

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Upínání napínáku klínového řemenu v automobilu

Autor: **Bc. Radovan Minich**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Radovan MINICH**
Osobní číslo: **S18N0103P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Upínání napínáku klínového řemenu v automobilu**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte konstrukční návrh upínání napínáku klínového řemenu v automobilu dle požadavků výrobce.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše používaných systémů
2. Specifikace požadavků, variantní řešení problému
3. Konstrukční návrh vybrané varianty, zhotovení příslušné technické dokumentace
4. Provedení potřebných simulací
5. Zhodnocení nového řešení

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1.. Brno: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2.. Brno: Computer Press, 1999

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jaromír Kašpar**
Mubea spol. s r.o.


Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jaromír Kašpar**
Mubea spol. s r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2018

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat firmě Mubea spol. s. r. o. za pomoc a ochotu při vytvoření této diplomové práce. Dále bych chtěl jmenovitě poděkovat paní Prof. Ing. Václavě Lašové, Ph.D. za vedení práce a Ing. Jaromíru Kašparovi za konzultace, rady a věcné připomínky.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Minich	Jméno Radovan	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Upínání napínáku klínového řemenu v automobilu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	112	TEXTOVÁ ČÁST	102	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje popis a funkci napínáku a základní rozdělení napínáků. Hlavní částí práce je analýza současného stavu napínáku a poté navržení nového řešení, které umožňuje opakovanou rozebiratelnost. Návrh musí splňovat kladené požadavky zadávající firmy a obecně kladené požadavky. Návrh je ověřen pomocí MKP analýzy. Analyticky je spočítána část třetího momentu, která slouží jako vstupní hodnota pro simulaci životnosti. V závěru je vyhodnocen návrh a výsledky simulací. Výsledkem je nový návrh rozebiratelného spojení (upínání) napínáku.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Napínák, konstrukční návrh, CAD model, analytický výpočet, MKP analýza

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Minich	Name Radovan	
FIELD OF STUDY	N2301 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Clamping the V-belt tensioner in the car		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	112	TEXT PART	102	GRAPHICAL PART	10
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis contains description and function of the tensioner and basic distribution of tensioners. The main part of the work is the analysis of the current state of the tensioner and then designing a new solution that allows for repeated disassembly. The proposal must meet the requirements of the commissioning company and the general requirements. The design is verified by FEM analysis. The part of the friction torque that is used as the input value to simulate the service life is calculated analytically. In conclusion, the design and results of simulations are evaluated. The result is a new design of the detachable tensioner clamping.
KEY WORDS	Belt tensioner, design, CADmodel, analytical calculation, FEM analysis, service life simulation

OBSAH

Seznam použitých symbolů a zkratk	10
1 Úvod	11
2 Představení Společnosti Mubea	12
3 Popis a funkce napínáku	13
3.1 Rozdělení napínáků.....	15
3.2 Napínáky vyráběné firmou Mubea	16
3.2.1 Napínací systémy E1 a E2	16
3.2.2 Kuželové napínací systémy (E3 a E3D).....	16
3.2.3 Válcové napínací systémy (E4 a E4+).....	18
3.2.4 Zkrutný napínací systém (E5).....	19
3.2.5 Napínací systém připojený na alternátor (E8).....	20
3.3 Konkurenční řešení napínáků montovaných na alternátor.....	21
3.3.1 Napínací systém od firmy Schaeffler	21
3.3.2 Napínací systém od firmy Litens.....	22
4 Analýza současné konstrukce napínáku E8.....	23
4.1 Konstrukce E8 s lisovaným spojem (klasické provedení)	24
4.1.1 Základ E8.....	25
4.1.2 Ostatní části E8	28
4.2 Extra lehká konstrukce E8	33
4.3 Stručný popis výroby napínáku E8	34
4.3.1 Postup skládání sestavy při výrobě E8	35
4.4 Problémy současného řešení E8.....	36
5 Požadavky a jejich specifikace	38
5.1 Požadavky kladené firmou Mubea.....	38
5.2 Obecně kladené požadavky.....	39
6 Koncepční návrh.....	40
6.1 Varianta 1	40
6.2 Varianta 2.....	41
6.3 Varianta 3.....	43
6.4 Varianta 4.....	45
6.5 Vyhodnocení (výběr) variant	46
7 Konstrukční návrh	49
7.1 Konstrukční návrh 1.....	49
7.2 Konstrukční návrh 2.....	52
7.3 Hybridní návrh.....	55

7.4	Použité materiály	57
7.5	Koncepční návrh demontážního přípravku	57
8	Mkp analýza konstrukčního návrhu	59
8.1	Pevnostní výpočet zámků AE	59
8.2	Analytický výpočet třetího momentu	63
8.3	Výpočet životnosti navržené varianty	65
9	Závěr	70
	Seznam použité literatury a zdrojů	72
	Knižní publikace	72
	Internetové zdroje	72
	Seznam obrázků, tabulek a Grafů	74
	Přílohy	76
	Vázané přílohy	76
	Nevázané přílohy	76

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

LA – Rameno napínáku (Lever arm)

AE – Axiální pojistný element

AB – Axiální kluzné ložisko

$\frac{M_R}{2}$ – Celkový třecí moment v napínáku

$\frac{M_{R1}}{2}$ – Část z celkového momentu generovaná mezi AE a AB

$\frac{M_{RFz}}{2}$ – Třecí moment od síly F_z

F_z – Axiální síla v napínáku

μ_{AB} – Koeficient tření materiálu AB

r_{ABout} – Vnější poloměr AB

r_{ABin} – Vnitřní poloměr AB

M_{DExy} – Moment generovaný na tlumících elementech

M_x – Moment od síly F_{1y}

M_y – Moment od síly F_{1x}

F_{1y} – Síla od řemenu ve směru osy y

F_{1x} – Síla od řemenu ve směru osy x

z_1 – Vzdálenost mezi středem tlumícího elementu a středem kladky

x_1 – Délka LA

M_{PN} – Napínací moment

$\frac{M_{RABMxy}}{2}$ – Klopný moment vyvolaný M_{DExy} mezi AB a AE

p_{ABMxy} – Tlak v AB vyvolaný momentem M_{DExy}

$\frac{M_{Rtest}}{2}$ – Průměrná hodnota momentu z naměřených testů

M_{Rtest0} – Moment naměřený při testech v čase 0 hod.

$M_{Rtest50}$ – Moment naměřený při testech v čase 50 hod.

$M_{Rtest100}$ – Moment naměřený při testech v čase 100 hod.

$M_{Rtest200}$ – Moment naměřený při testech v čase 200 hod.

$M_{Rtest300}$ – Moment naměřený při testech v čase 300 hod.

$\frac{M_{R1test}}{2}$ – Část z celkového momentu generovaná mezi AE a AB naměřeného při testech

1 ÚVOD

Cílem této diplomové práce je navrhnutí upínání napínáku automobilu za účelem zajištění jeho opětovné rozebiratelnosti. Tento požadavek vyplývá z potřeby zajistit možnost výměny špatných částí napínáku při výrobě. Návrh bude proveden ve spolupráci s firmou Mubea spol. s r. o. na jedno-kladkovém napínáku s firemním označením E8, který má speciální konstrukci tím, že je namontován přímo na krytu alternátoru.

V úvodu práce budou představeny jednotlivé komponenty, které jsou vyráběny zadavatelem této diplomové práce, dále bude podrobně rozebrán současný model a stav napínáku E8. Další část práce se bude zabývat návrhem a zpracováním několika nových koncepčních variant upínání pomocí CAD systému. Jednotlivé varianty napínáku budou modelovány v softwaru Catia V5-6R2014 a budou porovnávány se současnou variantou a také mezi sebou z hlediska konstrukce, vyrobitelnosti a rozebiratelnosti. Na základě vybraných kritérií budou dvě nejlépe hodnocené varianty rozpracovány do detailních řešení a jedno z řešení bude doporučeno pro realizaci.

Na finálním návrhu budou poté provedeny dva typy výpočtů pomocí metody konečných prvků. Jedná se o výpočet pevnosti a tuhosti, který by měl zjistit deformace a napětí vzniklé při montáži případně demontáži jednotlivých částí napínáku. Dále bude analyticky spočítána část třetího momentu, která se během provozu generuje mezi axiálním pojistným kroužkem a tlumícím elementem. Vypočítané hodnoty budou porovnány s interními hodnotami firmy, které byly naměřeny při testování napínáku a zároveň poslouží jako vstupní hodnoty pro výpočet životnosti axiálního pojistného kroužku. Výpočty budou provedeny pomocí softwarů ANSYS 19.2. a FEMFAT 5.3.

Závěrečná část práce se bude věnovat jejímu zhodnocení a vypracování příslušné výrobní dokumentace. Výsledná varianta by měla zajistit dobrou možnost výměny špatných částí napínáku a přispět k větší efektivnosti výroby, pomocí snížení zmetkovitosti.

2 PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI MUBEA

Skupina Mubea je světovým lídrem na trhu ve vývoji a výrobě automobilových výrobků s jedinečnými vlastnostmi, které snižují hmotnost vozidel a přispívají tak k ochraně životního prostředí snížením emisí CO₂. Firmu Mubea je možné najít v devatenácti zemích světa na čtyřech kontinentech. Díky této celosvětové rozloze zaměstnává Mubea 13 000 pracovníků. Hlavní sídlo firmy je v Německu, konkrétně ve městě Attendorn. [5]



Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [8]

V České republice byla Mubea založena roku 1995 v Žebráku, kde má mimo jiné největší českou pobočku. V České republice jsou ještě další dvě pobočky, a to v Prostějově a v Dolních Kralovicích. Jelikož je pobočka v Žebráku největší v České republice a pracuje zde více než 1 700 zaměstnanců. Mezi výrobky patří hlavové opěrky a interiérové komponenty, rámy sedaček, objímky a tyčky stabilizátorů, díly z uhlíkových vláken a systémy napínání řemenů. Součástí této pobočky je také nástrojárna. Firma vyrábí jednotlivé komponenty pro přední světové značky automobilového průmyslu jako např. Porsche, Audi, Bentley, Toyota, Škoda, Lamborghini atd. [6]

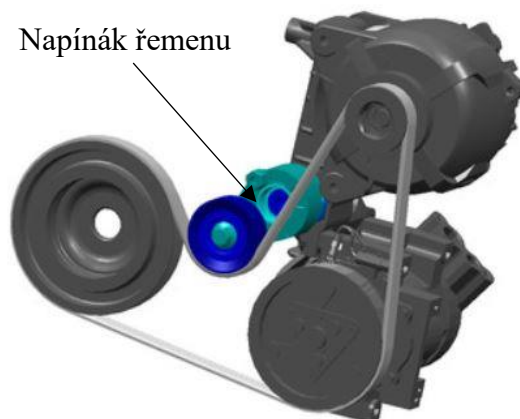
Systémy napínáků jsou ve společnosti Mubea vyvíjeny již více jak 20 let. Díky tomu se firma řadí na druhé místo výrobců napínáků v Evropě. V roce 2013 firma vyvinula speciální dvoukladkový systém napínání řemenů pro vozy se systémem Start/Stop. [7]



Obrázek 2 - Napínáky firmy Mubea [9]

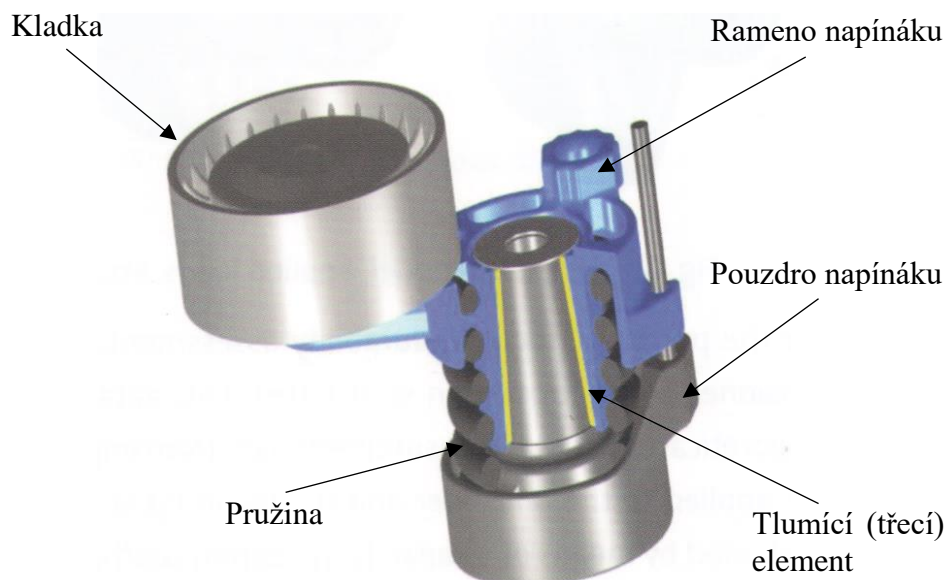
3 POPIS A FUNKCE NAPÍNÁKU

Napínák řemene je velice důležitou součástí v motorovém prostoru vozidla. Je to soustava jednotlivých komponent tvořící celek, který předepíná klínový řemen motoru automobilu. Klínový řemen je poháněn od klikového hřídele a spojuje části příslušenství motoru automobilu. Mezi nejčastější příslušenství patří v současné době alternátor, kompresor klimatizace nebo také vodní pumpa pro chlazení motoru. Příklad použití napínáku ukazuje Obrázek 3.



Obrázek 3 – Napínák (barevně) s pohonem příslušenství motoru [10]

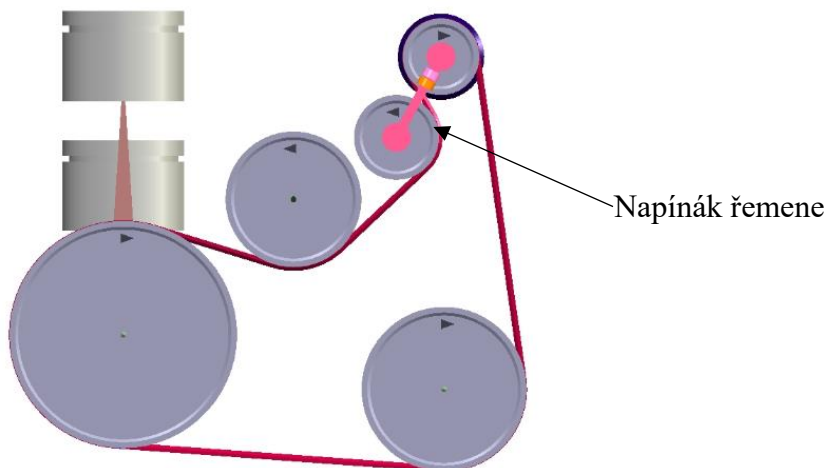
Napínák řemenu zajišťuje dvě funkce. První funkcí je udržení konstantního napnutí v řemenu a druhou funkcí je tlumení vibrací, které jsou na řemen přenášeny od klikového mechanismu motoru. Při udržení konstantní síly v řemenu a při tlumení jeho vibrací se dosáhne daleko menšího zatěžování ložisek motorového příslušenství, které je poháněno řemenem od klikového hřídele, tím je zvýšena životnost těchto komponent, což je pro výrobce vozidel výhodou. [3]



Obrázek 4 – Jedno-kladkový napínák s vinutou pružinou

Celý napínák (Obrázek 4) je složen z několika základních komponent, jako jsou kladka napínáku, tělo napínáku (pouzdro a rameno napínáku), tlumící (třecí) element/elementy a

pružina. Jedna část těla napínáku je přimontována pevně k bloku motoru a druhá je nasazena k ní otočně, aby napínák mohl tlumit rázy a udržovat konstantní napětí. Kladka je opřena o řemen, a tudíž je s ním v přímém kontaktu. Pružina je předepnutá a je vložena mezi částmi těla napínáku. Díky jejímu předepnutí je vyvozován moment, který působí na řemen proti jeho smyslu rotace, vzniká v řemeni konstantní síla, i když je řemen po čase používání vytahován. Třecí elementy jsou připevněny k pevné části těla napínáku a při pohybu volné části, dochází ke tření mezi pevnou a pohyblivou částí a tím vzniká tlumení. [3]



Obrázek 5 - Umístění napínáku na rozvodovém řemeni

Protože se jedná o napínání řemenu, je nutné zmínit řemenové převody. Řemenové převody patří mezi základní převodové mechanismy. Je u nich využito principu tření, což je možné také nazvat jako převod s nepřímou vazbou. [1]

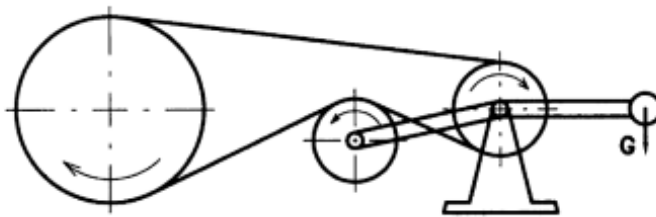
Výhodou těchto převodů je např:

- Tichý chod
- Vysoká obvodová rychlost
- Nízké náklady na provoz

Naopak nevýhodami jsou např:

- Možnost prokluzu (nezaručení stálého převodového poměru)
- Vytahování a opotřebenění řemenu
- Nízká tuhost převodu

Převod je složen z minimálně dvou řemenic a řemene. Tento typ převodů je možné využít jak u rovnoběžných os řemenic, tak i u mimoběžných os. Řemeny se mohou využívat ploché, klínové, či ozubené. Řemeny jsou vyrobeny z pryže, textilních vláken apod. Účinnost řemenových převodů se pohybuje mezi 0,95 – 0,98. U velkých osových vzdáleností dochází k ochabnutí řemene, tudíž je nutné využít napínací systém. Napnutí je možné docílit více způsoby, a to buď vzdálením os řemenic, zkrácením řemene, reakčním momentem nebo napínací kladkou (což je v tomto případě napínák). Schéma převodu s napínací kladkou je na Obrázek 6. Napínací kladka neboli napínák se montuje k řemenici o menším průměru. [1]

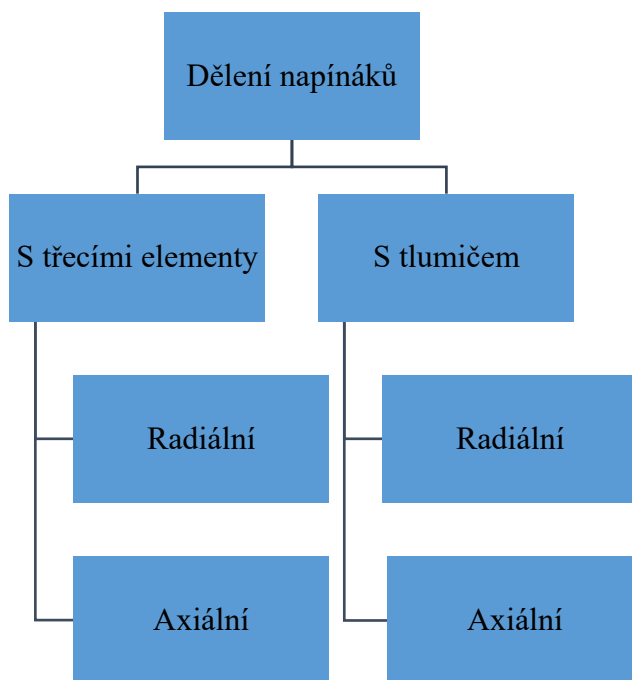


Obrázek 6 - Schéma řemenového převodu s napínací kladkou [1]

3.1 Rozdělení napínáků

Napínáky lze rozdělit dle několika hledisek:

- Dle tlumícího elementu napínáku
 - Na základě vyvození konstantní síly
 - Dle délky ramene
 - Na konvenční a nekonvenční
- a) Nejzákladnějším rozdělením je dělení dle tlumícího elementu napínáku, tzn. napínák s třecími elementy nebo napínák s tlumičem. Vyvozování konstantní síly v řemenu může probíhat buďto radiálně nebo axiálně. Z tohoto dělení vyplývá, že napínáky mohou být s tzv. dlouhým ramenem nebo s krátkým ramenem. [3]



Graf 1 - Základní rozdělení napínáků

- b) Dalším důležitým kritériem dělení je typ tlumícího elementu použitého pro tlumení vibrací. Je možné používat k tlumení třecích elementů, které se vyrábějí z plastů či mohou mít na sobě PTFE, pro zvýšení odolnosti. Nebo se používají k tlumení vibrací klasické tlumiče, které jsou z pravidla kapalinové. [3]

- c) Dále záleží na prvku vyvozující předepínací sílu. Nejčastěji se k vyvození předepínací síly využívá šroubových pružin. Pružiny mohou být s konstantním stoupáním nebo s proměnným stoupáním. U proměnných stoupání je velikou výhodou, progresivní chování pružiny, což i ovlivňuje hysterezní smyčku zatěžování napínáku. Druhou alternativou, jak dosáhnout předepínací síly řemenu je použití přímých prutů, které se dávají do svazku. Tyto svazky fungují jako torzní pružina. [3]
- d) Napínáky se dělí na konvenční a nekonvenční. Konvenční napínáky se připevňují na blok motoru a mají pouze jednu napínací kladku. Nekonvenční napínáky se umísťují na kryt alternátoru a disponují dvěma kladkami. Toto nekonvenční řešení přišlo s vývojem downsizingu spalovacích motorů a s nástupem systémů Start/Stop. [3]

Firma Mubea se zabývá především vývojem a výrobou rotačních napínáků konvenčních s radiálním napínáním a tlumením pomocí třecích elementů. Také vyrábí napínák, který se nasazuje na kryt alternátoru a je dvou-kladkový i jedno-kladkový. Dvou-kladkový, se nasazuje na alternátor a patří mezi unikát v kategorii napínáků. [3] Mezi hlavní konkurenty v oblasti vývoje a výroby napínáků patří kanadská firma Litens [11] nebo firma Schaeffler, která sídlí v Německu. [12]

3.2 Napínáky vyráběné firmou Mubea

Mubea vyrábí širokou škálu napínáků, mezi nejrozšířenější typy patří konvenční napínáky s krátkým ramenem, které využívají třecích prvků k tlumení a šroubových pružin k vyvození konstantní síly v řemenu. Případně firma využívá systém, který k vyvození síly aplikuje svazek torzních pružin a v poslední době se zaměřuje na vývoj speciálních dvou-kladkových nekonvenčních napínáků, které se nasazují přímo na alternátor a využívají se hojně u spalovacích motorů vybavených systémem Start/Stop. Tento systém napínáku byl vyvinut v roce 2013. Posledním výrobkem na poli napínáků je kombinace konvenčního a nekonvenčního napínáku, to znamená, že se nasazuje na alternátor, ale má jen jednu kladku. Jednotlivé typy napínáků jsou popsány níže. [3]

3.2.1 Napínací systémy E1 a E2

První dva typy napínáků, které byly vyráběny ve firmě. Dnes se již však nevyrábí a nevyvíjí, kvůli své komplikované konstrukci a vysoké hmotnosti. [3]

3.2.2 Kuželové napínací systémy (E3 a E3D)

Napínáky řady E3 a E3D (viz Obrázek 7) patří k nejzákladnějším a nejvíce vyráběným. To proto, že mají velmi jednoduchou a „robustní“ konstrukci. Oba tyto napínáky se také dají nazvat jako napínáky s kuželovým ložiskem. [3]

Podstatou a přidanou hodnotou těchto napínáků je snaha o to, co nejvíce funkcí zkombinovat do jedné části a tím ušetřit další přebytečné komponenty tohoto systému. Nejzásadnější je v této konstrukci pružina, která zastává hned několik funkcí najednou. Pružina vytváří jak potřebný moment pro napnutí řemenu, tak i slouží k vytvoření axiální síly potřebné pro tlumení vibrací. Dále také slouží pružina jako spojovací prvek mezi ramenem a pouzdrem napínáku. Oba dva napínáky mají podobnou konstrukci, což ostatně vyplývá i z názvu těchto systémů. U obou napínáků je použito kuželové ložisko, které zajišťuje vzájemnou rotaci ramene vůči pouzdru. Avšak v konstrukci je několik rozdílů a každá má své výhody a nevýhody, které budou popsány dále. [3]

Hlavním rozdílem mezi systémem E3 a E3D je směr působení axiální síly, tudíž se používá u každého systému jinak pracující pružina.

U systému E3 (viz Obrázek 7 vlevo) je využíváno tahové síly šroubové pružiny pro dosažení požadované axiální síly. Pružina je před montáží natažena a po zkompletování stahuje rameno a pouzdro k sobě. Jelikož je využíváno tahové síly, jsou konce pružiny speciálně navrženy tak, aby fungovali jako zámek pro jednotlivé části. Konce pružiny zapadají do děr a tím je zabráněno rotaci pružiny. Zároveň tento systém funguje jako spojení ramena a pouzdra napínáku, tudíž není nutné použití dalších spojovacích prvků. Tření, tedy i tlumení je vyvozené stlačením mezi kuželovými dosedacími plochami ramene a pouzdra. Kužel v tomto systému leží tak, že menší průměr podstavy je v rameni napínáku. Nevýhodou tohoto systému je plastové kuželové pouzdro, které se rychle opotřebovává a také dosažení velmi malého tlumícího účinku. Protože se jedná o základní řadu napínáků, jsou zde používány pouze pružiny po částech s konstantním stoupáním závitů (vzhledem k výrobě). [3]

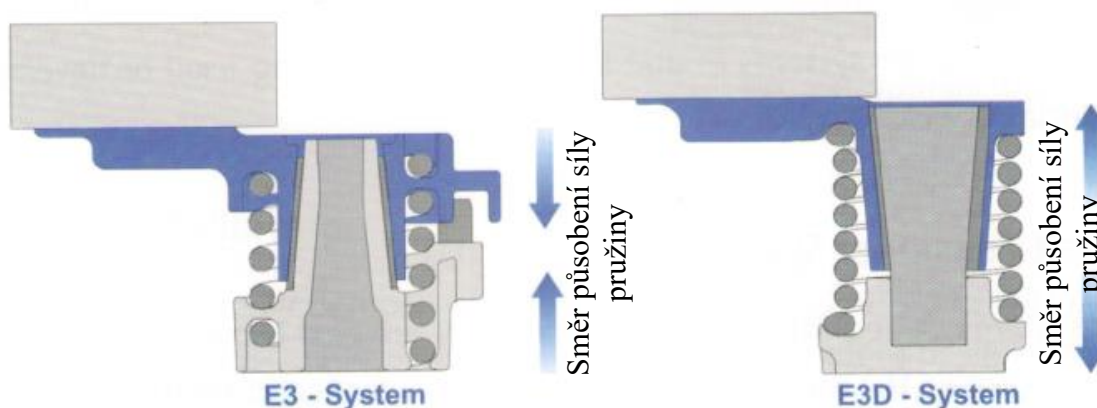
Výhody E3:

- Jednoduchost konstrukce
- Absence spojovacích prvků
- Využití pružiny pro více funkcí

Nevýhody E3:

- Plastové kuželové pouzdro
- Malý tlumící účinek

Pro systém E3D se používá opačného působení síly pružiny než v předchozím systému. Zde je pružina při montáži nejprve stlačena a po sestavení částí napínáku do jednoho celku roztahuje rameno a pouzdro od sebe. Ze směru působení síly pružiny, jak ukazuje Obrázek 7, je patrné, že u tohoto systému musí být použitý obrácený kužel než u systému E3. Zde je tedy v rameni napínáku podstava kužele s větším průměrem. Uspořádání má za následek dosažení větších hodnot tření, a tudíž i tlumení, než je tomu u systému E3. Řada E3D patří do stejné kategorie jako E3, tudíž je zde používáno pružin s konstantním stoupáním závitů. U tohoto napínáku se dosahuje větších tlumících účinků než u E3. [3]



Obrázek 7 - Napínáky řady E3 a E3D

U obou typů napínáku se používají jednotné materiály. V této části jsou uvedeny pouze materiály pro hlavní části napínáku. Podrobněji budou rozepsány v kapitole níže (viz kapitola 4.1). Pro tělo a rameno napínáku je použita hliníková slitina s označením EN AC-46000. Pružina je vyrobena z oceli FD-54SiCr6, pro kladku se používá plastový materiál PA66 GF25-RC a pro tlumící element (kluzné kuželové ložisko) je využitý materiál s obchodním označením Stanyl 4.6 (což je PA46 – TW371). [3]

Tabulka 1 - Výhody a nevýhody systémů E3 a E3D

Výhody systému	Nevýhody systému
Jednoduchá konstrukce	Nižší tlumící účinek
Nízká cena	Rychlé opotřebení tlumícího elementu
Využití pružiny jako spojení (E3)	Upravení konců pružin pro uchycení v napínáku

3.2.3 Válcové napínací systémy (E4 a E4+)

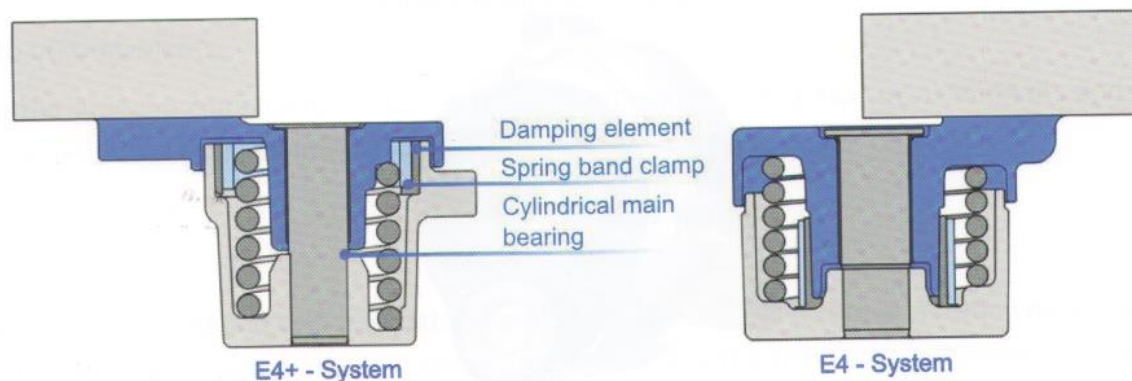
Pro válcové napínací systémy je typickým znakem oddělení funkce hlavního kluzného ložiska a tlumení. U předchozích typů byla tato funkce integrována na ložisko, které díky tření bylo zároveň tlumičem. Dalším charakteristickým znakem těchto napínáku je vnitřní válec, který zde nahrazuje kužel ze systémů E3 a E3D. Kužel uvnitř napínáku slouží pro nasazení kluzného válcového pouzdra, které má na sobě PTFE povrchovou úpravu, pro zlepšení kluzných vlastností. [3]

Rozdílem mezi typem E4 a E4+ je velikost hodnot tlumení, které je možné v napínacích dosáhnout. V obou případech se používá stejného mechanismu tlumení. Tlumení využívá radiálních tlumících prvků vyrobených ze speciálních plastů, které disponují mezi sebou kloubky pro lepší dosednutí na válcovou vnitřní plochu ramena napínáku. Ty jsou umístěny v hliníkové svorce, která zabraňuje pootočení. Umístění tlumících elementů je zobrazeno na obrázku níže (viz Obrázek 8). Čím je u systému E4+ použita pružina s větší tuhostí, tím dokáže také vyvodit větší sílu, čímž je možné v napínáku dosáhnout většího tlumícího účinku. Avšak také záleží na prostoru, který je poskytnut pro pružinu. [3]

Válcový napínák s označením E4 (viz Obrázek 8 vpravo) má tlumící mechanismus zkonstruován tak, že radiální válcové tlumící elementy sedí na válcovém prvku ramena napínáku. Pružná ocelová svorka je při montáži předepnuta, objímá tlumící elementy a díky svému předepnutí vytváří radiální sílu na tlumící elementy, a tedy sílu potřebnou po tlumení. Tento systém není závislý na počtu závitů pružiny nebo celkově na konstrukci pružiny, aby dosáhl potřebného tlumícího efektu. Pružina zde slouží pouze k vyvození momentu pro předepnutí řemenu. Vnitřní konstrukce systému zajišťuje, že nedochází k otáčení pružinové svorky s tlumícími elementy. Pokud by svorka s tlumícími elementy dosahovala uvnitř napínáku neúmyslného pohybu, vznikala by při provozu nežádoucí hluk. Výhodou tohoto napínáku je dosažení většího tlumícího účinku, než bylo u předchozí řady E3 a E3D díky absenci kuželového pouzdra. Stále je tuto konstrukci možné považovat za jednoduchou, protože je použito malé množství součástí. Naopak nevýhodou systému E4 je nerovnoměrné opotřebování napínáku během jeho používání. Toto je způsobeno umístěním třecích elementů a zamezením jejich rotaci. [3]

Typ válcového napínáku s označením E4+ (viz Obrázek 8 vlevo) se využívá v aplikacích, kde je požadováno maximální tlumení řemene. Konstrukce řady E4+ se velmi podobá řadě E4 i tlumení je zde vyřešeno stejným principem. Avšak u typu E4+ není pružná svorka umístěna na vnitřním průměru ramene napínáku, nýbrž na vnějším poloměru.

