque\\_wrench.html](http://www.rapidtorc.com/rt_hydraulic_torque_wrench.html)
- [15] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 12-5-2015]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/tensor-etv-sl21-07-i06/product/1445358/>
- [16] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 12-5-2015]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/mont%C3%A1%C5%BEEn%C3%AD-n%C3%A1stroje/product/1432624/>

- [17] HANAČÍK, F. *STa 6000*. Atlas Copco (firemní prezentace). [cit. 12-5-2015].
- [18] Atlas Copco (firemní podklady) [online katalog]. 2014 [cit. 12-5-2015].  
Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/mont%C3%A1%C5%BEEn%C3%AD-n%C3%A1stroje/product/1517076/>

## 9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$\varphi_S$	[°]	úhel sklonu zatěžovací dráhy šroubu
$\varphi_P$	[°]	úhel sklonu zatěžovací dráhy spojovaných součástí
$\alpha$	[°]	úhel profilu závitu
$F_i$	[N]	síla předpětí
$F$	[N]	provozní síla
$F_S$	[N]	výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu
$F_P$	[N]	výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu
$\Delta F_S$	[N]	část provozní síly přenášená šroubem
$\Delta F_P$	[N]	část provozní síly přenášená spojovanými součástmi
$k_S$	[kN.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost šroubu
$k_P$	[kN.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost spojovaných součástí
$\delta_S$	[mm]	deformace šroubu
$\delta_P$	[mm]	deformace spojovaných součástí
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$P_h$	[mm]	rozteč závitu
$d_0$	[mm]	střední průměr mezikruhové plochy kontaktu hlavy šroubu a spojovaných součástí
$d$	[mm]	průměr dřívku šroubu
$D$	[mm]	průměr hlavy šroubu
$S_d$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha díry v úchytu brzdového světla
$S_h$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha hlavy šroubu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	skutečná plocha styku pod hlavou šroubu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$R_e$	[MPa]	mez kluzu (napětí na mezi kluzu)
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$\sigma_n$	[MPa]	normálové napětí
$\tau_k$	[MPa]	smykové napětí způsobené krutem
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí
$M$	[N.m]	utahovací moment
$M_Z$	[N.m]	moment potřebný pro překonání tření v závitech
$M_h$	[N.m]	moment potřebný pro překonání tření pod hlavou šroubu
$k_p$	[-]	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
$C$	[-]	tuhostní konstanta
$f$	[-]	součinitel tření v závitech
$f_0$	[-]	součinitel tření mezi hlavou šroubu a spojovanými součástmi
ABS		akrylonitrilbutadienstyren
PC		polykarbonát
LED		light emitting diode
Delta PT		profil závitu
HI – LO		profil závitu
HMH		teorie měrné energie napjatosti
.pfg		přípona datového souboru



**10. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ****10**

<b>Obr. 1</b> Archimédův šroub – provedení pro výukové účely [5]	16
<b>Obr. 2</b> Srovnání metrické závitu a závitu Delta PT [8]	17
<b>Obr. 3</b> Obtékání závitu Delta PT plastem [8]	18
<b>Obr. 4</b> Závit HI-LO [10]	18
<b>Obr. 5</b> Pracovní diagram předepjatého šroubové spoje (časově neproměnné zatížení) [1]	19
<b>Obr. 6</b> Momentový klíč s ohýbaným ramenem [11]	21
<b>Obr. 7</b> Momentový klíč s dvouramenným vratidlem a číselníkovým ukazatelem [11]	21
<b>Obr. 8</b> Momentový klíč s indikací cvaknutím [11]	21
<b>Obr. 9</b> Elektrický teleskopický utahovák (1500 Nm) [12]	22
<b>Obr. 10</b> Pneumatický utahovák [13]	22
<b>Obr. 11</b> Hydraulický utahovák Rapid-Torc [14]	23
<b>Obr. 12</b> Zadní spoiler	24
<b>Obr. 13</b> Detail spoje (boční pohled)	24
<b>Obr. 14</b> Nosný díl	25
<b>Obr. 15</b> Brzdové světlo	25
<b>Obr. 16</b> Samořezný šroub	26
<b>Obr. 17</b> Řez zkoumaným spojem (bez zobrazení vnitřního šestihranu)	27
<b>Obr. 18</b> Nákres styku hlavy šroubu a úchyty	28
<b>Obr. 19</b> Schéma výsledných vnitřních účinků	30
<b>Obr. 20</b> Měřicí řetězec použitý při destrukční zkoušce a zkoušce na otláčení	32
<b>Obr. 21</b> Měřicí řetězec použitý při ověření přesnosti pneumatického šroubováku	32
<b>Obr. 22</b> Elektrický šroubovák ETV SL21 [15]	33
<b>Obr. 23</b> Řídicí jednotka Power Focus [16]	34
<b>Obr. 24</b> Analyzátor STa 6000 [17]	34
<b>Obr. 25</b> Přímý rotační snímač [18]	35
<b>Obr. 26</b> Předpokládaný diagram průběhu utahování	35
<b>Obr. 27</b> Ověření pneumatického šroubováku	36
<b>Obr. 28</b> Diagram vyhodnocení v programu Matlab	37
<b>Obr. 29</b> Pracovní prostředí programu ToolsTalk Power Focus	38
<b>Obr. 30</b> Graf shrnutí výsledků destrukčních zkoušek	38
<b>Obr. 31</b> Charakteristický tvar úplných křivek utahování	39
<b>Obr. 32</b> Graf upravené utahovací křivky	39
<b>Obr. 33</b> Graf křivky s opravou záchvěvů	40
<b>Obr. 34</b> Proložení křivky přímkou a nalezení mezního momentu	41
<b>Obr. 35</b> Znázornění utahovacích momentů	43

## **11. SEZNAM TABULEK**

<b>Tab. 1</b> Veličiny vstupující do výpočtu utahovacího momentu	29
<b>Tab. 2</b> Základní technická data šroubováku ETV SL21	33
<b>Tab. 3</b> Intervalové odhady charakteristik destrukční zkoušky	42

## **12. SEZNAM PŘÍLOH**

**12**

---

Příloha č. 1 – výkres šroubu

Příloha č. 2 – fotografie dílů po zkoušce na otlačení

Příloha č. 3 – protokol ověření pneumatického šroubováku

Příloha č. 4 – vybrané části algoritmu pro zpracování dat v Matlabu

Příloha č. 5 – protokol dat získaných destrukční zkouškou