

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojírenství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Úprava hydraulického lisu na jednoúčelové zkušební zařízení  
pro hluboké tažení plechu

Autor: **Bc. Martin HABRMAN**

Vedoucí práce: **Ing. Václav KUBEC, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Martin HABRMAN

Osobní číslo: S15N0070P

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

Název tématu: Úprava hydraulického lisu na jednoúčelové zkušební zařízení pro hluboké tažení plechu

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:

Cílem práce je řešit konstrukční návrhy úpravy konstrukce hydraulického lisu při využití stávající konstrukce. Funkce jednoúčelového zařízení: hlavní pracovní válec, přidržovač, maximální přístup do pracovního prostoru (použití videoextenzometrů, použití klimatických komor), univerzální uchycení činných částí (umožnit výměnu činných částí).

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Analýza stávajícího stavu
2. Návrh možných konstrukčních variant a výběr optimálního řešení
3. Vypracování konstrukčního návrhu úpravy
4. Vypracování výkresové dokumentace v určeném rozsahu
5. Komplexní zhodnocení konstrukce

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 Obecné strojní části 1.*  
Praha: Computer Press: ISBN 80-7226-055-3, 1999

ČECHURA, M., STANĚK, J. *Tvářecí stroje hydraulické lisy.* Plzeň: ZČU: ISBN  
80-7082-480-8, 1999

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Václav Kubec, Ph.D.

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: Ing. Danuše Jánská

COMTES FHT a.s.

Datum zadání diplomové práce: 19. září 2016

Termín odevzdání diplomové práce: 2. června 2017



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

## **Poděkování**

Při této příležitosti bych chtěl poděkovat Ing. Václavu Kubcovi, Ph.D., vedoucímu mé diplomové práce, za trpělivost, cenné připomínky a rady, které mi v průběhu práce ochotně poskytl. Rovněž bych chtěl poděkovat všem, kteří mi radou a cennými zkušenostmi umožnili dokončit tuto práci.

## 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 BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Habrman	Jméno Martin	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec, Ph.D.	Jméno Václav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Úprava hydraulického lisu na jednoúčelové zkušební zařízení pro hluboké tažení plechu		

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	107	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	99	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	8
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce obsahuje stručný popis tažení plechů, uvedení jednotlivých parametrů a druhy vad. V další části jsou popsány druhy zkoušek od základních až po složitější. Uvedeny jsou limitní diagramy, deformační sítě a způsoby měření deformace na povrchu materiálu. Byla provedena analýza stávajícího stavu stroje. Po jejím vyhodnocení stávající konstrukce jsou vypracovány varianty řešení, porovnání variant v technickoekonomickém hodnocení. Finální varianta je částečně upravena a optimalizovaná podle důležitých parametrů. Dále jsou představeny způsoby modifikace finální varianty.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Hydraulický lis, tažení plechů, limitní diagram, měřicí systém Aramis, návrh variant, technickoekonomické hodnocení</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTOR</b>	Surname Habrman	Name Martin	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec, Ph.D.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>Diploma</b>	<b>Bachelor</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Modification of the hydraulic press to the dedicated testing equipment for deep drawing of the sheet		

<b>Faculty</b>	Mechanical Engineering	<b>Department</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	107	<b>TEXT PART</b>	99	<b>GRAPHICAL PART</b>	8
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma thesis contains a brief description of sheet metal drawing, a specification of individual parameters and types of defects. Next parts describe the types of tests of sheets from basic to difficult. Here are presented forming limit diagrams, deformed networks, and methods for measuring deformation on the surface of the material. Performing an analysis of the current state of the machine. After the evaluation of the existing design, the solutions are developed, comparison of variants are in total evaluation. The final version is partially modified and optimized according to important parameters. In addition, the final variation's ways of modifying are presented.
<b>KEY WORDS</b>	Hydraulic press, sheet metal drawing, forming limit diagrams, measuring system Aramis, design variants, total evaluation

# Obsah

<b>Seznam použitých zkratk</b> .....	<b>6</b>
<b>Seznam použitých symbolů</b> .....	<b>7</b>
<b>1 Úvod</b> .....	<b>8</b>
1.1 Specifikace zadání .....	9
<b>2 Tváření</b> .....	<b>10</b>
2.1 Tažení .....	10
2.2 Tažení plechů .....	11
2.3 Tažení rotačně symetrických výtažků .....	11
2.3.1 Základní parametry .....	12
2.3.2 Ztráta stability procesu [1] .....	13
2.3.3 Deformační síť .....	13
2.3.4 Tribologický systém.....	14
2.3.5 Tažná síla .....	15
2.3.6 Tažná práce .....	16
2.3.7 Rychlost tažení.....	16
2.3.8 Vůle mezi tažníkem a tažnicí.....	16
2.3.9 Poloměr zaoblení tažnice .....	17
2.3.10 Druhy vad.....	17
2.4 Tažení hranatých výtažků.....	18
2.5 Tažení nepravidelných výtažků.....	18
2.6 Zkoušky plechu.....	19
2.6.1 Zkouška hloubením podle Erichsena.....	19
2.6.2 Zkouška hlubokým tahem a přetržením podle Gross – Engelharta.....	20
2.6.3 Kuželová zkouška Fukui – ho.....	20
2.6.4 Kalíšková zkouška.....	20
2.6.5 Zkouška rozšiřování otvoru podle Siebela a Pompa .....	20
2.6.6 Ostatní zkoušky.....	21
<b>3 Limitní digramy</b> .....	<b>22</b>
3.1 Keeler-Goodwinov diagram mezní tvářitelnosti .....	22
3.2 Stanovení limitního diagramu .....	23
3.2.1 Křivka mezní tvářitelnosti.....	23
3.3 Měření FLC .....	23
3.3.1 Analýza vadných součástí v lisovně .....	24
3.3.2 Měření za definovaných laboratorních podmínek .....	24
3.4 Druhy zkoušek.....	26
3.4.1 Zkouška podle Nakajimy .....	26
3.4.2 Zkouška podle Marciniaka.....	26
3.4.3 Analýza deformačního profilu a měření párů $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ .....	27
3.5 Deformační síť .....	28