Umístění k vnějšímu průměru ramena napínáku zajišťuje větší styčnou plochu. Vysoké hodnoty tlumení se dosahuje stlačením pružné svorky vinutou pružinou napínáku. Zde účinek tlumení závisí přímo na tuhosti pružiny. Čím je pružina tužší vytváří větší moment pro předepnutí a dosahuje vyšší hodnoty tlumení. Systém E4+ disponuje stejnými výhodami i nevýhodami jako systém E4. Shrnuty jsou tyto klady a zápory v tabulce níže (viz Tabulka 2). [3]



Obrázek 8 – Napínáky řady E4 a E4+

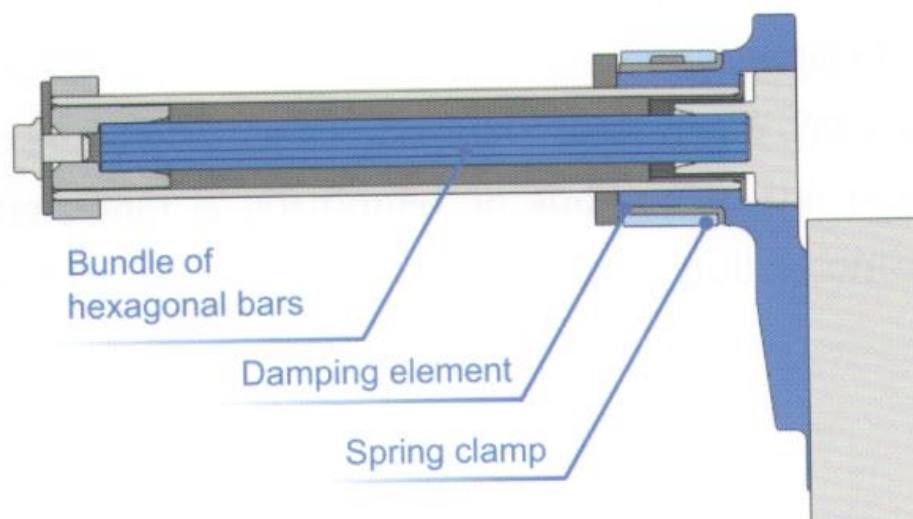
Tabulka 2 - Výhody a nevýhody systémů E4 a E4+

Výhody systému	Nevýhody systému
Vysoký tlumicí účinek	Nerovnoměrné opotřebení
Kompaktní rozměry	Vyšší cena než u řady E3
Nastavení tuhosti volbou pružiny	Použití více součástí

3.2.4 Zkrutný napínací systém (E5)

Tento systém je odlišný oproti předchozím, nejedná se o klasický napínák s vinutou pružinou, ale o napínák využívající k vyvození předepínacího momentu řemenu torzní tyče, které nahrazují zkrutnou pružinu. Napínák řady E5 je pro použití ve speciálních aplikacích, které vznikly zmenšováním motorů, což má za následek, menší prostor a velikost řemenu. Tento trend ubírá i prostor pro samotný napínák, do těchto podmínek je určený právě systém E5. [3]

Zkrutný napínák E5 (viz Obrázek 9) má atypickou konstrukci. Není tak kompaktní jako předchozí typy, ale je velmi úzký a dlouhý. Předepnutí řemenu se dosahuje svazkem šestihranných zkrutných tyčí. Šestihranné jsou proto, aby ve svazku nedocházelo k vzájemným posuvům jednotlivých tyčí. Velikost tlumení v této konstrukční variantě není závislá na torzních tyčích, nýbrž pouze na předepnutí pružné svorky. Jako velké plus tohoto napínáku je možnost nastavení tuhosti vhodnou volbou počtu prutů v tlumícím svazku. Tento napínák je hojně využíván tam, kde není místo pro použití napínáku se šroubovou pružinou. Mezi nevýhody patří přídavné namáhání, které vzhledem k délce napínáku jej celý ohýbá. Napínák E5 má také vyšší hmotnost v porovnání s napínáky se šroubovou pružinou. [3]



Obrázek 9 - Zkrutný napínák E5

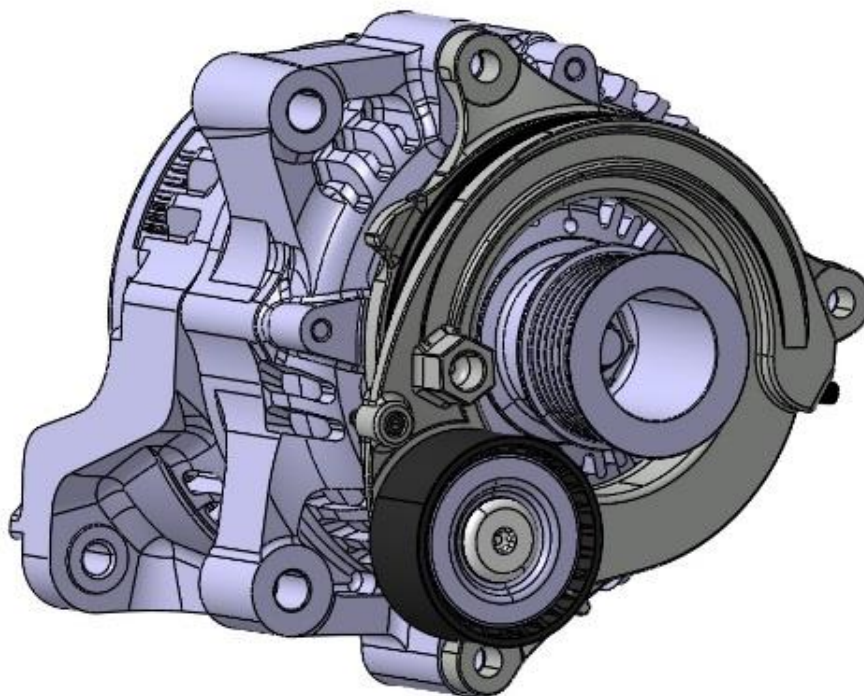
Tabulka 3 - Výhody a nevýhody systému E5

Výhody systému	Nevýhody systému
Snadná volba tuhosti napínáku	Složitější konstrukce
Využití v místech, kde není prostor pro velký průměr napínáku	Vyšší hmotnost
Tlumící elementy s velkou stykovou plochou	Ohýbání napínáku

3.2.5 Napínací systém připojený na alternátor (E8)

Opět jako u systému E5 se jedná o speciální konstrukci napínáku, která se začala využívat s příchodem downsizingu. Napínák s označením E8 je umístěn přímo na alternátoru. Model s označením E8 má některé prvky z konvenčních napínáků, které jsou aplikovány do speciální konstrukce, která umožňuje i netradiční umístění napínáku. Konstrukce upnutí tohoto napínáku je hlavní náplní této diplomové práce, napínák E8 bude podrobně popsán v samostatné kapitole níže (viz kapitola 4). [3]

Napínací systém upevněný na alternátoru dosahuje napínacího momentu pomocí vinuté pružiny, která má velký vnitřní průměr a zároveň malý počet závitů, protože v napínáku musí být dostatečný prostor pro řemenici alternátoru, která prochází skrz napínák. Napínák jako celek je velmi „tenký“, protože je napínák přišroubován přímo na krytu alternátoru, jelikož kladka musí být v kontaktu s řemenem. Tlumení je zde dosahováno opět pomocí třecích plastových elementů, které jsou zasazeny v rameni napínáku. Největší výhodou této konstrukce je přímá montáž na kryt alternátoru, tím se ušetří prostor kolem rozvodového řemenu. Dále se ušetří držák, který musí být u konvenčních napínáků použitý pro jejich uchycení. Nevýhodou napínáku E8 je jeho složitá konstrukce a použití speciálních tlumících elementů. [3]



Obrázek 10 – Napínák E8 nasazený na alternátor

Jako materiál je opět použita hliníková slitina EN AC-46000 na tělo a rameno napínáku, pružina je vyrobena z oceli FD-54SiCr6 a na třecí elementy se používá plast obchodním označením Stanyl 4.6 (což je PA46 – TW 371). [3]

Tabulka 4 – Výhody a nevýhody systému E8

Výhody systému	Nevýhody systému
Montáž přímo na alternátor	Složitější konstrukce
Ušetření držáku na motoru	Speciální konstrukce třecích elementů
Malý klopný moment od řemenu	Snížené chlazení alternátoru

3.3 Konkurenční řešení napínáků montovaných na alternátor

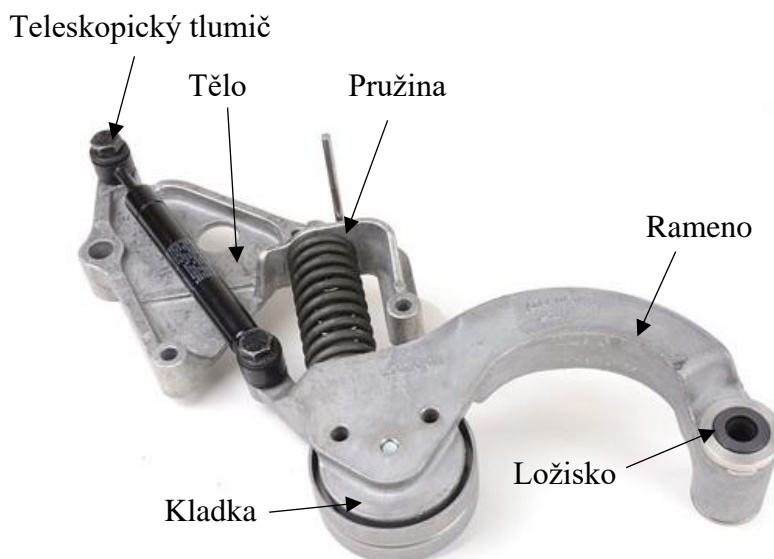
Jelikož je cílem této diplomové práce řešit napínák, který se nasazuje na alternátor, budou v této kapitole popsány pouze konkurenční řešení napínáků, které se také přímo nasazují na alternátor.

3.3.1 Napínací systém od firmy Schaeffler

Firma Schaeffler sídlí v Německu a nezabývá se pouze výrobou napínáků, ale v jejím portfoliu je možné najít výrobky jako převodovky, diferenciály apod. Firma vyrábí jeden typ nekonvenčního napínáku.

Tento napínák má velmi rozdílnou konstrukci a jsou u něho použity jiné komponenty než u E8 (viz Obrázek 11). Princip vyvozování napínací síly je zde zajištěn pomocí přepákování, které zajišťuje hliníkové rameno, které je uchyceno na alternátoru a je mu umožněn rotační pohyb díky ložisku. Druhá část napínáku (tělo) je pevně přichyceno na motoru a je rovněž vyrobeno z hliníku a konstrukce je uzpůsobena pro zajištění potřebné tuhosti a zároveň i lehkosti. Tělo a rameno je spojeno šroubovitou pružinou, která vyvozuje napínací sílu. Tlumení zde zajišťuje teleskopický tlumič (u E8 je tlumení pomocí třecích

elementů). Tato konstrukce není vhodná z hlediska zástavbového prostoru, protože je nutné ji uchytit, jak na alternátoru, tak i na samotném motoru. Výhodou je, že toto řešení nezabraňuje chlazení alternátoru.

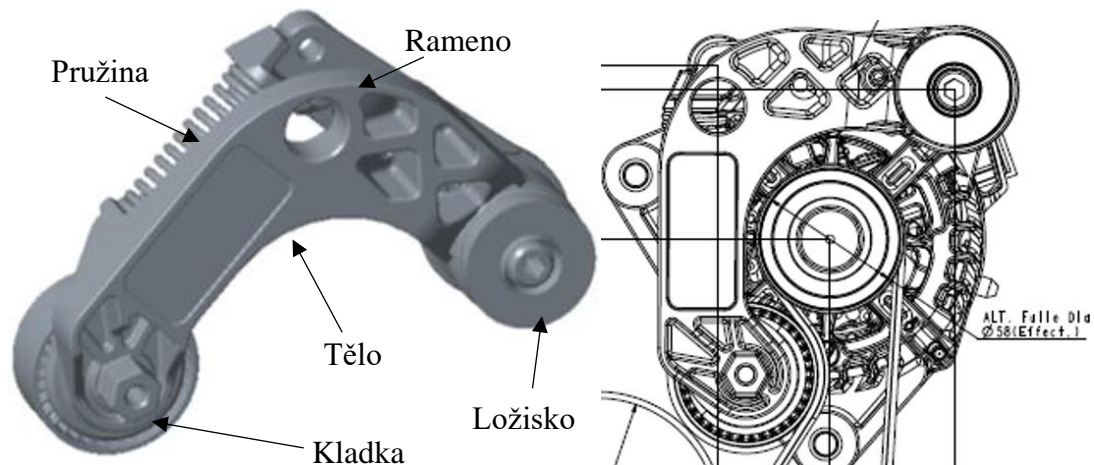


Obrázek 11 - Řešení "E8" firmy Schaeffler [13]

3.3.2 Napínací systém od firmy Litens

Firma Litens má své sídlo v Kanadě. Tato kanadská firma vyrábí různé typy komponent pro automobilová vozidla. [14]

Konstrukce napínačku se liší jak od E8, tak i od konstrukce od firmy Schaeffler (viz Obrázek 12). Tento napínač má tělo tvarované do L profilu. Rameno je z druhé strany těla a jeho natočení je možné díky ložisku. K vyvození napínací síly je použito šroubové pružiny a k tlumení je zde použitý teleskopický tlumič. Řešení je velmi kompaktní a zároveň není omezené chlazení alternátoru.



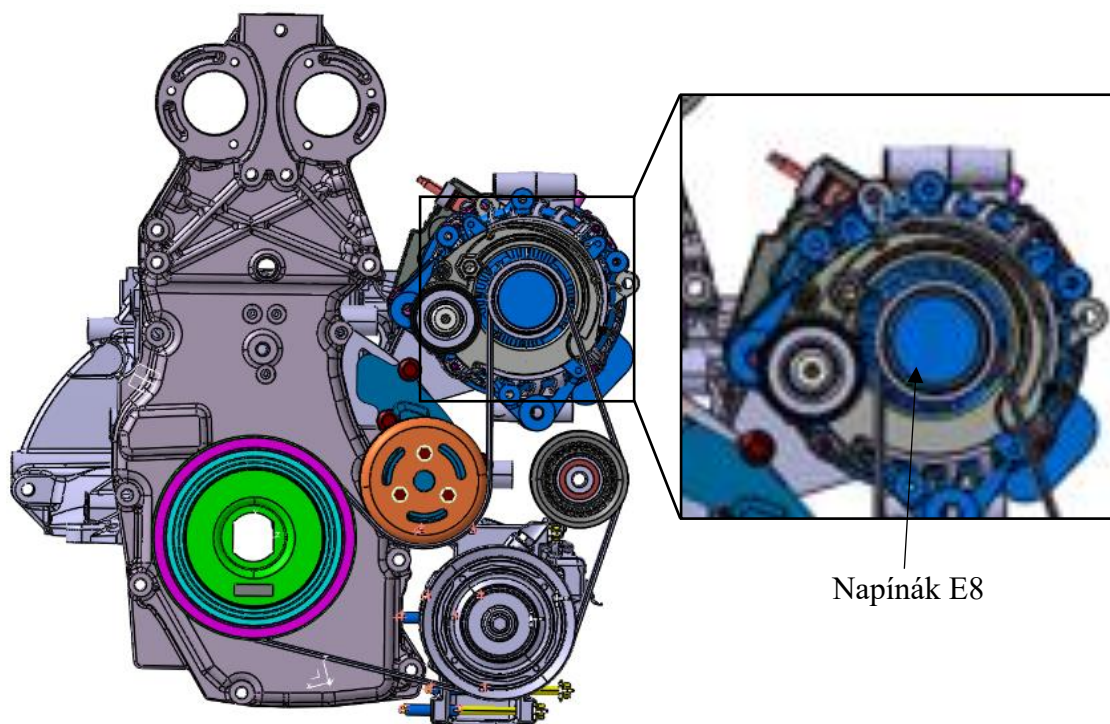
Obrázek 12 - Napínák od firmy Litens (vpravo namontovaný na alternátoru) [3]

4 ANALÝZA SOUČASNÉ KONSTRUKCE NAPÍNÁKU E8

V této kapitole je podrobně popsáno současné řešení napínáku E8 (možnost také jako označení Bxx Long), které je také vyráběno a používáno v provozu. Následně budou zde popsány jednotlivé části napínáku a k čemu slouží. A v neposlední řadě bude v této kapitole stručný popis výroby.

Pro návrh nového řešení je nejprve nutné udělat analýzu současného řešení napínáku. Analýza bude i jako východisko specifikace požadavků nového návrhu (viz Kapitola 5). Analýza se provede na základě předchozích zkušeností s návrhem a s výrobou napínáku E8.

Napínák E8 patří mezi nekonvenční napínáky, a to z důvodu jeho netradičního umístění na krytu alternátoru. Toto řešení má své výhody a nevýhody, které byly zmíněny dříve (viz Tabulka 4). E8 je používáno jak u benzínových spalovacích motorů, tak i u diesellových spalovacích motorů. Využíván je u tří, čtyř i šesti válcových motorů. Tento typ napínáku není možné používat u motorů disponujících systémem Start/Stop (k tomu je určena jiná konstrukce s dvěma kladkami). Takovéto řešení klade odlišné nároky na konstrukci oproti konvenčním napínákům. Konstrukce je detailně popsána v kapitole 4.1 níže. Z Obrázek 13 je názorně vidět, jak vypadá E8 zakomponovaný do motorového prostoru.



Obrázek 13 - E8 namontovaný v motorovém prostoru (vpravo), detail umístění (vlevo)

Napínák E8 má tři provedení:

- Klasické (sériově vyráběný)
- Ultra light (prototypová konstrukce)
- EVO (prototypová konstrukce)

Tyto tři konstrukce mají stejné body uchycení, jsou použity shodné základní části jako je kladka, tělo a rameno napínáku, avšak liší se buďto v aplikovaných materiálech nebo v použití rozdílné konstrukce, především v oblasti týkající se tlumících elementů. Tato provedení E8 slouží jako předloha pro nový návrh, kterým se zabývá tato diplomová práce.

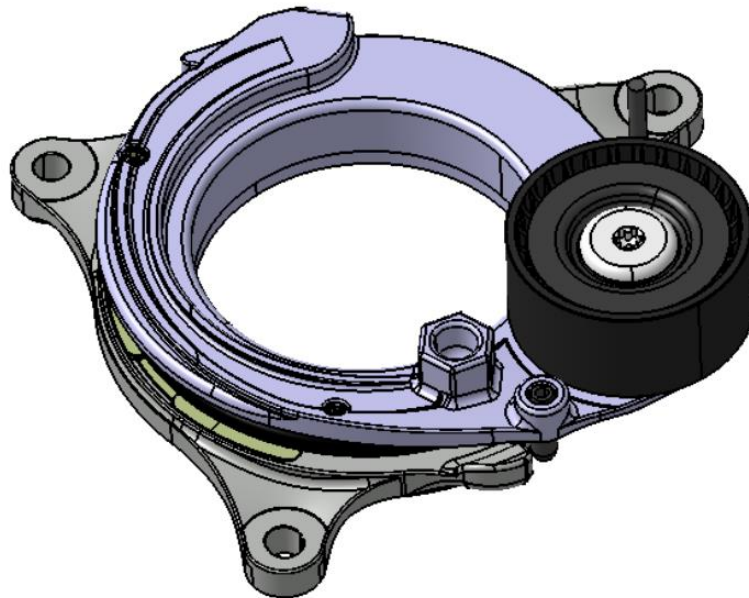
V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé typy těchto konstrukcí včetně jejich srovnání.

4.1 Konstrukce E8 s lisovaným spojem (klasické provedení)

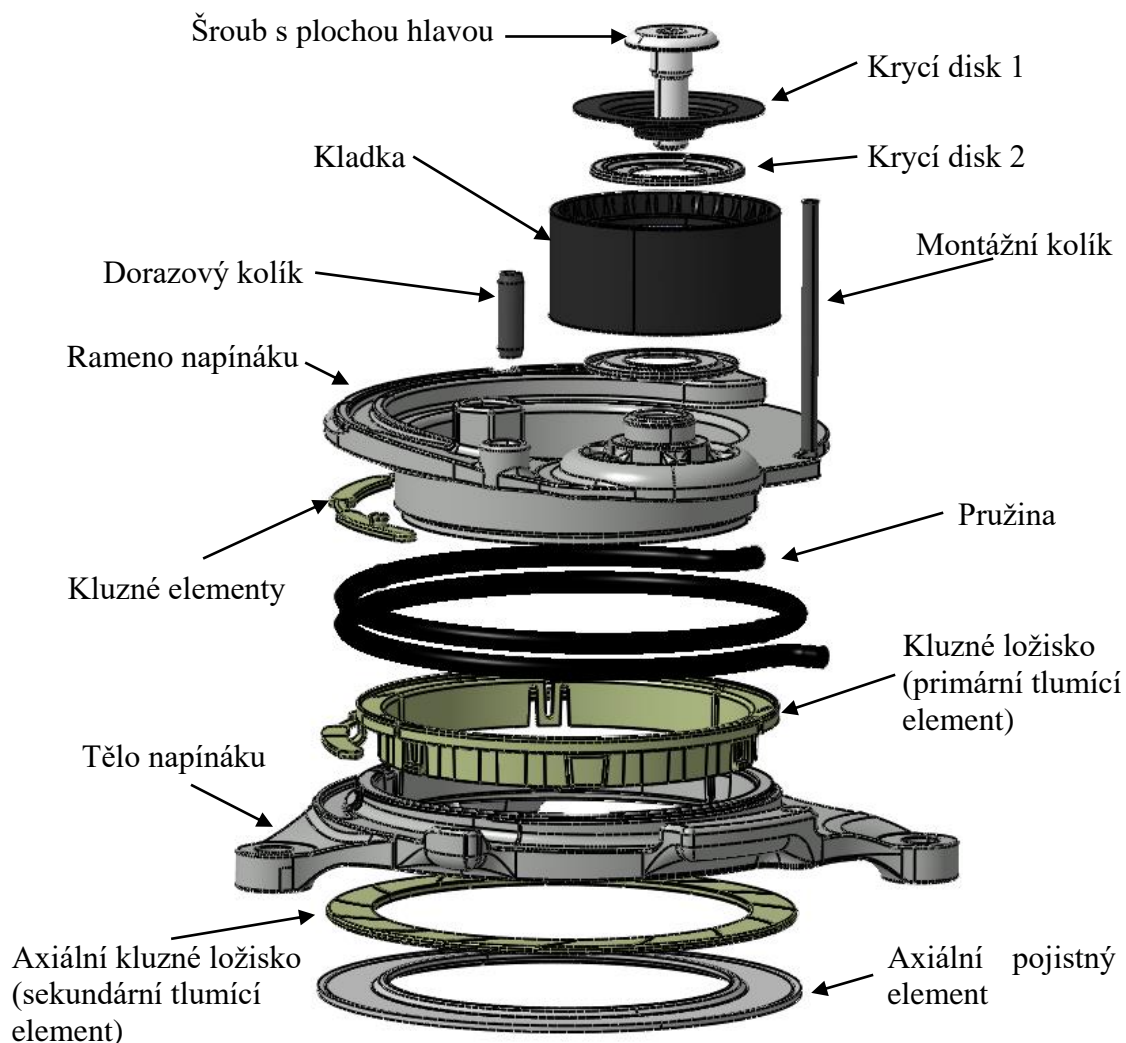
Klasické provedení napínáku E8 se skládá ze čtrnácti součástí, jež jsou vyrobeny z různých typů materiálů jako jsou hliníková slitina, ocel, plast. Součásti napínáku je možné rozdělit do dvou podskupin:

- a) Jednou z těchto podskupin je tzv. základ napínáku – do základní podskupiny patří dvě části, které jak z názvu vyplývá, tvoří základ celého napínáku. Jedná se o rameno napínáku a o tělo napínáku.
- b) Druhou podskupinou jsou ostatní součásti – zbytek (kladka, pružina atd.) součástí potom logicky musí být zařazen do podskupiny ostatních součástí.

Všechny součásti jsou vidět na obrázcích níže (viz Obrázek 15, Obrázek 14), kde je zobrazen celý sestavený napínák i rozstřel sestavy, pro lepší přehlednost. Celková hmotnost klasického provedení E8 je 646 g.



Obrázek 14 - Sestavený napínák E8



Obrázek 15 - Rozstřel sestavy E8

4.1.1 Základ E8

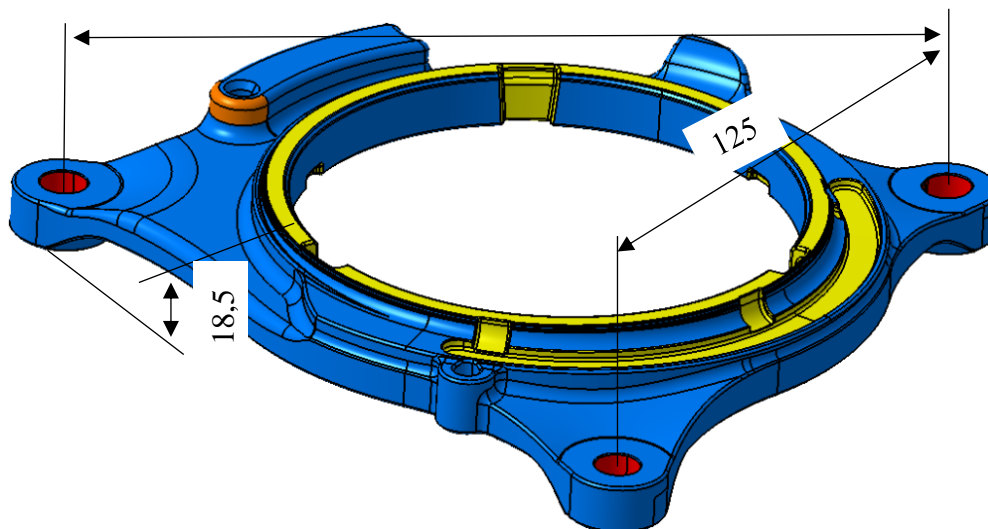
Rameno a tělo napínačku, jsou vyrobeny jako odlitky z hliníkové slitiny, kde je použito dodatečného obrábění dosedacích ploch. Hliníková slitina se používá s označením EN AC-46000. Tato slitina se hojně využívá pro odlitky vyráběné tlakovým litím, což je případ ramene a těla E8. Slitina se vyznačuje velmi dobrou slévatelností a má menší sklon k vytváření povrchových defektů a k vzniku vnitřních staženin při tuhnutí. Je také dobře obrobitelná. [15] Materiálový list této slitiny je uveden v příloze (viz Příloha č. 1). Základní vlastnosti hliníkové slitiny EN AC-46000 jsou uvedeny v Tabulka 5. Tato slitina je vhodná pro rameno a tělo napínačku, jelikož se jedná o sériovou výrobu těchto částí tlakovým litím.

Tabulka 5 - Základní materiálové vlastnosti slitiny EN AC-46000

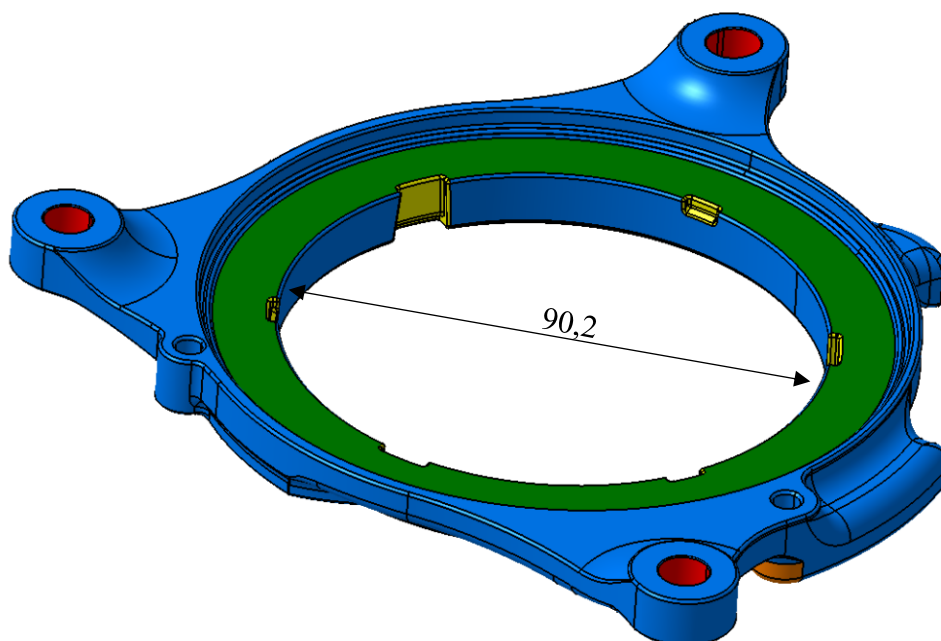
EN AC-46000		
Mez pevnosti v tahu	240	[MPa]
Tažnost	1	[%]
Youngův modul pružnosti	75000	[N/mm ²]

Tělo napínačku (nebo také housing) slouží k uchycení na kryt alternátoru, má proto tři montážní otvory. Otvory jsou na třech různých roztečných kružnicích, aby se

zamezilo nesprávné montáži. Tělo je pevná nepohyblivá část napínáku. Otvory pro montáž jsou na označeny (Obrázek 16) červenou barvou. Jelikož mezi tělem a ramenem napínáku je umístěna šroubová pružina, musí být tělo opatřeno nálitkem pro opření pružiny. Plocha pro opření konce pružiny je označena oranžovou barvou (Obrázek 16). Zvýrazněné žluté plochy (viz Obrázek 16) slouží k dosednutí třecích tlumících elementů. Tyto elementy slouží jako primární tlumení (viz Obrázek 15). Drážka pro tyto elementy slouží, k jejich dobrému dosednutí i fixaci v housingu. Poslední důležitou plochou na těle napínáku je plocha, na kterou je umístěno axiální kluzné ložisko, které slouží také jako tlumící prvek napínáku. Plocha pro toto kluzné ložisko je zvýrazněna zeleně (viz Obrázek 17). Nezbarvené otvory slouží pro montážní a dorazový kolík. Tento díl není nijak dodatečně po odlití obráběn.



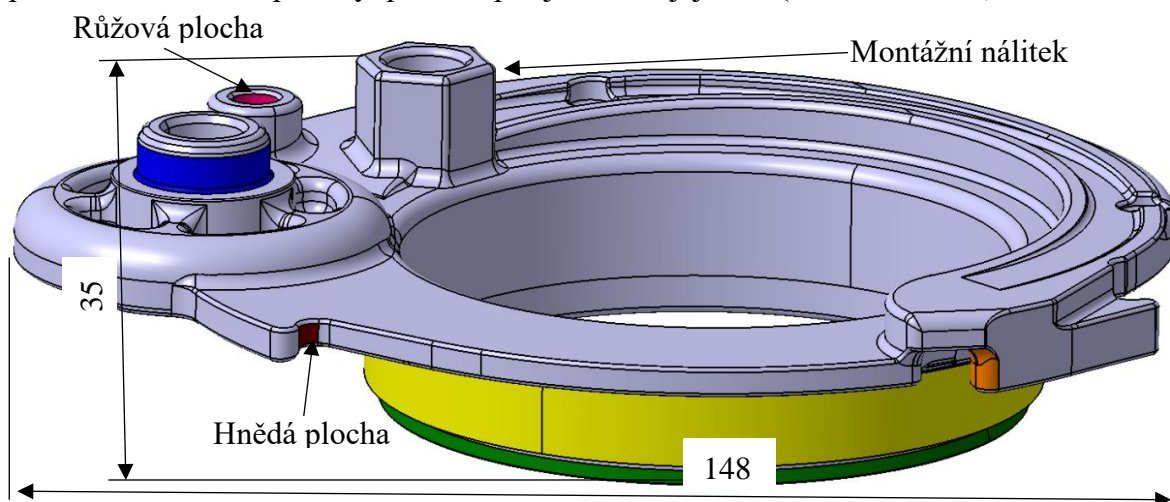
Obrázek 16 - Housing E8 – pohled shora



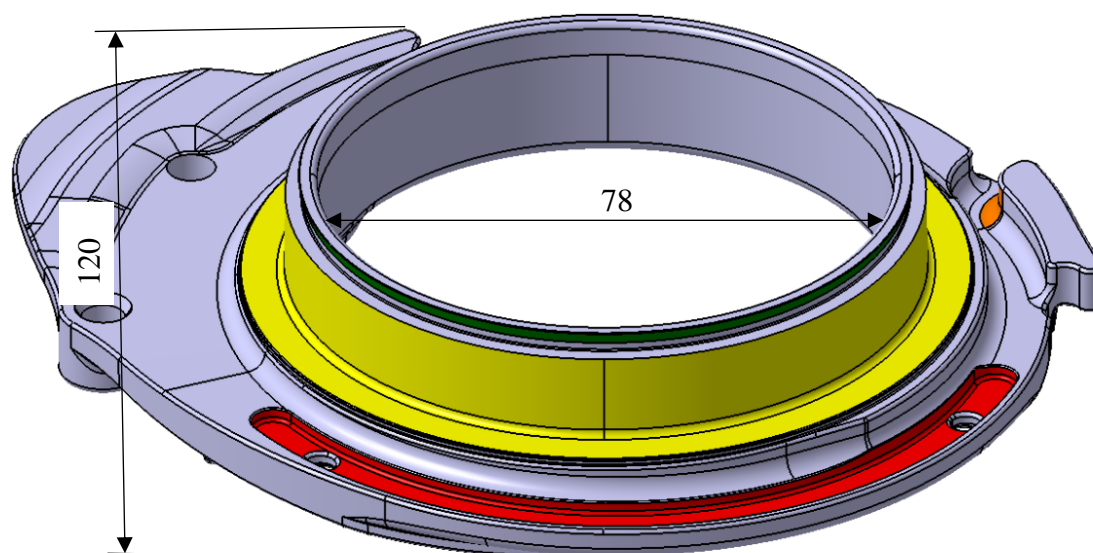
Obrázek 17 - Housing E8 – pohled zdola

Druhou částí základu je rameno napínáku (nebo také lever arm – dále jen LA). LA je pohyblivou součástí na napínáku E8. Rameno zajišťuje pomocí kladky přenos vibrací na tlumící elementy a vyvození napínací síly, díky kontaktu s pružinou. LA je prakticky

v kontaktu se všemi součástmi napínáku, vyjma Housingu. Všechny důležité plochy jsou označeny barevně na obrázcích níže (Obrázek 18 a Obrázek 19). Na žlutou plochu dosedá element primárního tlumení. Červená plocha je určena k umístění kluzného elementu (tento element je v kontaktu s pružinou). Kladka napínáku je umístěna vnitřním průměrem ložiska na modrou plochu a je axiálně zajištěna šroubem. Protože je nutné zamezit pružině v její rotaci, je na rameni oranžová dosedací plocha, kde se opírá konec pružiny. Vnitřní válcová plocha (růžová), slouží jako otvor pro dorazový kolík a hnědá plocha je dosedací plochou pro kolík montážní. Velmi důležitou plochou je ta, která se při montáži zaroluje k axiálnímu pojistnému elementu a tím drží celý napínák pohromadě. Tato plocha je na obrázcích níže zelená. Šestihranný nálietek slouží při montáži a demontáži napínáku na kryt alternátoru. Montážní nálietek má v sobě otvor, tudíž není nutné při montáži na alternátor používat klíč, ale je možnost použít i páku zasunutím do otvoru náliťku. LA je svým tvarem přizpůsoben pro dobré dosednutí pružiny, proto kopíruje náliťek její tvar (viz Obrázek 18).



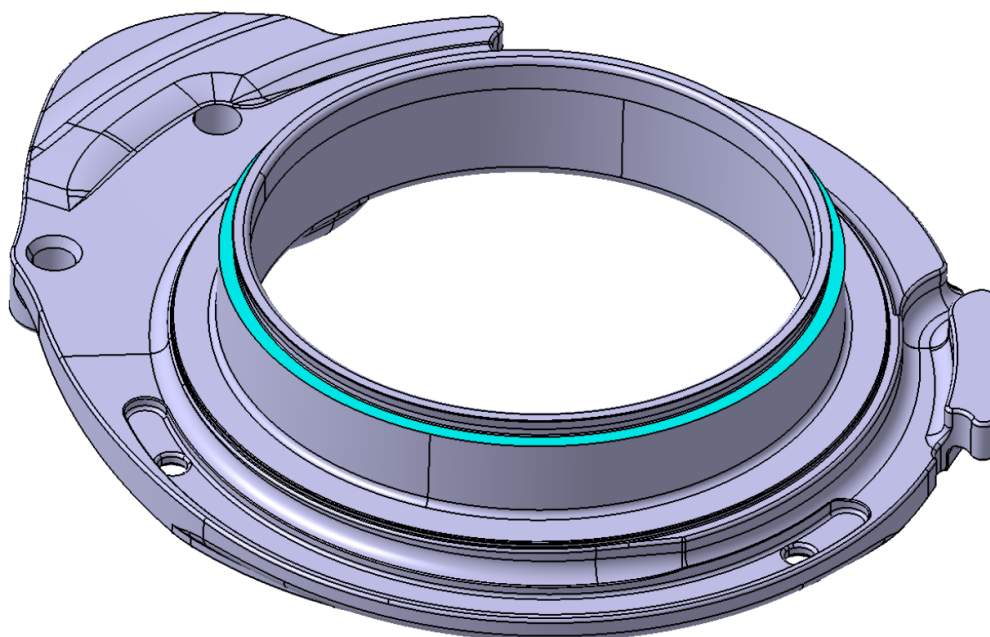
Obrázek 18 - Lever arm E8 – pohled shora



Obrázek 19 - Lever arm E8 – pohled zdola

U LA dochází po jeho odlití ještě k dodatečnému obrábění. Obrábí se z důvodu zajištění výšky a rovinnosti dosedací plochy pro axiální pojistný element (dále i jako AE). Tento pojistný element z důvodu zalisování (pomocí zarolování zelené plochy viz Obrázek 18 a

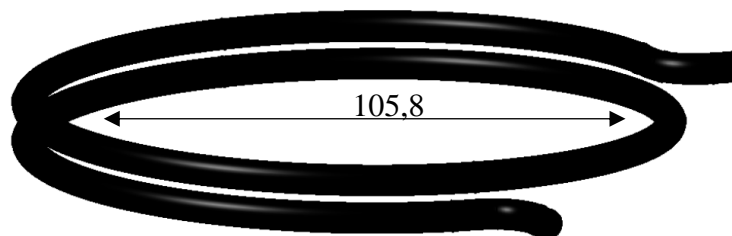
Obrázek 19) musí na rameno napínáku dosednout přesně, aby nebyla ovlivněna funkce tření (zmenšení třecí plochy) mezi ním a axiálním ložiskem. Pro přehlednost je tato plocha vyznačena tyrkysově na samostatném obrázku (viz Obrázek 20).



Obrázek 20 - Lever arm E8 – obráběná plocha

4.1.2 Ostatní části E8

Velmi důležitou částí, jež se podílí na předepínací síle je šroubová pružina [2]. Pružina, která se používá u těchto napínáků, se vyznačuje svým specifickým tvarem, má velký vnitřní průměr (zde konkrétně 105,8 mm) a malý počet závitů. Tento tvar je dán ze samotného tvaru celého napínáku, napínák má velký vnitřní průměr kvůli prostoru pro řemenici alternátoru a zároveň je nízký, protože podélné středové roviny kladky a řemenice alternátoru se musí shodovat. Kdyby se tyto roviny neshodovali, doházelo by k velkému klopení napínáku a krutovému namáhání řemene. Pružina je vyrobena z oceli s označením FD-54-SiCr6 (ČSN 14 260). Jedná se o nízkolegovanou ušlechtilou ocel pro zušlechťované pružiny se smluvní mezí kluzu v tahu $R_{p0,2}$ 1300 MPa. Nevýhodou této oceli je nízká korozní odolnost, proto jsou pružiny do napínáku lakovány. [16] Podrobné informace o oceli FD-54-SiCr6 jsou uvedeny v Příloze č. 2. Přehled informací o pružině je v tabulce níže (viz Tabulka 6).



