



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## KONSTRUKČNÍ NÁVRH PRYŽOVÉ SPOJKY PRO APLIKACI V KOLEJOVÉ DOPRAVĚ

DESIGN OF A RUBBER COUPLING FOR RAILWAY APPLICATIONS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Blach

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2020

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jiří Blach</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Kamil Řehák, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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 diplomové práce:

## **Konstrukční návrh pryžové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V oblasti kolejových vozidel je využíváno pryžových spojek pro spojení dvou hřidelí, které jsou nesouosé. Jejich nesouosost se během provozu mění. Vzhledem ke zvyšujícím se parametrům převodového ústrojí a snižujícím se zástavbovým rozměrům jsou využívány nové konstrukční varianty spojek.

### **Cíle diplomové práce:**

Provedení rešerše za účelem zjištění využívaných koncepcí.

Konstrukční návrh pryžové spojky.

Provedení deformačně napěťové analýzy pryžové spojky.

Optimalizace designu pryžové spojky.

### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a deformačně-napěťovou analýzou pružné spojky složené z jednotlivých pryžo-textilních segmentů. Tato koncepce umožňuje výrobcí zjednodušení, resp. sjednocení výroby, díky použití jednoho typu segmentu pro více konfigurací spojky a vede tedy ke snížení nákladů ze strany výrobce. Ze strany uživatele dovoluje v případě potřeby výměnu pouze mechanicky nebo chemicky poškozených segmentů na místo celé spojky a šetří náklady i potenciálnímu uživateli. Spojka je primárně navržena dle parametrů meziměstských elektrických jednotek a lokomotiv, nicméně jednotlivé pružné segmenty tímto použitím omezené nejsou. Při návrhu sestavy spojky je nutné klást požadavky především na vysokou bezpečnost všech komponentů. Z podstaty provozního režimu, kdy dochází k relativnímu vychylování vstupního a výstupního hřídele, plyne poměrně široký rozsah přenášených zatížení, které při nevhodně navrženém libovolném článku sestavy mohou zapříčinit problémy vedoucí až k dočasnému odstavení celého stroje/vozidla z provozu. Mezi nejvíce kritické oblasti sestavy patří právě pružné segmenty, šroubové spoje, pevnost unašečů a tvarový spoj pro přenos hnacího momentu. V neposlední řadě musí být také zohledněny požadavky na nepřiliš složitou výrobu komponentů a následně také montáž a údržbu bez vzájemné kolize komponentů a potřebného nářadí.

Za účelem ověření výše zmíněných požadavků jsou provedeny deformačně-napěťové analýzy simulující variaci stavů provozních zatížení. Z důvodů snížení výkonnostních požadavků i časové náročnosti výpočtu spolu s absencí experimentálně naměřených dat pryže a PES kordů byly pružné segmenty modelovány na nižší úrovni se zredukovaným modelem materiálu upřednostňujícím tahové vlastnosti PES kordů. Tato redukce však zajišťuje konzervativnější přístup, jelikož toto použití způsobuje vyšší namáhání ocelových komponent sestavy. Následně je provedena napěťová analýza drážkového spoje. Vzhledem k absenci modelů geometrie konkrétních hřídelů komerčních motorů a převodovek bylo pro tento účel zvoleno rovnoboké drážkování střední řady dle zadaného maximálního točivého momentu. Poslední část práce je zaměřena na ověření tahových vlastností jednotlivého pružného segmentu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Kolejové vozidlo, pružná spojka, pryž, polyesterové vlákna, deformačně-napěťová analýza, metoda konečných prvků

## ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design and stress-strain analysis of a flexible coupling composed of individual rubber-textile segments. This concept allows the manufacturer to simplify and unify the production thanks to the ability to use a single segment design for multiple coupling configurations and thus leads to a reduction in costs on the part of the manufacturer. From the consumer side this allows only mechanically or chemically damaged segments to be replaced instead of the entire coupling and saves costs for the potential user. The coupling assembly is primarily designed according to the parameters of intercity electric units and locomotives, however, the individual flexible segments are not limited by this use. When designing a coupling assembly, it is necessary to place requirements primarily on the high safety of all components. The operating mode, in which the relative displacement of the input and output shafts can occur, indicates a relatively wide range of transmitted loads which, if any assembly part is improperly designed, can cause problems leading to temporary putting the entire machine/vehicle out of order. The most critical areas of the assembly include the flexible segments, the bolt connections, the strength of the hubs and the spline joint for torque transfer. Last but not least, the requirements for the non-complex production of components must be taken into account, together with the assembly and maintenance without collision of the components and the necessary tools.

In order to verify the above-mentioned requirements, stress-strain analyses are performed simulating the variation of operating load conditions. Due to the reduction of hardware requirements and computational time, together with the absence of experimentally measured data of rubber and PES codes, the flexible segments were modelled at a lower level with a reduced material model favouring the tensile properties of PES cords. However, this reduction provides a more conservative approach, as this use causes higher stresses on the steel components of the assembly. Subsequently, a stress analysis of the splined joint is performed. Due to the absence of specific shaft geometry models of commercial motors and gearboxes, a parallel splines were chosen for this purpose and designed according to the specified maximum torque. The last part of the thesis is focused on verifying the tensile properties of an individual flexible segment.

## KEYWORDS

Rail vehicle, flexible coupling, rubber, polyester fibers, stress-strain analysis, finite element method

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLACH, Jiří. *Konstrukční návrh pryžové spojky pro aplikaci v kolejové dopravě*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124445>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. června 2020

.....

Bc. Jirí Blach

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Kamilu Řehákovi Ph.D. za velmi ochotné konzultování, cenné rady a připomínky vedoucí k vypracování této práce. Také bych rád poděkoval svým přátelům a rodině za podporu a především trpělivost za mé studium.



## OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Základní rozdělení hnacích kolejových vozidel .....</b>	<b>12</b>
1.1 Trakční motory hnacích kolejových vozidel .....	12
1.2 Spalovací motory hnacích kolejových vozidel .....	13
<b>2 Koncepce uložení pohonu .....</b>	<b>15</b>
2.1 Skupinový pohon dvojkolí .....	15
2.2 Individuální příčný pohon dvojkolí .....	15
2.2.1 Pohon tlakovým motorem .....	15
2.2.2 Pohony s částečným vypružením .....	16
2.2.3 Pohony plně vypružené .....	16
2.3 Individuální podélný pohon dvojkolí .....	17
<b>3 Spojky .....</b>	<b>18</b>
3.1 Tuhé spojky .....	18
3.2 Pružné spojky .....	20
3.2.1 Mechanicky flexibilní .....	20
3.2.2 Kovová membrána .....	21
3.2.3 Elastomerní spojky .....	22
3.2.4 Zhodnocení trhu .....	25
<b>4 Pryž .....</b>	<b>26</b>
4.1 Pryže pro dynamické použití .....	26
4.1.1 Přírodní kaučuk (NR) .....	26
4.1.2 Butadienový kaučuk (BR) .....	26
4.1.3 Styren-Butadienový kaučuk (SBR) .....	26
4.1.4 Butyl kaučuk (IIR) .....	26
4.2 Pryže do vysokých teplot .....	26
4.2.1 Etylen-propylenový kaučuk (EPR, EPDM) .....	26
4.2.2 Fluorokaučuk .....	27
4.3 Olejivzdorné pryže .....	27
4.4 Pryže pro speciální použití .....	27
4.5 Pryže ve flexibilních spojkách pro kolejovou dopravu .....	27
<b>5 Vlákná, příze, kordy .....</b>	<b>28</b>
5.1 Polyesterové příze .....	29
5.2 Další druhy technických přízí .....	30
5.2.1 Aramidové příze .....	30
5.2.2 Polyamidové příze .....	30
5.2.3 Polyvinylalkoholová příze .....	31
<b>6 Konstrukční návrh pryžotextilní spojky .....</b>	<b>32</b>
6.1 Návrh segmentu .....	33
6.1.1 Výběr kordu .....	33
6.1.2 Ocelová pouzdra .....	34
6.1.3 Pryž .....	35
6.2 Návrh unašečů .....	36
6.2.1 Vstupní a výstupní unašeč .....	37
6.2.2 Středový unašeč .....	39
6.3 Šroubový spoj .....	40

<b>7</b>	<b>Deformačně-napět'ová analýza.....</b>	<b>41</b>
7.1	Materiálové vlastnosti.....	41
7.2	Výpočtový model geometrie.....	42
7.2.1	Úprava modelu geometrie.....	42
7.2.2	Okrajové podmínky, kontakty.....	44
7.2.3	Vytvoření sítě.....	45
7.2.4	Zatížení.....	46
7.3	Prezentace výsledků.....	47
7.3.1	Středový unašeč.....	47
7.3.2	Vstupní unašeč.....	48
7.3.3	Šrouby.....	49
7.3.4	Pouzdra.....	50
<b>8</b>	<b>Konstrukční úpravy.....</b>	<b>51</b>
8.1	Úprava výpočtového modelu geometrie.....	51
8.1.1	Segmenty.....	51
8.1.2	Pouzdra.....	51
8.1.3	Středový a vstupní unašeč.....	52
8.1.4	Šroubový spoj.....	53
8.2	Prezentace výsledků.....	54
8.2.1	Unašeče.....	54
8.2.2	Distanční podložky.....	55
8.2.3	Pouzdra.....	56
8.2.4	Šrouby.....	57
<b>9</b>	<b>Modifikace unašečů k úspoře hmotnosti.....</b>	<b>59</b>
9.1	První iterace úprav.....	60
9.1.1	Prezentace výsledků první iterace úprav.....	61
9.2	Druhá iterace úprav.....	62
9.2.1	Středový unašeč.....	63
9.2.2	Vstupní unašeč.....	63
9.2.3	Prezentace výsledků druhé iterace úprav.....	64
9.3	Třetí iterace úprav.....	65
9.3.1	Prezentace výsledků třetí iterace.....	66
<b>10</b>	<b>Napět'ová analýza drážkového spoje.....</b>	<b>68</b>
10.1	Úprava geometrie.....	68
10.2	Kontakty.....	69
10.3	Vytvoření sítě.....	69
10.4	Zatížení.....	69
10.5	Výsledky analýzy.....	70
<b>11</b>	<b>Napět'ová analýza pružného segmentu.....</b>	<b>72</b>
11.1	Úprava geometrie.....	72
11.2	Materiálové vlastnosti.....	73
11.3	Nastavení analýzy.....	73
11.4	Prezentace výsledků.....	74
	<b>Závěr.....</b>	<b>75</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>83</b>

## ÚVOD

Hlavním důvodem k neustálému vývoji železniční hromadné dopravy je bezesporu její minimální tvorba lokálních emisí, v současnosti velmi sledované téma, ale také nesrovnatelně vyšší kapacita přepravy osob na jednu soupravu, rychlost i bezpečnost oproti hromadné dopravě silniční. Rychlost a bezpečnost závisí především na stavu a lokalitě železnic a jejich přejezdů, které jsou ve většině případů omezující faktor. Pro samotné cestující i dopravce je však dalším velmi důležitým faktorem také pohodlí. Podvozek s pohonem kolejového vozu by měl zajišťovat co nejlepší tlumení od nerovností na kolejích, zatáčkách, rázů při zrychlení apod.

V současnosti velmi zastoupený typ koncepce uložení pohonu u kolejových vozidel se nazývá pohon s částečným vypružením. U tohoto typu vypružení přispívají pružné spojky k pohodlí jízdy pohlcováním malých výchylek mezi vstupními a výstupními hřídeli, které spojují, ale také tlumením rázů vznikajících např. od rychlé změny hnacího momentu. Různé koncepce pružných spojek jsou rozebrány v rešeršní části práce.

Požadavky na pružnou spojku pro kolejovou dopravu jsou velmi rozsáhlé, je třeba si uvědomit, že spojka je vystavena extrémním podmínkám od nepříznivého okolního prostředí a zároveň musí přenášet velmi vysoké hnací momenty i v případě vychýlení hřídelů. Za těchto podmínek navíc očekáváme od spojky životnost v řádu milionu kilometrů provozu, je tedy velmi důležité zvolit správnou koncepci, materiály a vše důkladně prověřit již ve virtuální části návrhu.

Pro splnění těchto požadavků jsou v současnosti využívány mimo jiné pryžové, resp. pryžotextilní spojky. Oproti jiným druhům spojek vynikají kompaktním zástavbovým prostorem, bezúdržbovým provozem, jednoduchou výměnou a, v případě koncepce spojky složené z jednotlivých flexibilních segmentů, možností použití jednoho pružného segmentu pro více konfigurací spojek, což přináší úsporu nákladů jak pro výrobce, tak pro zákazníka. Pružné segmenty jsou omezeny především trvanlivostí pryže, která po přibližně 5 letech stárne a mění své mechanické vlastnosti. Z tohoto důvodu je nutné pružné segmenty i komponenty spojky podrobit důkladnému testování při simulování reálného provozu. Ještě před provedením reálných prototypů a zkoušek je však potřeba konstrukční návrh spojkových komponentů podrobit deformačně-napěťové analýze, na základě které je možné návrh ověřit, případně upravit, aby vyhovoval kladeným požadavkům.

# 1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ HNACÍCH KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Hnací kolejové vozidlo vyniká schopností vyvinout a přenést tažnou sílu na obvod dvojkolí. Takovéto vozidlo nazýváme lokomotivou (**obr. 1, vlevo**), případně vozidlem příslušné trakce (**obr. 1, vpravo**). Lokomotivou rozumíme vozidlo s pouze hnacím agregátem a stanovištěm, kdežto vozidlo příslušné trakce (např. elektrická jednotka) umožňuje také přepravu osob nebo nákladu. [1]



Obr. 1 Lokomotiva Škoda 109 E (vlevo) [2], Elektrická jednotka Škoda 7 Ev (vpravo) [3]

Základní rozdělení hnacích kolejových vozidel je možné provést např.: [4]

- Podle přívodu energie do hnacího vozidla
  - vozidla nezávislé trakce – primární zdroj vozí s sebou (uhlí, nafta, baterie)
  - vozidla závislé trakce – odebírají primární zdroj z troleje nebo boční kolejnice (elektrické lokomotivy)
  - vozidla polozávislé trakce – „dvousilová“, primární zdroj z troleje nebo boční kolejnice, ale vozí sekundární zdroj s sebou, možnost samostatného pohybu (např. akumulátorové lokomotivy)
- Podle provozního využití:
  - motorové a elektrické lokomotivy
  - motorové a elektrické jednotky
  - vysokorychlostní jednotky
  - elektrická vozidla městské hromadné dopravy
  - speciální hnací kolejová vozidla
  - vysokorychlostní jednotky magnetických drah

Dále je možné hnací kolejová vozidla dělit podle umístění stanoviště, druhu služby apod. [4]

## 1.1 TRAKČNÍ MOTORY HNACÍCH KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Trakčními motory označujeme elektromotory, které pohání dvojkolí elektrické nebo diesel-  
elektrické lokomotivy. Tyto motory se dělí podle zapojení statorového budícího vinutí na: [5]

- stejnosměrné
  - sériové
  - cize buzené
  - derivační
  - kompaudní
- střídavé
  - jednofázové
  - třífázové
  - synchronní
  - komutátorové
- univerzální

Největší zastoupení mezi trakčními motory mají stejnosměrné sériové a střídavé třífázové elektromotory, zbylé typy se vyskytují dnes pouze velmi výjimečně. [5]

Tab. 1 Technické parametry trakčních motorů<sup>1</sup>

Trakční motory lokomotiv a elektrických jednotek				
Výrobce	Typ	Výkon [kW]	Točivý moment [N·m]	Max. otáčky [min <sup>-1</sup> ]
Škoda electric	ML 4550 K/6	1 600	-	3 700
Siemens	1TB 2822	1 633	15 000	3 900
Pragoimex	TAM 1084C6	366	7 317	3 400
SKD TRADE	TE 015 C	298	1 200	3 100
Trakční motory elektrických vozidel městské hromadné dopravy				
SKD TRADE	ATM090	90	1 566	4 340
SKD TRADE	TAM 1003 C/R	76	1 675	5 200

## 1.2 SPALOVACÍ MOTORY HNACÍCH KOLEJOVÝCH VOZIDEL

V současnosti výhradně vznětové motory jsou principiálně velmi podobné motorům nákladních automobilů. U kolejových vozidel navíc vyšší hmotnost vznětového motoru není vnímána jako významné negativum jako při automobilovém použití. Spalovací motory v lokomotivách lze třídit: [6]

- Podle uspořádání motoru
  - stojaté – lokomotivy a motorové vozy se strojovnou
  - ležaté – vhodné pro podpodlažní zástavbu v menších vozech
- Podle počtu pracovních dob
  - čtyřdobé – většina motorů v Evropě
  - dvoudobé – rozšířené především v USA
- Podle počtu otáček
  - pomaloběžné – pracují běžně s otáčkami nižšími než 1 000 min<sup>-1</sup>, obvykle velké zdvihové objemy
  - rychloběžné – podstatně širší spektrum využitelných otáček, motory více podobné nákladním automobilům

<sup>1</sup> Čerpáno z: [7], [8], [9], [10]

Dále je možné dělit spalovací motory, podobně jako u automobilových motorů, dle počtu válců, způsobu chlazení, způsobu plnění válce nebo způsobu přípravy směsi paliva apod. [6]

Tab. 2 Technické parametry spalovacích motorů lokomotiv<sup>2</sup>

<b>Spalovací motory lokomotiv</b>				
<b>Výrobce</b>	<b>Typ</b>	<b>Výkon [kW]</b>	<b>Točivý moment [N·m]</b>	<b>Max. otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>
<b>SKD TRADE</b>	ATM090	90	1 566	4 340
<b>SKD TRADE</b>	TAM 1003 C/R	76	1 675	5 200
<b>Caterpillar</b>	C9.3 ACERT	298	-	2 200*
<b>Caterpillar</b>	C18 ACERT	597	-	2 100*
<b>Caterpillar</b>	C32 ACERT	1 350	-	2 100*
<b>Cummins</b>	QSK95	3 281	17 406	-

\*Nom. Otáčky

<sup>2</sup> Čerpáno z: [10], [11], [12]

## 2 KONCEPCE ULOŽENÍ POHONU

Možnosti uložení hnacího ústrojí se v minulosti odvíjely především podle počtu dvojkolí, které pohání jeden trakční motor, v současnosti však jeden trakční motor pohání výhradně jedno dvojkolí. Nejdůležitějším faktorem u každého konstrukčního řešení je však množství neodpružených hmot, které u velkého podílu negativně ovlivňují životnost nápravy a kolejnic i jízdní komfort, vzhledem ke zvýšené citlivosti na nerovnosti. Rozdílné koncepce uložení s sebou také přináší odlišné možnosti zvolení převodových poměrů, různé způsoby zachycení vzájemného pohybu motoru a dvojkolí, torzní tuhosti i náročnosti údržby. [7]

### 2.1 SKUPINOVÝ POHON DVOJKOLÍ

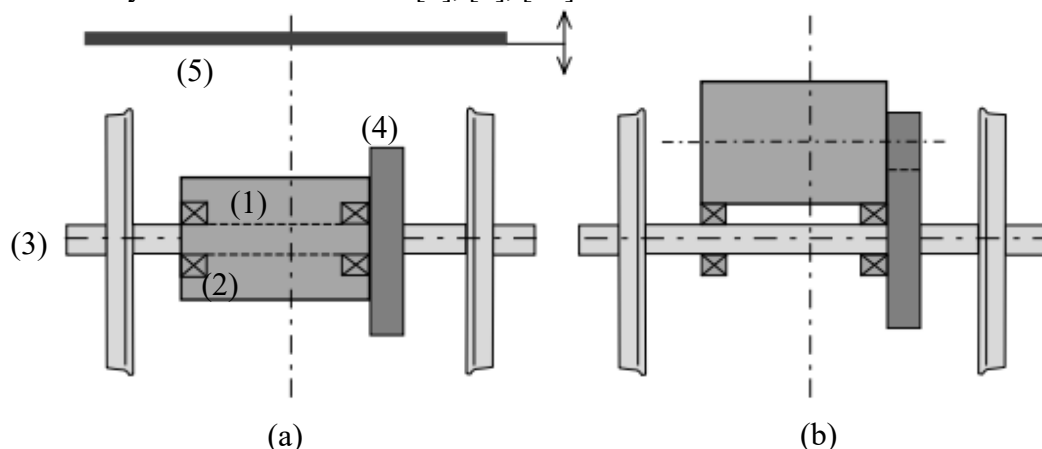
V případě použití jednoho trakčního motoru pro pohon více dvojkolí označujeme toto konstrukční řešení jako skupinový pohon dvojkolí. Tato koncepce sice s sebou přináší výhody v počtu použitých konstrukčních prvků a nižší hmotnosti, nicméně použití jednoho trakčního motoru znamená neschopnost regulace výkonu jednotlivého dvojkolí, použití více převodových systémů a větší zásahy do skříně vozidla. Díky těmto faktorům se skupinový pohon již příliš nevyužívá. [7], [14]

### 2.2 INDIVIDUÁLNÍ PŘÍČNÝ POHON DVOJKOLÍ

V současné době nejvyužívanější koncepce hnacího ústrojí elektrických lokomotiv využívá jeden trakční motor pohánějící každé hnací dvojkolí. Osa rotace dvojkolí je přitom rovnoběžná s osou rotoru trakčního motoru. Koncepce umožňuje regulovat výkon jednotlivého soukolí a její konstrukce je v porovnání se skupinovým pohonem výrazně jednodušší. Koncepci lze dále rozdělit podle podílu nevypružených hmot na: [7], [14]

#### 2.2.1 POHON TLAPOVÝM MOTOREM

Tlapové trakční motory jsou zpravidla na jedné straně uloženy na nápravě v kluzném (tlapovém) ložisku/ložiscích a z druhé strany připevněny přímo k rámu podvozku (**Obr. 2**). Výhodou této koncepce je minimální posuvný pohyb mezi osou motoru a osou dvojkolí, tedy jednoduché řešení s příznivými náklady i údržbou. Uložení motoru přímo na nápravu ale znamená vysoký nárůst neodpružené hmoty (až 80 % hmotnosti motoru), což zhoršuje citlivost na nerovnosti a tedy jízdní komfort. Koncepce je hlavně proto vhodná pro lokomotivy s maximální rychlostí do 140 km/h. [5], [7], [14]



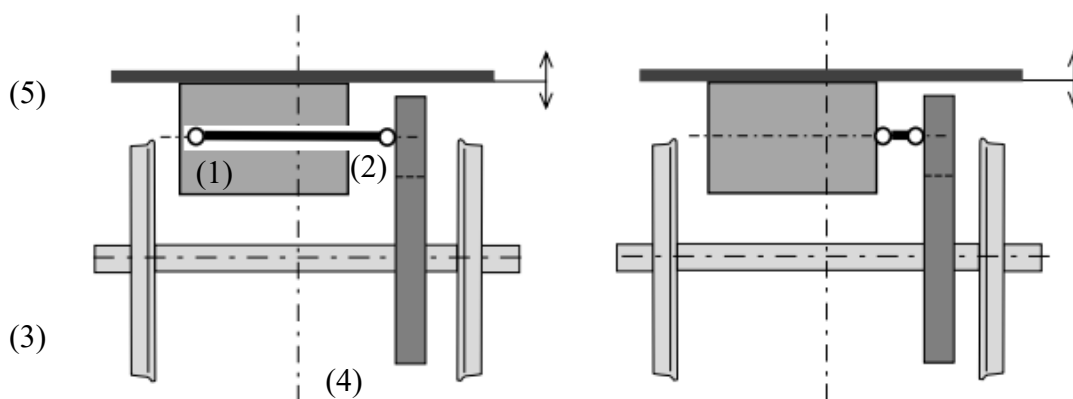
Obr. 2 Koncepce pohonu s tlapovým motorem [15]

(a) pohled zepředu, (b) pohled shora

(1) motor, (2) kluzná ložiska, (3) dvojkolí, (4) převodovka, (5) rám podvozku

### 2.2.2 POHONY S ČÁSTEČNÝM VYPRUŽENÍM

U této koncepce je trakční motor uložený v rámu podvozku, kde je také vypružena jeho hmota. Náprava tedy nese většinu hmoty převodovky, která je na ní uložena v ložiscích (**obr. 3**). Mezi osou dvojkolí a osou motoru ale vzniká posuvný pohyb. Přenos točivého motoru je uskutečněn pomocí pružné spojky nebo kloubového hřídele vně rotoru s lamelovou, zubovou nebo pryžovou spojkou. Flexibilní spojka je hojně využívána u vysokorychlostních vlaků, u kterých je pohon řešen pomocí více menších trakčních motorů umožňující umístění této spojky mezi motor a převodovku. Použití kloubového hřídele vně rotoru se začalo používat u moderních menších asynchronních motorů (např. pohon Siemens RHA), kdežto starší stejnosměrné motory využívaly spíše kloubový hřídel zavedený v dutině rotoru. [7], [14]

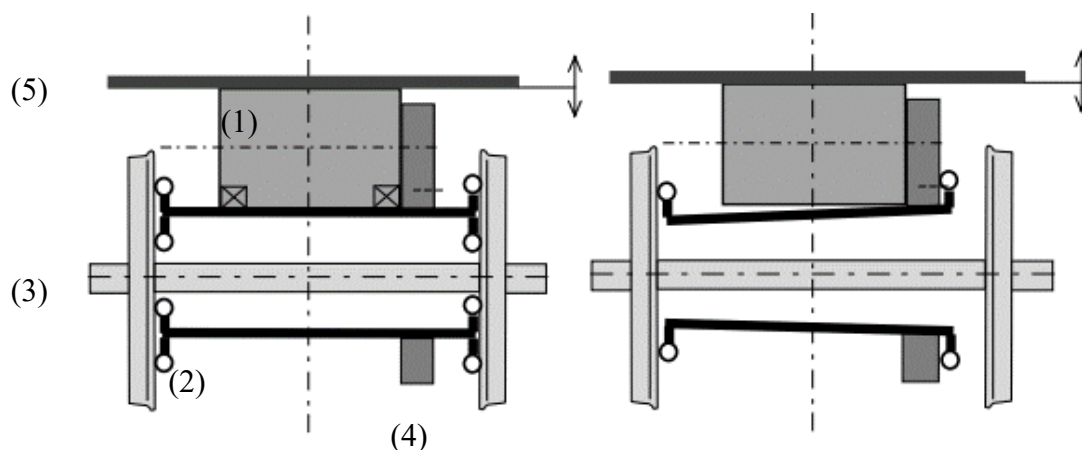


Obr. 3 Koncepce pohonu s částečným vypružením, pohled zepředu (řez) [15]

(1) motor, (2) kloubový hřídel s pružnou spojkou, (3) dvojkolí, (4) převodovka, (5) rám podvozku

### 2.2.3 POHONY PLNĚ VYPRUŽENÉ

Podvozky s plně vypruženým pohonem mají trakční motory i převodovky připevněny k rámu (**obr. 4**). Točivý moment je přenášen pomocí dutého hřídele obepínajícího nápravu se spojkami na obou kolech nápravy nebo pomocí kloubu k jednomu kolu se spojkovými, pružinovými nebo ojnicními mechanismy. K vypružení a zachycení posuvu dochází mezi převodovkou a nápravou, neodpruženou hmotou je zde pouze hmotnost dvojkolí se spojkami. Vzhledem k náročnosti spojkových mechanismů a nemožnosti zajištění plynulého přenosu točivého momentu se tato koncepce příliš nevyužívá. [7], [14]



Obr. 4 Koncepce plně vypruženého pohonu, pohled zepředu (řez) [15]

(1) motor, (2) dutý, odpružený hřídel, (3) dvojkolí, (4) převodovka, (5) rám podvozku



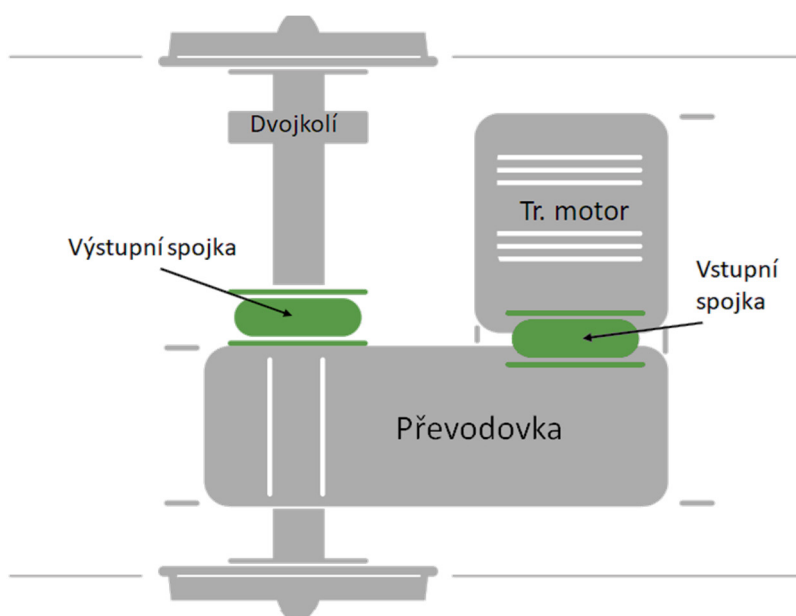
### 2.3 INDIVIDUÁLNÍ PODÉLNÝ POHON DVOJKOLÍ

Koncepce podélného pohonu dvojkolí má osu hřídele motoru kolmou na osu dvojkolí. K rámu podvozku je uchycen pouze motor a točivý moment se přenáší skrze kuželovou převodovku uložené na nápravě. Díky této koncepci může mít převodovka vyšší převodový poměr, nicméně vzhledem k relativnímu pohybu rámu s motorem a dvojkolím s převodovkou je nutné zajistit správný záběr ozubených kol, čímž je tato koncepce konstrukčně náročná. Koncepci podélného pohonu využívají například jednotky Pendolino. [7]

### 3 SPOJKY

Základní funkcí spojky je přenášet točivý moment z primárního pohonu (např. elektromotor, parní turbína) na funkční stroj (např. čerpadlo, kompresor). Nepřímé spojení strojního zařízení, používající ploché řemeny, V-řemeny, případně řetězové pohony, je značně používáno v určitých průmyslových odvětvích, ale ztráty při skluzu, případně třením, mají tendenci snižovat jejich účinnost. Přímá spojka strojů tyto problémy překonává a má za následek i kompaktnější uspořádání strojů. [16]

