

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

**Návrh optimálního tvaru vytipovaných částí výdejního
ramene včetně výpočtu pevnosti a únavy**

Bc. Libor Hemza

Diplomová práce
2009

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Libor HEMZA**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Návrh optimálního tvaru vytipovaných částí výdejního ramene včetně výpočtu pevnosti a únavy**

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

1. Úvod - popis úlohy. 2. Teoretický rozbor řešení úlohy. 3. Popis vstupních parametrů - geometrické parametry, použitý materiál, způsob zatížení, okrajové podmínky, atd. 4. Optimalizace součástí - výpočtové analýzy. 5. Finální vyhodnocení výsledků z hlediska pevnosti a únavy. 6. Závěr - výsledek práce, vlastní přínos.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] FEM Computer program COSMOSWorks 2007 Advanced Professional. SolidWorks Corporation. [2] SERVÍT,R., DRAHOŇOVSKÝ,Z., ŠEJNOHA,J.,KUFNER,V. Teorie pružnosti a plasticity I,II. SNTL Praha, 1984. [3] ZIENKIEWICZ,O.C. The Finite Element Method in Engineering Science. N.Y.,London, McGraw Hill, 1971. [4] HORYL, P. Inženýrské základy MKP. Studijní materiál. [5] Höschl C.. Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL, Praha 1971.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Paščenko, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 17. 5. 2009

Libor Hemza

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkovat zejména mému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Paščenkovi, Ph.D. za jeho velmi cenné praxí ověřené rady a odbornou pomoc. Dále bych chtěl poděkovat firmě Poličské strojírně a.s. za zadání tématu diplomové práce a především pracovníkovi firmy Poličské strojírně a.s. Ing. Tobiáši Josefovi, za poskytnutí potřebných rad a podkladů k vypracování diplomové práce.

SOUHRN

Práce se zabývá tvarovou optimalizací vybraných částí výdejního ramene pohonných hmot použitím metody konečných prvků (MKP). Obsahuje návrh nových tvarů vybraných částí, kontrolu pevnosti a únavy a následné vyhodnocení získaných výsledků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Metoda konečných prvků, příruby, tvarová optimalizace, pevnost, únava

TITLE

Optimal shape design of selected parts of the delivery arm including strength and fatigue analysis

ABSTRACT

This work is focused on spare part optimization of the delivery arm of fuel using finite element method (FEM). It contains new shape design of chosen parts, test on strength and fatigue and resume of results.

KEYWORDS

Finite element method, flanges, design optimization, strength, fatigue

OBSAH	str.
ÚVOD	- 9 -
1. TEORETICKÝ ROZBOR ŘEŠENÉ ÚLOHY	- 10 -
1.1 Použití a popis plnicího ramene	- 10 -
1.2 Rozbor způsobu uchycení plynového pružinového válce.....	- 12 -
1.3 Metoda Konečných Prvků (MKP)	- 13 -
1.3.1 Vznik MKP.....	- 13 -
1.3.2 Základní charakteristika MKP.....	- 13 -
1.3.3 Diskretizace úloh.....	- 15 -
1.3.4 Systém rovnic.....	- 16 -
1.3.5 Řídící techniky numerického procesu.....	- 16 -
2. POPIS VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	- 19 -
2.1 Použité materiály	- 19 -
2.1.1 Slitiny hliníku.....	- 19 -
2.1.2 Materiály pro jednotlivé části výdejního ramene.....	- 19 -
2.2 Zatížení	- 22 -
3. ROZBOR VÝPOČTŮ.....	- 24 -
3.1 Charakteristika materiálu	- 24 -
3.2 Kontrola pevnosti	- 25 -
3.3 Kontrola na únavu.....	- 26 -
4. KONTROLA STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ.....	- 29 -
4.1 Bočnice.....	- 29 -
4.1.1 Výpočtový model.....	- 29 -
4.1.2 Kontrola pevnosti.....	- 30 -
4.1.3 Kontrola únavy.....	- 34 -
4.2 Spodní část úchyty.....	- 37 -
4.2.1 Výpočtový model.....	- 37 -
4.2.2 Kontrola pevnosti.....	- 37 -
5. OPTIMALIZACE TVARU VYBRANÝCH ČÁSTÍ A JEJICH KONTROLA.....	- 41 -
5.1 Bočnice.....	- 41 -

5.1.1 Optimalizovaný výpočtový model.....	- 41 -
5.1.2 Kontrola pevnosti	- 41 -
5.1.3 Kontrola únavy	- 45 -
5.2 Spodní část úchyty.....	- 48 -
5.2.1 Optimalizovaný výpočtový model.....	- 48 -
5.2.2 Kontrola pevnosti	- 48 -
5.3 Horní část úchyty	- 51 -
5.3.1 Optimalizovaný výpočtový model.....	- 51 -
5.3.2 Kontrola pevnosti – zatížení utahovacími silami ve šroubech	- 51 -
5.3.3 Kontrola pevnosti – zatížení silou od pružinového válce.....	- 56 -
5.3.4 Kontrola únavy	- 60 -
ZÁVĚR.....	- 62 -
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	- 64 -
PŘÍLOHY	- 65 -

ÚVOD

Náplní této práce je návrh optimálních tvarů zadaných částí výdejního ramene pohonných hmot. Výdejní rameno je vyráběno společností Poličské strojírny a.s. Polička, která je zároveň zadavatelem této diplomové práce. Stávající řešení nebylo vyhovující, neboť zde došlo u jedné z částí k pevnostnímu lomu (Obr. 1). Jelikož výdejní rameno váží přes 300kg a je obsluhováno pověřenou osobou, je nezbytné, aby již nedošlo k lomu jakékoliv části. Lom by mohl mít v horším případě až tragické následky. Nově navržená konstrukce musí vyhovovat podmínkám pevnosti a únavy. K tomuto účelu je provedena série numerických analýz konečně-prvkových modelů, sestavených v programu CosmosWorks [1]. Vyhodnocení pevnosti a únavy se provede dle českých předpisů a obecně uznávaných vědecko-technických metod.



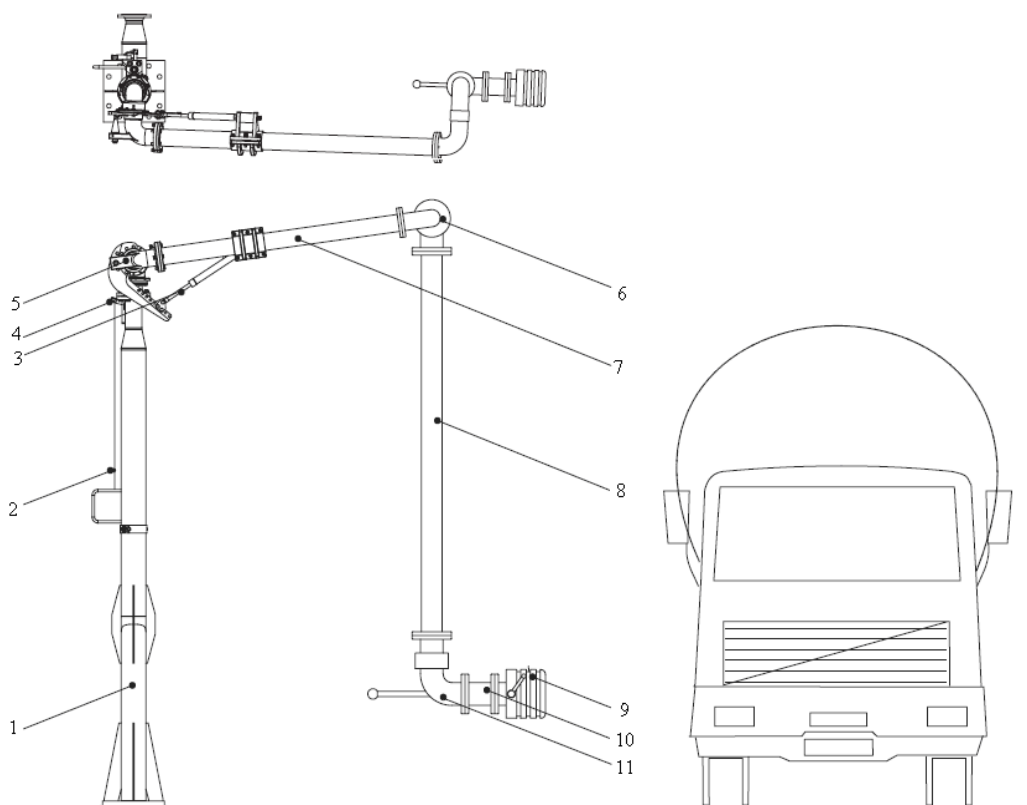
Obr. 1 Lom na horní části úchyty výdejního ramene

1. TEORETICKÝ ROZBOR ŘEŠENÉ ÚLOHY

Úkolem této práce je analýza a tvarová optimalizace vybraných částí výdejního ramene pro plnění nebo vyprazdňování automobilových cisteren, vyráběné společností Poličské strojírný, a.s. Kontrola pevnosti a únavy je provedena metodou konečných prvků v softwaru CosmosWorks. Veškeré výpočty a vyhodnocení jsou uvažovány v souladu s platnými českými předpisy.

1.1 Použití a popis plnicího ramene

Plnicí rameno je používáno jako koncový prvek k plnění nebo vyprazdňování automobilních cisternových vozů kapalnými palivy a minerálními oleji nebo jinými kapalinami slučitelnými s použitými materiály. Umisťováno je nejčastěji na konstrukcích lávek nebo ohozů, na vyšších tuhých sloupech opatřených přívodem kapaliny. Nosnou částí výdejního ramene lze po připevnění na konstrukci sloupu nebo lávky otáčet kolem svislé osy. Výkyvné rameno otočného kloubu umožňuje sklápět výtokovou část ramene nahoru a dolů podle potřeby až o $+20^\circ$ a -15° .



Obr. 2 Schéma plnicího ramene

Popis k *Obr. 2*:

- 1 – ukotvený sloup,
- 2 – aretace (zablokování do parkovací polohy),
- 3 – vyvažovací mechanismus – slouží k nastavení výdejního ramene do optimální polohy vzhledem k plnicímu otvoru cisterny,
- 4 – čidlo parkovací polohy,
- 5 – vyvažovací kloub - slouží k manipulaci výdejní části plnicího ramene v libovolném směru (horizontální a vertikální poloha) a současně k uchycení vyvažovacího systému,
- 6 – koleno,
- 7 – spojovací trubka,
- 8 – hadice – pryžová nebo pancéřová,
- 9 – plnicí koncovka – pro připojení ramene k cisterně a k uzavírání průtoku kapaliny,
- 10 – spojovací trubka,
- 11 – koleno s držadlem.

Po instalaci ramene na výstupním hrdle systému se upraví vyvážení plnicího ramene po zaplnění kapalinou. Ve výrobním závodě je rameno seřizováno zkušební kapalinou, která se liší od kapaliny provozní. Úchyt plynové pružiny je na spojovací trubce umístěn ve vzdálenosti nastavené při zkušební montáži u výrobce. Tato vzdálenost odpovídá zkušebním podmínkám a vyhovuje pro běžný provoz.

Jestliže by se nastavení od výrobce výrazně lišilo od požadovaného stavu, je třeba provést seřízení. Tento případ může nastat při předpokladu dlouhodobého používání ramene při odlišné teplotě okolí, než je zkušební teplota u výrobce (20°C) a při použití pracovního média s jinou měrnou hmotností než zkušební kapalina.

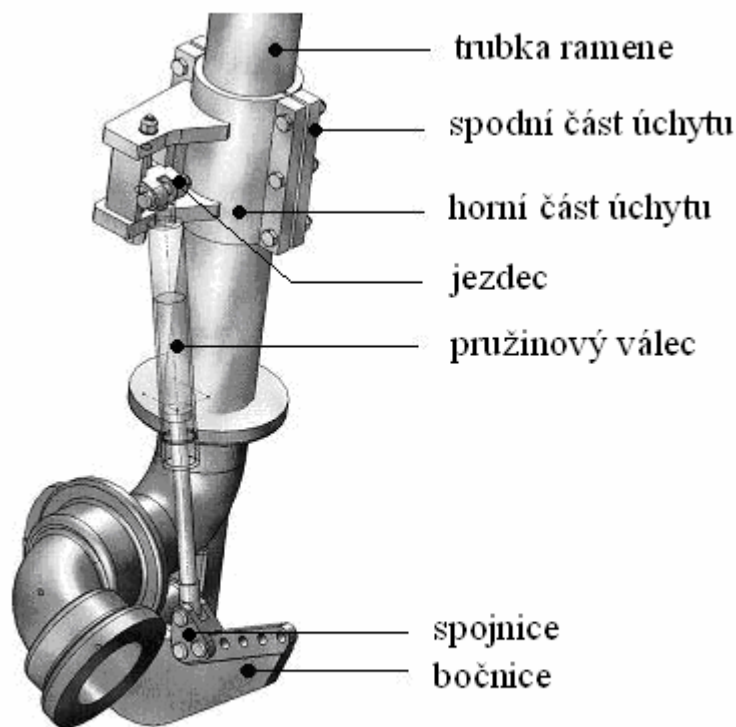
Vyvážení lze provést na úchyty plynové pružiny (horní část úchyty) posunem jezdce závěsného oka ze střední polohy. Pokud by rozsah regulace posunem jezdce nestačil, např. při extrémních změnách teploty (velké mrazy), je možno přednastavit spojnicí výsuvné pístnice plynové pružiny na bočnici (páce). Oba otvory spojnice se posunou o jeden či více otvorů na bočnici. Pokud by změna vyvážení při přesunutí spojnice o jednu díru směrem k ose kloubu nebo směrem od osy kloubu byla příliš velká, je možno spojnicí při posunutí též stranově převrátit. Naopak, kdyby přesunutí spojnice nestačilo, je nutno provést hrubou korekci posunutím celého úchyty při uvolnění jeho 6

šroubů s maticemi, přitom je třeba dbát na to, aby došlo pouze k posuvu a nikoli k natočení úchytu (Obr. 3).

Při používání je třeba dbát bezpečnostních předpisů. Plnění se provádí uvolněním API spojky z adaptéru, odjetím výdejního ramene z výchozí (parkovací) polohy a připojením API spojky k plnicímu otvoru cisterny. Po naplnění cisterny se mechanicky uvolní API spojka a rameno se umístí do výchozí polohy (umožňující odjetí cisterny). Při připojeném výdejním ramenu je zakázáno popojíždět s cisternovým vozem z důvodu možného poškození ramene. Po ukončení plnění je rameno umístěno do výchozí (parkovací) polohy.

1.2 Rozbor způsobu uchycení plynového pružinového válce

Účelem plynového pružinového válce je vyvažování výdejního ramene pohonných hmot. Tento pružinový válec je spojen s trubkou ramene pomocí přírubového spoje (úchytu), který se skládá z horní a spodní části úchytu (Obr. 3). Konkrétně se jedná o svěrný spoj, který je opatřen pryžovou vložkou ke zvýšení součinitele tření mezi trubkou ramene a úchytem pružinového válce, aby nedocházelo ke smýkání úchytu po trubce. Pružinový válec je na jedné straně připojen k horní části úchytu pomocí šroubu a jezdece (stavitelná poloha) a na straně druhé je přes spojnicí připojen k bočnici, která je přišroubovaná k trubce ramene. Je-li výdejním ramenem manipulováno, působí na horní část úchytu a bočnici osová síla od pružinového válce. Horní a spodní část úchytu jsou namáhány předpětím šroubů v místě jejich spojení.



Obr. 3 *Úchyt pružinového válce*

1.3 Metoda Konečných Prvků (MKP)

K vysvětlení MKP je použito literatury [2], [3], [4].

1.3.1 Vznik MKP

Kolem roku 1956 ve výzkumném ústavu aeronautické a kosmické mechaniky v Ohio (USA) nebylo možné z finančních důvodů splnit některé zadané úkoly pomocí experimentů. Z toho důvodu byl spuštěn vývoj takové numerické metody, která by výpočty nutné ke splnění zadaných úkolů zvládla. Výsledkem výzkumu byla metoda konečných prvků (Finite Element Method – FEM), která se začala intenzivně využívat i v dalších projektech. Počátkem 90. let 20. století se používání MKP rozšířilo i v praxi spolu se vzrůstajícím rozvojem výpočetní techniky.

1.3.2 Základní charakteristika MKP

MKP je numerická metoda, kterou získáme přibližné řešení široké třídy inženýrských úloh. V úlohách mechaniky lze touto metodou řešit tvarově složité případy,

keré nejsou obvykle analyticky řešitelné. MKP je založena na jiném principu než analytické metody. Zatímco analytické metody jsou založeny na diferenciálním a integrálním počtu, MKP je založena na počtu variačním. Základem variačního počtu je princip minima potenciální energie. Výstupem řešení v MKP jsou hodnoty, které by se daly získat ve složitějších případech pouze experimentálně. Výpočet je proti experimentu ve většině případů rychlejší a ekonomicky přijatelnější. K získání správných výsledků, je velmi důležité pečlivé zadání všech parametrů, které se na zkoumaném jevu nejvíce podílejí. Nevědomé zanedbání důležitého parametru může vést v horším případě až k nesmyslnému výsledku. Eliminaci nesprávných výsledku lze provést na základě vlastních zkušeností nebo porovnáním výsledků s výsledky ověřenými praxí. MKP je používána i v jiných inženýrských oblastech, jako např. v oblasti vedení tepla, proudění kapalin, elektřiny, magnetismu a ve vědecko-technických výpočtech meteorologů. V oblasti mechaniky těles MKP umožňuje řešit tyto základní typy úloh:

- napěťově deformační analýza při statickém, cyklickém i dynamickém zatěžování, včetně nejrůznějších nelineárních úloh,
- vlastní i vynucené kmitání soustav s tlumením i bez tlumení,
- kontaktní úlohy pružnosti (rozložení stykového tlaku),
- problémy stability (ztráta tvarové stability konstrukcí).

Vědní obor MKP obsahuje tyto části:

- teoretická: formulace variačních principů, odvozování vztahů pro různé prvky atd.
- matematická: výběr a vytváření vhodných numerických metod a algoritmů, odhad chyb, zajištění konvergence řešení atd.
- počítačová: a) *pre-processing* – grafické zobrazení, vstupní data (okrajové podmínky, zatížení,...), úpravy a opravy dat atd.
b) *processing* – sestavování maticových rovnic a jejich řešení, výpočet prvků matic atd.
c) *post-processing* – výstupní soubory, grafické znázornění výsledků, výstupy výsledků atd.

- inženýrská: vhodná volba parametrů pro konkrétní úlohy tj. typ prvku, síťování, vstupní data, formy výstupu atd.

1.3.3 Diskretizace úloh

Základem metody konečných prvků je rozdělit libovolný mechanický systém na konečný počet prvků. Jedná se především o prvky jednoduchých obvyklých tvarů (úsečka, obdélník, trojúhelník, hranol, apod.). Dělení systému na prvky lze provádět ručně nebo s použitím automatických generátorů sítě. Efektivnost rozdělení sítě je závislé na technických zkušenostech a citu výpočtáře. Nejčastější případ vytvoření sítě je použitím automatického generátoru sítě, následná kontrola výpočtářem a případné provedení ruční korekce sítě. Dělením systému na prvky vzniká konečný počet bodů, ležících zpravidla v rozích prvků, koncových bodech, uprostřed hran, ploch atd. nazývaných „uzly“. Do těchto „uzlů“ jsou přepočítávány (pomocí tvarové funkce) zatěžovací parametry a zároveň se v nich počítají prvotní neznámé veličiny.

Přehled základních prvků podle tvaru:

- 2D prvky (rovinné, stěnové),
- 3D prvky (prostorové),
- prutové prvky,
- skořepinové prvky (stěno-deskový prvky),
- speciální prvky (kontaktní, trhlinové apod.).

Typy mechanických zatížení:

- lokální – síly, momenty,
- liniové – u nosníku,
- plošné – tlak,
- objemové – gravitační síla, odstředivá síla.

1.3.4 Systém rovnic

Základní princip MKP vychází ze systému rovnic (deformační varianta MKP):

$$K \cdot \Delta = F, \quad (1-1)$$

kde $K [N.m^{-1}]$ - matice tuhosti,
 $\Delta [m]$ - vektor posunutí,
 $F [N]$ - vektor sil.