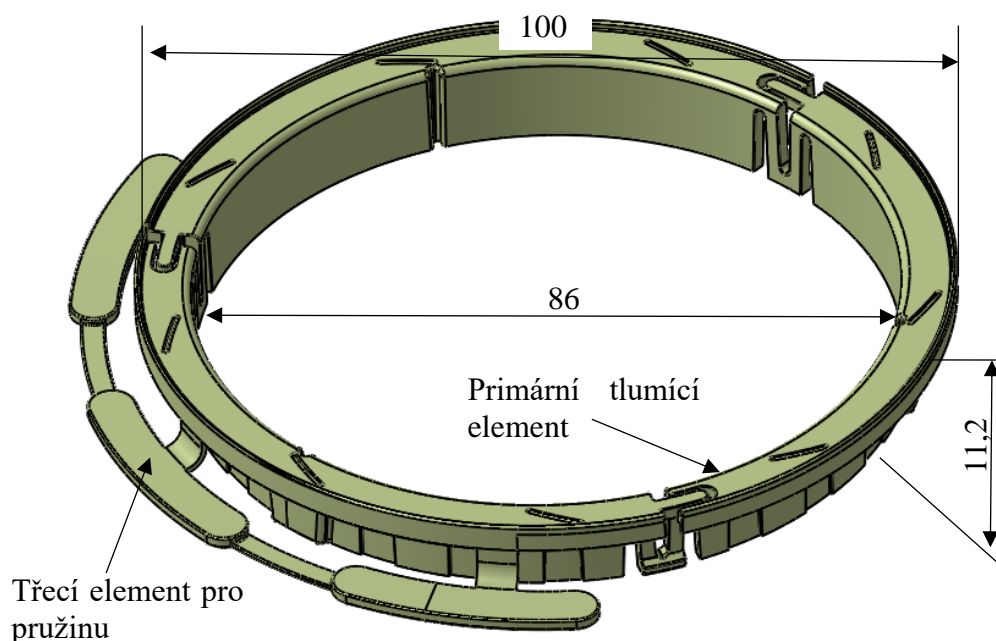
Obrázek 21 - Pružina používaná v napínáku E8

Tabulka 6 - Vlastnosti pružiny

Šroubová pružina		
Materiál	FD-54SiCr6	[-]
Vnitřní průměr	105,8	[mm]
Počet závitů	1,46	[-]
Hmotnost	104	[g]
Krouticí moment	18,8	[Nm]
Axiální síla	60	[N]
Torzni tuhost pružiny C_M	226,1	[Nmm/°]
Tuhost pružiny R (v nezátíženém stavu)	2,5	[N/mm]

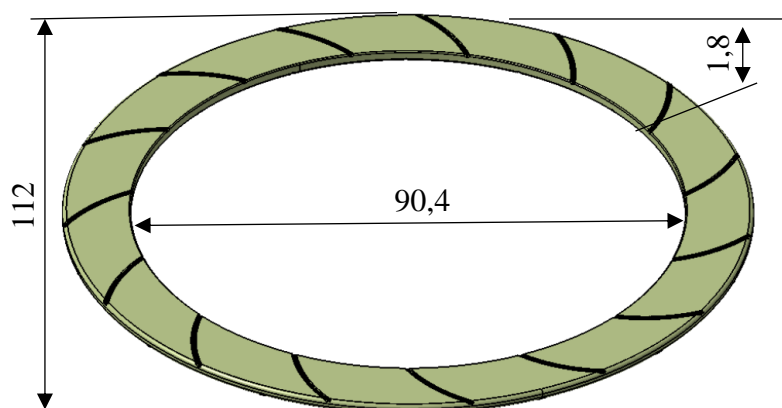
Je zde využito dvou tlumících elementů (primární a sekundární tlumení) a dvou kluzných elementů

Primární tlumící element je tvarově nejsložitější součást z kluzných prvků. Prvek tlumení je vyrobeno z materiálu PA46 – TW 371. Tento plast má velmi nízký koeficient tření. Tento koeficient se mění během provozu napínáku v hodnotách od 0,2 – 0,1. S tím, že hodnota 0,2 je na začátku životnosti napínáku a hodnota 0,1 je po zaběhnutí a ustálení napínáku. Materiál PA46 je velmi dobře otěruvzdorný, má dobré tuhostní vlastnosti a je určen pro náročné aplikace, jelikož má teplotní stálost do 200 °C. [17] Jednotlivé vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v Příloze č. 3. Tlumící element je navržen a profilován tak, aby byla třecí plocha co největší, a zároveň disponuje různými vybráními pro zabránění jeho pootočení. K tomuto primárnímu tlumení je zároveň nalisován třecí element, který nemá za úkol tlumit, ale snižuje tření mezi pružinou a ramenem napínáku. Tlumící element je do ramene pouze zasazen. Primární tlumící prvek je zobrazen na obrázku níže (viz Obrázek 22). Vnější průměr primárního tlumení je (bez třecího elementu) je 100,5 mm, vnitřní průměr má velikost 86 mm a výška je 11,2 mm.



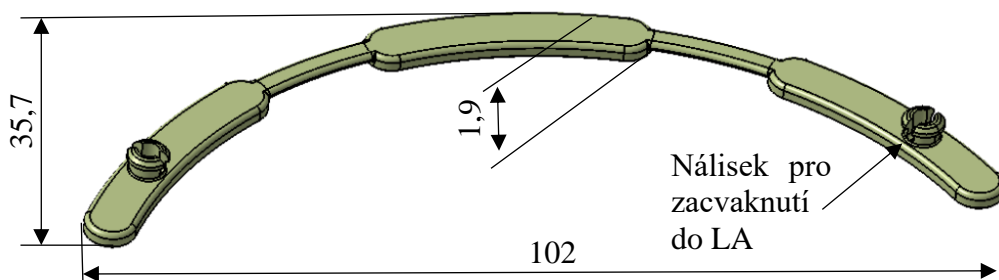
Obrázek 22 - Primární tlumící element

Sekundární tlumení funguje zároveň i jako axiální kluzné ložisko na napínáku (dále jen AB). Tato součást je vyrobena jako všechny kluzné a tlumící prvky ze Stanylu 4.6. V tomto případě se jedná o tvaru jednoduchou součást. AB je ve tvaru prstence, který má na sobě drážky pro zlepšení tření. Ložisko je umístěno mezi AE a tělem napínáku. Na LA jsou síly přenášeny pomocí nalisovaného AE a na Housing jsou síly přenášeny pomocí přímých dotyků s AB. Při vniknutí nečistot může dojít k výraznému opotřebení ložiska a tím ztrátě třecích vlastností. Ložisko ukazuje Obrázek 23. AB disponuje tloušťkou 1,8 mm, vnitřní průměr ložiska činí 90,4 mm a vnější průměr je 112 mm.



Obrázek 23 - Axiální kluzné ložisko (AB)

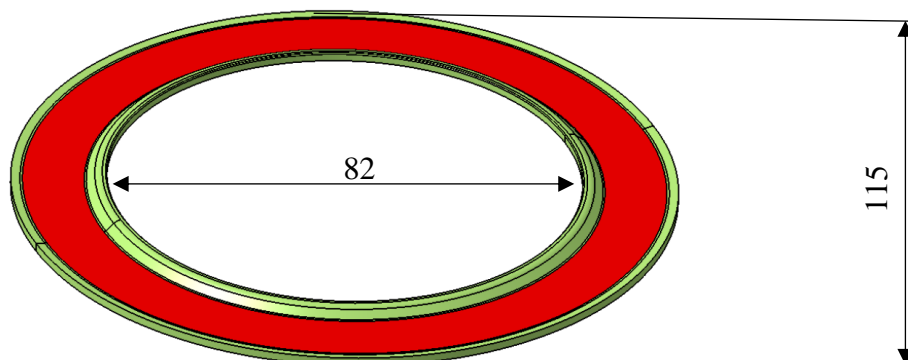
Poslední kluzný element je umístěný v těle napínáku (pro sestavení je proti kluznému elementu na primárním tlumení). Má shodný tvar jako přidružený třecí element na primárním tlumení a slouží ke snížení tření mezi pružinou a tělem napínáku. Jako všechny tyto kluzné prvky na E8 je i tento vyroben ze Stanylu 4.6. Tento třecí element obsahuje nálisky, které slouží pro zapadnutí do otvorů Housingu a tím je zabráněno elementu pohybu ve všech směrech. Zobrazen je níže (viz Obrázek 24). Maximální rozměry jsou 102 mm, 35,7 mm a tloušťka 1,9 mm. Jeho jednoduchý tvar umožňuje snadné klouzání pružiny, prakticky jsou tři elementy spojeny do jednoho celku, čímž je zvětšena třecí plocha.



Obrázek 24 - Třecí element do těla napínáku

AE slouží k soudržnosti celého napínáku a k přenosu sil mezi tělem a ramenem napínáku. AE je nalisován k rameni napínáku a tím je zajištěno nerozebíratelného spojení celého napínáku. AE je vyroben tvarovým vystřížením z plechu a má tvar prstence. Využívaný materiál pro AE je ocelový plech DC04 (ČSN 11 325), což je hlubokotažná ocel, která je vhodná pro tváření za studena. Materiálový list oceli DC04 je uveden v Příloze č. 4. Minimální smluvní mez kluzu v tahu $R_{p0,2min}$ u DC04 je 210 MPa. AE musí být rozměrově přesný v dosedací ploše, jinak by byla zmenšena třecí plocha mezi AE a AB, čímž by napínák nedosahoval správného tlumení. U AE je kladen požadavek na jeho tuhost. Při nedostatečné tuhosti by docházelo ke kroucení celého AE a opět by bylo sníženo tření mezi

AE a AB. Z důvodu tuhosti a zajištění rovinnosti je AE na vnějším i na vnitřním průměru opatřen prolisy (viz Obrázek 26), které jsou vytvořeny při jeho výrobě. Na obrázku níže (viz Obrázek 25) je červeně zvýrazněna dosedací plocha, jež je v kontaktu s axiálním kluzným ložiskem. Vnitřní průměr AE je 82 mm, vnější 115 mm a tloušťka použitého plechu je 1,5 mm.

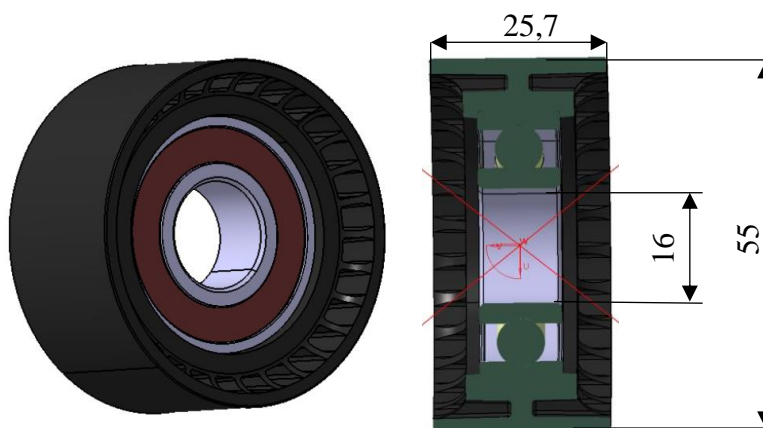


Obrázek 25 - Axiální pojistný element (AE) E8 – pohled ze spodu



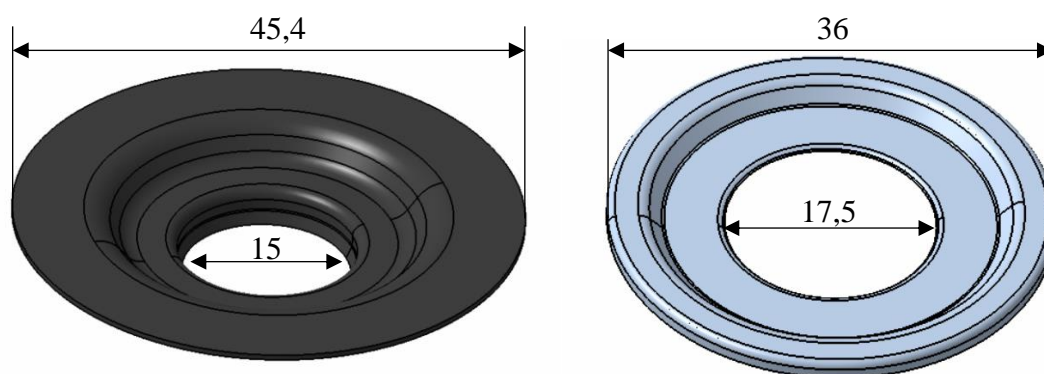
Obrázek 26 - Řez AE

Důležitou součástí napínačku je kladka (viz Obrázek 27). Kladka se přímo dotýká řemene a je vyrobena z plastu PA66 GF25-RC. Jedná se o polyamid s příměsí 25 % skelných vláken. Tento materiál je vhodný z hlediska pevnosti (mez Pevnosti v tahu R_M je zde 140 MPa) a z hlediska teplotní odolnosti. Napínák je umístěn na alternátoru, který se při provozu vozidla ohřívá a také se zahřívá motor. Naopak v zimě musí napínák pracovat i v teplotách po nulou (využití až do $-40\text{ }^\circ\text{C}$). Materiálové vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v Příloze č. 5. V kladce je nalisováno jednořadé kuličkové ložisko [2], které zajišťuje rotaci klady na rameni napínačku. Vnější průměr kladky je 55 mm, vnitřní průměr ložiska 16 mm a šířka kladky 25,7 mm.



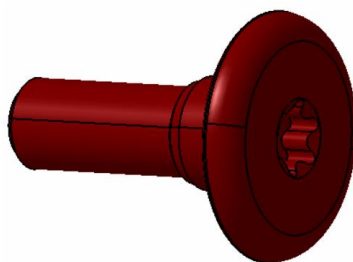
Obrázek 27 - Kladka E8 (vlevo), řez kladkou (vpravo)

U kladky jsou zbývající části napínačku a jedná se o krycí disk 1 (jeden kus), krycí disk 2 (dva kusy) a šroub s plochou hlavou. Krycí disky jsou ke kladce přišroubovány pomocí šroubu se závitem M8. Kryty slouží, jednak jako podložky (ložisko se tím pádem neopírá o šroub a rameno napínačku) a jednak jak už z názvu vyplývá jako kryty pro ložisko. Pokud by do ložiska vnikaly nečistoty, mohlo by dojít k jeho poškození nebo ke zničení. Krycí disk 1 je použitý na přání zákazníka, jinak by bylo dostatečné použít pouze krycí disky 2. Disk 1 je vyroben z oceli DC04 (tento materiál byl popsán již výše) a disky 2 jsou vyrobeny taktéž z oceli, ale s označením DC03. DC03 je opět hlubokotažná ocel, která je vhodná pro tváření za studena a je nelegovaná. Mechanické vlastnosti oceli DC03 jsou uvedeny v Příloze č. 6. Tloušťka krycího disku 1 má hodnotu 0,5 mm a u krycího disku dva dosahuje 0,3 mm. Ostatní rozměry jsou vidět na obrázku níže (viz Obrázek 28).



Obrázek 28 - Krycí disk 1 (vlevo), krycí disk 2 (vpravo)

Další součást napínačku E8 je šroub s plochou hlavou a vnitřní hvězdičkou (viz Obrázek 29). Funkcí šroubu je upevnit kladku k rameni napínačku. Šroub má závit M8 a jedná se o pevnostní šroub řady 10.9.



Obrázek 29 - Šroub uchycení kladky

Poslední dvě součásti sestavy napínačku jsou kolíky. Každý kolík má jinou funkci. První kolík je dorazový a jak již z názvu vyplývá, slouží jako doraz napínačku pro pracovní natočení (možno jde použít i jako zdvih napínačku). Tento kolík je vyroben z pružinového drátu z čehož se dá tento kolík nazvat jako pružinový [4]. Druhý kolík je montážní a slouží k zafixování napínačku do doby, než bude napínaček přidělán na kryt alternátoru, poté bude kolík odstraněn. Materiál montážního kolíku je ocel C67S (ČSN 12 071), jedná se o uhlíkovou nelegovanou ocel. Vlastnosti materiálu C67S jsou uvedeny v Příloze č. 7.

Pro přehled a shrnutí jsou všechny materiály použité u napínačku E8 uvedeny v tabulce (viz Tabulka 7).

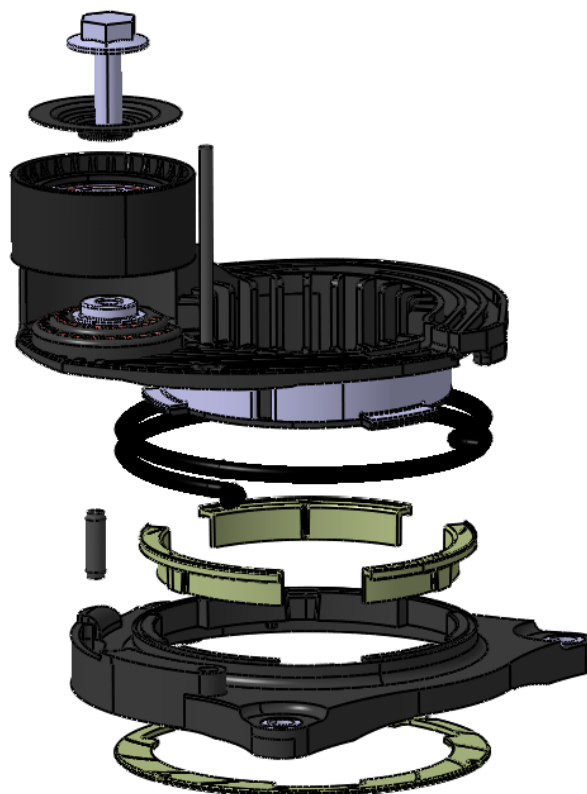
Tabulka 7 - Přehled použitých materiálů u E8

Části napínáku a použité materiály	
Komponenta	Materiál
Tělo napínáku	EN AC-46000
Rameno napínáku	EN AC-46000
Axiální pojistný element (AE)	DC04
Kluzný element + tlumící element (primární tlumení)	Stanyl 4.6
Axiální ložisko (sekundární tlumení)	Stanyl 4.6
Pružina	FD-54SiCr6
Krycí disk 1	DC04
Kladka	PA66 GF25-RC
Krycí disk 2	DC03
Šroub	10.9
Montážní kolík	Pružinový drát
Dorazový kolík	C67S

4.2 Extra lehká konstrukce E8

Napínák E8 je možné také vyrábět v extra lehkém provedení (dále jen Ultra light). Jedná se o konstrukci vyrobenou pomocí technologie lisování z plastu (viz Obrázek 30). Jedná se o tisk dvou částí napínáku, a to o rameno napínáku a o tělo napínáku, ostatní komponenty zůstávají ze stejných materiálů. U této konstrukce došlo ke zredukování počtu částí ze 14 na 11 oproti klasickému provedení. Jsou vynechány krycí disky 2 a samostatný kluzný element, který byl u klasického provedení upevněn v rameni napínáku. S výrobou pomocí 3D tisku je samozřejmé, že došlo k výraznému snížení hmotnosti. Tento napínák má hmotnost pouze 394 g (klasické provedení 646 g). Avšak s touto výrobní technologií je nutné změnit některé součásti, aby byla stále zachována tuhost celého napínáku, a také musí být zachována odpovídající životnost. Hlavní změny se týkají Housingu a LA, jelikož jsou to nejvíce namáhané součásti a tvoří kostru celého napínáku. U těchto dvou částí je patrné žebrování a zesílení jednotlivých stěn. Do otvorů a jiných funkčních ploch jsou zatištěny vložky (inserty), které zaručují přesnost děr a zabraňují opotřebení nebo zničení plastu při provozu a montáži. Další konstrukční změnu je možné vidět na primárním tlumení, které není jako jedna součást, ale je rozdělena do tří menších.

Varianta Ultra light je zatím pouze jako prototypové řešení, které zatím není s ohledem na počet vyráběných napínáků finančně a produkčně výhodné.

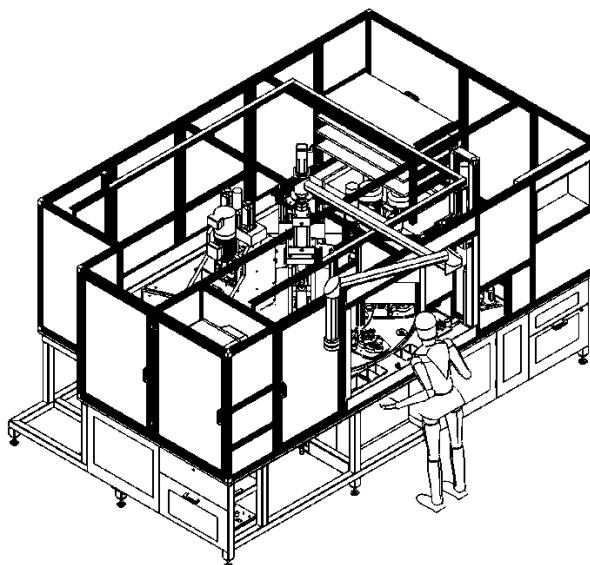


Obrázek 30 - Napínák E8 v provedení Ultra light

4.3 Stručný popis výroby napínáku E8

Výroba E8 probíhá ve dvou fázích, v první fázi se jedná „předmontáž“, kde se ručně zasadí tlumící elementy do ramene a pouzdra napínáku. Následně nastává druhá fáze výroby, která je uskutečněna za pomoci automatické linky. Linka je uspořádána jako rotační, tzn. napínák je montován a v jednotlivých krocích opisuje kružnici. V druhé části dochází ke vložení pružiny a spojení ramene s pouzdem napínáku zalisováním (dále zarolování) pomocí speciálních rolovacích hlav. Následuje testování hystereze pružiny a po němž se napínáku dodají chybějící části. Ustaví se do polohy PM3 (montážní poloha napínáku) pomocí kolíku a přimontuje se mu kladka. Jednotlivé kroky zkompletování E8 jsou vyobrazeny v kapitole 4.3.1 pro názornost.

Celkový pohled na výrobní linku je názorně ukazuje Obrázek 31. Z obrázku je patrné, že je linka kompletně zakryta a jsou v ní pouze prostory pro vložení, či odebrání komponent sestaveného napínáku, s ohledem na bezpečnosti pracovníků. Jak bylo řečeno v předchozím odstavci, probíhá také testování hystereze pružiny napínáku, a pokud napínák nevyhovuje, je z linky automaticky vyřazen. Součástí této montážní linky je i testovací zařízení. Výrobní takt linky je 18,5 sekundy.

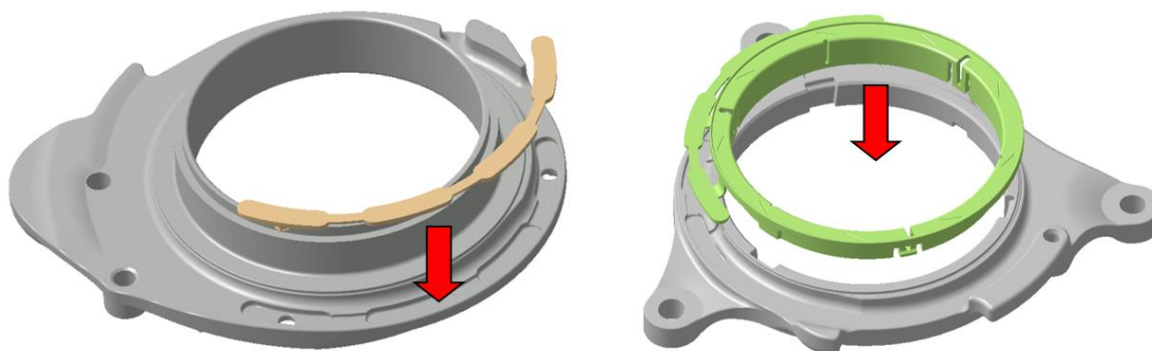


Obrázek 31 - Celkový pohled na výrobní linku E8

Po kompletaci je testováno tlumení za podmínek blízkých skutečnému provozu únavu ve speciální místnosti. Cyklickému testu se říká dynamická hysterese napínáků. Napínáky se umístí na speciální stand a je s nimi kmitáno za různých teplot a při různých zatěžujících amplitudách. U dynamické hysterese se zjišťuje, jestli napínáky vydrží určitý počet cyklů, aniž by došlo u únavě pružiny napínáku. Po splnění testu dynamické hysterese je napínák připraven pro namontování do vozidla.

4.3.1 Postup skládání sestavy při výrobě E8

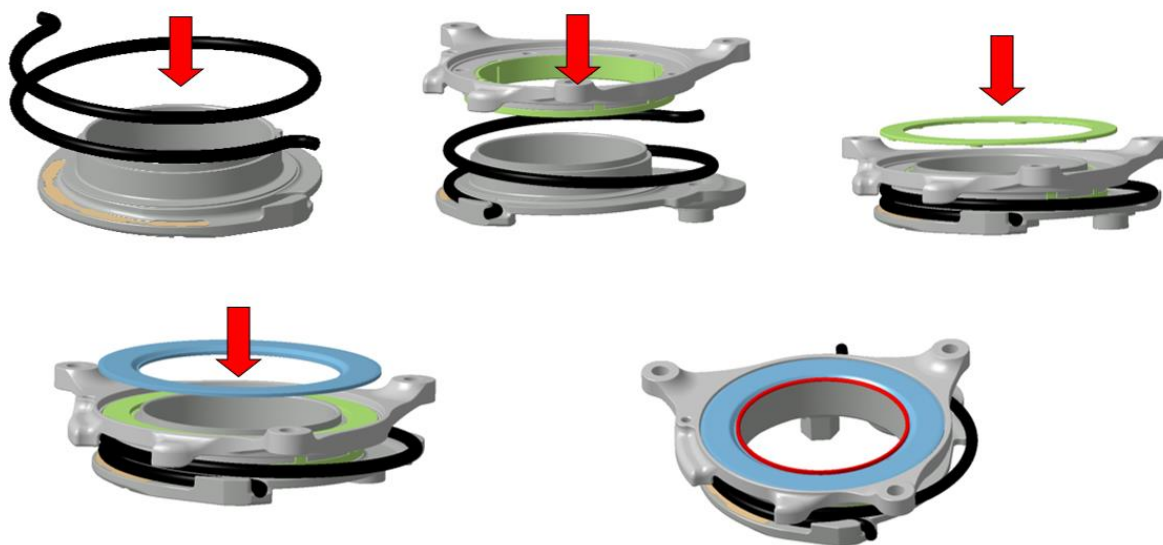
Prvním krokem je „předmontáž“ napínáku. Předmontáž se skládá z ručního vsazení plastových elementů do ramene napínáku a do pouzdra napínáku (viz Obrázek 32). Červené šipky ukazují, jakým směrem jsou tlumící elementy vsazeny do hliníkových částí napínáku.



Obrázek 32 - První krok montáže E8

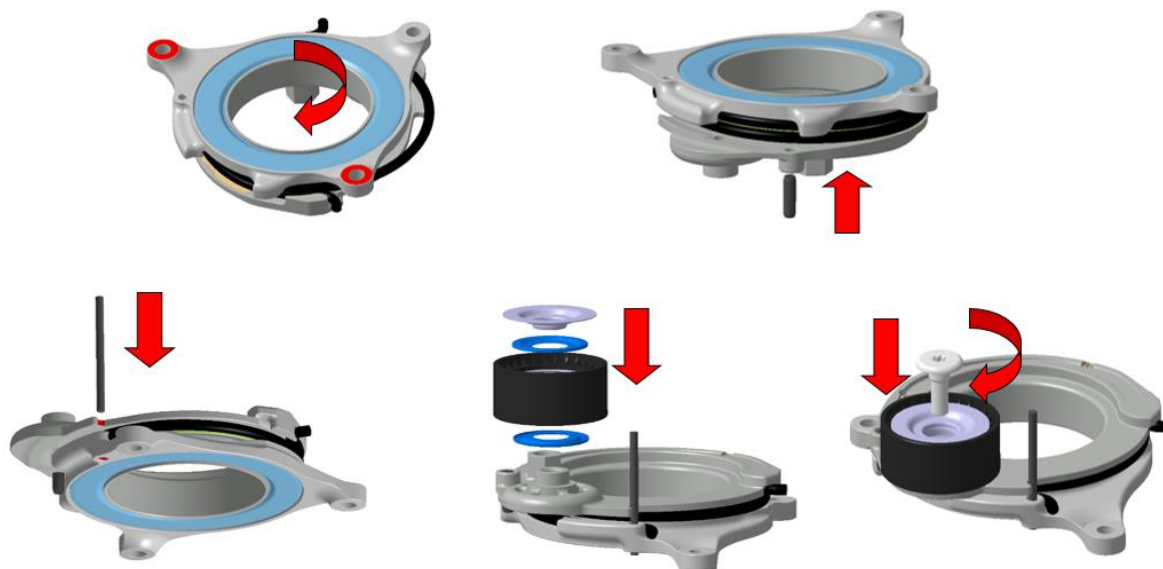
Další kroky probíhají na montážní lince, která má několik stanovišť. Nejprve je na rameno napínáku vložena pružina, potom je tato pružina stlačena pomocí pouzdra napínáku, do kterého je vloženo axiální plastové ložisko. Tento celek je přiklopen axiálním pojistným kroužkem a dojde k zarolování hrany ramene napínáku tak, že se opře o axiální pojistný kroužek. Tímto je napínák nerozebíratelně spojen. Celý tento proces prvního stanoviště montážní linky je níže (viz Obrázek 33). Červené šipky opět ukazují směr kompletování

částí napínáku. Obrázek 33 vpravo dole ukazuje červeně vyznačenou zarolovanou hranu ramene napínáku.



Obrázek 33 - Postup montáže na automatické lince

Po kompletaci sestavy E8 je napínák podroben hystereznímu testu pružiny. Pokud pružina nevyhovuje, je napínák rovnou vyřazen z linky a musí být rozebrán pro výměnu komponent. V případě, že je hystereze napínáku v pořádku, je do napínáku vložen kolík a napínák je ustaven do polohy PM3 (poloha ve které je napínák předán zákazníkovi, v níž se montuje na alternátor) a v posledním kroku je k napínáku přišroubována kladka. Finální fázi montáže ukazuje Obrázek 34.



Obrázek 34 - Testování hystereze (vlevo nahoře) a finální fáze montáže E8

4.4 Problémy současného řešení E8

Problémem, proč je navrhována designová změna E8, je nevýhoda zalisovaného (nerozebíratelného) spojení mezi AE a ramenem. Tento nedostatek se vyskytl až při samotné výrobě napínáku. Jelikož je napínák hned při výrobě testován a při nevyhovění určitých parametrů je z linky odstraněn, není možné zajistit výměnu komponent, aniž by byla

poškozena některá z částí napínáku při rozlisování. Rozlisování probíhá tak, že se napínák odfrézuje. Frézuje se zarolovaná hrana na rameni napínáku, přičemž po odfrézování není možné rameno znovu použít. Při frézování také dochází k poškození AE, a tudíž je nutné AE, tak i rameno vyhodit. Toto řešení je neefektivní, protože je prodražována výroba a dochází k plýtvání materiálu. Napínák může být nevyhovující z několika důvodů, hlavním a nejčastějším důvodem je nevyhovující hystereze celého napínáku, která se zjišťuje na montážní lince (viz Kapitola 4.3.1). Další možností, proč je napínák nevyhovující je nedostatečný přítlak AE na třecí elementy a z toho vyplývající nedostatečné tlumení. Toto může být způsobeno buď špatným zarolováním AE, nebo vadou třecích elementů.

Nutnost rozebíratelného napínáku je důležitá s ohledem na velkou zmetkovitost výroby, která se pohybuje mezi 5 až 10 %, přičemž je cíl snížit zmetkovitost na 1 až 2 %. Snížení zmetkovitosti není však cílem této práce. Při možnosti rozebíratelného spojení mezi AE a ramenem, by nebylo nutné rameno frézovat, jako je tomu nyní, pouze by se napínák rozmontoval a pružina nebo jakákoliv jiná komponenta by se mohla vyměnit a napínák znovu použít.

5 POŽADAVKY A JEJICH SPECIFIKACE

Pro nový návrh je důležité stanovit specifikace a požadavky, kterými by se měl nový návrh řídit a také je splňovat.

Požadavků pro návrh se může klást velké množství. Zde budou požadavky rozděleny do dvou hledisek:

- Požadavky kladené zadavatelem
- Obecně kladené požadavky

Požadavky kladené zadavatelem vycházejí z:

- Typu výroby
- Předchozích návrhů a zkušeností
- Technologie výroby
- Technologie montáže

Obecně kladené požadavky jsou např.:

- Umožněné funkčnosti napínáku
- Návaznost jednotlivých komponent na sebe
- Výroba bez dodatečného obrábění
- Snadná montáž
- Snadná demontáž

Jednotlivé požadavky jsou rozepsány v kapitolách níže.

5.1 Požadavky kladené firmou Mubea

Nejdůležitějším požadavkem pro nový konstrukční návrh je změna spojení dvou částí napínáku, konkrétně spojení ramene napínáku a axiálního pojistného elementu. Na současném napínáku E8 je toto spojení nerozebíratelné, konkrétně zde se části k sobě lisují. Typ lisovaného spojení je značná komplikace, protože pokud napínák nevyhovuje při testování, které následuje bezprostředně po výrobě. V takovémto případě montážní linka vyřadí napínák a musí být opraven. Protože jsou části k sobě lisovány, je nutné odfrézovat část ramene napínáku, aby mohl být uvolněn axiální pojistný kroužek, napínák se mohl rozebrat a nevyhovující komponenty nahradit. Po odfrézování části ramene napínáku není možné rameno znovu použít, a tak musí být vyhozeno, čímž dochází k plýtvání materiálu a prodražení výroby. Proto nové řešení musí být rozebíratelné, z důvodu možné opravy a opakovaného použití ramene napínáku.

Dalším požadavkem zadavatele je zachování technologie výroby pro rameno napínáku i pro axiální pojistný kroužek. Rameno napínáku je vyráběno tlakovým odléváním hliníku do trvalé několikanásobné formy. Axiální pojistný kroužek se vyrábí tvářením za studena vystřihováním z plechu.

Firma také vyžaduje možnost implementace nového návrhu v sériové výrobě. Návrh musí splňovat tyto parametry:

- Snadná montáž pro automatickou linku
- Snadná demontáž bez poškození dílů
- Nové spojení musí být bajonetového typu

Demontáž napínáku při vrácení linkou bude pracovník provádět manuálně. Bajonetové spojení se použije vzhledem k jeho jednoduchosti a k dříve provedenému prototypovému vývoji s bajonetovým spojením.

5.2 Obecně kladené požadavky

Důležitým požadavkem, který je kladen z obecného hlediska, je zachování funkčnosti napínáku. Novým návrhem nesmí být ovlivněna ani omezena funkce napínáku.

Nově navržené komponenty musí navazovat na ostatní, tudíž musí být zajištěna vzájemná provázanost a schopnost smontování jednotlivých částí napínáku v jeden celek. S demontáží souvisí také montáž. Pokud se jednotlivé části nedají snadno rozmontovat ručně, bylo by vhodné navrhnout demontážní přípravek, který demontážní operaci usnadní. Napínák by v tomto případě, pak mohl pracovník rozebírat přímo u linky pomocí demontážního přípravku. Za tohoto předpokladu se musí umožnit snadná demontáž, aby byla efektivní a nenáročná pro pracovníka.

V návrhu by mělo dojít k minimálním změnám ostatních komponent jako jsou např.:

- Kluzná ložiska
- Tělo napínáku
- Pružina

Důvodem je sériová výroba napínáků a sní spojené výrobní nástroje, které jsou velmi nákladné. Následkem výrazných změn v jednotlivých komponentách napínáku by byla nutnost přepracování výrobní linky, či výroba úplně nové, což je finančně náročné. Nově navržené komponenty by měli být vyrobitelné bez dodatečného obrábění. Absence dodatečného obrábění může zlevnit a zrychlit výrobu komponent pro napínák. Při nutnosti výroby nových nástrojů je důležité provést návrh napínáku jednoduše. Tvarově komplikované komponenty napínáku by prodražily výrobu nástrojů.

Pro přehlednost je uvedeno shrnutí všech požadavků v tabulce níže. V tabulce je uvedený souhrn požadavků kladený zadavatelem práce, tak i obecné požadavky na nový návrh.