Dle umístění spojky vůči převodovce se spojky pro kolejová vozidla dělí na spojky vstupní a výstupní (**obr. 5**). Vstupní spojky přenášejí točivý moment z výstupního hřídele trakčního nebo spalovacího motoru na vstupní hřídele do převodovky, výstupní spojka přenášejí točivý moment z výstupního hřídele převodovky na hnací dvojkolí. Během provozu lokomotivy, resp. elektrické jednotky, je tedy vystavována většímu rozsahu točivého momentu kvůli odlišným převodovým poměrům převodovky. [17]



Obr. 5 Umístění vstupní a výstupní spojky kolejových vozidel [17]

#### 3.1 TUHÉ SPOJKY

Nejjednodušší uspořádání pro spojování dvou strojních hřídelů je použití tuhé spojky, přičemž typická konstrukce je znázorněna na **obr. 6**. Tuhé spojky přenášejí točivý moment včetně rázového zatížení bez tlumení, proto jsou vhodné především pro hřídele s velmi vysokou přesností uložení. Vzhledem k relativnímu pohybu pohonného ústrojí kolejového vozidla, nejsou vhodné tuto aplikaci. [16]

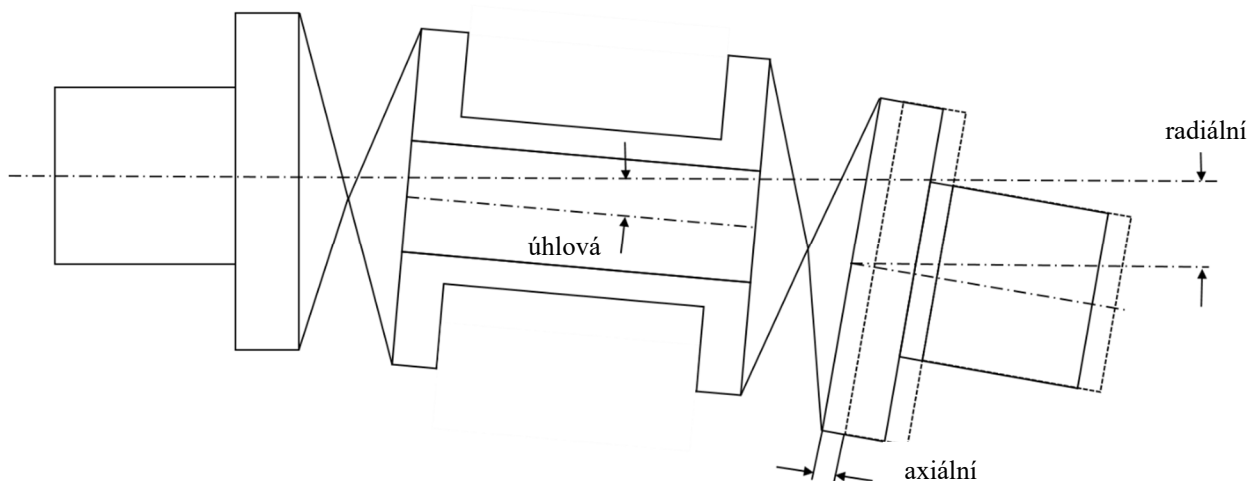


Obr. 6 Tuhá přírubová spojka DESCH DIN 116 [18]

Stejně jako přenosový moment budou tuhé spojky také přenášet axiální tah, ale nebudou se přizpůsobovat nesouososti mezi spojenými hřídeli. Ta vzniká nejčastěji z důvodu: [16]

- tepelné roztažnosti a deformace
- poškození při instalaci
- průhyb stroje při zatížení
- zaběhnutí – usazení do provozní polohy
- opotřebení ložisek a částí stroje v provozu

Na obr. 7 je znázorněna kombinace vychylek, které mohou existovat mezi hřídeli dvou spojených strojů. Za takovýchto nesouosých provozních podmínek vytvoří pevné spojky vysoké reakční síly, které budou mít za následek hlučný provoz, vysoké úrovně vibrací, předčasné selhání ložisek a v extrémních případech i lomy strojních hřídelí. Existuje mnoho návrhů flexibilní spojky, které mají za cíl překonat tyto problémy. [16]



Obr. 7 Zobrazení vychylek u membránové spojky [16]

## 3.2 PRUŽNÉ SPOJKY

Pružné spojky přenášejí krouticí moment z hnacího ústrojí na poháněný kus rotujícího zařízení, ale navíc se vyznačují schopností absorpce určitého vychýlení hřídele. Toho je dosaženo minimalizací reakčních sil generovaných úhlovými, radiálními a axiálními posuny, které mohou existovat mezi spojenými hřídeli. Reakční síly se pohlcují dvěma způsoby: [16]

- 1) Mechanická flexibilita, při které jsou síly omezeny spoji, čepy nebo kluzným třením.
- 2) Materiálová flexibilita, která zamezuje růst deformací prvku a vytváří přijatelné úrovně napětí v pružných prvcích.

Pružné spojky pro průmyslové použití se rozdělují do čtyř širokých kategorií:

- mechanicky flexibilní
- kovová membrána
- elastomerní
- ostatní

### 3.2.1 MECHANICKY FLEXIBILNÍ

Mechanicky pružné spojky získávají svou pružnost buď z vůlí montážních dílů, nebo s odvalováním nebo posouváním protilehlých dílů. Proto obvykle vyžadují mazání, pokud není jedna složka vyrobena ze samomazného materiálu, jako je například nylon. Mechanicky pružné spojky je možné dle konstrukčního řešení rozdělit do 4 skupin: [16]

- zubové
- řetězové
- spojka s vinutou lineární pružinou
- kloubové spojky

Zubové spojky patří mezi nejvíce využívané pružné spojky v kolejové dopravě. Nejčastější uspořádání dle **obr. 8** se skládá ze dvou polovin spojek spojených pomocí šroubů, přičemž každá polovina obsahuje náboj s vnějším ozubením a protikus v podobě objímky s vnitřním ozubením. Točivý moment je přenášen prostřednictvím záběru vnitřních a vnějších zubů a výchylka je vymezena relativním axiálním posuvem mezi zabírajícími zuby. [16]



Obr. 8 Zubová spojka [19]

Zubové spojky mohou přenášet velmi vysoké točivé momenty při relativně malých průměrech, ozubení spojky dovoluje vymezení velkých axiálních výchylek i úhlového vychýlení, které je omezeno geometrií a vůlí ozubení. Hlavními nevýhodami zubové spojky jsou zajištění jejich mazání, které obzvláště při vysokých rychlostech musí být spolehlivé, obtížné vyvážení a nutnost další úpravy v případě vertikálního použití. [16]

### 3.2.2 KOVOVÁ MEMBRÁNA

Kovové membránové spojky získávají svou pružnost elastickou deformací jedné nebo více tenkých kovových membrán. Hlavní výhodou kovového membránového spojení je nevyžadování mazání, navíc je celokovová konstrukce vhodná pro široký rozsah teplot a je relativně tolerantní k chemickému poškození. Další výhodou této koncepce je malý počet opotřebitelných dílů, který zajišťuje zachování vyvážení po celou dobu životnosti. Existují dva základní typy této spojky: [16]

- 1) Disková membrána, ve které je ohýbací prvek střídavě připevněn šrouby k vstupní a výstupní přírubě (**obr. 9**), všechny šrouby jsou na stejném průměru roztečné kružnice. Krouticí moment se přenáší přes elasticky deformovatelný disk nebo prstenc. [16]



*Obr. 9 Spojka využívající diskovou membránu [19]*

- 2) Membránová spojka, nazývaná v anglicky mluvících zemích diaphragm (**obr. 10**), se skládá z jedné nebo více kovových desek upevněných na vnějším průměru hnací příruby. Moment se přenáší přes membránu v upevnění na vnitřní průměr (z vnějšího průměru na vnitřní). Spojka může mít buď konstantní, nebo proměnnou tloušťku, obvykle zvětšující se ke vnitřnímu průměru. [16]



*Obr. 10 Diaphragm spojka [21]*

U obou typů se každý ohýbací prvek přizpůsobí úhlovému a axiálnímu vychýlení, ale pro umístění bočního vychýlení jsou zapotřebí dva ohýbací prvky oddělené distančním dílem (rozpěrkou). [16]

### 3.2.3 ELASTOMERNÍ SPOJKY

Elastomerní spojky obecně odvozují svou pružnost od deformace elastických materiálů, jako jsou pryže a plasty. Kromě přenosu krouticího momentu a přizpůsobení nesouososti zajišťuje pružnost elastomerního materiálu také schopnost absorbovat nebo tlumit účinky rázových a vibračních točivých momentů. [16]

Tyto spojky jsou používány pro tlumení vibrací a otřesů na obzvláště citlivých součástech. Z názvu vyplývá, že spojovací prvek je vyroben výhradně z elastomeru, který se vyznačuje dobrými tlumícími vlastnostmi. V závislosti na vibračních požadavcích jsou tyto spojky nabízeny s různými tvrdostmi Shore s volitelným tvarem. V případě požadavku vysokého stupně torzní tuhosti je použit elastomer s vysokou tvrdostí podle metody Shore<sup>3</sup> a naopak. Plně elastomerní spojky mají vždy mezní hodnotu zatížení specifickou pro materiál. Elastomerní spojky spadají do dvou širokých kategorií: [16]

- přenáší točivý moment ve smyku (**obr. 11, vlevo**)
- přenáší točivý moment při kompresi (**obr. 11, vpravo**)

Tyto dvě kategorie vznikají z důvodu odlišného chování elastomerů ve smyku a stlačení. Elastomery mohou přenášet mnohem vyšší zatížení při stlačování než ve smyku, ale při smykových zatíženích se více vychýlí. Konstrukce stlačení tak přenášejí vysoké krouticí momenty, ale mají omezenou schopnost absorbovat torzní vibrace, zatímco konstrukce smyku zajišťují vysoké torzní tlumení, avšak s nižšími momentovými kapacitami. [16]

V případě nedostatku místa pro instalaci plně elastomerní spojky nebo v případě vysoké rychlosti otáčení se používají elastomerní spojky vyztužené vlákny nebo kovy známé také jako pryžo-textilní respektive pryžo-kovové spojky. U pryžo-textilních spojek bývá točivý moment přenášen přes vnitřní svazky vláken a elastomer slouží pouze pro tlumení vibrací. [16]

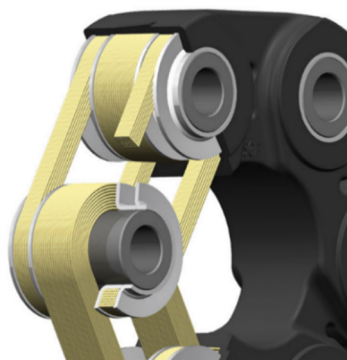


*Obr. 11 Elastomerní spojka přenášející točivý moment ve smyku (vlevo) [23]  
Elastomerní spojka přenášející točivý moment při kompresi (vpravo) [17]*

<sup>3</sup> Měření tvrdosti dle metody Shore je smluvně používáno pro měření tvrdosti nekovových materiálů. Metoda spočívá ve vtlačování zkušební indentoru s jasně definovanou geometrií pomocí pružiny do zkušební vzorku z elastomeru. Na rozdíl od měření tvrdosti kovových materiálů je nutné splnit předepsanou dobu zatížení kvůli vzniku plastických deformací a možnému zkreslení hodnot. Pro vyhodnocení měření slouží stupnice tvrdosti, která se dále dělí do skupin dle materiálu nebo tloušťky zkušební vzorku (např. A-D, 0. 00/000, mikro). Skupiny se od sebe liší velikostí zatížení i tvarem indentoru, takže není možný analytický přepočítání mezi jednotlivými stupnicemi. [22]

## VLASTNOSTI A POUŽITÍ PRYŽO-TEXTILNÍ SPOJKY

Flexibilní pryžo-textilní spojky se skládají z obvykle ocelových pouzder pro šroubový spoj, které jsou obvinuty svazky vláken a následně je tato soustava kompletně zalisována v pryžovém obalu požadovaného tvaru (**obr. 12**). Spojka může být pomocí pouzder střídavě spojena s hnací přírubou a výstupní přírubou nejen s využitím šroubového spoje, ale také alternativně s využitím závitového pouzdra nebo zásuvného kolíku. Točivý moment se přenáší přes svazky vláken. Během tohoto procesu na svazky působí napětí ve směru tahu a vykazují elastické chování při namáhání. Díky kombinaci materiálů je přípustné napětí v kompozitu z kaučuku a vláken přibližně 15krát větší než při použití pouze pryže. Spojky hnacího hřídele mají velmi dobrou účinnost díky použité technologii vláken, která umožňuje kombinovat pevnost svazků vláken s tlumícími vlastnostmi pryže. Kromě kompenzace axiálního, radiálního a úhlového vychýlení mohou být proto pružné hnací spojky také použity pro tlumení torzních vibrací, tím je například možné se vyhnout „slyšitelnému a znatelnému otřesu“ z nízkofrekvenčních vibrací způsobených vybočením hnacích hřídelů při rozběhu nebo náhlé změně zatížení. Cesty hluku jsou v hnacím ústrojí narušeny, což přispívá k hladkému chodu a snížení opotřebení komponentů pohonu. Koncepce umožňuje navržení štíhlých konstrukcí pro úsporu místa a materiálu do všech typů spojek. Vhodná konstrukce má za následek snižování hmotnosti spojky, poskytování dobré přístupnosti a tedy snadnou údržbu. Pryžo-textilní spojky je možné využít jako spojky vstupní, mezi trakčním motorem a převodovkou, i jako výstupní mezi převodovkou a dvojkolím. [24]



*Obr. 12 Řez pryžo-textilní spojkou [24]*

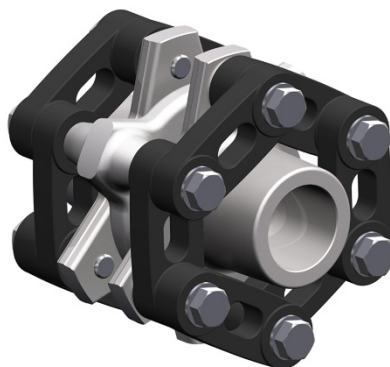
## DESIGN PRYŽO-TEXTILNÍCH SPOJEK

Jedna z hlavních metod rozlišování mezi různými konstrukcemi je dle jejich vnitřní struktury. Ta se liší pro pružné hnací spojky s určeným směrem a pružné hnací spojky pro reverzibilní provoz. Má-li být přenášen stejný točivý moment v obou směrech chodu stroje (reverzibilní provoz), používají se pružné spojky se stejně silnými svazky vláken pro oba směry. Jestliže zatížení převažuje v jednom směru (např. jízda vpřed v automobilech), použije se pružná spojka s preferovaným směrem. Pružná spojka je tak schopna přenést vysoký točivý moment a vyžaduje méně místa na úkor svazků vláken pro jízdu v opačném směru. Obecně se používají pružné spojky se čtyřmi, šesti nebo osmi otvory na roztečné kružnici (**obr. 13**), přičemž konstrukce se čtyřmi otvory je schopna pracovat za obzvláště vysokých úhlů ohybu díky své konstrukci. [24]



*Obr. 13 Odlišné provedení pryžo-textilních spojek [24]*

Alternativním přístupem k celistvému designu spojek je spojka skládající se z více pryžo-textilních segmentů spojujících dvojici závitů vstupní a výstupní hřídele, zobrazená na **obr. 14**. Hlavními výhodami tohoto řešení jsou především možnost výměny pouze jednoho segmentu v případě jeho selhání a s tím spojená úspora nákladů pro spotřebitele a vysoká variabilita použití jednoho typu segmentu mezi jednotlivými spojkami s odlišným počtem závitů na hřídelích (např. 6 segmentů pro 3 páry závitů, 8 segmentů pro 4 páry atd.), čímž toto řešení snižuje náklady i pro výrobce spojek.



*Obr. 14 Pryžo-textilní spojkový systém SGF [25]*

## HARDY SPOJKY

Spojky nazývané v německy mluvících zemích podle Johna Leslie Hardyho z Velké Británie byly poprvé patentovány v roce 1938 firmou Hardy Spicer & CO LTD. Spojka je také nazývána jako flexibilní spojovací disk nebo jen flexibilní disk. Na rozdíl od pryžo-textilních jsou diskové Hardy spojky často vyráběny z pryže nebo jiných elastických materiálů v kombinaci s jednoduchými nesměrovými vlákny (textilní tkanina, polyamidová vlákna) pro vyztužení. Diskové spojky jsou k hnací hřídeli připojeny pomocí nanýtovaných otvorů pro šrouby, kdy střídavě bývá jeden šroub spojen s hnacím hřídelem a druhý s hnaným. Díky své konstrukci jsou schopny kompenzovat výchylky mezi hnacím a hnaným komponentem a zachycují rázy, které mohou nastat při změnách otáček nebo uvedení hřídele do pohybu. Pro zajištění účinné a optimální polohy potřebné obzvláště u zvláště dlouhých nebo rychle otáčejících hřídelí se používá stabilizace radiálně středícím mechanismem. [24]



### 3.2.4 ZHODNOCENÍ TRHU

V současnosti mezi největší výrobce elastomerových spojek určených pro kolejovou dopravu patří německé firmy Centa a KWD. Portfolio firmy Centa zahrnuje pryžo-kovové spojky a spojkové aparáty určené pro přenos točivého momentu mezi motorem lokomotivy a převodovkou, mezi převodovkou a hnaným nebo výstupním hřídelem nebo např. mezi motorem a hydraulickým čerpadlem. Kromě použití směsi přírodního kaučuku nabízí firma Centa také termoplastové nebo silikonové směsi pro speciální použití. V současnosti firma nenabízí pryžo-textilní provedení spojky. [17]

Dalším významným výrobcem pryžových flexibilních spojek nejenom pro kolejovou dopravu je opět německá firma SGF, která nabízí nejen pryžo-kovové, ale i pryžo-textilní spojky s patentovanou technologií svazků vláken Tenpu fiber technology, která zlepšuje odolnost proti rázům při rozjezdu, resp. uvedení do provozu. Točivý moment je tedy přenášen přes svazky vláken, pryž v této spojce má především funkci podpory, ochrany a izolace hluku. Firma SGF nabízí pryžo-textilní spojky jak celistvé, tak i pryžo-textilní segmenty SGFlex-LC (viz **Obr. 13**), pro vytvoření spojkového systému, které zjednodušují výrobu i údržbu. Pryžo-textilní spojky celistvé i složené systémy segmentů určených pro kolejovou dopravu vyrábí a vyvíjí také firma BOGE (fúze s firmou ZF), nicméně firma veřejně neuvádí technické parametry těchto produktů (ZF-RailFlex). [26], [27], [28]

## 4 PRYŽ

Pryž je materiál vznikající vulkanizací kaučuku a řadí se do kategorie reaktoplastů. Vulkanizace (lisování) kaučuku probíhá při teplotách okolo 150 °C za pomoci vulkanizačního činidla (síry), plniv, urychlovačů, stabilizátorů a dalších látek ovlivňující potřebné výsledné mechanické i chemické vlastnosti směsi. Pryže jsou široce využívány díky jejich výhodným mechanickým vlastnostem – vysokou elasticitou, schopnosti přenést namáhání tlakem, odolnosti vůči cyklickému namáhání, nepropustnosti vody, elektrické nevodivosti a dalším. Základní rozdělení směsí pryží se rozděluje podle použití na: [29]

### 4.1 PRYŽE PRO DYNAMICKÉ POUŽITÍ

#### 4.1.1 PŘÍRODNÍ KAUČUK (NR)

Přírodní kaučuk se vyrábí z mízy (latexu) stromu *Hevea brasiliensis*. Před vysrážením (koagulací) NR z latexu přidavkem kyseliny mravenčí nebo octové je možné stabilitu surového latexu upravovat přidáním stabilizátorů a látek pro úpravu viskozity (amoniak, formaldehyd, siřičitan sodný). Díky stereoregulární konfiguraci makromolekul přírodního kaučuku dochází ke krystalizaci při nízkých teplotách (nejrychleji při teplotách okolo -25 °C). Ke krystalizaci dochází také při namáhání směsi. Teplota skelného přechodu přírodního kaučuku je přibližně -70 °C. [29]

#### 4.1.2 BUTADIENOVÝ KAUČUK (BR)

Butadienový kaučuk patří mezi nejvíce vyráběné syntetické kaučuky. Vykazuje vynikající elasticitu a odolnost vůči otěru. Butadienový kaučuk s nízkým obsahem vinylu se ve směsi s SBR, NR, a IR kaučukem používá pro výrobu dezénu i bočnic pneumatik, díky dobré odolnosti vůči abrazi. Teplota skelného přechodu výrazně závisí na obsahu vinylu ve směsi. Směs s nízkým obsahem vinylu má tuto teplotu okolo -100 °C, kdežto vysoký obsah vinylu zvyšuje tuto teplotu až k 0 °C. [29]

#### 4.1.3 STYREN-BUTADIENOVÝ KAUČUK (SBR)

Styren-butanový polymer, obsahující nejčastěji 23 % Styrenu, je nejvíce používaným a produkováným syntetickým kaučukem na trhu. Vykazuje dobré mechanické, dynamické i únavové vlastnosti i dobrou odolnost vůči otěru, nicméně je méně odolný vůči chemickým vlivům (ozónu, oxidaci, olejům, rozpouštědlům). Teplota skelného přechodu SBR kaučuku je přibližně -55 °C. [29]

#### 4.1.4 BUTYL KAUČUK (IIR)

Butyl kaučuk obsahuje ve své směsi izobutylenu malé procento izoprenu, který pomáhá k vytvrzení směsi. Se svou teplotou skelného přechodu -70 °C vykazuje neobvykle nízkou odrazovou pružností, nicméně je velmi odolný vůči stárnutí a propouštění plynů. Díky těmto vlastnostem je Butyl kaučuk používán pro výrobu pneumatikových duší, vnitřního povrchu pneumatik, dopravních pásů a jiné. [29]

### 4.2 PRYŽE DO VYSOKÝCH TEPLIT

#### 4.2.1 ETHYLEN-PROPYLENOVÝ KAUČUK (EPR, EPDM)

Syntetický EPR kaučuk patří mezi kaučuky s nejnižší hustotou, nicméně díky stabilnímu řetězci je velmi odolný vůči ozónu, oxidaci i stárnutí. Jeho vhodnost pro použití ve vysokých

teplotách (až 150 °C) spolu s odolností vůči rozpouštědlům ho řadí mezi nejpoužívanější materiály pro výrobu hadic, potrubí, izolací, těsnění apod. Teplota skelného přechodu EPR kaučuku je přibližně -60 °C. [29]

#### 4.2.2 FLUOROKAUČUK

Fluorokaučuky patří mezi nejdražší elastomery, zároveň jsou ale také nejvíce odolné vůči chemickým vlivům. Komponenty vyrobené z fluorokaučuku mohou být používány při teplotách přesahujících 250 °C. Z těchto důvodů se nejvíce používají v leteckém a automobilním průmyslu např. pro různá těsnění nebo také palivové hadice. [29]

#### 4.3 OLEJIVZDORNÉ PRYŽE

Jak již z názvu vyplývá, hlavním požadavkem pro tento druh kaučuků je vysoká odolnost vůči olejům a dalším anorganickým chemikáliím, V závislosti na požadavcích výrobce, ať už dle ceny nebo podmínek použití, je i zde možný výběr mezi různými směsi olejivzdorných kaučuků. Polyakrylátový kaučuk (ACM) vykazuje kromě vysoké odolnosti vůči olejům a palivům také velmi dobrou pružnost a je možné jej použít i při teplotách přesahujících 150 °C. Používané jsou zejména pro hadice a potrubí v automobilovém průmyslu. Butadienakrylonitrilový kaučuk (NBR, Perbunan) nabízí podobné olejivzdorné vlastnosti v provozních teplotních podmínkách -40 až 107 °C, ale je mnohem méně odolný vůči vodě a má horší mechanické vlastnosti, jeho velkou výhodou je však mnohem nižší cena. Lepší mechanické vlastnosti nabízí hydrogenovaný nitrilkaučuk (HNBR), avšak jeho vyšší cena způsobuje použití především pro průmyslová těsnění např. v ropných vrtech, nebo automobilové komponenty pracující v extrémních podmínkách. [29]

#### 4.4 PRYŽE PRO SPECIÁLNÍ POUŽITÍ

Další směsi pryží se odvíjí dle pracovních podmínek, ve kterých jsou jednotlivé pryžové komponenty používány. Jednotlivé směsi se od sebe liší především odolností vůči chemikáliím, ale třeba i elektrickou odolností (vodivé, nevodivé), požadavky na trvanlivost a v neposlední řadě mechanickými vlastnostmi. [29]

#### 4.5 PRYŽE VE FLEXIBILNÍCH SPOJKÁCH PRO KOLEJOVOU DOPRAVU

V současnosti jsou pro výrobu pryžových flexibilních spojek určených pro železniční dopravu využívány upravené směsi přírodního kaučuku (NR), který však není olejivzdorný a spojka by neměla být provozována v prostředí s častým kontaktem s olejem i ostatními ropnými produkty. Při malém příležitostném kontaktu s olejem při provozu by ale nemělo dojít k závažnějšímu poškození, jelikož velká část oleje ze spojky odletí důsledkem její rotace. Spojky z přírodního kaučuku jsou navrhovány tak, aby zajišťovaly spolehlivý přenos točivého momentu v rozmezí desítek kN·m (např. spojka Centaflex-A 1,2–24 kN·m) v teplotním rozmezí -45 až +90 °C. V případě častého kontaktu spojky s ropnými produkty je nutné zvolit jiný druh elastomeru (NBR) nebo olejivzdorný druh termoplastu. Tyto spojky slouží především k přenosu točivého momentu mezi hydraulickými čerpadly nebo ventilátory lokomotiv, tedy jsou přizpůsobené pro přenos nižších točivých momentů (např. spojka Centaflex-H 0,1–4 kN·m). Pro spojky provozované v teplotách přesahujících 100 °C jsou také využívány nákladnější speciální směsi na bázi silikonové pryže, která zaručuje podobné mechanické vlastnosti jako přírodní kaučuk, ale umožňuje spolehlivý provoz při teplotách přesahujících 150 °C. [17], [29]

## 5 VLÁKNA, PŘÍZE, KORDY

Základní rozdělení vláken se provádí dle původu vzniku vlákna na vlákna přírodní, chemická organická a chemická syntetická. Syntetická vlákna dosáhla obrovského rozkvětu během druhé světové války a od té doby jsou nenahraditelnou součástí technického průmyslu. Svými mechanickými i chemickými vlastnostmi jsou vhodná právě i jako zesilující a vyztužující prvek do pryžových komponentů. Chemická vlákna lze rozdělit dle typu polymeru na: [30]

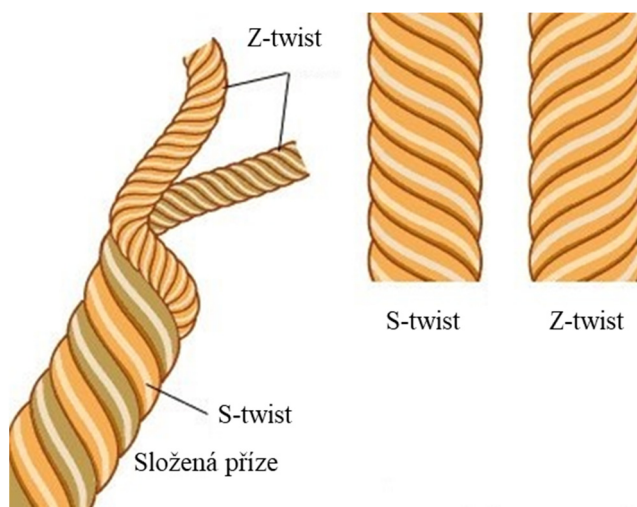
- polyamidy
- polyestery
- vinylové deriváty
- polyolefiny
- polyuretany
- speciální

Fyzikální vlastnosti přízí a kordů jsou popsány lineární hustotou neboli jemností (poměr hmotnosti k délce) se základní jednotkou 1 tex, vyjadřující hmotnost příze v gramech na 1 km. V imperiálních jednotkách se často uvádí jednotka yield, která je inverzní k lineární hustotě (počet yardů na jednu libru). Další důležitými vlastnostmi příze jsou také počet zákrutů na jednotku délky (nejčastěji používané palce nebo metry) a síla do přetrhnutí. [31]

Podle technologie a počtu vrstvení se příze dělí na: [31]

- jednoduché & jednovláknové příze
- složené příze
- kordy/nitě

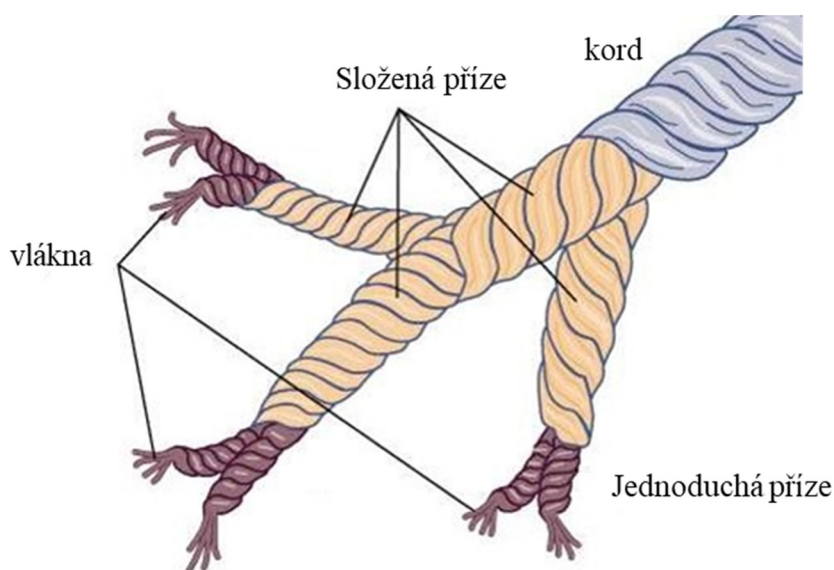
Jednoduché prameny vláken zpevněné alespoň malým počtem zákrutů, případně vyrobené ze syntetického nekonečného vlákna nebo z velmi úzkých proužků materiálu, se nazývají jednoduché, resp. jednovláknové příze. Tyto příze se stávají základním prvkem pro výrobu složených přízí i nejrůznějších druhů tkanin. Pro příze složené z velkého množství vláken, se používá skaní, které dle smyslu otáčení rozdělujeme na pravotočivé (proti směru hodinových ručiček) označované S-twist nebo levotočivé (po směru ručiček) zvané Z-twist (**obr. 15**). [31]



Obr. 15 Skaní vláken do přízí [31]

Ze dvou a více jednoduchých nebo jednovláknových přízí je následně možné pomocí vrstvení, resp. skaní, vytvořit složené příze. Skaní složené příze se provádí obvykle ze dvou nebo více stejnosměrných jednoduchých přízí skaných do opačného směru vůči jednoduchým (viz **obr. 16**), pokud by jednoduché i složené příze byly skány stejnosměrně, složená příze by byla velmi tvrdá, ale málo ohebná. [31]

Skáním složených přízí s konečným zákrutem v opačném směru vůči složené přízi se vytvoří tzv. kord. Dle smyslu zákrutu tedy vznikají SZS a ZSZ kordy. Silné lana mohou být také ve formě SSZ a ZZS zákrutů. Kordy se používají díky jejich odolnosti a pevnosti především ve velmi náročných průmyslových podmínkách, pneumatikách nebo v případě velmi jemných vláken použity na výrobu speciálních tkanin. [31]



Obr. 16 Skaní přízí do kordů (nití) [31]

## 5.1 POLYESTEROVÉ PŘÍZE

Polyesterová vlákna (PES) jsou syntetická vlákna z polyethyltereftalátu (PET), polybutylentereftalátu (PBT) nebo z polytrimethyltereftalátu (PTT) a další, přičemž nejvíce zastoupené jsou právě prvně jmenované PET vlákna. Oproti polyamidovým vláknům dosahují rychlejšího zotavení, nicméně jsou méně odolná při čtenějších deformacích nebo otěru. Mezi jejich předností patří dobré mechanické vlastnosti, termoplasticita a termická odolnost (do 200 °C). Oproti polyamidovým i aramidovým vláknům mají ale vyšší měrnou hmotnost. Polyesterové vlákna lze také modifikovat amorfním nebo krystalizačním srážením, čímž vznikají upravená vlákna s obecně lepšími textilními vlastnostmi např. Diolen, Tesil, Trevira atd. [30]

Na základě kladných předchozích zkušeností ústavu s kovulkanizací technických kordů s pryží budou pro pružné segmenty v práci použity právě polyesterové kordy, tvořící výztužný svazek. V **tabulce 3** jsou popsány mechanické vlastnosti polyesterových kordů dostupných na ÚADI, ze kterých bude na základě konzultace s vedoucím práce vybrán konkrétní typ kordu s přihlédnutím k jeho dostupnosti a mechanickým vlastnostem.