3.5.1	Pravidelné obrazce.....	28
3.5.2	Stochastické (tečkové) obrazce.....	29
3.5.3	Manuální měření .....	29
3.5.4	Automatické měření .....	29
3.5.5	ASAME Technology .....	30
3.5.6	Sobriety s.r.o. ....	30
3.5.7	GOM .....	31
3.6	Aramis.....	32
3.6.1	Základní rozdělení systémů.....	32
3.6.2	Princip činnosti .....	32
3.6.3	Nastavení kamer .....	33
3.6.4	Zrcadla .....	34
3.6.5	Osvětlení .....	34
3.6.6	Uložení kamery .....	34
<b>4</b>	<b>Analýza současného stavu .....</b>	<b>35</b>
4.1	Orgánová struktura současného stavu .....	35
4.2	Analýza rámu .....	36
<b>5</b>	<b>Návrh variant .....</b>	<b>37</b>
5.1	Strategie návrhu .....	37
5.1.1	Přípravek.....	37
5.1.2	Přidržovač .....	38
5.1.3	Zpětná síla .....	38
5.2	Varianta A.....	39
5.3	Varianta B.....	42
5.4	Varianta C .....	44
5.5	Varianta D .....	46
5.6	Varianta E.....	48
5.7	Technicko – ekonomické hodnocení.....	50
5.7.1	Technická kritéria .....	50
5.7.2	Ekonomická kritéria .....	51
5.8	Vyhodnocení .....	51
<b>6</b>	<b>Finální varianta.....</b>	<b>52</b>
6.1	Výpočet hlavní částí stroje .....	52
6.2	Pracovní válec a přidržovač.....	52
6.2.1	Rám, upínací deska a tažnice .....	52
6.2.2	Dorazy.....	53
6.3	Záznam pracovní a přidržovací síly .....	53
6.3.1	Tenzometr .....	53
6.3.2	Siloměr .....	54
6.4	Výměna aktivních částí.....	55
6.4.1	Výměna aktivních částí – tažnice .....	55
6.4.2	Výměna aktivních částí tažníku .....	55

<b>7 Závěr .....</b>	<b>56</b>
<b>8 Bibliografie .....</b>	<b>57</b>

## Seznam příloh

Příloha č. 1 - Výpočet stávajícího rámu
Příloha č. 2 - Závislost vnějšího průměru válce na tlaku
Příloha č. 3 - Výpočet pracovního válce
Příloha č. 4 - Výpočet přidržovače
Příloha č. 5 - Výpočet nového rámu
Příloha č. 6 - Výpočet dorazů

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Rozměry vzorku a výtažku .....	9
Obr. 2 - Princip tažení s přidržovačem a mechanická schémata deformace .....	11
Obr. 3 - Zvlnění plechu a trojúhelníková plocha mezi obdélníky kruhového polotovaru .....	12
Obr. 4 - Deformace sítě při tažení rotačního výtažku .....	14
Obr. 5 - Stanovení tribologického systému pro tažení plechů na jednotlivých modelech .....	15
Obr. 6 - Vliv poloměru zaoblení tažnice .....	17
Obr. 7 - Nejčastější vady výtažku [8] .....	17
Obr. 8 - Tažení hranatých výtažků, včetně schématu napjatosti .....	18
Obr. 9 - Způsoby změny toku materiálu pod přidržovačem .....	19
Obr. 10 - Schéma zkoušky hloubením podle Erichsena .....	19
Obr. 11 - Uspořádání zkoušky podle Fukui – ho .....	20
Obr. 12 - Uspořádání zkoušky podle Siebela a Pompa .....	20
Obr. 13 - Keeler - Godwinův diagram .....	22
Obr. 14 - Typické deformační stavy při plošném tváření .....	23
Obr. 15 - Geometrie zkušebního tělesa (tvar kosti psa) .....	24
Obr. 16 - Orientace dřívku ke směru válcování .....	25
Obr. 17 - Přidržovač výstřižku s výřezem .....	25
Obr. 18 - Znázornění průřezu nástroje použitého pro zkoušku podle Nakajimy .....	26
Obr. 19 - Znázornění průřezu nástroje používaného při zkoušení podle Marciniaka .....	26
Obr. 20 - Nárazník vozu Škoda-Octavia potisknut čtvercovou sítí [4] .....	28
Obr. 21 - Blatník vozu Škoda 1000 MB potisknut kruhovou sítí [4] .....	28
Obr. 22 - Deformace kruhového prvku .....	28

Obr. 23 - Mylar páska.....	29
Obr. 24 - GPA-100 Mode [14].....	30
Obr. 25 - ASAME Target Model [15].....	30
Obr. 26 - Mercury RT [17] .....	30
Obr. 27 - Pontus [18].....	31
Obr. 28 - Argus 5M [18].....	31
Obr. 29 - Tritop Def [18] .....	31
Obr. 30 - Aramis [18].....	32
Obr. 31 - Stochastický vzorek [21].....	33
Obr. 32 - Rovinné měření posunutí bodu.....	33
Obr. 33 - Nastavení kamer .....	33
Obr. 34 - Uložení kamer .....	34
Obr. 35 - Detail uložení kamer.....	34
Obr. 36 - Orgánová struktura.....	35
Obr. 37 - Celkové posunutí .....	36
Obr. 38 - Celkové napětí, zobrazeno od 150 MPa, dle HMM .....	36
Obr. 39 - Základní schéma přípravku .....	37
Obr. 40 - Zakládání polotovaru a vyjímání výtazku.....	38
Obr. 41 - Princip varianty A .....	39
Obr. 42 - 3D model varianty A, včetně řezu.....	40
Obr. 43 - Plunžr a naklápací trn.....	40
Obr. 44 - Zpětné válce.....	40
Obr. 45 - Nastavení měřicího systému .....	41
Obr. 46 - Umístění nádrže .....	41
Obr. 47 - Princip varianty B .....	42
Obr. 48 - 3D model varianty B, včetně řezu.....	42
Obr. 49 - Umístění pohonu .....	43
Obr. 50 - Umístění měřicího systému .....	43
Obr. 51 - Princip varianty C .....	44
Obr. 52 - 3D model varianty C, včetně řezu.....	45
Obr. 53 - Přidržovač .....	45
Obr. 55 - Umístění měřicího systému .....	45
Obr. 54 - Zpětný válec.....	45
Obr. 56 - Pohled seshora na stroj.....	45
Obr. 57 - Princip varianty D .....	46
Obr. 58 - 3D model varianty D, včetně řezu.....	47

Obr. 59 - Přidržovač .....	47
Obr. 60 - Přidržovač .....	47
Obr. 61 - Měřicí systém.....	47
Obr. 62 - Princip varianty E .....	48
Obr. 63 - 3D model varianty E, včetně řezu.....	48
Obr. 64 - Nádrž .....	49
Obr. 65 - Pracovní prostor .....	49
Obr. 66 - Uložení tažníku .....	49
Obr. 67 - Předpínání .....	49
Obr. 68 - Měřicí systém.....	49
Obr. 69 - Posunutí v ose Z .....	53
Obr. 70 - Průběh napětí, dle HMM .....	53
Obr. 71 - Posunutí dorazu .....	53
Obr. 72 - Napětí v dorazu dle HMM .....	53
Obr. 73 - Drátkový tenzometr .....	54
Obr. 74 - Umístění siloměru .....	54
Obr. 75 - Výměna aktivních částí tažnice .....	55
Obr. 76 - Výměna aktivních částí tažníku .....	55