Tento vztah platí u problémů malých posuvů, kde se předpokládá, že posuvy a napětí vyvolaná zatížení jsou malá a geometrie prvků se během zatěžování nemění. V mnoha případech ovšem dochází buď k rychlejšímu nebo pomalejšímu růstu posuvů, než lze očekávat z lineárního řešení. Proto v **nelineárním** oboru přechází tento vztah do tvaru:

$$K_T \cdot \Delta = F, \quad (1-2)$$

kde $K_T = K_0 + K_\sigma + K_L(\Delta)$ - tangenciální matice,
 $K_0 [N.m^{-1}]$ - základní matice tuhosti lineární úlohy,
 $K_\sigma [N.m^{-1}]$ - matice počátečních napětí,
 $K_L(\Delta) [N.m^{-1}]$ - matice zohledňující geometrickou nelinearitu.

Bez ohledu na to, zda jsou posuvy malé nebo velké, je třeba, aby bylo dosaženo rovnováhy mezi vnějšími a vnitřními silami.

1.3.5 Řídící techniky numerického procesu

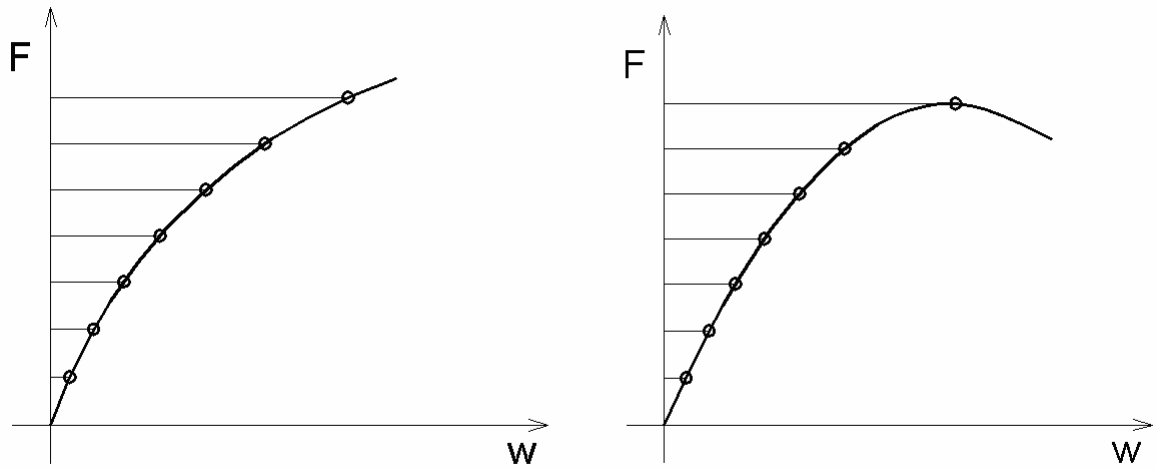
Rozeznáváme tři základní řídicí techniky numerických procesů:

1. Proces řízený silou – force control,
2. Proces řízený posuvy – displacement control,
3. Proces řízený přírůstkem délky oblouku zatěžovací křivky – arc-length control.

1. Proces řízený silou

Předepsané zatížení je rozděleno na dílky, které jsou v podobě přírůstků síly (dáno tzv. časovou osou) postupně zadávány do zatížení. V každém kroku je hledán rovnovážný

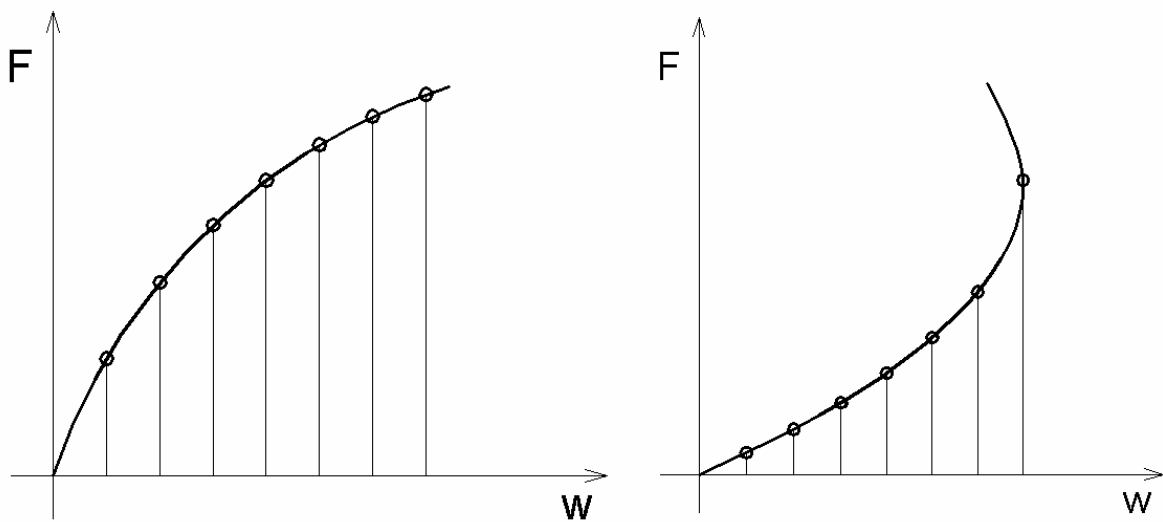
stav (body rovnovážné křivky). Tato metoda selhává, jestliže zatěžovací síla poklesne (tzv. snap-trough, Obr. 4 - vpravo).



Obr. 4 vlevo – vhodné použití procedury výpočtu; vpravo – selhání procedury výpočtu

2. Proces řízený posuvy

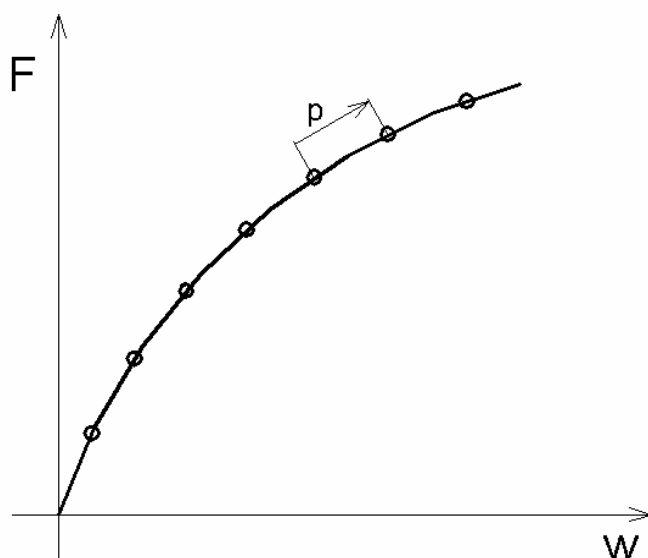
Řídící posuv je rozdělen na přírůstky (úseky) posuvu podle tzv. časové osy. Posuv je postupně po přírůstkách zvětšován a v každém kroku je hledán rovnovážný stav. Nesmí dojít k poklesu posuvu (tzv. snap-back), jinak by metoda selhala (Obr. 5 – vpravo).



Obr. 5 vlevo – vhodné použití procedury výpočtu; vpravo – selhání procedury výpočtu

3. Proces řízený přírůstkem délky oblouku

Řídicím parametrem je délka oblouku zatěžovací křivky. Zatěžování je proporcionálně zvyšováno (použitím jednoduchého násobitele zatížení) tak, aby se v každém kroku dosáhlo rovnováhy (Obr. 6). Délku kroku je automaticky stanovena programem. Nevýhodou tohoto procesu je, že neumožňuje do výpočtu zahrnout kontaktní prvky.



Obr. 6 vlevo – vhodné použití procedury výpočtu

V této práci bude v nelineárních analýzách neobsahující kontaktní prvky použit s výhodou proces řízený obloukem, který nemá omezení při poklesu zatěžovací síly nebo posuvu.

2. POPIS VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

2.1 Použité materiály

2.1.1 Slitiny hliníku

Na horní a spodní část úchyty pružinového válce je požadavek na nízkou hmotnost a vysokou pevnost. Těmto požadavkům plně vyhovují hliníkové slitiny, které mají další vhodné mechanické a fyzikální vlastnosti:

- velmi dobrá slévatelnost a zabíravost,
- schopnost tváření za tepla i za studena,
- nízká teplota tavení (660,4°C [6]),
- odolnost proti korozi (dobrá chemická stabilita),
- dobré povrchové vlastnosti odlitku,
- dostatečné pevnostní a únavové vlastnosti,
- dobrá svařitelnost a obrobiteľnosť,
- zachování vlastností i za minusových teplot.

2.1.2 Materiály pro jednotlivé části výdejního ramene

Spodní část úchyty pružinového válce je vyráběna odléváním. Konkrétně odléváním do písku. Hlavními výhodami této technologie jsou převážně nízké náklady na pořízení, údržbu a úpravy modelu oproti lití do kokil. Pro spodní část úchyty je zvolena slitina hliníku ČSN EN 42 4331.70 (tabulka 1.1). Jedná o slitinu hliníku s dobrou slévatelností (dáno výbornou zabíhavostí) a odolností vůči korozi. Pro zvýšení tvrdosti je provedeno vytvrzení za tepla.

Horní část úchyty pružinového válce je více namáhána než spodní a proto pro ni volíme slitinu hliníku s ještě lepšími mechanickými vlastnostmi. Technologií výroby je zvoleno svařování (jde o vytvoření spoje přívodem energie a svarového kovu do oblastí svaru). Vhodným materiálem vyhovující technologii výroby a mechanickým vlastnostem je slitina hliníku ČSN EN 42 4201.16, která má mimo jiné i výbornou schopnost tváření. Pro zjednodušení je ve výpočtech konzervativně uvažován materiál použitý pro spodní část

úchyty pružinového válce, tzn. materiál ČSN EN 42 4331.70 (tabulka 1.1), který má nižší mechanické vlastnosti.

Obě části úchyty (spodní a horní) jsou spojeny rozebíratelným šroubovým spojením (materiál 12 042 – vhodný na dynamicky namáhané spoje s možností přetížení):

- šrouby s šestihrannou hlavou: ŠROUB ČSN 021101 (DIN 931), šroub 6hr M12X65, pevnostní třídy 8.8 [7] (tabulka 1.2),
- šestihranné matice: MATICE ČSN EN ISO 4032(021401), matice M12 zinek [7],
- podložky: PODLOŽKA vějířová vnější ČSN 021745, podložka 13 [7].

Bočnice je vyráběna z výpalku, který je tvořen obrysem obrobku bez děr s přírůstkem 3 až 5 mm na plochách, které se budou obrábět (“půl díra “a vnitřní plocha “nosu“). Výpalek se zarovná na tloušťku, aby následné upnutí bylo přesně definované a obrobí se centrální půl díra, plocha nosu a vybrání na nosu. Pak se výpalek otočí, opět zarovná a obrobí se vybrání na této straně. Díry pro šrouby se vystruží. Pro bočnici je zvolena ocel ČSN 11 523.1 (tabulka 1.3).

V následujících tabulkách jsou uvedeny vlastnosti vybraných použitých materiálů potřebné k výpočtové části [6].

Tabulka 1.1 Slitina hliníku ČSN EN 42 4331.70

-	mechanické hodnoty			spodní část úchyty	horní část úchyty
Teplota [°C]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	E [MPa]	$\sigma = R_{p0,2}/n_{TN}$ [MPa]	$\sigma = R_{p0,2}/n_{TN}$ [MPa]
20	160	200	70 000	28,6	57,2

Tabulka 1.2 Šrouby M12- materiál 12 042

Teplota [°C]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	$\sigma = R_{p0,2}/n_{TS}$ [MPa]
20	640	800	256

Tabulka 1.3 Ocel ČSN 11 523.1, $16 < t \leq 40$ mm

Teplota [°C]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	E [MPa]
20	345	490	206 000

Při výpočtu je třeba dát zřetel na fakt, že spodní část úchyty je odlitek a horní část úchyty svařenec. Proto je třeba rozdíl u svařence zohlednit nejen pomocí součinitele bezpečnosti, ale i součinitelem svarového spoje. Uvedené součinitele bezpečnosti jsou brány z normy pro tlakové nádoby ČSN690010 [8].

Spodní část úchyty – odlitek do písku z hliníkové slitiny.

Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti (n_{BN}) má velikost:

$$\underline{n_{BN} = 7,0} \text{ [-]}. \quad (2-1)$$

Ve výpočtové části bude konstrukce posuzována na mezní stav plasticity. Jelikož norma neposkytuje výpočet dovoleného namáhání z meze kluzu pro dílce ze slitiny hliníku, je třeba odvodit součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (n_{TN}):

$$\frac{R_{p0.2}}{n_{TN}} = \frac{R_m}{n_{BN}} \Rightarrow \underline{n_{TN} = \frac{n_{BN} \cdot R_{p0.2}}{R_m} = \frac{7 \cdot 160}{200} = 5,6} \text{ [-]}. \quad (2-2)$$

Horní část úchyty – svařenec z válcované hliníkové slitiny.

Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti (n_{BN}) má velikost:

$$\underline{n_{BN} = 3,5} \text{ [-]}. \quad (2-3)$$

Ve výpočtové části bude konstrukce posuzována opět na mezní stav plasticity, proto je třeba odvodit součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (n_{TN}):

$$\frac{R_{p0.2}}{n_{TN}} = \frac{R_m}{n_{BN}} \Rightarrow \underline{n_{TN} = \frac{n_{BN} \cdot R_{p0.2}}{R_m} = \frac{3,5 \cdot 160}{200} = 2,8} \text{ [-]}. \quad (2-4)$$

Výrobce udává pro výpočet u svařence součinitel svarových spojů $\phi = 0,7$, uvádí však, že ve skutečnosti se jedná o svary vysoké kvality.

Šrouby – ocelové.

Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (n_{TS}):

$$\underline{n_{TS} = 2,5} \text{ [-]}. \quad (2-5)$$

Základní typy materiálového chování používané v MKP jsou:

- anizotropní (elastické parametry jsou směrově závislé např. dřevo nebo vrstvené materiály)

- pružně plastické (ocel po překročení meze kluzu) s různým charakterem chování nad mezí kluzu (ideálně pružně plastický materiál, různé typy zpevnění),
- nelineárně elastické (deformace jsou vratné, ale nelineárně závislé na napětí),
- hyper-elastické (vykazující pružné deformace řádu desítek až stovek procent, nelineární),
- visko-elastické (deformace je i časově závislá, vykazují tečení materiálu),
- visko-plastické (jejich plastická deformace je časově závislá) atd.

2.2 Zatížení

Zamezení posouvání úchyty na trubce vlivem osová síly (F_{PMAX}) od pružinového válce je zajištěno pryžovou vložkou (ke zvýšení součinitele tření (f) mezi trubkou ramene a úchytem pružinového válce) a dostatečným utahením (F_S) šroubů M12. Výrobce udává následující hodnoty:

$$f = 0,45 \quad - \text{ součinitel tření kov-pryž,} \quad (2-6)$$

$$F_{PMAX} = 7500 N \quad - \text{ osová síla pružinového válce,} \quad (2-7)$$

$$F_S = 3333 N \quad - \text{ minimální utahovací síla jednoho šroubu s 20\% rezervou.} \quad (2-8)$$

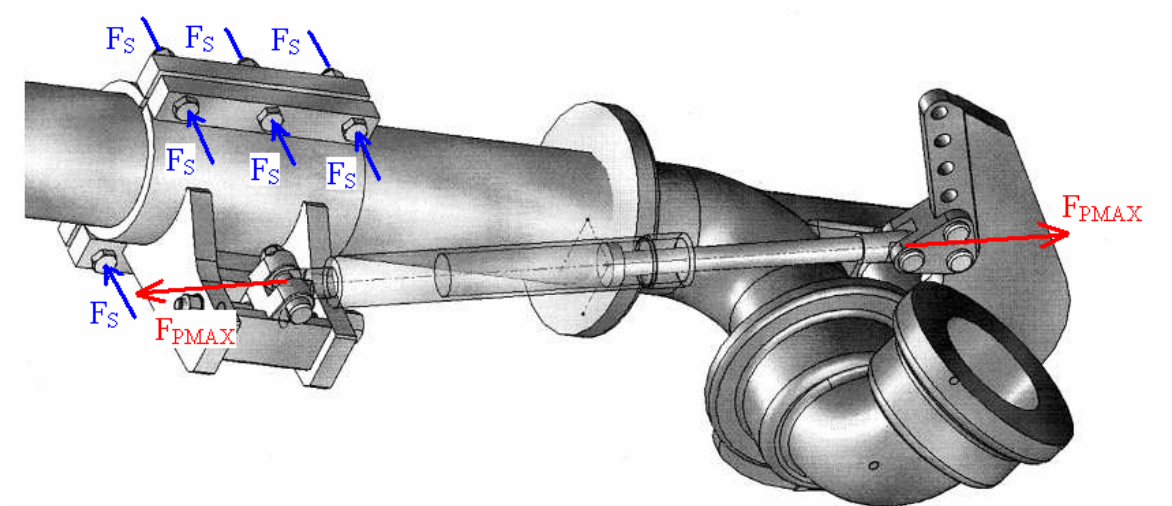
Při tankování paliva dochází k manipulaci výdejního ramene, proto je třeba uvažovat cyklické zatěžování úchyty. Výrobce udává manipulaci výdejního ramene přibližně dvakrát za hodinu a požaduje technickou životnost zařízení 10 roků. Počet vykonaných cyklů (N) během předpokládané životnosti bude:

$$N = n \cdot t \cdot l = 48 \cdot 365 \cdot 10 = 175200 \text{ cyklů} \cong \underline{200000 \text{ cyklů}}, \quad (2-9)$$

kde $n = 48 \text{ cyklů}$ - počet cyklů za den,

$t = 365 \text{ dnů}$ - počet dnů v roce,

$l = 10 \text{ let}$ - požadovaný počet let životnosti.

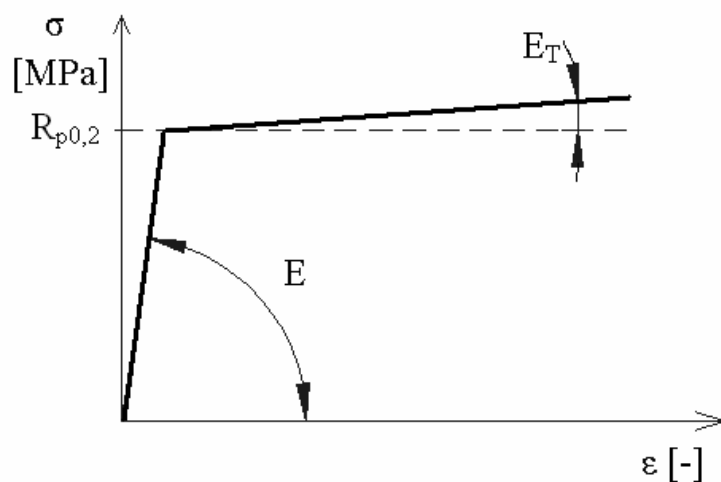


Obr. 7 Zatížení horní a spodní části úchytu a bočnice

3. ROZBOR VÝPOČTŮ

3.1 Charakteristika materiálu

Pro získání potřebných údajů je nutný nelineární počet. Nelineární počet vyžaduje zadat nelineární chování materiálu. Ke splnění nelinearity a předpisů [8] je vyhovující přibližně pružně-plastický model chování materiálu bez zpevnění. Aby bylo dosaženo numerické konvergence výpočtu je nutné definovat v plastické oblasti zcela nepatrné zpevnění materiálu aniž by došlo k výraznému zpevňování výpočtového modelu. Proto je zvolen bilineární von Misesův model s modulem pružnosti v plastické oblasti $E_T = 10^{-3} \text{ MPa}$ (Obr. 3).



Obr. 8 Nelineární charakteristika materiálů pro nelineární analýzy

3.2 Kontrola pevnosti

Provedením numerických nelineárních analýz v programu CosmosWorks [1] získáme mezní (limitní) sílu (F_L) pro daný díl. Při této síle nastává nestabilní šíření deformace. Jelikož strojírenské normy neumí pracovat s hliníkovými slitinami, je pro stanovení dovolené síly (F_D) ze síly mezní použit vztah pro ocelové díly, kde je uvažován odvozený součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (3-2), (3-4). Dovolená síla se vypočte dle normy ČSN 690010 [6] a s obecně uznávanými vědecko-technickými metodami ze vztahů:

a) **Spodní část úchyty** – odlitek hliníkové slitiny zatížený utahovacími silami ve šroubech:

$$F_D = \frac{F_L}{n_{TN} \cdot n_S} [N], \quad (3-1)$$

kde $F_L [N]$ - mezní síla,
 $n_{Tn} [-]$ - součinitel bezpečnosti k mezi kluzu,
 $n_S [-]$ - počet šroubů.

b) **Horní část úchyty** – svařenec hliníkové slitiny:

- Zatížený utahovacími silami ve šroubech:

$$F_D = \frac{\phi \cdot F_L}{n_{TN} \cdot n_S} [N], \quad (3-2)$$

kde $\phi [-]$ - součinitel svarových spojů.