Tab. 3 Polyesterové kordy dostupné na ÚADI pro návrh pryžo-textilní spojky:

Materiál	Průměr kordu [mm]	Síla přetrhnutí [N]	Napětí při přetrhnutí [MPa]	Poměrné prodloužení [%]
PES Diolen 164S	0,85	440	775	18,50
PET 1100	0,75	294	671	19,65
PES Shinkong VM Germany	0,78	480	1004	13,15
Polyester 1100	0,72	279	680	19,92

## 5.2 DALŠÍ DRUHY TECHNICKÝCH PŘÍZÍ

### 5.2.1 ARAMIDOVÉ PŘÍZE

Aramidové vlákna se obvykle vyrábí polykondenzací aromatických diaminů a dichloridů aromatických kyselin. Řetězce aramidů mají díky benzenovým jádrům v hlavním polymerním řetězci vysokou tuhost (vyšší než polyamidové) a způsobují, že vlákna nejsou tavitelná, degradace nastává za vysokých teplot (přibližná teplota měknutí 520 °C u para-aramidových vláken). Díky vysoké pružnosti aramidových vláken se vlákna mohou snadno použít pro další zpracování (tkaní, pletení, skaní atd.). Aramidové vlákna se dle struktury rozdělují do tří hlavních skupin: [30]

- meta-aramidové
- para-aramidové
- meta- a para-aramidové směsi

Meta-aramidové vlákna se používají nejčastěji na speciální šicí nitě, ze kterých se následně šijí ochranné pomůcky a oděvy vůči vysokým teplotám nebo třeba i padáky. Para-aramidové vlákna jsou vhodná pro výrobu ochranných textilií vůči rázovému zatěžování. Kevlarové kordy mohou tvořit kostru pneumatiky, kde nahradily právě ocel. Směsi meta a para-aramidových vláken je použita jako výztuha pryže do vysokotlakých hadic pro turbodmychadla, klínových a rozvodových řemenů ale jsou také využity pro tkání padáků pro vesmírné rovery. [30] [32]

### 5.2.2 POLYAMIDOVÉ PŘÍZE

Polyamidové vlákna se skládají z lineárních makromolekul opakujících se amidových skupin, vyrábí se chemickým zpracováním ropy. Komerční výrobu polyamidového vlákna zavedla firma DuPont v roce 1938 pod obchodním názvem Nylon. Ve stejném období se objevují první vlákna polyamidu 6 (Silon, Perlon, Grilon). Polyamidové vlákna dosahují obvykle vysoké pevnosti při zanechání vysoké pružnosti, jsou odolná vůči otěru, chemikáliím (zejména alkáliím), ale dochází u jejich použití ke vzniku statické elektřiny. [30]

### 5.2.3 POLYVINYLALKOHOLOVÁ PŘÍZE

Objev polyvinylalkoholových vláken se datuje k začátku 30. let minulého století, jejich výroba se skládá z rozpuštění (hydrolýzou) polyvinylacetátu v metanolu a jeho následným zmýdelněním, kvůli nestabilitě vinylalkoholu. Neupravená vlákna polyvinylalkoholu jsou rozpustná ve vodě při teplotě varu, v dimethylformamidu a ve vodních roztocích rhodaminů. K dosažení vysoké pevnosti, srovnatelné s kevlarovými vlákny se provádí gelové zvlákňování, po kterém jsou vlákna odolná i vůči vysokým teplotám, kdy dochází pouze k povrchovým vadám. Vlákna ale nejsou vhodná pro použití v prostředí s horkou vodou nebo horkým olejem. [30]

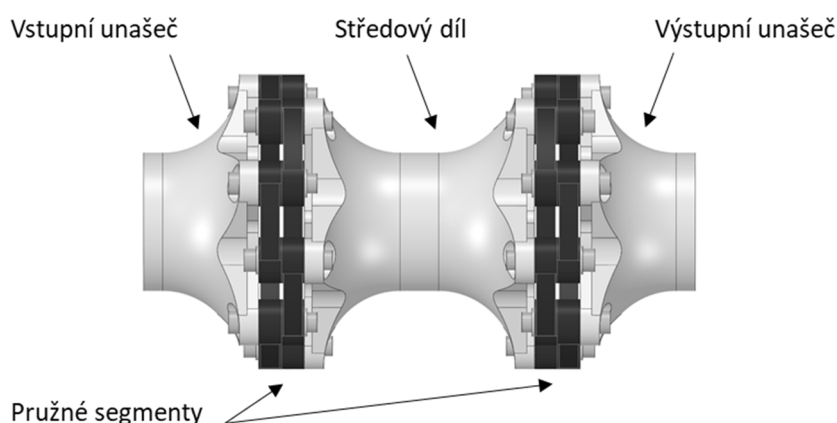
## 6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PRYŽOTEXTILNÍ SPOJKY

Z rešeršní části práce vyplývá, že pryžotextilní spojky patří nejenom u kolejové dopravy ke stále rozšiřujícímu se řešení, jak dosáhnout pohodlného a bezpečného přenosu točivého momentu při nesouososti hřídelů. V této kapitole bude popsán konstrukční návrh spojky dle zadaných parametrů, uvedených v **tabulce 4**:

Tab. 4 Zadané parametry pro pryžo-textilní spojku

<b>Počet segmentů na jedné straně</b>	10
<b>Délka středního dílu</b>	300 mm
<b>Maximální točivý moment</b>	26 500 N·m
<b>Nominální Točivý moment</b>	4 300 N·m
<b>Radiální vychylka</b>	22 mm

Celá sestava spojky se skládá ze dvou unašečů pro vstupní a výstupní hřídel z motoru a převodovky respektive, daného množství segmentů a středového dílu mezi řadami segmentů. Segmenty je možné uspořádat do různých konfigurací v závislosti na rozdílu roztečných průměrů unašečů, ale také do různého počtu řad dle velikosti točivého momentu. Pravděpodobně nejvyužívanější konfigurace v kolejové dopravě je uspořádání segmentů do prstenců na jedné roztečné kružnici (**obr. 17**), na svazek kordů tak působí převážně tahová síla a zajišťují tak nejúčinnější přenos točivého momentu. Vzhledem k vysokým hnacím momentům trakčních motorů a návrhu vlastních unašečů byla zvolena tato koncepce.



Obr. 17 Zvolená konfigurace spojky

Na **obr. 18** je zobrazena alternativní konfigurace segmentů využitá v případě rozdílných roztečných průměrů, u těchto konfigurací je ale předpokládán vznik víceosého zatížení působícího na segmenty a negativně ovlivňující jejich životnost.





Obr. 18 Alternativní konfigurace segmentů ve spojce [33]

## 6.1 NÁVRH SEGMENTU

Před návrhem byly definované základní parametry, dle kterých bude segment navržen:

Tab. 5 Zadané parametry pro segment segmentu

<b>Vzdálenost mezi šrouby</b>	100 mm
<b>Maximální hnací síla v segmentu</b>	10 000 N

### 6.1.1 VÝBĚR KORDU

V řešební části práce byly popsány jednotlivé technické kordy dostupné na ÚADI pro spojkové segmenty. Po konzultaci s vedoucím práce byl vybrán kord z vláken polyester 1100. Tento typ kordu byl vybrán na základě předchozích zkušeností ústavu, u kterých vykázal dobrou kompatibilitu s vulkanizací pryže, vhodné mechanické vlastnosti (**tab. 6**) a také byla brána v úvahu jeho dostupnost díky spolupráci s dodavatelem.

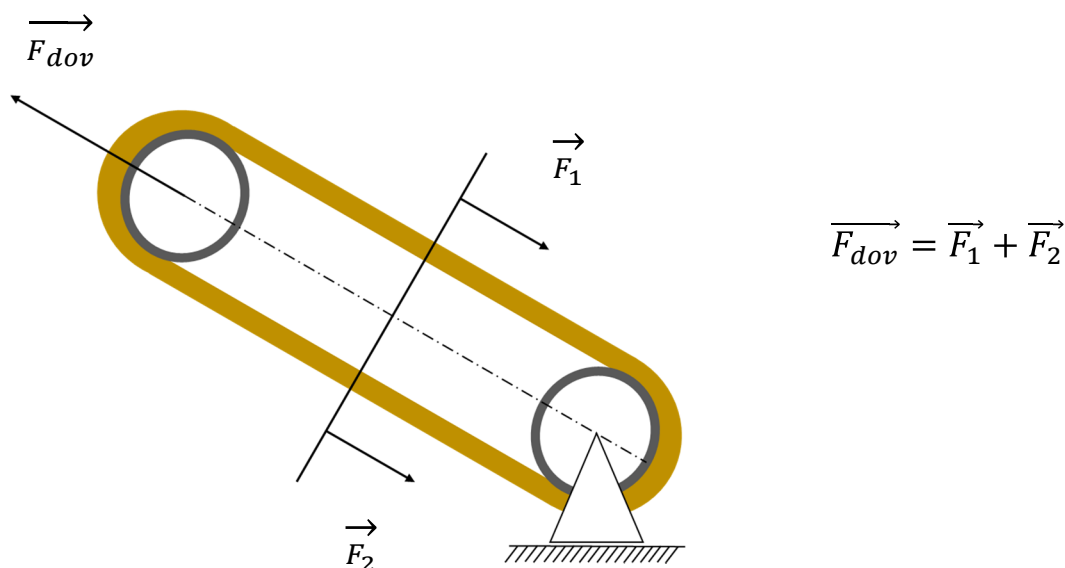
Tab. 6 Mechanické vlastnosti zvoleného kordu

<b>Materiál</b>	<b>Průměr kordu [mm]</b>	<b>Síla přetrhnutí [N]</b>	<b>Napětí při přetrhnutí [MPa]</b>	<b>Poměrné prodloužení [%]</b>
<b>Polyester 1100</b>	0,72	279	680	19,92

Ze zadaných údajů byl vypočten minimální počet kordů potřebný pro přenos hnací síly  $F_{dov}$  10 000 N se zvoleným bezpečnostním koeficientem pro nominální točivý moment. Bezpečnostní koeficient pro přenos hnací síly  $K_p$  o velikosti 8,5 byl zvolen podle hodnot nalezených v rámci řešerše skutečných pryžových spojek.

$$n_{\min} = \frac{F_{dov} \cdot K_p}{F_p}, \quad (1)$$

$$n_{\min} = \frac{10000 \cdot 8,5}{279} = 304,7 \Rightarrow 306 \text{ kordů}$$



Obr. 19 Silový rozbor přenosu tažné síly

Ze silového rozboru na **obr. 19** vyplývá, že minimální počet 306 kordů je rozdělený do obou polovin svazku, tedy 153 kordů navinutých okolo válečkových pouzder do smyčky. Za výchozí rozměr svazku se zvolila šířka, aby nepřesáhla 10 mm, dle toho 12 kordů v řadě. Podělením minimálního počtu navinutých kordů počtem kordů v řadě byl určen počet řad kordů a tedy výška navinutého svazku:

$$n_{\text{výška}} = \frac{n_{\text{min}}}{2 \cdot n_{\text{šířka}}}, \quad (2)$$

$$n_{\text{výška}} = \frac{306}{2 \cdot 12} = 12,58 \Rightarrow 13 \text{ řad}$$

Celková přenositelná síla  $F_{\text{seg}}$  [N] jednoho segmentu je tedy:

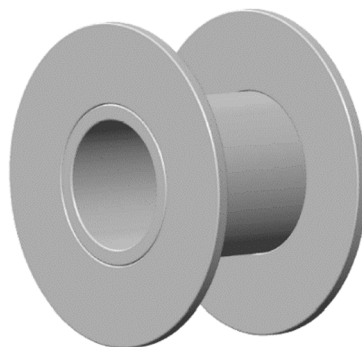
$$F_{\text{seg}} = \frac{2 \cdot n_{\text{výška}} \cdot n_{\text{šířka}} \cdot F_p}{K_p}, \quad (3)$$

$$F_{\text{seg}} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 13 \cdot 279}{8,5} = 10\,241 \text{ N},$$

kde  $F_p$  [N] je síla kordu do přetrhnutí.

### 6.1.2 OCELOVÁ POUZDRA

Pouzdra v segmentu plní dvě hlavní funkce, zajišťují vytvoření dostatečně pevné plochy při sevření šroubového spoje a zároveň slouží k vedení svazku kordů, které jsou kolem jejich vnější strany spolu s pryží navulkanizovány. Vnitřní průměr pouzdra má 21 mm, aby zaručil dostatečnou vůli se zvolenými šrouby velikosti M20. Tloušťka válečku byla zvolena 2 mm. Na každé straně pouzdra, zobrazeného na **obr. 20**, jsou nalisované distanční kroužky, pro vhodnější rozložení napětí ze šroubového spoje a také k ochraně pryže vůči otěru při montáži.



Obr. 20 Ocelová pouzdra

Kroužky mají vnější průměr 50 mm a tloušťku 2 mm. Pouzdra jsou obrobena z konstrukční legované oceli 1.5713, která se vyznačuje dobrou obrobiteľnosťou a je vhodná pro velmi namáhané součásti jako např. čepy, pastorky i ozubené kola [34]. Mechanické vlastnosti této oceli jsou uvedeny v **tabulce 7**.

Tab. 7 Mechanické vlastnosti oceli 1.2307 [35]

ČSN EN 10027-2	ČSN 42 0002	$R_m$ min	$R_e$ min	$\sigma_c$	HRC
1.5713	16 220	980 MPa	735 MPa	-	59

$R_m$ min	nejmenší pevnost v tahu	[MPa]
$R_e$ min	nejmenší mez kluzu	[MPa]
$\sigma_c$	mez únavy střídavý tah/tlak	[MPa]
HRC	tvrdost podle Rockwella	[-]

### 6.1.3 PRYŽ

Ocelová pouzdra se svazkem výztužných textilních kordů jsou následně zalisována do pryžového segmentu. Základním elastomerem kaučukové směsi pro výrobu pryžové části segmentu byl zvolen přírodní kaučuk (NR), který se vyznačuje obecně velmi dobrými a dobře vyváženými fyzikálně mechanickými vlastnostmi popsanými v rešeršní části práce. NR lze případně výhodně kombinovat ve směsi se syntetickými kaučuky SBR, BR nebo IR pro doladění požadovaných fyzikálně mechanických, únavových či zpracovatelských vlastností výsledného vulkanizátu. Výběr přírodního kaučuku jako základního elastomeru umožnily uvažované podmínky při provozu navrhované pružné spojky, kdy není za běžných okolností očekáván častý kontakt s oleji ani jinými ropnými/alkoholovými chemikáliemi a předpokládá se provozní teplotní rozsah v intervalu od  $-45\text{ °C}$  do  $60\text{ °C}$ . [29]

Před vlastní výrobou celého pružného elementu, lisováním ve formě, je nutné vzhledem ke kompozitnímu složení výrobku provedení přípravy a kompletace jednotlivých částí polotovaru. Tato přípravná fáze výroby se nazývá konfekce a zajišťuje výsledné pevné spojení pryže se všemi jednotlivými komponenty segmentu po vulkanizaci [36]. Ocelová pouzdra je nutné povrchově upravit (např. pomosazením – železo představuje tzv. “kaučukový“ jed, který má negativní vliv na zachování vlastností pryže) a nanést adhezivní činidlo (cement) pro zajištění dokonalé adheze mezi kovovou a pryžovou částí výrobku. Svazek výztužných polyesterových kordů je nutno před konfekcí pogumovat nánosovou kaučukovou směsí. S předem

připraveným pogumovaným kordem je možno pracovat na konfekci tak, aby bylo možno navinout potřebný počet výztužných vrstev a dokončit přípravu celého polotovaru pro lisování. [29]

Vulkanizace se provádí v ocelových formách umístěných v etážových hydraulických lisech s parou nebo elektricky vyhřívanými etážemi při teplotách 150–160 °C a tlakem 25–40 MPa [37]. Podle vulkanizačních charakteristik použitých směsí je nutno stanovit optimální dobu vulkanizace celého výrobku. Pro bezproblémové vyjímání zvulkanizovaného výrobku z formy je nutné vytvoření alespoň minimálního 1° úkosu od dělicí roviny, která byla zvolena ve středu šířky segmentu. Ocelová pouzdra jsou obalena pryží v plné šířce s poloměrem 30 mm. Ve střední části je segment zúžen o 2,5 mm z obou stran dle **obr. 21**, zúžení slouží k eliminaci možného kontaktu pryžového povrchu s paprskem unašeče a také ke zvýšení flexibility ve střední části segmentu. Z obdobných důvodů je zde vytvořen oválný otvor. Oválný tvar otvoru je velmi důležitý pro omezení koncentrací napětí a omezení nebezpečí vzniku únavových trhlin. Otvor má rovněž kladný vliv na ochlazování výrobku, který se vzhledem k dynamickému namáhání může zahřívat vlivem hysterezních ztrát v pryžovém materiálu segmentu. I ostatní hrany výrobku by měly být ze stejných důvodů důsledně zaobleny. Vnější hrany pryžového segmentu jsou zaobleny s poloměrem 1 mm.



Obr. 21 Pryžo-textilní segment spojky

## 6.2 NÁVRH UNAŠEČŮ

Unašeče spojky slouží k přenosu točivého momentu z hřídelů na pružné prvky spojky. Jako materiál unašečů byla zvolena konstrukční nízkolegovaná ocel dle ČSN EN 10027-2 s označením 1.2307. Tato ocel je vhodná pro velké výkovky a obrobky, má zaručenou dobrou obrobitelnost ve stavu žíhaném na měkko. Ocel 1.2307, jejíž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v **tabulce 8**, je obecně možné použít pro velmi namáhané součásti vyžadující vysokou pevnost. Svařitelnost oceli je dobrá, avšak závisí na druhu tepelného zpracování a rozměru polotovaru. [37]

Tab. 8 Mechanické vlastnosti oceli 1.2307 [39]

ČSN EN 10027-2	ČSN 42 0002	$R_m$ min	$R_e$ min	$\sigma_c$	HV max
1.2307	15 230	780 MPa	635 MPa	370 MPa	302

HV max      tvrdost podle Vickerse      [-]

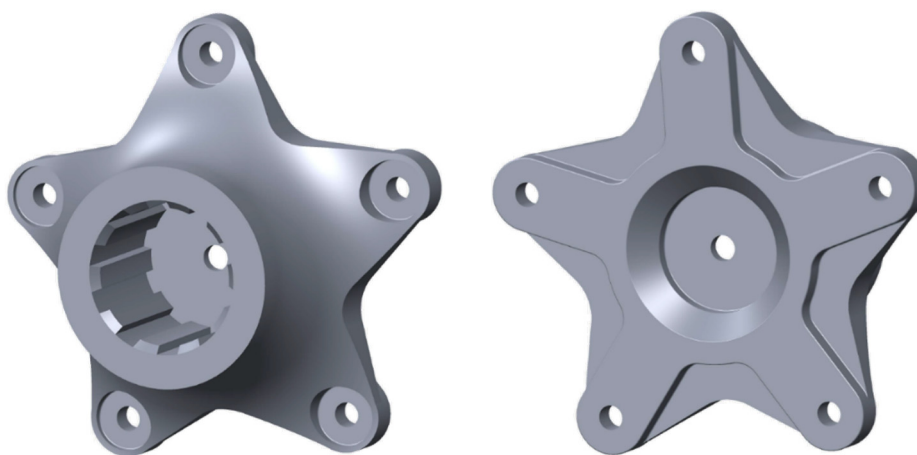
Roztečný poloměr kružnice  $r$  [mm] pro díry na šroubové spoje je určen jako kružnice opsaná daného  $n$ -úhelníku se vzdáleností mezi šrouby  $s$  [mm] jako délkou strany  $n$ -úhelníku.

$$r = \frac{s}{2 \cdot \sin\left(\frac{180}{n}\right)},$$

$$r = \frac{100}{2 \cdot \sin\left(\frac{180}{10}\right)} = 161,8 \text{ mm}$$
(4)

### 6.2.1 VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ UNAŠEČ

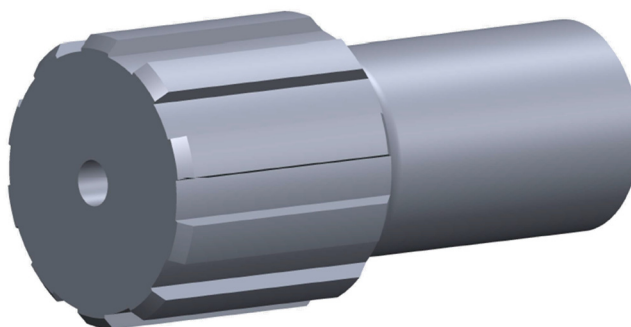
Po zvážení návrhu unašeče jako svařence nebo obrobku bylo nakonec rozhodnuto pro unašeče vyráběné obráběním. V případě radiálního vychýlení vstupního a výstupního hřídele, které musí kompenzovat sestava spojky prostřednictvím pružných segmentů, působí na unašeče vysoký ohybový moment. Bylo by tedy velmi obtížné navrhnout svařovaný unašeč tak, aby toto zatížení bezpečně vydržel. Pro obrobený unašeč byl zvolen design ve tvaru pěticípé hvězdice, který zajistí optimální velikost prostoru pro kompenzování výchylny při elastické deformaci pryžo-textilních segmentů. Boční strany segmentů se nesmí dotýkat zadní strany unašečů, docházelo by ke vzniku dodatečného ohybového momentu, který by nepříznivě ovlivnil výsledky, a v reálné situaci by se segmenty velmi rychle poškodily. Z tohoto důvodu bylo také provedeno odebrání materiálu na zadní straně unašeče mezi jednotlivými paprsky hvězdice dle **obr. 22**. Přechod mezi hvězdicovou přírubou a válcovým nábojem pro připojení hřídele je vytvořen pomocí velkého zaoblení o poloměru 100 mm. Díky plynulému přechodu zde nevzniká nebezpečná hrana, kolem které by vznikalo vysoké napětí a nebezpečí vzniku únavového lomu. Z čelní strany unašeče bylo v paprscích vytvořeno 5 mm hluboké zapuštění hlav šroubů pro snížení délky jejich dřívků a vytvoření rovných ploch k utažení spoje. Obrobené zapuštění šroubů má průměr 50 mm, zde byla zohledněna velikost nástrčné hlavice pro momentový klíč, která má obvykle pro šroub M20 vnější průměr 40 mm. Vně unašeče bylo vytvořeno rovnoboké drážkování 10 x 112 x 125 x 110, které je podrobně popsáno v následující podkapitole. Pro snadnější montáž hřídele je na koncích drážek vytvořeno zkošení. Ve vzdálenosti 110 mm od čelní strany je pak vytvořena dosedací plocha pro hnací hřídel s dírou pro šroubový spoj zajišťující hřídel vůči axiálnímu pohybu. Hrany lemující odebrání materiálu ze zadní strany, vnitřní otvor unašeče a vně vybrání pro zapuštěné šrouby jsou zaobleny s poloměrem 1 mm.



Obr. 22 Vstupní/výstupní unašeč, pohled zepředu (vlevo) a zezadu (vpravo)

## TVAROVÝ SPOJ

Pro přenos točivého momentu z výstupní hřídele motoru nebo převodovky na vstupní unašeč bylo zvoleno rovnoboké drážkování (**obr. 23**). Tento typ drážkování se často využívá v převodovém i hnacím ústrojí v automobilním nebo železničním i strojním průmyslu. Jeho největší výhodou je především jednoduchost výroby, nicméně je mnohem náchylnější ke vznikům únavových trhlin kvůli vrubovým účinkům oproti drážkování jemnému nebo evolventnímu. Analýza lomové mechaniky nebude vzhledem k absenci materiálových dat v práci provedena. Hřídel zde představuje hlavně zdroj točivého momentu, který je nutné bezpečně přenést na unašeč, resp. sestavu spojky.



Obr. 23 Model hřídele

Tvar i počet drážek byl navržen dle normy ČSN ISO 14 [40], vzhledem k vysokému maximálnímu točivému momentu bylo zvoleno rovnoboké drážkování střední řady s označením 10 x 112 x 125 x 110, vybrané drážkování vyhovuje také z hlediska dovoleného točivého momentu přenášeného na konci hřídelů dle normy ČSN 01 4990 [41]. Základní hodnota dovoleného tlaku pro náboj z oceli činí 150 MPa. Při zahrnutí vlivu zatížení, tedy převážně jednosměrný provoz s možným výskytem velkého rázu např. při rozjezdu, byla hodnota dovoleného tlaku upravena korekčním koeficientem 0,6 na 90 MPa. Činná délka drážek byla určena z analytického vzorce pro dovolený tlak na bocích drážky [39]. Nejčastější provozní režim motoru se nachází v okolí nominálního točivého momentu 4 300 N·m, nicméně tvarový spoj musí zvládnout přenést také krátké působení maximálního točivého momentu, aby nedošlo k otlacení drážek a deformaci spoje. Z tohoto důvodu byl při výpočtu činné délky uvažován maximální točivý moment 26 500 N·m. Vstupní parametry pro výpočet drážkového spoje jsou uvedeny v **tabulce 9**. [39]

Tab. 9 Vstupní parametry pro výpočet délky drážek [39]

<b>Maximální točivý moment</b>	$M_k$	26 500 N·m
<b>Vnější průměr drážkování</b>	$D$	125 mm
<b>Vnitřní průměr drážkování</b>	$d$	112 mm
<b>Konstanta rovnobokého drážkování</b>	$K_{RD}$	0,75
<b>Počet drážek</b>	$z$	10
<b>Základní dovolená hodnota tlaku (ocel)</b>	$p_0$	150 MPa
<b>Dovolený tlak při zahrnutí vlivu zatížení</b>	$p_D$	90 MPa

Střední průměr drážky  $d_s$  [mm] se získal průměrem z vnějšího a vnitřního průměru drážkování: [39]

$$d_s = \frac{D + d}{2}, \quad (5)$$

$$d_s = \frac{125 + 112}{2} = 118,5 \text{ mm}$$

Činná výška drážky  $h$  [mm] je definována jako polovina rozdílu vnějšího a vnitřního průměru drážkování: [39]

$$h = \frac{D - d}{2}, \quad (6)$$

$$h = \frac{125 - 112}{2} = 6,5 \text{ mm}$$

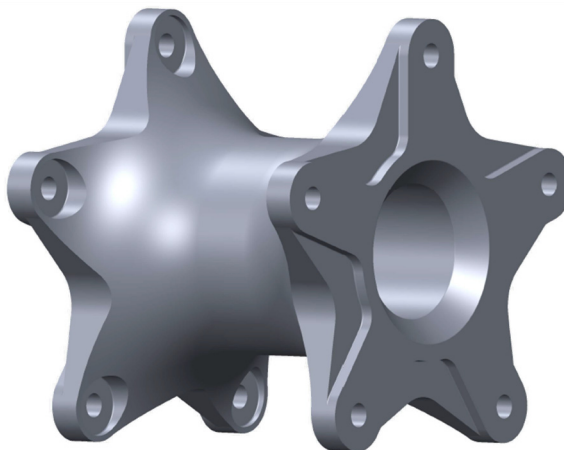
Činná délka drážky  $l$  [mm] se následně vypočte pomocí vzorce: [39]

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{p_d \cdot d_s \cdot h \cdot K_{RD} \cdot z}, \quad (7)$$

$$l = \frac{2 \cdot 26\,500\,000}{90 \cdot 118,5 \cdot 6,5 \cdot 0,75 \cdot 10} \cong 102 \text{ mm} \Rightarrow 110 \text{ mm}$$

### 6.2.2 STŘEDOVÝ UNAŠEČ

Základní koncepce středového dílu spojky je velmi podobná vstupnímu/výstupnímu unašeči. Středový díl je navržený jako obrobek zrcadlově symetrický okolo poloviny podélného rozměru. Koncové strany středového unašeče jsou navrhnuty identické, jelikož zde platí stejné požadavky, jaké byly zmíněny u vstupních unašečů. Zapuštění šroubů opět o průměru 50 mm je tedy pouze 5 mm hluboké, aby byla zachována jednotná délka šroubů. Zaoblení hran jsou analogická ke vstupnímu/výstupnímu unašeči. Návrh středového dílu je zobrazen na **obr. 24**.