## Seznam tabulek

Tab. 1 - Přehled základních operací tažení [3] .....	10
Tab. 2 - Dovolený stupeň deformace $E$ [%] [2] .....	12
Tab. 3 - Hodnoty součinitele $K_s$ [2].....	15
Tab. 4 - Tlak přidržovače $p_{př}$ [MPa] [2].....	16
Tab. 5 - Hodnoty rychlosti tažení [2] .....	16
Tab. 6 - Technická kritéria .....	50
Tab. 7 - Ekonomická kritéria.....	51
Tab. 8 - Pořadí variant.....	51

## Seznam použitých zkratk

<b>Zkratka</b>	<b>Název</b>
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
FST	Fakulta strojní
KKS	Katedra konstruování strojů
atd.	a tak dále
tj.	to je, to jest
např.	například
CAD	Computer-aided design (Počítačem podporované navrhování)
3D	Trojdimenzionální, trojrozměrný
ISO	International Organization for Standardization (Mezinárodní organizace pro normalizaci)
EN	Evropská norma
ČSN	Česká technická norma
DIN	Deutsche Industrie-Norm (Německá národní norma)
FLC	Forming limit curves (Křivka mezní tvářitelnosti)
FLD	Forming limit diagram (Diagram mezní tvářitelnosti)
MKP	Metoda konečných prvků

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
F	Tažná síla	[kN]
$F_{př}$	Přidržovací síla	[kN]
v	Rychlost tažení	[mm * s <sup>-1</sup> ]
E	Deformace	[-], [%]
$V_{přet}$	Přetvárný objem	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{def}$	Deformovaný objem mezikruží plechů	[mm <sup>3</sup> ]
t	Tloušťka taženého plechu	[mm]
D	Průměr vzorku	[mm]
d	Průměr výtažku	[mm]
m	Součinitel tažení	[-]
$d_i$	Průměr výtažku při <i>i</i> tahu	[mm]
k	Stupeň tažení	[-]
$V_{vzorek}$	Objem vzorku	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{výtažek}$	Objem výtažku	[mm <sup>3</sup> ]
$k_s$	Součinitel tažné síly	[-]
$S_{stěny\ výtažku}$	Plocha průřezu stěnou výtažku	[mm <sup>2</sup> ]
$R_m$	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$d_s$	Střední průměr výtažku	[mm]
$S_{př}$	Plocha pod přidržovačem	[mm <sup>2</sup> ]
$p_{př}$	Měrný tlak přidržovače	[MPa]
$F_{celk}$	Celková tažná síla	[kN]
A	Tažná práce	[W]
h	Hloubka tažení	[mm]
R	Poloměr zaoblení	[mm]
$R_{pr}$	Poloměr zaoblení tažnice	[mm]
T	Míra hlubokotažnosti podle Gross - Engelhart	[%]
K	Hodnota stupně tažení podle při kalíškovací zkoušce	[-]
r	Hodnota rozšíření podle zkoušky Siebela a Pompa	[%]
g	Míra vhodnosti hlubokotažnosti plechu podle Siebela a Pompa	[-]
$\varphi_1$	Skutečná (logaritmická) deformace v hlavním směru napětí	[-], [%]
$\varphi_2$	Skutečná (logaritmická) deformace ve vedlejším směru napětí	[-], [%]
$\varepsilon_1$	Poměrná (technologická) deformace v hlavním směru napětí	[-]
$\varepsilon_2$	Poměrná (technologická) deformace ve vedlejším směru napětí	[-]
$F_{zp}$	Zpětná síla	[kN]

# 1 Úvod

V diplomové práci se budu zabývat přestavbou hydraulického lisu na jednoúčelové zkušební zařízení. Na nově navrženém zařízení se budou provádět zkoušky hlubokotažnosti plechů. Ze specifikace zadání vyplývá i jediný způsob využívání zařízení. Stávající stroj byl konstruován pro univerzální použití a důvod k přestavbě je, že v současné době není stroj plně funkční. Maximální síly stroj již nedosahuje vlivem poruchy pohonu. Zpětné válce nejsou schopny zvednout pracovní plunžr do horní úvratě. Některá těsnění v hydraulickém obvodu již úplně netěsní a dochází k částečnému úniku hydraulické kapaliny.

V první části práce se zaměřím na problematiku spojenou s procesem tažení plechů. V rešerši se budu zabývat rozdělením, parametry a vady vzniklémi při tažení. Dále se budu věnovat metodám zkoušení plechů, jaké jsou vlastnosti zkoušek a co o měřeném vzorku vypovídají.

Po vypracování a zhodnocení problematiky tažení se budu zabývat limitními diagramy. Představím, jakou mají vypovídající hodnotu a proč se používají. Následně se budu věnovat tomu, co je potřeba zajistit, aby mohl být limitní diagram sestaven.

Po seznámení s danou problematikou budu zkoumat současný stav stroje. Provedu analýzu částí stroje. Dopředu je jasné, že některé části, nacházející se ve špatném technickém stavu, nebudou moci být použity na měřícím stroji. Hlavní důraz analýzy bude kladen na rám stroje. Jedná se o základní stavební část stroje, která nese, vede a zachycuje veškerá zatížení. Metodou konečných prvků budou zjištěna místa s největšími posuvy a koncentracemi napětí při zatížení stroje.

Na základě sběru informací o zaměření stroje a analýzou stávajícího stavu budou vypracovány varianty. Každá z variant bude vycházet ze základního technologického principu. Podle rozmístění jednotlivých částí ze základního principu bude zhotoven prostorový model. Výsledkem návrhu je názorná představa o úpravě varianty.

K porovnání variant mezi sebou bude vypracována řada kritérií. Kritéria budou zařazena podle charakteru na technická a ekonomická. Výsledek bude zanesen do grafu technickoekonomického hodnocení. Varianta, která se umístí nejlépe, bude označena za finální.

Výběrem finálního návrhu varianty diplomová práce nekončí. Budou vybrány důležité části stroje, u kterých dojde ke zpřesnění předběžných návrhových výsledků. Zároveň bude provedena částečná optimalizace. Oproti původní koncepci se změní i tvary částí podle kritérií, na které budou optimalizovány.

V závěru bude provedeno zhodnocení této diplomové práce.