- Zatížení silou od pružinového válce:

$$F_D = \frac{\phi \cdot F_L}{n_{TN}} [N]. \quad (3-3)$$

c) **Bočnice** – uhlíková ocel, zatížení silou od pružinového válce:

$$F_D = \frac{F_L}{n_T} [N], \quad (3-4)$$

kde $n_T [-]$ - součinitel bezpečnosti k mezi kluzu - ocel.

3.3 Kontrola na únavu

Na únavu jsou počítány součásti zatěžované cyklickým namáháním. V tomto případě se jedná o horní část úchyty a bočnici, které jsou namáhané při manipulaci výdejního ramene silou od pružinového válce.

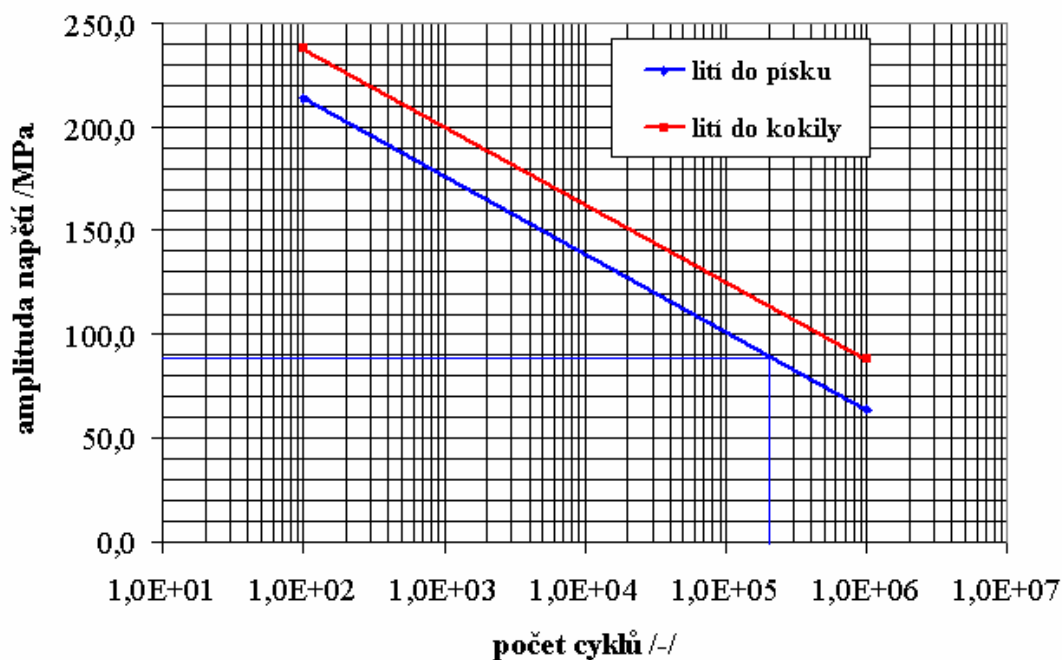
Horní část úchyty

Kontrola na únavu materiálu je provedena na základě normy ČSN 690010 [8] a obecně uznávaných vědecko-technických metod. K ověření je firmou AK-Mechanika s.r.o. poskytnut znalecký posudek z výzkumného ústavu kovů.

Znalecký posudek obsahuje definici Wöhlerovy křivky pro slitinu hliníku LM25-T6 dle Britského standardu BS 1949 (střídavý tak-tlak), kde ekvivalentem materiálu LM25-T6 je materiál ASTM B 356.0, který je podobného složení jako materiál horního dílu 424331.70. Proto je možné k vyhodnocení únavy použít Wöhlerovu křivku materiálu LM25-T6 (Obr. 6). Křivka zobrazuje závislost amplitudy napětí (σ) na počtu kmitů (n) při kterém dochází k únavovému lomu materiálu. Pro amplitudy napětí (σ) je použita semilogaritmická stupnice. Pro posouzení se řídíme křivkou definovanou pro lití do písku.

Požadovaný počet cyklů $2E + 5$ cyklů spadá do vysokocyklové únavy. Pro lití do písku je z grafu stanovena hodnota meze vysokocyklové únavy $\sigma_c = 88MPa$. V normě ČSN EN 1706 [6] je stanovena mez vysokocyklové únavy v rozsahu $\sigma_c = 80 - 110MPa$, kde pro odlitky do pískové formy se vztahuje spodní hodnota. Pro konzervativnější výsledky na straně větší bezpečnosti je zvolena hodnota meze vysokocyklové únavy $\sigma_c = 80MPa$.

Wohlerova křivka - slitina hliníku LM25-T6 Britský Standard BS 1949 (střídavý tah-tlak)



Obr. 9 Wöhlerovy křivky pro slitinu hliníku LM25-T6

Podmínka únavy má tvar:

$$\sigma_A < (\sigma_C / n_\sigma) \text{ [MPa]}, \quad (3-5)$$

kde σ_A [MPa] - amplituda napětí,

σ_C [MPa] - mez vysokocyklové únavy,

n_σ [-] - součinitel bezpečnosti k napětím.

Maximální amplituda napětí je stanovena buď přímo z lineární numerické analýzy výpočtového modelu nebo ze vzorce [8]:

$$\sigma_A = \eta \cdot \sigma_D \cdot (\xi / 2) \cdot (\Delta F / F_D) \text{ [MPa]}, \quad (3-6)$$

kde η [-] - součinitel místních napětí,

ξ [-] - součinitel druhu svarového spoje,

ΔF [N] - rozkmit.

Bočnice:

Vycházíme z podmínky, že dovolený počet cyklů musí být větší nebo roven počtu požadovaných cyklů (3-9):

$$N_{DOV} \geq N, \quad (3-7)$$

kde N_{DOV} [cyklů] - dovolený počet cyklů.

Mez vysokocyklové únavy (charakteristika materiálu) [8]:

$$B \equiv \sigma_C = 0,66 \cdot R_m^{20} - 0,43 \cdot R_{p0,2}^{20} \quad [MPa], \quad (3-8)$$

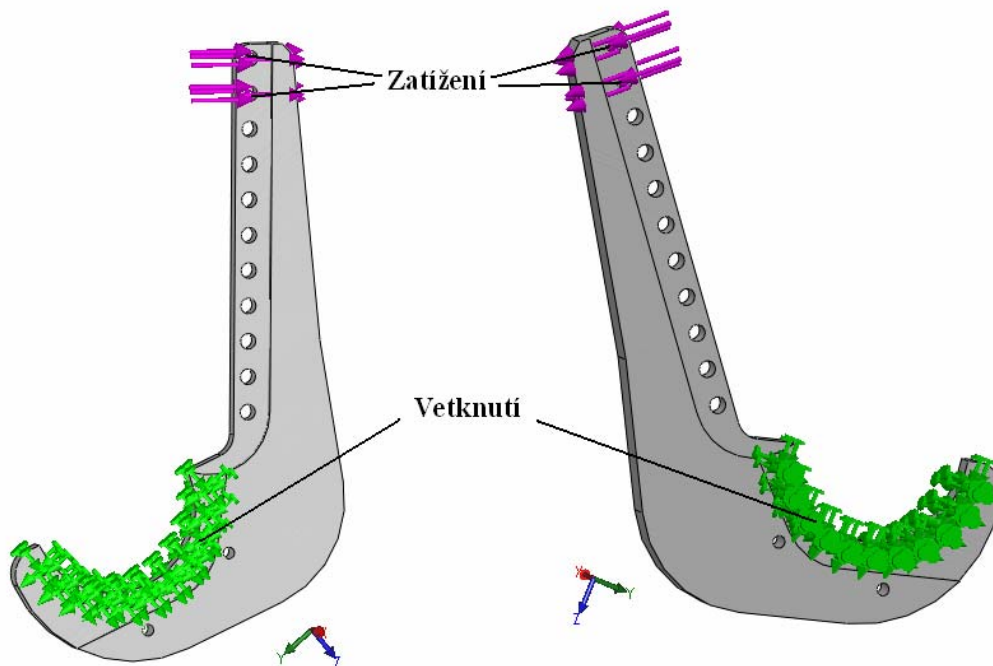
Kde R_m^{20} [MPa] - mez pevnosti materiálu při teplotě 20°C,

$R_{p0,2}^{20}$ [MPa] - smluvní mez kluzu materiálu při teplotě 20°C.

Na základě porovnání meze vysokocyklové únavy a amplitudy napětí získané z numerické analýzy výpočtového modelu se stanoví, zda jde o vysokocyklovou nebo nízkocyklovou únavu a dle normy ČSN 690010 [8] se použije příslušný vzorec daný pro dovolený počet cyklů.

4.1.2 Kontrola pevnosti

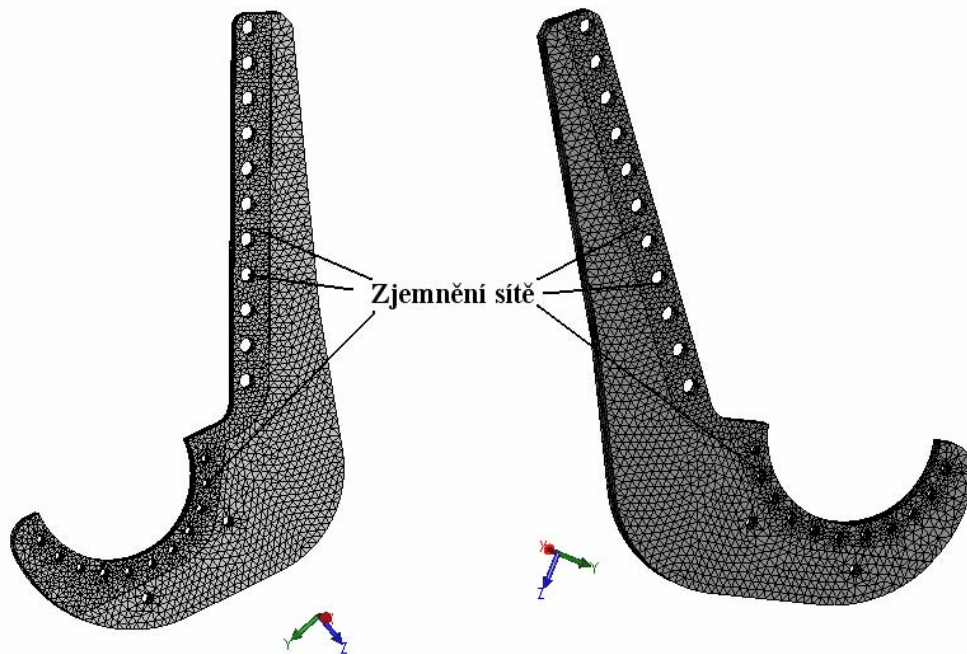
Kontrola pevnosti bočnice je provedena na výpočtovém modelu (Obr. 10). Model je uchycen v místech šroubů a zatížen v nejméně příznivé krajní poloze silou od pružinového válce $F_{PMAX} = 7500 N$ (Obr. 11). Pro výpočet je zvolena nelineární analýza s pružně plastickým chováním materiálu (11523.1).



Obr. 11 Místa vetknutí a zatížení bočnice

Tvorba sítě - síť je vytvořena automatickým vygenerováním. Pouze v dírách pro šrouby a v jejich okolí je zjemněná pro dosažení přesnějších výsledků (Obr. 12).

Materiál - je použita tvárnost - von Mises s parametry materiálu viz. *Tab. 1.3*.



Obr. 12 Navržená síť výpočtového modelu bočnice

Výpočet síly ze zatěžující charakteristiky (Obr. 14) se provádí následujícím postupem:

$$F = LF \cdot F_z [N], \quad (4-1)$$

Kde $LF [N]$ - násobek provozní zatěžovací síly (Load Factor),

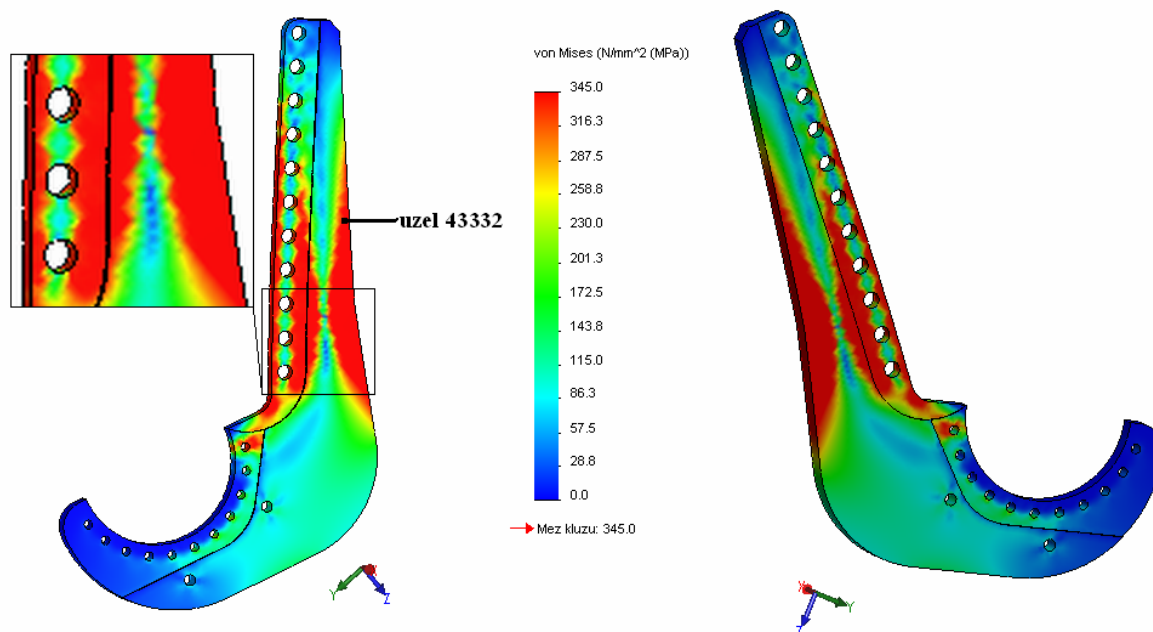
$F_z [N]$ - provozní zatěžovací síla (např. síla od pružinového válce, síla od předpětí šroubů),

$LF_L [N]$ - násobek limitní provozní zatěžovací síly (vznik plastického kloubu).

Dále bude uváděna pouze vypočtená hodnota síly ze zatěžovací charakteristiky, kde přepočet je prováděn dle vzorce (4-1).

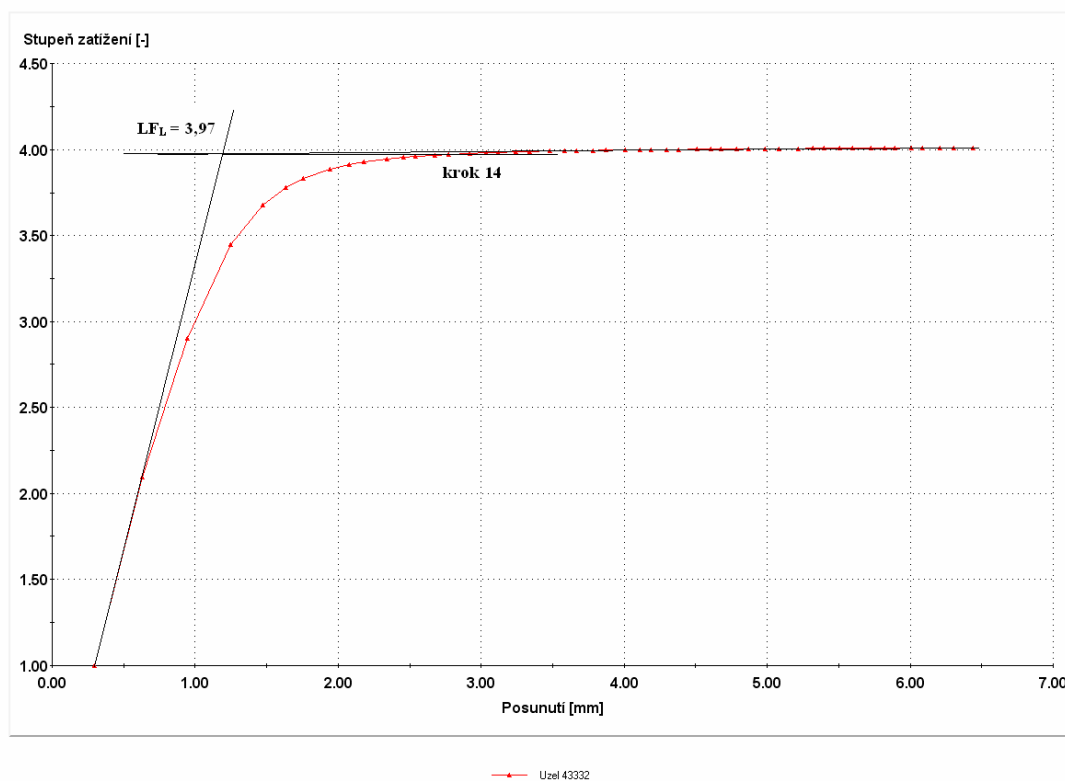
Na obrázku 14 je vykreslena zatěžovací charakteristika výpočtového modelu, vyjadřující nelineární závislost celkové zatěžovací síly od pružinového válce na posuvu vybraného bodu tělesa (uzel 43332, Obr.13). Do hodnoty cca. $F = 1,58E + 4 N$ (krok 2) vykazuje model lineární chování. Poté dochází k postupnému poklesu tuhosti zapříčiněné vznikem a růstem plastických kloubů. Při hodnotě síly $F_L = 2,85E + 4 N$ (krok 14) je

dosaženo mezního stavu plasticity. Nalezení hodnot je zřejmé z obrázku 14. Z obrázku 13 je patrné, že největší namáhání nastává v oblasti střední části bočnice.



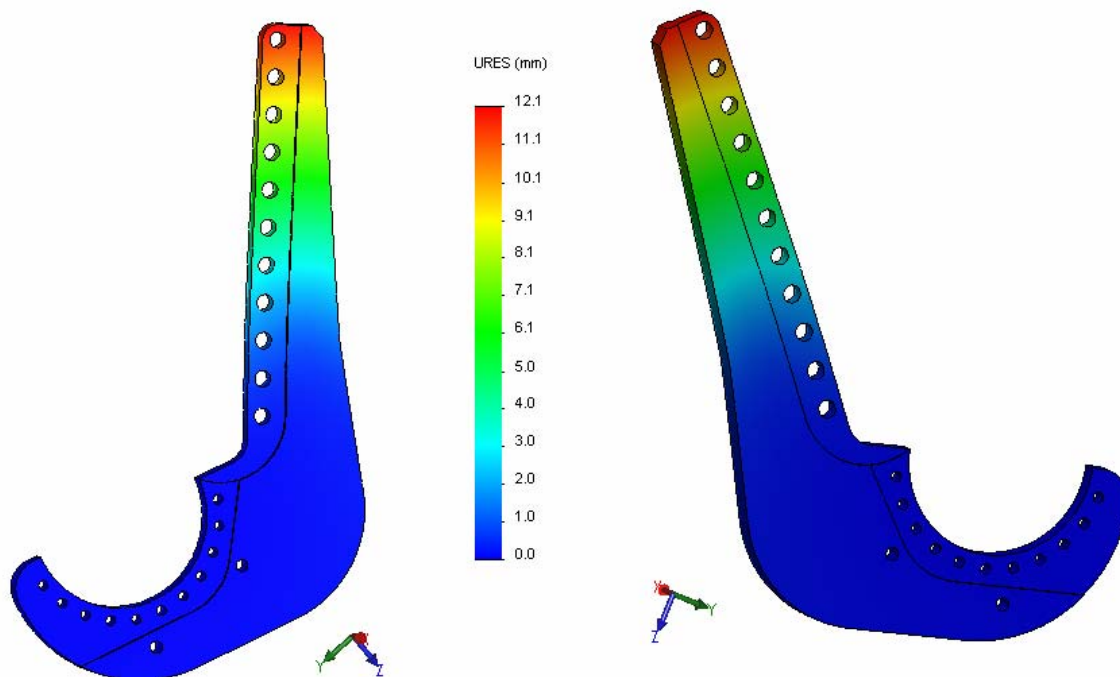
Obr. 13 Rozložení napětí od zatížení – deformovaný tvar (10x zvětšeny deformace oproti deformacím skutečným)

Nelineární analýza - zatěžovací křivka



Obr. 14 Zatěžovací charakteristika

Na (Obr. 15) je uveden zdeformovaný model v mezním stavu plasticity s vykreslenými celkovými posuvy. Maximální posuv má hodnotu 12,1 mm.