Tabulka 8 - Shrnutí požadavků

Kladené požadavky	
Mubea	Obecné
Náhrada lisovaného spoje rozebíratelným	Zachování funkčnosti napínáku
Zachování technologie výroby	Návaznost na ostatní komponenty
Zohlednění návrhu pro sériovou výrobu	Smontovatelnost
Použití bajonetového spoje	Snadná montáž a demontáž
	Minimální změny ostatních komponent
	Výroba bez dodatečného obrábění
	Jednoduché tvary nového návrhu

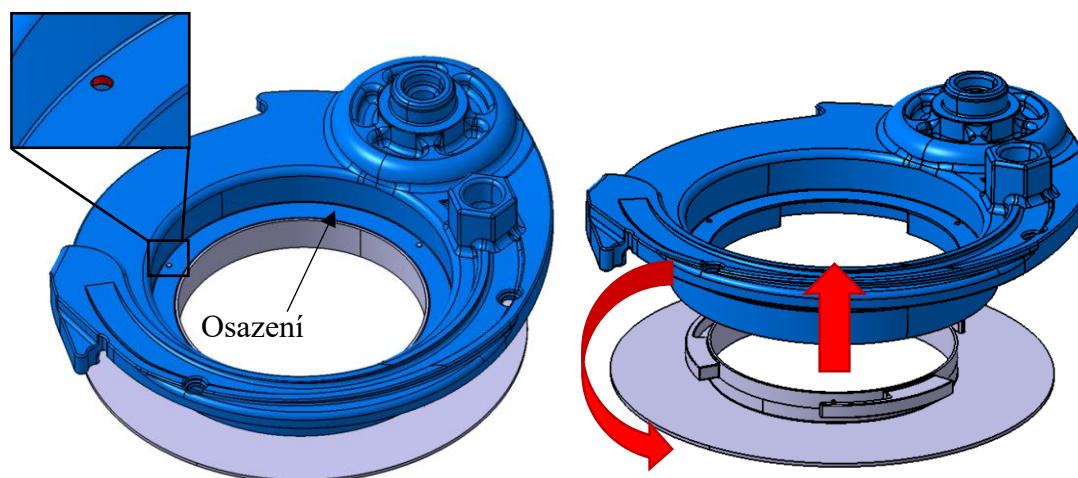
6 KONCEPČNÍ NÁVRH

Níže budou popsány čtyři koncepční varianty, které se spolu porovnají. Z těchto čtyř variant budou dvě vybrány a rozpracovány detailně v samostatné kapitole (viz kapitola 7).

Koncepční řešení se odvíjí od požadavků kladených zadavatelem práce a obecně kladených požadavků. Koncepční návrhy vycházejí ze současné konstrukce napínačku E8. V každé variantě je použito stávající rameno napínačku E8, na kterém jsou provedeny úpravy. Axiální pojistný kroužek je vždy kompletně navržen nový. Dle požadavků se bude jednat o čtyři varianty bajonetového spojení. Použitím bajonetového spojení se zaručí zachování stávajících komponent, což je žádoucí z hlediska výroby a ceny napínačku i jeho vývoje. Tato kapitola popisuje pouze koncepční návrhy, které nejsou rozpracovány do detailu. Jsou důležité z hlediska toho, jakým směrem následně vývoj napínačku v dalším vývoji.

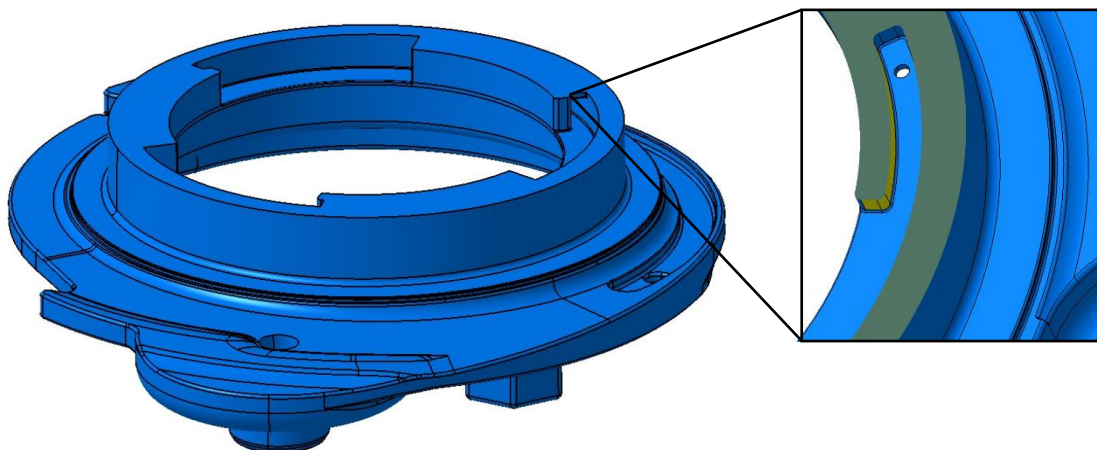
6.1 Varianta 1

První koncepční řešení ukazuje Obrázek 35, modrou barvou je zvýrazněn LA a šedou AE. Montáž je naznačena červenými šipkami, jedná se nejprve o axiální zasunutí AE k rameni a poté rotaci, která zafixuje AE. Jako zámek proti rotaci slouží 3 díry v osazení na vnitřním průměru LA (červená plocha viz Obrázek 35), do nichž zapadají kolíky na zámcích AE (červená plocha viz Obrázek 37). Zámky jsou po obvodu AE tři (viz Obrázek 37). Pro zamezení pohybu v axiálním směru slouží v rameni neprůchozí kapsy (viz Obrázek 36) a na AE k tomuto účelu slouží opět zámky.



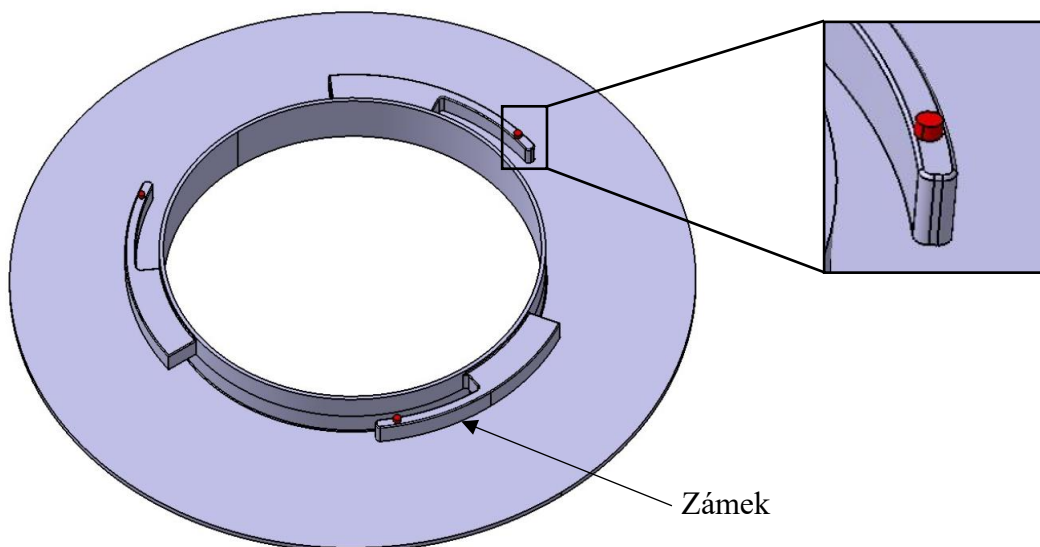
Obrázek 35 - Koncepční varianta 1, naznačení montáže (vpravo)

Jelikož je zde využito neprůchozích kapes a výrobní proces zůstane jako u stávajícího řešení. Takto umístěné neprůchozí kapsy je obtížné vyrobit, protože jsou na vnitřním průměru LA. Pokud by se takto koncipovaný LA vyráběl, bylo by nutné jej odlévat na ztracené jádro, což je nákladná a komplikovaná výroba. Další nevýhodou tohoto řešení je nutnost obvodové kapsy umístit na vnitřní průměr napínačku, aby byla zachována funkčnost ostatních částí napínačku a také, aby tyto části nemusely být navrhnuty nově. Kapsy zmenšují vnitřní průměr napínačku ze 78 mm na 66 mm. Zde může dojít buď ke kolizi s řemenicí alternátoru, nebo může docházet k zamezení proudění vzduchu kolem řemenice a tím přehřívání alternátoru. Výroba AE je v tomto případě komplikovanější než doposud. U současného stavu se AE pouze vystříhuje z plechu. Zde by musel být AE obráběn z kulatiny, protože zámky mají jinou tloušťku, než zbytek těla AE. Výhodou při obrábění celého AE je zajištění rovinnosti na dosedacích plochách pro axiální kluzné ložisko.



Obrázek 36 - Lever arm koncepce 1 - pohled ze spodu, detail řezu kapsou

Mezi výhody této koncepční varianty patří velké stykové plochy mezi zámky AE a vnitřními plochami obvodových kaps na LA a zamezení jakéhokoliv pohybu zámků díky kapsám na LA.

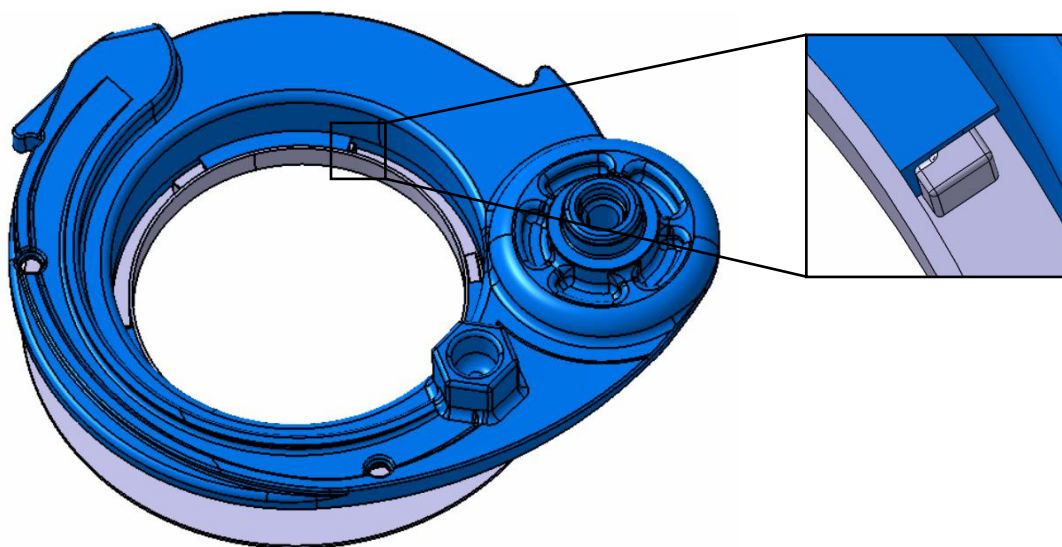


Obrázek 37 - AE pro koncepční variantu 1, detail protirotčního výstupku (červená)

Při demontáži této varianty je nutné použít speciálního přípravku, který zapadne do třech děr na osazení ramene napínáku. Následně musejí být kolíky na zámcích zatlačeny do kapsy na rameni, aby poté mohlo dojít k pootočení AE a demontáži celého napínáku.

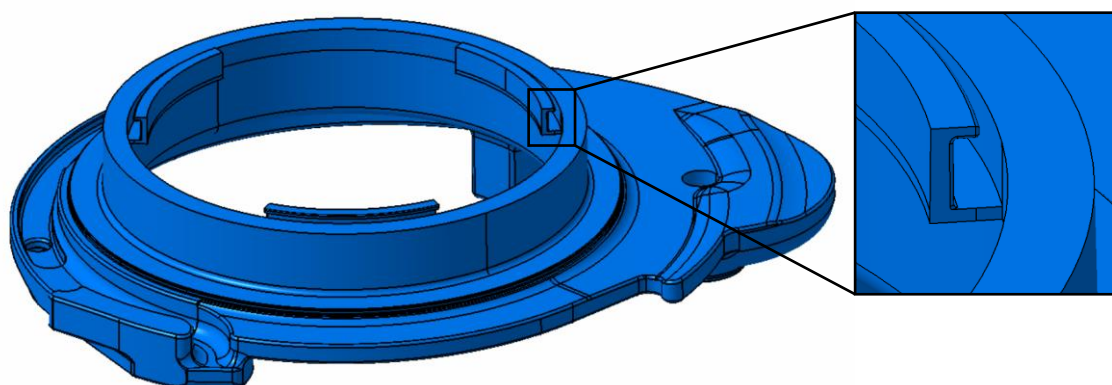
6.2 Varianta 2

Varianta 2 (viz Obrázek 38) vychází z předchozího řešení (viz Kapitola 6.1). I tato varianta disponuje třemi kapsami po obvodu, avšak zde nejsou kapsy neprůchozí, nýbrž jejich průřez má tvar písmene C (viz Obrázek 39). Tento tvar má řadu výhod oproti variantě 1. Kapsy jsou na vnitřním průměru napínáku a tím je opět zmenšen, což nese s sebou nevýhody. Do takto tvarovaných kaps zapadají zámky AE, které jsou u této varianty zakončeny výstupkem (viz Obrázek 41), který zapadne za vnější hranu kapsy a tím bude AE zamezeno rotaci (viz detail Obrázek 38). Montáž těchto komponent bude stejná jako u varianty 1, nejprve se do sebe AE a rameno zasadí a poté se za aretují pomocí rotace, kde dojde zacvaknutí zámků za kapsy.



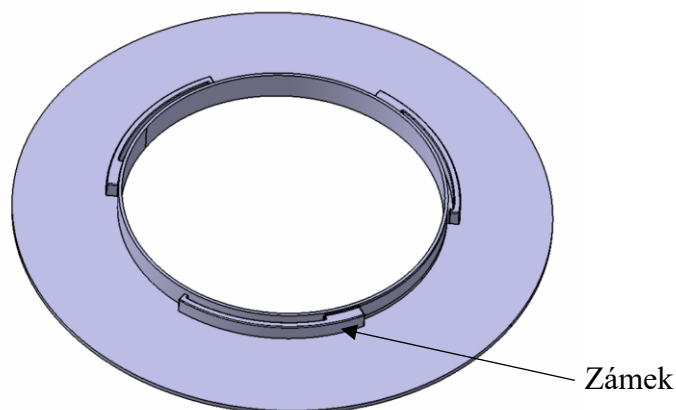
Obrázek 38 - Koncepční varianta 2, detail zapadnutého zámku v kapse

Nevýhody řešení jsou velmi podobné jako u varianty 1. Jedná se o zmenšení průměru opět ze 78 mm na 66 mm, což způsobuje problémy ohledně chlazení alternátoru. I když jsou kapsy zde průchozí, výroba je i zde komplikovaná a finančně náročná. Stejný problém se týká AE, který u tohoto řešení musí být kompletně obráběný, což je nákladné a složité.

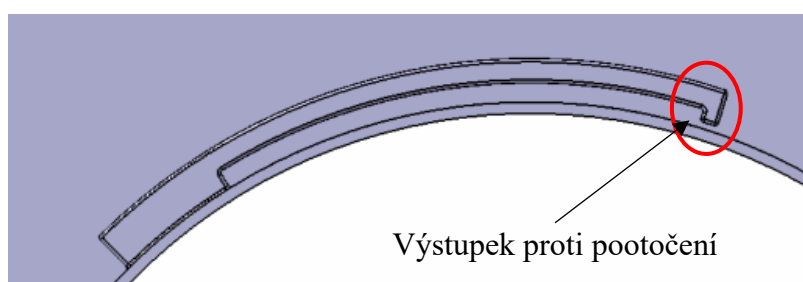


Obrázek 39 - Lever arm koncepční varianty 2, detail kapsy ve tvaru C

Výhodou oproti variantě 1 je jednoduchost kapes a pojištění proti rotaci, v podobě výstupků na AE. Toto řešení je nenáročné z hlediska montáže. Zároveň jsou zde zachovány velké stykové plochy, které zajišťují potřebné tření a tím i přenos sil při namáhání (v provozu). Z tvaru kapes a AE vyplývá, že je po smontování zabráněno vzájemnému pohybu mezi AE a ramenem ve všech směrech.



Obrázek 40 – AE pro konceptní variantu 2



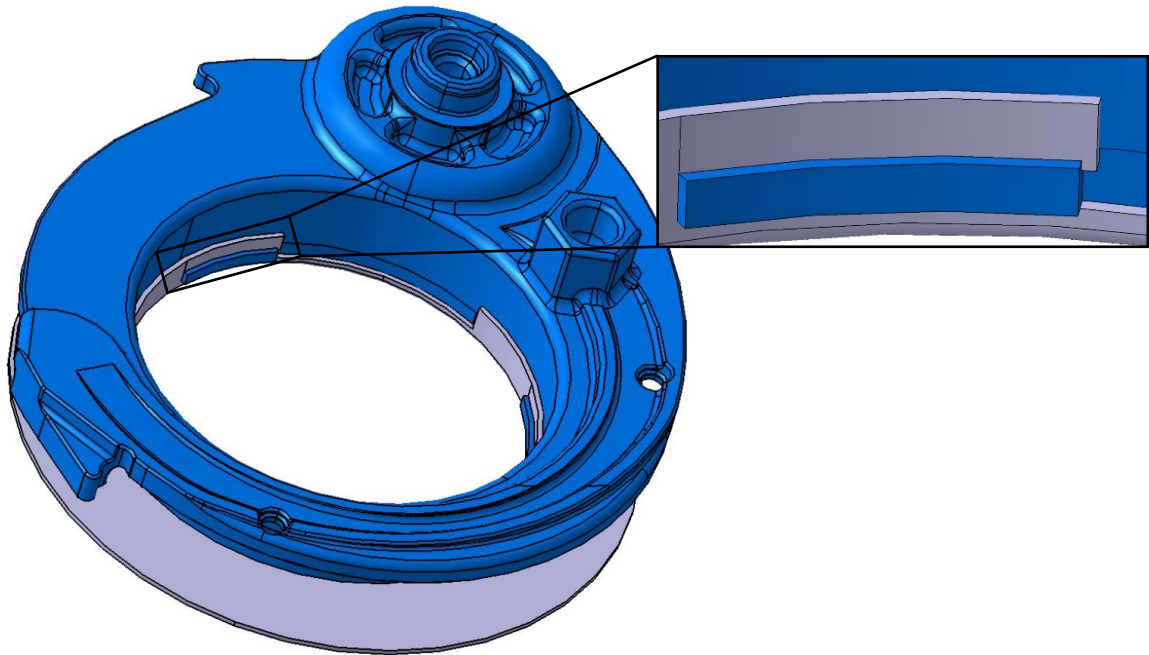
Obrázek 41 - Detail zámku konceptní varianty 2

Demontáž zde musí probíhat pomocí rozebíracího přípravku nebo pomocí planžety, která odtlačí zámky AE, a poté dojde k rozebrání napínáku. Planžety je vhodné použít vzhledem k malému prostoru mezi výstupkem na zámku AE a jeho vnitřním osazením.

Konceptní varianta 2 je z pohledu konstrukce jednodušší a elegantnější oproti konceptní variantě 1, avšak je stále komplikovaná z hlediska výroby.

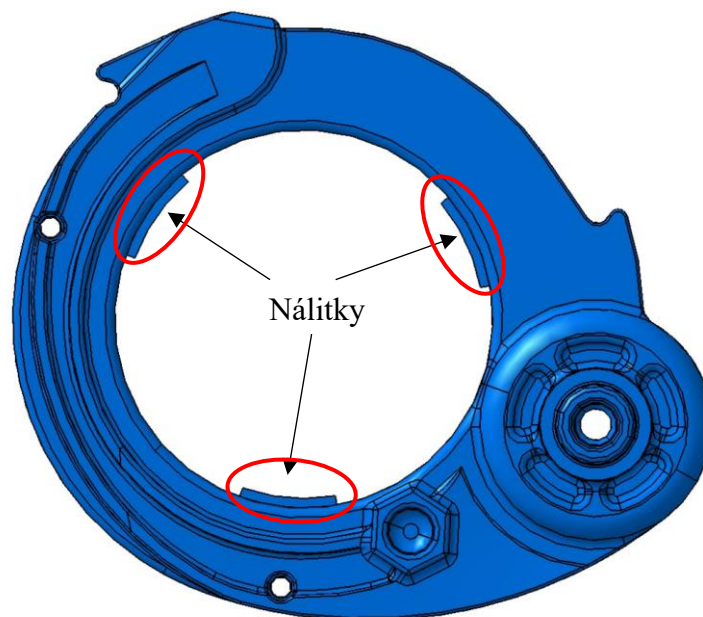
6.3 Varianta 3

U tohoto konceptního řešení je využito jiného přístupu než v předchozích variantách. Cílem je zaměřit se co nejvíce na jednoduchost a minimalistický design (viz Obrázek 42). Jsou zvoleny tři nálitky po vnitřním průměru LA, avšak zde nejsou žádné kapsy ani jiná složité tvary, ale pouze hranolový náliček kopírující vnitřní průměr (viz Obrázek 43). Jednoduchou konstrukci má i AE (viz Obrázek 44), zde je navržený tak, aby se dal vyrobit vystřihnutím z plechu (má všude konstantní tloušťku). Jako u všech bajonetových spojení je zde montáž velmi jednoduchá a je použitý stejný princip jako u předchozích konceptních návrhů. Pootočení zabraňují opět výstupky na zámcích AE, které zapadají za hrany nálitku (viz detail Obrázek 42).



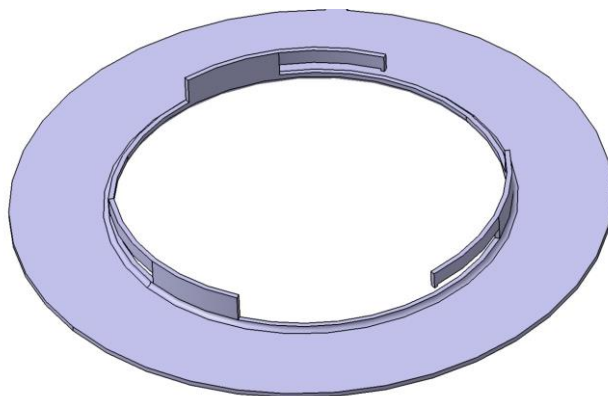
Obrázek 42 - Koncepční varianta 3, detail na spojení

Nevýhoda této varianty spočívá při montáži napínáku. Aby bylo zabráněno pootočení do obou směrů, má nálitky na LA tvar kvádrů kopírujícího vnitřní průměr LA. Toto je značná obtíž, protože při montáži by musel být vyroben takový přípravek, jež by zámky AE vyhnul do středu AE a až poté by mohlo k rotaci AE a zaskočení výstupků za nálitky. Stejný problém spočívá při demontáži, v tomto případě by musel být AE upraven, jinak by nebylo možné zámky odtláčit do středu a nedošlo by k demontáži. Při vychýlení zámku AE by mohlo docházet ke zvýšenému namáhání a zámky by mohly být poškozeny, čímž by se AE nedal opakovaně použít.



Obrázek 43 - Lever arm koncepční varianty 3 - pohled shora

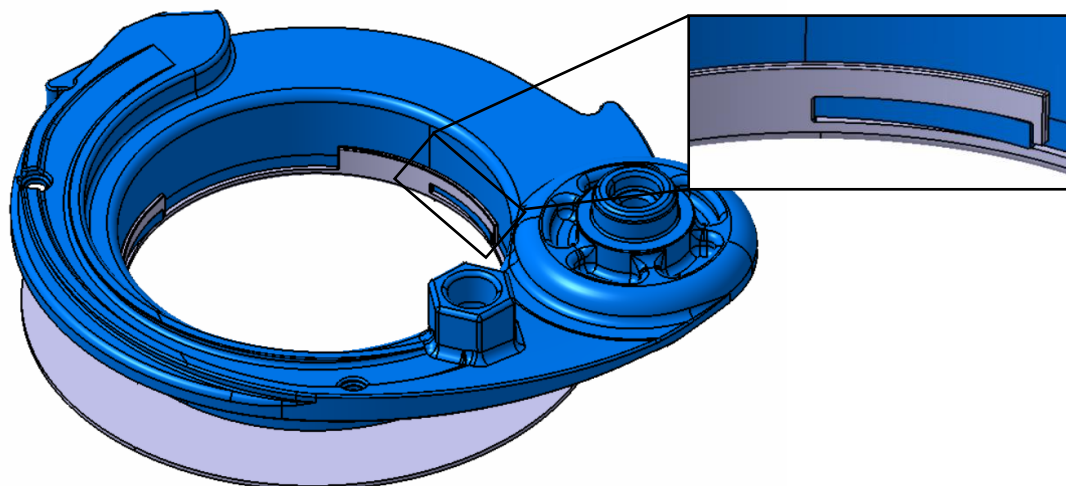
Nedochází zde k výraznému zmenšení vnitřního průměru LA jako v předchozích dvou případech, protože nálitky jsou velmi kompaktní, a tudíž není omezeno chlazení alternátoru. Dále jednoduché nálitky na rameni nejsou nijak tvarově složité, takže výroba nebude komplikovaná, jen bude muset dojít k úpravě odlévací formy. AE není nutné obrábět z jednoho kusu, je možné ho vyrobit z plechu pomocí technologie vystřihování, což je efektivní a finančně nenáročné.



Obrázek 44 - AE pro koncepční variantu 3

6.4 Varianta 4

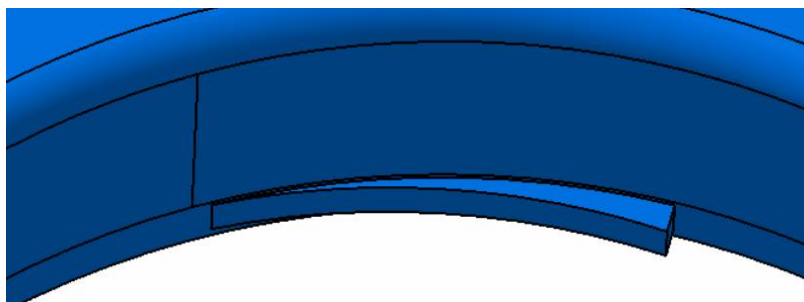
Zde je vycházeno z koncepční varianty 3. Jedná se opět o co nejjednodušší design. Jako u varianty 3 jsou i zde zvoleny tři jednoduché nálitky na vnitřním průměru LA. Nejedná se však o pravidelné nálitky, ale tyto jsou vzhledem ke stěně napínáku klínové (viz Obrázek 46). Tento tvar nálitků by odstranil problémy s ohýbáním zámků na AE při montáži a tím by nedocházelo ke zbytečnému namáhání AE. Výstupek na zámku AE naběhne při montáži po klínu a v krajní poloze se za nálitku zacvakne. AE je prakticky stejný jako u varianty 3 jen výstupek je prodloužený pro snadný náběh po kuželovém nálitku (viz detail Obrázek 45).



Obrázek 45 - Koncepční varianta 4, detail na spojení

Nevýhodou tohoto řešení je kvůli klínovému náběhu velké snížení stykových ploch mezi LA a AE. Toto by mohlo mít za následek přenos malého zatížení a tím by napínák nedosahoval požadovaných hodnot tlumení. Další nevýhodou je absence dorazové plochy

ve směru otočení montáže. Mohlo by se stát, že při velké montážní síle nebo vibracích za provozu by se napínák pootočil, což je nežádoucí.



Obrázek 46 - Detail klínového nálitku

Koncepční varianta 4 disponuje podobnými výhodami jako varianta 3, jen je zde absence speciálního montážního přípravku a při namáhání zámků u demontáže. Je zde možné zachování výrobních technologií a minimální změny v konstrukci napínáku. Pro demontáž by musel být AE upraven a muselo by být použito speciálního přípravku pro odtlačení zámků z provozní polohy.

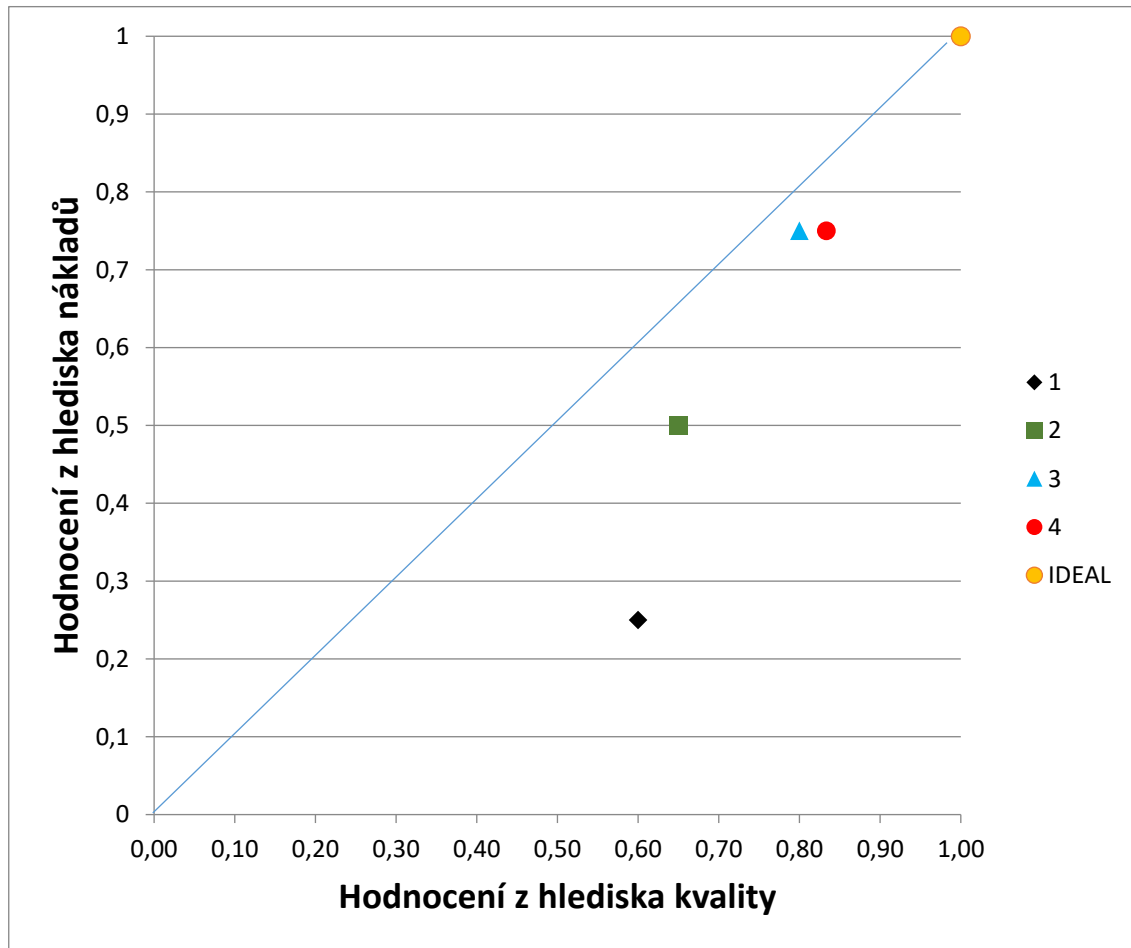
6.5 Vyhodnocení (výběr) variant

Pro další vývoj napínáku je důležité vyhodnotit koncepční varianty a vybrat z nich dvě, které budou detailně rozpracovány. K Vyhodnocení je použito vzájemné porovnání všech koncepčních variant. Pro porovnání byla vytvořena tabulka dle vzoru předmětu vyučovaného na Západočeské univerzitě v Plzni KKS/ZKM. V této tabulce jsou uvedena jednotlivá kritéria, podle kterých se daná varianta hodnotí. Hodnocení je pomocí bodů, kde 4 body jsou maximální ohodnocení a 1 bod je minimum. Každá koncepční varianta je bodově ohodnocena a celkový výsledek je porovnáván s ideální variantou, která má maximální počet bodů, což je v tomto případě 60 bodů. Hodnocení je rozděleno na dvě části. První jsou kritéria jakosti Q, zde jsou uvedena kritéria pro návrh, výrobu a provoz. Jako druhá jsou kritéria spojené s náklady. V tomto případě jsou bodově ohodnoceny výrobní náklady, protože náklady na provoz a na údržbu se u napínáku nehodnotí.

Všechny celkové hodnoty jsou dány do poměru vzhledem k ideální variantě. Ideální varianta má hodnotu 1. Tyto poměrové hodnoty jsou zaneseny do grafu (viz **Graf 2**) pro větší názornost a přehlednost. Na svislé ose jsou hlediska hodnocení nákladů, přičemž je ideální hodnota 1. Vodorovná osa obsahuje hodnoty hlediska kvality, kde opět ideální řešení má hodnotu 1. **Graf 2** obsahuje také ideální variantu (oranžové kolečko), která dosahuje nejvyšší hodnoty jak z hlediska nákladů, tak i z hlediska kvality. Počátek grafu (hodnota 0) a ideální variantu (hodnota 1) spojuje modrá úsečka. Tato úsečka vyznačuje ideální poměr mezi náklady a kvalitou. Navržené varianty by měly být co nejbližší této úsečce. Pokud jsou varianty nad modrou úsečkou, značí to nižší hodnocení dle kvality a pokud jsou pod ní, je tomu naopak, tedy vyšší hodnocení z hlediska kvality.

Na **Graf 2** jsou zobrazeny všechny navržené koncepční varianty. Varianty jsou označeny čísly stejně, jako jsou očíslovány v jednotlivých kapitolách výše a jsou odděleny barevnými znaky na grafu. Nejhorše dopadla varianta 1, která je jak obtížně vyrobitelná, tak i náročná z hlediska samotné konstrukce. Varianta 2 je na tom z hledisek hodnocení lépe než varianta 1, ale stále má velmi nízké hodnocení. Nejlépe dopadly varianty 3 a 4, které mají vysoké hodnocení a na **Graf 2** jsou jako modrý trojúhelník a červené kolečko. Zároveň tyto dvě

varianty jsou v hodnocení velmi blízko sebe (48 a 49 bodů viz Tabulka 9), proto jsou obě vybrány jako vhodné pro detailní rozpracování.



Graf 2 - Porovnání koncepčních variant s ideální variantou

Tabulka 9 - Porovnání koncepčních variant

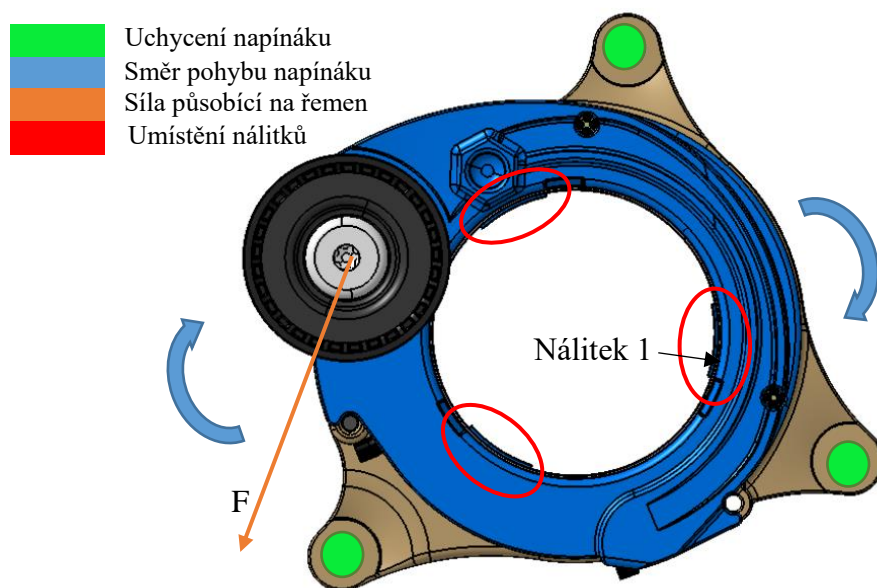
Varianta / Alternativa		1	2	3	4	IDEAL
Kritéria jakosti Q	Nahrazení lisovaného spoje	4	4	4	4	4
	Zachování technologie výroby	2	2	3	3	4
	Využití návrhu v sériové výrobě	3	3	4	4	4
	Funkčnost napínáku	4	4	4	3	4
	Smontovatelnost	2	3	3	4	4
	Demontovatelnost	1	2	2	3	4
	Snadná demontáž	1	2	3	3	4
	Složitost demontážního přípravku	3	3	2	3	4
	Složitost montážního přípravku	3	3	3	4	4
	Min. změny stávajících komponent	2	2	3	3	4
	Výroba bez dodatečného obrábění	3	3	4	4	4
	Jednoduchost výroby	1	1	3	3	4
	Jednoduché tvary nového návrhu	1	1	4	3	4
	Velikost stykových ploch	4	4	3	2	4
	Složitost výroby AE	2	2	3	3	4
	Celk. souč. hod.	36	39	48	49	60
Celk. norm. hod.	0,60	0,65	0,80	0,83	1	
Náklady	Výrobní náklady	1	2	3	3	4
	Provozní náklady	0	0	0	0	0
	Náklady na údržbu	0	0	0	0	0
	Celk. souč. hod.	1	2	3	3	4
	Celk. norm. hod.	0,3	0,5	0,75	0,75	1
Celkové pořadí variant		4	3	2	1	-

7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Dle koncepčních návrhů a jejich zhodnocení a výběru, jsou vybrány poslední varianty 3 a 4. Tyto dvě varianty budou v následujících kapitolách rozpracovány do detailu, tzn. s ohledem na demontáž (bude brána možnost demontážního přípravku a s tím i spojená úprava konstrukce), s ohledem na technologii výroby a zajištění provozuschopnosti. V této kapitole jsou koncepční varianty přeznačeny a nazývány jako návrh 1 a návrh 2. Následně bude také zhotovena „hybridní“ varianta, která je spojením konstrukční varianty 1 a 2. Tato varianta je navržena z důvodu snahy odstranění jednotlivých nevýhod návrhů 1 a 2. Z těchto tří návrhů bude vybrán jeden a ten bude podroben MKP analýze v další kapitole (viz Kapitola 8). Také bude pouze okrajově zmíněn návrh jednoduchého demontážního přípravku, jež je pro všechny tři návrhy shodný.