## 1.1 Specifikace zadání

Oblast zkoušení hlubokotažnosti plechů je široká. Je možné zkoušet plechy pravidelného či nepravidelného tvaru o různě velkých rozměrech. Někdy může i nemusí být součástí zařízení přidržovač. Největší dopad na konstrukci stroje má tažná síla, kterou je potřeba vyvodit. Velikost tažné síly rozhoduje o tom, jaký materiál a o jaké tloušťce může být tažen na stroji. S velikostí tažné síly rostou i nároky na pohon, jedná se zejména o rozměr, spotřebu energie atd.

Na základě těchto důvodů bylo zadání upřesněno na následující parametry.

### Silové parametry zadání

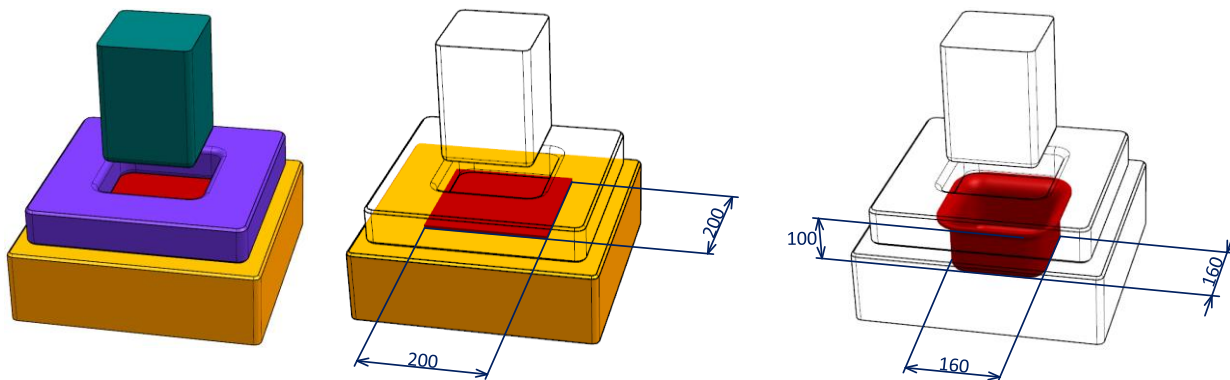
Tvářecí síla  $F = 5\,000\text{ kN}$  – s možností regulace

Přidržovací síla  $F_{př} = 1\,000\text{ kN}$  – s možností regulace

### Maximální rozměry protlačovaného kusu

Půdorys:  $160 \times 160\text{ mm}$

Výška zdvihu:  $100\text{ mm}$



Obr. 1 - Rozměry vzorku a výtažku

### Požadované funkce

- Běžná rychlost tažení  $v = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
- Umožnit založení polotovaru o maximálních rozměrech  $200 \times 200\text{ mm}$
- Výměnné nástroje
- Záznam pracovní síly
- Záznam přidržovací síly
- Možnost využití videoextenzometrů pro online měření deformace
- Možnosti měření deformace pro systém ARAMIS
  - Standartní konfigurace
  - Využití zrcadel



## 2 Tváření

Je technologický pochod, při kterém se mění tvar výchozího materiálu působením síly bez odběru třísek. Řadí se k nejehospodárnějším technologickým způsobům zpracování materiálu průmyslové výroby. Hlavními výhodami jsou využití materiálu s nepatrným odpadem, rychlost výroby, při výrobě nedochází k porušení vláken, což přispívá ke zvýšení pevnosti a spolehlivosti strojních součástí. Výrobu tvářením lze zařadit do výrobních linek, popř. úplně automatizovat. [1]

V současné době především tvářecí stroje určují pokrokovou úroveň technologické strojírenské výroby, její výkonost, efektivnost a kvalitu výrobků. Často se poměr tvářecích strojů k obráběcím ve strojírenské výrobě orientačně udává jako ukazatel vyspělosti a modernosti strojírenské výroby daného státu. [2]

Mezi základní tvářecí operace patří stříhání, ohýbání, tažení, tlačení, protlačování, ražení, kování, válcování, kalibrování a ostatní. [3] Vzhledem k zaměření diplomové práce je dále se zabýváno pouze tažením.

### 2.1 Tažení

Tažení je přetvoření rovinné plochy polotovaru na prostorovou uzavřenou. [3] Základní způsoby tažení jsou znázorněny v Tab. 1.

Operace	Nástroj
Prosté tažení bez a s přidržovačem	Tažidlo
Tažení se ztenčením stěny	
Zpětné tažení	
Žlábkování	
Rozšiřování	
Zužování	
Přetahování	
Protahování	Protahovadlo
Objemové tažení	Průvlak

Tab. 1 - Přehled základních operací tažení [3]

## 2.2 Tažení plechů

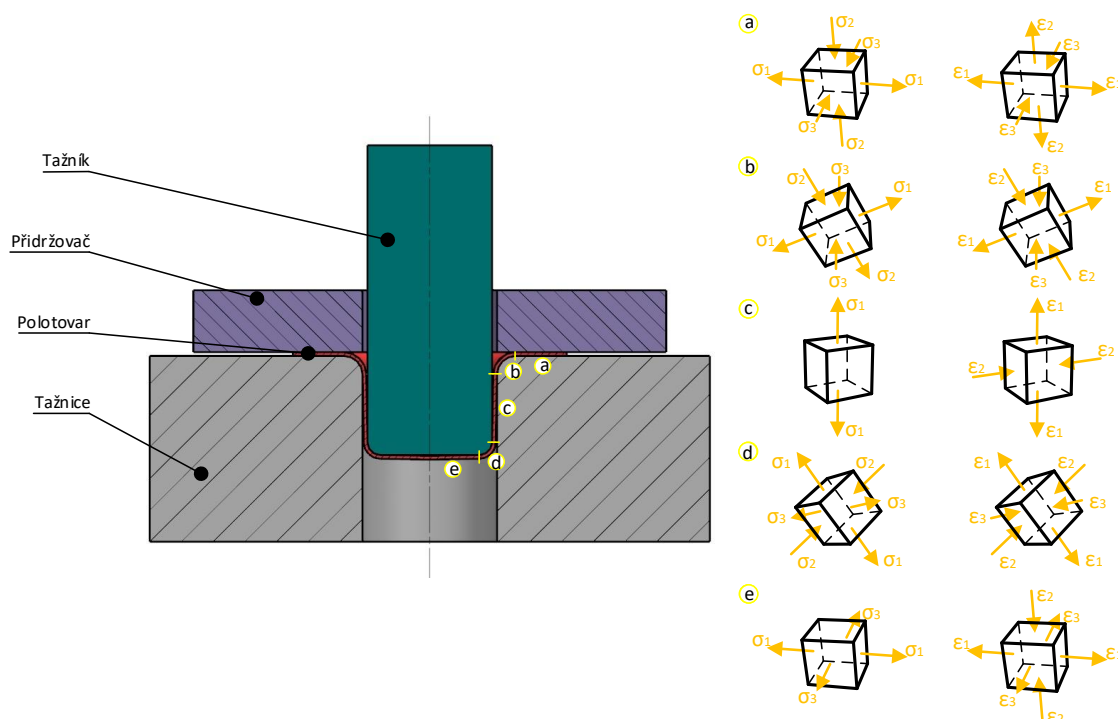
Je trvalé přetvoření plochého polotovaru v dutou nádobu. Požadovaného tvaru výlisku se dosahuje bez podstatné změny tloušťky výchozího materiálu, proto je tažení plechů zařazeno do plošného tváření. [4]