Obr. 15 Celkový posuv od zatížení

Dovolená síla se vypočte dle normy ČSN 690010 [8] a s obecně uznávanými vědecko-technickými metodami ze vztahu:

$$F_D = \frac{F_L}{n_T} = \frac{2,85E+4}{1,5} = \underline{19000 N}, \quad (4-2)$$

kde $F_L = 2,85E+4 N$,

$n_T = 1,5$.

Podmínka pevnosti:

$$F_{P_{MAX}} \leq F_D \quad (4-3)$$

$$\underline{F_{P_{MAX}} = 7500 N \leq F_D = 19000 N} \Rightarrow \underline{VYHOVUJE}$$

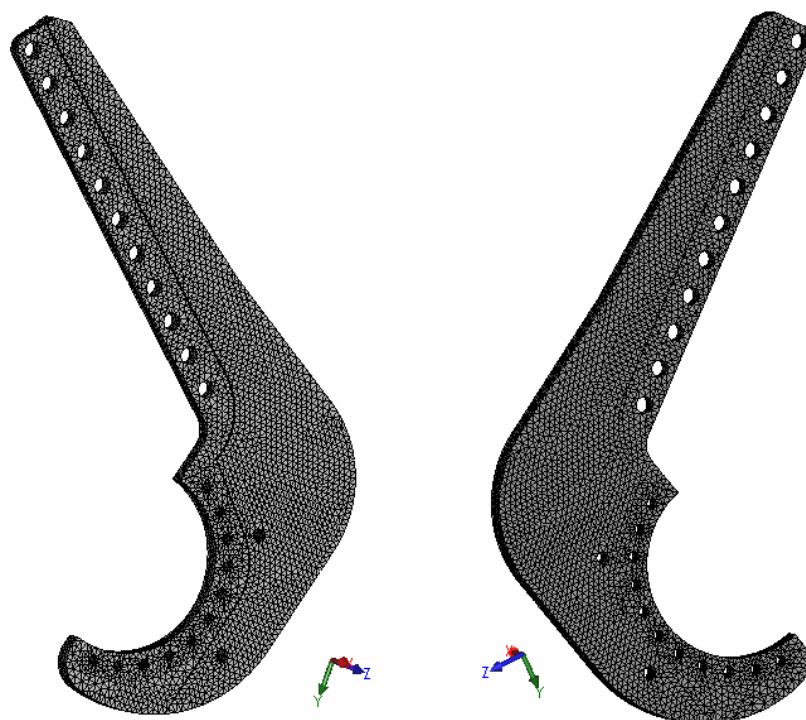
Z výsledků plyne, že bočnice z hlediska pevnosti **vyhovuje**.

4.1.3 Kontrola únavy

Ke kontrole únavy je nutné zjistit amplitudu napětí. Ta je stanovena z lineární numerické analýzy výpočtového modelu. Model je opět uchycen v místech šroubů a zatížen v nejméně příznivé krajní poloze silou od pružinového válce $F_{PMAX} = 7500N$ viz. *Obr. 11*.

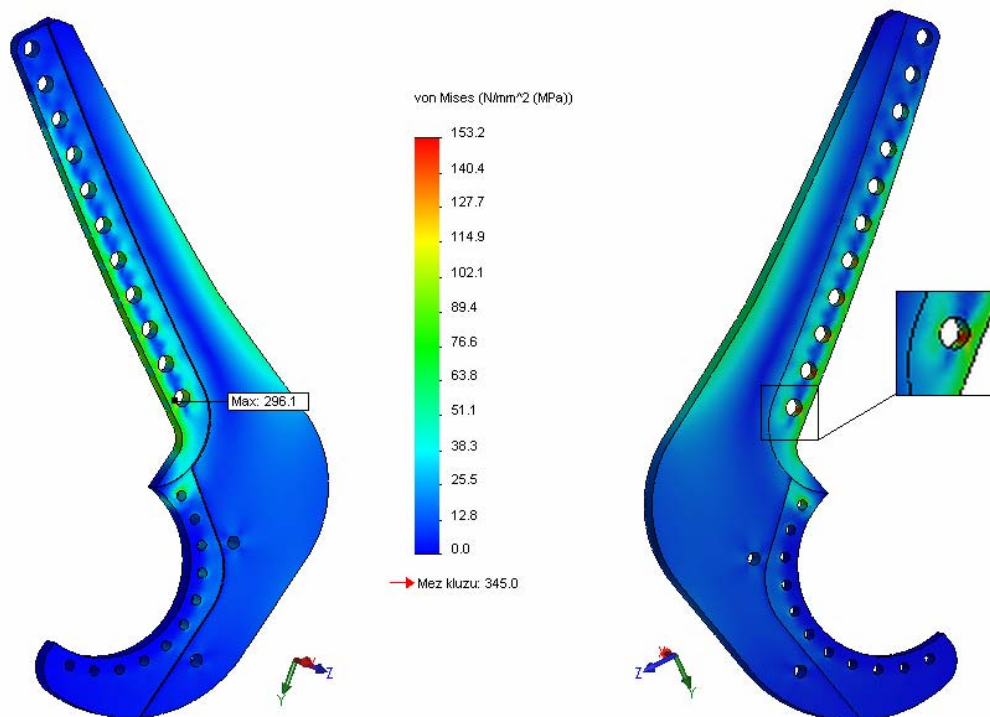
Tvorba sítě – síť je vytvořena automatickým vygenerováním. Je použita maximální jemnost sítě pro dosažení přesnějších výsledků (*Obr. 16*). Použití nejjemnější možné sítě umožňuje nenáročnost lineárního výpočtu.

Materiál – je použit lineární elastický izotropní materiál s parametry viz. *Tab. 1.3*.



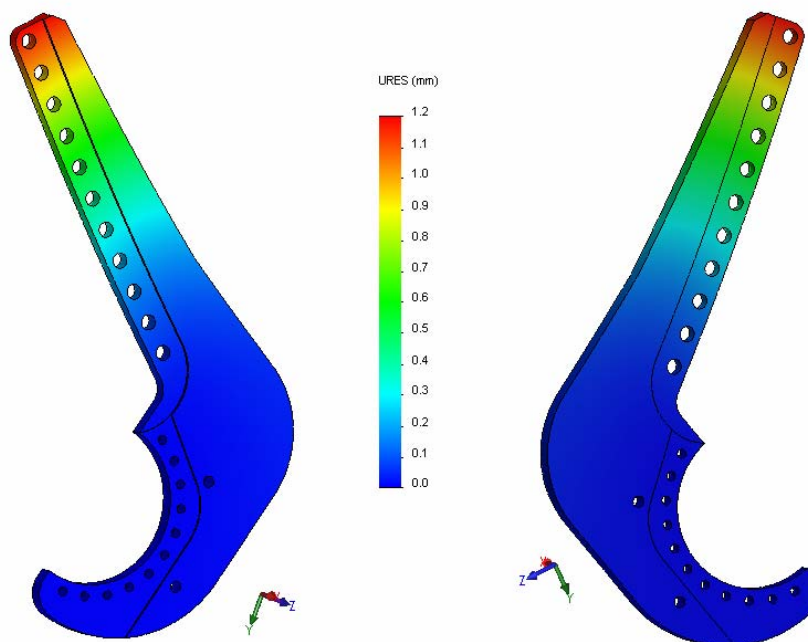
Obr. 16 Navržená síť výpočtového modelu bočnice

Na obrázcích 17 a 18 jsou deformace od síly 10x zvětšeny pro lepší názornost chování bočnice při zatížení. Největší hodnota napětí je na nejspodnější díře na nosu bočnice (*Obr. 17*). Hodnota amplitudy napětí je $\sigma_A = \sigma_{MAX} = 153,2MPa$.



Obr. 17 Rozložení napětí od zatížení – deformovaný tvar

Na (Obr. 18) je uveden zdeformovaný model bočnice s vykreslenými celkovými posuvy. Maximální posuv má hodnotu 1,2 mm v místě konce nosu.



Obr. 18 Celkový posuv od zatížení

Vyhodnocení únavy:

Amplituda napětí – stanovena z numerické analýzy výpočtového modelu:

$$\sigma_A = \sigma_{MAX} = 153,2 \text{ MPa}.$$

Mez vysokocyklové únavy:

$$B \equiv \sigma_C = 0,66 \cdot R_m^{20} - 0,43 \cdot R_{p0,2}^{20} = 0,66 \cdot 490 - 0,43 \cdot 345 = \underline{175,1} [\text{MPa}], \quad (4-4)$$

kde $R_m^{20} = 490 \text{ [MPa]}$ - viz. tab. 1.3,

$$R_{p0,2}^{20} = 345 \text{ [MPa]} \quad - \text{viz. tab. 1.3.}$$

$(\sigma_A = 153,2 \text{ MPa}) < (\sigma_C = 175,1 \text{ MPa}) \Rightarrow$ nízkocyklová únava.

Dovolený počet cyklů pro nízkocyklovou únavu [8]: (4-5)

$$N_{DOV} = \frac{1}{n_N} \cdot \left[\frac{A}{\sigma_A - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2 = \frac{1}{10} \cdot \left[\frac{60000}{153,2 - \frac{175,1}{2}} \cdot \frac{2300 - 20}{2300} \right]^2 = \underline{81\,865 \text{ cyklů}},$$

kde $n_N = 10$ - součinitel bezpečnosti k počtu cyklů,

$A = 0,6E + 5 \text{ MPa}$ - charakteristika materiálu,

$n_\sigma = 2$ - součinitel bezpečnosti k napětím,

$t = 20^\circ \text{ C}$ - provozní teplota.

Podmínka nízkocyklové únavy:

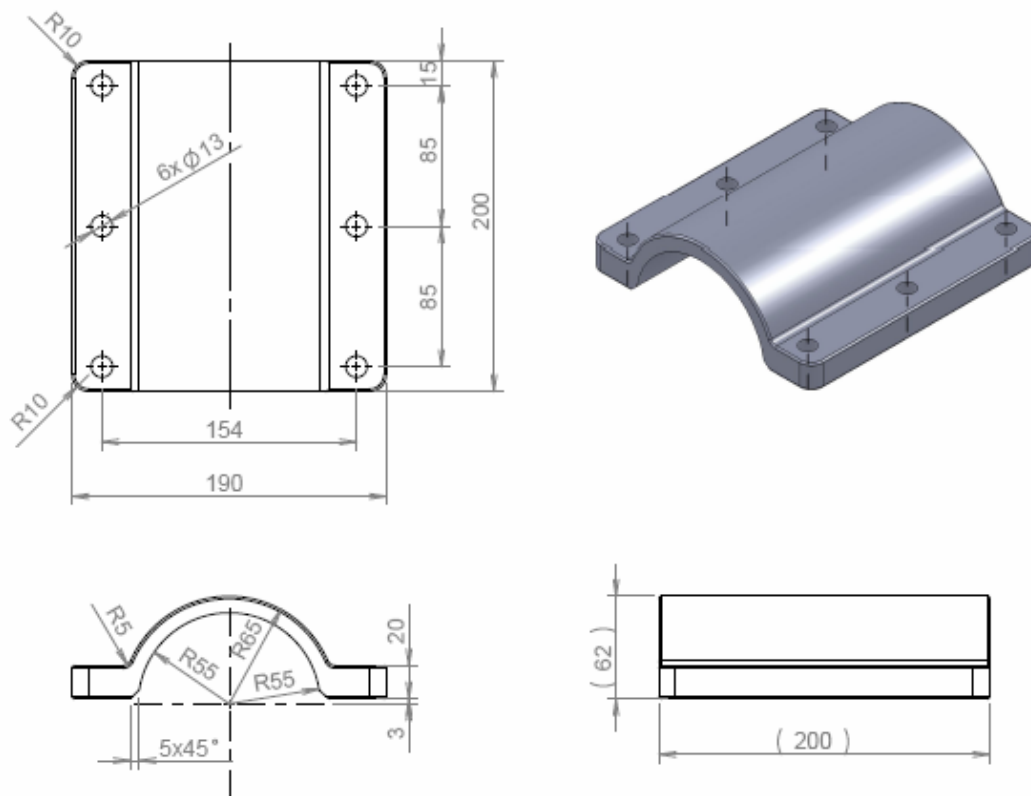
$$(N_{DOV} = 81\,865 \text{ cyklů}) \geq (N = 200\,000 \text{ cyklů}) \Rightarrow \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

V nejvíce zatěžovaných místech bude následkem cyklického zatěžování docházet ke vzniku trhlin nebezpečných pro provoz. Proto je nutná optimalizace tvaru bočnice, aby vyhovovala pevnostně i na únavu. Stávající model bočnice tedy **nevyhovuje**.

4.2 Spodní část úchyty

Spodní část úchyty je zatížena od sil ve šroubech, které jsou montovány s předpětím. Proto je spodní část úchyty nutné zkontrolovat z hlediska pevnosti.

4.2.1 Výpočtový model

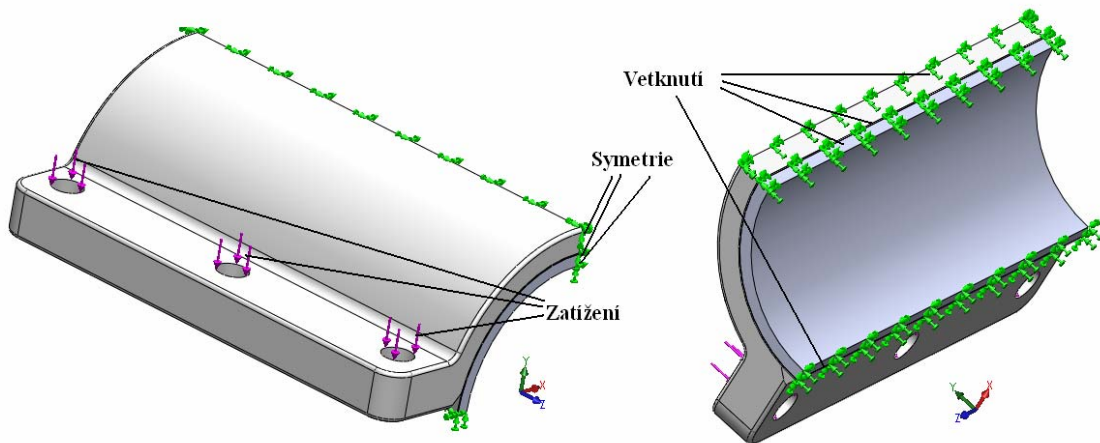


Obr. 19 Základní rozměry spodní části úchyty

4.2.2 Kontrola pevnosti

Symetrie spodní části úchyty umožňuje použít pro výpočet pouze jeho polovinu, čímž se značně urychlí výpočet. Model spodní části úchyty je přes pryžovou vložku umístěn na trubku. Protože nejsou k dispozici materiálové vlastnosti použité pryže, je nutné její chování naladit tak, aby se chovala co nejreálněji. Správnému nastavení odpovídá pryž s definovaným modulem pružnosti $E_{pryž} = 3000 \text{ MPa}$ a součinitelem příčného přetvoření (Poissonovo číslo) $\mu = 0,05$. Model spodní části úchyty, část trubky a pryž jsou vetknuty v místě řezu (rovina symetrie) a je zde zadána podmínka symetrie. Část

trubky je navíc vetknuta i ve spodní části (Obr. 20). V dírách pro šrouby jsou definované síly od šroubů ($F_s = 3333 \text{ N}$).



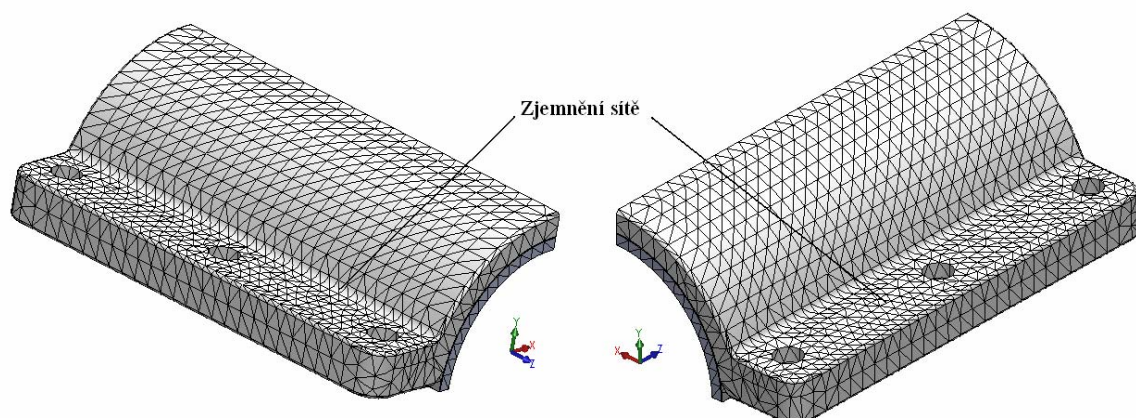
Obr. 20 Místa vetknutí a zatížení spodního dílu

Tvorba sítě - síť je v okolí děr pro šrouby zjemněna (Obr. 21).

Materiál - spodní část úchytu: tvárnost – von Mises s parametry materiálu viz. *Tab. 1.1*,

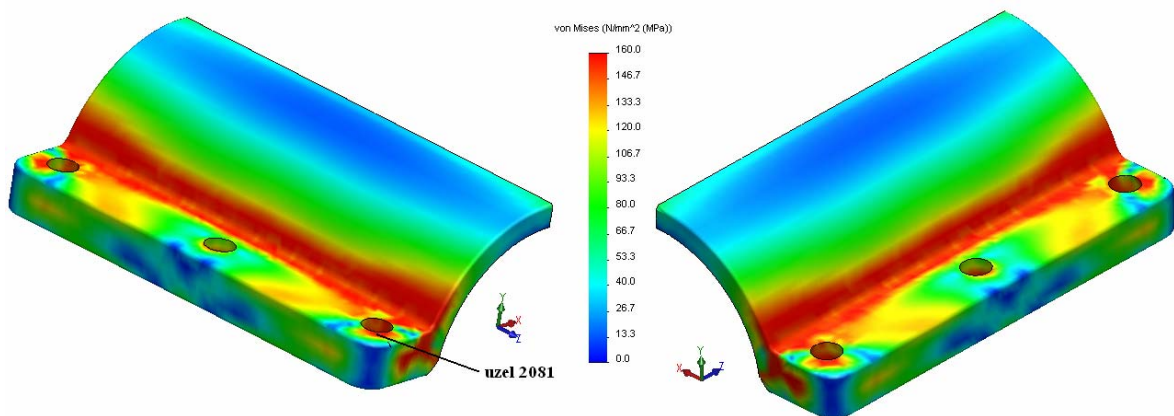
- pryž: lineární elastický izotropní materiál, $E = 3000 \text{ MPa}$,

- část trubky: lineární elastický izotropní materiál, $E = 206\,000 \text{ MPa}$.