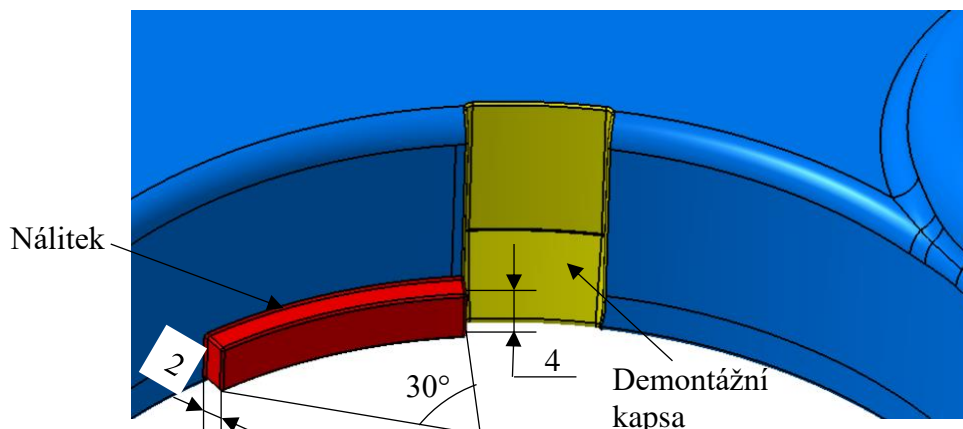
7.1 Konstrukční návrh 1

Návrh 1 vychází z koncepční varianty 3 (viz Kapitola 6.3). Oproti koncepčnímu řešení došlo v návrhu k několika změnám. Hlavní změna jsou rozměry, které zde byly přizpůsobeny (zvětšeny) provozu, čímž jsou nálitky a zámky AE masivnější. Tímto krokem je dosaženo ke zvětšení stykových ploch, což umožní přenos většího zatížení během provozu. Jedná se stále o tři rovnoměrně rozmístěné nálitky na vnitřním obvodu napínáku, přičemž je dbán zřetel na umístění nálitků s ohledem na silové působení napínáku při provozu (červená viz Obrázek 47). Na obrázku jsou vidět body uchycení těla napínáku (zelená), modře je naznačeno kmitání ramene napínáku a oranžová prezentuje sílu F působící od napínáku na řemen, která je vyvolána momentem od pružiny. Z tohoto silového působení je patné, že jeden z nálitků musí být proti kladce (nálitek 1), je vhodné navrhnout tento nálitok tak, aby byl větší než ostatní (větší délka), tak by nedocházelo k většímu opotřebení, než je tomu u ostatních nálitků. Tato úvaha však není možná z hlediska montáže, protože by se musel AE jednoznačně zapolohovat, což je pro pracovníka komplikované (použití Poka yoke ve výrobě [18]). Rozměry nálitku jsou uvedeny na Obrázek 48. Výška nálitku je 4 mm, což je dostačující pro montáž a protikus, kterým je zámek AE. Šířka nálitku je 2 mm, pro porovnání AE je vyroben z 1 mm tlustého plechu, tudíž je dostatečná rezerva na nálitku, proti sklouznutí zámku při provozu.

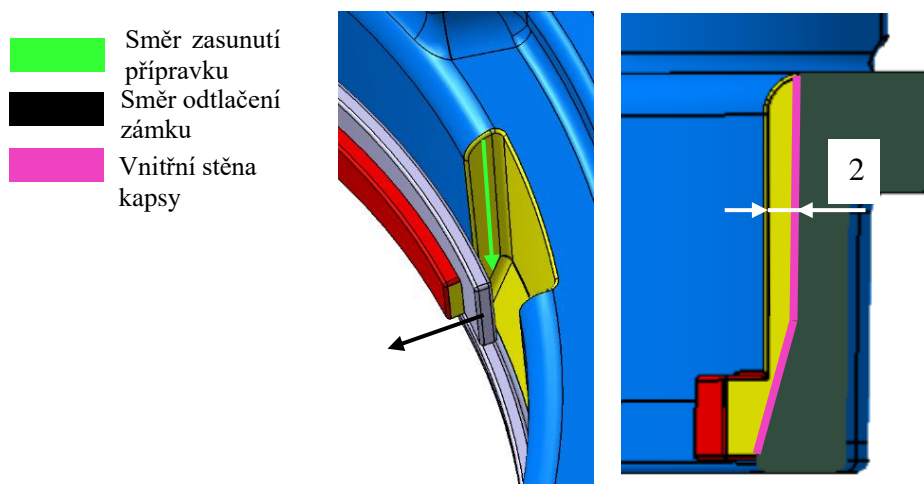


Obrázek 47 - Silové působení na napínák při provozu, rozložení nálitků

Dalším důležitým prvkem návrhu 1 je demontážní kapsa. Z názvu vyplývá, že je určena pro demontáž AE a LA. Kapsa je součástí odlitku, tudíž není nutné ji obrábět. Tato kapsa umožní zasunutí přípravku mezi stěnu ramene a zámku AE (zelená šipka viz Obrázek 49) a tím dojde k odtažení zámku (černá šipka viz Obrázek 49) a AE bude možné pootočit a tím i napínák rozebrat. Profil kapsy je lomený, což je vidět v řezu kapsou (viz Obrázek 49), pro přehlednost je profil zvýrazněn růžovou barvou. Lomený tvar kapsy je vhodný z hlediska zabránění vnikání nečistot mezi AE a AB. Hloubka kapsy u zalomení je 2 mm. Kapsa je udělána pod úhlem 1° z důvodu technologie odlévání.



Obrázek 48 - Návrh 1 (Lever arm) – nápitek (červená) a demontážní kapsa (žlutá)

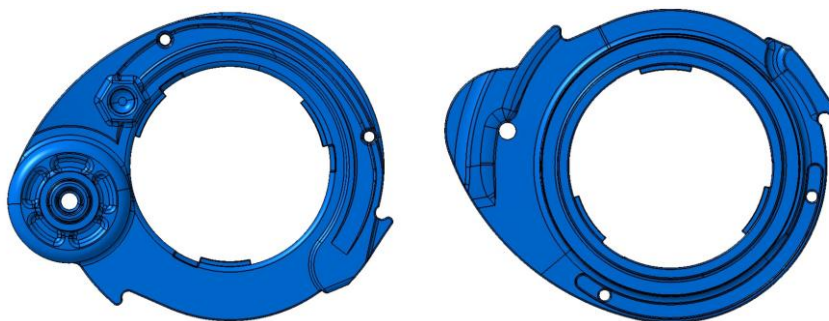


Obrázek 49 – Návrh 1 naznačení demontáže (vlevo), řez kapsou (vpravo)

Na všechny nálitky jsou přidány zaoblení o velikosti 0,2 mm. Rádiusy jsou zde z důvodu technologie odlévání. Rádus 0,2 je minimální, který je schopen dodavatel odlitků vyrobit. Zároveň je na všech hranách minimální rádus, aby dotykové plochy mezi ramenem a AE byly co největší a součásti na sebe dobře dosedly. U hran kapes již požadavek na dobré dosednutí AE není, proto zde mohou být zaoblení větší, konkrétně 0,5 mm, což usnadňuje výrobci návrh a výrobu formy pro odlévání. Také při větším zaoblení nehrozí špatné zatečení taveniny, jako by se mohlo stát v případě velmi malých rádiusů. Technologie výroby ramene zůstává zachována jako u současné konstrukce E8, tedy tlakové lití do trvalé formy. Úkosy pro odlévání jsou na vnitřní stěně kapsy a na vnitřním průměru nálitků. V obou případech se jedná o stejnou hodnotu tedy 1° . U úkosů může ještě dojít k úpravě, protože není známo, kde

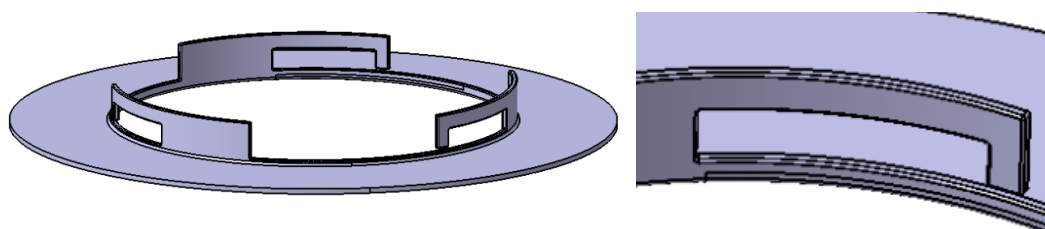
výrobce povede dělicí rovinu při výrobě. Nebo je možné tyto úkosy odstranit a nechat vše na výrobcu, aby případně jednotlivé plochy upravil.

Rameno je na obrázku níže (viz Obrázek 50), kde je pohled zdola i shora. U tohoto návrhu došlo k minimálním změnám v konstrukci celého ramene, což je jedním z kladených požadavků. Jediná výrazná změna konstrukce se bude týkat pouze AE, jinak je možno používat všechny stávající komponenty pro napínák. I při vytvoření demontážních kapes do ramene napínáku by nemělo dojít vzhledem k jeho namáhání ke snížení spolehlivosti a životnosti.



Obrázek 50 – Rameno návrh 1 – pohled shora (vlevo), pohled zdola (vpravo),

Axiální pojistný element doznal v návrhu také určitých změn oproti koncepčnímu návrhu. Z Obrázek 51 je patrné, že došlo ke zvětšení otvoru pro nálietek, jelikož byl zvětšen i nálietek. Na první pohled je zřejmé, že výstupek sloužící jako pojistka proti rotaci je výrazně zvětšen. Toto je z důvodu, aby byla zajištěna co největší styková plocha pro přenos zatížení mezi AE a ramenem napínáku. AE má hranu na vnitřním průměru zaoblenou směrem k zámkům. Tento prvek je velmi důležitý, protože zajišťuje tuhost celého AE, a tím i správnou funkci tlumení napínáku. Tloušťka plechu, z něž je AE vyroben je 1 mm, takto silný plech se zalemováním zajistí dostatečnou tuhost AE. Na hranách zámků jsou udělána zaoblení, která mají stejnou hodnotu jako zaoblení na rameni (tedy 0,2 mm). Zaoblení je zde použito ze dvou důvodů. Prvním důvodem je dobré dosednutí do rádiusu na LA a druhým důvodem je bezpečnost při manipulaci pracovníkem. Pro snadnou výrobitelnost bude vyřešeno ve výrobní dokumentaci definováním ořepů.

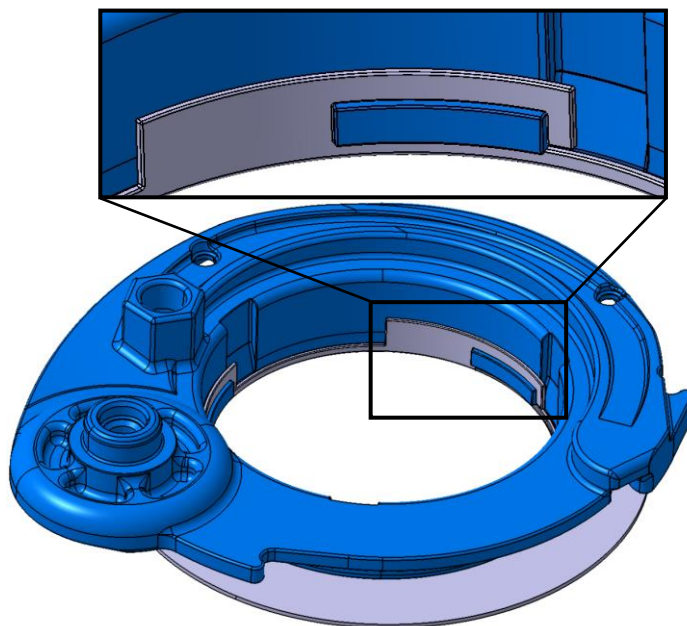


Obrázek 51 - Axiální pojistný element návrhu 1, detail zámku

Technologie výroby AE zůstane stejná jako doposud, protože je využito jednoduchého tvaru, je možné AE vyrobit jako výstřižek z plechu bez dalších nutných úprav. Protože se jedná o vystřihování z plechu, rozvin AE bude uveden ve výrobní dokumentaci.

Materiálová specifika není s ohledem na zachování technologií výroby nutné měnit. U ramene je možné i nadále používat hliníkovou slitinu EN AC-46000 a u AE plech z oceli DC04 o tloušťce 1 mm. Tloušťka 1 mm zajistí AE potřebnou tuhost a tím i správnou funkci

napínáku. Sestava konstrukčního návrhu je na obrázku níže (viz Obrázek 52), kde je vidět i detail spojení AE a LA. Hlavní výhody a nevýhody návrhu jsou uvedeny v Tabulka 10.



Obrázek 52 - Sestava LA a AE pro konstrukční návrh 1

Tabulka 10 - Výhody a nevýhody návrhu 1

Výhody konstrukce	Nevýhody konstrukce
Jednoduché nálitky	Nutnost montážního přípravku
Není problém s lícováním styk. ploch	Složitější tvar kapsy
Těsnění montážní kapsy a AE	Velké namáhání zámků při montáži

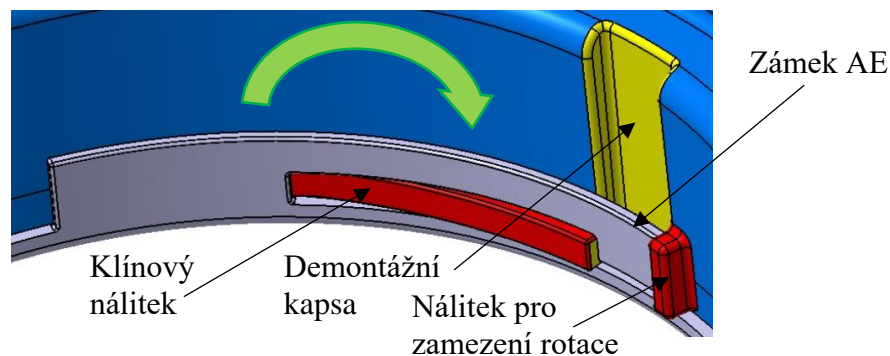
7.2 Konstrukční návrh 2

U tohoto konstrukčního návrhu je výchozí variantou koncepční varianta 4 (viz kapitola 6.4). Jedná se tedy o rozpracování koncepce s klínovým nálitkem pro snadnou montáž. Zde musí dojít oproti koncepčnímu návrhu opět k úpravám, které zajistí správnou funkčnost a vyrobitelnost. Jelikož se jedná o podobné řešení jako v předchozí kapitole, není znovu uvedeno, jak je napínák namontován a kde na něho působí síla od řemenu. To vše je znázorněno v předchozí kapitole na Obrázek 47. To se týká i rozložení nálitků, které jsou na stejných místech jako v kapitole 7.1. V této kapitole bude z předchozích důvodů řešen pouze detail nálitků na LA a tvar zámků AE.

Technologie výroby a použití materiálů u LA, tak i AE bude naprosto stejná jako u konstrukčního návrhu 1, tzn. LA tlakové lití hliníkové slitiny EN AC-46000, AE výstřižek z ocelového plechu DC04 tloušťky 1 mm.

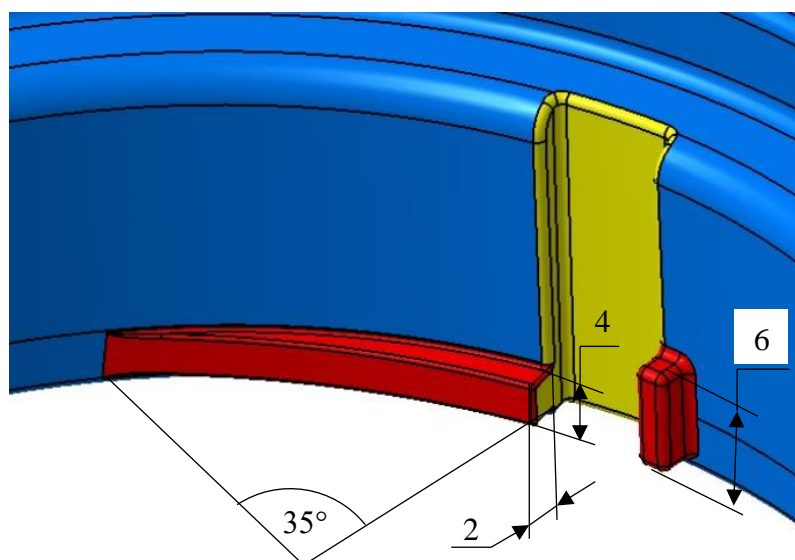
Nálitek ve tvaru klínu umožňuje náběh zámků AE při montáži a jejich následné zacvaknutí bez použití jakéhokoliv speciálního montážního přípravku nebo stroje. Na druhou stranu má malé stykové plochy, které jsou důležité pro to, aby napínák přenášel zatížení od řemenu. Zároveň klínový náběh nezamezuje vzájemnou rotaci ve směru hodinových ručiček (viz Obrázek 53 zelená šipka), proto je zde přidán druhý nálitek, o který

se AE opře a tím bude zamezeno rotaci v obou směrech. V axiálním směru je vzájemnému pohybu zabráněno pomocí horní a spodní plochy klínového nálitku, na níž dosedá AE.



Obrázek 53 - Detail spojení AE a LA pro konstrukční návrh 2

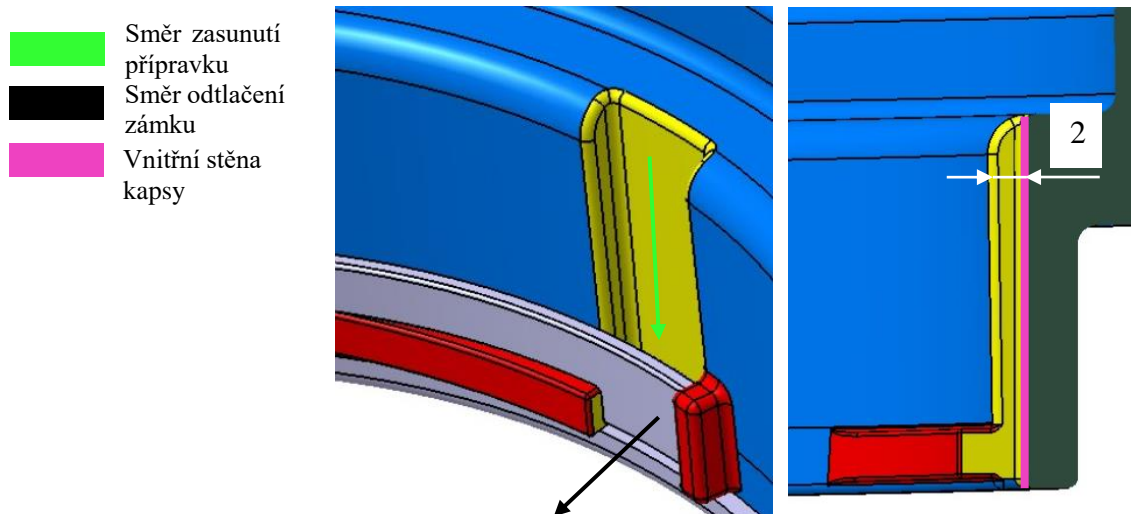
Pro zachování co největší stykové plochy mezi AE a LA je nutné, aby klínový nálitok byl delší, než je tomu u konstrukční varianty 1. Konkrétní hodnota délky klínového nálitku je 35° , tzn. o 5° delší než u konstrukční varianty 1. Výška klínového nálitku je stejná jako v předchozí variantě (4 mm) a šířka u demontážní kapsy je 2 mm, tato tloušťka je shodná i pro nálitok zamezující rotaci. Nálitok, který zamezuje rotaci AE ve směru hodinových ručiček je umístěn na opačné straně demontážní kapsy, než je klínový nálitok. Z této konstrukční úpravy plyne, že bude muset být jiný AE než u varianty 1. Všechny důležité rozměry jsou na Obrázek 54.



Obrázek 54 - Návrh 2 (LA) – nálitky (červená) a demontážní kapsa (žlutá)

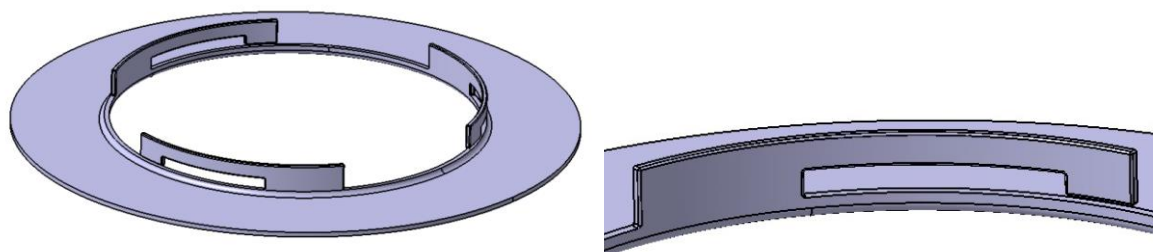
Pro demontáž je zde opět použita speciální demontážní kapsa (žlutá viz Obrázek 53). Kapsa není v tomto konstrukčním řešení lomená, ale je rovná, což je patrné z řezu, který je na Obrázek 55 a zadní stěna kapsy je zvýrazněna růžovou barvou. Rovná kapsa není tvarově tolik náročná jako kapsa lomená, což je pozitivum pro výrobu, ale nese s sebou jednu velkou nevýhodu. Nevýhoda rovné demontážní kapsy spočívá v tom, že neutěsňuje AE a LA, a proto by tam za provozu mohli vnikat nečistoty, které by odíraly axiální kluzné ložisko nebo tlumící elementy. Demontáž je zde prováděna stejným způsobem jako u návrhu 1. Opět i zde je nutné použití speciálního demontážního přípravku, který by odtlačil zámky AE od LA a tím by bylo možné AE otočit a rozebrat tak napínák (viz Obrázek 55). Demontážní přípravek může být použit shodný jako u návrhu 1, jen je nutná změna dílu, který by zapadal

do demontážní kapsy. Hloubka demontážní kapsy je shodná s předchozí variantou, což jsou 2 mm.



Obrázek 55 - Návrh 2 naznačení demontáže (vlevo), řez kapsou (vpravo)

Axiální pojistný element musí být uzpůsoben konstrukci LA, aby byla zajištěna správná funkce jak AE, tak celého napínáku. Jak bylo zmíněno výše, tloušťka plechu a materiál jsou zachovány s návrhem 1. Jelikož jsou nálitky pro zamezení rotace každý na jedné straně montážní kapsy, musí být konce zámku navrženy tak, aby dosedaly k oběma nálitkům, takže musí být přes celou šířku demontážní kapsy. Nevýhodou u tohoto AE je přesnost, se kterou bude vyroben, protože musí dobře dosednout mezi nálitky. Pokud by byly vůle mezi nálitky a AE, vznikaly by vibrace a zároveň by bylo sníženo tlumení napínáku. Dalším problémem je, pokud by konec zámku AE nedosedl až ke stěně LA, mohlo by hrozit jeho odskočení a případné uvolnění celého AE, což by mělo za následek destrukci napínáku.

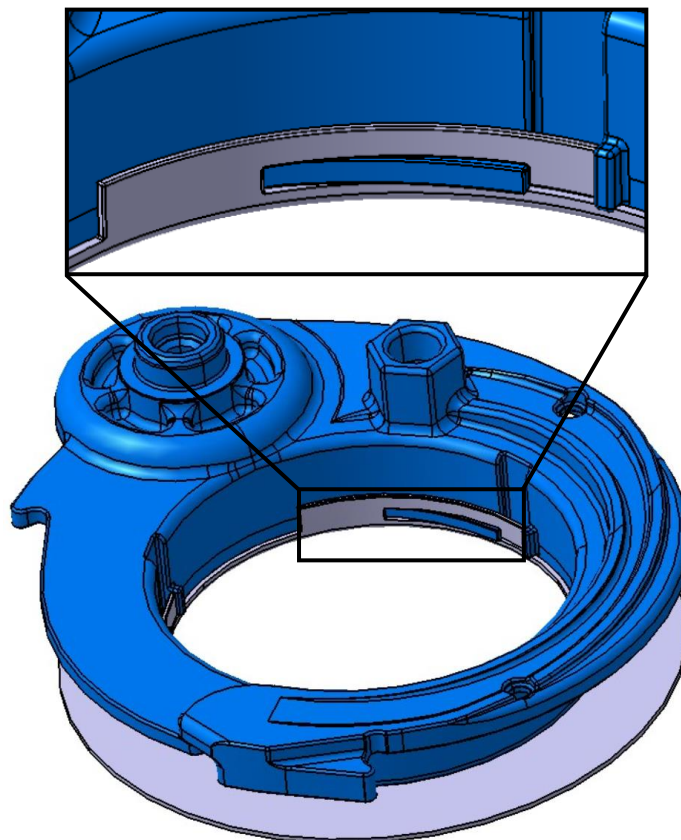


Obrázek 56 - Axiální pojistný element návrhu 2, detail zámku

Celkový pohled na tento konstrukční návrh je na Obrázek 57, kde je v detailu vidět spojení AE a LA. Hlavní výhody a nevýhody konstrukce jsou uvedeny v Tabulka 11.

Tabulka 11 - Výhody a nevýhody návrhu 2

Výhody konstrukce	Nevýhody konstrukce
Absence montážního přípravku	Obtížné slícování zámku AE a styk. ploch
Snadná montáž	Netěsnost demontážní kapsy a AE
Jednoduchý tvar demontážní kapsy	Složitější konstrukce



Obrázek 57 - Sestava Lever armu a AE pro konstrukční návrh 2

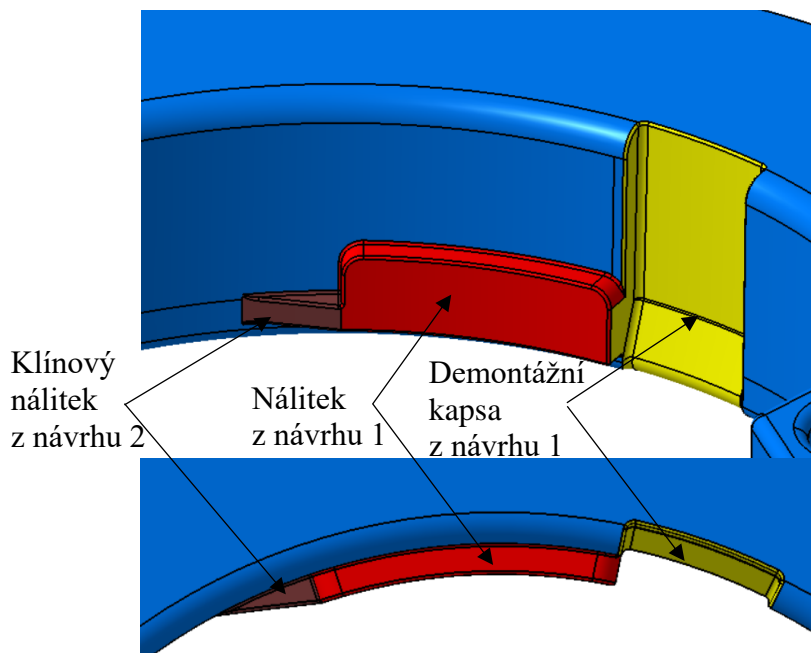
7.3 Hybridní návrh

Postupným vývojem a dokončením konstrukčních návrhů 1 a 2 se dospělo k závěru, že je možné udělat ještě jednu variantu, která bude využívat silné stránky předchozích konstrukčních návrhů a bude mít z každé předchozí varianty nějaký prvek a tím předchozí varianty spojovat, proto je tato varianta nazvána jako hybridní. Jelikož hybridní varianta vychází z předchozích dvou návrhů nejsou zmiňovány materiály a technologie výroby LA a AE.

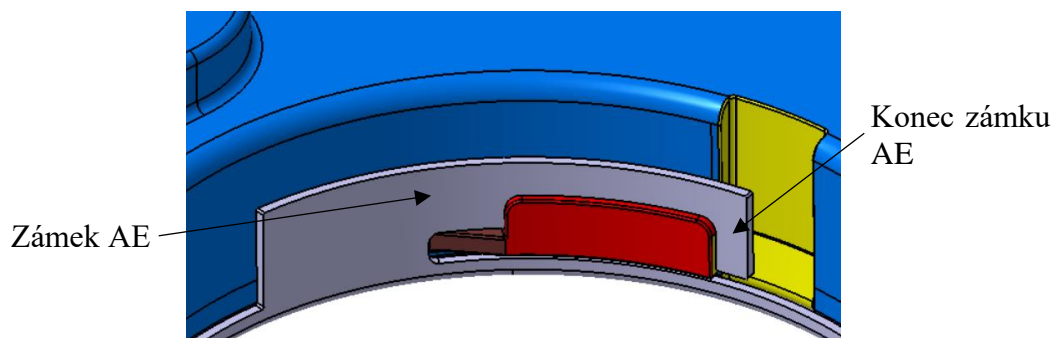
Na LA jsou zachovány nálitky jako u předchozích variant, ovšem je využito spojením návrhů 1 a 2 (viz hnědá a červená Obrázek 58). Z návrhu 1 je využito nálitku, který zaručuje velké stykové dosedací plochy jak pro axiální, tak i radiální směr. Tento nálitek je zvýrazněn červenou barvou na Obrázek 58. Také demontážní kapsa je v hybridní variantě využita z návrhu 1 (viz kapitola 7.1). Volba lomené kapsy je z důvodu zabránění vnikání nečistot mezi AE a LA během provozu napínáku. Toto má větší přínos než její komplikovanější lomený tvar a s tím i spojená složitější výroba. Z návrhu 2 byla použita část klínového nálitku, který usnadňuje montáž tím, že není nutné použití žádného speciálního montážního přípravku. Tento klínový (viz hnědá Obrázek 58) nálitek umožní konci zámku AE naběhnouti na nálitek (viz červená Obrázek 58), který má dosedací plochy pro jednotlivé směry při provozu.

AE hybridní varianty vychází z konstrukční varianty 1 (viz kapitola 7.1) s tím, že jsou zde provedeny úpravy pro montáž a pro dosednutí na nově tvarované nálitky LA. Zámek AE disponuje výřezem, do kterého po montáži zapadá klínový nálitek (viz Obrázek 59), klínový nálitek není brán pro dosednutí AE, což znamená, že mezi výřezem AE a klínovým nálitkem je vůle. Toto je z důvodu obtížného slícování stykových ploch jak na klínovém nálitku, tak i na nálitku určeném pro dosednutí AE. Konec zámku AE je tvarován tak, aby při montáži

byl ve styku s klínovým nálitkem a tím bylo umožněno smontování. Dále konec zámku je navržen tak, aby měl co největší stykovou plochu s dosedacím nálitkem.



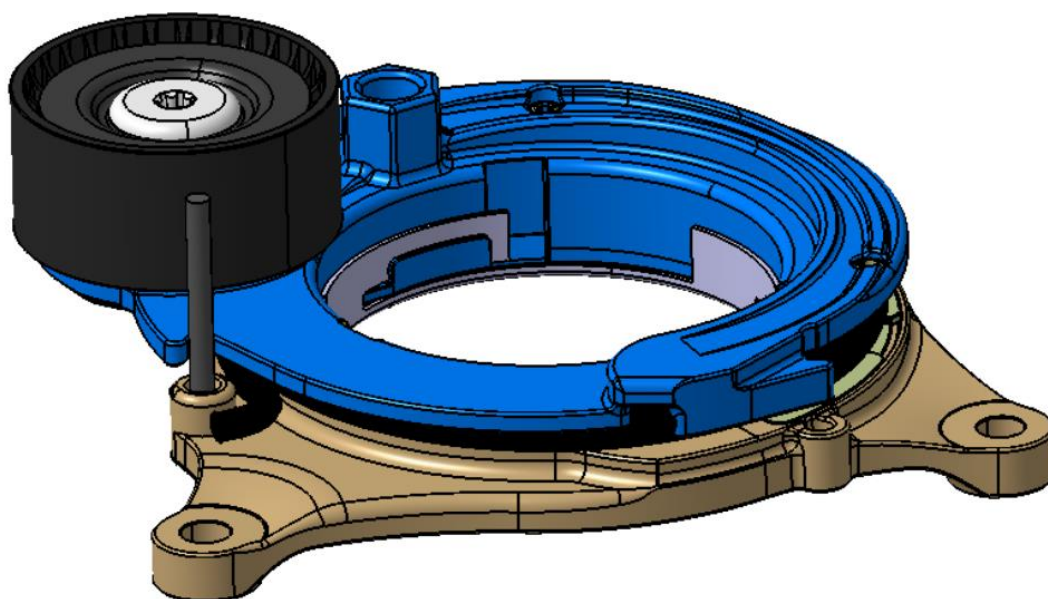
Obrázek 58 - Hybridní návrh LA, dole pohled shora



Obrázek 59 - Hybridní varianta AE

Nevýhodou této varianty je zmenšení stykové dosedací plochy mezi AE a LA na straně u klínového nálitku. Tato dosedací plocha je zmenšena o výšku klínového nálitku což je o 2 mm. Celková výška stykové plochy je na straně klínového nálitku 4 mm oproti 6 mm na straně u demontážní kapsy. Tento rozdíl by neměl mít žádný vliv na funkci během provozu.

Jelikož tato varianta spojuje předchozí návrhy a odstraňuje některé jejich nevýhody, je vybrána jakožto nejlepší a tím i konečný návrh. Na tomto návrhu budou dále provedeny potřebné simulace (viz kapitola 8). Celkový pohled na sestavu nové konstrukce napínáku E8 je na obrázku níže (viz Obrázek 60). V této sestavě jsou dány i všechny ostatní komponenty, které napínák obsahuje. Jelikož byly provedeny změny jen u LA a AE, jsou všechny ostatní komponenty originální.



Obrázek 60 – Finální sestava návrhu (Hybridní návrh)

7.4 Použité materiály

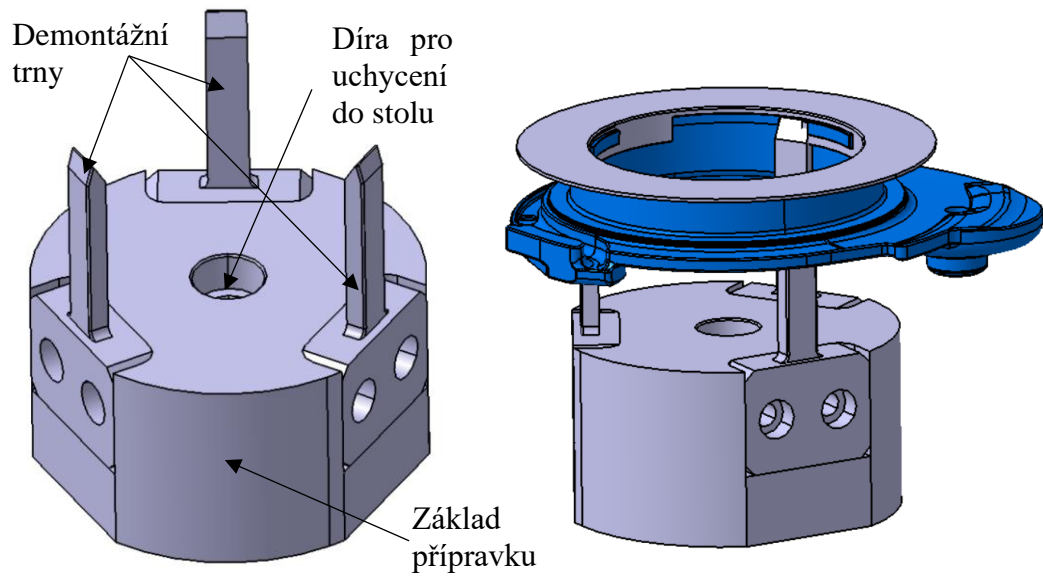
Materiály u nově navržené varianty zůstávají shodné jako u původní konstrukce napínáku E8. To znamená, že LA bude vyrobeno z hliníkové slitiny EN AC-46000 a AE bude vyroben z ocelového plechu DC04. Podrobné materiálové vlastnosti jsou uvedeny v Příloze č. 1 a v Příloze č. 4. Ostatní použité materiály pro zachované části napínáku jsou uvedeny v Tabulka 7. Zachování materiálů zůstává z hlediska zkušeností, které firma Mubea s těmito materiály má. Zároveň jsou tyto materiály ověřeny dlouholetou praxí a vyhovují.

7.5 Konceptní návrh demontážního přípravku

Protože hlavním cílem zadání této diplomové práce je rozebíratelné spojení LA a AE, je nutné zajistit, aby nová konstrukce napínáku byla rozebíratelná. V kapitole výše (viz kapitola 7) bylo popsáno, že jsou na LA přidány demontážní kapsy. Zde bude pouze okrajově ukázán konceptní návrh demontážního přípravku. Jde především o demonstraci principu rozebírání. Detailní návrh demontážního přípravku není předmětem této diplomové práce.