Běžně se dosahuje rozměrové tolerance výtažků  $\pm 0,8$  mm, rovnoběžné plochy lze lisovat v toleranci  $\pm 0,4$  mm. [1]

Většina zkoušek plechů je založena na principu podobným operacím prostého tažení a tažení se ztenčenými stěnami (Obr. 2). Z tohoto důvodu je další zaměření právě na tyto operace. Princip a rozdíly mezi operacemi budou vysvětleny na tažení rotačně symetrických výtažků

## 2.3 Tažení rotačně symetrických výtažků

Zpracování polotovaru do tvaru rotačně symetrického výtažku je ze všech tvarů výtažků nejjednodušší, přesto se i zde vyskytují problémy související s nastavením technologických podmínek.



Obr. 2 - Princip tažení s přidržovačem a mechanická schémata deformace

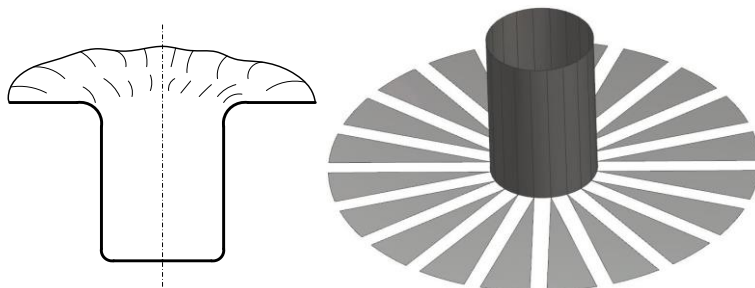
Principem zkoušky je vtažení plechu tažníkem do prostoru tažnice. Dochází tím k složité plastické deformaci plechu na dutou nádobu. Schémata napjatosti a deformace působící na elementární krychli uvnitř plechu jsou vidět na Obr. 2 vpravo. Hlavní směry napětí a deformace jsou označeny malými indexy. Zpracovávaný plech je rozdělen na jednotlivé části malými písmeny v kroužku. Každá část je specifická svým průběhem napjatosti a deformace.

Mezi přidržovačem a tažnicí (a) dochází v radiálním směru k prodlužování plechu a v tečném směru ke zkracování. Radiální tahové napětí a tečné tlakové napětí jsou vyvolány vtahováním plechu tažníkem. Tlakové napětí k nim kolmé je způsobeno přítlačnou silou přidržovače. Při posunutí plechu k tažné hraně tažnice (do části b) dochází k velké deformaci v radiálním směru. Tato deformace postupně vzrůstá tak, jak v tečném směru ubývá. Při průchodu materiálu přes tažnou hranu přistupuje ještě k dříve uvedeným deformacím prostorový ohyb. Po přechodu rádiusu, válcová část (c) je polotovar prodlužován ve směru osy výtažku s nepatrným ztenčením stěny. V místě zaoblání, kde válcová část přechází ve dno (d), je prostorová nestejnorodost. Dochází ke značnému prodlužování a ztenčení tloušťky plechu v tomto místě.

V důsledku toho je tato oblast nejchoulostivějším místem, ve kterém nejčastěji dochází k porušení. Ve dně výtažku (e) vzniká v průběhu tažení rovinná tahová napjatost a prostorová deformace. [4]

Prostorové nestejnorodosti v kritickém místě lze zabránit sundáním přidržovače. Další výhodou tažení plechů bez přidržovače je eliminování tlakového napětí mezi přidržovačem a tažnicí (část a). Výsledkem je, že výtažek je pak méně náchylný ke vzniku poruchy.

Nicméně sundáním přidržovače hrozí tzv. zvlnění plechu Obr. 3 vlevo. To nastane v místě příruby a jejího zaoblení. Příčinou jsou deformace trojúhelníkových ploch mezi obdélníky. Na Obr. 3 vpravo je vidět, jak by vypadala válcová nádoba, kdyby se vystřihly trojúhelníkové plochy a složila by se spojením obdélníků ke kruhovému dnu. Ovšem tímto by se nejednalo o tažení. Při tažení plechů je polotovarem výstřižek kruhového tvaru, který musí projít tažnicí. Při vtahování vzniká jak s radiální, tak tečné napětí způsobující tvoření vln. To je závislé na druhu a tloušťce výchozího materiálu a na stupni deformace. [4]



Obr. 3 - Zvlnění plechu a trojúhelníková plocha mezi obdélníky kruhového polotovaru

Tažení se ztenčenými stěnami může i nemusí být vyžadováno. Pokud není žádoucí, tak se na jeden tah táhnou pouze mělké výtažky. Při tažení na jeden tah s přidržovačem vzrůstá s hloubkou výlisku tahové napětí, které způsobuje ztenčení svislé stěny a prostorovou nestejnorodost v kritickém místě. Z tohoto důvodu lze proto táhnout jen do určité hloubky a také z průměru polotovaru  $D$  jen na určitý průměr výtažku  $d_1$ . Na konečný průměr  $d_n$  se pak musí táhnout několikrát. [5]

U zkoušek plechů se výstřižek táhne pouze na 1 tah, a to do vzniku první trhliny. Tím se stanovuje stupeň tažení, do kterého je možné táhnout plech. Parametry ovlivňující průběh zkoušky, především materiál a tloušťka plechu, musí být uvedeny v protokolu měření.