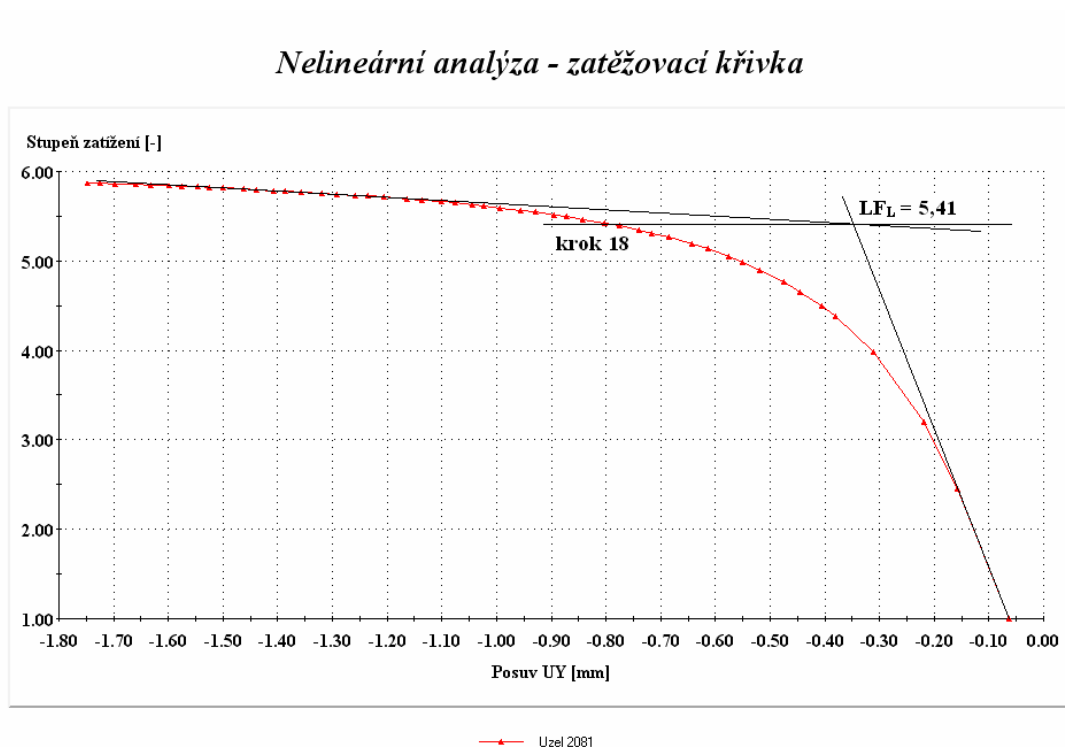


Obr. 21 Navržená síť výpočtového modelu spodního úchytu

Do hodnoty přibližně $F = 4,92E + 4 \text{ N}$ (krok 2) vykazuje model lineární chování. Poté dochází k postupnému poklesu tuhosti modelu a při hodnotě síly $F_L = 1,08E + 5 \text{ N}$ (krok 18) je dosaženo mezního stavu plasticity (Obr. 23). Zvolený uzel zatěžovací křivky (uzel 22211) a vykreslená napětí v mezním stavu plasticity jsou znázorněna na obrázku 22.

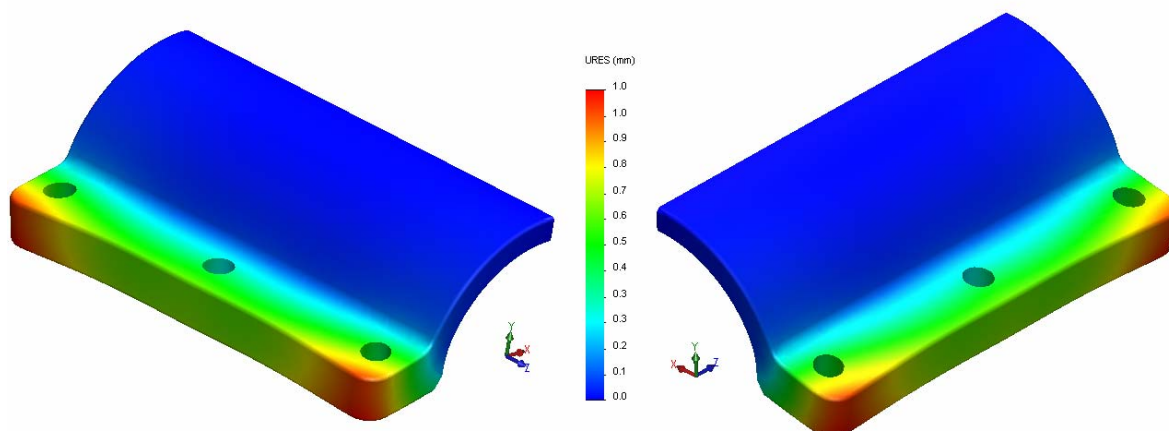


Obr. 22 Rozložení napětí od zatížení



Obr. 23 Zatěžovací charakteristika optimalizovaného tvaru spodního dílu

Na obrázku 24 je uveden zdeformovaný model spodní části úchytu (10x zvětšené deformace) s vykreslenými celkovými posuvy. Maximální posuv má hodnotu 1,0 mm.



Obr. 24 Celkový posuv od zatížení

Kontrola pevnosti odlitku hliníkové slitiny zatíženého utahovacími silami ve šroubech se provede dle normy ČSN 690010 [6] a s obecně uznávanými vědeckotechnickými metodami:

$$F_D = \frac{F_L}{n_{TN} \cdot n_S} = \frac{1,08E+5}{5,6 \cdot 6} = \underline{3\,320\,N}, \quad (4-6)$$

kde $F_L = 1,08E+5\,N$ - mezní síla (z výpočtové analýzy),

$n_{TN} = 5,6$ - odlitek,

$n_S = 6$ - počet šroubů.

Podmínka pevnosti:

$$(F_S = 3\,333\,N) \leq (F_D = 3\,320\,N) \Rightarrow \underline{\text{NEVYHOVUJE}}.$$

Z výpočtů vyplývá, že spodní část úchytu, zatížený utahovacími silami ve šroubech, z hlediska pevnosti **nevyhovuje**.

5. OPTIMALIZACE TVARU VYBRANÝCH ČÁSTÍ A JEJICH KONTROLA

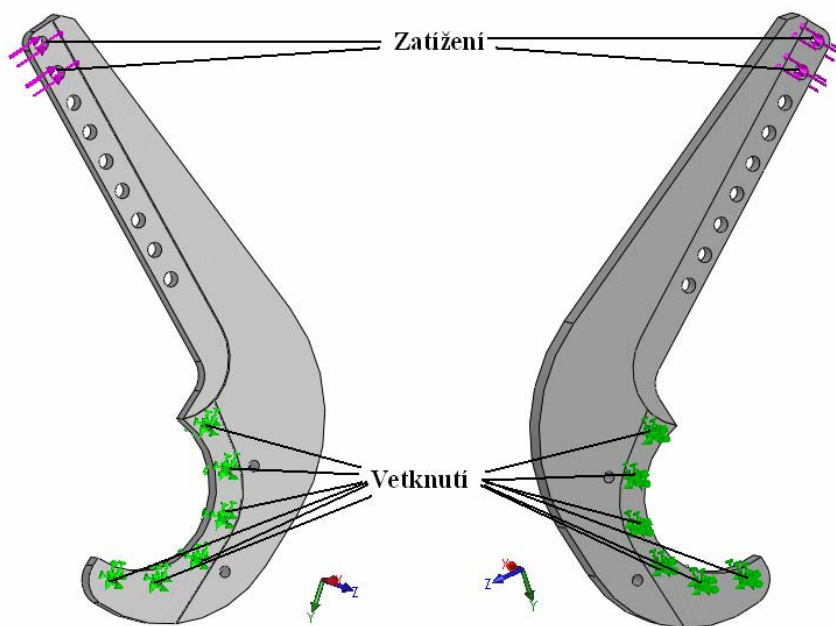
5.1 Bočnice

5.1.1 Optimalizovaný výpočtový model

Ve stávajícím řešení bočnice je z předchozích analýz zřejmé, že nejkritičtější místo je v okolí spodních děr pro šrouby v nosu bočnice. V novém optimalizovaném tvaru jsou díry v kritickém místě vynechány, čímž dojde ke zpevnění v této oblasti. Současně je snížen i počet děr v půldíře a zvětšeny jejich průměry. Základní rozměry optimalizovaného tvaru viz. příloha 1.

5.1.2 Kontrola pevnosti

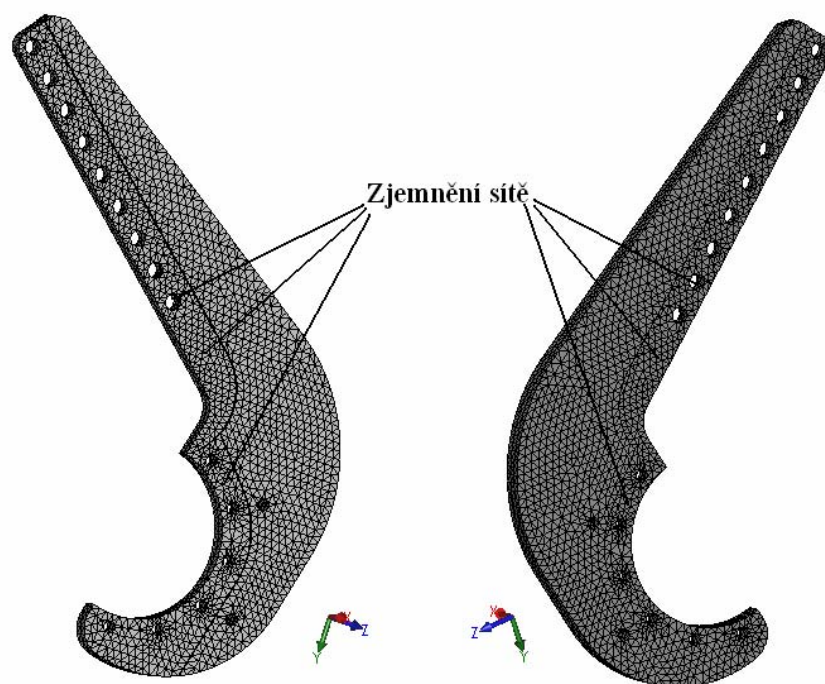
Kontrola pevnosti optimalizovaného tvaru bočnice je provedena na výpočtovém modelu (příloha 1). Model je uchycen v místech děr pro šrouby a zatížen v nejméně příznivé krajní poloze silou od pružinového válce ($F_{PMAX} = 7500\text{ N}$)(Obr. 25). Pro výpočet je zvolena nelineární analýza s pružně plastickým chováním materiálu (11523.1).



Obr. 25 Místa vetknutí a zatížení optimalizovaného tvaru bočnice

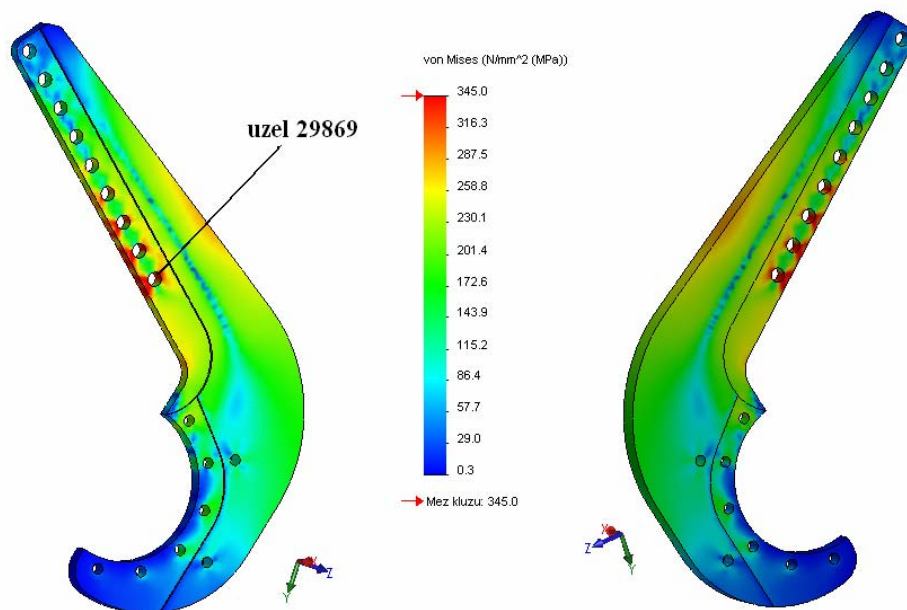
Tvorba sítě - síť je vytvořena automatickým vygenerováním. V dírách pro šrouby a v jejich okolí je síť zjemněná pro dosažení přesnějších výsledků (Obr. 26).

Materiál - je použita tvárnost – von Mises s parametry materiálu viz. *Tab. 1.3*.



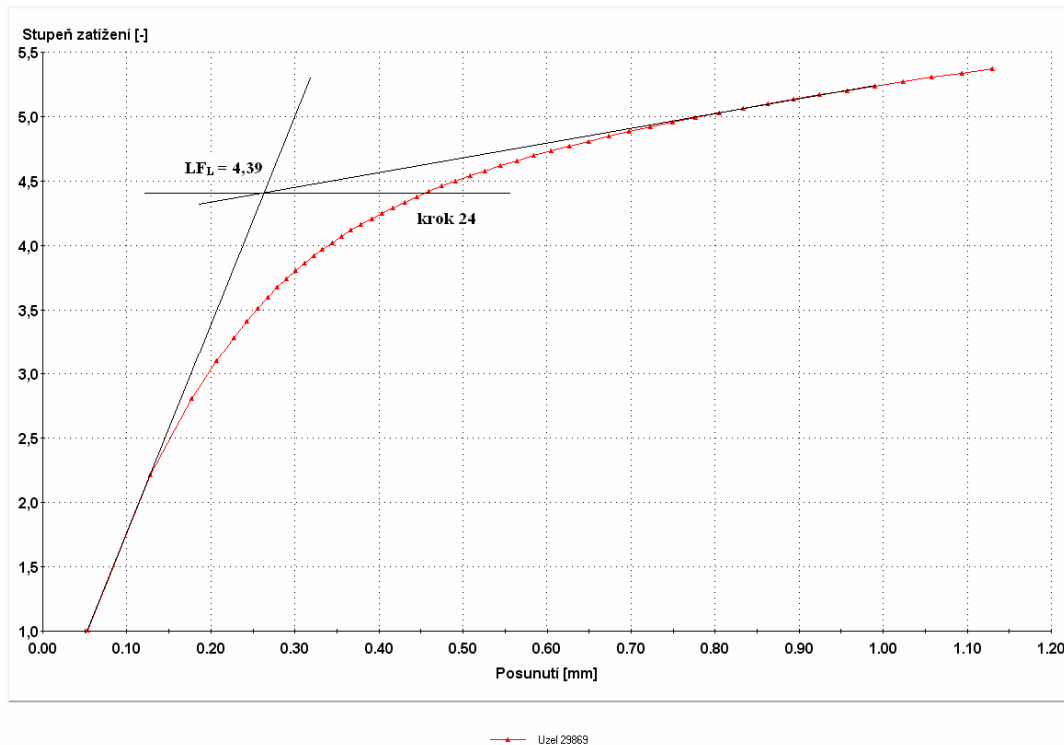
Obr. 26 Navržená síť optimalizovaného výpočtového modelu bočnice

Z (Obr. 27) je zřejmé, že oblast největšího namáhání se značně zmenšila oproti původnímu tvaru bočnice (Obr. 17). Do hodnoty cca. $F = 1,65E + 4 N$ (krok 2) vykazuje model lineární chování. Potom dochází k postupnému poklesu tuhosti zapříčiněné vznikem a růstem plastických kloubů. Při hodnotě síly $F_L = 3,29E + 4 N$ (krok 14) je dosaženo mezního stavu plasticity (Obr. 28). Zvolený uzel zatěžovací křivky (uzel 29869) je označen na obrázku 27.



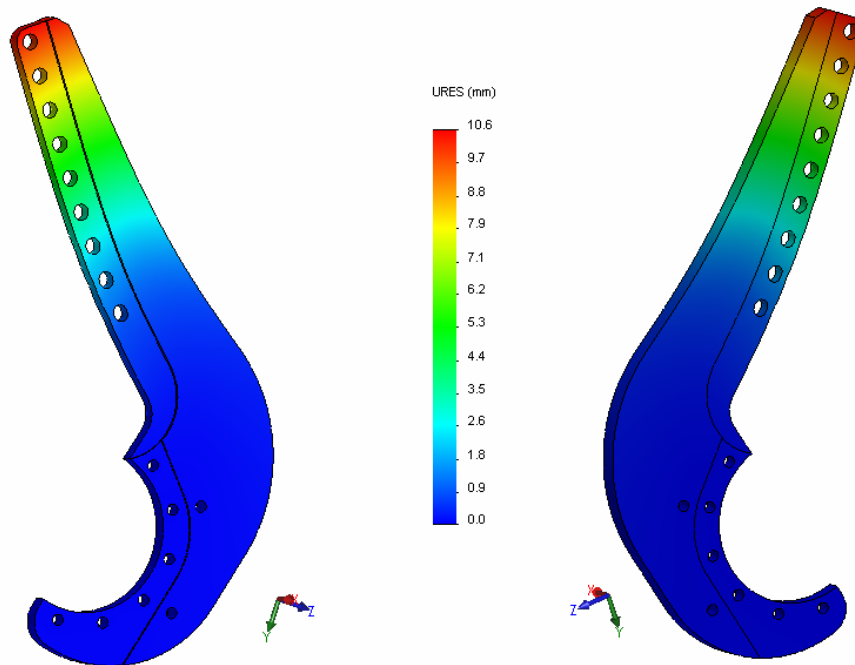
Obr. 27 Rozložení napětí od zatížení

Nelineární analýza - zatěžovací křivka



Obr. 28 Zatěžovací charakteristika optimalizovaného tvaru bočnice

Na obrázku 29 je uveden zdeformovaný model v mezním stavu plasticity s vykreslenými celkovými posuvy. Pro lepší názornost je deformace 20x zvětšena oproti skutečné deformaci. Maximální posuv má hodnotu 10,6 mm.



Obr. 29 Celkový posuv od zatížení

Dovolená síla se vypočte dle normy ČSN 690010 [8] a s obecně uznávanými vědecko-technickými metodami ze vztahu:

$$F_D = \frac{F_L}{n_T} = \frac{3,29E+4}{1,5} = \underline{21966 \text{ N}}, \quad (5-1)$$

kde $F_L = 3,29E+4 \text{ N}$,

$n_T = 1,5$.

Podmínka pevnosti:

$$F_{P_{MAX}} \leq F_D$$

$$\underline{(F_{P_{MAX}} = 7500 \text{ N})} \leq (F_D = 21966 \text{ N}) \Rightarrow \underline{\underline{VYHOVUJE}}$$

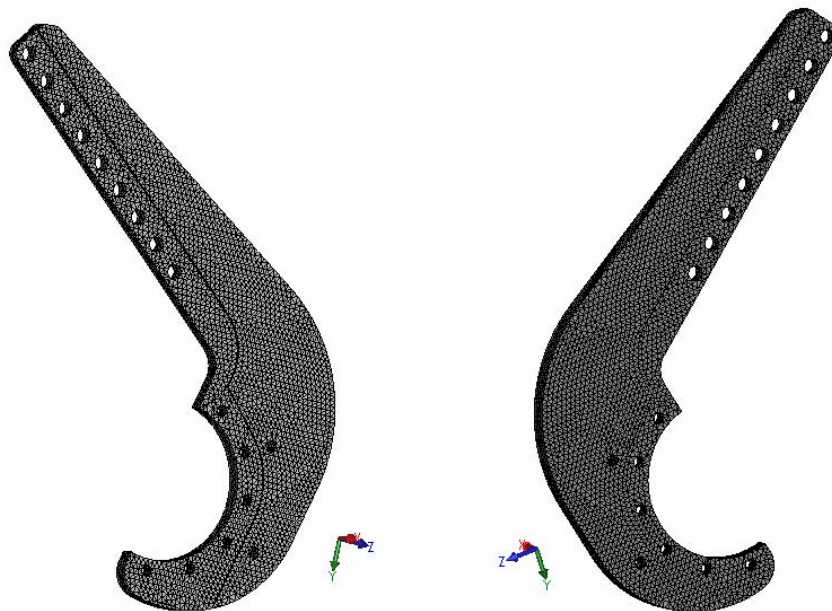
Z výsledků plyne, že bočnice z hlediska pevnosti **vyhovuje**.

5.1.3 Kontrola únavy

Z lineární numerické analýzy optimalizovaného výpočtového modelu bočnice stanovíme amplitudu napětí. Model je opět uchycen v plochách děr pro šrouby a zatížen v nejméně příznivé krajní poloze silou od pružinového válce ($F_{PMAX} = 7500\text{ N}$, Obr. 25).