Obr. 24 Středový díl spojky

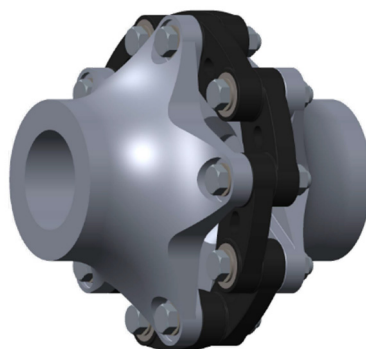
### 6.3 ŠROUBOVÝ SPOJ

Pro uchycení segmentů k unášečům spojky a vytvoření předpětí byl zvolen šroub se šestihrannou hlavou a částečným závitem dle normy DIN 931 velikosti M20x110 se stoupáním závitu 2,5 mm. Za účelem vzniku dostatečně pevného spojení schopného přenést vysoké točivé momenty byla zvolena pevnostní třída 8.8 s doporučeným utahovacím momentem 406–430 N·m a silou předpětí 105–117 kN. Šroub může být povrchově upravován zinkováním nebo černěním. Matice byla zvolena M20 DIN 934 shodné pevnostní třídy 8.8 upravena zinkováním. Pro zajištění rovnoměrnosti rozložení tlaku od síly předepnutí a pojištění spoje byly zvoleny ploché podložky normy DIN 125A bez sražené hrany se zvýšenou pevností 300HV povrchově upravena zinkováním. [42]



## 7 DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA

Za účelem posouzení bezpečnosti konstrukčního návrhu unašečů byla provedena deformačně-napěťová analýza v prostředí Ansys Workbench. Model geometrie sestavy spojky byl z hlediska řešeného problému upraven s ohledem na přesnost dosažených výsledků, výpočtový výkon a časovou náročnost celé numerické simulace. Cílem deformačně-napěťové analýzy bylo především vypočtení hodnot redukovaného napětí pro vyšetření bezpečnosti vůči mezi pružnosti u válcových pouzder a šroubů a vyšetření únavové bezpečnosti vstupního unašeče a středového dílu. Vzhledem k symetrii celé sestavy spojky v podélném směru i způsobu jejího namáhání byl výpočtový model zjednodušen a řešena pouze polovina modelu geometrie. Vyšetřování pouze poloviny geometrie sestavy spojky dle **obr. 25** znamená použití téměř polovičního počtu uzlů, resp. prvků, a velmi výrazné snížení časové i výkonnostní náročnosti výpočtu.



Obr. 25 Model poloviny spojky

### 7.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Pro charakterizování materiálů komponent spojky byly zvoleny respektive definovány mechanické vlastnosti (**tab. 10**). S ohledem na výpočetní náročnost a absenci přesných, experimentálně určených materiálových charakteristik byly použity izotropní lineárně elastické materiálové modely, u kterých platí Hookeův zákon, tedy přímá úměra mezi napětím a deformací. Izotropní lineárně pružný materiál je charakterizován hodnotou Poissonova čísla a velikostí modulu pružnosti v tahu. Pro ocelové komponenty byl vybrán lineárně elastický izotropní model materiálu „Structural steel“ z knihovny modelů v databázi Ansys Workbench.

Tab. 10 Mechanické vlastnosti ocelových komponent spojky [35] [39]

	Model materiálu	Modul pružnosti v tahu	Poissonův poměr	Mez pevnosti	Mez pružnosti	Mez únavy
<b>Unašeče</b>	Structural steel	210 GPa	0,3	780 MPa	635 MPa	370 MPa
<b>Šrouby a matice</b>	Structural steel	210 GPa	0,3	800 MPa	640 MPa	-
<b>Podložky</b>	Structural steel	210 GPa	0,3	-	-	-
<b>Pouzdra</b>	Structural steel	210 GPa	0,3	980 MPa	735 MPa	-

Vytvoření přesného nelineárního modelu kompozitního materiálu složeného z pryže a textilních kordů by vyžadovalo velké množství experimentálně naměřených dat, které při řešení diplomové práce nebyly k dispozici. Z tohoto důvodu byly mechanické vlastnosti svazku i pryže zohledněny do zredukovaného izotropního lineárně pružného materiálového modelu. Poissonův poměr, vyjadřující poměr mezi poměrnou deformací ve směru kolmém k namáhání a poměrnou deformací ve směru namáhání, se u elastomerů v odborných literaturách udává v rozmezí 0,5–0,495. Obecně platí, že u konečně-prvkové analýzy vede hodnota 0,499 k lepší konvergenci výpočtu, jelikož u Poissonova poměru 0,5 jde modul objemové pružnosti do nekonečna (Poissonův poměr 0,5 se často využívá u analytických výpočtů). U polyesteru jsou v odborných literaturách udávány hodnoty Poissonova poměru přibližně 0,4 v závislosti na typu polymeru [43]. Různým zpracováním polymeru se hodnoty Poissonova poměru dále upravují. C. T. Sun [44] pro popis kompozitního materiálu pryže vyztužené polyesterovými kordy použil hodnotu Poissonova poměru polyesterových kordů 0,3 pro analýzu tahového namáhání. Vzhledem k podobnosti řešeného problému bude v rámci deformačně-napěťové analýzy použita také tato hodnota. Youngův modul pružnosti v tahu polyesterových kordů byl zvolen 5 GPa, v literaturách se pro polyesterové materiály udávají hodnoty přibližně v rozmezí od 3 do 5 GPa, v závislosti hustotě a dalších faktorech [45]. Při volbě redukovaného modulu pružnosti byl zvolen konzervativnější přístup a zvolena nejvyšší hodnota. Mechanické vlastnosti redukovaného pružného segmentu jsou shrnuty v **tabulce 11**. [29], [46]

Tab. 11 Mechanické vlastnosti redukovaného pryžo-textilního segmentu

	Model materiálu	Modul pružnosti v tahu	Poissonův poměr
<b>Pružné segmenty</b>	Lineárně elastický, izotropní	5 GPa	0,3

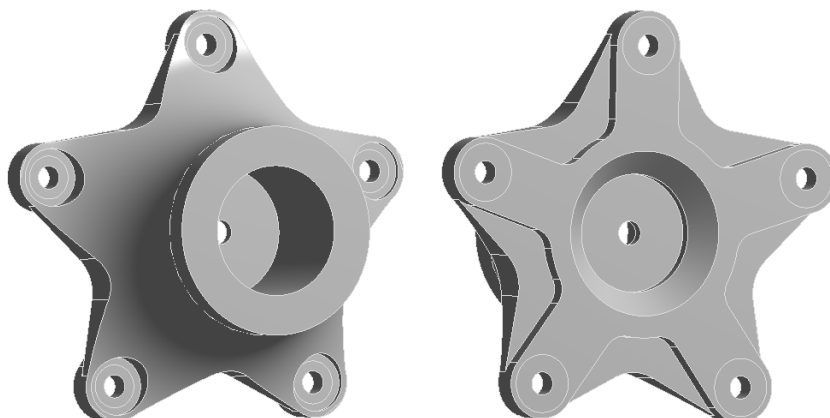
## 7.2 VÝPOČTOVÝ MODEL GEOMETRIE

### 7.2.1 ÚPRAVA MODELU GEOMETRIE

Zjednodušení geometrie modelu je nutné provést tak, aby nedocházelo k ovlivnění předpokládaných nebezpečných oblastí nebo oblastí zájmu analýzy. Cílem úpravy geometrie je snížení výpočtové náročnosti a s tím spojené zrychlení výpočtu. Úprava byla provedena v softwaru Creo Parametric a následně Spaceclaim, který je součástí platformy Ansys Workbench.

#### UNAŠEČE

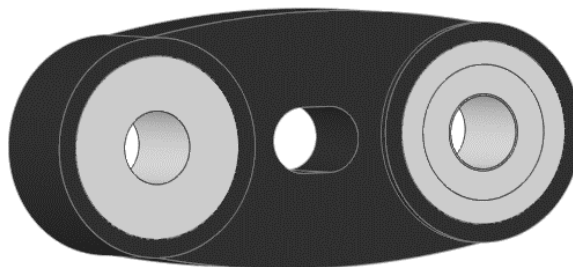
Z modelu vstupního unašeče byly odebrány zaoblení lemující odebrání materiálu na zadní straně a geometrie tvarového spoje s hřídelí, jelikož přenos točivého momentu na hřídel bude počítán v samostatné analýze. Z modelu středového dílu byly odstraněny taktéž obdobná zaoblení. Následně byly na unašečích vytvořeny oblasti kontaktů podložek a segmentů. Upravená geometrie modelu vstupního unašeče je znázorněna na **obr. 26**.



Obr. 26 Zjednodušený model unašeče

### SEGMENTY

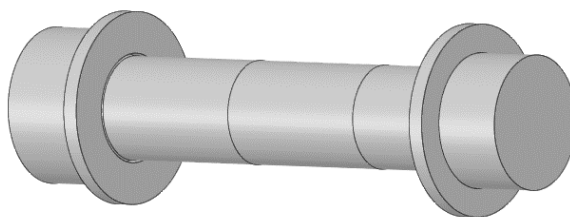
Segmenty byly pro deformačně napěťovou analýzu zredukovány výrazněji, vzhledem k použití lineárního materiálového modelu, byla geometrie svazku a pryže spojena v jedno těleso. Z pryže byly dále odstraněny veškerá zaoblení lemující hrany segmentu. Jelikož předpokládáme dokonalé nalisování distančních kroužků na válcová pouzdra, byla tato geometrie taktéž sjednocena do jednoho tělesa a byla odebrána zaoblení. Vzhledem k tomu, že vyšetřování úspěšnosti vulkanizace na ocelová pouzdra přesahuje tuto diplomovou práci, byl zaveden předpoklad, že kovulkanizace všech materiálů pružného segmentu byla dokonalá s maximální adhezí mezi jednotlivými částmi a není potřeba vyšetřovat kontakt mezi pryží a pouzdry. Spojení geometrie bylo provedeno pomocí funkce sdílené topologie (Share topology). Zjednodušený model pružného segmentu je zobrazen na **obr. 27**.



Obr. 27 Zjednodušený model segmentu

### ŠROUBOVÝ SPOJ

Vzhledem k předpokládané výpočtové náročnosti analýzy byl značně modifikován také šroubový spoj. V první řadě bylo zjednodušeno šestihřanné tvarování hlavy šroubu a matice na válec o průměrech kontaktních oblastí, výška hlavy a matice zůstala zachována. Dále byla matice a šroub spojena v jedno těleso, šroubový spoj je normalizovaný, a tedy z důvodů redukce výpočtové náročnosti nebude vyšetřován. Dřík šroubu byl pro účel výpočtu zkrácen do úrovně vnějšího ukončení matice, protože přesahující část dříku šroubu již není oblastí zájmu analýzy. Model geometrie, použitý v deformačně-napěťové analýze, je zobrazen na **obr. 28**.



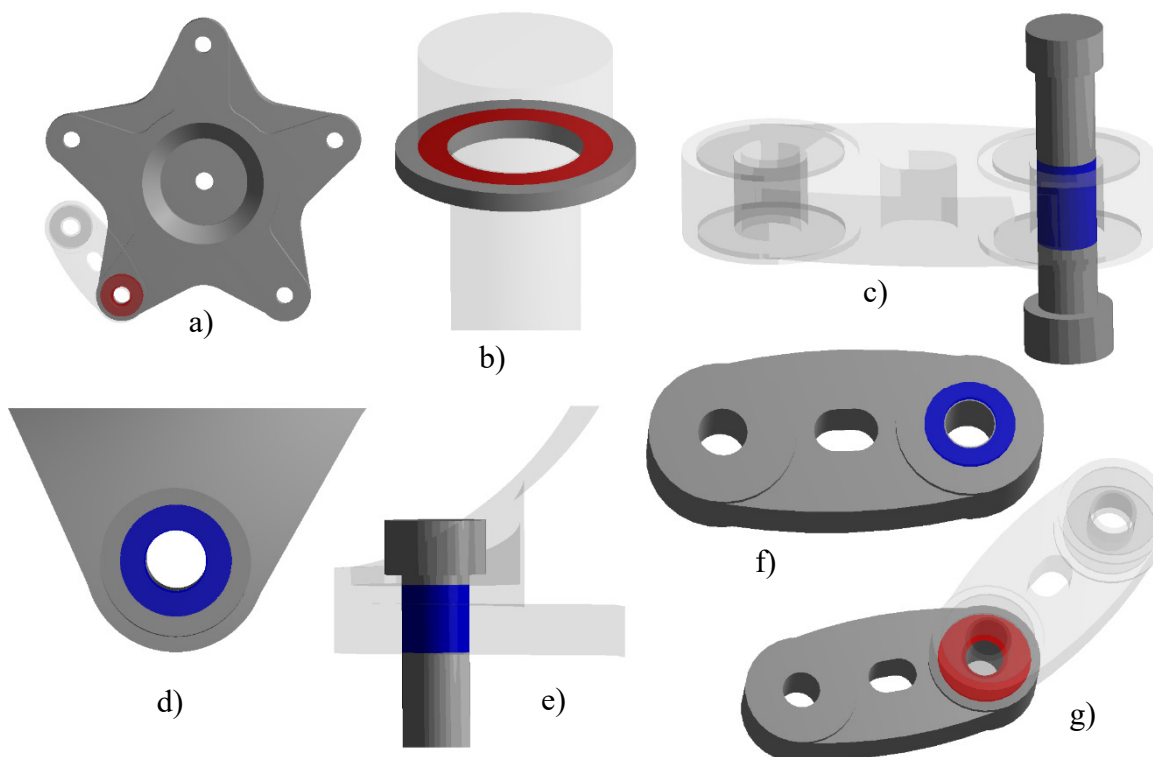
Obr. 28 Zjednodušený model šroubového spoje

### 7.2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY, KONTAKTY

Následujícím krokem bylo definování kontaktních dvojic. Pro vhodnější orientaci v analýze byly opakující se kontaktní dvojice vzhledem k jejich vyššímu počtu uspořádány do jednotlivých skupin. Skupiny jsou podrobněji popsány v **tabulce 12**. Při definování kontaktních dvojic byl kladen důraz na jednotné nastavení mezi stejnými tělesy, včetně přizpůsobené velikosti sítě. Vzhledem k zaměření deformačně-napěťové analýzy na vyšetření bezpečnosti na jednotlivých unašečích byly provedeny úpravy šroubového spoje s cílem redukování výpočtové náročnosti a zachování dostatečné přesnosti výpočtu. Tato úprava spočívala v nastavení pevného „bonded“ kontaktu mezi podložkou a hlavou šroubu respektive maticí. Zjednodušení lze provést, jelikož šrouby, matice i podložky jsou normované a lze předpokládat, že při normované síle předpětí nedojde ke vzniku nebezpečně vysokých hodnot napětí a porušení těchto součástí. S výjimkou této kontaktní dvojice byl u ostatních dvojic zvolen kontakt typu „Frictional“, který je definovaný především koeficientem tření a tuhostí kontaktu. Druhy kontaktních dvojic jsou znázorněny pomocí **obr. 29**.

Tab. 12 Nastavené kontakty v analýze

Typ kontaktu	Počet dvojic	Kontaktní plocha	Cílová plocha	Koeficient tření	Tuhost kontaktu
<b>Frictional</b>	10	pouzdro	pouzdro	0,15	1
<b>Frictional</b>	10	podložka	pouzdro	0,15	1
<b>Frictional</b>	20	pouzdro	šroub	0,15	0,1
<b>Frictional</b>	5	podložka	vstupní unašeč	0,15	1
<b>Frictional</b>	5	podložka	středový díl	0,15	1
<b>Frictional</b>	5	vstupní unašeč	šroub	0,15	0,1
<b>Frictional</b>	5	středový díl	šroub	0,15	0,1
<b>Bonded</b>	20	podložka	šroub		



Obr. 29 Kontaktní dvojice

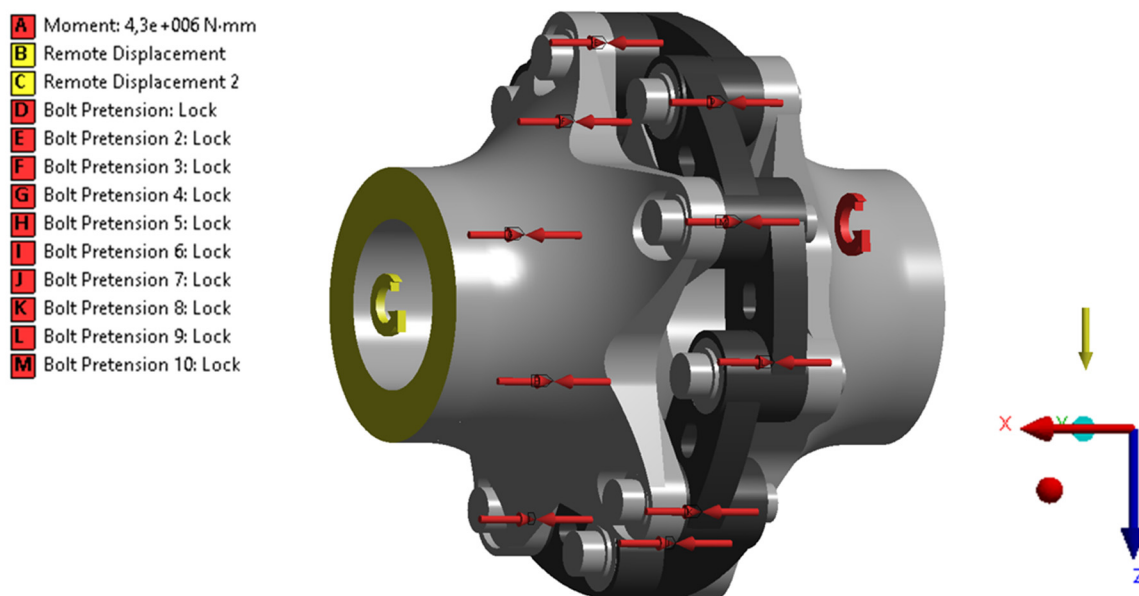
a) pouzdro–unašeč b) podložka–šroub c) pouzdro–šroub d) podložka–unašeč e) šroub–unašeč  
f) podložka–pouzdro g) pouzdro–pouzdro

### 7.2.3 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Vhodná diskretizace modelu pomocí výpočtové sítě je důležitým předpokladem k získání správného řešení analýzy. Výpočtová síť by měla být dostatečně jemná, aby veškeré konstrukční prvky byly v rámci analýzy správně charakterizovány, ale neměla by zase být zbytečně hustá v místech, které nejsou zájmem řešení, aby se zbytečně nezvýšila výpočtová náročnost. Pro vytvoření sítě byly zvoleny tetraedrové prvky neboli prvky tvaru čtyřstěnu s rozdílnou velikostí na jednotlivých komponentech a oblastech zájmu. Na jednotlivých komponentech je vždy pomocí funkce „Body sizing“ definována velikost prvků v celém objemu a jednotlivé kontaktní a nebezpečné oblasti jsou zjemněny pomocí „Face sizing“, upravující velikost prvku na povrchu, a „Face meshing“, nastavující např. počet řad prvků. Objemová síť unašečů je tvořena prvky s velikostí 10 mm. Na povrchu kolem vnitřního průměru a přední strany, kde nejsou očekávány nebezpečně vysoké hodnoty napětí, je použita jemnější síť s velikostí prvku 8 mm. Zbytek povrchu je diskretizován 5mm prvky s výjimkou kontaktních oblastí, u kterých je nastavena velikost prvků 3 mm u podložek a 4 mm u pouzder. Pryžo-textilní část segmentu je tvořena prvky s velikostí 5 mm, ocelová pouzdra segmentů mají jemnější síť s velikostí prvku 3 mm, aby byla zaručena dostatečná přesnost kontaktních oblastí. Stejný rozměr prvků mají také podložky, u kterých je dále definován počet řad elementů pro dosažení přesnosti sítě v jednotlivých oblastech. Na šroubech je použita síť s velikostí prvků 4 mm.

### 7.2.4 ZATÍŽENÍ

Aby bylo možné sledovat změny v namáhání komponentů sestavy po zahrnutí všech jednotlivých aplikovaných zatížení simulujících nejprve montáž a následně provozní stavy sestavy spojky, byla jednotlivá zatížení a okrajové podmínky nastaveny v 5 krocích. Prvním krokem bylo především zajištění konvergence všech kontaktních dvojic a okrajových podmínek. Všechny 6 stupňů volnosti bylo na sestavě odebráno pomocí „Remote displacement“, aby nedošlo k deformaci na povrchu unašeče a bylo možné tuto podmínku změnit v dalších krocích. Dále bylo v prvním kroku přednastaveno předpětí všech šroubů pomocí malých posuvů, které přispějí k rychlejší konvergenci po zadání síly předpětí. V druhém kroku byla zadána síla předpětí na geometrie dříků šroubů. Síla 105 kN byla zadána v 5 postupných mezikrocích („substeps“), což přispělo k lepší konvergenci výpočtu. Ve třetím kroku byl aplikován nominální točivý moment na konec středového dílu a uzamknuty všechny síly předpětí pro další kroky, aby nedošlo k ovlivnění síly působící v ose v dalších krocích analýzy. Ve čtvrtém kroku byla znovu pomocí „remote displacement“ vytvořena radiální výchylka v ose z o velikosti 22 mm. Tato funkce umožňuje nastavení souřadnic vzdáleného bodu, vzhledem ke kterému se má posun uskutečnit. Aby byla dodržena symetrie úlohy, byla tato vzdálenost nastavena tak, aby radiální vychýlení středového dílu odpovídalo jeho celé délce 300 mm. Pátým a posledním krokem analýzy bylo pootočení spojky o 72°, aby bylo nalezeno, při kterém natočení dochází k nejvíce nebezpečnému stavu. Pootočení je provedeno nastavením rotace v „remote displacement“ na vstupním unašeči okolo osy x a bylo rozděleno na 24 mezikroků, aby bylo dosaženo dostatečně přesných výsledků. Na **obr. 30** je graficky znázorněné aplikované zatížení na sestavu spojky v posledním kroku analýzy. V **tabulce 13** je popsáno nastavení zatížení po jednotlivých krocích.



Obr. 30 Aplikované zatížení a okrajové podmínky v posledním kroku

Tab. 13 Nastavené zatížení v analýze

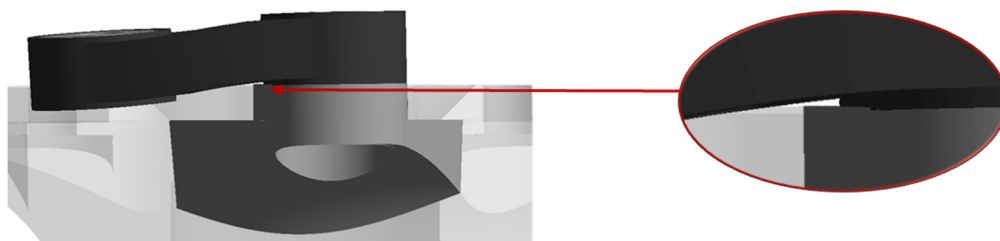
Krok	Přednastavení	Předpětí Síla	Moment	Remote displacement posuv Z *	Remote displacement 2 rotace kolem X **
1	1 $\mu\text{m}$	0	0	0	0
2	N/A	105 kN	0	0	0
3	N/A	Lock	4300 N·m	0	0
4	N/A	Lock	4300 N·m	22 mm	0
5	N/A	Lock	4300 N·m	22 mm	72°

\*Ostatní složky neodebírají stupně volnosti (nastaveny jako „free“)

\*\*Ostatní složky odebírají stupně volnosti (zadaný posuv 0 mm, resp. 0°)

### 7.3 PREZENTACE VÝSLEDKŮ

Po provedení výpočtu byla v první řadě provedena kontrola, nedochází-li ke kontaktům bočních stran segmentů s unašeči. Při kontrole přímý kontakt nalezen nebyl, naklopení spojky tedy z tohoto hlediska proběhlo v pořádku. U nejvíce zdeformovaného segmentu je mezera mezi bokem segmentu a zadní stranou unašeče, znázorněná na **obr. 31**, velmi malá a při větším radiálním vychýlení by už zde hrozilo poškození segmentu. Z tohoto důvodu bude v další úpravě návrhu zajištění dostatečné mezery jednou z oblastí zájmu.

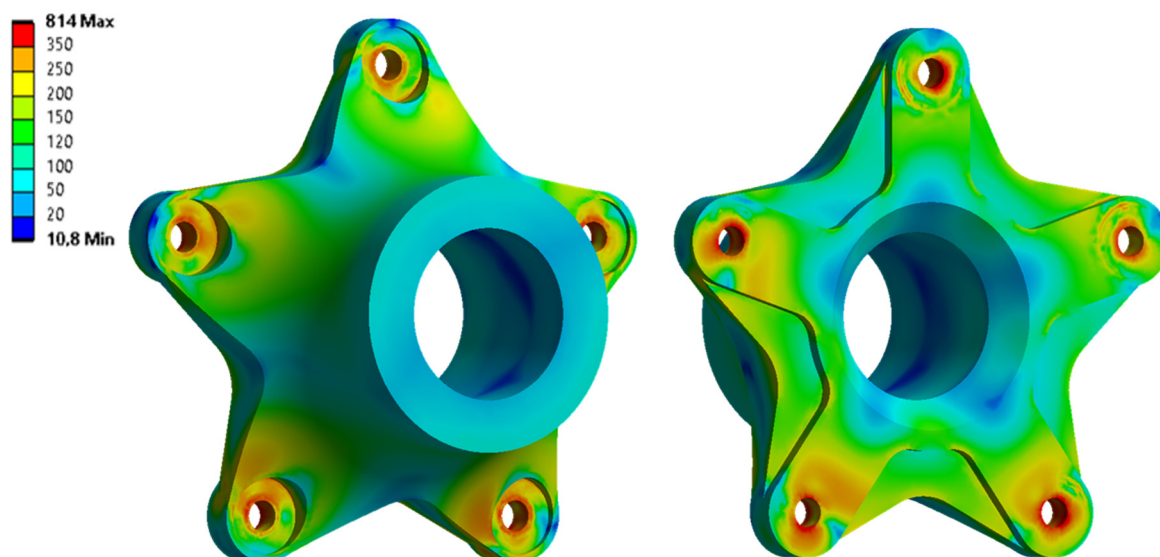


Obr. 31 Mezera mezi zdeformovaným segmentem a unašečem

#### 7.3.1 STŘEDOVÝ UNAŠEČ

Při naklopení středového unašeče pro vymezení radiální výchylky působí na paprsky hvězdicových unašečů střídavé namáháním tahem a tlakem. Z tohoto důvodu je nutné zajistit, aby na obou unašečích nedocházelo k vyššímu napětí, než je mez únavy materiálu. Mez únavy oceli označené dle ČSN EN 10027-2 1.2307 je pro střídavý tah/tlak 370 MPa. V zájmu vyšší bezpečnosti a vzhledem k velkému rozdílu tvaru unašečů od zkušební tyče byla hodnota meze únavy upravena na 350 MPa. U středového unašeče, jehož výsledky jsou znázorněny na **obr. 32**, jsou nejvíce zřetelné především nevyhovující oblasti pro zapuštění šroubů a samotné díry pro šrouby. V této oblasti se objevují velmi vysoké hodnoty napětí přesahující 800 MPa, což je napětí přesahující i minimální mez pevnosti materiálu. Vzniklé otlacení hla-

vy šroubu přes podložku na samotný unašeč také naznačuje, že styčná plocha hlavy šroubu je příliš malá na to, aby zabezpečila bezpečné spojení komponentů. Kromě oblastí děr pro šrouby a jejich zapuštění jsou již hodnoty napětí pod mezí únavy materiálu. Další konstrukční úpravy se tedy zaměří především na zajištění bezpečného šroubového spoje a zvýšení bezpečnosti vůči mezi únavy materiálu.

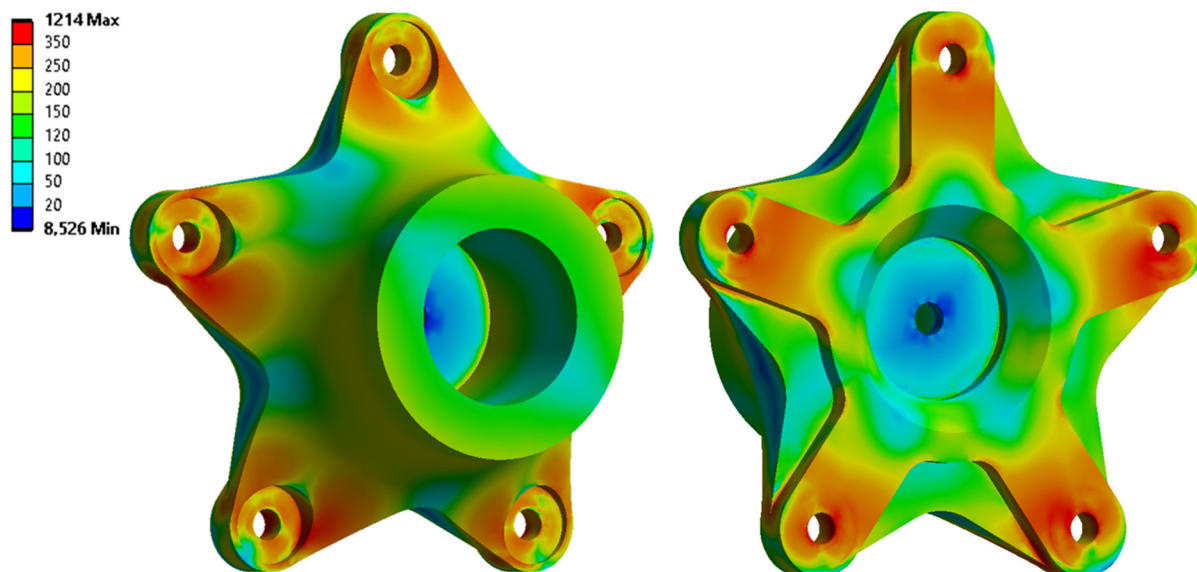


Obr. 32 Dosažené hodnoty napětí na středovém unašeči

### 7.3.2 VSTUPNÍ UNAŠEČ

Stejná kritéria platí také u vstupního/výstupního unašeče spojky, na výrobku by nemělo docházet k namáhání vyššímu než je mez únavy materiálu. Z výsledků, zobrazených na obr. 33, je však patrné, že hodnota napětí přesahuje 1200 MPa a významně převyšuje mez únavy. Z tohoto důvodu je nutné provést konstrukční úpravy, které povedou ke snížení namáhání v kritických oblastech. Střídavé tlakové a tahové namáhání vytvořené naklopením středového dílu zde vytváří nebezpečné oblasti hodnot napětí jak na zadní, tak i přední straně unašeče. V tomto stavu návrh unašeče není dostatečně robustní a další úprava návrhu by se měla zaměřit na zpevnění komponentu. Rozložení napětí také naznačuje, že samotné segmenty, i když nebudou vyšetřovány, mohou být v současném stavu málo poddajné a jejich tuhost má na vysoké hodnoty na unašeči podstatný vliv. Další úpravy spojky se tedy zaměří i na samotné segmenty.