Demontážní přípravek je složen (nejsou počítány šrouby, matice apod.) ze čtyř součástí. Celý přípravek je na Obrázek 61. Je zde použitý tzv. základ přípravku, který má v sobě díru, jež slouží pro uchycení montážního přípravku ke stolu, aby se nemohl hýbat a demontáž mohla být provedena bezpečně. Po obvodu má základ vybrání, která slouží pro přišroubování tří demontážních trnů pomocí šroubů se zápusťnou hlavou. [4]

Demontážní trny slouží k zasunutí do demontážních kapes napínáku a odehnutí zámků AE přes nálitky a tím možnost otočení AE, což má za následek rozebrání napínáku. Tyto trny jsou na svých koncích sraženy tak, aby kopírovali tvar demontážní kapsy. Výhodou tohoto přípravku je jeho jednoduchost a kompaktnost. Je možné jej manuálně přenést na jakékoliv místo výrobní haly, tam ho upevnit a používat. S jednoduchostí se pojí další výhoda, konkrétně výroba. Všechny tvary přípravku nejsou složité a je možné celý přípravek vyrobit na klasické frézce, případně soustruhu.



Obrázek 61 - Demontážní přípravek pro novou konstrukci E8

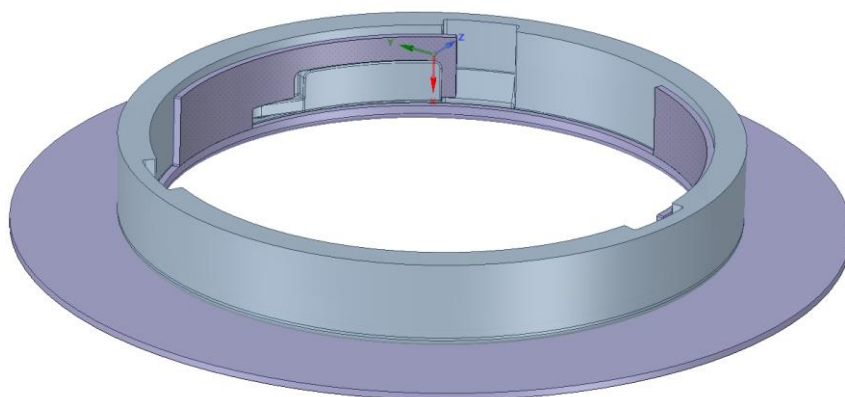
8 MKP ANALÝZA KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Nově navrženou konstrukci je nutné ověřit pomocí metody MKP, aby bylo možné určit kritická místa ohledně namáhání při montáži a za provozu. Zde bude MKP analýza rozdělena na dvě části. V první části bude ověřeno napětí při montáži AE na LA, k čemuž bude použitý software ANSYS 19.2. V druhé části simulací bude řešena životnost AE během provozu napínáku. Životnost bude řešena pomocí softwarů ANSYS 19.2, kde budou zadány okrajové podmínky, provedeno síťování a vyhodnocení výsledků a FEMFAT 5.3, který bude použitý jako Post-procesor pro výpočet životnosti.

8.1 Pevnostní výpočet zámků AE

Pro tento pevnostní výpočet, jsou stěžejní zámky na AE a oblast kolem nálitků pro dosednutí zámků. Výpočet pevnosti zámků je důležitý pro montáž, aby při ní nedocházelo k plastickým deformacím materiálu, které by měly za následek špatnou funkčnost napínáku tím, že by AE byl poškozen nebo by mohly vzniknout vůle mezi dosedacími plochami, či nedosednutí zámků vlivem trvalého ohnutí směrem k ose napínáku. K výpočtu namáhání je nutné využít kontaktní úlohu, protože se jedná o kontakt při montáži mezi LA a AE.

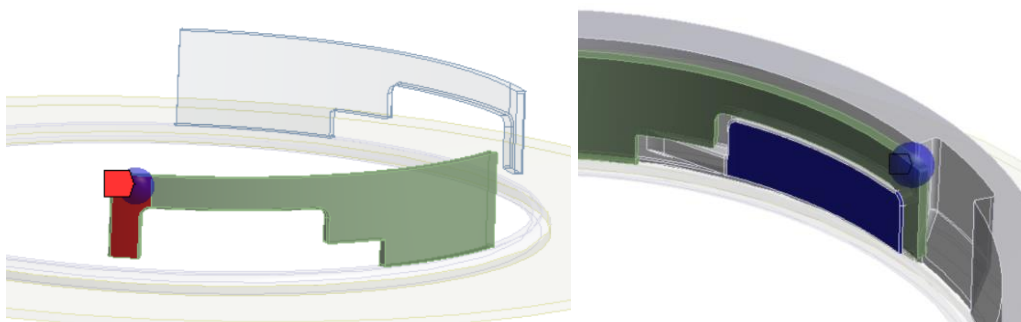
Model pro pevnostní analýzu je nutné nejprve upravit, protože LA je relativně složitý a komplikovaný model, který by prodloužil dobu síťování a výpočtu. Pro úpravu modelu je využito modulu SpaceClaim, který je součástí ANSYSu. Zde je vytvořena rovina, podle níž je LA rozříznut příkazem split. Tato rovina odděluje horní část LA, kde je uchycení kladky, tvarování pro dosednutí pružiny apod. od spodní části, kde jsou nálitky a dosedací plochy pro AE. Právě tato spodní část je pro výpočet důležitá a je předmětem zkoumání. Horní část vzhledem k tomu, jak je LA masivní není pro výpočet důležitá, proto je možné ji ve výpočtu zanedbat. Dále je zde použito pootočení AE proti směru hodinových ručiček jako výchozí poloha výpočtu. Hodnota pootočení je 2° . Toto pootočení simuluje montáž AE a zámků těsně před zaklapnutím na dosedací plochy. Výsledný upravený model je na Obrázek 62. Dále je nutné naseknout plochy konce zámků AE, aby na nich mohl být definován kontakt. Kontaktní plochy jsou červeně označeny na Obrázek 63. Dále byla provedena úprava geometrie AE pro budoucí síťování, AE byl rozdělen na čtyři segmenty pomocí příkazu split. Jednotlivě byly odděleny zámky AE. Toto rozdělení je použité z důvodu využití mapované sítě.



Obrázek 62 - Upravený model pro MKP výpočet

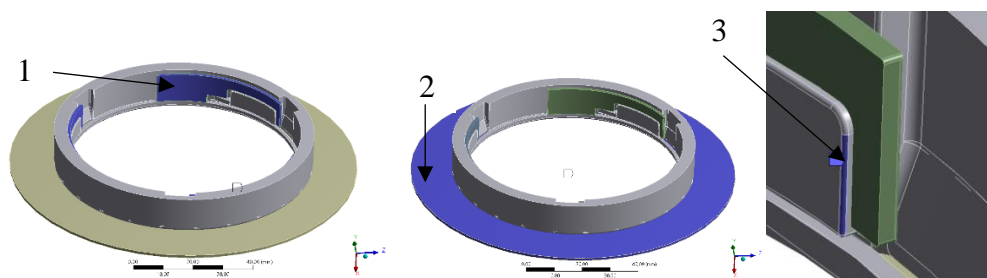
Po úpravě geometrie se může přejít do samotné strukturální analýzy, kde se definují jednotlivé parametry pro výpočet. LA a AE byly nadefinovány materiály, které jsou

v databázi systému ANSYS a Mubea má ve své knihovně tyto materiály vytvořeny. Pro AE je využito oceli DC04 a pro LA hliníkové slitiny EN AC-46000. U oceli se jedná o úlohy elastoplasticity, proto bylo použito multilineárního modelu s izotropním zpevněním. V případě hliníku nejsou předpokládány velké deformace, proto byl materiál použit jako lineárně elastický. Následně byly nadefinovány kontaktní plochy. U demontáže je uvažováno kontaktu bez tření, protože plochy nesmějí být po výrobě drsné, aby byla montáž snadná. Jako kontaktní plochy byly zvoleny konce zámků (viz červená Obrázek 63). Dosedací plochy na LA byly vybrány jako target, protože tento díl je považován za tužší, než je AE. Tyto plochy jsou zvýrazněny modře na Obrázek 63. Modrá koule na Obrázek 63 značí oblast detekce target plochy. Tento příkaz je využitý pro ušetření času výpočtu a pro stabilizaci výpočtu.

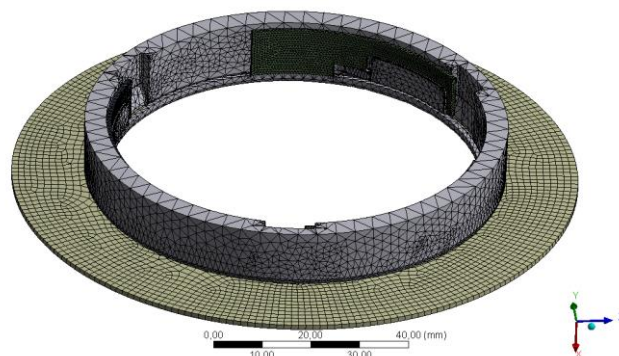


Obrázek 63 - Kontaktní plochy (typ kontakt) na zámku AE (vlevo), dosedací plocha (typu target) na LA (vpravo)

Nyní se takto připravený model může nechat nasít'ovat. U LA se předpokládají minimální deformace, protože tento odlitek je robustní a montáž AE jej nebude nijak zatěžovat. Není tedy nutné dbát u LA na vysokou kvalitu sítě, jen je nutné síť zjemnit na zaoblené hraně nálitku (viz 3 Obrázek 64), která je důležitá při montáži a výpočet by nemusel být stabilní. Na těchto plochách je využito příkazu Face meshing. Prvky pro nasít'ování celého LA jsou zvoleny tetrahedrové. AE je nasít'ováno pomocí tetrahedrových prvků o velikosti 0,6 mm, které jsou použity na zámcích (1 viz Obrázek 64). Dosedací plocha pro axiální ložisko je nasít'ována mapovanou sítí typu Quad/Tri (2 viz Obrázek 64). Zbytek AE je nasít'ován automatickou sítí s tetrahedrovými prvky. Ukázka nasít'ovaného modelu je poté zobrazena na Obrázek 65.



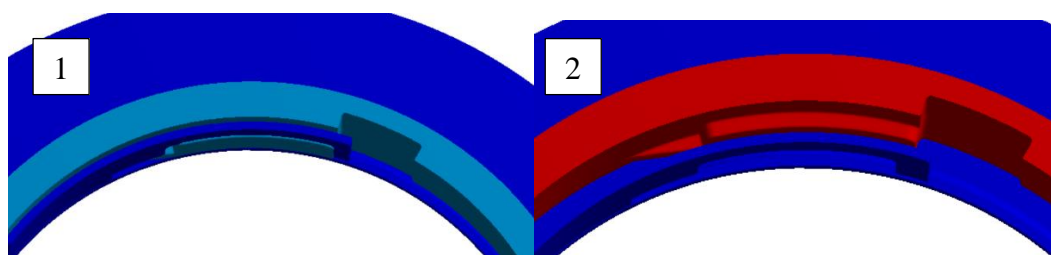
Obrázek 64 - Plochy pro tetrahedrovou síť (vlevo), plocha pro mapovanou síť (uprostřed), plocha na LA (vpravo)



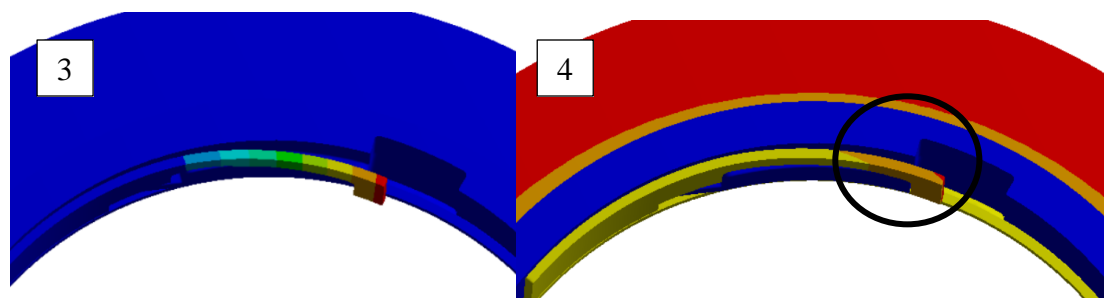
Obrázek 65 - Nasíťovaný model pro výpočet zámků AE

Posledním krokem výpočtu namáhání zámků při montáži je zadání okrajových podmínek. Z důvodu velké nestability výpočtu a dlouhého výpočtového času není možné použít reálnou simulaci zacvaknutí zámků pouze rotačním pohybem, který by byl přes celý nálietek na LA. Proto je zde využito ohřátí LA z 22 °C (což je pokojová teplota brána jako výchozí pro tento výpočet) na 3000 °C a zpět na 22 °C. Tento zátěžný stav je rozdělen do tří kroků. Při ohřátí na 3000 °C dojde k roztažení LA a tím i oddálení kontaktních ploch a při ochlazování na 22 °C se kontakty aktivují (zámky AE jsou opřeny o nálietek) a tím se ušetří výpočetní čas zhruba o 80 % a výpočet je velmi stabilní. Po zchlazení dojde jen k pootočení AE o 2°, což simuluje zacvaknutí zámků. Rotace je definována na vnější hranu AE (modrá viz Obrázek 68). Takto definované zatížení je dostačující pro zjištění maximálního napětí v zámcích během montáže a definováno pomocí příkazu Thermal condition. Zatížení probíhalo tak, aby se LA roztahoval pouze v radiálním směru (nikoliv v axiálním) tím, že se použilo nastavení materiálu s nulovými koeficienty teplotní roztažnosti ve směrech x a z. Zatěžování je na Obrázek 66 a Obrázek 67. Jednotlivé kroky jsou očíslovány:

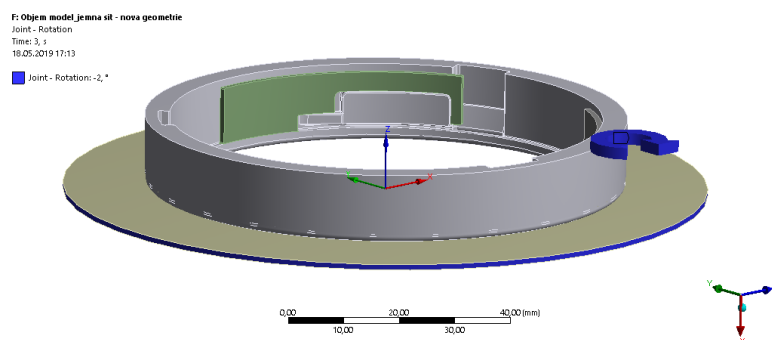
- 1 – Výchozí poloha
- 2 – Roztažení LA vlivem ohřátí na 3000 °C
- 4 – Zchlazení LA na 22 °C a aktivace kontaktů (deformace zámku)
- 5 – Pootočení AE o 2°



Obrázek 66 - Zatížení vlivem tepla LA – roztažení LA



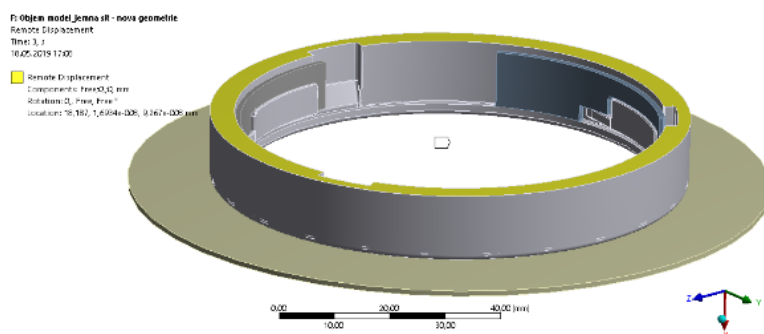
Obrázek 67 - Zatížení vlivem tepla LA – zchlazení LA a pootočení AE



Obrázek 68 - Okrajová podmínka Joint – Rotation

Aby mohl výpočet proběhnout musí být nadefinovány okrajové podmínky (uchycení modelu v prostoru). Tyto okrajové podmínky jsou předepsány na LA a jsou definovány vzhledem k jeho ohřátí. Plochy, které jsou využity pro okrajovou podmínku rovnováhy jsou žluté na Obrázek 69 (spodní a horní plocha LA). U těchto ploch jsou použity příkazy Remote displacement (musí být nastaven na Deformable) a Displacement a je u nich definováno, zda je možné pohybu nebo zabránění pohybu do os X; Y; Z:

- Remote displacement – posuv: Free; 0; 0
- Remote displacement – rotace: 0; Free; Free

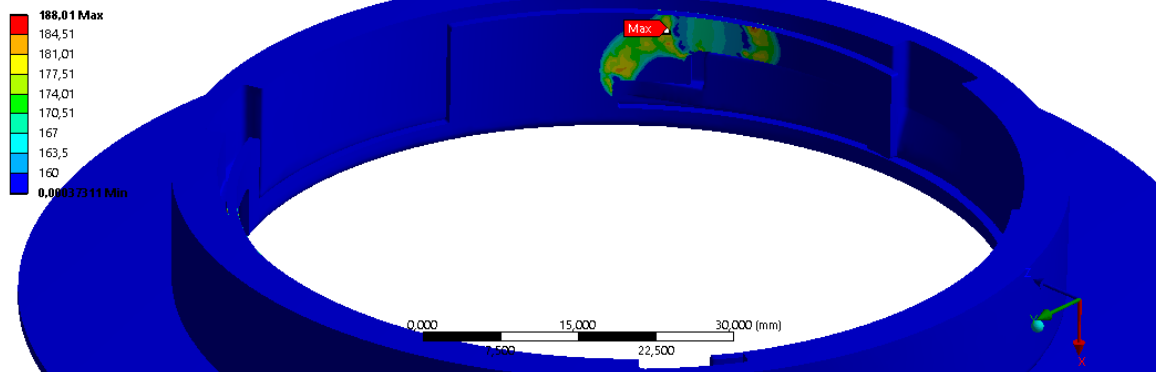


Obrázek 69 - Geometrické podmínky rovnováhy

Jelikož je zde důležitá pouze montáž, není zde nutné vyhodnocovat tuhost AE, protože je při demontáži deformován. Důležité je vyhodnotit napětí vzniklé během montáže a porovnat ho s mezí kluzu materiálu DC04, aby při montáži nedošlo k plastickým deformacím a s tím i spojených problémů, jak bylo zmíněno na začátku této kapitoly. Napětí je zde počítáno pomocí HMH (von Mises) hypotézy a výsledky v jednotlivých uzlech jsou zprůměrovány. Na Obrázek 70 a Obrázek 71 je vidět že největšího napětí je dosaženo nad výřezem pro klínový náběh a zde patrně působí při montáži největší ohybový moment. Dále je také vidět, že vyšší napětí je u zaoblení pro klínový náletek, to by bylo možné odstranit zvětšením zaoblení. Hodnota maximálního napětí je 184,5 MPa, což je pod hodnotou meze kluzu DC04, která má hodnotu 210 MPa. Z těchto hodnot plyne, že koeficient bezpečnosti je 1,13. Výsledek splňuje požadavek, aby deformace AE byly v oblasti plastických deformací. Dále je možné vidět na Obrázek 67 vpravo (černý kruh), že po potočení AE do pracovní polohy nedosedá zámek až ke stěně LA. Jedná se o možné plastické deformace,

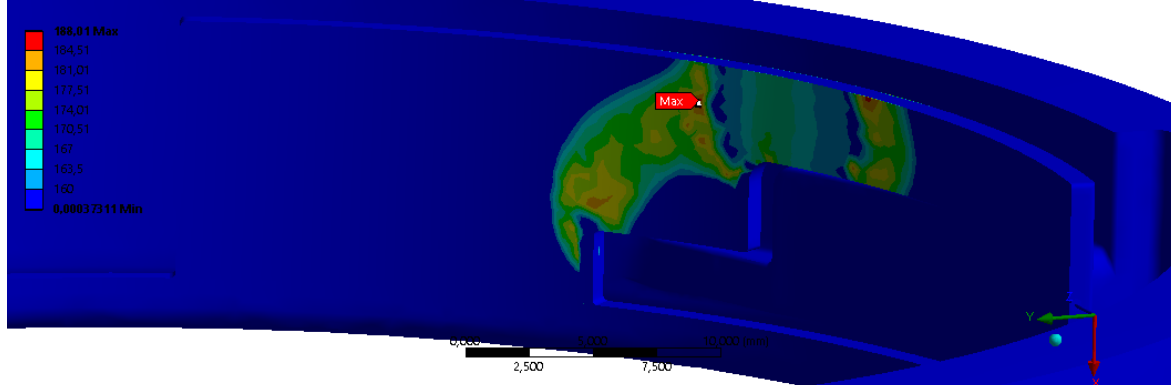
které vzniknou v AE. Hodnota těchto plastických deformací je velmi malá, proto je možné je zanedbat.

F: Objem_model_jemna_sit - nova geometrie
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
18.05.2019 17:14



Obrázek 70 - Napětí vzniklé na zámku AE při montáži dle hypotézy HMH [MPa]

F: Objem_model_jemna_sit - nova geometrie
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
18.05.2019 17:15



Obrázek 71 - Detail rozložení napětí v AE dle hypotézy HMH [MPa]

8.2 Analytický výpočet třecího momentu

Mezi jednotlivými částmi napínáku a třecími (tlumícími) elementy je v důsledku zatížení při provozu generován třecí moment. Tento moment je důležitý pro napínák z hlediska jeho životnosti. Hodnota třecího momentu je zatěžujícím vstupem pro životnostní výpočet pomocí MKP metody. Třecí moment generovaný na tlumících elementech je možné analyticky spočítat dle materiálů dodaných zadavatelem. [3] Moment je složen z několika složek, které se vždy generují mezi dvěma určitými částmi napínáku, a proto pro tento návrh je důležitá část momentu, která je generována mezi AE a axiálním kluzným ložiskem (dále jen AB). Moment je také možné zjistit testováním napínáku, avšak při testování nelze zjistit, jak jsou velké jednotlivé složky momentu generované mezi určitými částmi. Důležité hodnoty z měření jsou uvedeny Příloze č. 9. Proto budou porovnány výsledky analyticky vypočtených hodnot a dat naměřených při testech. Z analytického výpočtu se zjistí, jak velká část momentu je generována mezi AE a AB, poté se poměrově spočítá pro naměřená data a

následně se jeho hodnota využije jako zatěžující v MKP výpočtu. Níže jsou uvedeny hlavní vstupní parametry a vztahy pro výpočet třecího momentu mezi AE a AB. Kompletní výpočet je v Příloze č. 8.

Hlavní vstupní hodnoty:

- Koeficienty tření mezi jednotlivými materiály
- Vnitřní a vnější poloměr AB
- Úhel výsledné síly řemenu
- Axiální síla v napínáku

Cílem je vypočítat část momentu $\frac{M_R}{2}$ generovanou mezi AB a AE od síly F_z a část, která je tvořena klopným momentem v rovině XY. Vypočítaný moment je označen $\frac{M_{R1}}{2}$. Klopný moment je označen M_{RABxy} (viz Příloha č. 9). Zde jsou jednotlivé výpočty, které je nutné provést pro dosažení hodnoty $\frac{M_R}{2}$. Výpočet je proveden v softwaru Excel a celý je uveden v Příloze č. 8. Zde jsou pouze potřebné výsledné hodnoty a porovnání s hodnotami z testu.

- Výpočet momentu $\frac{M_{RFz}}{2}$ od síly F_z : [3]

$$\frac{M_{RFz}}{2} = \frac{2}{3} \cdot \mu_{AB} \cdot F_z \cdot \frac{r_{ABout}^3 - r_{ABin}^3}{r_{ABout}^2 - r_{ABin}^2} = \frac{2}{3} \cdot 0,15 \cdot 60 \cdot \frac{0,056^3 - 0,045^3}{0,056^2 - 0,045^2} = 0,46 \text{ Nm}$$

- Výpočet momentu generovaného na třecích elementech M_{DExy} : [3]

$$M_{DExy} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{7,59^2 + 2,75^2} = 8,05 \text{ Nm}$$

$$M_x = -F_{1y} \cdot z_1 = -(-294,22) \cdot 0,0257 = 7,59 \text{ Nm}$$

$$M_y = F_{1x} \cdot z_1 = 107,09 \cdot 0,0257 = 2,75 \text{ Nm}$$

$$F_{1y} = \frac{M_{PN}}{x_1} \cdot \text{sign}(\alpha_1) = \frac{18,83}{64} \cdot \text{sign}(-70) = -294,22 \text{ N}$$

$$F_{1x} = |F_1| \cdot \cos \alpha_1 = |-294,22| \cdot \cos(-70) = 107,09 \text{ N}$$

- Výpočet klopného momentu M_{RABMxy} generovaného mezi AB a AE: [3]

$$\frac{M_{RABMxy}}{2} = \mu_{AB} \cdot \frac{p_{ABMxy}}{r_{ABout}} \cdot \frac{r_{ABout}^4 - r_{ABin}^4}{2} = 0,15 \cdot \frac{0,2001}{0,056} \cdot \frac{0,056^4 - 0,045^4}{2} = 1,5368 \text{ Nm}$$

$$p_{ABMxy} = \frac{8 \cdot r_{ABout} \cdot M_{DExy}}{\pi \cdot (r_{ABout}^4 - r_{ABin}^4)} = \frac{8 \cdot 0,056 \cdot 8,05}{\pi \cdot (0,056^4 - 0,045^4)} = 0,2001 \text{ MPa}$$

- Výpočet celkového momentu generovaného mezi AE a AB od síly F_z a klopného momentu M_{RABMxy} : [3]

$$\frac{M_{R1}}{2} = \frac{M_{RFz}}{2} + \frac{M_{RABMxy}}{2} = 0,46 + 1,5368 = 1,9968 \text{ Nm} \quad (1)$$

- Výpočet procentuálního zatížení vzhledem k celkovému momentu spočítaného analyticky ($\frac{M_R}{2} = 4,91 \text{ Nm}$ bylo spočítáno v Excelu viz Příloha č. 8):

$$\frac{\frac{M_{R1}}{2}}{\frac{M_R}{2}} \cdot 100 = \frac{1,9968}{4,91} \cdot 100 = 40,6 \% \quad (2)$$

Ze vztahu (2) vyplývá, že moment generovaný mezi AE a AB tvoří 40,6 % celkového třecího momentu. Pro naměřené hodnoty z testu je znám pouze celkový moment, a proto je možné z této procentuální hodnoty vypočítat hodnotu momentu, která je generována za reálného provozu. Testovací moment $\frac{M_{Rtest}}{2}$ je vzatý jako největší hodnota průměru naměřených při testech. Hodnoty měření byly zaznamenány po určitých hodinách testování. Hodnoty testů jsou uvedeny v hodinách (0, 50 hod, 100 hod, 200 hod a 300 hod) a jsou v Příloze č. 9. Z těchto všech hodnot je vzata ta největší a ní je vypočítána hodnota momentu, který se generuje mezi AE a AB při testech blízkých skutečným podmínkám.

- Určení největší hodnoty z testů:

$$\frac{M_{Rtest}}{2} = \max \left\{ \frac{M_{Rtest0}}{2}; \frac{M_{Rtest50}}{2}; \frac{M_{Rtest100}}{2}; \frac{M_{Rtest200}}{2}; \frac{M_{Rtest300}}{2} \right\}$$

$$= \max\{3,48; 3,81; 3,74; 3,90; 3,90\}$$

$$\frac{M_{Rtest}}{2} = 3,90 \text{ Nm}$$

- Výpočet procentuálního zatížení vzhledem k celkovému momentu zjištěného testováním:

$$\frac{M_{R1test}}{2} = \frac{\frac{M_{R1}}{2}}{\frac{M_R}{2}} \cdot \frac{M_{Rtest}}{2} = \frac{40,6}{100} \cdot 3,90 = 1,583 \text{ Nm} \quad (3)$$

Porovnáním hodnot (1) a (3) je zjištěno, že moment, který je při provozu generován mezi AE a AB je o 0,41 Nm menší než hodnota vypočítaná analyticky. Proto jako zatěžující moment pro životnostní simulaci, bude využitý výsledek ze vztahu (1). Model v simulaci bude tedy zatěžován větším momentem, než je ve skutečnosti naměřený a tím bude simulace provedena s větší bezpečností.

8.3 Výpočet životnosti navržené varianty

Výpočet životnosti je důležitý, protože napínák je při provozu namáhán cyklicky. Je umístěn v prostotu motoru, kde je zvýšená teplota, která má vliv na životnost napínáku. Výpočet je proveden v softwaru ANSYS 19.2, kde je provedeno síťování a jsou zadány

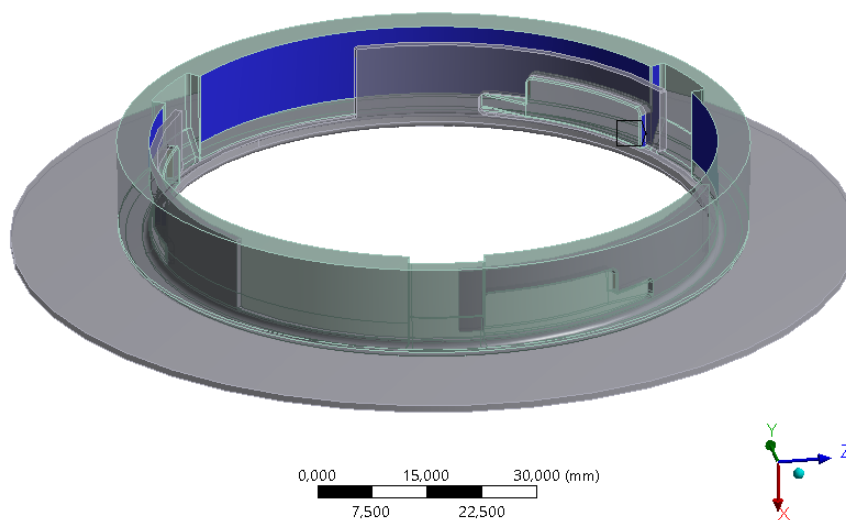
okrajové podmínky i zatížení a je použitý pro vyhodnocení výsledků. Jako post-processorový nástroj pro únavovou životnost je použitý FEMFAT 5.3, který si Mubea integrovala vlastním skriptem do prostředí ANSYSu, kde může být rovnou provedeno vyhodnocení výsledků. Výpočtem bude zjištěn tzv. Endurance safety factor, který představuje bezpečnost vůči Haighově diagramu. Dále bude zjištěn počet cyklů, které napínák vydrží při provozu.

Podobně jako u pevnostního výpočtu je i v tomto případě použito zjednodušeného modelu, protože zkoumaná oblast se týká především zámků AE. Není důležité používat kompletní model LA, jelikož by byla prodloužena doba síťování a výpočtu. Materiály jsou zde nadefinovány stejným způsobem jako v předchozí kapitole, avšak je použita pouze lineární charakteristika těchto materiálů. Pro vyhodnocení životnosti, jsou použity materiály z knihovny, které jsou součástí software FEMFAT.

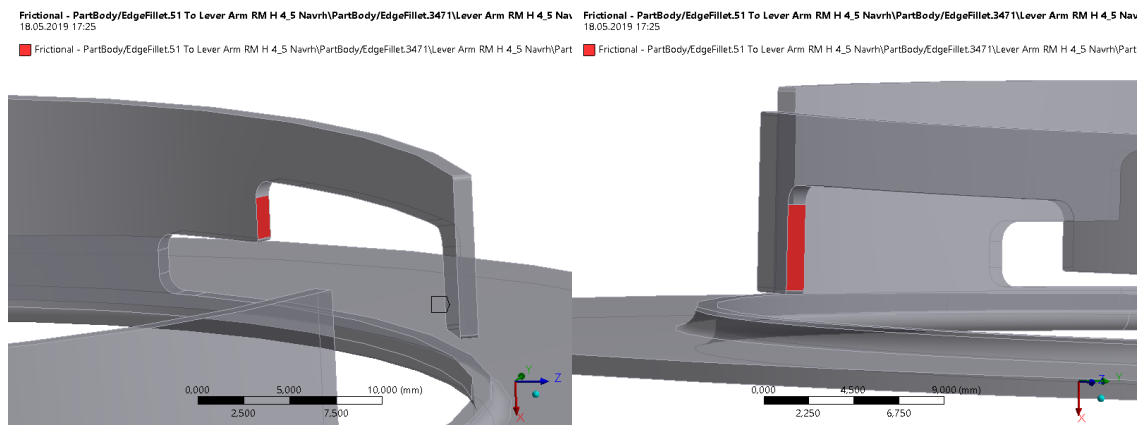
Simulace životnosti je provedena jako kontaktní úloha, proto jsou na obrázcích níže nadefinovány kontaktní plochy mezi LA a AE (viz Obrázek 72 a Obrázek 73). Plochy typu target zobrazuje modrou barvou Obrázek 72. Jedná se o vnitřní průměr LA a plochy na nálitku, které se při provozu dotýkají AE. Plochy AE jsou typu kontakt a jsou zvýrazněny červeně (viz Obrázek 73). Jsou vybrány dosedací plochy zámků AE, které jsou v kontaktu s nálitkem LA a budou přenášet zatížení během provozu.

Frictional - PartBody/EdgeFillet.51 To Lever Arm RM H 4_5 Navrh\PartBody/EdgeFillet.3471\Lever Arm RM H 4_5 Nav
18.05.2019 17:24

Frictional - PartBody/EdgeFillet.51 To Lever Arm RM H 4_5 Navrh\PartBody/EdgeFillet.3471\Lever Arm RM H 4_5 Navrh\Part

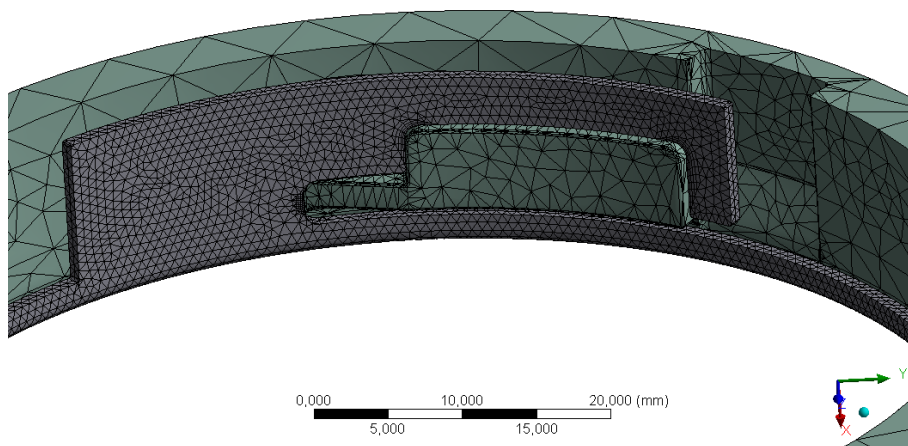


Obrázek 72 – Dosedací plochy (typu target) na LA



Obrázek 73 - Dosedací plochy (typu kontakt) na AE

Sítování u výpočtu životnosti provedeno podobně jako u pevnostního výpočtu zámků v předchozí kapitole. LA je nasítován automaticky pomocí tetrahedrových prvků, prstenc AE je nasítován mapovanou sítí typu Qud/Tri a zámky jsou nasítovány tetrahedrovými prvky s velikostí 0,6 mm. U zaoblení dosedacích ploch AE a LA je provedeno zjemnění sítě. Sít' použitou v oblasti zámků AE ukazuje Obrázek 74.