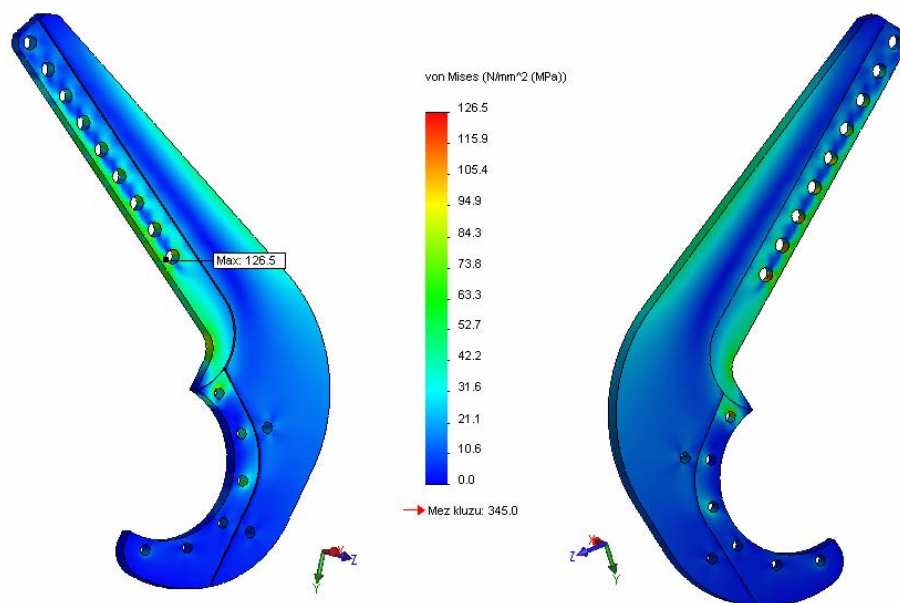
Tvorba sítě – síť je vytvořena automatickým vygenerováním nejjemnější možné sítě pro dosažení přesnějších výsledků (Obr. 30).

Materiál – je použit lineární elastický izotropní materiál s parametry viz. Tab. 1.3.



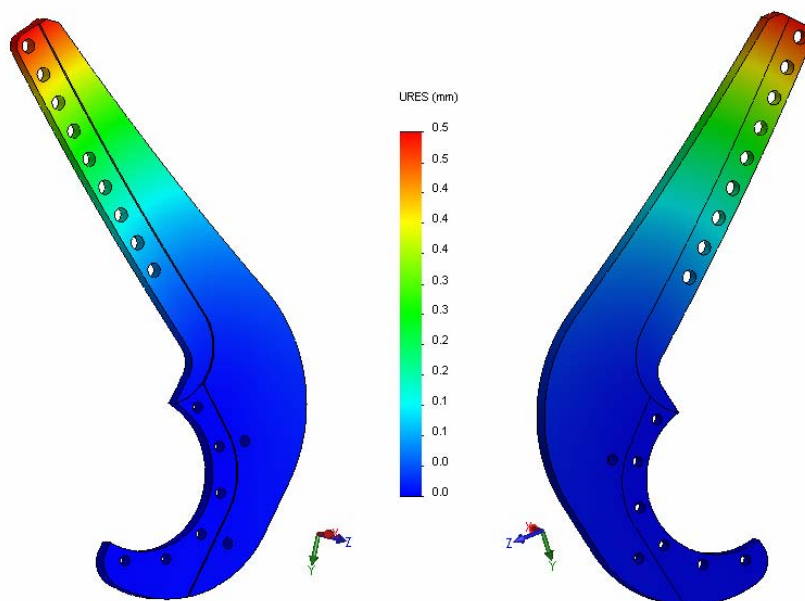
Obr. 30 Navržená síť optimalizovaného výpočtového modelu bočnice

Na obrázku 31 je zobrazeno napětí od zatěžující síly pružinového válce. Největší hodnota napětí je $\sigma_A = \sigma_{MAX} = 126,5\text{ MPa}$.



Obr. 31 Rozložení napětí od zatížení

Na obrázku 32 je uveden zdeformovaný model bočnice s vykreslenými celkovými posuvy. Maximální posuv má hodnotu 0,5 mm v místě konce nosu.



Obr. 32 Celkový posuv od zatížení- deformovaný tvar (10x)

Vyhodnocení únavy:

Amplituda napětí – stanovena z numerické analýzy výpočtového modelu:

$$\sigma_A = \sigma_{MAX} = 126,5 \text{ MPa}$$

Mez vysokocyklové únavy:

$$B \equiv \sigma_C = \underline{175,1 \text{ MPa}} \quad \text{viz. 4-4.}$$

$$(\sigma_A = 126,5 \text{ MPa}) < (\sigma_C = 175,1 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{nízkocyklová únava.}$$

Dovolený počet cyklů pro nízkocyklovou únavu [8]: (5-2)

$$N_{DOV} = \frac{1}{n_N} \cdot \left[\frac{A}{\sigma_A - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2 = \frac{1}{10} \cdot \left[\frac{60000}{126,5 - \frac{175,1}{2}} \cdot \frac{2300 - 20}{2300} \right]^2 = \underline{232\,572 \text{ cyklů}},$$

kde $n_N = 10$ - součinitel bezpečnosti k počtu cyklů,

$A = 0,6E + 5 \text{ MPa}$ - charakteristika materiálu,

$n_\sigma = 2$ - součinitel bezpečnosti k napětím,

$t = 20^\circ \text{ C}$ - provozní teplota.

$$(N_{DOV} = 232\,572 \text{ cyklů}) \geq (N = 200\,000 \text{ cyklů}) \Rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Z výsledků vyplývá, že nově navržený tvar bočnice **vyhovuje** i z únavového hlediska a splňuje tedy všechny požadavky.

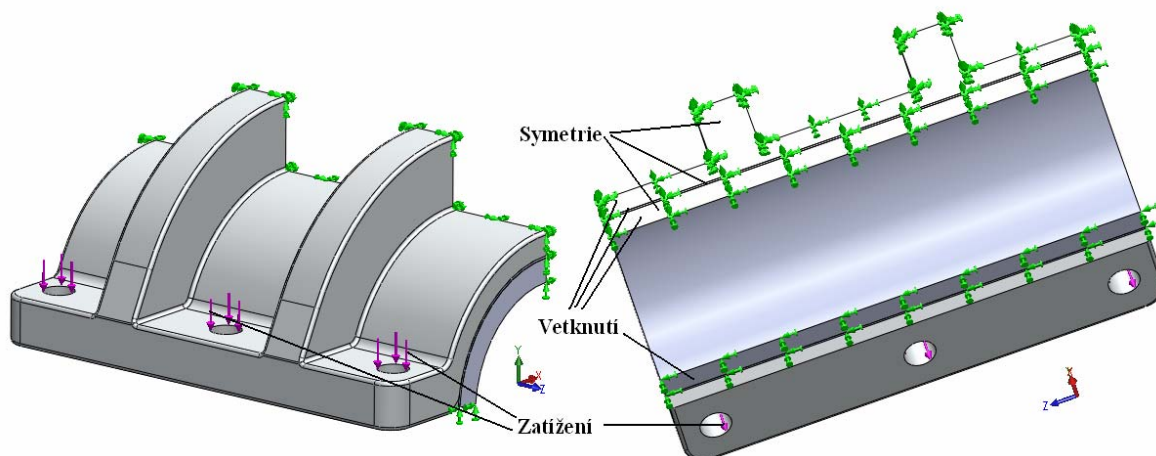
5.2 Spodní část úchytu

5.2.1 Optimalizovaný výpočtový model

Nejvíce namáhaná místa se nachází v okolí děr pro šrouby. Další problematické místo je místech, kde je výpočtový model spodní části úchytu uchycen. Pro zpevnění celé spodní části úchytu jsou navržena dvě výztužná žebra, která vedou napříč celého spodního dílu. Výkres se základními rozměry viz. příloha 2.

5.2.2 Kontrola pevnosti

Symetrie spodní části úchytu umožňuje použít pro výpočet pouze jeho polovinu. Počet elementů se proto sníží a urychlí se výpočet. Výpočtový model je přes pryžovou vložku umístěn na trubku, aby se situace co nejvíce podobala reálnému uchycení. Pryž je zde opět odladěna, aby se chovala reálně. Model spodní části úchytu, část trubky a pryž jsou vetknuty v místě řezu a je zde zadána podmínka symetrie. Část trubky je navíc vetknuta i ve spodní části (Obr. 33). V dírách pro šrouby jsou definované síly od šroubů ($F_s = 3333\text{ N}$).



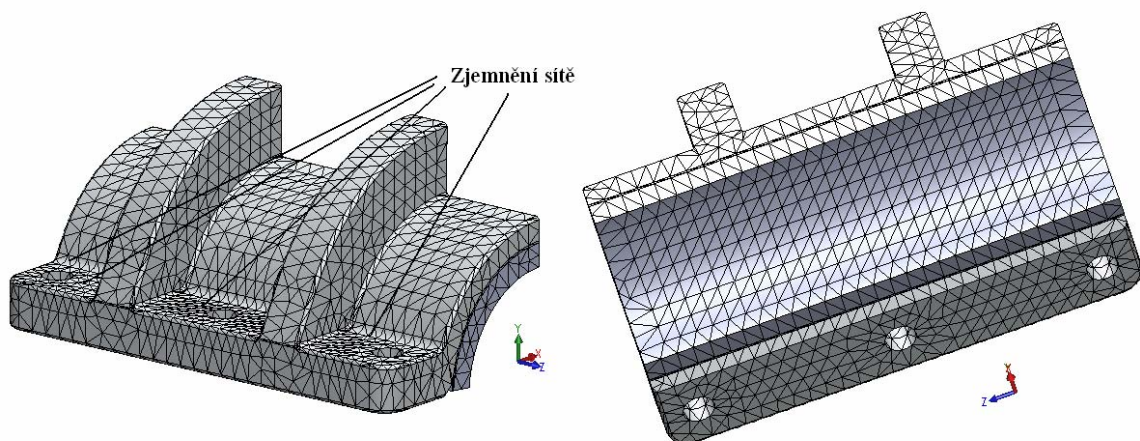
Obr. 33 Místa vetknutí a zatížení optimalizovaného tvaru spodní části úchytu

Tvorba sítě - síť je v okolí děr pro šrouby zjemněna (Obr. 34).

Materiál - spodní část úchytu: tvárnost – von Mises s parametry materiálu viz. Tab. 1.1,

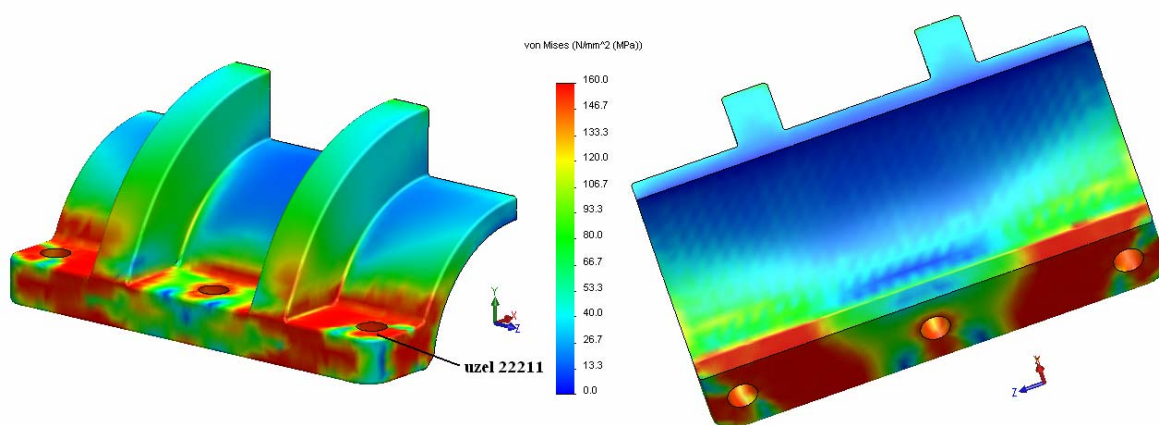
- pryž: lineární elastický izotropní materiál, $E = 3\,000\text{ MPa}$,

- část trubky: lineární elastický izotropní materiál, $E = 206\,000\text{ MPa}$.



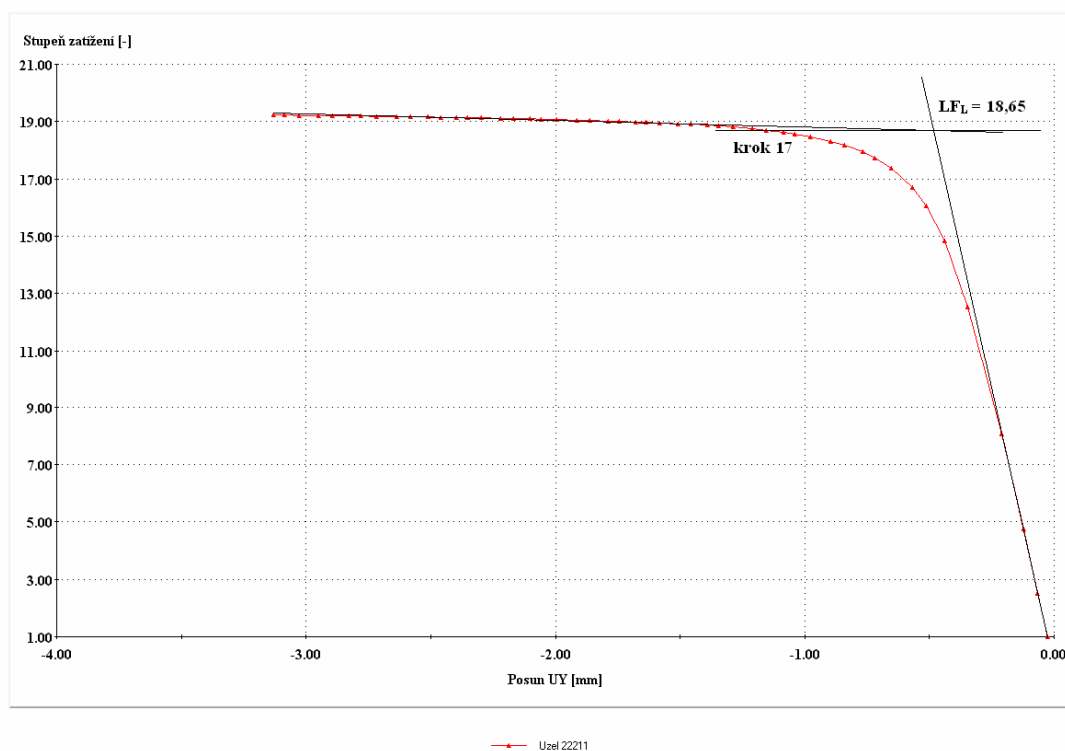
Obr. 34 Navržená síť optimalizovaného výpočtového modelu spodního úchytu

Na obrázku 35 jsou vykreslena napětí v mezním stavu plasticity. Do hodnoty cca. $F = 1,60E + 5 N$ (krok 8) vykazuje model lineární chování. Potom dochází k postupnému poklesu tuhosti zapříčiněné vznikem a růstem plastických kloubů. To se projevuje poklesem směrnice zatěžovací charakteristiky. Při hodnotě síly $F_L = 3,72E + 5 N$ (krok 17) je dosaženo mezního stavu plasticity (Obr. 36). Zvolený uzel zatěžovací křivky (uzel 22211) je znázorněn na obrázku 35.



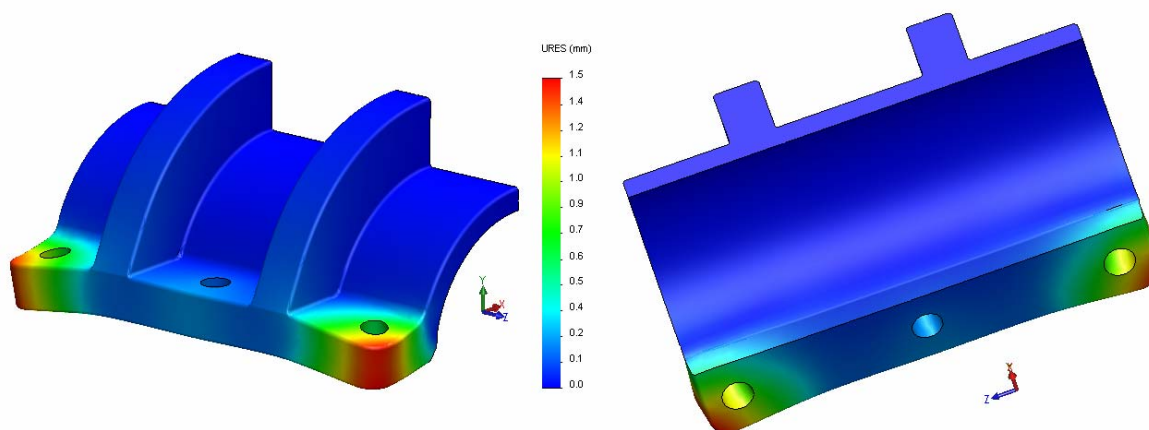
Obr. 35 Rozložení napětí od zatížení

Nelineární analýza - zatěžovací křivka



Obr. 36 Zatěžovací charakteristika

Na (Obr. 37) je uveden zdeformovaný model spodního dílu (10x zvětšené deformace) s vykreslenými celkovými posuvy. Maximální posuv má hodnotu 1,5 mm.



Obr. 37 Celkový posuv od zatížení

Kontrola pevnosti odlitku hliníkové slitiny zatíženého utahovacími silami ve šroubech je provedena dle normy ČSN 690010 [6] a s obecně uznávanými vědeckotechnickými metodami:

$$F_D = \frac{F_L}{n_{TN} \cdot n_S} = \frac{3,72E+5}{5,6 \cdot 6} = \underline{11\,071\,N}, \quad (5-3)$$

kde $F_L = 3,72E+5\,N$ - mezní síla (z výpočtové analýzy),
 $n_{TN} = 5,6$ - odlitek,
 $n_S = 6$ - počet šroubů.

Podmínka pevnosti:

$$(F_S = 3\,333\,N) \leq (F_D = 11\,071\,N) \Rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}}.$$

Z výpočtů vyplývá, že optimalizovaný spodní část úchytu, zatížený utahovacími silami ve šroubech, z hlediska pevnosti **vyhovuje**.

5.3 Horní část úchytu

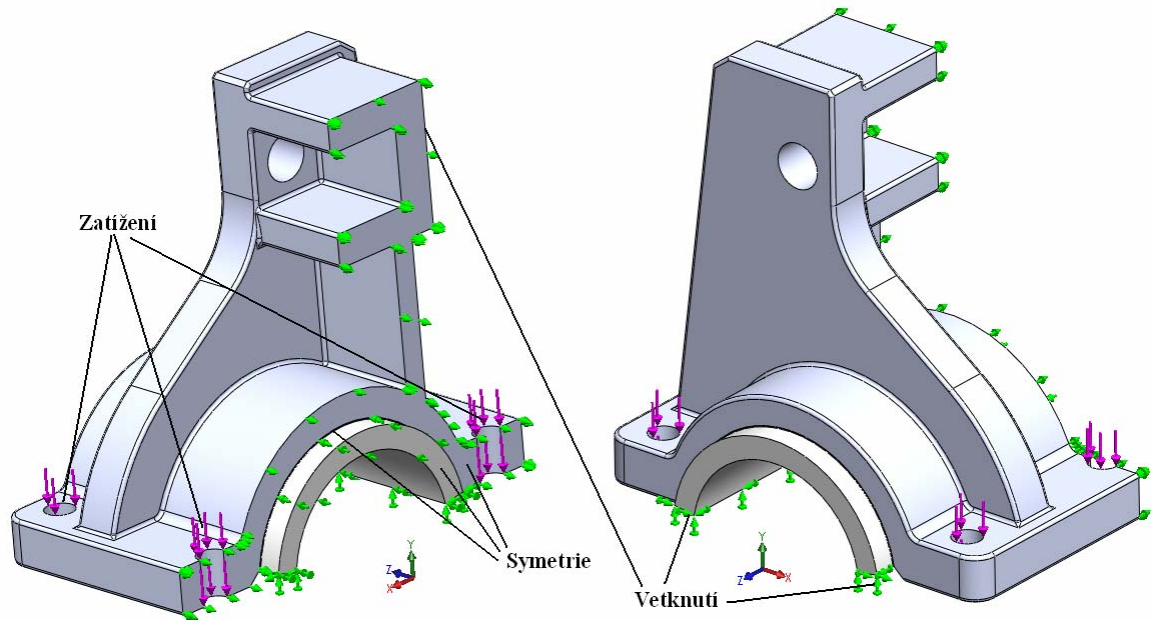
5.3.1 Optimalizovaný výpočtový model

Nový tvar horní části úchytu je navržen na základě přesných požadavků zadavatele. Pro výpočet je uvažován model odlitku a svary jsou zahrnuty až do výpočtů součinitelem druhu svarového spoje (provařený kořen). Tvar a základní rozměry tohoto dílu viz. *příloha 3*.