### 2.3.1 Základní parametry

#### Deformace

$$E = \frac{V_{přet}}{V_{def}} = \frac{t * \frac{\pi}{4} * (D - d)^2}{t * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)} = \frac{D - d}{D + d}$$

$V_{přet}$  ... Přetvárný objem (součet elementárních trojúhelníků tvořící kruh průmětů)

$V_{def}$  .... Deformovaný objem mezikruží plechů

Materiál	1. tah	Další tahy
Ocel – měkká	55 až 60	35 až 45
Ocel – středně tvrdá	35 až 40	25 až 30
Mosaz	60 až 70	50 až 60
Hliník	60 až 65	40 až 50

Tab. 2 - Dovolovaný stupeň deformace  $E$  [%] [2]

### Součinitel tažení

Je poměr koncového průměru výlisku ku počátečnímu průměru polotovaru. Hodnoty se volí z příslušných tabulek. Součinitel závisí na mnoha faktorech – tažení bez a s přidržovačem, tloušťce taženého materiálu, poloměru zaoblení tažných hran tažnice a tažníku, počtu tahů atd.

$$m = \frac{d}{D} \quad \text{obvyklé hodnoty } m \in (0,5 \div 0,7)$$

Na jeden tah lze táhnout jen do určité hodnoty stupně tažení. Zejména při tažení hlubokých nádob na jeden tah hrozí vyčerpání tvárnosti materiálu a zpravidla utržením dna. Pro obnovu tvárnosti a snížení zpevnění materiálu vzniklém při tažení se někdy zařazuje mezi tahy žihání.

Součinitel tažení pro více tahů:

$$m_1 = \frac{d_1}{D}; \quad m_i = \frac{d_i}{d_{i-1}}, \quad i = 2, 3, \dots, n$$

### Stupeň tažení

Je převrácená hodnota součinitele tažení:

$$k = \frac{1}{m} = \frac{D}{d}$$

### Rozměry výtažku

Rozměry výtažku lze určit pomocí součinitele tažení nebo ze zákona zachování objemu.

$$V_{\text{vzorek}} = V_{\text{výtažek}}$$

## 2.3.2 Ztráta stability procesu [1]

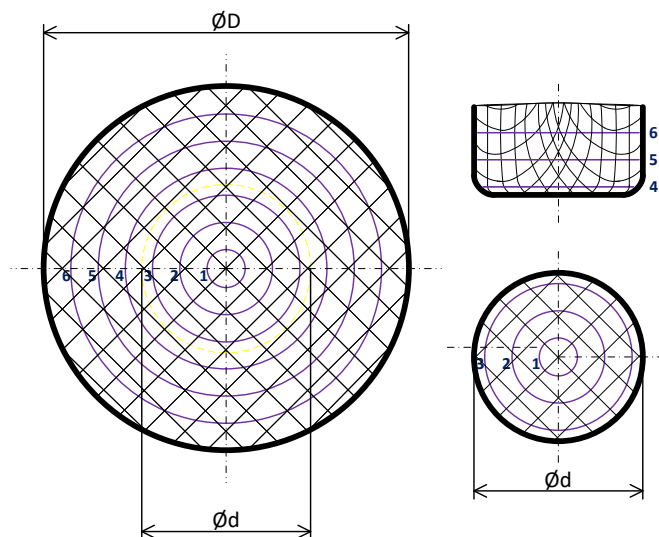
Při tažení může dojít ke ztrátě stability procesu, který se stává neřiditelným a může vést k poruše výtažku. Hlavní typy ztráty stability:

1. Vlnění plechu pod přidržovačem;
2. U materiálů s výraznou prodlevou pracovního diagramu  $\sigma - \varepsilon$  na mezi průtažnosti při lisování s malými deformacemi;
3. Při lisování s velkými deformacemi a při dosažení meze pevnosti, před destrukcí materiálu nebo místním zeslabením polotovaru.

Vzniku ztráty stability lze předcházet vhodnou volbou materiálu bez výrazné meze průtažnosti, změnou napjatosti a stupni deformace.

## 2.3.3 Deformační síť

Smyslem deformační sítě je ukázat přemístění materiálu během tažení Obr. 4 vpravo. Před tažením plechu se na povrch polotovaru nanese síť pravidelného tvaru viz. Obr. 4 vlevo. Během tažení se síť deformuje spolu s polotovarem na výtažek.



Obr. 4 - Deformace sítě při tažení rotačního výtazku

Z Obr. 4 je vidět, že část sítě na dně výtazku neprošla podstatnou změnou. K podstatné změně sítě však došlo na válcové části. Velká změna sítě ukazuje na velkou a nerovnoměrnou deformaci výtazku.

O charakteru změn, které vznikají při tažení, je možné také získat představu porovnáním tloušťky a struktury výtazku v různých jeho místech. Stupeň deformace stěn vzrůstá u výtazků od jejich dna směrem k okraji. Okraje výtazků pak vykazují největší zpevnění. Také tloušťka materiálu není ve všech místech stejná. [4]

### 2.3.4 Tribologický systém

Je systém zabývající se třením, opotřebením a mazáním. Špatné nastavení systému vede ke zvětšení odporů tření, napětí v materiálu atd., to může zapříčinit zmetkovitost výroby. Při tažení plechů s přidržovačem je nutné nastavit systém tak, aby plech mohl mezi tažnicí a přidržovačem ještě klouzat.

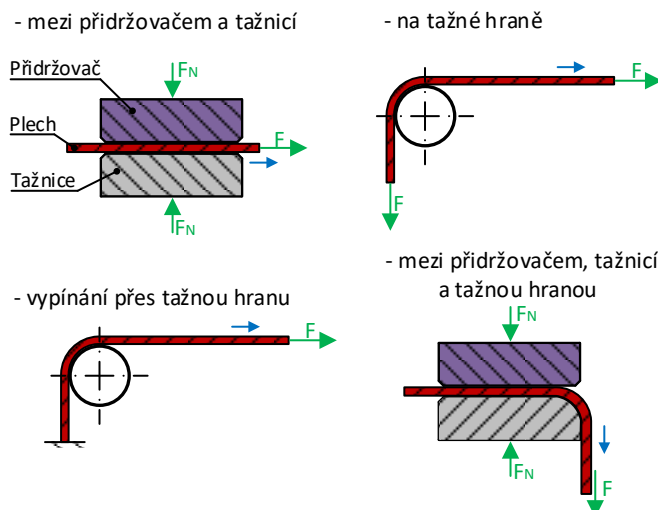
Při tažení plechů do tribologického systému vstupuje spousta vlivů. Velikost třecí síly závisí zejména na: [6]

- mikrogeometrii povrchu substrátu (druh a drsnost povrchové struktury)
- rychlosti posuvu plechu po nástroji
- deformaci materiálu (mechanické vlastnosti materiálu, vypínání plechu a posuvu plechu)
- druhu použitého substrátu (nepokovený, typ pokovení, chemické složení povrchu složeného substrátu)
- druhu materiálu nástroje a stav jeho povrchu
- použité mazivo
- velikost tlaku mezi materiálem a nástroje
- atd.