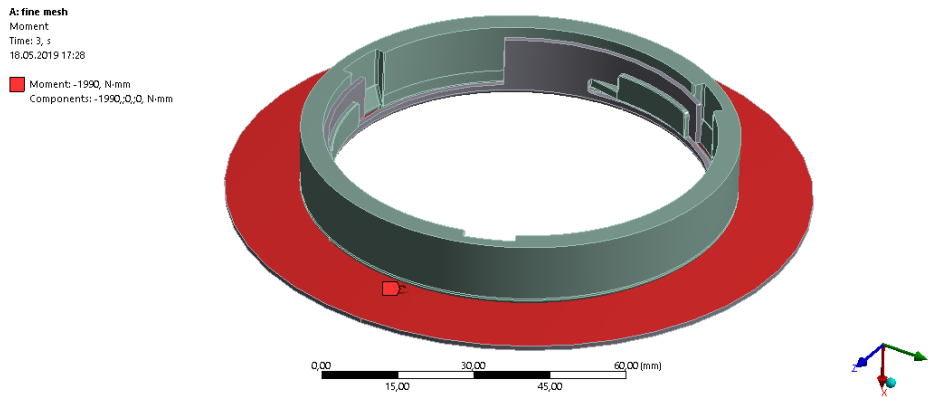


Obrázek 74 - Sít' pro životnostní výpočet – zámky AE

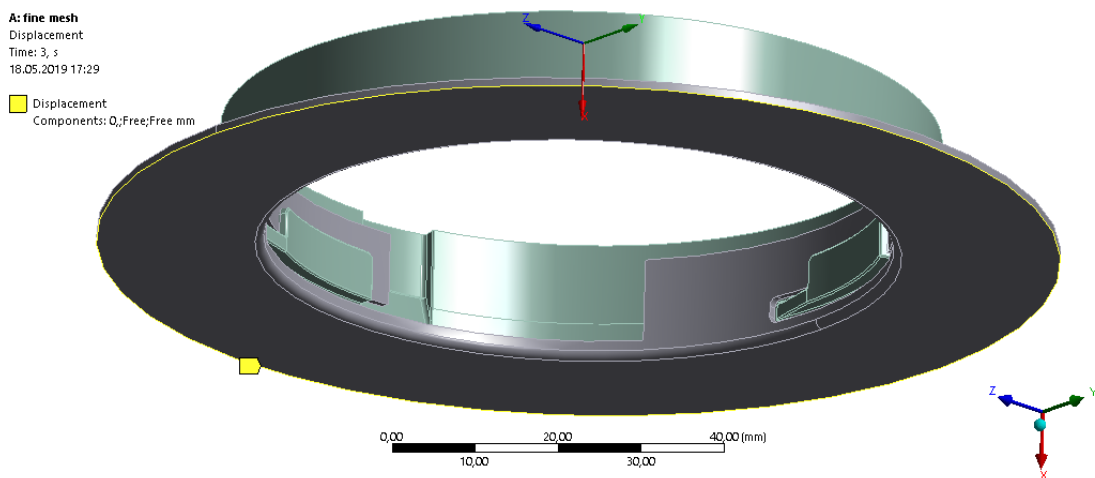
V této simulaci jsou použity dvě okrajové podmínky a jedno zatížení. Zatížení je rovno hodnotě vypočítanému momentu ze vztahu (1) v kapitole 8.2. Tento moment zatěžuje AE jak ve směru, tak i v protisměru hodinových ručiček, tím je vyvoláno cyklické zatížení. Moment je umístěn na plochu prstence AE (červená viz Obrázek 75). Geometrické podmínky definují možný pohyb v osách X, Y, Z nebo jeho zamezení. Jsou použity dva typy geometrických okrajových podmínek. Displacement (umožňuje posuv tělesa – definován pro jednotlivé osy) a Fixed Support (odebírá dotčeným uzlům všechny stupně volnosti). Geometrickou okrajovou podmínku ukazuje pro AE Obrázek 76 (žlutá). Podmínka pro AE je definována na hraně prstence. Geometrickou okrajovou podmínku ukazuje Obrázek 77 (modrá) a je použita na horní ploše LA.

Posuvy a rotace pro jednotlivé osy:

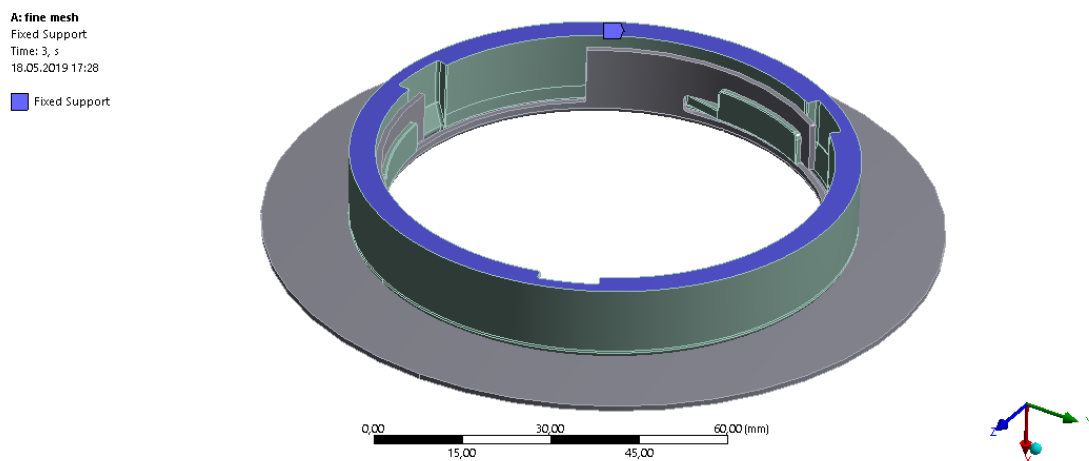
- AE: Displacement – posuv: 0; Free; Free
- LA: Fixed Support – posuv: 0; 0; 0;



Obrázek 75 - Plocha se silovou okrajovou podmínkou (červená)



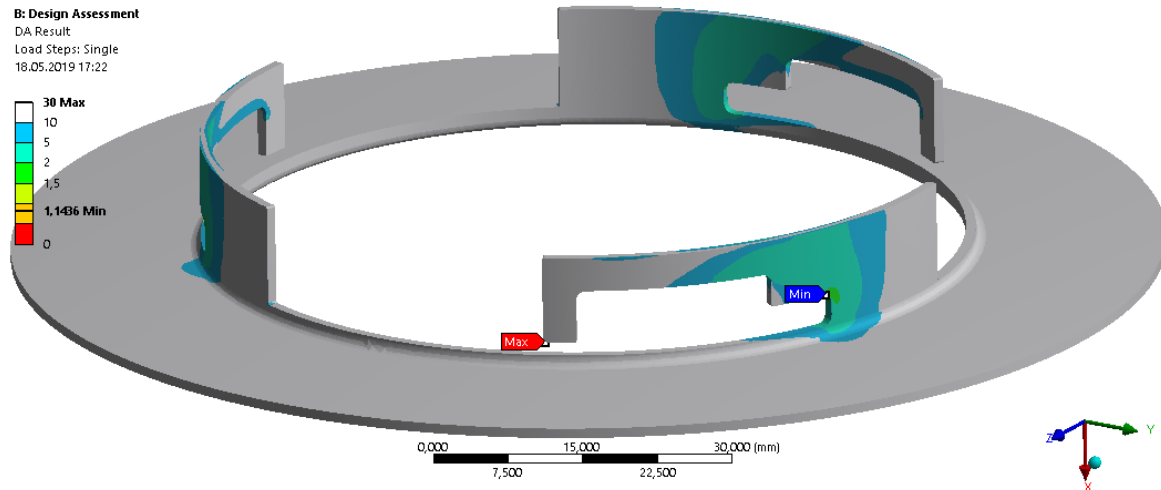
Obrázek 76 - Geometrická okrajová podmínka pro AE



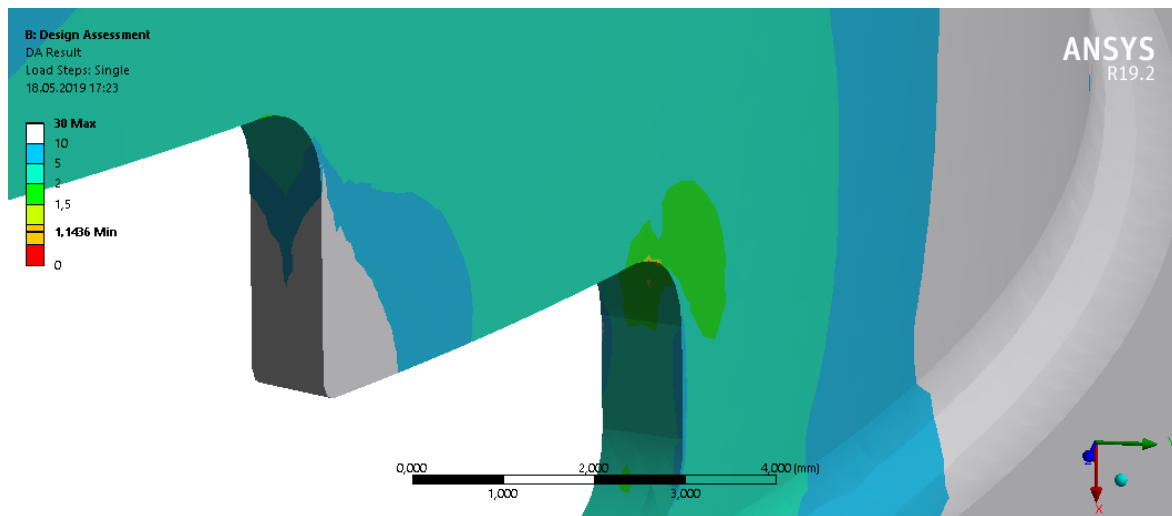
Obrázek 77 - Geometrická okrajová podmínka pro LA

Výsledky životnostní simulace jsou na obrázcích níže (viz Obrázek 78 a Obrázek 79). Na obrázcích je možné vidět rozložení Endurance safety factoru (nebo také bezpečnostní faktor) na AE. Šedou barvou jsou místa, kde je bezpečnostní faktor nejvyšší a přesahuje hodnotu 10. Žlutě jsou zbarvena kritická místa, tzn. kde má bezpečnostní faktor nejnižší hodnotu. Nejnižší hodnota je 1,14. Standardně se ve firmě používá minimální bezpečnostní faktor 1,25. Zde byl však použit větší zatěžovací moment (viz kapitola 8.2), než který AE

zatěžuje ve skutečnosti, proto i s bezpečnostním faktorem 1,14 AE vyhovuje. Obrázek 79 ukazuje, že nejkritičtější místa jsou kolem zaoblení ve výřezu zámků AE. To je způsobeno tím, že malý rádius funguje jako koncentrátor napětí a mohl by zde vzniknout únavový lom. V těchto výsledcích je použitý již upravený model, kde byly zaoblení na AE zvětšeny v kritických místech z hodnoty 0,2 mm na 1 a 1,5 mm. Simulace na původním modelu nevyhovovaly, proto bylo nutné přistoupit ke zvětšení zaoblení.



Obrázek 78 - Rozložení Endurance safety factoru na AE



Obrázek 79 - Detail kritického místa pro životnostní simulaci

9 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo vytvoření návrhu upínání napínáku automobilu, přičemž jako východisko pro nový návrh bylo bráno současné řešení s firemním označením E8. Začátek práce byl věnován stručnému představení napínáku a jeho funkcím, poté bylo provedeno základní rozdělení napínáků a byly představeny ty, které jsou vyráběné ve firmě Mubea, včetně popisu jejich výhod a nevýhod.

Další část práce se věnovala samotnému popisu napínáku E8 a jeho součástí. Byl přiblížen způsob výroby, včetně specifikace problémů. Na základě specifikovaných požadavků zadavatelem a znalosti stávající konstrukce byly navrženy čtyři koncepční varianty. Výhodami prvních dvou variant jsou velké stykové plochy pro přenos zatížení, ale nevýhodou je obtížná vyrobiteľnosť a omezení chlazení alternátoru. Ostatní varianty měly již minimalistický design a byly zároveň jednoduše vyrobiteľné. V práci bylo provedeno porovnání všech čtyř variant mezi sebou a s ideální křivkou na základě kritérií jakosti a nákladů. Jednotlivá kritéria se bodově ohodnotila od 1 do 4 bodů, přičemž ideální varianta dosahovala 60 bodů. Nejvíce bodů dle hodnocení dosáhly koncepční varianty 3 a 4, které měly 48 a 49 bodů, proto byly vybrány pro rozpracování.

Při detailním rozpracování byly variantám dodány demontážní kapsy a nálitky pro zámky AE byly upraveny z hlediska technologie výroby a přenosu zatížení při provozu napínáku. Konstrukční návrh 1 měl velké stykové plochy, ale byl problém s montáží. Při montáži by se muselo používat speciální přípravku, což by nebylo vhodné vzhledem k požadavku co nejjednodušší montáže i demontáže. Oproti tomu konstrukční návrh 2 byl navržen pro snadnou montáž i demontáž, ale měl malé stykové plochy pro přenos zatížení. Zároveň by bylo komplikované slícování zámku AE a dosedacích ploch LA, tak aby mohl mezi ně přesně zapadnout. Při zpracování těchto konstrukčních variant bylo zjištěno, že je možné udělat ještě jeden návrh, který by tyto dvě varianty spojoval a využil jejich silné stránky. Proto byla navržena ještě koncepční varianta, která využívá velké stykové plochy a tvar demontážní kapsy z návrhu 1 a klínový náběh pro snadnou montáž z návrhu 2. Tato poslední varianta je nazvána hybridní, protože je průnikem obou předchozích návrhů, přičemž se ukazuje jako nejvýhodnější. Pro tuto variantu byla následně zpracována výrobní dokumentace.

Poté bylo v práci provedeno ověření hybridní varianty pomocí metody MKP. Simulace byla rozdělena na dvě části. Nejprve se provedl pevnostní výpočet zámků AE, který byl důležitý z hlediska montáže, aby v zámcích nedocházelo k plastickým deformacím a nebyly tak ohroženy funkce napínáku. Pro výpočet byla použita jako zatěžovací síla zahřátí LA na teplotu 3000 °C, jeho opětovné zchlazení na 22 °C, kdy došlo k aktivaci kontaktu a poté následnému pootočení AE o 2°, pro zacvaknutí zámků na nálitky LA. Tento krok se použil z důvodu stabilizace a zkrátil dobu výpočtu přibližně o 80 %, přičemž původní výpočet trval cca 4 hodiny. Výsledné maximální napětí v zámcích AE bylo 184,5 MPa a v porovnání s mezí kluzu oceli DC04, která má 210 MPa byla určena bezpečnost 1,14. V pevnostním výpočtu byl zjištěn problém s neúplným dosednutím zámků AE, který byl způsoben plastickými deformacemi, avšak deformace byly velmi malé, proto byly zanedbány.

Druhou částí výpočtu bylo analytické zjištění třecího momentu generovaného mezi AE a AB. Vypočítaný moment byl převeden do poměru vzhledem k celkovému momentu 4,91 Nm generovaného na napínáku a bylo zjištěno, že 40,6 % z celkového momentu se generuje mezi AE a AB. Hodnota tohoto momentu je 1,9968 Nm. Výsledná hodnota v procentech sloužila ke zjištění skutečného momentu naměřeného při testech napínáku. Hodnoty byly vzaty z pěti testů, které byly provedeny ve firmě a zjistilo se, že nejvyšší průměrná hodnota

momentu generovaného při testech je 3,90 Nm. Z této hodnoty byla pomocí procentuálního výpočtu zjištěna hodnota momentu, který se generuje při reálných testech mezi AE a AB. Moment měl velikost 1,583 Nm. Protože skutečný moment vyšel o 0,41 Nm menší než analytický, bylo zvoleno, že pro výpočet životnosti bude jako zatěžující moment použitý analyticky spočítaný. Tímto krokem bylo zajištěno provedení životnostní simulace s větší bezpečností.

Výsledkem simulace životnosti pomocí MKP byl výsledek hodnoty Endurance safety factoru, který představoval bezpečnost vůči Haighově diagramu. Maximální hodnota Endurance safety factoru přesahovala 10 a minimální 1,1436. Hodnoty 1,1436 bylo dosaženo po několika simulacích, kdy musely být upraveny hodnoty rádiusů na AE. Firma požaduje standardně hodnotu Endurance safety factoru minimálně 1,25, ale zde je použitý větší zatěžovací moment, proto i tato simulace vyhovuje.

Nově navržená „hybridní“ varianta napínáku E8 byla zpracována tak, aby splnila nejen všechny požadavky stanovené firmou, přičemž hlavním požadavkem bylo zajistit možnost opětovné rozebiratelnosti konstrukce napínáku, za účelem usnadnění oprav v případě zjištění zmetků, čímž byl naplněn hlavní cíl práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ

Knižní publikace

- [1] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN isbn80-7226-202-5.
- [2] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999. Edice strojaře. ISBN isbn80-7226-055-3.
- [3] Materiály poskytnuté společností Mubea
- [4] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN isbn80-7183-164-6.

Internetové zdroje

- [5] O skupině Mubea - www.pracemubea.cz. *Mubea* - www.pracemubea.cz [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>
- [6] Závod Žebrák - www.pracemubea.cz. *Mubea* - www.pracemubea.cz [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/zavod-zebrak/>
- [7] O skupině Mubea - www.pracemubea.cz. *Mubea* - www.pracemubea.cz [online]. Copyright © 2019 Mubea. Všechna práva vyhrazena. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>
- [8] iKariera.cz | Companies. *iKariera.cz* / *Index* [online]. [cit. 03.01.2019] Dostupné z: <https://www.ikariera.cz/cz/companies/detail/161>
- [9] [online]. [cit. 05.01.2019] Dostupné z: [<https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/motor/systemy-napinani-remenu/>]
- [10] Mubea – Výrobky & technologie - Automotive - Motor - Systémy napínání řemenu. [online]. [cit. 15.02.2019] Dostupné z: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/motor/systemy-napinani-remenu/>
- [11] Company: Litens aftermarket network. *ATech: Litens aftermarket network* [online]. [cit. 18.02.2019] Dostupné z: <https://www.litensaftermarket.com/company/>
- [12] History | Schaeffler Group. [online]. Copyright © Schaeffler AG [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/content.schaeffler.com/en/company/history_1/history.jsp
- [13] 11288620210 INA Schaeffler MINI Cooper S Replacement Belt Tensioner Assembly - MINI Cooper Accessories + MINI Cooper Parts. *MINI Cooper Parts / MINI Cooper Accessories / OEM Repair Upgrade Performance Replacement Parts / OutMotoring* [online]. [cit. 01.03.2019] Dostupné z: <https://www.outmotoring.com/belt-tensioner-assembly-schaeffler-sch-11288620210.html>
- [14] About Us | Litens Automotive Group | Delivering Innovation. *Home / Litens Automotive Group* [online]. Copyright © Litens Automotive Group. All Rights Reserved. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://litens.com/about-us/>

- [15] Hliníkové slitiny. *Hliníkové profily, prodej - HP Steel* [online]. Copyright © 2019 HP STEEL, s.r.o. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://www.hpsteel.cz/barevne-kovy/hlinikove-slitiny.html>
- [16] 14 260 (54SiCr6). *Nožírské oceli* [online]. [cit. 01.03.2019] Dostupné z: <https://www.nozirske-oceli.cz/nozirske-oceli/oceli-nekorozivzdorne/14-260-2>
- [17] Stanyl® - PA46: Sustaining high performance | DSM Engineering Plastics. [online]. [cit. 05.03.2019] Dostupné z: <https://www.dsm.com/markets/engineering-plastics/en/products/stanyl.html>
- [18] Poka Yoke - ManagementMania.com. [online]. Copyright © 2011 [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://managementmania.com/cs/poka-yoke>
- [19] Quick Metall - Materials, Data Sheets & Applications - Material Data Sheet 1.0338, St 14 O 3, DC 04: Qualitätsstahl, unlegiert. *Quick Metall - Individuelle Lösung Ihrer Beschaffungsprobleme* [online]. Copyright © 2019 Quick Metall GmbH. All information according our best knowledge but without guarantee. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <http://quickmetall.eu/en/Material-Data-Sheet-1.0338.aspx>
- [20] Datenblatt | LPM. *LPM | Výrobce technických dílů z plastů*. [online]. Copyright © LPM s.r.o. [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: https://www.lpm.cz/cs/technicky-datovy-list-plasty/polymid-pa-66-gf25-v0?n=1157_5
- [21] [online]. [cit. 11.04.2019] Dostupné z: http://www.pasovaocel.cz/vyro_kla.htm
- [22] 302 *Found* [online]. Copyright ©2000 [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: <https://www.saarstahl.com/sag/downloads/download/11585>

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obrázek 1 - Logo společnosti Mubea [8]	12
Obrázek 2 - Napínáky firmy Mubea [9]	12
Obrázek 3 – Napínák (barevně) s pohonem příslušenství motoru [10].....	13
Obrázek 4 – Jedno-kladkový napínák s vinutou pružinou	13
Obrázek 5 - Umístění napínáku na rozvodovém řemeni	14
Obrázek 6 - Schéma řemenového převodu s napínací kladkou [1]	15
Obrázek 7 - Napínáky řady E3 a E3D	17
Obrázek 8 – Napínáky řady E4 a E4+	19
Obrázek 9 - Zkrutný napínák E5	20
Obrázek 10 – Napínák E8 nasazený na alternátor	21
Obrázek 11 - Řešení "E8" firmy Schaeffler [13].....	22
Obrázek 12 - Napínák od firmy Litens (vpravo namontovaný na alternátoru) [3].....	22
Obrázek 13 - E8 namontovaný v motorovém prostoru (vpravo), detail umístění (vlevo) ..	23
Obrázek 14 - Sestavený napínák E8	24
Obrázek 15 - Rozstřel sestavy E8.....	25
Obrázek 16 - Housing E8 – pohled shora.....	26
Obrázek 17 - Housing E8 – pohled zdola.....	26
Obrázek 18 - Lever arm E8 – pohled shora.....	27
Obrázek 19 - Lever arm E8 – pohled zdola.....	27
Obrázek 20 - Lever arm E8 - obráběná plocha.....	28
Obrázek 21 - Pružina používaná v napínáku E8.....	28
Obrázek 22 - Primární tlumící element	29
Obrázek 23 - Axiální kluzné ložisko (AB).....	30
Obrázek 24 - Třecí element do těla napínáku.....	30
Obrázek 25 - Axiální pojistný element (AE) E8 – pohled ze spodu	31
Obrázek 26 - Řez AE.....	31
Obrázek 27 - Kladka E8 (vlevo), řez kladkou (vpravo)	31
Obrázek 28 - Krycí disk 1 (vlevo), krycí disk 2 (vpravo)	32
Obrázek 29 - Šroub uchycení kladky	32
Obrázek 30 - Napínák E8 v provedení Ultra light.....	34
Obrázek 31 - Celkový pohled na výrobní linku E8	35
Obrázek 32 - První krok montáže E8	35
Obrázek 33 - Postup montáže na automatické lince.....	36
Obrázek 34 - Testování hystereze (vlevo nahoře) a finální fáze montáže E8	36
Obrázek 35 - Koncepční varianta 1, naznačení montáže (vpravo).....	40
Obrázek 36 - Lever arm koncepce 1 - pohled ze spodu, detail řezu kapsou	41
Obrázek 37 - AE pro koncepční variantu 1, detail protirotačního výstupku (červená).....	41
Obrázek 38 - Koncepční varianta 2, detail zapadnutého zámku v kapse	42
Obrázek 39 - Lever arm koncepční varianty 2, detail kapsy ve tvaru C	42
Obrázek 40 – AE pro koncepční variantu 2	43
Obrázek 41 - Detail zámku koncepční varianty 2	43
Obrázek 42 - Koncepční varianta 3, detail na spojení.....	44
Obrázek 43 - Lever arm koncepční varianty 3 - pohled shora	44
Obrázek 44 - AE pro koncepční variantu 3	45
Obrázek 45 - Koncepční varianta 4, detail na spojení.....	45
Obrázek 46 - Detail klínového nálitku	46
Obrázek 47 - Silové působení na napínák při provozu, rozložení nálitků.....	49
Obrázek 48 - Návrh 1 (Lever arm) – nálitok (červená) a demontážní kapsa (žlutá)	50

Obrázek 49 – Návrh 1 naznačení demontáže (vlevo), řez kapsou (vpravo).....	50
Obrázek 50 – Rameno návrh 1 – pohled shora (vlevo), pohled zdola (vpravo),.....	51
Obrázek 51 - Axiální pojistný element návrhu 1, detail zámku	51
Obrázek 52 - Sestava LA a AE pro konstrukční návrh 1	52
Obrázek 53 - Detail spojení AE a LA pro konstrukční návrh 2	53
Obrázek 54 - Návrh 2 (LA) – nálitky (červená) a demontážní kapsa (žlutá)	53
Obrázek 55 - Návrh 2 naznačení demontáže (vlevo), řez kapsou (vpravo)	54
Obrázek 56 - Axiální pojistný element návrhu 2, detail zámku	54
Obrázek 57 - Sestava Lever armu a AE pro konstrukční návrh 2	55
Obrázek 58 - Hybridní návrh LA, dole pohled shora	56
Obrázek 59 - Hybridní varianta AE.....	56
Obrázek 60 – Finální sestava návrhu (Hybridní návrh)	57
Obrázek 61 - Demontážní přípravek pro novou konstrukci E8.....	58
Obrázek 62 - Upravený model pro MKP výpočet.....	59
Obrázek 63 - Kontaktní plochy (typ kontakt) na zámku AE (vlevo), dosedací plocha (typu target) na LA (vpravo).....	60
Obrázek 64 - Plochy pro tetrahedrovou síť (vlevo), plocha pro mapovanou síť (uprostřed), plocha na LA (vpravo).....	60
Obrázek 65 - Nasítovaný model pro výpočet zámků AE	61
Obrázek 66 - Zatížení vlivem tepla LA – roztažení LA	61
Obrázek 67 - Zatížení vlivem tepla LA – zchlazení LA a pootočení AE.....	61
Obrázek 68 - Okrajová podmínka Joint – Rotation	62
Obrázek 69 - Geometrické podmínky rovnováhy	62
Obrázek 70 - Napětí vzniklé na zámku AE při montáži dle hypotézy HMM [MPa].....	63
Obrázek 71 - Detail rozložení napětí v AE dle hypotézy HMM [MPa]	63
Obrázek 72 – Dosedací plochy (typu target) na LA	66
Obrázek 73 - Dosedací plochy (typu kontakt) na AE.....	67
Obrázek 74 - Síť pro životnostní výpočet – zámky AE	67
Obrázek 75 - Plocha se silovou okrajovou podmínkou (červená).....	68
Obrázek 76 - Geometrická okrajová podmínka pro AE	68
Obrázek 77 - Geometrická okrajová podmínka pro LA	68
Obrázek 78 - Rozložení Endurance safety factoru na AE	69
Obrázek 79 - Detail kritického místa pro životnostní simulaci	69
Tabulka 1 - Výhody a nevýhody systémů E3 a E3D.....	18
Tabulka 2 - Výhody a nevýhody systémů E4 a E4+	19
Tabulka 3 - Výhody a nevýhody systému E5	20
Tabulka 4 – Výhody a nevýhody systému E8	21
Tabulka 5 - Základní materiálové vlastnosti slitiny EN AC-46000	25
Tabulka 6 - Vlastnosti pružiny	29
Tabulka 7 - Přehled použitých materiálů u E8	33
Tabulka 8 - Shrnutí požadavků.....	39
Tabulka 9 - Porovnání koncepčních variant	48
Tabulka 10 - Výhody a nevýhody návrhu 1	52
Tabulka 11 - Výhody a nevýhody návrhu 2	54

Graf 1 - Základní rozdělení napínáků.....	15
Graf 2 - Porovnání koncepčních variant s ideální variantou	47

PŘÍLOHY

Vázané přílohy

Příloha č. 1 – Materiálový list hliníkové slitiny EN AC - 46000

Příloha č. 2 – Materiálový list oceli FD-54SiCr6 (ČSN 14 260)

Příloha č. 3 – Materiálový list plastu PA46 – TW371

Příloha č. 4 – Materiálový list oceli DC04 (ČSN 11 325) [19]

Příloha č. 5 – Materiálový list plastu PA66 GF25-RC [20]

Příloha č. 6 – Mechanické vlastnosti oceli DC03 (ČSN 11 300) [21]

Příloha č. 7 – Mechanické vlastnosti oceli C67S (ČSN 12 071) [22]

Příloha č. 8 – Podklady pro analytický výpočet třecího momentu, všechny vstupní hodnoty, výpočet třecího momentu v Excel [3]

Příloha č. 9 – Data z měření napínáku


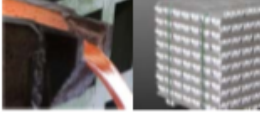
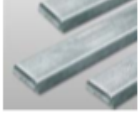
Nevázané přílohy

Výrobní výkres – Lever arm 001

Výrobní výkres – AE 002

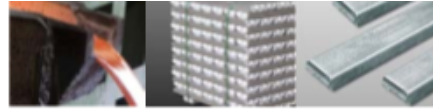
PŘÍLOHA č. 1

Materiálový list hliníkové slitiny EN AC - 46000

		<h1>RAFFMETAL</h1> <p>THE ALUMINIUM EVOLUTION</p>												
<p>Leghe di alluminio in colata continua. Continuous casting aluminium alloys</p>														
<p>Standard: UNI EN 1676 and 1706</p> <p>Alloy group: Al Si 9 Cu</p> <p>Alloy designation: EN AB and AC 46000 - Al Si 9 Cu 3 (Fe)</p> <p>Replaces: DIN 226 D - GD Al Si 9 Cu 3</p>														
<p>CHEMICAL COMPOSITION %</p>														
ALLOY		ELEMENTS												
		Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Pb	Sn	Ti	Individual impurities	Global impurities
EN AB 46000	min	8,0	0,6	2,0		0,15								
	max	11,0	1,1	4,0	0,55	0,55	0,15	0,55	1,2	0,35	0,15	0,20	0,05	0,25
DIN 226 D	min	8,0		2,00	0,10	0,10								
	max	11,0	1,0	3,50	0,5	0,50	0,10	0,30	1,20	0,20	0,10	0,15	0,05	0,25
<p>MECHANICAL FEATURES DETECTED FROM SEPARATE CASTING TEST SPECIMENS</p>														
Casting process	Temper designations	Rm Tensile strenght		Sp 0,2 Yield strenght		A Elongation		HB Brinell hardness						
		EN 1706	DIN 1725	EN 1706	DIN 1725	EN 1706	DIN 1725	EN 1706	DIN 1725					
		Mpa	N/mm2	Mpa	N/mm2	%	%	HBW	HB					
SAND (as cast) Annealed														
SHELL (as cast) Annealed														
PRESSURE DIE (as cast)	F	240	240 - 310	140	140 - 240	1	0,5 - 3	80	80 - 120					
<p>PHYSICAL PROPERTIES (indicative values subject to the UNI EN and ex DIN Standards)</p>														
DENSITY	2.76 Kg/dm ³		THERMAL CONDUCTIVITY at 20°C				110 - 120 W/(m K)							
MELTING RANGE or MELTING POINT	500 °C 600 °C		LINEAR THERMAL EXPANSION from 20 t 100°C				21 10-6/K							
SPECIFIC HEAT (at 100)°	0.88 J/gk		LINEAR THERMAL EXPANSION from 20 t 200°C											
LINEAR SHRINKAGE IN SAND			LINEAR THERMAL EXPANSION from 20 t 300°C											
LINEAR SHRINKAGE IN SHELL PROCES			SUGGESTED MAXIMUM TEMPERATURE				750 °C							
LINEAR SHRINKAGE IN HIGH PRESSUR	0.4 - 0.6 %		SUGGESTED CASTING TEMPERATURE											
ELECTRIC CONDUCTIVITY	13 - 17 MS/m		*in sand											
MODULUS OF ELASTICITY	7500 Kg/mm ²		*in shell											
			*in pressure die				630-710 °C							
<p>TECHNOLOGICAL FEATURES, QUALITATIVE INDICATIONS</p>														
STRENGTH AT ELEVATED TEMPERATURE(to 200°C)	GOOD		RESISTANCE TO HOT TEARING				MEDIUM							
GENERAL RESISTANCE TO CORROSION	LOW		PRESSURE TIGHTNESS				MEDIUM							
MACHINABILITY	EXCELLENT		WELDABILITY				GOOD							
CASTABILITY	GOOD		DECORATIVE ANODISING				INSUFFICIENT							
POLISHING	MEDIUM		PROTECTIVE ANODISING				MEDIUM							
<p>AZIENDA CON SISTEMA DI GESTIONE PER LA QUALITÀ CERTIFICATO DA DNV = UNI EN ISO 9001:2008 =</p>		<p>Raffmetal S.p.a. via malpaga, 82 25070 Casto (BS) tel:0365.890.100 fax 0365.895.327 qualita@raffmetal.it vendite@raffmetal.it</p>				<p>AZIENDA CON SISTEMA DI GESTIONE AMBIENTALE CERTIFICATO DA DNV = UNI EN ISO 14001:2004 =</p>								



RAFFMETAL
THE ALUMINIUM EVOLUTION



Leghe di alluminio in colata continua. Continuous casting aluminium alloys

Standard: **UNI EN 1676 and 1706**

Alloy group: **Al Si 9 Cu**

Alloy designation: **EN AB and AC 46000 - Al Si 9 Cu 3 (Fe)**

Replaces: **DIN 226 D - GD Al Si 9 Cu 3**

GENERALITIES REGARDING USE

The ingot recasting process must be carried out as quickly as possible and overheating must be avoided (maximum melting temperature 750°C).

The iron tools that can come into contact with the liquid metal must be appropriately painted to prevent contamination of the alloy.

The best results for refining the alloy are reached by treatments with inert gases such as nitrogen and/or argon with the intent of removing the hydrogen dissolved and the oxides present in the bath of molten metal. Better distribution of the gas in the molten metal is obtained by the use of relevant rotors. Pay particular attention that all transfer operations of the molten metal are performed with less turbulence possible. It is recommended to leave the molten metal at rest for a few minutes before starting casting. Careful skimming operations of the bath are recommended.

The re-cycling of risers and casting appendixes is allowed but within the limits of 40% of the total weight of the load.

The EN 46000 alloy is delivered by RAFFMETAL exclusively under the form of ingots produced with Continuous Casting, this has the following advantages:

- Lower presence of oxides with consequent reduced aptitude for the formation of HARD POINTS
- Fine and even structure with reduced quantity and dimension intermetallic compounds
- Reduced hydrogen content in relation to the high solidification speed.
- Possibility of customising according to different options of the dimensions and geometry of the stack
- Less risk of explosion of the ingot in the melting phase owing to the smaller presence of open shrinkage cavities.
- Improved metal yield owing to the excellent surface quality of the ingot

SPECIFICITY REGARDING USE

The EN 46000 alloy is among the great "worldwide" classics of the pressure die casting aluminium alloys. It is relatively easy to use and requests simple general attentions that characterise the foundry aluminium alloys. The EN Standard envisions Mg as an alloy element, to make it able to respond to a heat treatment. The latter is a delicate operation with its critical specifications. In this case it is good practice to operate with due attention in terms of temperatures and process times so that the Mg is kept "well" within the limits of the Standard.

TYPICAL USE

Alloy for pressurised casting with many uses, such as for the production of complex casting and with thin walls; resistant to high temperatures. tourism and building sectors.

Alloy not in compliance with the EN 601 foodstuff Standard

COMPARISON WITH EQUIVALENT OR SIMILAR FOREIGN STANDARDS

	ITALY	GERMANY	FRANCE	G.B.R.	USA	ISO	JAPAN	TURKEY
	UNI	(Din1725/5-86)	(NFA57-105)	(BS1490-88)	(ASTM B179-82)	(3522-84)	(JIS H2211-92)	(ETIAL)
Equivalent	-	DIN 226 D	-	-	-	-	-	-
Similar	UNI 5075	DIN 226 A	AS9U3	LM 24	333.1 - 332.0			ETIAL - 160

HEAT TREATMENTS

Heat treatments are not generally performed on this alloy; however, the following treatments can be performed to increase the mechanical properties of the same:

- 10 hours
- for 8 - 12 hours.

Hardening at 520°C for 8
Complete Artificial Aging at 160 °C

Limitation of liability

The contents of these technical sheets give an informative purpose and do not constitute a warranty regarding the properties stated. The decisions based on this information are taken under the responsibility and risk of the user and do not exclude it from the verification, if the former are not carried out, we do not assume any liability.