5.3.2 Kontrola pevnosti – zatížení utahovacími silami ve šroubech

Pevnostní kontrola horní části úchytu je provedena na výpočtovém modelu viz. *příloha 3*. Pro rychlejší výpočet je použita pouze polovina modelu a zadána podmínka symetrie. Výpočtový model je usazen na trubku. Mezi trubkou a výpočtovým modelem je vymodelovaná tenká pryžová vložka. Pryžová vložka slouží ke zvýšení tření mezi horní částí úchytu a trubkou. Ve výpočtu je jí navíc s výhodou využito tím, že není třeba definovat kontakt mezi horním dílem a trubkou, čímž se nelineární výpočet výrazně urychlí. Zatěžující síly od předpětí ve šroubech ($F_S = 3333\,N$) jsou zavedeny na plochy

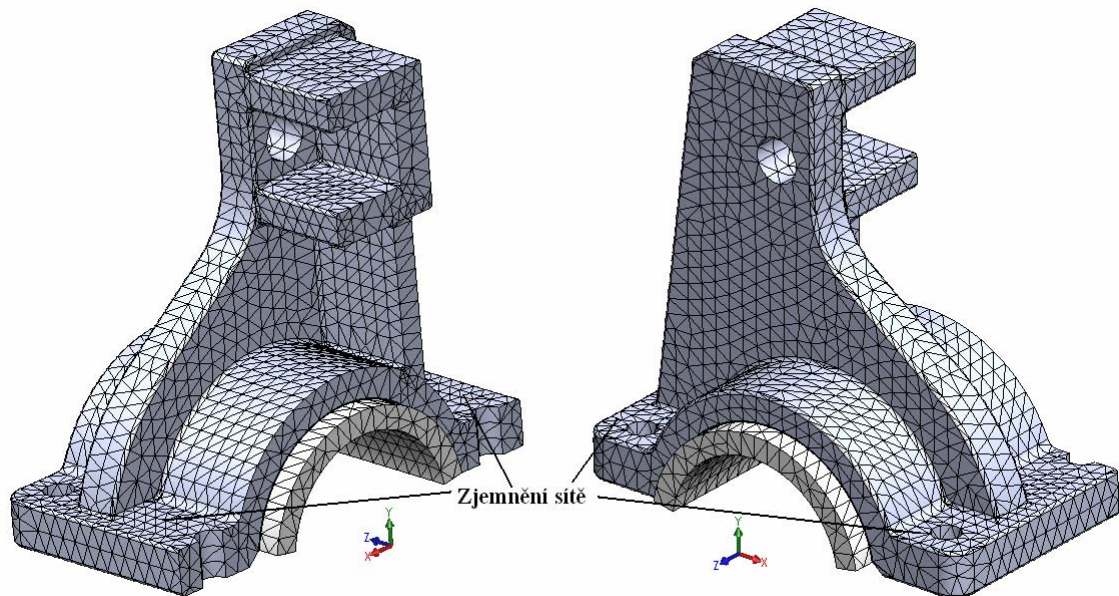
děr. Aby nedocházelo k natáčení úchytu kolem pevně vetknuté trubky, je na zadní vrchní ploše horní části úchytu zamezen pohyb ve směru natáčení (Obr. 38).



Obr. 38 Místa vetknutí a zatížení horní části úchytu

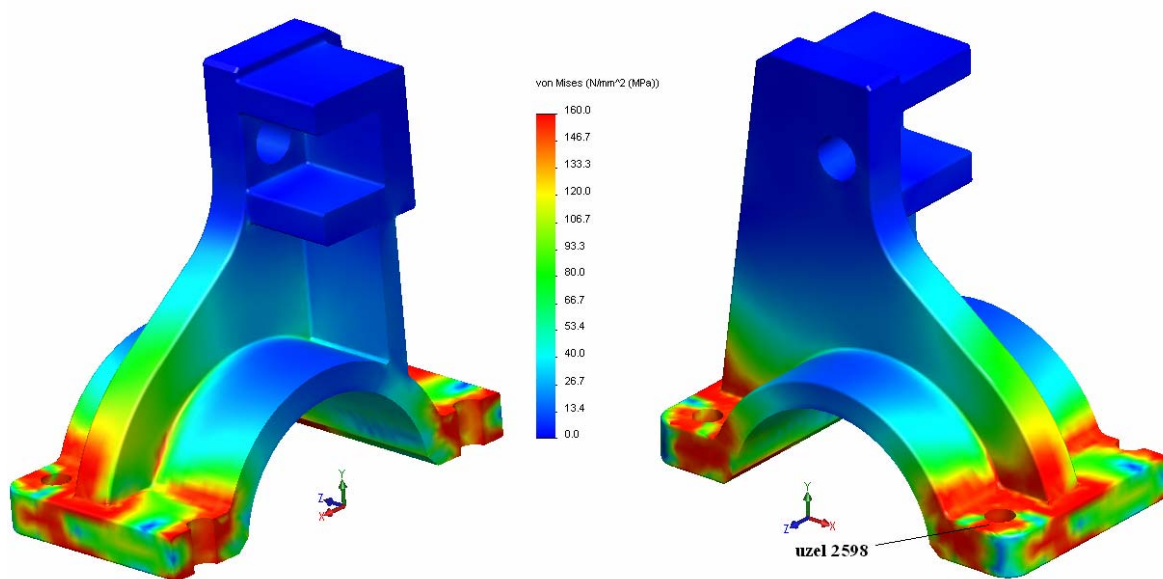
Tvorba sítě - síť je vytvořena automatickým generátorem. V dírách pro šrouby a v jejich okolí je síť zjemněná pro dosažení přesnějších výsledků (Obr. 39).

Materiál - spodní část úchytu: tvárnost – von Mises s parametry materiálu viz. Tab. 1.1,
- pryž: lineární elastický izotropní materiál, $E = 3\,000\text{MPa}$,
- část trubky: lineární elastický izotropní materiál, $E = 206\,000\text{MPa}$.



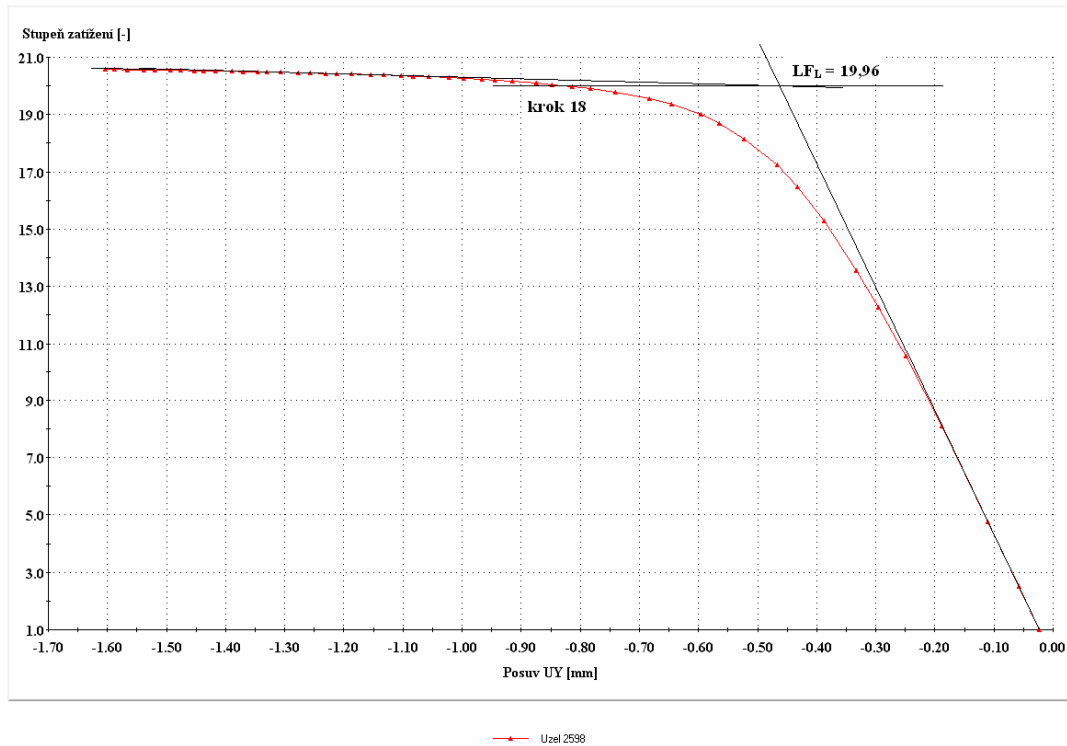
Obr. 39 Navržená síť horního dílu příruby

Do hodnoty přibližně $F = 1,60E + 5 \text{ N}$ (krok 4) vykazuje model lineární chování. Poté dochází k postupnému poklesu tuhosti modelu. Při hodnotě síly $F_L = 3,99E + 5 \text{ N}$ (krok 14) je dosaženo mezního stavu plasticity (Obr. 41). Zvolený uzel zatěžovací křivky (uzel 2598) je vyznačen na obrázku 40 společně s rozložením napětí.



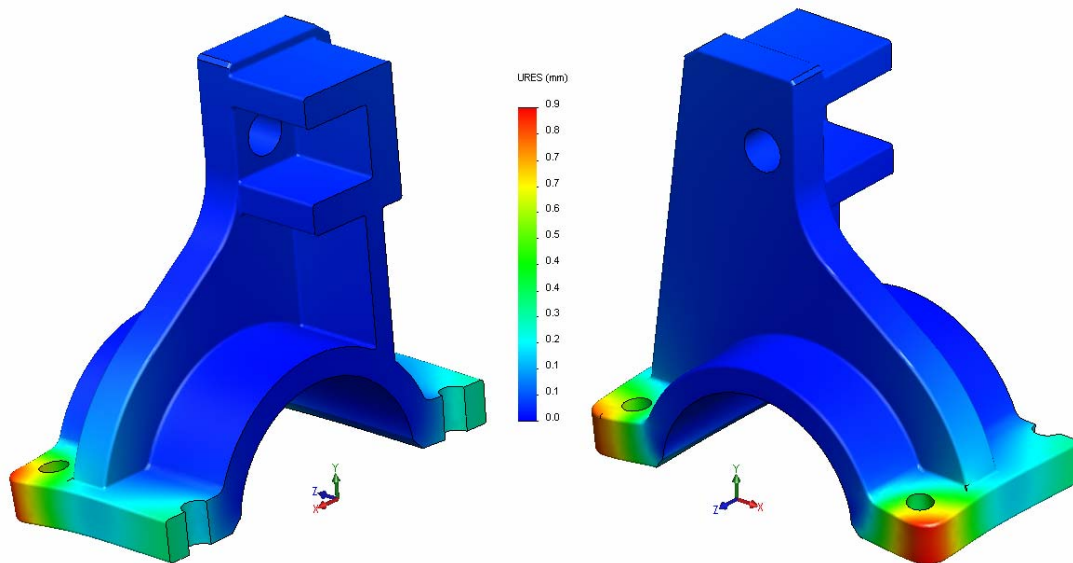
Obr. 40 Rozložení napětí od předpětí šroubů

Nelineární analýza - zatěžovací charakteristika



Obr. 41 Zatěžovací charakteristika

Na (Obr. 42) je uveden zdeformovaný model v mezním stavu plasticity (krok 18) s vykreslenými celkovými posuvy. Pro lepší názornost je deformace 5x zvětšena oproti skutečné. Maximální posuv má hodnotu 0,9 mm.



Obr. 42 Celkový posuv od zatížení

Dovolená síla od zatížení utahovacími silami ve šroubech se vypočte dle normy ČSN 690010 [8] a s obecně uznávanými vědecko-technickými metodami ze vztahu (4-2):

$$F_D = \frac{\phi \cdot F_L}{n_{TN} \cdot n_S} = \frac{0,7 \cdot 3,99E+5}{2,8 \cdot 6} = \underline{16\,625\,N}, \quad (5-4)$$

kde $\phi=0,7$ (svařenec),
 $n_{TN}=5,6$ (odlitek),
 $n_S=6$ (počet šroubů).

Podmínka pevnosti:

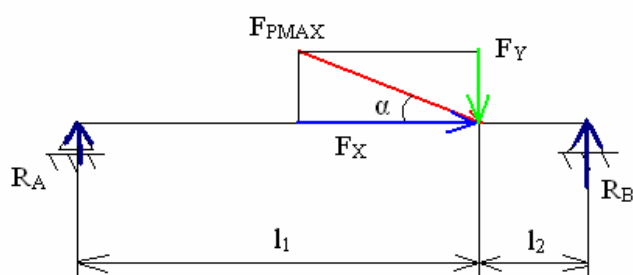
$$F_{P_{MAX}} \leq F_D$$

$$(F_{P_{MAX}} = 7500\,N) \leq (F_D = 16625\,N) \Rightarrow \underline{VYHOVUJE}$$

Z výsledků plyne, že horní část úchyty, zatížená utahovacími silami ve šroubech, z hlediska pevnosti **vyhovuje**.

5.3.3 Kontrola pevnosti – zatížení silou od pružinového válce

Z důvodu vysokých nároků na hardware je výpočet proveden na modelu viz. příloha 3. Je vynechán model jezdce závěsného oka a šroubového hřídele. Proto je nutný přepočítat zatěžující síly působící na závěsná oka jezdce do ploch děr ve vrchní části horního úchyty. Pro působení síly je model zatížen v nejméně příznivé krajní poloze. Přepočítání síly je provedeno následovně:



Obr. 43 Rozklad sil

Výpočet reakcí (Obr. 43):

Zadáno zadavatelem:

$$F_{P_{MAX}} = 7500 \text{ N},$$

$$\alpha = 20^\circ,$$

$$l_1 = 78 \text{ mm},$$

$$l_2 = 32 \text{ mm}.$$

Rozklad síly $F_{P_{MAX}}$ na složky:

$$\sin \alpha = \frac{F_Y}{F_{P_{MAX}}} \Rightarrow F_Y = F_{P_{MAX}} \cdot \sin \alpha = 7500 \cdot \sin 20^\circ = 2565 \text{ N}, \quad (5-5)$$

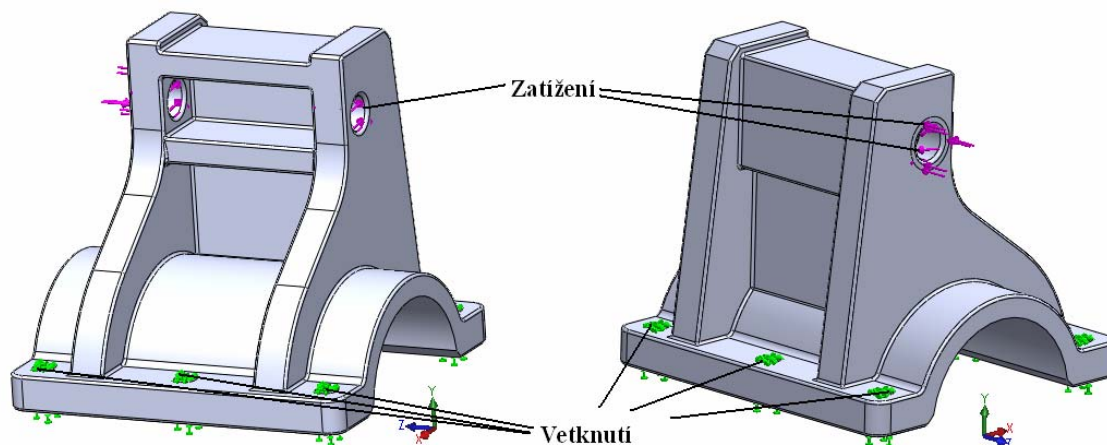
$$\cos \alpha = \frac{F_X}{F_{P_{MAX}}} \Rightarrow F_X = F_{P_{MAX}} \cdot \cos \alpha = 7500 \cdot \cos 20^\circ = \underline{7048 \text{ N}}. \quad (5-6)$$

Výpočet reakcí (momentová rovnováha):

$$F_Y \cdot 32 = R_A \cdot 110 \Rightarrow R_A = \frac{2565 \cdot 32}{110} = \underline{746 \text{ N}}, \quad (5-7)$$

$$F_Y \cdot 78 = R_B \cdot 110 \Rightarrow R_B = \frac{2565 \cdot 78}{110} = \underline{1819 \text{ N}}. \quad (5-8)$$

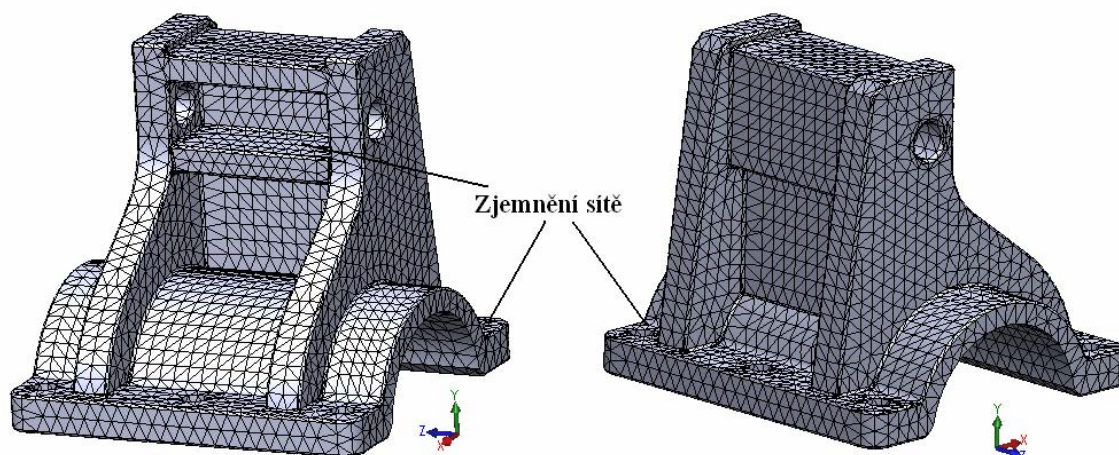
Vypočtené síly (R_A, R_B) jsou zavedeny do ploch děr a síla (F_X) je zavedena na boční plochu, která reprezentuje plochu podložky (Obr. 44). Výpočtový model je uchycen v místě děr pro šrouby. Z důvodu rychlejšího výpočtu je vynechán model trubky s kterou by měl být model horní části úchytu přes pryžovou vložku spojen. V tomto případě zatížení trubku lze vynechat, protože tímhle zjednodušením je výsledek ovlivněn minimálně.



Obr. 44 Místa vetknutí a zatížení silou od pružinového válce

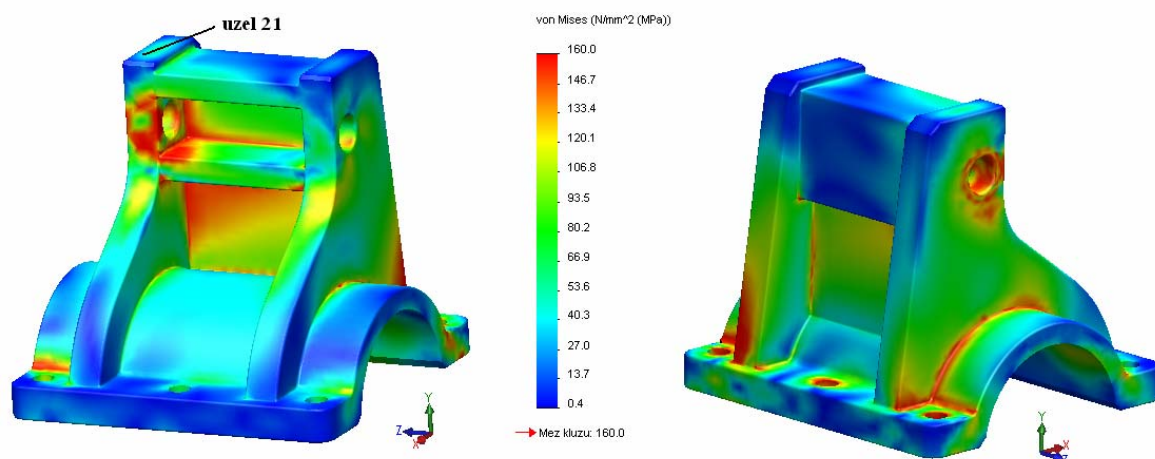
Tvorba sítě - síť je vytvořena automatickým generátorem s nastavením jemnější sítě v předpokládaných místech největšího namáhání (Obr. 45).

Materiál - tvárnost – von Mises s parametry materiálu viz. Tab. 1.1.