Každý z uvedených vlivů se podílí na tribologickém systému více či méně. Bohužel se neuplatňují samostatně, ale vzájemně se ovlivňují. Je proto velmi obtížné uvedené vlivy hodnotit odděleně. Při stanovení tribologického systému se proto vychází z komplexních výsledků zkoušek pro soustavu: nástroj – mazadlo – materiál – technologické podmínky. Zkoušky probíhají na makromodelech, kdy se zohledňuje projev celého funkčního modelu. Modelem může být buď celá soustava tažení plechů (Obr. 2), nebo je možné zkoumat systém po částech. [6]

Přehled jednotlivých modelů pro simulaci tažení plechů po částech:

Modelování tření:



Obr. 5 - Stanovení tribologického systému pro tažení plechů na jednotlivých modelech

Pro reprodukci zkoušek plechů je nutné uvádět parametry tribologického systému.

### 2.3.5 Tažná síla

Tažní síla musí překonat vnitřní odpor materiálu a třecí síly mezi přidržovačem, plechem a tažnicí. Přesný výpočet tažné síly podle teorie deformace je složitý. Prakticky se síla vypočítá z podmínky, že dno se nesmí při tažení utrhnout. [2]

Celková tažná síla se skládá ze součtu tažné síly  $F$  a síly přidržovače  $F_{př}$

#### Tažní síla

$$F = K_s * S_{stěny\ v\ ýtažku} * R_m$$

$S_{stěny\ v\ ýtažku}$  - Průřez válcové části výtažku

$$S_{stěny\ v\ ýtažku} = \pi * d_s * t$$

$d_s$  - střední průměr výtažku

$t$  - tloušťka taženého plechu

$K_s$  - součinitel tažné síly (závislí na součiniteli tažení),  $K_t < 1$

$m$	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
Pro 1. tah	1,00	0,86	0,72	0,60	0,50	0,40	-	-	-
Pro další tahy	-	-	-	1,00	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50

Tab. 3 - Hodnoty součinitele  $K_s$  [2]

Skutečná tažná síla zvětšená kvůli ztrátám tak, aby došlo k protažení výtažku tažnicí

$$F = (1,2 \div 1,3) * F$$

#### Síla přidržovače

Na tlak přidržovače jsou protichůdné požadavky. Malý tlak zvlnění plechu nezabrání. Naopak velký tlak způsobuje zadírání tažného materiálu a vyžaduje příliš velkou sílu tažení, která může být příčinou utržení dna výtažku. Tlak přidržovače musí být rovnoměrně rozložen po celé ploše, jinak dochází k jednostrannému vytažení okraje. [7]

$$F_{př} = p_{př} * S_{př}$$

$S_{př}$  - plocha pod přidržovačem

$p_{př}$  - měrný tlak přidržovače

Druh materiálu	Tloušťka plechu [mm]					
	do 0,2	0,3 až 0,7	0,8 až 1,2	1,5 až 2,5	2,5 až 5,0	nad 5
Ocel hlubokotažná	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7
Mosaz	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	1,3
Měď	1,8	1,7	1,6	1,5	1,3	1,1
Nikl	3,0	2,8	2,7	2,6	2,4	2,1
Hliník	1,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1

Tab. 4 - Tlak přidržovače  $p_{př}$  [MPa] [2]

### Celková tažná síla

$$F_{celk} = F + F_{př}$$

### 2.3.6 Tažná práce

$$A = (0,6 \div 0,8) * F_{celk} * h$$

$h$  - hloubka tažení

### 2.3.7 Rychlost tažení

Rychlost tažení je taková rychlost, kterou dosedá tažník na plech. Mezní hranice rychlosti jsou určeny na základě zkušeností.

Materiál	[m * min <sup>-1</sup> ]
Ocel	18
Mosaz	55
Měď	45
Hliník	30

Tab. 5 - Hodnoty rychlosti tažení [2]

### 2.3.8 Vůle mezi tažníkem a tažnicí

Závisí především na tloušťce taženého materiálu. Zvětšením vůle se zmenší tření při přechodu materiálu přes tažnou hranu, tím je polotovar méně náchylný na přerušení. Nicméně příliš velká vůle může výtah zvlídnout a zhoršit jakost povrchu. Výpočet zahrnuje toleranci plechu a zvětšení jeho tloušťky při okraji polotovaru během tažení. Hodnoty tažné vůle určené na základě zkušeností. [4], [7]

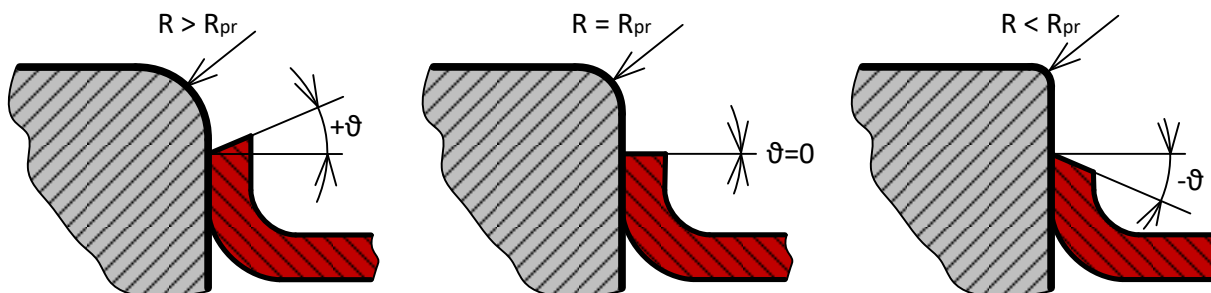
$$vůle = t + 0,07 * \sqrt{10 * t} \quad \text{pro ocel}$$

$$vůle = t + 0,04 * \sqrt{10 * t} \quad \text{pro neželezné kovy}$$

$$vůle = t + 0,02 * \sqrt{10 * t} \quad \text{pro hliník}$$

Pro všechny tahy (kromě posledního) se tažná vůle může upravit libovolně, buď na úkor tažnice, nebo tažníku. Pro poslední tah je rozhodující, jestli funkční průměr je roven průměru tažníku nebo tažnice. Na základě toho se buď přidává  $2 * vůle$  tažnici nebo ubere  $2 * vůle$  tažníku. [7]

### 2.3.9 Poloměr zaoblění tažnice



Obr. 6 - Vliv poloměru zaoblění tažnice

Poloměr zaoblění tažnice má vliv na utváření okraje výtažku, viz. Obr. 6. Malý poloměr brzdí vtahování materiálu (nebezpečí přetržení výtažku). Čím menší poloměr zaoblění, tím je potřeba větší tažná síla. Naopak velký poloměr zaoblění způsobuje tvoření vln a přehybů. Poloměr se určuje buď početně nebo graficky za předpokladu, že tloušťka plechu se v průběhu tažení nemění, povrch výstřižku je roven povrchu výtažku. Při tloušťce materiálu do 1 mm se nepřihlíží k jeho tloušťce. U nepravidelných výtažků se určuje zkusmo. [2], [7]

V praxi se poloměr tažnice pro průměr výtažku do 60 mm počítá ze vztahu:

$$R_{pr} = 0,8 * \sqrt{(D - d) * t}$$

Při tažení na více tahů je zpravidla před poloměrem tažnice vyrobena v tažnici kuželová tažná hrana.