AZIENDA CON SISTEMA DI GESTIONE
PER LA QUALITÀ CERTIFICATO DA DNV
= UNI EN ISO 9001:2008 =

Raffmetal S.p.a.
via malpaga, 82 25070 Caeto (BS)
tel: 0365.890.100 fax 0365.899.327
qualita@raffmetal.it
vendite@raffmetal.it

AZIENDA CON SISTEMA DI GESTIONE
AMBIENTALE CERTIFICATO DA DNV
= UNI EN ISO 14001:2004 =

PŘÍLOHA č. 2


Materiálový list oceli FD-54SiCr6 (ČSN 14 260)

Přehled vlastností oceli 54SiCr6										1. 7102						
Druh oceli	Nizkolegovaná ušlechtilá křemiko-chromová ocel pro zušlechťované pružiny															
TDP	EN 10089															
Označení podle ČSN	41 4260															
Použití	Středně namáhané pružiny a pružné elementy pro automobily a kolejová vozidla, dále talířové a kroužkové pružiny .															
Chemické složení v hmot. % (rozbor tavby)	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V							
Dovolené odchylky od rozboru tavby ve výrobku	0,51 – 0,59	1,20 - 1,60	0,50 – 0,80	max. 0,025	max. 0,025	0,50 – 0,80	-	-	-							
Mechanické vlastnosti v zušlechťeném stavu pro 20°C ³⁾	Průměr mm	R _{p0,2} min. MPa			R _m MPa		A min. %		Z min. %	KU min. J						
	10 mm	1300			1450 - 1750		6		25	8						
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost			Žíhaný na měkko			Žíhaný na globulární cementit									
	HB max. 280			HB max. 248			HB max. 230									
Prokalitelnost ⁴⁾	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm															
	Tvrdost v HRC															
	Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50
	Horní (max.) +H	67	66	66	65	65	64	64	63	59	55	49	44	40	37	35
	Dolní (min.) +H	57	56	55	50	44	40	37	35	32	30	28	26	25	24	24
	Horní (max.) +HH	67	66	66	65	65	64	64	63	59	55	49	44	40	37	35
	Dolní (min.) +HH	60	59	59	55	51	48	46	44	41	38	35	32	30	28	28
Prokalitelnost určená tvrdostí v jádře mezního rozměru po kalení do oleje z teploty 850 ± 5°C. ⁵⁾																
Tvrdost HRC pro		Největší rozměr kalených tyčí kruhového průřezu D _{max} mm				Největší rozměr kalených tyčí plochých t _{max} mm										
80% martenzit H ₈₀		90% martenzit H ₉₀		Podíl martenzitu v jádře 80%		90%		Podíl martenzitu v jádře 80%		90%						
52		55		13		10		9		7						
<p>Popouštěcí křivka (referenční vzorek průměr 10 mm)</p>						<p>Pás prokalitelnosti</p>										
Technologické vlastnosti																
Tváření za tepla a tepelné zpracování	Tváření za tepla °C	Normalizační žíhání °C	Žíhání na měkko °C	Teplota kalení °C	Kalicí prostředí	Teplota popouštění °C	Zkouška kalením čela °C									
	1050 až 850	860	640 až 700	840 až 870	olej	400 až 450	850 ± 5									
Uvedené podmínky pro tváření a tepelné zpracování jsou doporučeny výjma zkoušky kalením čela (zkouška prokalitelnosti podle Jominyho).																
Obrobitelnost	Pro mechanické obrábění je vhodný stav žíhaný na měkko.															
Tváření za studena	Pro tváření za studena je vhodný stav žíhaný na globulární cementit.															
Stříhatelnost	Pro docílení tvrdosti vhodné pro stříhání se ocel žíhá nebo po válcování řízeně vychlazuje.															
<p>¹⁾ ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně. ²⁾ Pro obsah C>0,55% je dovolená odchylka ± 0,03%. ³⁾ Uvedené hodnoty jsou informativní. Vzorek byl kalen při teplotě 850 ± 5°C do oleje a popouštěn při teplotě 450°C na vzduch. ⁴⁾ Pro ocel objednanou bez požadavků na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní. Prokalitelnost označená symbolem +HH odpovídá horním dvou třetinám pásu prokalitelnosti ⁵⁾ Záruku prokalitelnosti na základě hodnot stanovených čelní zkouškou prokalitelnosti lze po dohodě nahradit hodnotami tvrdosti v jádře mezního rozměru. Uvedené hodnoty korespondují s pásem prokalitelnosti +H. Pro pás prokalitelnosti +HH by mezní rozměry např. pro kruhové tyče D_{max} činily 20 mm pro 80% martenzitu a 16 mm pro 90% martenzitu.</p>																

PŘÍLOHA č. 3

Materiálový list plastu PA46 – TW371

Physical Properties		Metric
Density		1.25 g/cc
Moisture Absorption		3.20 %
Linear Mold Shrinkage, Flow		0.020 cm/cm
Linear Mold Shrinkage, Transverse		0.020 cm/cm

Mechanical Properties		Metric
Tensile Strength, Yield		90.0 MPa
Elongation at Break		30 %
Tensile Modulus		2.90 GPa
Flexural Modulus		2.60 GPa
Izod Impact, Notched (ISO) 		5.00 kJ/m ²
		@Temperature -30.0 °C
		7.00 kJ/m ²
		@Temperature 23.0 °C
Charpy Impact Unnotched 		15.0 J/cm ²
		@Temperature -30.0 °C
		NB
		@Temperature 23.0 °C
Charpy Impact, Notched 		0.500 J/cm ²
		@Temperature -30.0 °C
		0.700 J/cm ²
		@Temperature 23.0 °C

Electrical Properties		Metric
Volume Resistivity		1.00e+12 ohm-cm
Comparative Tracking Index		400 V

Thermal Properties		Metric
CTE, linear, Parallel to Flow		85.0 µm/m-°C
CTE, linear, Transverse to Flow		110 µm/m-°C
Melting Point		295 °C
Deflection Temperature at 1.8 MPa (264 psi)		190 °C
Flammability, UL94 		HB
		@Thickness 1.50 mm
		HB
		@Thickness 3.00 mm

PŘÍLOHA č. 4

Materiálový list oceli DC04 (ČSN 11 325) [19]

Material Data Sheet 1.0338, St 14 O 3, DC 04

Material			
Material-Number	1.0338	Norm	St 14 O 3
Alloy	DC 04	DIN	5512-2
EN	10130 / 10139 / 10152 / 10271	AMS	
AISI	1008	UNS	
BS	DC 04 / 1449 Part 1	ASTM	
NACE		SAE	
Vd-TÜV		ELI	

Description
Qualitätsstahl, unlegiert

Application
vornehmlich zur Kaltumformung

Mechanical Properties			
Delivery Condition	geglüht		
Density	7.85 kg/dm ³		
Rm min	270 N/mm ²	Rm max	350 N/mm ²
Rp 0.2 min	210 N/mm ²	Rp 0.2 max	250 N/mm ²
Elongation min	34 %	Elongation max	38 %

Chemical Composition (in Weight %)				
Element	C	Mn	P	S
min				
max	0.08	0.4	0.03	0.03

[Back to List of Materials](#)

© 2019 Quick Metall GmbH. All information according our best knowledge but without guarantee.

PŘÍLOHA č. 5

Materiálový list plastu PA66 GF25-RC [20]

Všeobecné vlastnosti			
Číslo materiálu		1157	
Hustota	ISO 1183	1,34	g/cm ³
Transparentnost		op	
Zkušební podmínky		sušit / luftfeucht	
Mechanické vlastnosti			
Napětí na mezikluzu	ISO 527	–	MPa
Pevnost v tahu	ISO 527	140 / 100	MPa
Tažnost	ISO 527	3 / 4,5	%
E-modul	ISO 527	8500 / 6000	MPa
Modul tečení za studena (0,5% 1000h)	ISO 899-1	- / 3500	MPa
Pevnost v ohybu	ISO 178	–	MPa
Mez únavy v ohybu (10 ⁷ cycles)	ASTM D671	–	MPa
Tvrdość podle Brinella	ISO 2039-1	–	MPa
Norma pro tvrdość			
Tvrdość Shore (A/D) nebo Rockwell (R/L/M)	ISO 868, ISO 2039-2	–	-
Rázová pevnost podle Izoda 23 °C	ISO 180/1C	–	KJ/m ²
Rázová pevnost podle Izoda -30 °C	ISO 180/1C	–	KJ/m ²
Vrubová houževnatost podle Izoda 23 °C	ISO 180/1A	11 / 17	KJ/m ²
Vrubová houževnatost podle Izoda -30 °C	ISO 180/1A	–	KJ/m ²
Rázová houževnatost podle Charpyho 23 °C	ISO 179/1eU	70 / 75	KJ/m ²
Rázová houževnatost podle Charpyho -30 °C	ISO 179/1eU	65 / 70	KJ/m ²
Vrubová houževnatost podle Charpyho 23 °C	ISO 179/1eA	13 / 18	KJ/m ²
Vrubová houževnatost podle Charpyho -30 °C	ISO 179/1eA	–	KJ/m ²
Vrubová houževnatost podle Izoda 23 °C	ISO 180/4A	–	J/m
Vrubová houževnatost podle Izoda -40 °C	ISO 180/4A	–	J/m
Koeficient kluzného tření vůči oceli v suchém provozu		–	-
Kluzné opotřebení vztažené k měřnému tlaku		–	($\mu\text{m}/\text{km}$)/MPa

Chemická odolnost			
Minerální mazivo		+	
Alifatické uhlovodíky		+	
Aromatické uhlovodíky		+	
Benzín		+	
Slabé minerální kyseliny		o	
Silné minerální kyseliny		-	
Slabé organické kyseliny		o	
Silné organické kyseliny		-	
Oxidační kyseliny		-	
Slabé louhy		o	
Silné louhy		-	
Trichloretylen		+	
Perchloretylen		+	
Aceton		+	
Alkohol		+	
Horká voda (odolnost proti hydrolyze)		o	
UV světlo a počasí		o	
Jiné vlastnosti			
Nasákavost při 23°C/50%	ISO 62	1,4	%
Nasákavost ve vodě	ISO 62	6,0	%
Odolnost hoření podle UL 94	IEC 60695-11-10	V-0 ²²⁾	-
Síla pro UL 94		3,0	mm
Kyslíkový index LOI	ISO 4589	28	%

Teplotní vlastnosti			
Tepelná vodivost	ISO 22007	0,27	W/K m
Specifická tepelná kapacita	IEC 1006	–	J/g K
Délková roztažnost podélná/příčná ke směru tečení	ISO 11359	30 70	10 ⁻⁶ /K
Teplota tavení	ISO 11357	260	°C
Tvarová stálost za tepla A	ISO 75 HDT/A (1,8 MPa)	250	°C
Tvarová stálost za tepla B	ISO 75 HDT/B (0,45 MPa)	250	°C
Teplota měknutí podle Vicata A	ISO 306 VST/A/50 (10 N)	–	°C
Teplota měknutí podle Vicata B	ISO 306 VST/B/50 (50 N)	250	°C
Max. krátkodobá teplota		220	°C
Max. dlouhodobá teplota		125 ²⁾	°C
Min. teplota použití		-40	°C

PŘÍLOHA č. 6

Mechanické vlastnosti oceli DC03 (ČSN 11 300) [21]

DC03	žíhaná	A	-	270 až 370	34	max. 100	0,100	0,035	0,035	0,450
	lehce převálcovaná	LC	max. 240	270 až 370	34	max. 110				
	zpevněná za studena	C290	210 až 355	290 až 390	22	95 až 117				
		C340	min. 240	340 až 440	-	105 až 130				
		C390	min. 330	390 až 490	-	117 až 155				
		C440	min. 380	440 až 540	-	135 až 172				
		C490	min. 440	490 až 590	-	155 až 185				
C590	min. 540	min. 590	-	min. 185						

PŘÍLOHA č. 7

Mechanické vlastnosti oceli C67S (ČSN 12 071) [22]

Material specification sheet

Saarstahl - C67S

Material No.:	German standard:	International steel grades:
1.1231	DIN EN 10132	SAE: 1070 JIS: S70CM

Material group: Hot rolled spring steel

Chemical composition: (typical analysis at Saarstahl in %)	C	Si	Mn	P	S	Cr	Al
	0,67	0,22	0,75	<0,01	<0,01	0,23	0,03

Deviation in chemical composition on request

Application: Unalloyed steel for springs as belleville washers, spring plates and stabilizer bars for motor vehicles

Hot forming and heat treatment:	Forging or hot rolling:	1100 - 800°C
	Normalising:	810 - 840°C/air
	Soft annealing:	680 - 710°C/furnace
	Hardening:	815 - 845°C/oil min. 59 HRC or 670 HV as quenched

Mechanical properties:

Condition of delivery	Soft annealed (+A) or soft annealed and slightly rerolled (+LC)	Quenched and tempered (+QT)
0,2% proof stress $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	max. 510	1200 - 1900
Tensile strength R_m [N/mm ²]	max. 640	-
Fracture elongation A_{80} [%]	min. 16	-
Hardness [HV]	max. 200	370 - 580
Hardness [HRB]	max. 92	-
Hardness [HRC]	-	38,5 - 54

Typical hardness values (HV) for quenched and tempered materials at different thickness ranges

Effective thickness [mm]	0,30<=0,50	0,50<=0,75	0,75<=1,00	1,00<=1,50	1,50<=2,00	2,00<=3,00
Hardness [HV]	485 - 535	465 - 515	455 - 505	445 - 495	425 - 475	415 - 465

PŘÍLOHA č. 8

**Podklady pro analytický výpočet třecího momentu, všechny vstupní
hodnoty, výpočet třecího momentu v Excel [3]**

Group	Symbol	Description	Unit	
Assembly	-	Tensioner torque direction	-	-1,00
	MPN	Tensioner torque in PN (always positive value)	Nm	18,83
	mju	Friction coefficient at DE	-	0,15
		Friction coefficient at AB	-	0,15
	-	DE material	-	TW371
	-	AB material	-	TW371
	-	DE Counterpart material	-	Aluminum
	-	AB Counterpart material	-	Steel
	Grease	-	no grease	
Testing conditions	f	Frequency	Hz	
	Adeg	Amplitude (1/2 of peak-to-peak)	°	
	ttotal	Total test time	h	
	T	Testing temperature	°C	
Resulting belt force F1	alpha1	Angle of resulting belt force (incl. sign)	°	-70,00
	x1	LA length (BTS-center to PU-center)	mm	64,00
	z1	Distance from DE-center to PU-center (incl. sign)	mm	25,70
SP torsion force F2	alpha2	Angle of SP endstop	°	
	r2	SP outer radius	mm	58,34
	z2	Distance from DE-center to upper SP end (incl. sign)	mm	10,60
SP axial force F4	F4z	z-component of F4 (=SP axial force)	N	60,00
Damping element	hDE	height of DE	mm	11,50
	rDEin	inner radius of slide bearing	mm	42,00
	rDEout	outer radius of slide bearing	mm	50,00
Axial bearing	rABin	inner radius of axial bearing	mm	45,00
	rABout	outer radius of axial bearing	mm	56,00
Forces, Pressures, Torques, Velocities	F1x	x-component of F1	N	107,09
	F1y	y-component of F1	N	-294,22
	Fx	x-component of resulting force	N	107,09
	Fy	y-component of resulting force	N	-294,22
	Fz	z-component of resulting force	N	60,00
	Mx	x-component of resulting moment	Nm	7,56
	My	y-component of resulting moment	Nm	2,75
	FDExy	Magnitude of xy-force acting on DE	N	313,10
	MDExy	Magnitude of xy-moment acting on DE	Nm	8,05
	alpha Fxy	angle of resulting force in plane xy	°	-70,00
	alpha Mxy	angle of resulting torque in plane xy	°	20,00
		MRFz/2	friction torque on axial bearing (from Fz)	Nm
MRFxy/2		friction torque on DE (from Fxy)	Nm	1,97
MRABMxy/2		friction torque on axial bearing (from Mxy)	Nm	1,53680594
MRDEMxy/2		friction torque on flange of DE (from Mxy)	Nm	0,94
pABFz		pressure caused by resulting force Fz	MPa	0,02
pDEFxy		pressure caused by resulting force Fxy	MPa	0,41
pABMxy		pressure at axial bearing caused by Mxy	MPa	0,200123402
pDEMxy		pressure at flange of DE caused by Mxy	MPa	0,326462093
vDEmax		maximum velocity at DE	m/s	0,00
vABmax		maximum velocity at AB	m/s	0,00
dDEtravel		maximum traveled distance at DE	km	0,00
dABtravel		maximum traveled distance at AB	km	0,00
Criteria		MR/2	Friction torque	Nm
	pDEmax	Maximum pressure at DE	MPa	0,41
	pABmax	Maximum pressure on AB	MPa	0,22
	pvDEmax	Maximum pv-value on DE	MPa.m.s ⁻¹	0,00
	pvABmax	Maximum pv-value on AB	MPa.m.s ⁻¹	0,00
	P	Power generated by friction	W	0,00
	dDEtravelmax	Maximum travelled distance	km	0,00

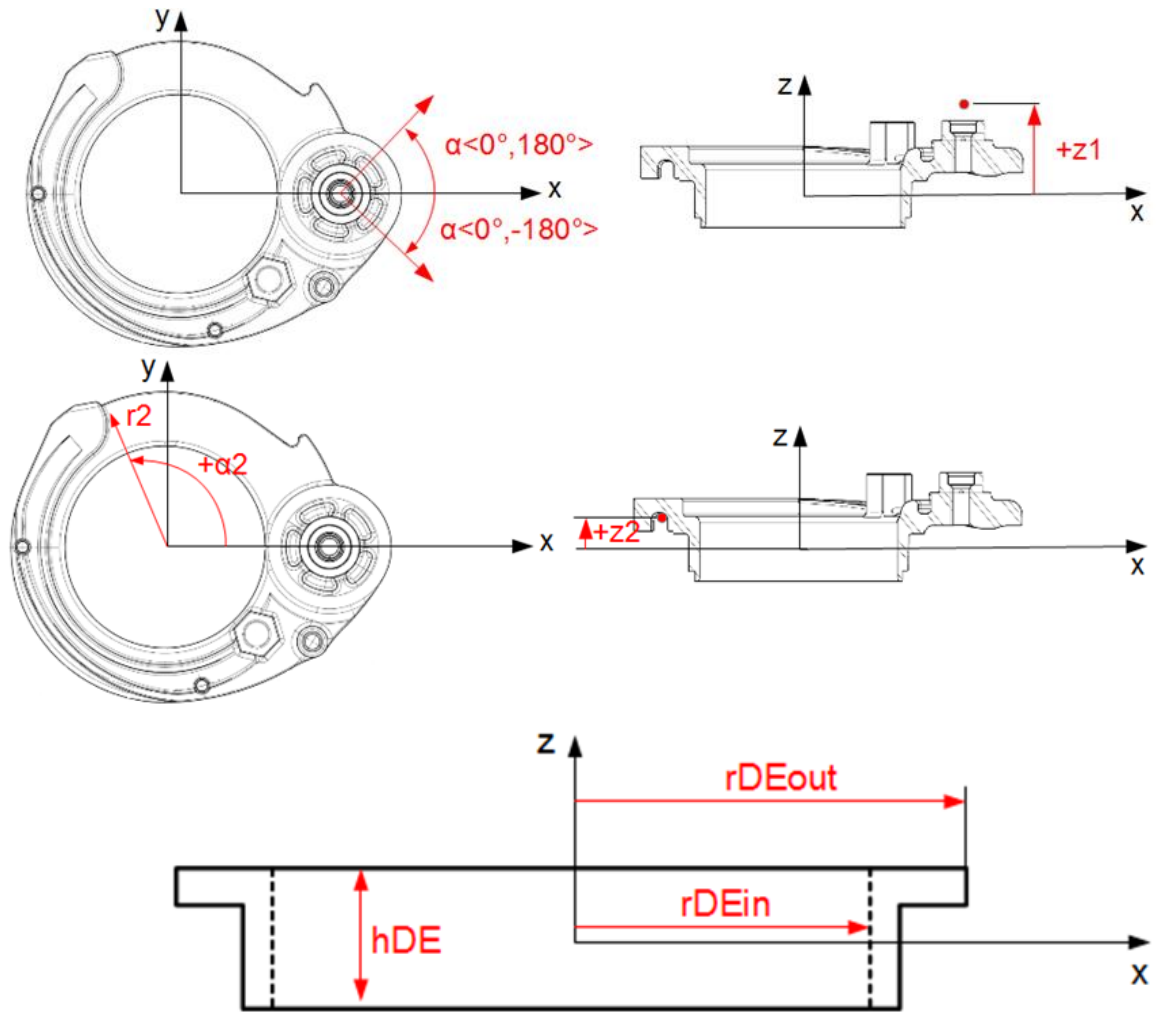


Figure 4: DE geometry

where

h_{DE} height damping element,

r_{DEout} outer radius of the flange area,

r_{DEin} radius of the cylindrical part,

r_{ABout} outer radius of axial bearing,

r_{ABin} inner radius of axial bearing.

The influence of gaps (grease grooves) is not taken into the account.

The friction area of cylindrical part is

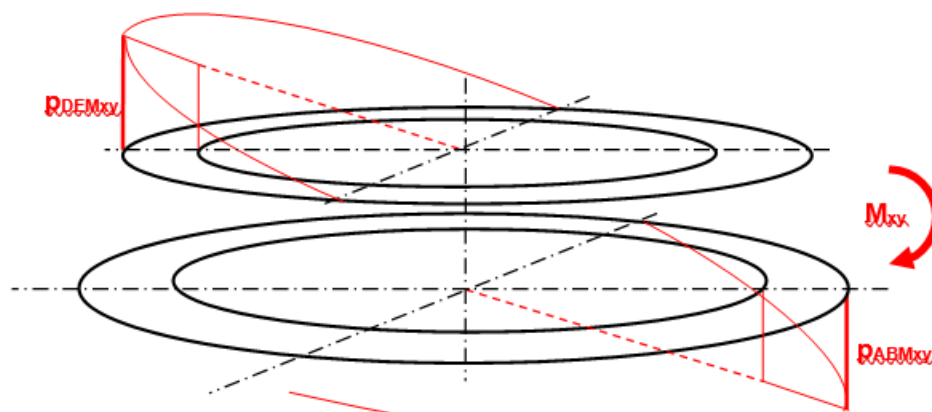


Figure 7: Pressure distribution caused by axial resulting force

PŘÍLOHA č. 9

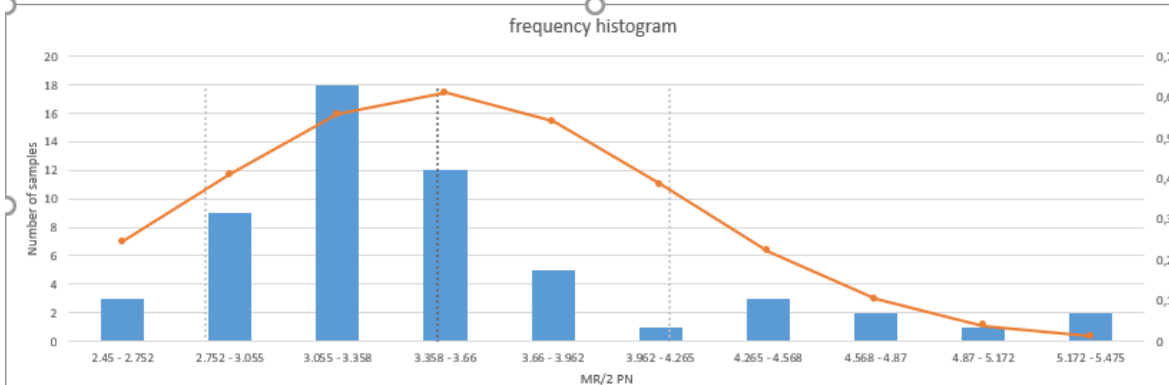
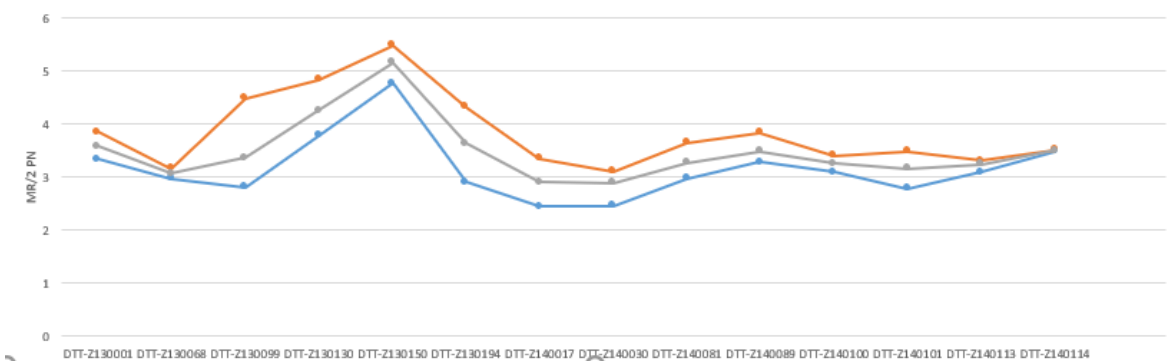
Data z měření napínáku

Statistics	
number of samples	56
min	2,45
max	5,475
arithmetic mean	3,482232143
dispersion	0,426586535
standard deviation (sigma)	0,653135924
Expectancy value (E)	3,487142857

Set data type	
Quantity	MR/2 PN
Time [h]	0
Number of intervals (must be integer)	10
lower limit (just for visualisation)	
upper limit (just for visualisation)	

Stránka 2

Data from DTT reports
min, max, average in time

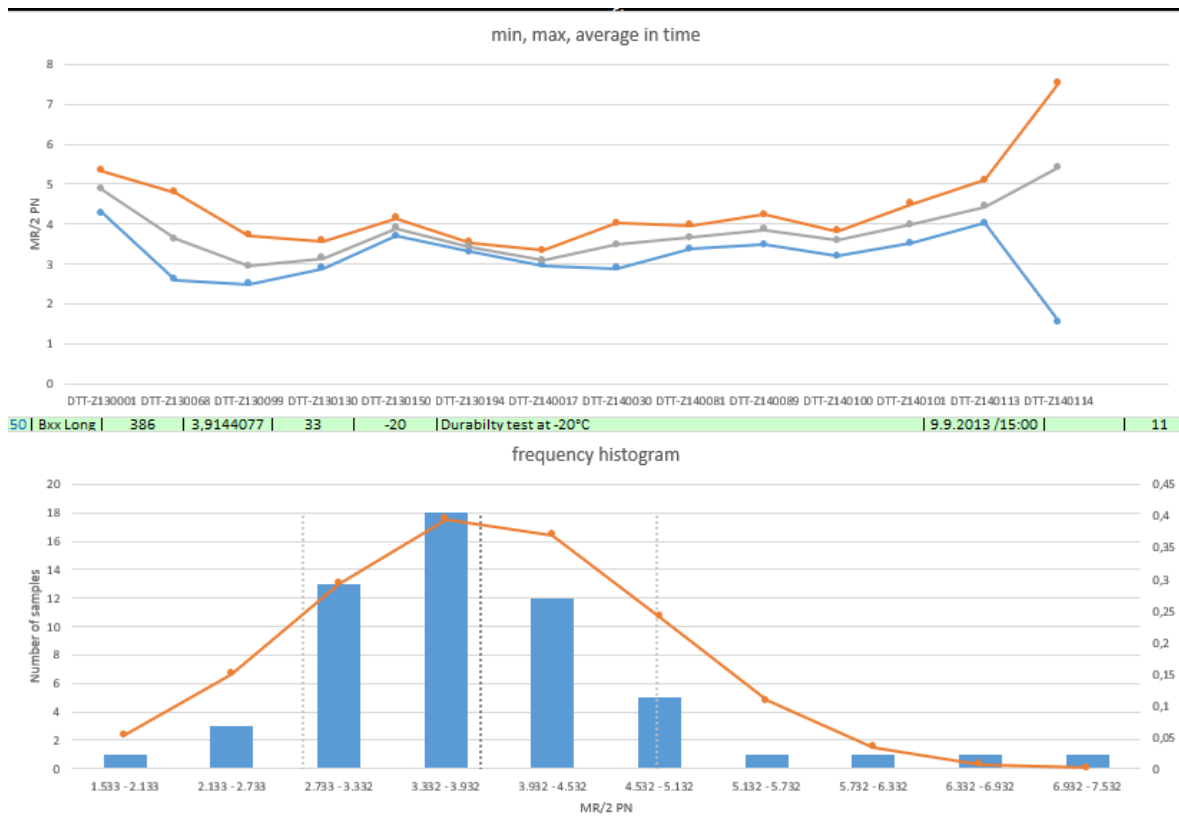


Statistics	
number of samples	56
min	1,53275
max	7,531642857
arithmetic mean	3,811126123
dispersion	0,982330899
standard deviation (sigma)	0,991126076
Expectancy value (E)	3,825184056

Set data type	
Quantity	MR/2 PN
Time [h]	50
Number of intervals (must be integer)	10
lower limit (just for visualisation)	
upper limit (just for visualisation)	

Stránka 2

Data from DTT reports

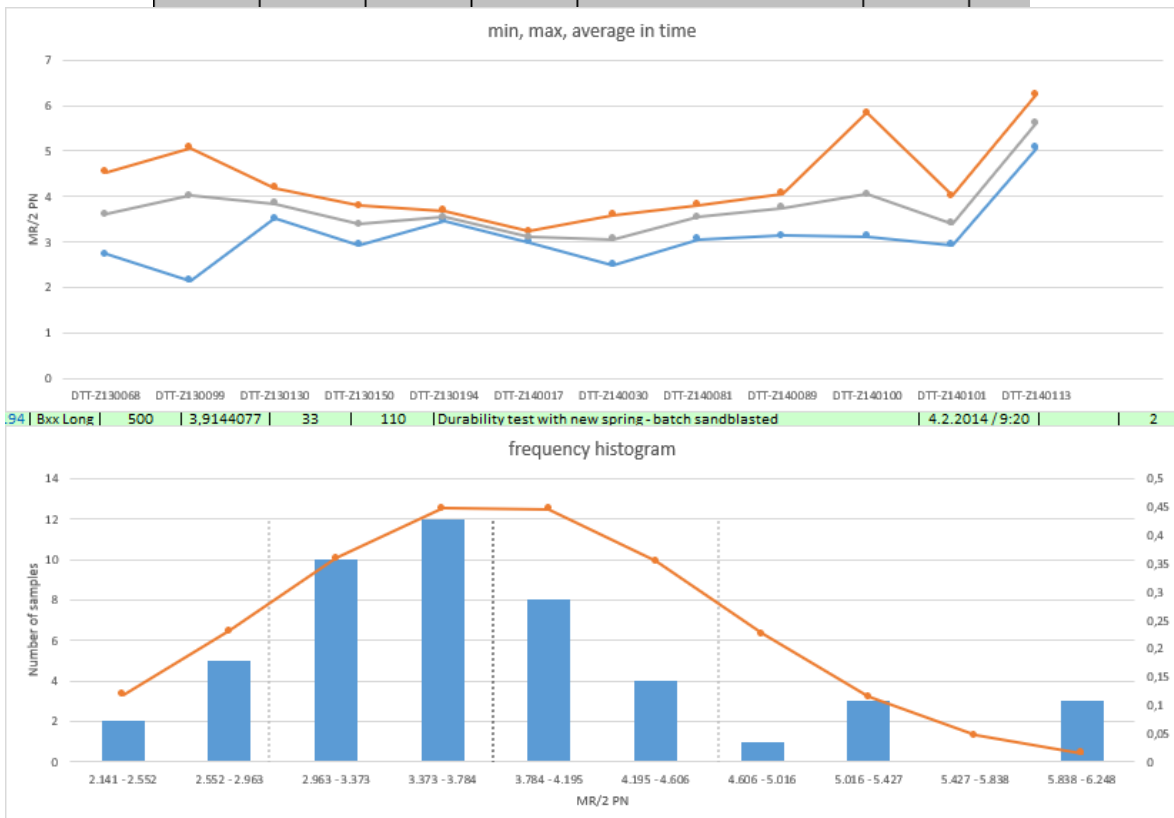


Statistics	
number of samples	48
min	2,141276151
max	6,248461538
arithmetic mean	3,746155061
dispersion	0,754106477
standard deviation (sigma)	0,868393043
Expectancy value (E)	3,77559367

Set data type	
Quantity	MR/2 PN
Time [h]	100
Number of intervals (must be integer)	10
lower limit (just for visualisation)	
upper limit (just for visualisation)	

Data from DTT reports	
-----------------------	--

Stránka 2

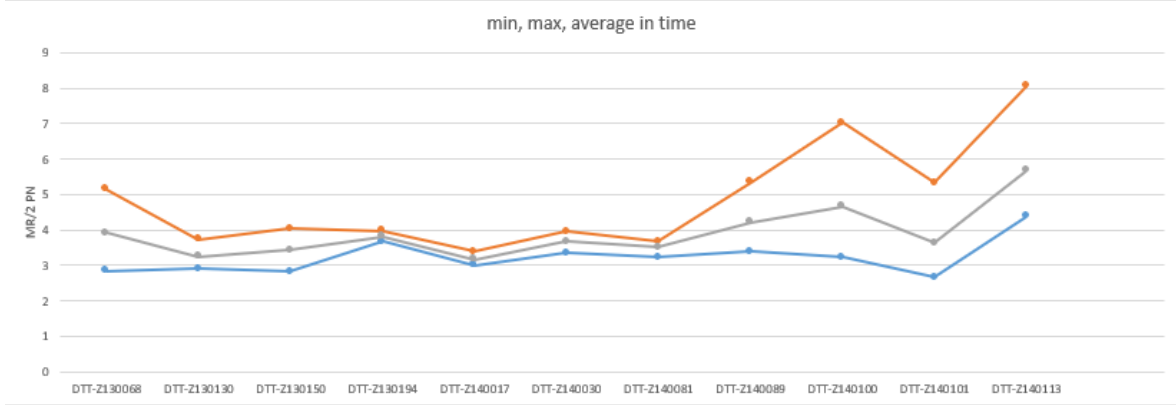


Statistics	
number of samples	44
min	2,668041237
max	8,0525
arithmetic mean	3,902401858
dispersion	1,103829981
standard deviation (sigma)	1,050633133
Expectancy value (E)	3,916256678

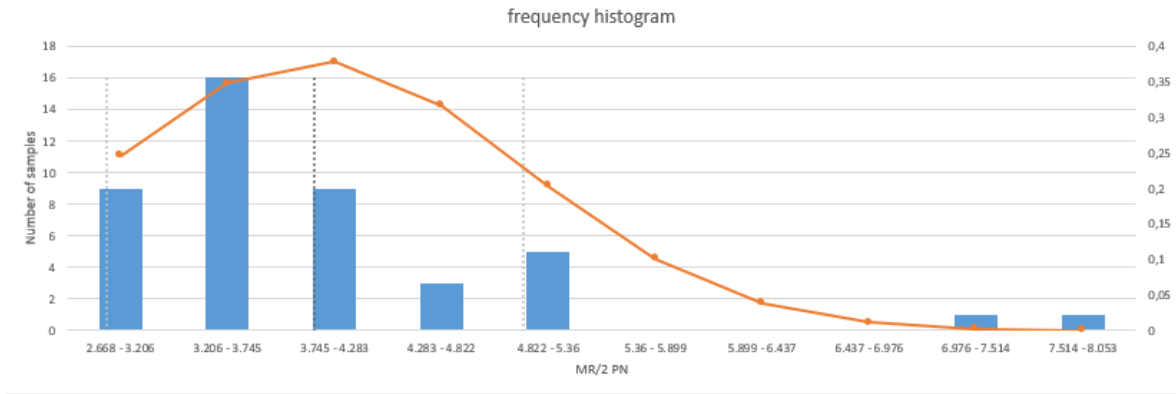
Set data type	
Quantity	MR/2 PN
Time [h]	200
Number of intervals (must be integer)	10
lower limit (just for visualisation)	
upper limit (just for visualisation)	

Stránka 2

Data from DTT reports



17 | Bxx Long | 500 | 3,9144077 | 33 | 110 | Durability test to testing springs sandblasted by "through sandblasting" | 2.1.2013 / 12:35 | 2

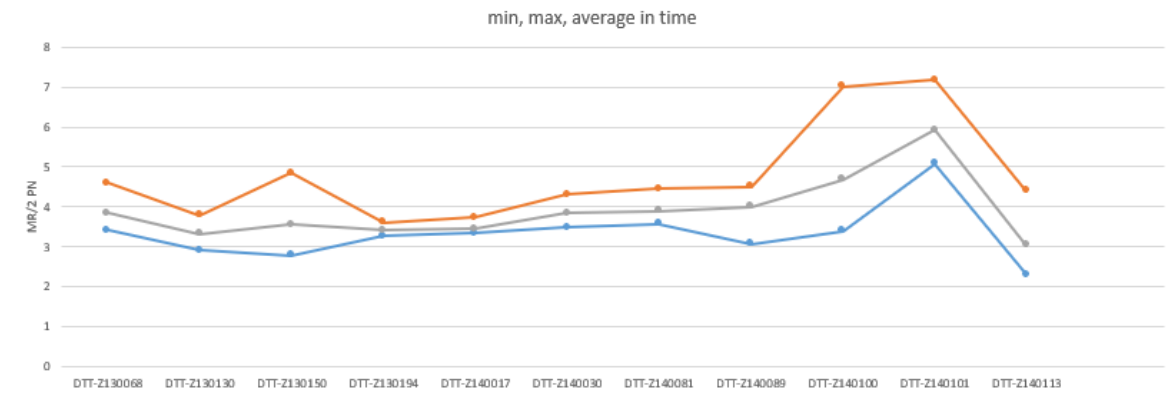


Statistics	
number of samples	44
min	2,29
max	7,168589744
arithmetic mean	3,900326302
dispersion	1,024160719
standard deviation (sigma)	1,01200826
Expectancy value (E)	3,908804779

Set data type	
Quantity	MR/2 PN
Time [h]	300
Number of intervals (must be integer)	10
lower limit (just for visualisation)	
upper limit (just for visualisation)	

Stránka 2

Data from DTT reports



17 | Bxx Long | 500 | 3,9144077 | 33 | 110 | Durability test to testing springs sandblasted by "through sandblasting" | 2.1.2013 / 12:35 | 2