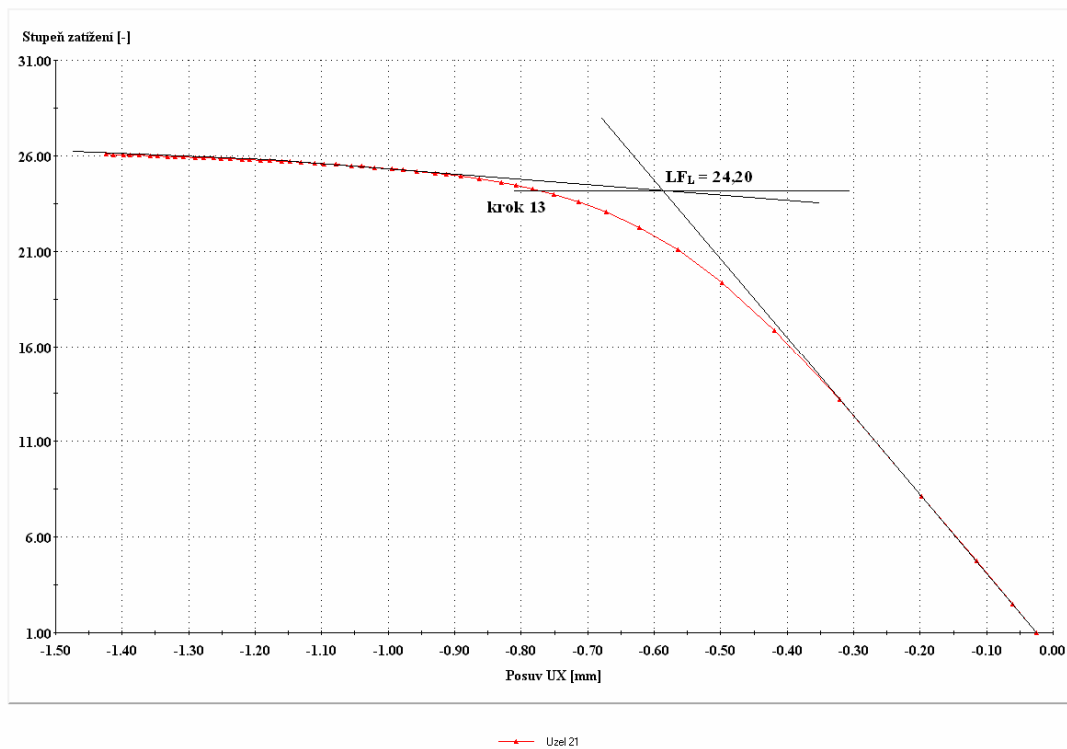
Obr. 45 Navržená síť horní části úchytu

Ze zatěžovací charakteristiky výpočtového modelu (Obr. 47), vyjadřující nelineární závislost síly od pružinového válce na posuvu vybraného bodu (uzlu), je zřejmé, že model vykazuje přibližně do hodnoty $F = 9,82E + 4 \text{ N}$ (krok 5) lineární chování. Poté dochází k poklesu směrnice zatěžovací charakteristiky zapříčiněné vznikem a růstem plastických kloubů. Mezního stavu plasticity je dosaženo při síle $F_L = 1,81E + 5 \text{ N}$ (krok 13). Na obrázku 46 je uveden výpočtový model v mezním stavu plasticity s vykresleným rozložením napětí.



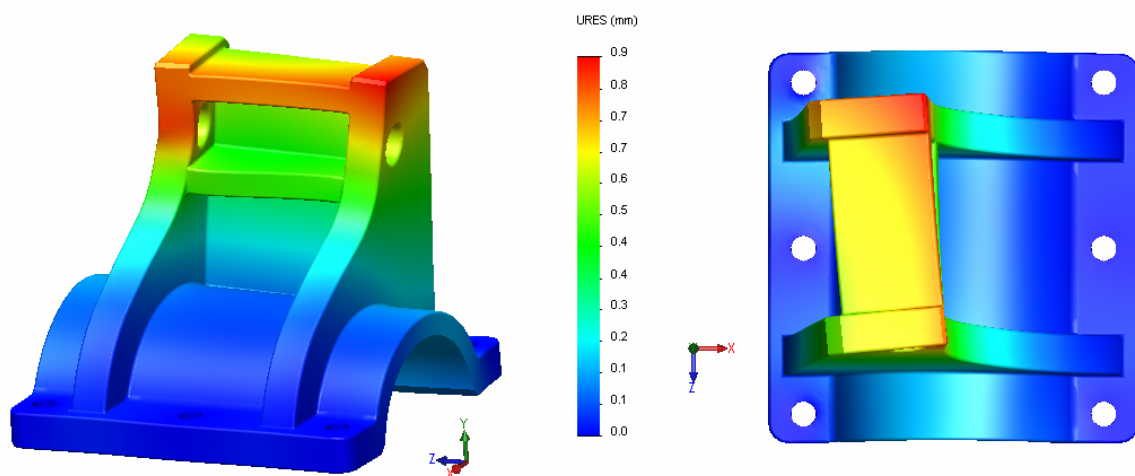
Obr. 46 Rozložení napětí od zatěžovací síly pružinového válce

Nelineární analýza - zatěžovací křivka



Obr. 47 Zatěžovací charakteristika – síla od pružinového válce

Pro lepší představivost je deformace modelu 15x zvětšena a zobrazena na obrázku 48. Vykreslené posuvy odpovídají modelu v mezním stavu plasticity. Maximální posuv má hodnotu 0,9 mm.



Obr. 48 Celkový posuv od zatížení

Dovolená síla od pružinového válce se vypočte dle normy ČSN 690010 [8] a s obecně uznávanými vědecko-technickými metodami ze vztahu:

$$F_D = \frac{\phi \cdot F_L}{n_{TN}} = \frac{0,7 \cdot 1,81E + 5}{2,8} = \underline{45\,250\,N}, \quad (5-9)$$

kde $F_L = 1,81E + 5$ - mezní (limitní) síla,
 $n_{TN} = 2,8$ - součinitel bezpečnosti k mezi kluzu (svařenec),
 $\phi = 0,7$ - součinitel svarových spojů.

Podmínka pevnosti:

$$(F_{P_{MAX}} = \underline{7\,500\,N}) \leq (F_D = \underline{45\,250\,N}) \Rightarrow \underline{VYHOVUJE}$$

Z výsledků je patrné, že horní část úchytu, zatíženého maximální silou od pružinového válce, pevnostní kontrole vyhovuje.

5.3.4 Kontrola únavy

Pro kontrolu únavy materiálu musíme nejprve stanovit velikost maximální amplituda napětí (σ_A). Protože se jedná o svařovaný díl, kde svary byly ve výpočtovém modelu zanedbány, jsou svarové spoje zohledněny ve výpočtu součinitelem druhu svarového spoje.

Maximální amplituda napětí:

$$\sigma_A = \eta \cdot \sigma_D \cdot \frac{\xi}{2} \cdot \frac{\Delta F}{F_D} = 3 \cdot 57,2 \cdot \frac{1,2}{2} \cdot \frac{2 \cdot 7\,500}{45\,250} = \underline{31,1\,MPa}, \quad (5-10)$$

kde $\eta = 3$ - součinitel místních napětí,
 $\xi = 1,2$ - součinitel druhu svarového spoje (provařený kořen),
 $\Delta F = 2 \cdot F_{P_{MAX}} = 7\,500\,N$ - rozkmit (konzervativní hodnota).

Dle normy ČSN EN 1706 [6] a použití Wöhlerovy křivky slitiny hliníku LM25-T6 (Obr. 9) je pro výrobcem zadaný počet cyklů ($2E + 5$ cyklů) stanovena mez únavy slitiny hliníku (424331.70) lité do pískové formy $\sigma_c = 80\,MPa$ (viz. kapitola 4.3 *Kontrola únavy*).

Požadovaný počet cyklů spadá již do vysokocyklové únavy (viz. kapitola 4.3 *Kontrola únavy*). Podmínka vysokocyklové únavy má tvar:

$$\left(\sigma_A = \underline{31,1 \text{ MPa}}\right) < \left(\frac{\sigma_C}{n_\sigma} = \frac{80}{2} = \underline{40 \text{ MPa}}\right) \Rightarrow \underline{\text{VYHOVUJE}},$$

kde $n_\sigma = 2$ - součinitel bezpečnosti k napětím [6].

Z výsledků vyplývá, že horní část úchytu, zatíženy silami od pružinového válce, **vyhovuje** i z únavového hlediska a splňuje tedy všechny požadavky.

ZÁVĚR

Úkolem této práce je kontrola stávajícího řešení vybraných částí výdejního ramene pohonných hmot. V případě, že dané díly nevyhovují pevnostním nebo únavovým podmínkám, je třeba provést jejich optimalizaci. Jedná se o bočnici (plynová páka), spodní část úchyty a horní část úchyty výdejního ramene pohonných hmot.

Bočnice je namáhaná cyklicky silou od pružinového válce. Kromě kontroly pevnosti byla tedy nutná i kontrola na únavu. Z hlediska pevnosti bočnice vyhovovala, ale z hlediska únavy nevydržela ani polovinu požadujících cyklů ($2E+5$ cyklů). Bylo tedy nutné tento díl optimalizovat.

Spodní část úchyty je zatížená staticky utahovacími silami ve šroubech. To si vyžádalo pouze kontrolu pevnosti. Vzhledem ke skutečnosti, že hodnota vypočtené dovolené síly byla těsně pod hodnotou zatěžující síly, bylo nutné i tento díl optimalizovat.

U horní části úchyty došlo po utahení šroubů spoje k pevnostnímu lomu. Z fotografie prasklého dílce (Obr. 1) je patrné, že v místě iniciace lomu jsou svislé výztuhy poměrně subtilní a navíc *oslabeny výrazným vrubem*. Opět byla nutná tvarová optimalizace dílce.

Pro nově navržené tvary bylo nutné dodržet technologické a rozměrové požadavky, tzn. svařování, odlévání, konkrétní rozměry. Optimalizovaný tvar bočnice se liší oproti původnímu tvaru ve změně počtu a průměru děr pro šrouby. Původní obrys bočnice je zachován. Po těchto úpravách bočnice vyhovuje z hlediska pevnosti i únavy.

U optimalizovaného tvaru spodní části úchyty jsou navržena výztužná žebra, která, jak je patrné z provedených analýz, problémová místa dostatečně vyztužila. Takto upravená spodní část úchyty z hlediska pevnosti již vyhovuje.

Horní část úchyty je zatížena utahovacími silami ve šroubech a zároveň silou od pružinového válce. Je známou skutečností, že v nelineární oblasti neplatí zákon superpozice. Vzhledem k tomu, že maximální účinky od daných zatížení se nekonzentrují ve stejném místě (zatížení utahovacími silami ve šroubech a zatížení silou od pružinového

válce), a vzájemně se tedy příliš neovlivňují, jsou analyzovány a vyhodnoceny tyto účinky samostatně. Výsledný optimalizovaný tvar vyhovuje v obou případech zatížení s dostatečnou rezervou pevnostní podmínce a v případě zatížení silou od pružinového válce vyhovuje i na vysokocyklovou únavu. Lze konstatovat, že optimalizovaná horní část úchytu z hlediska pevnosti a únavy pro kombinované zatížení vyhovuje.

Vytvořením této práce jsem se naučil ovládat a především používat programy SolidWorks a CosmosWorks. Na základě vytváření analýz pod dozorem vedoucího diplomové práce, který má bohaté praktické zkušenosti v této oblasti, jsem získal zkušenosti aplikace MKP v praxi.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] FEM Computer program *CosmosWorks 2008 Advanced Professional*. SolidWorks Corporation.
- [2] SERVÍT,R., DRAHOŇOVSKÝ,Z., ŠEJNOHA,J.,KUFNER,V. *Teorie pružnosti a plasticity I,II*. SNTL Praha, 1984.
- [3] ZIENKIEWICZ,O.C. *The Finite Element Method in Engineering Science*. N.Y.,London, McGraw Hill, 1971.
- [4] HORYL, P. Inženýrské základy MKP. Studijní materiál.
- [5] Höschl Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1971. 376 s. ISBN 04-021-71.
- [6] ČSN EN 1706. *Hliník a slitiny hliníku*. Odlitky.
- [7] FRANTIŠEK DRASTÍK A KOLEKTIV. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. MONTANEX, 1995, ISBN 80-85780-22-4.
- [8] ČSN 690010. *Tlakové nádoby stabilní*. Technická pravidla. Praha, 1988-1991.

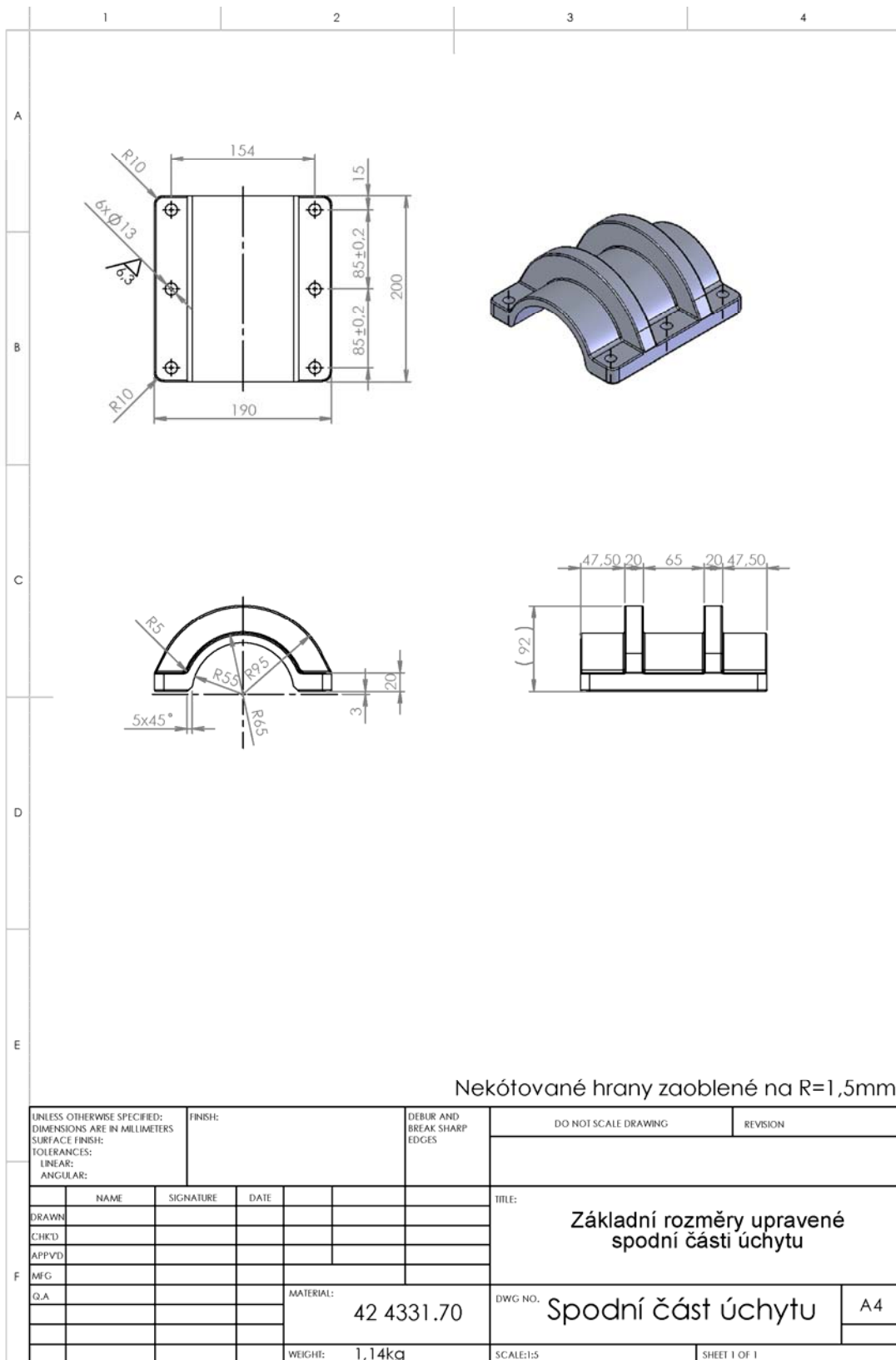
PŘÍLOHY

Seznam příloh

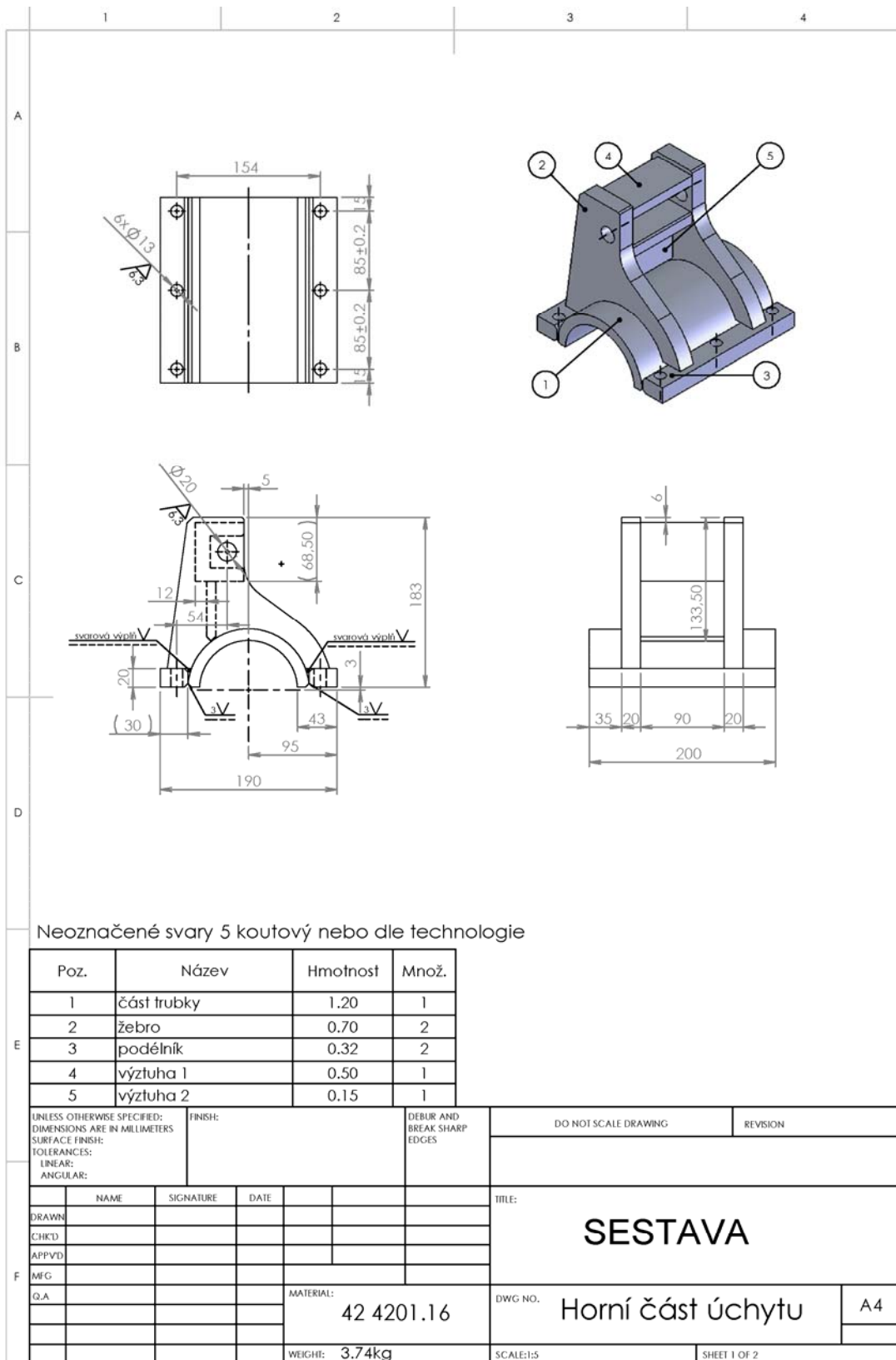
Příloha 1: Základní rozměry optimalizovaného tvaru bočnice

Příloha 2: Základní rozměry optimalizovaného tvaru spodní části úchyty

Příloha 3: Základní rozměry optimalizovaného tvaru horní části úchyty



Příloha 2: Základní rozměry optimalizovaného tvaru spodní části úchytu



Příloha 3: Základní rozměry optimalizovaného tvaru horní části úchyty – sestava