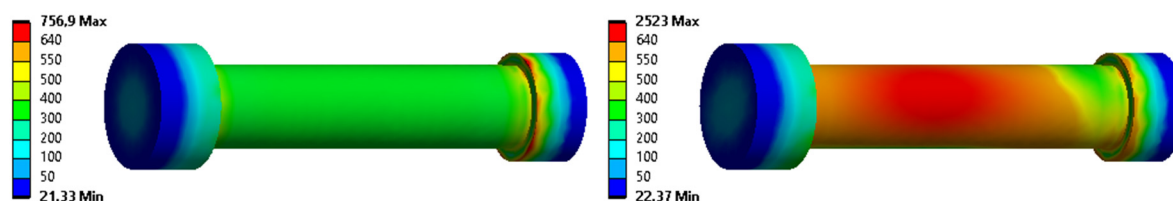




Obr. 33 Dosažené hodnoty napětí na vstupním unašeči

### 7.3.3 ŠROUBY

Sevřením šroubového spoje se vytváří tahové namáhání, které působí na šrouby po celou dobu provozu spojky. Velikost tohoto namáhání je v klidovém stavu bez dalšího zatížení přímo spojená s velikostí síly předpětí. Během provozu spojky jsou šrouby dále zatíženy působením hnacího momentu a především ohybem při radiálním vychýlení spojky. Z tohoto důvodu je nutné šroubový spoj navrhnout tak, aby zajistil bezpečné sevření i při těchto extrémních podmínkách. Z výsledků napěťové analýzy je však patrné, že současný návrh šroubového spoje tyto požadavky nespĺňuje. Šrouby budou vyšetřovány vůči mezi kluzu šroubového spoje pevnostní třídy 8.8 s mezí kluzu v tahu 640 MPa a mezí pevnosti v tahu 800 MPa. V klidovém stavu spojky, při pouhém předepnutí šroubů na styčné ploše hlavy šroubu, dosahují hodnoty napětí přes 750 MPa a hrozí zde plastické deformace (**obr. 34, vlevo**). Pro eliminování této oblasti je nutné zajistit větší styčnou plochu na hlavě šroubu i matici.

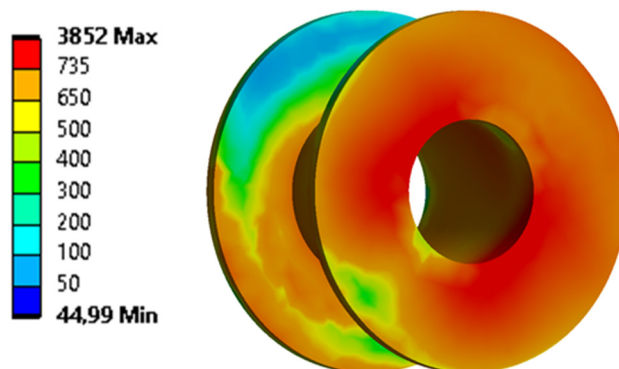


Obr. 34 Dosažené hodnoty napětí na šroubech po předepnutí (vlevo),  
Dosažené hodnoty napětí na šroubech po naklopení spojky (vpravo),

Po aplikování zbylého zatížení dosažené napětí výrazně roste na 2500 MPa a značně přesahuje i mez pevnosti (**obr. 34, vpravo**). Tento výrazný nárůst je spojen s vysokou tuhostí pružných segmentů, které nejsou schopny dostatečně kompenzovat naklopení spojky a přenáší prostřednictvím pouzder vzniklé zatížení i na dřívky šroubů. Úpravy šroubového spoje budou tedy zaměřeny především na zajištění větší styčné plochy u hlavy šroubu a matice.

### 7.3.4 POUZDRA

U válcových pouzder dochází především k namáhání tlakem způsobeným předpětím šroubů a poté naklopením spojky, které způsobí otláčení vůči sousednímu pouzdru, resp. zadní straně unašeče. Pouzdra budou vyšetřována vůči mezi kluzu, která v případě oceli značené dle ČSN EN 10027-1 1.5137 je 735 MPa. Před naklopením spojky již nejvyšší napětí na jednotlivých pouzdrech dosahovalo téměř 700 MPa, naklopením spojky ale vzniká ohybový moment působící na distanční plíšky pouzder a dochází k prudkému nárůstu hodnot napětí až na 3850 MPa. Toto zatížení, způsobující obrovské hodnoty napětí, vzniká důsledkem použití redukováných izotropních materiálových vlastností. Youngův modul pružnosti v tahu, zvolený dle mechanických vlastností polyesterových kordů, vhodně popisuje především jednoosé tahové namáhání působící na segmenty vlivem hnacího momentu. Při naklopení spojky vzniká víceosá napjatost, dochází k ohybu svazku vláken a elastické deformaci řádově poddajnější pryže. V reálné situaci působí na boční plíšky pouzdra pružného segmentu nižší tlakové namáhání přenášené prostřednictvím výrazně měkčí pryže s odlišnými mechanickými vlastnostmi, které nelze v rámci izotropního modelu materiálu zcela adekvátně zahrnout. Hodnoty napětí vypočtené na pouzdrech dle **obr. 35** tedy neodpovídají reálně působícímu namáhání uvedených partií pouzdra.



Obr. 35 Dosažené hodnoty napětí na pouzdru pružného segmentu

V další verzi analýzy nebudou tyto boční části pouzder pro výpočet již zahrnuty. Úpravy modelu se zaměří především na nutné zesílení tloušťky pouzdra zajišťující dostatečnou tuhost dané oblasti a vyhovující zatížení od bezpečného sevření šroubů a schopnosti pouzder přenosu aplikovaného zatížení.

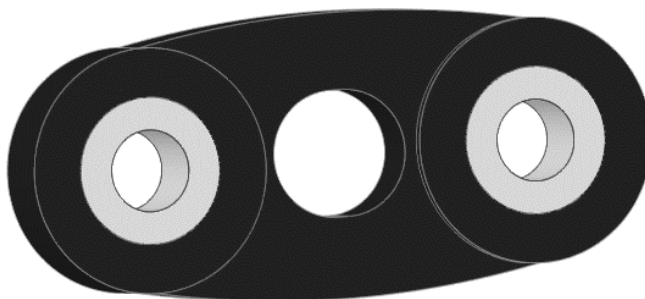
## 8 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Na základě výsledků z deformačně napěťové analýzy byly následně vyhodnoceny a provedeny úpravy návrhu. Jednotlivé úpravy byly provedeny vždy po jedné významné změně návrhu, aby bylo možné porovnat, došlo-li k požadovanému snížení napětí. Následující kapitola se zabývá shrnutím těchto úprav a prezentací výsledků finální verze návrhu spojky.

### 8.1 ÚPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU GEOMETRIE

#### 8.1.1 SEGMENTY

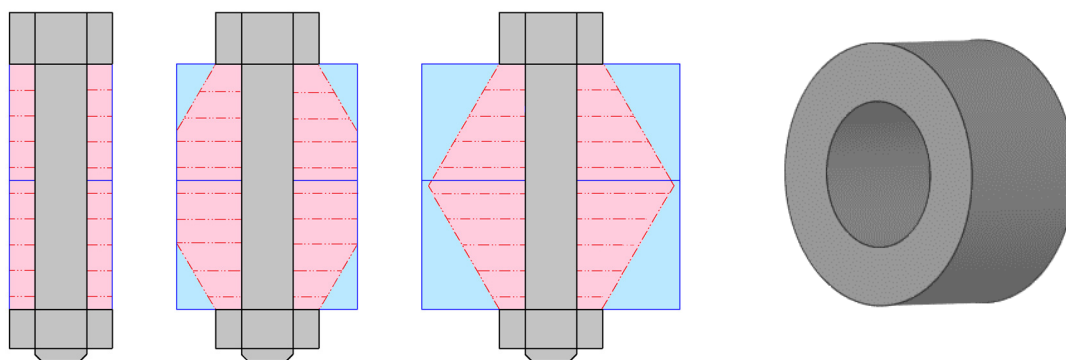
Pružné segmenty byly v původním návrhu nejméně vyhovující komponenty sestavy. Napětí vytvořené na unašečích naznačovalo, že segmenty jsou příliš tuhé a kompenzování radiálního vychýlení bylo přenášeno až do unašečů. Za účelem zvýšení poddajnosti segmentu byly provedeny dvě konstrukční úpravy segmentu. První změnou bylo zmenšení tloušťky segmentu z 30 mm na 20 mm. Původní tloušťka byla zvolená na základě rešerše již existujících spojek, je tedy možné ji dle potřeby upravit. Minimální tloušťka je omezená šířkou svazku potřebných polyesterových kordů, který okolní pryž nejen chrání vůči poškození, ale zajišťuje i jejich fixaci v hotovém výrobku. Upravený segment s tloušťkou 20 mm kolem šroubů stále zakrývá svazek 5mm vrstvou pryže a 2,5mm ve střední zúžené části segmentu. Druhá úprava vedoucí ke zvýšení flexibility segmentu bylo zvětšení oválného otvoru ve středové části, který byl jak prodloužen, tak i zaoblen větším vnitřním rádiusem. Zvětšení středového otvoru je také limitováno nutností dostatečné fixace výstužného svazku PES kordů v pryžové matici. Upravený konstrukční návrh pružného segmentu je zobrazen na **obr. 36**.



*Obr. 36 Upravená geometrie pružného segmentu*

#### 8.1.2 POUZDRA

Pouzdra v úvodním návrhu byla příliš poddimenzovaná, aby zvládla přenést požadované zatížení. Zásadním nedostatkem byla příliš malá tloušťka pouzder, neumožňující dostatečné rozložení tlaku, vzniklého při utažení šroubů. Rozložení tlaku v oblasti sevření je v literaturách zjednodušené pomocí tzv. tlakových dvojkůželů se společnou podstavou v polovině svěrné délky. Vrcholový úhel kůželů se často uvádí 45°, případně 30° (**obr. 37**) u šroubů s podložkami nebo se zvětšenou hlavou [39]. Tlakový dvojkůžel je nejvíce spojený s empirickým výpočtem tuhosti šroubového spoje, která není pro úpravu geometrie pouzder příliš podstatná, rozložení tlaku je ale potřeba při úpravě tloušťky pouzder zohlednit.



Obr. 37 Rozložení tlaku při sevření šroubů (vlevo)  
Upravený návrh ocelového pouzdra pružných segmentů (vpravo)

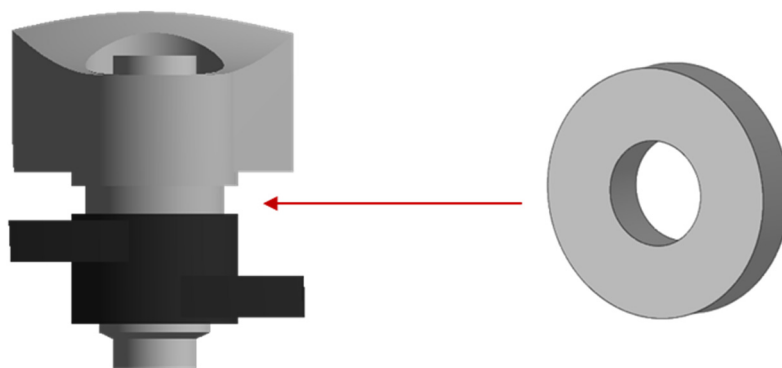
Dále byly odstraněny distanční plíšky, ty sloužily k vytvoření dostatečně velké kontaktní plochy a k ochraně pryže při sevření šroubového spoje. Z výsledků prvního návrhu ale vyplývá, že na tyto plíšky působilo nereálné zatížení způsobené použitím izotropního lineárně elastického modelu materiálu upřednostňujícího tahové vlastnosti svazku vláken. Ve skutečnosti by se část zatížení snížila vlivem elastické deformace pryže s řádově nižším modulem pružnosti, nicméně potom už v rámci analýzy s redukovánými izotropními materiálovými vlastnostmi nelze posoudit jejich bezpečnost. Po provedení více iterací výpočtu s různými tloušťkami se ukázaly jako nejvhodnější pouzdra s vnějším průměrem 36 mm.

Vnější tvar pryžového segmentu nemusí být upraven, svazek kordů je stále dostatečně chráněn pryží a rozdíl vnitřního a vnějšího průměru pouzdra vytváří požadovanou tuhou kontaktní oblast.

### 8.1.3 STŘEDOVÝ A VSTUPNÍ UNAŠEČ

Cílem úprav unašečů bylo především jejich vyztužení, jelikož při naklopení spojky nesmí být paprsky unašeče deformovány, aby při vyšších otáčkách nedocházelo k vibracím spojkové sestavy. Vyztužení bylo provedeno na přírubové straně zesílením celé této části o 10 mm. Zapuštění pro šrouby, provedení zadní strany i obrobený zaoblený přechod mezi nábojem a přírubovou částí zůstávají shodné.

Dále byly úpravy zaměřeny k vytvoření dostatečně velké mezery mezi zdeformovaným segmentem a zadní stranou unašeče. Zde se nabízelo vytvoření osazení na zadní straně o velikosti zesílené části segmentu, nicméně obrobení takového osazení by nebylo ekonomicky výhodné vzhledem k množství obrobeného materiálu. Alternativním a použitým řešením bylo přidání na míru obrobených distančních podložek (**obr. 38**). Podložky mají tloušťku 10 mm, vnitřní průměr 21 mm, vnější průměr 50 mm. Podložky jsou vyrobeny ze stejného materiálu jako samotné unašeče, tedy ocel dle ČSN EN 10027-2 s označením 1.2307, která se vyznačuje vhodnou vysokou mezí kluzu. Volba oceli s nižší mezí kluzu může způsobit vznik plastických deformací při daném zatížení, což se následně podílí na uvolnění potřebného dotažení šroubového spoje a vzniku nežádoucích vůlí, které mohou způsobit vznik vibrací při rotaci sestavy. Vibrace mají negativní vliv na namáhání všech navazujících součástí hnacího řetězce a nežádoucí zvýšení hlučnosti pohonu.



Obr. 38 Distanční podložky k zajištění mezery mezi unašečem a pružným segmentem

#### 8.1.4 ŠROUBOVÝ SPOJ

Z výsledků napěťové analýzy úvodního návrhu spojky vyplývá, že kromě ohybového momentu, způsobujícího vysoké napětí a řešeného pomocí konstrukčních úprav segmentů, jsou kritickými oblastmi šroubů také jejich kontaktní plochy zajišťující pevné spojení komponentů. Šroub se šestihrannou hlavou DIN 931 a matice DIN 934 mají styčnou plochu tvořenou mezikružím s vnějšími průměry 26 mm, resp. 30 mm u matice. Pro vhodnější rozložení tlaku u tohoto typu šroubového spoje posléze slouží podložky. Na základě výsledků úvodní analýzy se tento typ šroubového spoje ukázal jako nepříliš vhodný, protože nelze vyhodnotit plastické deformování podložek, které by zde ve skutečnosti nastalo a napětí po hranách kontaktních ploch dosahovalo příliš vysokých hodnot. Bez provedení napěťové analýzy s nelineárními modely a naměřenými materiálovými daty, by nebylo možné doporučit opakované použití podložek při opětovném sevření šroubového spoje. Z těchto důvodů bylo rozhodnuto použít jiný typ šroubů, konkrétně šrouby s hladkým límcem DIN 6921 a matice s hladkým límcem DIN 6923, zobrazených na **obr. 39**.



Obr. 39 Šroub s límcem DIN 6921 (vlevo) [47], matka s límcem DIN 6923 (vpravo) [48]

Šrouby DIN 6921 mají také šestihrannou hlavu jako původní šrouby DIN 931, jejich styčná plocha je ale zvětšena pomocí límce zajišťující pevné spojení u silně namáhaných součástí. Límec zde nahrazuje funkci podložek, které u tohoto typu šroubového spoje již nejsou nutné. V případě šroubu M20 má límec průměr 40 mm, zajišťuje tedy dokonce větší styčnou plochu než původní šroubový spoj s podložkami. Plynulý, zkosený přechod mezi límcem a šestihrannou hlavou navíc zajišťuje plynulejší rozložení napětí v hlavě šroubu a v matici a v rámci analýzy ubírá kontaktní dvojice mezi hlavou šroubu a podložkou, resp. mezi maticí a podložkou. Navzdory konstrukčním úpravám, zúžení segmentů, zesílení unašeče a přidání podložek zůstává délka šroubů 110 mm. Pevnostní třída šroubů potřebná pro vytvoření dostatečně pevného sevření bude vybrána na základě výsledků z napěťové analýzy.

## 8.2 PREZENTACE VÝSLEDKŮ

Veškeré úpravy byly následně ověřeny opětovným provedením deformačně napěťové analýzy. Oproti úvodnímu návrhu ubyly kontaktní dvojice související s podložkami u šroubového spoje, ale naopak přibyly u distančních podložek mezi segmenty a unašeči. Podložky tvoří síť s velikostí prvku 4 mm. Ostatní parametry zůstaly zachovány.

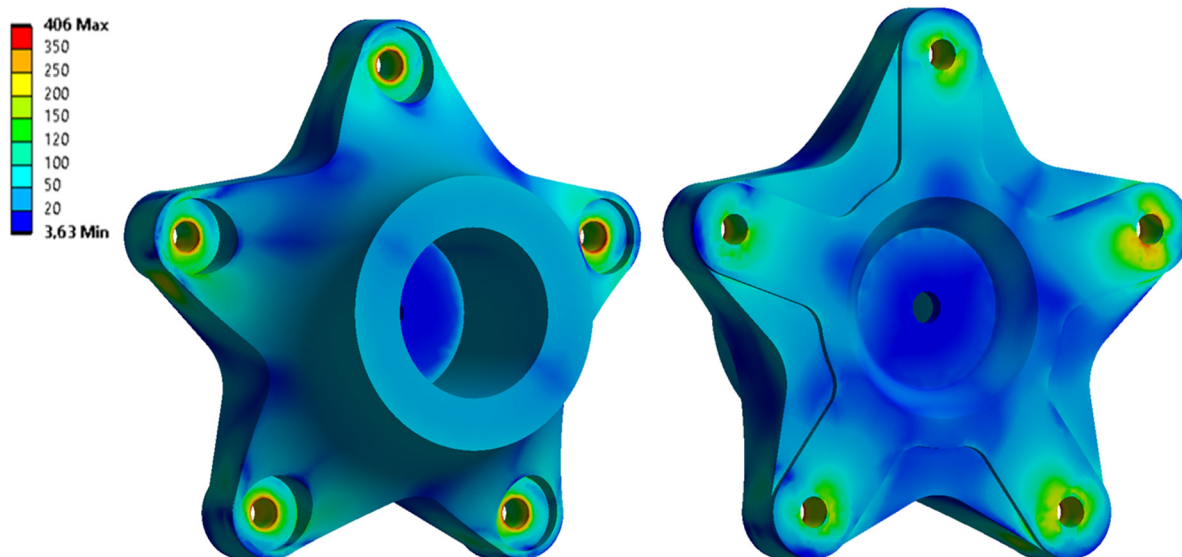
Po provedení deformačně napěťové analýzy je zřetelná předem zamýšlená funkce distančních podložek. U nejvíce zdeformovaného segmentu je stále zajištěna dostatečně velká mezera mezi zadní stranou unašeče, znázorněna pomocí **obr. 40**, a nehrozí tedy přímý kontakt a možné poškození segmentu při např. krátkodobé větší radiální nebo axiální výchylce.



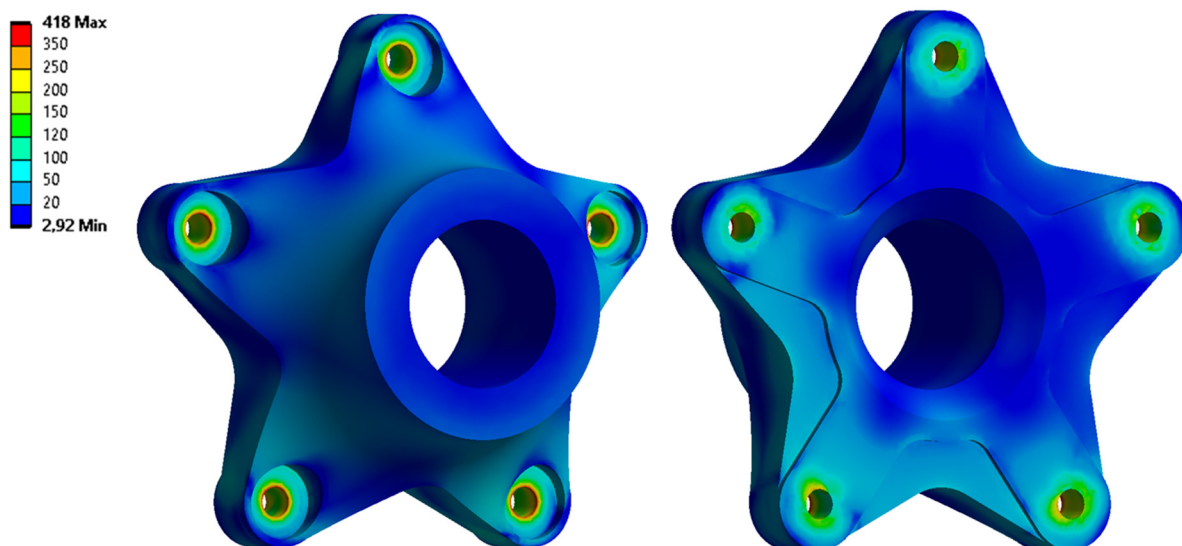
*Obr. 40 Mezera mezi segmentem a unašečem po úpravě návrhu*

### 8.2.1 UNAŠEČE

Na výsledcích napěťové analýzy obou unašečů je možné si povšimnout celkového výrazného poklesu napětí. Výsledky dosažených hodnot redukovaného napětí jsou znázorněny na **obr. 41**, výsledky středového dílu na **obr. 42**. Ke snížení napětí výrazně přispělo zvýšení poddajnosti jednotlivých segmentů, které nyní zcela kompenzují radiální vychýlení, a zatížení není již ve velké míře přenášeno do unašečů. Zesílení přírubové části také přispívá k celkovému snížení napětí, ale především umožňuje lepší rozložení tlaku v oblastech jednotlivých šroubových spojů. Zde sice nejvyšší napětí přesahuje mez únavy, ovšem pouze v okolí hran u hlav šroubů. Tento hranový vrchol napětí vznikl jako důsledek zjednodušení geometrie děr pro šrouby a dřívků šroubů a z hlediska skutečné součásti není považován jako kritická oblast vyžadující další úpravy. Napětí dosažené na styčných plochách jak s hlavou šroubů, tak s distančními podložkami i napětí vně děr nepřesahuje mez únavy a celkově se mohou unašeče považovat za bezpečné a vhodné pro tvarovou optimalizaci.



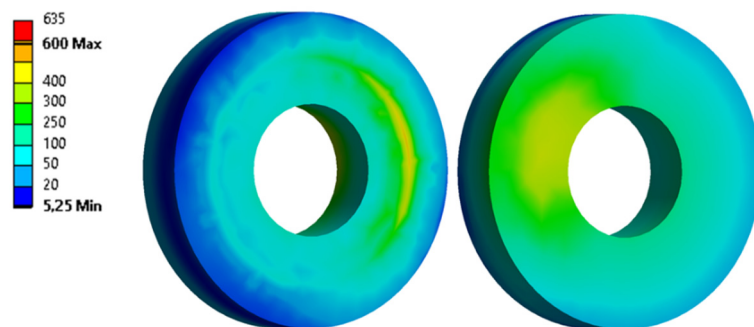
Obr. 41 Výsledné hodnoty napětí na vstupním unašeči



Obr. 42 Výsledné hodnoty napětí na středovém unašeči

### 8.2.2 DISTANČNÍ PODLOŽKY

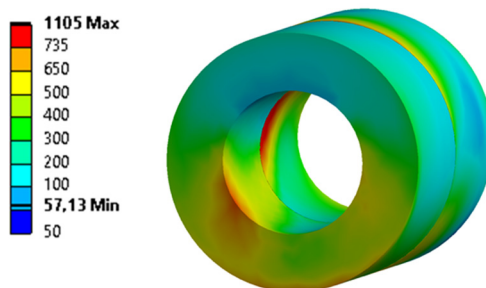
Z principu provozu spojky jsou distanční podložky namáhány především tlakem, který vznikne při sevření šroubových spojů a poté je dále ovlivňován naklopením spojky. Podložky budou vyšetřovány především vůči mezi kluzu oceli 1.2307, tedy 635 MPa, jelikož není předpokládán vznik únavové trhliny i způsob namáhání působí proti jejímu růstu. Na výsledcích analýzy bylo patrné, že vyšší napětí nastává u podložek umístěných u vstupního unašeče spojky, zobrazených na **obr. 43**, neboť zde dochází k výraznějšímu otláčení pouzder segmentů. Nejvíce kritická oblast vzniká otláčením vnější hrany pouzdra do podložky po naklopení spojky, kde nejvyšší hodnota dosahuje téměř 600 MPa. Nicméně tato hodnota je způsobena kontaktem ostré hrany a při zohlednění zaoblení na skutečné součásti lze zde očekávat nižší napětí. I přes nereálný hranový kontakt se namáhání pohybuje pod mezí kluzu materiálu a lze podložky považovat za bezpečné a vhodné pro použití na reálné součásti.



Obr. 43 Výsledné hodnoty napětí na distančních podložkách

### 8.2.3 POUZDRA

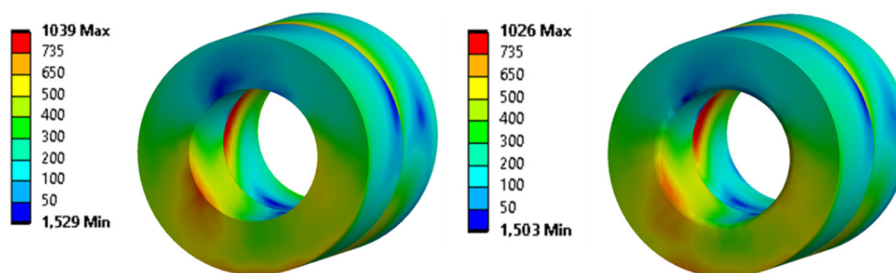
Jak již bylo zmíněno v prezentaci výsledků napěťové analýzy prvního návrhu, způsob namáhání pouzder je velmi podobný výše zmíněným podložkám. Zvýšení poddajnosti redukované pryžo-textilní části zúžením segmentů, a tedy i pouzder, a zesílení jejich tloušťky způsobilo výrazný pokles dosahovaných hodnot napětí (obr. 44). Odebrání distančních plíšků na krajích segmentu snížilo vliv ohybového momentu při naklopení spojky a kromě oblastí kontaktů ostrých hran se na pouzdrech nevyskytuje napětí vyšší, než je mez kluzu 735 MPa pro ocel 1.5713. Oblasti s vyššími hodnotami redukovaného napětí v okolí hran vnitřních průměrů jsou způsobeny zjednodušenou geometrií dříku šroubu, u kterého nebyl modelovaný závit a v rámci analýzy byla vytvořena kontaktní dvojice mezi vnitřní stěnou pouzdra a dříkem šroubu. Toto zjednodušení sloužící k lepší konvergenci výpočtu způsobuje v dosažených výsledcích detekované otláčení dříku šroubů do vnitřní stěny pouzdra, které však u reálné součásti nenastane. Vliv tohoto kontaktu byl částečně snížen nastavením faktoru kontaktní tuhosti, nicméně neeliminuje ho úplně. S výjimkou těchto oblastí pouzdra z hlediska bezpečnosti vůči mezi kluzu vyhovují a mohou být použity i u reálné součásti.



Obr. 44 Výsledné hodnoty napětí na pouzdrech pružných segmentů

Na Obr. 45 jsou porovnány výsledky pouzder se zaoblenými vnitřními hranami. Tato iterace výpočtu byla provedena pro ověření, nemá-li ostrá hrana na vnitřním průměru pouzdra vliv na velikost a intenzitu napětí, které zde vzniká vlivem zjednodušené geometrie dříku šroubu. Vnitřní poloměr zaoblení byl zvolen 1 mm. Analýza byla provedena pouze do 4. kroku, tedy do naklopení spojky. Porovnání obou výsledků dokazuje, že ostrá hrana nemá příliš významný vliv ani na velikost oblasti s vyšším napětím, ani na jeho intenzitu.



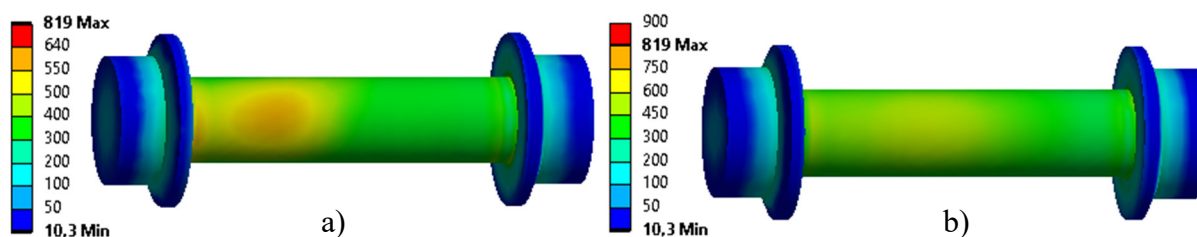


Obr. 45 Porovnání vlivu zaoblení na vnitřní hraně pouzdra

## 8.2.4 ŠROUBY

Ke snížení hodnot napětí na šroubech opět přispěla především změna tloušťky segmentů vedoucí ke snížení jejich tuhosti a tím ke snížení ohybového namáhání šroubů. Nejvyšší napětí dosažené na šroubech nastává opět při naklopení spojky, kdy se nejvyšší hodnoty pohybují okolo 820 MPa. Oblast zatížení zde koreluje s výsledky napětí na pouzdrech, lze tedy předpokládat, že tyto kritické oblasti jsou ovlivněny použitím zjednodušené geometrie dříku. Ve třetím kroku analýzy, před naklopením spojky, jsou šrouby nejvíce namáhány na obou koncích dříku, kde nejvyšší napětí dosahuje hodnot přibližně 540 MPa.

Síla předpětí byla ponechána 105 kN. V úvodním návrhu byla zvolena jako doporučená síla pro šrouby M20 pevnostní třídy 8.8. Na základě provedených iterací výpočtu se silami předpětí 70, 95, 105 a 120 kN byl vyzorován vliv síly předpětí na výsledné napětí na šroubech. Při nižších hodnotách síly předpětí kleslo napětí na dříku šroubu do třetího kroku analýzy, nicméně po naklopení spojky došlo k nárůstu. Opačný trend nastal u vyšší síly předpětí, kde vzrostlo napětí při prvních třech krocích analýzy, ale došlo už pouze k mírnému poklesu oproti napětí vzniklému při původní síle 105 kN. Původní síla tedy vytváří dostatečný kompromis mezi silou sevření šroubů u spojky bez vychýlení, kdy nejsou šrouby zbytečně namáhány příliš vysokými napětími, a mezi vychýlenou spojkou, kdy je šroubový spoj dodatečně namáhán. Velký rozdíl mezi těmito napětími by mohl výrazně ovlivnit bezpečnost sevření spoje.



Obr. 46 Dosažené napětí na šroubech  
a) šrouby pevnostní třídy 8.8 b) šrouby pevnostní třídy 10.9

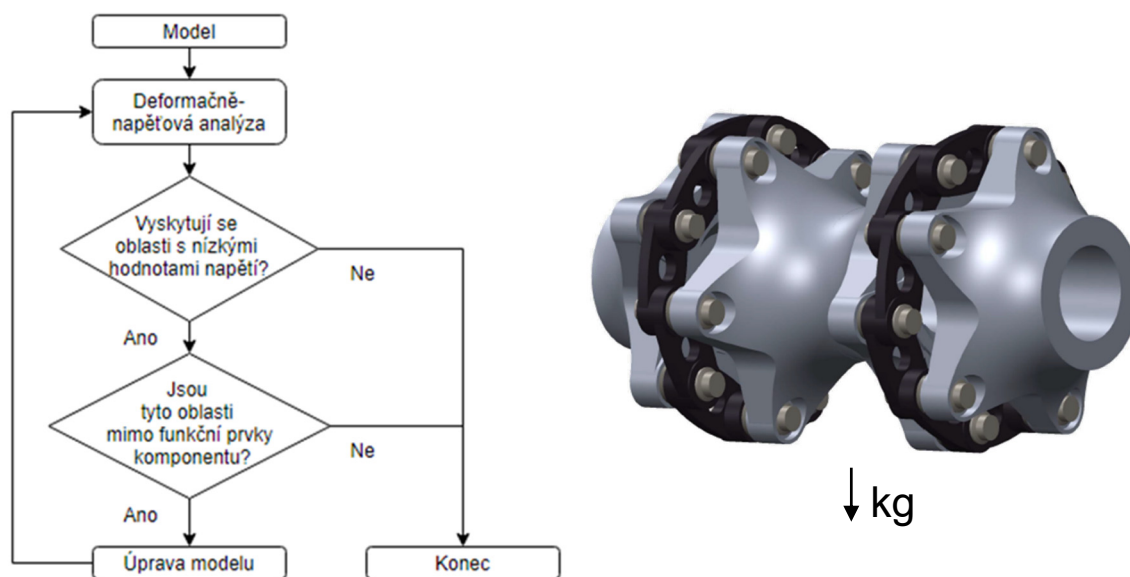
Maximální napětí 820 MPa po naklopení spojky již přesahuje mez kluzu pro pevnostní třídu 8.8 a nezajistí bezpečné sevření, proto je nutné zvolit pevnější šrouby. Dle pevnostních vlastností uvedených v **tabulce 14** byly vybrány šrouby třídy 10.9, které již bezpečnosti vůči mezi kluzu vyhovují. Porovnání dosažených hodnot redukovaného napětí pro obě pevnostní třídy šroubů vůči jejich mezi kluzu je znázorněno na **obr. 46**. Pro šrouby třídy 10.9 je doporučena maximální síla předpětí přibližně 150 kN, při aplikované síle 105 kN budou šrouby předepjaty pouze 70% silou vůči doporučené maximální hodnotě při klidovém stavu spojky, nicméně vytvoří vyhovující sevření i při vychýlení spojky. [42]

*Tab. 14 Mechanické vlastnosti ocelových šroubů [39]*

<b>Pevnostní třída ISO</b>	<b>Mez pevnosti v tahu</b>	<b>Mez kluzu v tahu</b>
<b>8.8</b>	800 MPa	640 MPa
<b>10.9</b>	1040 MPa	940 MPa
<b>12.9</b>	1220 MPa	1100 MPa

## 9 MODIFIKACE UNAŠEČŮ K ÚSPOŘE HMOTNOSTI

Z výsledků analýzy z předchozí kapitoly práce již všechny komponenty z hlediska bezpečnosti vyhovují. U obou unašečů je však dále prostor k optimalizování jejich tvaru s cílem snížení hmotnosti výrobku při zachování všech důležitých pevnostních charakteristik. Z dosažených výsledků vizualizovaných rozložením napětí ve výrobku si lze povšimnout oblastí s nízkými hodnotami, které se prakticky nepodílí na přenosu požadovaného zatížení a nepřispívají ke zvýšení tuhosti a s ní související bezpečnosti. Takové oblasti lze z výrobku eliminovat a danou tvarovou úpravu ověřit výpočtem, jehož výsledky se porovnají s výsledky předchozího návrhu. Modifikace se zaměří na hledání co nejlepšího poměru z hlediska úspory hmotnosti, složitosti výroby při zachování pevnosti i funkce výrobku. Jak již bylo zmíněno v rešeršní části práce, u pohonu železničního vozidla s koncepcí částečného vypružení je motor uchytený k rámu podvozku, převodovka je naopak spojena s dvojkolím a její hmotnost se započítává do nevypružených hmot podvozku. Pružná spojka představuje přímé spojení těchto komponentů a snížení hmotnosti její sestavy se podílí na snížení hmotnosti nevypružených i vypružených hmotností. I když je hmotnost sestavy spojky malá v porovnání s hmotností rámu vozidla s kabinou a motorem u odpružených hmot a hmotností dvojkolí a převodovky u nevypružených hmot, jejím snížením se docílí snížení momentu setrvačnosti, čímž se sníží výkonostní ztráty, ale především dojde ke snížení namáhání ložisek v uložení hřídelů při kompenzování výchylek a rázů vznikajících při jízdě vozidla. V neposlední řadě menší hmotnost komponentů sníží také obtížnost montáže a údržby. Na **obr. 47** je znázorněný algoritmus postupu, dle kterého byly provedeny modifikace tvarového řešení pro jednotlivé unašeče.



Obr. 47 Algoritmus postupu optimalizování návrhu unašečů ke snížení hmotnosti (vlevo), sestava pružné spojky před optimalizováním (vpravo)

V **tabulce 15** jsou uvedeny hmotnosti unašečů a celé sestavy spojky před modifikacemi tvaru vedoucích ke snížení hmotnosti. Hmotnosti sestavy budou uvedeny bez vstupní a výstupní hřídele a šroubového spoje zajišťující hřídele vůči axiálnímu pohybu. Části dřívků šroubů přesahující vnější okraj matice pro účel analýz nebyly modelovány a jejich hmotnost nebude zahrnuta. Předpokládaný rozdíl hmotností modelového a skutečného provedení šroubového spojení nepřesahuje 2 kg.

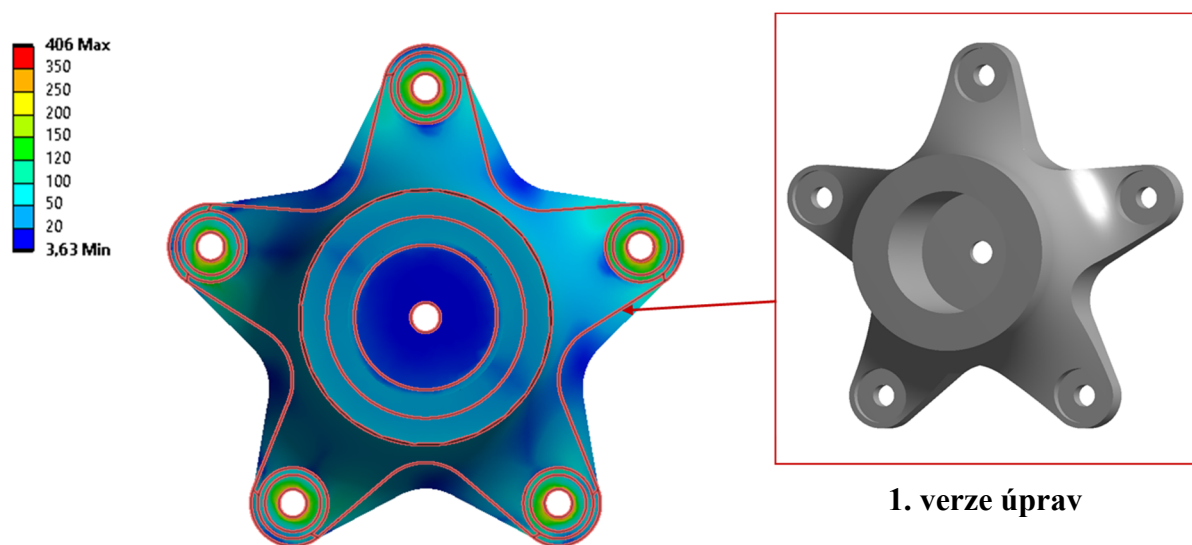
Tab. 15 Hmotnosti před modifikací návrhu

Komponent	Hmotnost
Středový unašeč	79,27 kg
Vstupní unašeč	40,69 kg
Celá sestava (pouze ocelové komponenty)	179,94 kg

## 9.1 PRVNÍ ITERACE ÚPRAV

Vzhledem k většinové shodnosti rozměrů a provedení konstrukčních prvků na obou unašečích byla první úprava návrhu provedena na obou komponentech analogicky. Přidáním distančních podložek mezi unašeče a segmenty odpadá potřeba ubrání materiálu mezi paprsky hvězdice na zadní straně unašečů, zajištěná mezera je použitím podložek více než dostatečná. K této úpravě vedla především snaha o zjednodušení obráběcího procesu a také eliminování zbytečných koncentrátorů napětí, respektive odstranění zbytečných hran bez technického významu. Další úpravy byly již zaměřeny primárně na snížení hmotnosti se zachováním dostatečné pevnosti. V první řadě byly sníženy tloušťky přírubových částí, s poddajnějšími segmenty již nejsou přenášeny do paprsků hvězdice vysoké hodnoty napětí a odpadá tedy požadavek na zvýšené množství materiálu v této oblasti. Tloušťka přírubové části je po úpravě 30 mm, zapuštění šroubů zůstává stejné 10 mm hluboké. Snížení tloušťky přírubové části má samozřejmě vliv i na zmenšení svěrné délky šroubu a umožňuje použití kratších šroubů s délkou dráček 100 mm (M20x100). Změna hmotností šroubů bude také uvažována.

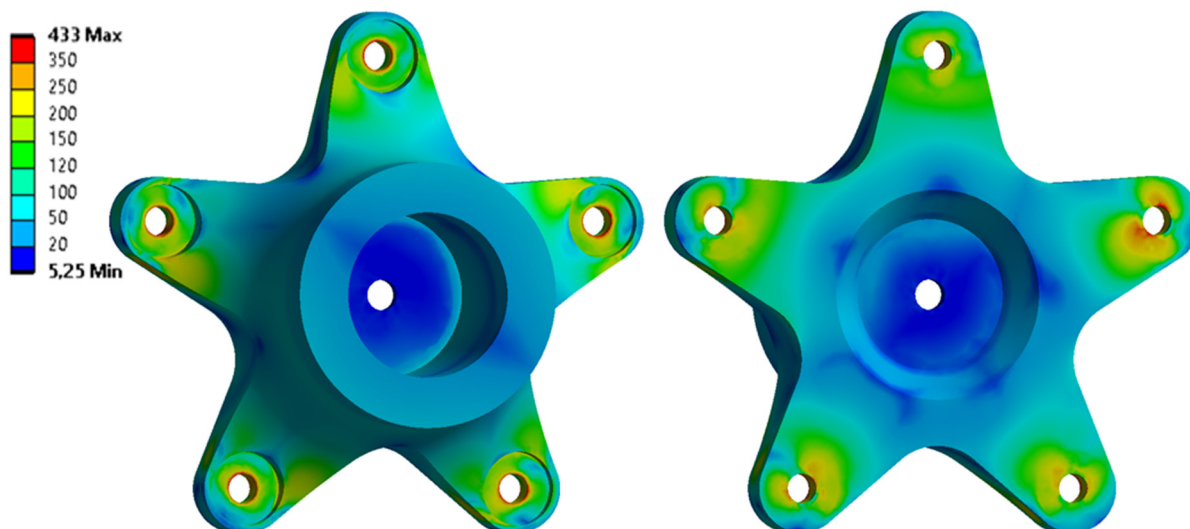
Třetí a poslední úprava se zaměřila na zeštíhlení paprsků hvězdice a zvětšení oblasti vybrání mezi nimi. Na **obr. 48** jsou pomocí napěťové mapy vykreslené výsledky analýzy před první modifikací, mezi paprsky si lze povšimnout oblastí s velmi nízkými hodnotami napětí do 20 MPa. Oblasti tedy přenáší velmi malé zatížení a jejich odstraněním by neměla být celková pevnost a bezpečnost komponentu příliš ovlivněna. Oranžovou linií je vykreslený obrys modifikovaného unašeče se zúženými paprsky a zvětšeným vybráním mezi nimi.



Obr. 48 První verze modifikovaného unašeče na základě výsledků z předchozí analýzy

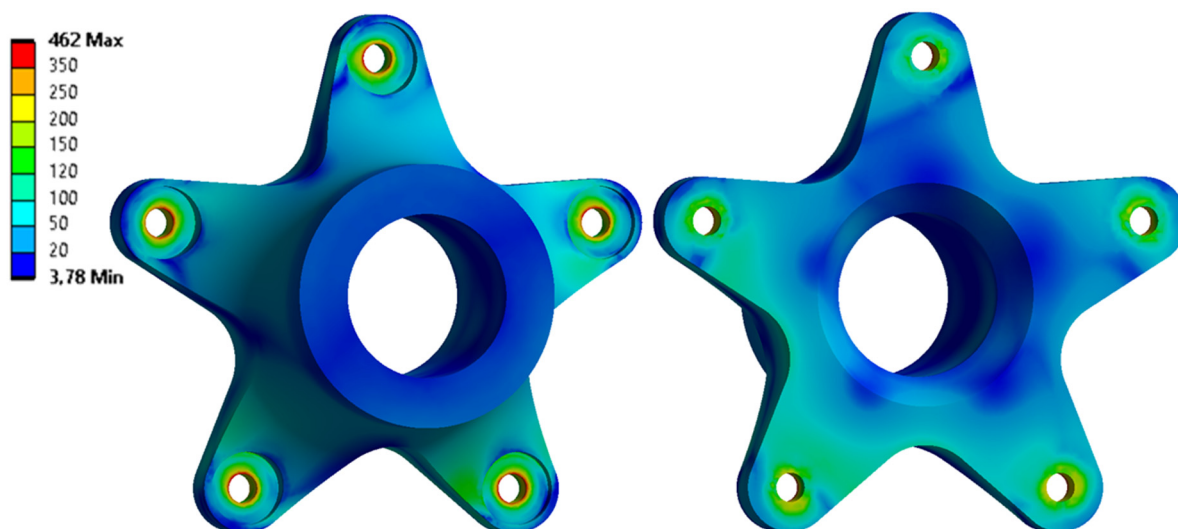
### 9.1.1 PREZENTACE VÝSLEDKŮ PRVNÍ ITERACE ÚPRAV

Z výsledků dosažených maximálních hodnot i rozložení napětí lze považovat první iteraci úprav, společnou pro oba unášče, za úspěšnou. Dosažené napětí na zeštíhlených paprscích u obou unáščů nepřesahuje mez únavy 350 MPa a stále plní svou funkci s dostatečnou bezpečností. U vstupního unášče, jehož výsledky jsou znázorněny na **obr. 49**, se již na bocích paprsků obrobene hvězdice objevuje malá oblast s hodnotami napětí vyššími než 250 MPa, další, více agresivní zeštíhlení paprsků by již pravděpodobně nebylo bezpečné a proto se další iterace úprav zaměří na jiné oblasti. První iterací úprav byla snížena hmotnost vstupního unášče na 34,56 kg.



Obr. 49 Výsledné hodnoty napětí po první iteraci – vstupní unášec

Z předchozích výsledků napěťových analýz se ukázalo, že středový unášec je méně namáhán oproti vstupnímu. Po provedení prvního optimalizování návrhu se tento jev znovu potvrzuje, na všech paprscích unášče napětí dosahuje zřetelně nižších hodnot (**obr. 50**), zřídka se přibližujících polovině mezi únavy materiálu, což zvyšuje možnosti pro další úpravy návrhu.



Obr. 50 Výsledné hodnoty napětí po první iteraci – středový unášec

Hmotnost středového dílu po první iteraci (celého, v analýze počítána pouze polovina) je 63,84 kg.

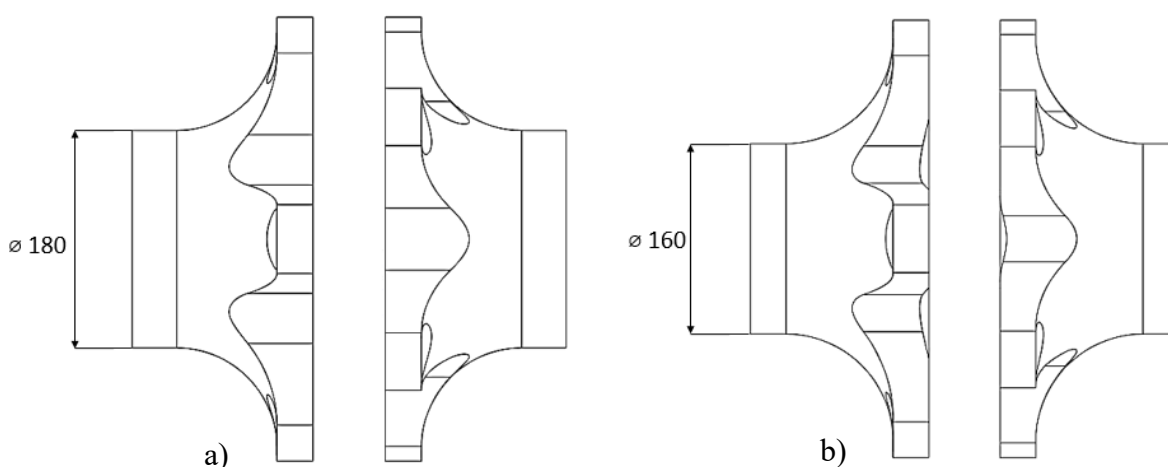
Na obou unašečích došlo k mírnému nárůstu maximálních hodnot na hraně kontaktních oblastí s hlavami šroubů, resp. matic. Tyto oblasti ale nejsou v rámci analýzy považovány za kritické, jelikož, jak již bylo zmíněno, vznikly z důvodů použití zjednodušené geometrie šroubového spoje. Na ostatní komponenty sestavy spojky neměly úpravy téměř žádný vliv, proto již nejsou zobrazeny. V **tabulce 16** jsou porovnány hmotnosti komponentů včetně procentuálního rozdílu.

Tab. 16 Porovnání hmotností ocelových komponentů

Komponent	Původní hmotnost	Nová hmotnost	Rozdíl
<b>Středový unašeč</b>	79,27 kg	63,84 kg	-19.46 %
<b>Vstupní unašeč</b>	40,69 kg	34,56 kg	-15.06 %
<b>Celá sestava</b>	179,94 kg	147,75 kg	-17.89 %

## 9.2 DRUHÁ ITERACE ÚPRAV

Další modifikace tvarového řešení se zaměří především na snížení hmotnosti redukcí materiálu z oblastí kolem středové díry ze zadních stran unašečů. Tyto úpravy již nemohou být provedeny analogicky na obou unašečích, jelikož vstupní unašeč plní také funkci náboje pro hnačí hřídel a musí zajistit axiální upevnění hřídele. Druhá iterace úprav byla zaměřena i na snížení tloušťky na nábojové části vstupního unašeče a centrální části středového unašeče. Na tyto části komponentů má již naklopení spojky minimální silový vliv a primární funkcí těchto částí unašečů je přenos točivého momentu. Z výsledků předchozí analýzy bylo zřejmé, že tloušťka těchto částí, resp. množství materiálu v těchto oblastech, je naddimenzované a jejich redukcí bude stále dodržena dostatečná bezpečnost i požadovaná funkce komponentu. Úprava byla provedena analogicky na obou unašečích snížením vnějšího průměru z původních 180 mm na 160 mm se zachováním vnitřního průměru středové díry (**obr 51**).

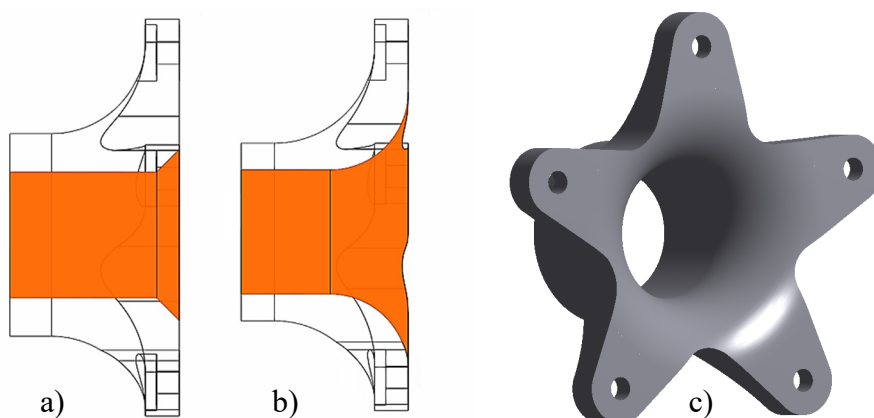


Obr. 51 Změna vnějšího průměru nábojové části vstupního un. a centrální části středového dílu.

a) 1. iterace, zleva vstupní a středový díl b) 2. iterace, zleva vstupní a středový díl

### 9.2.1 STŘEDOVÝ UNAŠEČ

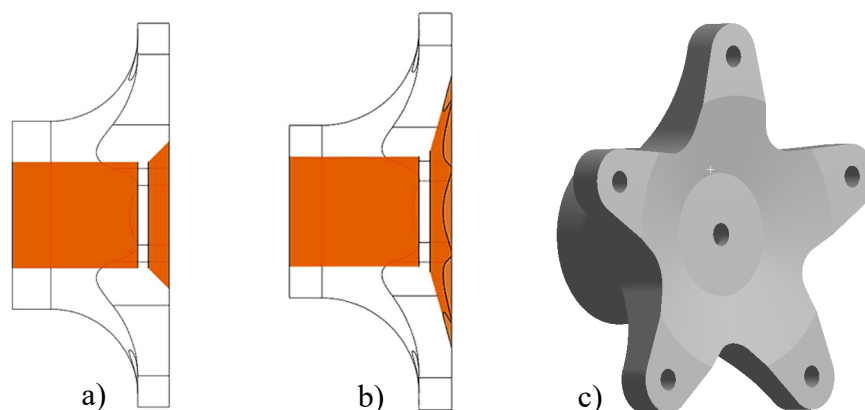
Na výsledcích předchozí analýzy zobrazených na **obr. 50** si lze povšimnout velmi nízkých hodnot napětí dosahovaných kolem vnitřního průměru středové díry podél celé délky unašeče. Dosavadní návrh unašeče využíval k odlehčení 20 mm zkosení hrany středové díry, nicméně výsledky dokazují, že kolem tohoto zkosení jsou stále oblasti, které přenáší zatížení pouze minimálně a je možné tyto oblasti dále tvarově upravit pro snížení celkové hmotnosti. Fundamentální základ středového dílu jsou dvě příruby na krajích a dutá hřídel mezi nimi (centrální část). Aby zatížení mezi těmito částmi bylo bezpečně rozloženo bez koncentrátorů napětí a jiných nebezpečných oblastí, je zapotřebí zajistit co nejplynulejší přechod mezi těmito částmi. Z čelní strany je tento přechod zajištěn pomocí velkého zaoblení. Obdobný zaoblený přechod je však možné obrobit také ze zadní strany. Zde byl zvolen menší poloměr 70 mm, aby byla stále zachována dostatečná tuhost komponentu. Porovnání provedení obrobených okrajů středových děr mezi provedenými iteracemi výpočtu je zobrazeno na **obr. 52**.



*Obr. 52 Obrobení okraje středové díry, a) 1. iterace, b) 2. iterace, c) model středového unašeče*

### 9.2.2 VSTUPNÍ UNAŠEČ

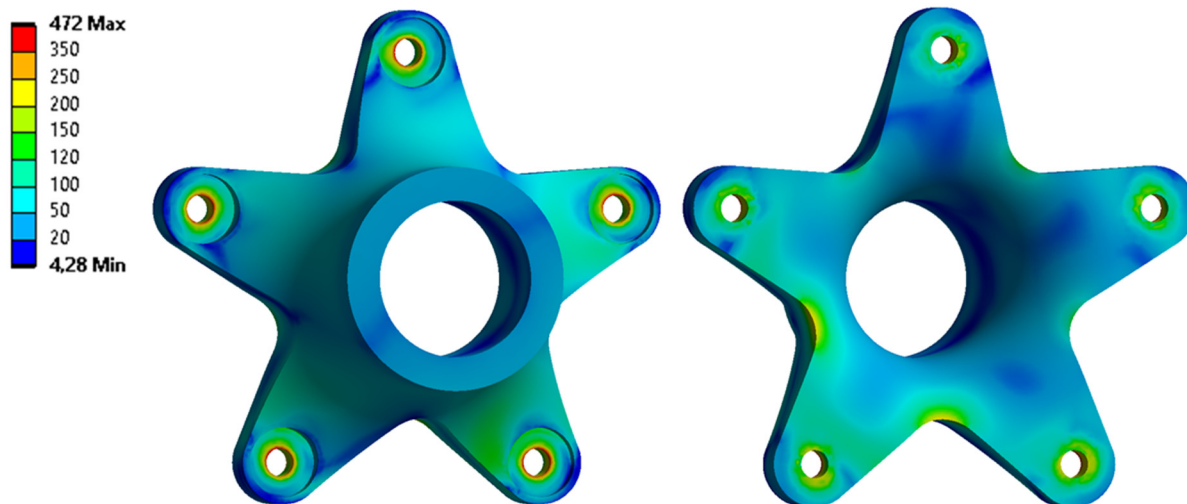
Jak již bylo zmíněno, vstupní unašeč plní navíc funkci náboje pro hnací hřídel a obsahuje tak dodatečné konstrukční prvky zajišťující bezpečný přenos točivého momentu z hřídele na sestavu spojky. Přenos točivého momentu je zajištěn pomocí drážkového spoje, řešeného v samostatné pevnostní analýze v následující kapitole práce, který není vzhledem k minimálnímu vlivu na pevnost komponentu v rámci této analýzy uvažován. Dosedací plocha pro axiální zajištění hřídele již zachována musí být a vzhledem k její definované poloze není možné vytvořit plynulý zaoblený přechod jako u středového unašeče. Namísto zaoblení s velkým poloměrem byla redukce materiálu provedena pomocí zvětšeného úkosu. Kruhový úkos začíná na zadní straně na poloměru 252 mm a pod úhlem 32° plynule navazuje na zadní stranu dosedací plochy hřídele. Porovnání obrobení na zadní straně unašeče mezi provedenými iteracemi výpočtu je znázorněno na **obr. 53**.



Obr. 53 Obrobení okraje středové díry, a) 1. iterace, b) 2. iterace, c) model vstupního unašeče

### 9.2.3 PREZENTACE VÝSLEDKŮ DRUHÉ ITERACE ÚPRAV

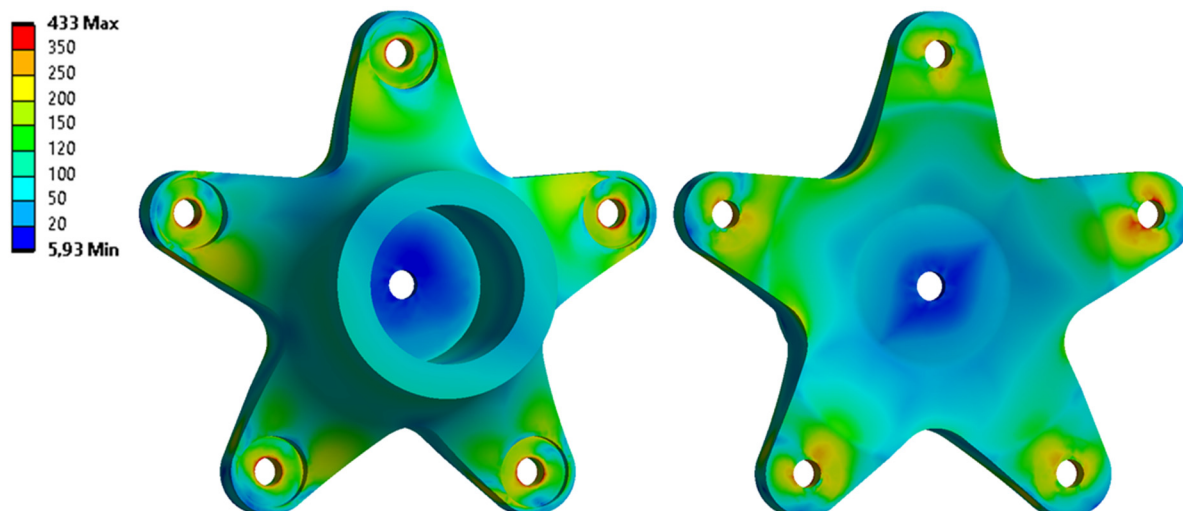
Dosahované hodnoty redukovaného napětí na komponentu po provedení druhé iterace jsou i přes úpravy snižující jeho hmotnost stále pod mezí únavy s výjimkou hran kontaktních oblastí se šrouby. Výsledky analýzy, zobrazené pomocí **obr. 54**, ukazují, že snížená tloušťka centrální části středového unašeče je vyhovující. Napětí v této oblasti se pohybuje okolo 50 MPa, tedy výrazně pod mezí únavy. Na zadní straně unašeče, kde byl obroben plynulý zaoblený přechod, sice dochází ke koncentrování napětí na hranách mezi paprsky, nicméně dosahované hodnoty napětí stále vyhovují z hlediska bezpečnosti vůči mezi únavy. Provedené úpravy zajistily snížení hmotnosti komponentu na 49,49 kg.



Obr. 54 Výsledné hodnoty napětí po první iteraci – středový unašeč

Také u vstupního unašeče byly modifikace tvaru úspěšné. Na čelní straně nábojové části unašeče se dosahované hodnoty napětí pohybují okolo 100 MPa (**obr. 55**). Došlo tedy k očekávanému nárůstu, nicméně je stále dodržena bezpečnost vůči mezi únavy a je zajištěna dostatečná tloušťka pro drážkový spoj. Na paprscích si lze také povšimnout mírného nárůstu oblastí s hodnotami napětí pohybujících se od 120 do 200 MPa, způsobených zvětšeným úkosem ze zadní strany unašeče.





Obr. 55 Výsledné hodnoty napětí po druhé iteraci – vstupní unašeč

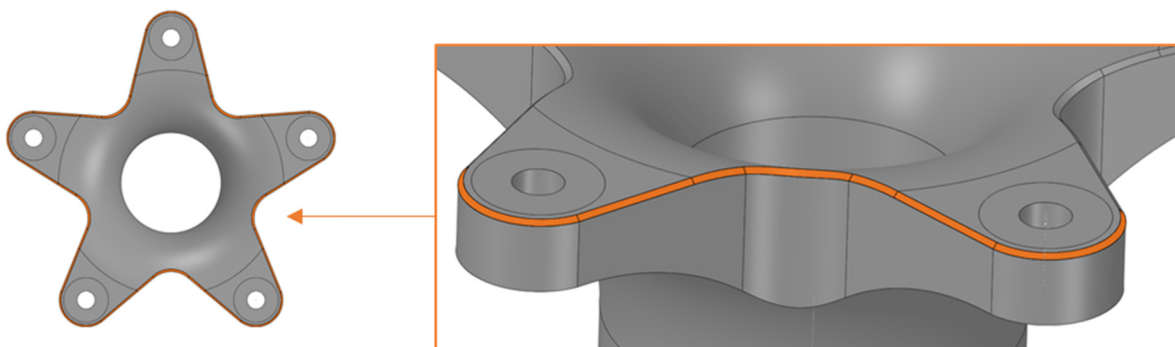
Úpravami byly téměř z celého komponentu odstraněny oblasti přenášející minimální až prakticky žádné zatížení a tvar komponentu je již značně přizpůsoben jeho funkcím. Hmotnost vstupního unašeče po úpravách se snížila na 28,15 kg. Dosažené redukce hmotností po druhé iteraci úprav jsou shrnuty v **tabulce 17**.

Tab. 17 Porovnání hmotností ocelových komponentů

Komponent	Původní hmotnost	Nová hmotnost	Rozdíl
Středový unašeč	63,84 kg	49,49 kg	-22,47 %
Vstupní unašeč	34,56 kg	28,15 kg	-18,55 %
Celá sestava	147,75 kg	120,59 kg	-18,38 %

### 9.3 TŘETÍ ITERACE ÚPRAV

Výsledky druhé iterace optimalizování tvarového řešení unašečů se už velmi přiblížily vyhovujícímu návrhu. Vytvořením plynulého zaobleného přechodu na zadní straně středového dílu vznikly mezi paprsky ostré hrany náchylné ke koncentraci napětí a vzniku únavových trhlin.



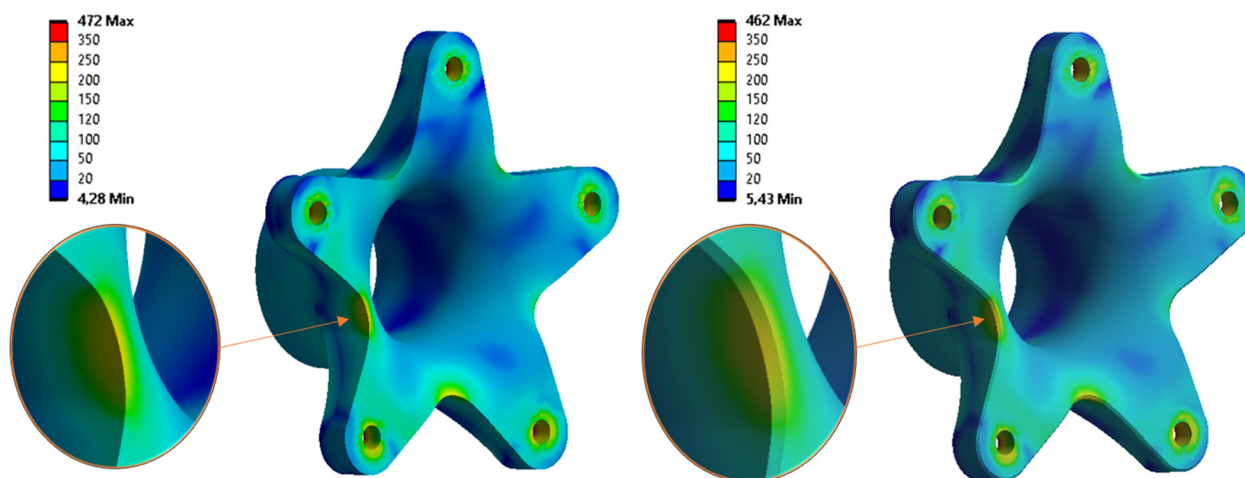
Obr. 56 Navržené sražení obrysové hrany na zadní straně unašečů

Podél obrysových hran obou unašečů bylo navrženo 2mm sražení, díky kterému je napětí, původně koncentrované do jedné hrany, vhodněji rozloženo díky přechodové ploše (**obr. 56**).

Další úpravy byly zaměřeny na komponenty úzce související s jednotlivými unašeči. Distanční podložky v současné podobě vytváří opravdu bezpečně naddimenzovanou mezeru mezi boky pružných segmentů a zadní stranou unašečů. V rámci třetí iterace budou vyzkoušeny podložky s poloviční tloušťkou 5 mm, vytvoří-li stále dostatečnou mezeru při poloviční tloušťce a hmotnosti. Snížením tloušťky distančních podložek dojde také ke zmenšení svěrné délky šroubu na 65 mm a umožní použití šroubů s kratší délkou dřívku 90 mm (M20x90). Redukce hmotností šroubů a podložek má, kromě ekonomického a ergonomického přínosu, pozitivní vliv i na snížení momentu setrvačnosti sestavy, jelikož jsou lokalizovány ve větší vzdálenosti od osy rotace sestavy.

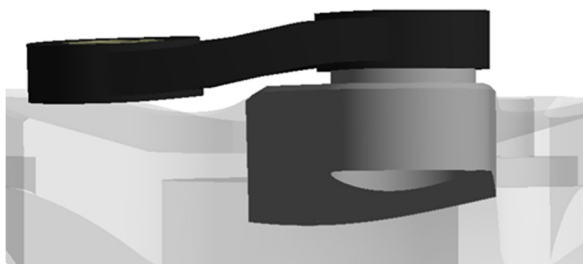
### 9.3.1 PREZENTACE VÝSLEDKŮ TŘETÍ ITERACE

Z výsledků analýzy, zobrazených na **obr. 57**, je možné porovnat vliv sražení hrany mezi paprsky hvězdice na rozložení napětí. Dosahované hodnoty nejvyššího napětí jsou v těchto oblastech u obou provedení velmi podobné a mohlo by se na první pohled zdát, že vytvořené sražení zde nemá významnou funkci. Je potřeba si ale uvědomit, že ostrá hrana v předchozí verzi je silně náchylná ke vrypovému poškození, otlacení nebo také odštípnutí při nárazu tvrdého tělesa, které ovlivní danou oblast a může přímo způsobit vznik únavové trhliny. Sražení hrany tuto oblast eliminuje vytvořením přechodové plochy, jejíž hrany již nejsou na vrcholu jednoho ostrého úhlu, ale dvou úhlů tupých, výrazně odolnějších vůči poškození.



Obr. 57 Porovnání výsledků, 2. iterace (vlevo), 3. iterace (vpravo)

Po změně tloušťky distančních podložek byla opět provedena kontrola, je-li vytvořena dostatečná mezera. Z **obrázku 58** je patrné, že skutečně ke kontaktu těchto komponentů nedochází a mezera je stále dostatečná i pro další případné vychýlení i jiné extrémní případy. Redukce tloušťky podložek má také pozitivní vliv na zatížení pouzder pružných segmentů a šroubů, jelikož snižují rameno vznikajícímu ohybovému momentu při naklonění spojky.



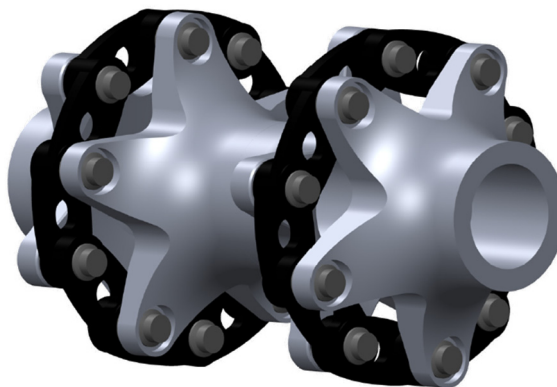
Obr. 58 Mezera mezi segmentem a unašečem po úpravě návrhu

Rozložení napětí i dosahované maximální hodnoty byly u jednotlivých komponentů velmi podobné oproti předchozím výpočtům, proto zde nejsou znovu zobrazeny, ale pouze slovně shrnuty. Na šroubech i pouzdrech došlo ke snížení maximálních hodnot napětí přibližně o 30 MPa. U podložek vlivem redukce materiálu napětí naopak stoupl a na unašečích nedošlo k žádné významné změně způsobené užšími podložkami.

Finální modifikace tvarového řešení unašečů byla tedy zaměřena spíše na prevenci vůči nárazovému poškození, pevnostní vlastnosti příliš ovlivněny nebyly. U unašečů byla redukce hmotnosti sražením hrany minimální až téměř zanedbatelná. Hmotnost středového dílu po sražení hrany je 49,45 kg, u vstupního unašeče 28,13 kg. Hmotnost celé sestavy spojky se snížila na 119 kg, odebraná hmotnost materiálu je však ve velké vzdálenosti od osy otáčení a přispěje ke snížení momentu setrvačnosti sestavy spojky. Pomocí všech 3 iterací modifikací tvarového řešení unašečů a komponentů šroubového spoje se postupně podařilo výrazně redukovat velikost momentu setrvačnosti v ose rotace spojky z 2,25 kg·m<sup>2</sup> na 1,46 kg·m<sup>2</sup>. Porovnání hmotností po třetí iteraci, včetně procentuálního rozdílu, je uvedeno v **tabulce 18**. Sestava spojky po 3. iteraci modifikace tvarového řešení je zobrazena na **obr. 59**.

Tab. 18 Porovnání hmotností ocelových komponentů

Komponent	Původní hmotnost	Nová hmotnost	Rozdíl
Středový unašeč	49,49 kg	49,45 kg	-0,08 %
Vstupní unašeč	28,15 kg	28,13 kg	-0,07 %
Celá sestava	120,59 kg	119 kg	-1,3 %



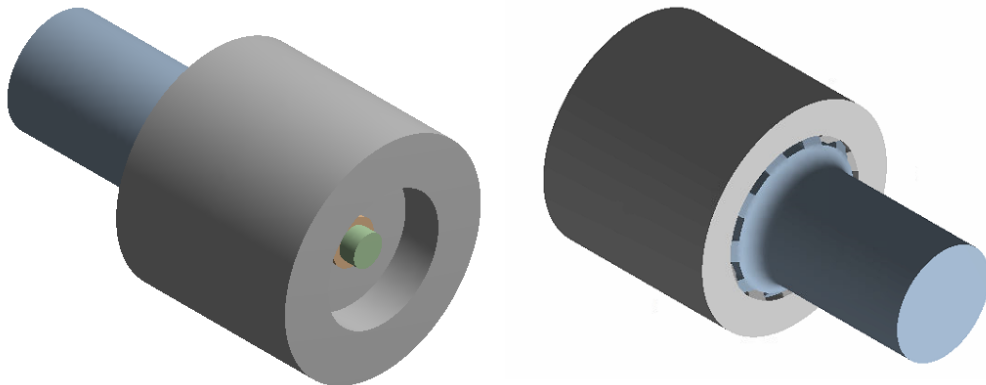
Obr. 59 Sestava pružné spojky po 3. iteraci modifikace tvarového řešení

## 10 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA DRÁŽKOVÉHO SPOJE

Za účelem snížení náročnosti hlavní deformačně-napěťové analýzy spojky byla provedena napěťová analýza drážkového spoje samostatně. Podobně jako u hlavní deformačně napěťové analýzy spojky byl k výpočtu využit software Ansys Workbench a statická strukturální analýza, která se skládá ze 4 komponentů se zjednodušenou geometrií – unašeče, hřídele, šroubu a podložky. Materiálové modely komponentů jsou stejné s hlavní analýzou uvedené v **tab. 13**.

### 10.1 ÚPRAVA GEOMETRIE

Geometrie unašeče byla zjednodušena do podoby trubky s dosedací plochou pro hnací hřídel a na jejím předním konci je vymodelováno vnitřní drážkování. Na začátku drážkování bylo vytvořeno zkosení pro lepší zasunutí hřídele do náboje. Zjednodušený model geometrie pro analýzu drážkového spoje je zobrazen na **obr. 60**.



*Obr. 60 Zjednodušený model pro výpočet drážkového spoje*

Hřídel je vymodelovaná jako plné válcové těleso. Konec hřídele má rozměry dle zvoleného drážkování, a poté se pomocí zaoblení o poloměru 15 mm zužuje na průměr 90 mm. Zúžení slouží k úspoře hmotnosti a zmenšení momentu setrvačnosti, ale také ke snížení pravděpodobnosti vzniku lomu na začátku drážkování.

Šroubový spoj zajišťující hřídel proti axiálnímu pohybu byl podobně jako u hlavní analýzy zjednodušen. Z hlavy šroubu bylo odstraněno šestihřanné tvarování a dřík šroubu byl namodelován pouze v délce kontaktu s vnitřním závitem ve hřídeli. Zjednodušený je také výběh závitu a minimální prostor pro třísky (**obr. 61**).



*Obr. 61 Zajištění axiálního pohybu*

## 10.2 KONTAKTY

Následně byly definovány kontaktní dvojice (**tab. 19**). Kontakt mezi hlavou šroubu a podložkou byl opět zvolen pevného typu „bonded“, jelikož šrouby i podložky i utahovací moment jsou normované a tedy se předpokládá, že zatížení vydrží. Mezi hřídelí a unašečem byly vytvořeny kontaktní oblasti na jednotlivých bocích drážek v jednom směru otáčení.

Tab. 19 Nastavené kontakty v analýze

Typ kontaktu	Počet dvojic	Kontaktní plocha	Cílová plocha	Koeficient tření	Tuhost kontaktu
<b>Frictional</b>	10	unašeč	hřídel	0,15	1
<b>Frictional</b>	1	unašeč	hřídel	0,15	1
<b>Frictional</b>	1	unašeč	podložka	0,15	1
<b>Bonded</b>	1	hřídel	šroub	0,15	1
<b>Bonded</b>	1	podložka	šroub	0,15	1

## 10.3 VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Výpočtová síť byla vytvořena s podobným postupem jako u předešlé analýzy spojky. Síť je opět tvořena tetraedrovými prvky, jejich velikost byla nejprve definována podle jednotlivých komponentů a poté dále upravena kolem kontaktních oblastí a oblastí zájmu. Objemová síť na zjednodušeném modelu unašeče je tvořena prvky o velikosti 10 mm. Vnitřní oblast s drážkováním, na které není definována kontaktní dvojice, je tvořena jemnější sítí s velikostí prvku 4 mm. Na bocích drážek, které přenáší točivý moment, je síť tvořena 2mm prvky pro zajištění požadované přesnosti. Dosedací plocha vůči konci hřídele je mírně zjemněná prvky o velikosti 8 mm. Analogická velikost prvků byla zvolena také na hřídeli. Na šroubovém spoji byla použita síť o velikosti prvků 4 mm na šroubu a 2 mm na podložce s milimetrovými prvky na kontaktní oblasti mezi nimi.

## 10.4 ZATÍŽENÍ

Okrajové podmínky a zatížení analýzy drážkování byly rozděleny do 4 kroků. V prvním kroku dojde, podobně jako u hlavní analýzy, k zajištění konvergence všech kontaktních dvojic a okrajových podmínek. Dále dojde k odebrání všech stupňů volnosti na hřídeli pomocí funkce „remote displacement“, aby nedošlo k ovlivnění výsledků kolem plochy, na kterou je vetknutí aplikováno. Zároveň bylo přednastaveno předpětí šroubu pomocí mikrometrového posuvu, pro lepší konvergenci výpočtu. V druhém kroku analýzy bylo aplikováno předpětí, velikost síly předepnutí byla definována dle pevnostní třídy šroubu 5.8 tedy 68 500 N [42]. Na hřídel v analýze nepůsobí žádná externí axiální síla, kvůli které by bylo potřeba volit vyšší předpětí šroubu. V případě vyšetřování spojky vůči axiálnímu pohybu by však bylo vhodné návrh axiálního zajištění podrobněji vyšetřit. Ve třetím a čtvrtém kroku byl aplikován nejprve nominální a poté maximální točivý moment na zadní stranu zjednodušeného modelu unašeče a síla předpětí je uzamknuta. Aplikované zatížení je shrnuté v **tabulce 20**.

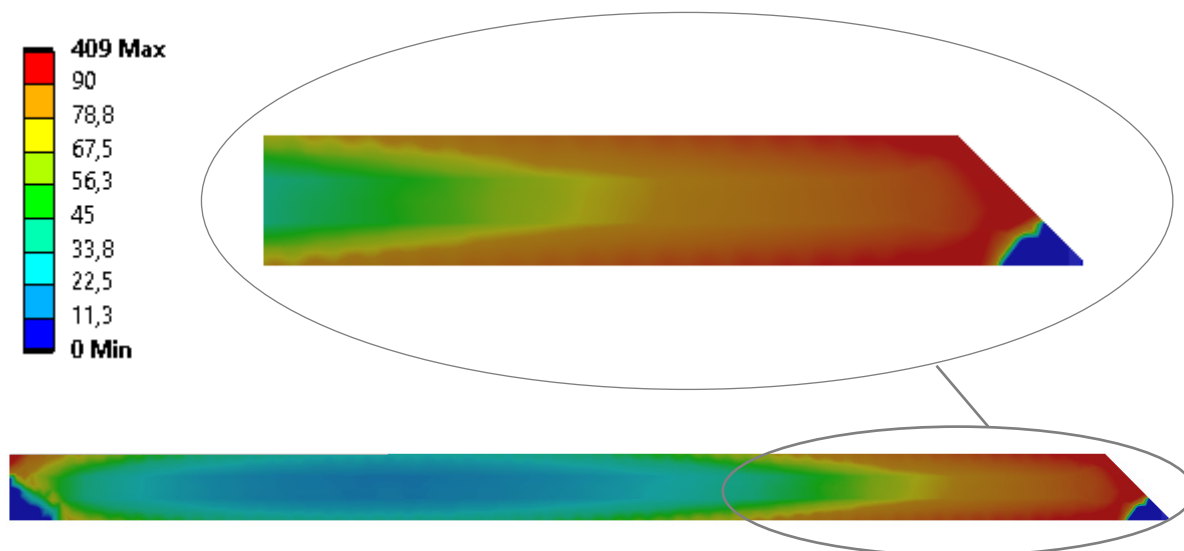
Tab. 20 Nastavené zatížení v analýze

Krok	Předpětí		Moment
	Přednastavení	Síla	
1	1 $\mu\text{m}$	0	0
2	N/A	68,5 kN	0
3	N/A	Lock	4 300 N·m
4	N/A	Lock	26 500 N·m

## 10.5 VÝSLEDKY ANALÝZY

Vypočtené rozložení tlaku na bocích drážek náboje nevychází rovnoměrně po celé délce boku drážky. Na jejím začátku se objevuje malá oblast lokálního maxima, která je pravděpodobně způsobena hranovým kontaktem, který zde nastává v důsledku deformace hřídele a dosedací plochy pro axiální zajištění po aplikování předepnutí šroubu. Druhá, mnohem větší oblast maxima napětí nastává na konci drážky. Točivý moment je přiváděn konstantně po ose hřídele a lze tedy předpokládat zvýšené napětí na konci kontaktní oblasti tvarového spoje. Tato oblast se projevuje více se zvyšujícím se točivým momentem, kdy se rozšiřuje více ke středu drážky. Obdobného výsledku dosáhli také J. Hong, D. Talbot a A. Kahraman [49]. V článku se zabývají právě rozložením tlaku na bocích drážek více druhů drážkování a snížení napětí v této oblasti dosáhli pomocí vytvoření velmi malé úhlové výchylky mezi drážkováním na hřídeli a v náboji. Oblast vysokého napětí na konci kontaktní oblasti tvarového spoje je nejvíce nebezpečná pro vznik trhliny, resp. únavového lomu na hřídeli, která již přesahuje rozsah diplomové práce. Porovnání lomu hřídele s napětíovou analýzou pomocí metody konečných prvků provedl Ch. Lin, J. Hung a T. Hsu [50]. Z článku vyplývá, že provedení statické analýzy a porovnání vůči mezi únavy nezaručí dostatečnou prevenci vůči vzniku lomu, nýbrž je potřeba provést také transientní analýzu. Hlavní příčinou vzniku trhliny a únavového lomu zde uvádí především rázy a časté změny smyslu otáčení hřídele. Pro návrh spolehlivé a bezpečné hřídele by měla být již v úvodní části zohledněna kromě meze pevnosti, kluzu a únavy také lomová houževnatost. Dále lze zlepšit únavovou pevnost tepelným zpracováním např. kalením a popouštěním, ale povrch komponentu musí být kvalitně finišovaný bez miniaturních trhlin vznikajících po obrábění [50]. V rámci této diplomové práce se bezpečnost drážkování posoudí pomocí porovnání vypočteného průměrného tlaku na boku drážky s analytickým výpočtem z kapitoly 6.2.1.

Při působení maximálního točivého momentu 26 500 N·m dosahuje průměrná hodnota tlaku na bocích drážek 67 MPa, je tedy nižší než dovolený tlak se zahrnutým vlivem zatížení. Unášec by měl být schopen točivý moment přenést, je třeba také brát v úvahu, že v provozním režimu se maximální hodnoty točivého momentu dosahuje velmi zřídka a působí impulzivně. Z toho důvodu postačuje, že maximální tlak na bocích drážek nepřesahuje mez kluzu materiálu unášече a při krátkodobém impulsu nedojde k plastické deformaci drážky. Dosažené hodnoty napětí na bocích drážek jsou zobrazeny na **obr. 62**.



Obr. 62 Dosažené hodnoty napětí na bocích drážek

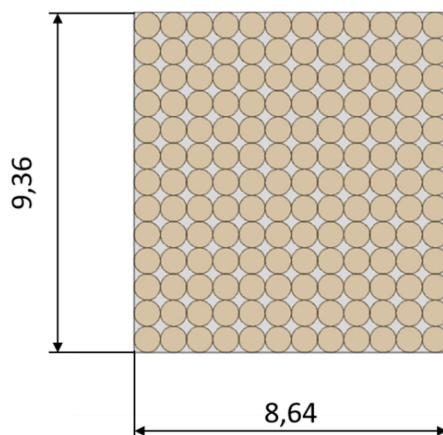
Při působení nominálního točivého momentu dosahuje průměrná hodnota tlaku na bocích drážek 11 MPa s maximem opět na konci kontaktní oblasti o velikosti 67 MPa. Drážkový spoj tedy vyhovuje zadaným požadavkům a zvládne s rezervou bezpečně přenést nominální točivý moment.

## 11 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA PRUŽNÉHO SEGMENTU

V rámci hlavní deformačně-napěťové analýzy sestavy spojky byly u pružných segmentů použity z důvodů snížení výpočtové náročnosti redukované lineárně elastické, izotropní materiálové vlastnosti. Spojení geometrie svazku vláken a pryže se zredukovanými vlastnostmi také výrazně přispělo ke snížení výpočtové náročnosti i z hlediska počtu uzlů a prvků potřebných pro dostatečně přesné popsání chování komponentu při deformaci. U hlavní analýzy počet prvků a uzlů pohyboval okolo milionu uzlů a 600 000 prvků, z toho na jednotlivý pružný segment bylo využito přibližně 70 000 uzlů a 45 000 prvků. Využití samostatné geometrie svazku vláken a vulkanizované pryže by vyžadovalo velmi malé prvky pro dosažení dostatečné přesnosti výsledků u svazku vláken a celkový počet uzlů i prvků by prudce narostl spolu s výpočtovou náročností. Z tohoto důvodu se ukázalo jako nejvhodnější řešení využít v rámci hlavní analýzy zredukovaný pružný segment a následně vyšetřit v samostatné analýze bezpečnost u jednotlivého segmentu proti přetrhnutí svazku při působení maximální dovolené hnací síle.

### 11.1 ÚPRAVA GEOMETRIE

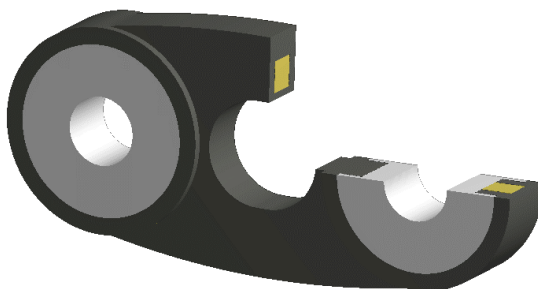
Oproti návrhu pružného segmentu použitého v analýze po třetí iteraci tvarové modifikaci popsané v kapitole 9.3 jsou zde u pouzder znovu použity distanční plíšky, chránící pryč vůči otěru, a je samozřejmě vymodelovaná geometrie svazku vláken. Pomocí analytického výpočtu v kapitole 6.1.1 bylo zjištěno, že pro přenos hnací síly 10 000 N při uvažování bezpečnostního koeficientu 8,5 je potřeba nejméně 306 kordů, tedy 153 kordů navinutých okolo pouzder. Z důvodu jednoduchosti navinutí bylo také zvoleno uspořádání kordů do obdélníku po 12 kordech vedle sebe ve 13 řadách nad sebou. Rozměry svazku jsou tedy dány násobkem průměru kordu (**obr. 63**).



*Obr. 63 Rozměry průřezu svazku vláken v milimetrech*

V rámci vyšetření bezpečnosti segmentu při zatížení hnací silou tedy nebudou modelovány jednotlivé svazky, z důvodů velikosti prvků potřebných k dostatečně přesné diskretizaci kordů. V průřezu bude svazek vláken nahrazen opsaným obdélníkem a rozdíl v obsahu průřezů bude zanedbán. Na **obr. 64** je znázorněn řez modelu pružného segmentu, znázorňující vnitřní kompozici jednotlivých komponentů.





Obr. 64 Řez modelu pružného segmentu

## 11.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Pro vhodné porovnání a vyhodnocení výsledků byly opět zvoleny lineárně elastické, izotropní materiálové vlastnosti pro popis jednotlivých komponentů pružného segmentu. Ocelová pouzdra spolu s plíšky opět využívají model materiálu „Structural steel“ z knihovny modelů v databázi Ansys Workbench. Pro pryž a polyesterové vlákna byly definovány materiálové modely s vlastnostmi uvedenými v **tabulce 21**.

Tab. 21 Materiálové vlastnosti použité v analýze pružného segmentu [29]

	Model materiálu	Modul pružnosti v tahu	Poissonův poměr
Ocelová pouzdra	„Structural steel“	210 GPa	0,3
Svazek kordů	Lineárně elastický, izotropní	3,42 GPa	0,3
Pryž	Lineárně elastický, izotropní	2 MPa	0,499

Modul pružnosti v tahu PES kordů byl vypočten při uvažování lineární elastické deformace z dodaných parametrů od dodavatele zobrazených v **tabulce 6** pomocí Hookeova zákona:

Hookeův zákon pro výpočet modulu pružnosti v tahu:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}, \quad (8)$$

$$E = \frac{680}{0,1992} = 3,42 \text{ GPa}$$

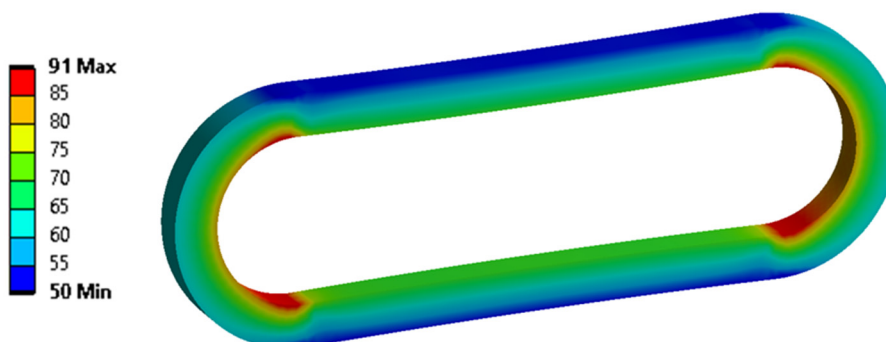
## 11.3 NASTAVENÍ ANALÝZY

Použití více druhů materiálů s odlišnými mechanickými vlastnostmi znemožňuje využití sdílené topologie, jelikož na rozmezí těchto materiálů vzniká skokový rozdíl tuhosti. Z tohoto důvodu byly styčné plochy mezi komponenty nastaveny jako kontaktní plochy se zamezenou separací, jelikož stále platí předpoklad dokonalé kovulkanizace s maximální adhezí. Výpočtová síť je tvořena čtyřstěnnými prvky o velikosti 3 mm u pryže a ocelových pouzder. Svazek kordů tvoří kvůli jeho rozměrům jemnější síť s velikostí prvku 2 mm.

Na komponentu jsou pomocí funkce „remote displacement“ aplikované na vnitřní stěnu jednoho pouzdra odebrány všechny stupně volnosti. Zatížení hnací silou 10 000 N je aplikované na vnitřní stěně druhého pouzdra pomocí funkce „remote force“ s působišťem ve středu pouzdra.

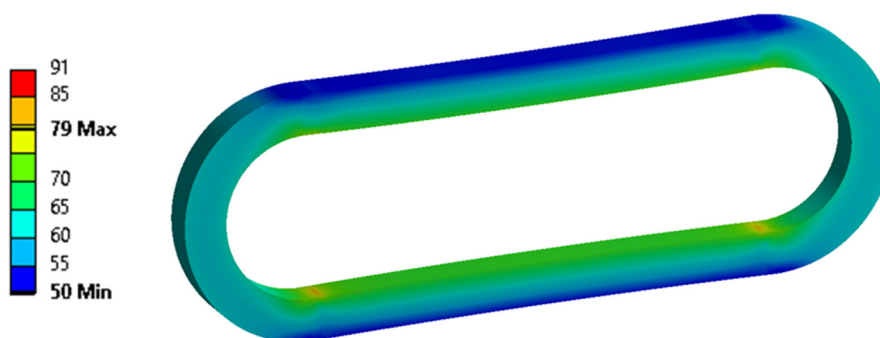
#### 11.4 PREZENTACE VÝSLEDKŮ

Z vykreslených výsledků dosažených hodnot redukovaného napětí, zobrazených na **obr. 65**, si lze povšimnout nejvíce kritických oblastí vždy po příčných okrajích kontaktních ploch svazku kordů a pouzder. Zde vzniká víceosá napjatost, kde k dominantnímu tahu přibývá také ohybové napětí, které způsobí průhyb svazku při zatížení.



Obr. 65 Dosažené hodnoty redukovaného napětí na svazku kordů

Napětí PES 1100 kordu při přetrhnutí je 681,46 MPa. Při porovnání nejvyšší dosažené hodnoty redukovaného napětí na svazku 91 MPa vychází bezpečnostní koeficient 7,5. Oproti hodnotě 8,5, která byla použita v analytickém výpočtu, se jedná o 12% pokles, nicméně je potřeba si uvědomit, že při analytickém výpočtu je uvažováno především jednoosé tahové napětí. Na **obrázku 66** jsou vykresleny výsledky pouze dominantního tahového namáhání. Dle předpokládání je ve střední části svazku mezi pouzdry tahové napětí převládající.



Obr. 66 Dosažené hodnoty jednoosého tahového napětí na svazku kordů

Dalším faktorem ovlivňujícím dosažené hodnoty redukovaného napětí je zjednodušená geometrie svazku s ostrými hranami a mírně odlišnou plochou příčného průřezu, které bylo potřeba vzhledem k výpočtové náročnosti zanedbat. V analytickém výpočtu nebyl také zahrnut vliv pryže na tahové zatížení segmentu, nicméně vzhledem k řádově nižšímu modulu pružnosti pryže v tahu je její vliv na dosažené hodnoty napětí na svazku minimální až zanedbatelný. Návrh pružného segmentu tedy z hlediska bezpečnosti vůči přetrhnutí svazku vyhovuje.

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu sestavy pružné spojky dle parametrů kolejových vozidel s jeho ověřením z hlediska bezpečnosti pevnostních charakteristik pomocí deformačně-napěťové analýzy metodou konečných prvků.

Pružné pryžové spojky nejen kolejových vozidel slouží k přímému přenosu točivého momentu při často velmi náročných podmínkách provozu, kdy dochází k relativnímu vychylování jedné nebo obou hřídelů a vzniku rázů. U pohonu kolejových vozidel jsou využity u koncepce pohonu s částečným vypružením, kde představují pružné spojení mezi motorem, připevněném k rámu, a převodovkou, uloženou na dvojkolí. Sestavení pružného prvku sestavy spojky z jednotlivých pryžo-textilních segmentů, nabízí možnost sjednocení produkce a použití jednoho typu segmentu pro více konfigurací pružných spojek. Sjednocení produkce pružných segmentů přináší především výhody z hlediska ekonomie výroby, ale může také snížit náklady uživateli, v případě mechanického nebo chemického poškození pouze části spojky.

Unášec sestavy pružné spojky musí s dostatečně vysokou bezpečností splňovat hned několik základních funkcí. Mezi tyto funkce patří zejména dostatečná pevnost konstrukce pro přenos točivého momentu i při nesouosém provozu, zajištění pevného sevření šroubového spoje za jakýchkoli podmínek dovoleného maximálního vychýlení hřídelů či zajištění přenosu točivého momentu přes libovolný tvarový spoj v nábojové části vstupního a výstupního unášече. Dále se pomocí tvarového řešení unášeců a distančních podložek podařilo zajistit, aby nedocházelo k vzájemné kolizi s pružnými segmenty při kompenzování výchylek, jelikož by došlo k velmi rychlému poškození pružných segmentů. Postupná montáž jednotlivých segmentů pomocí šroubových spojů by měla být zajištěna díky vůlím mezi dírou pro šroub a jeho dřívkem. Kombinace těchto vůlí před sevřením šroubových spojů zajistí sestavě proveditelnou montáž a údržbu.

### DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA SESTAVY SPOJKY

Hlavním přínosem práce jsou především poznatky při řešení deformačně-napěťové analýzy, její nastavení a výsledky. Při náhradě spojitého prostředí (kontinua) systémem propojených diskrétních bodů bylo nutné nalézt co nejoptimálnější kompromis mezi přesností výpočtu a jeho výpočtovou i časovou náročností pro zadanou situaci. Z provedených analýz jsou vyvozeny tyto závěry:

- Vzhledem k symetrii tvarového řešení i zatížení je možné se zabývat pouze polovinou modelu geometrie sestavy spojky a tím výrazně snížit náročnost analýzy.
- Při kompenzování radiální výchylky hřídelů naklopením středového dílu působí na oba unášece významné střídavé tahové a tlakové namáhání, bylo tedy nutné provést vyšetření vůči mezi únavy materiálu.
- Významný vliv na bezpečnost návrhu má především tuhost jednotlivých pružných segmentů, tloušťka přírubové části a zajištění plynulého přechodu mezi přírubovou a nábojovou částí unášече (centrální částí v případě středového dílu).
- Plynulý přechod mezi přírubovou a nábojovou částí unášече z hlediska ekonomie a složitosti výroby znemožňuje navržení unášече jako svařence, vzhledem k vzniku nebezpečných oblastí koncentrující napětí.
- Kvůli pevné pozici vstupního unášече, umožňující pouze jeho rotaci, byly na tomto komponentu pravidelně dosahovány vyšší hodnoty redukovaného napětí než u středového dílu schopného naklopení.

- Zjednodušení šroubového spoje na válcové těleso v přímém kontaktu s pouzdry a vnitřním povrchem děr v unašečích ovlivňuje výsledky především při naklopení spojky, kdy jsou šrouby namáhány také ohybem, a docházelo zde ke kontaktu mezi dříkem šroubu s hranami komponentů. V rámci analýzy tyto oblasti nebyly hodnoceny jako kritické.

Výpočtový model kompozitního pryžo-textilního segmentu je možné definovat ve značném množství úrovní. Vzhledem k nehomogenitě materiálů komponentů segmentu s výrazně odlišnými mechanickými vlastnostmi, tedy pryže, oceli a PES vláken, je jejich přesný popis, při uvažování velkých elastických deformací, velmi výpočetně náročný nejen díky složitosti sestavených pohybových rovnic a jejich počtu, vyplývajících z nutnosti použití velmi jemné sítě, ale také vzhledem k potřebě získání velkého množství experimentálně naměřených materiálových konstant. Primární cíl práce nicméně byl vyhovující konstrukční návrh sestavy spojky, resp. především jednotlivých unašečů, kvůli tomu byla zvolena nižší úroveň výpočtového modelu pružného segmentu využívající redukované mechanické vlastnosti, které ale zajistí konzervativnější přístup při posouzení bezpečnosti návrhu. V diplomové práci byl pro pružné segmenty použit lineárně elastický, izotropní model materiálu, u kterého byl zvolen redukovaný modul pružnosti v tahu a redukovaná hodnota Poissonova poměru dle mechanických vlastností PES vláken. Na základě výsledků provedených deformačně-napěťových analýz jsou stanoveny následující závěry:

- Při přenosu točivého momentu jsou segmenty namáhány tahem v rovině podélné se svazky vláken, nastává tedy jednoosá napjatost, vůči které působí zredukované vlastnosti pryžo-textilního segmentu. Po naklopení spojky jsou pružné segmenty namáhány také ohybem. Tuto víceosou napjatost již nelze dostatečně přesně vystihnout pomocí zvoleného izotropního modelu materiálu, jelikož pryžová část i po vyztužení polyesterovými kordy je vůči ohybovému namáhání ve skutečnosti značně poddajnější, než by reprezentovaly hodnoty pro zvolený izotropní model materiálu.
- Největší důsledek mělo použití redukovaného izotropního modelu materiálu na vypočtené výsledky redukovaného napětí u distančních plíšků proti otěru pryže u jednotlivých segmentů, které jsou nalisovány na pouzdech a jsou v kontaktu pouze s pryží. Z výše uvedených příčin došlo ke vzniku nereálných hodnot redukovaného napětí a tyto plíšky nemohly být uvažovány.
- Poddajnost pružných segmentů při použití izotropního modelu materiálu je možné ovlivnit především jejich šířkou a velikostí otvoru v jejich střední části.

#### **MODIFIKACE TVAROVÉHO ŘEŠENÍ ZA ÚČELEM SNÍŽENÍ HMOTNOSTI**

Vzhledem k vysoké celkové hmotnosti vyhovujícího návrhu sestavy spojky, dosahující téměř 180 kg, byly provedeny postupně 3 iterace optimalizace tvarového řešení, jejichž cílem byla redukce hmotnosti a momentu setrvačnosti spojené s vhodnějším rozložením napětí při zachování dostatečné bezpečnosti vůči příslušným mezním stavům komponentů. Ze získaných výsledků provedených iterací modifikací tvarového řešení byly vyvozeny tyto závěry:

- Největší prostor ke tvarovým modifikacím nabízela přírubová část. Upravením její tloušťky, šířky paprsků a navržením plynulého obrobení mezi zadní stranou unašečů a středovou dírou bylo dosaženo významné redukce hmotnosti.
- Nábojová část unašeče (resp. centrální část u středového dílu bez tvarového spoje) je namáhána především hnacím momentem, na základě kterého lze navrhnout dostatečně vyhovující tloušťku této části.

- Nezanedbatelný vliv na moment setrvačnosti mají také komponenty šroubového spoje, vzhledem k jejich poloze vůči ose rotace sestavy.

Po provedení 3 iterací bylo na sestavě spojky ušetřeno přibližně 60 kg, což výrazně usnadní manipulovatelnost komponentů při montáži nebo údržbě a sníží výrazně namáhání uložení hřídelů. Moment setrvačnosti v ose rotace spojky, související s výkonnostními ztrátami, byl pomocí tvarových modifikací snížen o 35 % na 1,46 kg·m<sup>2</sup>.

### NAPĚŤOVÁ ANALÝZA TVAROVÉHO SPOJE

Za účelem snížení výpočtové náročnosti předchozích analýz byla provedena deformačně-napěťová analýza přenosu točivého momentu z hřídele na vstupní unašeč samostatně. Nízké hodnoty napětí i deformací v oblasti středové díry potvrdily, že ovlivnění oblasti tvarového spoje je při působení namáhání, vzniklým po naklopení spojky, minimální až zanedbatelné. Dominantní provozní režim spojky je očekáván při působení nominálního točivého momentu hnacího motoru, vůči kterému musí být dodržen maximální dovolený tlak na bocích drážek. Lze ale očekávat výskyt rázového zatížení maximálním zkratovým momentem, při kterém nesmí dojít k plastické deformaci drážkování. Z výsledků analýzy plynou tyto závěry:

- Při vyšetřování přenosu točivého momentu vznikají nejvíce nebezpečné oblasti na konci drážkování, nebylo tedy dosaženo konstantního zatížení po celé délce boku drážky. Tento jev byl potvrzen také v obdobných analýzách [49], [50].
- Nejvíce kritická oblast pro drážkový spoj je počátek drážkování na hřídeli, případně změna vnějšího průměru hřídele, zde hrozí nebezpečí vzniku trhliny a následnému lomu hřídele.
- V případě aplikování opačného zatížení, tedy simulování výstupní strany spojky, kdy je točivý moment aplikován na unašeč, a u hřídele jsou odebrány všechny stupně volnosti, bylo dosaženo shodných hodnot dosahovaného tlaku na bocích drážek.

### SIMULACE TAHOVÉ ZKOUŠKY PRUŽNÉHO SEGMENTU

Poslední část práce se věnuje ověření návrhu pružného pryže-textilního segmentu z hlediska zatížení maximální povolenou hnací silou. Vzhledem k již vysokému počtu uzlů a prvků v hlavní analýze bylo rozhodnuto pro nižší úroveň modelu pružného segmentu s redukovanými mechanickými vlastnostmi pryže a PES kordů. Pro účel této analýzy byla zvolena vyšší úroveň modelu s odlišnými s definovanými vlastnostmi pryže i PES kordů. Vzhledem k vyšetřování jednoosého tahového namáhání byly zvoleny opět lineárně elastické, izotropní materiálové modely. Provedené analýzy jsou shrnuty následujícími závěry:

- U komponentů pružného segmentu s výrazně odlišnými mechanickými vlastnostmi není vhodné využití sdílené topologie komponentů s provázanými uzly. Docházelo k výskytu nereálných hodnot napětí na rozhraní styčných ploch komponentů. Podobného nevyhovujícího výsledku bylo dosaženo také při použití pevného „bonded“ typu kontaktu.
- Na rozhraní kovulkanizových komponentů s předpokladem maximální adheze se ukázal jako nejvhodnější typ kontaktní dvojice zamezující separaci. Kontaktní dvojice umožňující tření není vhodné použít, jelikož při vzájemném pohybu svazku vůči pouzdrům nebo pryži by v reálné situaci došlo k rychlému poškození komponentu.
- Vliv pryže na schopnosti segmentu přenést tahové zatížení jsou minimální až zanedbatelné.

- Při tahovém zatížení navrženého pryžo-textilního vzniká nejvíce nebezpečná oblast pro segment po příčných hranách styčné plochy pouzdra a svazku vláken. Vzniká zde víceosá napjatost, kde kromě dominantního tahového namáhání dochází také k otlacení svazku kordů do pouzder a počátku průhybu svazku.

Vytvořený konstrukční návrh sestavy spojky tedy splňuje předem kladené požadavky. Před samotnou výrobou jednotlivých komponentů pro experimentální testy je stále prostor ke zvýšení přesnosti dosažených výsledků, která ale navýší výpočtovou náročnost nebo vyžaduje experimentálně naměřená vstupní data. Konstrukční návrh komponentů i nastavení deformačně-napěťové analýzy je ale možné dále využít například pro ověření drážkového spoje dle konkrétního typu motoru a převodovky nebo testování pružných segmentů s jinými materiálovými nebo mechanickými vlastnostmi.

Navrhované oblasti dalšího zájmu:

- neredukované mechanické vlastnosti kompozitního pružného segmentu s nelineárně nebo lineárně elastickým anizotropním modelem materiálu
- pokročilejší model šroubového spoje
- vyšetření axiálního vychýlení
- další roztečné konfigurace sestavy spojky

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BEK, Jindřich. *Kolejová vozidla II*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1976. [cit. 2019-06-06].
- [2] Skoda 109E. *The European Modern Electric Locomotive Database* [online]. [cit. 2019-10-03]. Dostupné z: <https://www.railcolor.net/index.php?nav=1411082&lang=1#.XZW-pNkYzaUI>
- [3] RegioPanter. *RegioPlzen.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-10-03]. Dostupné z: RegioPanter [online]. 2019 [cit. 2019-10-03]. Dostupné z: [http://www.regionplzen.cz/uws\\_images/firmy/049557/clanky/drahy-uzavrely-kontrakt-na-dodavku-az-50-regiopanteru.-budou-jezdit-i-v-kraji-146716/emul60-ext\\_44571\\_plzensko\\_h.jpg](http://www.regionplzen.cz/uws_images/firmy/049557/clanky/drahy-uzavrely-kontrakt-na-dodavku-az-50-regiopanteru.-budou-jezdit-i-v-kraji-146716/emul60-ext_44571_plzensko_h.jpg)
- [4] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. [cit. 2019-06-06]. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [5] Atlas lokomotiv. *Trakční motory* [online]. [cit. 2019-10-03]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-tm.html>
- [6] Atlas lokomotiv. *Spalovací motory lokomotiv* [online]. [cit. 2019-10-03]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-motory.html>
- [7] *Lokomotiva 109E: Elektrická výzbroj* [online]. 2008 [cit. 2019-11-14]. Dostupné z: <https://109-e.wgz.cz/rubriky/popis-lokomotivy-109-e/elektricka-vyzbroj/trakcni-motory>
- [8] *Vozidla. Evropská lokomotiva ES 64 F4 / 189* [online]. [cit. 2019-11-14]. Dostupné z: <http://spz.logout.cz/vozidla/189/189.php>
- [9] *Traktionsmotorenparameter* [online]. [cit. 2019-11-14]. Dostupné z: [http://www.pragoimex.cz/files/traktionsmotorenparameter\\_a66f6fd520263fedf96e5008e76e49bb.pdf](http://www.pragoimex.cz/files/traktionsmotorenparameter_a66f6fd520263fedf96e5008e76e49bb.pdf)
- [10] SKD TRADE a.s. *Technical parameters of produced machines* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.skd.cz/firma/index.htm>
- [11] *LAND MECHANICAL ENGINES* [online]. Caterpillar.com [cit. 2019-11-14]. Dostupné z: [https://www.cat.com/en\\_MX/products/new/power-systems/oil-and-gas/land-mechanical-engines.html](https://www.cat.com/en_MX/products/new/power-systems/oil-and-gas/land-mechanical-engines.html)
- [12] *QSK95 for Rail* [online]. 2019 [cit. 2019-11-14]. Dostupné z: <https://www.cummins.com/engines/qsq95?v=1291&application=Rail>
- [13] ČSN EN 13104. *Železniční aplikace-Dvojkolí a podvozky-Poháněné nápravy-Metody konstrukce*. 2001. [cit. 2019-10-03].
- [14] ŠIROKÝ, MÜLLER a ZAPLETAL. *Stavba železničních vozidel: Studijní opory pro modul M10* [online]. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava/Univerzita Pardubice, 2014 [cit. 2019-10-17]. Dostupné z: [https://issuu.com/michdor/docs/m10\\_text](https://issuu.com/michdor/docs/m10_text)

- [15] JEŘÁBEK, Martin. *Pohon dvojkolí kloubovým dutým hřídelem*. Pardubice, 2018. Dostupné také z: <https://hdl.handle.net/10195/71153>. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
- [16] JOHNSON, C a C JOHNSON. An introduction to flexible couplings. *World Pumps* [online]. 1996, (363), 38-43 [cit. 2019-06-06]. ISSN 0262-1762. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/26258900/>
- [17] *Rail products* [online]. CENTA Antriebe Kirschey, 2017 [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <https://www.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/couplings/centa/rail-en-02-17>
- [18] Flange coupling DIN 116. In: DESCH: *Rigid couplings* [online]. [cit. 2019-06-06]. Dostupné z: <https://www.desch.com/en/products/details/starre-kupplungen.html>
- [19] *Gear Couplings* [online]. KOREA COUPLING CO, 2020 [cit. 2020-03-27]. Dostupné z: [http://www.koreacoupling.co.kr/product\\_02.html?ckattempt=1](http://www.koreacoupling.co.kr/product_02.html?ckattempt=1)
- [20] *Flexsteel: Disc Pack Couplings* [online]. 2016 [cit. 2019-10-17]. Dostupné z: <http://www.compomac.it/en/products/couplings/flexsteel-disc-pack-couplings/>
- [21] *Membrankupplungen* [online]. Renk-ag [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <https://www.renk-ag.com/de/produkte-service/produkte/kupplungen/membran-kupplungen/>
- [22] *Metoda dle Shore* [online]. 2016 [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: <https://www.hanyko-praha.cz/produkty/tvrdomery/co-je-tvrдост-a-jak-se-meri/shore/>
- [23] *Drive Systems opens in WA with stocking of genuine Rexnord Omega Couplings* [online]. Pumpindustry, 2019 [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: <https://www.pumpindustry.com.au/drive-systems-opens-in-wa-with-stocking-of-genuine-rexnord-omega-couplings>
- [24] LÖW, Johann a Roland LIESSEL. *FLEXIBLE DRIVE COUPLINGS* [online]. October 2015 [cit. 2019-06-23]. Dostupné z: <https://www.sgf.de/en/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-english/service1/interesting.html>
- [25] *Railed Vehicles* [online]. SGF [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <https://www.sgf.de/en/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-english/industrialapplications/applications/railed-vehicles.html>
- [26] *Product flyer SGFlex flexible couplings* [online]. [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: [https://www.sgf.de/tl\\_files/theme/pdf\\_download/SGF%20Flyer%20SGFlex-flexible%20couplings.pdf](https://www.sgf.de/tl_files/theme/pdf_download/SGF%20Flyer%20SGFlex-flexible%20couplings.pdf)
- [27] *Product flyer SGFlex-LC* [online]. [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: <https://pages.sgf.de/hubfs/Flyer/SGF-FLYER-SGFlex-LC.pdf>
- [28] *Flexible Couplings for Automotive and Industry* [online]. Boge [cit. 2019-10-19]. Dostupné z: [https://www.boge-rubber-plastics.com/sites/default/files/boge\\_coupling\\_en\\_20-19\\_02\\_22\\_0.pdf](https://www.boge-rubber-plastics.com/sites/default/files/boge_coupling_en_20-19_02_22_0.pdf)



- [29] GENT, Alan. *Engineering with Rubber: How to Design Rubber Components*. 3rd Edition. Munich, Cincinnati: Hanser Publishers, 2012. [cit. 2019-10-03]. ISBN 978-3-446-42764-8.
- [30] MILITKÝ, Jiří. *Textilní vlákna: Klasická a speciální*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2002. ISBN 80-7083-644-X. [cit. 2019-11-01].
- [31] *Textile: Types of yarn* [online]. Encyclopædia Britannica, 2019 [cit. 2019-11-01]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/topic/textile/Types-of-yarn>
- [32] Technora - Product brochure. *Teijinaramid.com* [online]. 2018 [cit. 2019-11-01]. Dostupné z: <https://www.teijinaramid.com/wp-content/uploads/2018/10/Product-brochure-Technora.pdf>
- [33] Die sanfte Art, hohe Drehmomente zu übertragen [online]. Waldkraiburg: PresseBox, 2019 [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://www.pressebox.com/pressrelease/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-gmbh-co-kg/The-gentle-way-to-transmit-high-torques/boxid/949535>
- [34] *Legované oceli třídy 16, jejich složení a tepelné zpracování* [online]. TumliKOVO, 2011 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/rubriky/materialy/konstrukcni-oceli/oceli-tridy-16/>
- [35] *13NiCr6: Material specification sheet* [online]. Saarlust, 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <https://www.saarstahl.com/sag/en/general/search/index.shtml?q=13NiCr6>
- [36] *Continental: Příběh vzniku pneumatik* [online]. 2019 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.continental-pneumatiky.cz/osobni/tiskovy-servis/tiskove-zpravy/2019-06-03-pribeh-vzniku-pneumatik>
- [37] ŠPAČEK, Josef. *Technologie gumárenská a plastikářská II*. 2. nezměň.vyd. Brno: VUT, 1987, 200 s. [cit. 2020-04-11].
- [38] *Vybrané oceli: vlastnosti a použití* [online]. Svarinfo [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: [https://www.svarbazar.cz/phprs/showpage.php?name=oceli\\_pouziti](https://www.svarbazar.cz/phprs/showpage.php?name=oceli_pouziti)
- [39] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. [cit. 2020-04-11]. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [40] ČSN ISO 14 (014942). *Rovnoboké drážkování válcových hřídelů s vnitřním středěním: Rozměry, tolerance a zkoušení*. Druhé vydání. Praha: Český normalizační institut, 1997. [cit. 2020-04-11].
- [41] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. : il. [cit. 2020-04-11]. ISBN 80-7361-011-6.
- [42] *Utahovací momenty šroubů* [online]. Briol [cit. 2020-04-30]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>

- [43] *TYPICAL POISSON'S RATIOS OF POLYMERS AT ROOM TEMPERATURE* [online]. Polymer properties database, 2015 [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://polymerdatabase.com/polymer%20physics/Poisson%20Table.html>
- [44] C. T., Sun. *Proceedings of the American Society for Composites, Seventeenth Technical Conference*. CRC Press, 2002. [cit. 2020-04-11]. ISBN 9780849315015.
- [45] ÅSTRÖM, B. T. *Manufacturing of Polymer Composites*. Cheltenham: CRC Press, 1997. [cit. 2020-04-11] ISBN 9780748770762.
- [46] BUNSELL, A. R. *Handbook of Properties of Textile and Technical Fibres*. [online] 2009. Woodhead Publishing. [cit. 2020-04-11]. ISBN 9781845696801 Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpHTPTTF03/handbook-tensile-properties/handbook-tensile-properties>
- [47] *DIN 6921: Šrouby s šestihrannou nákrůžkem metrické* [online]. 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <http://www.fasteners.eu/cs/standards/DIN/6921/>
- [48] *DIN 6923: Šestihranná matice s nákrůžkem* [online]. 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <http://www.fasteners.eu/cs/standards/DIN/6923/>
- [49] HONG, J, D TALBOT a A KAHRAMAN. *Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements. Mechanism and Machine Theory* [online]. Elsevier, 2014, 74(C), 42-57 [cit. 2020-05-08]. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.007. ISSN 0094-114X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X13002346>
- [50] LIN, Chun-yuan, Jui-pin HUNG a Tze-chi HSU. Failure Analysis of Reverse Shaft in the Transmission System of All-Terrain Vehicles. *Journal of Failure Analysis and Prevention* [online]. Boston: Springer US, 2008, 8(1), 75-80 [cit. 2020-05-08]. DOI: 10.1007/s11668-007-9104-7. ISSN 1547-7029. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11668-007-9104-7>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>ACM</i>		Polyakrylátový kaučuk
<i>BR</i>		Butadienový kaučuk
<i>EPDM</i>		Ethylen-propylen-dienový kaučuk
<i>EPR</i>		Ethylen-propylenový kaučuk
<i>HNBR</i>		Hydrogenovaný Nitrilkaučuk
<i>IIR</i>		Butyl kaučuk
<i>IR</i>		Izoprenový kaučuk
<i>NBR</i>		Butadien-akrylonitrilový kaučuk
<i>NR</i>		Přírodní kaučuk
<i>PBT</i>		Polybutylentereftalát
<i>PES</i>		Polyester
<i>PET</i>		Polyetylentereftalát
<i>PTT</i>		Polytrimetylentereftalát
<i>SBR</i>		Styren-butadienový kaučuk
<i>ÚADI</i>		Ústav automobilního a dopravního inženýrství
<i>D</i>	[mm]	Vnější průměr drážkování
<i>d</i>	[mm]	Vnitřní průměr drážkování
<i>d<sub>s</sub></i>	[mm]	Střední průměr drážky
<i>E</i>	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
<i>F<sub>dov</sub></i>	[N]	Maximální dovolená hnací síla působící na pružný segment
<i>F<sub>p</sub></i>	[N]	Síla do přetrnutí kordu
<i>F<sub>seg</sub></i>	[N]	Skutečná přenositelná hnací síla pružným segmentem
<i>h</i>	[mm]	Činná výška drážky
<i>HRC</i>	[-]	Tvrдость podle Rockwella
<i>HV<sub>max</sub></i>	[-]	Tvrдость podle Vickerse
<i>K<sub>p</sub></i>	[-]	Bezpečnostní koeficient pro přenos hnací síly
<i>K<sub>RD</sub></i>	[-]	Konstanta rovnobokého drážkování
<i>l</i>	[mm]	Činná délka drážky
<i>M<sub>k</sub></i>	[N·m]	Maximální točivý moment
<i>n<sub>min</sub></i>	[-]	Minimální počet kordů pro přenos hnací síly
<i>n<sub>šířka</sub></i>	[-]	Počet kordů v řadě
<i>n<sub>výška</sub></i>	[-]	Počet řad kordů

---

$p_0$	[MPa]	Základní dovolená hodnota tlaku (ocel)
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak při zahrnutí vlivu zatížení
$r$	[mm]	Roztečný poloměr kružnice
$R_{e\ min}$	[MPa]	Minimální mez kluzu materiálu
$R_{m\ min}$	[MPa]	Minimální mez pevnosti materiálu
$s$	[mm]	Délka strany n-úhelníku
$z$	[-]	Počet drážek
$\varepsilon$	[-]	Deformace
$\sigma$	[MPa]	Napětí
$\sigma_c$	[MPa]	Mez únavy materiálu pro střídavý tah/tlak