### 2.3.10 Druhy vad

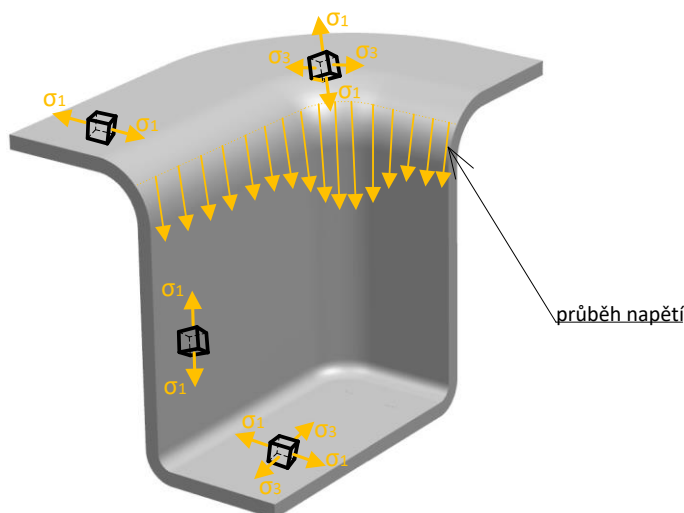
O špatně nastaveném systému při tažení plechů vypovídají vady výtažku. Nejčastější druhy vad včetně popisu jejich příčiny jsou zobrazeny na Obr. 7



Obr. 7 - Nejčastější vady výtažku [8]



## 2.4 Tažení hranatých výtažků



Obr. 8 - Tažení hranatých výtažků, včetně schématu napjatosti

Při tažení čtyřhranných výtažků vzniká největší napětí v rozích výtažku. Pokud poloměr zaoblení hranatého výtažku odpovídá 1/2 průměru výtažku válcové nádoby lze předpokládat, že napjatosti jsou si velmi podobné. Namáhání rovinných stěn je podobné namáhání při ohybu. Při tomto způsobu tažení je podélné tahové napětí největší v poloměrech zaoblení. Jelikož je materiál výtažku nejvíce deformován v rozích, je třeba při stanovení výchozího polotovaru tvar výstřižku upravit tak, aby výtažek měl po celém obvodu stejnou výšku. Pro stanovení správného tvaru výtažku se používá několik grafických metod. [4]

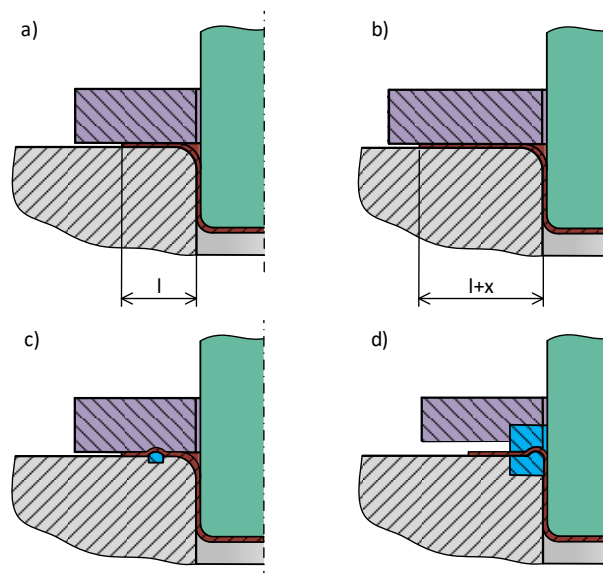
## 2.5 Tažení nepravidelných výtažku

Tažení nepravidelných výtažků, jaké se vyskytují např. v automobilovém průmyslu (karosérie), jsou podmínky tváření mnohem složitější. U tažení rotačních výtažků docházelo k napjatosti vlivem radiálního, tečného a tlakového napětí v místě příruby a zde docházelo i k největší plastické deformaci polotovaru. Při tažení nepravidelných výtažků je plocha polotovaru pod přidržovačem v porovnání s celkovou plochou výtažku malá. Přitom plastická deformace probíhá v celé ploše tvářeného polotovaru. Teoretický rozpor tažení nepravidelných výtažků je velmi komplikovaný, protože zde dochází k jevům, které se při tažení pravidelných výtažků nevyskytují, např. ztráta stability, rovinné napjatosti a současné přítomnosti různých nerovnoměrných a nesterodných napjatostí v tvářeném materiálu. [4]

Při tažení pravidelných výtažků se ke zlepšení podmínek tvářecího pochodu zmenšuje odpor tvářeného materiálu v přírubě. Ovšem při tažení složitých výtažků se naopak tento odpor zvětšuje. K tomu lze použít několik úprav přidržovače a tažnice tak, aby se zabránilo tvoření vln. Účelem úprav je brzdit nebo urychlovat tok materiálu při tažení. [4]

Změnu toku materiálu při tažení lze ovlivnit těmito způsoby:

- Celkové nebo místní zvětšení tlaku přidržovače;
- Zvětšení plochy tvářeného materiálu pod přidržovačem (zvětšení šířky výchozího polotovaru);
- Upravením tažnice vestavením jednoho nebo několika zaoblených brzdících žebor;
- Použití pravoúhlých brzdících žebor na tažnici, která umožňuje zhotovení nepravidelných výtažků s minimálním technologickým přídatkem. Pod pojmem brzdící žebro se rozumí výstupek vytvořený pod přidržovačem za účelem brždění tvářeného materiálu.



Obr. 9 - Způsoby změny toku materiálu pod přidržovačem

V případech za a), c), d) se zvětšuje rovinná napjatost tření mezi povrchem přidržovače a tažnice

V případě za b) se napjatost zvětšuje normálním tahovým napětím.

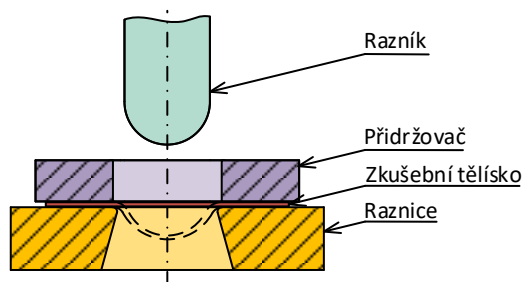
Proces tažení nepravidelných výtažků je velmi složitý. Počítačové simulace vytvořené pro nastavení technologického procesu nemusejí být dostačující pro posouzení vhodnosti podmínek výroby. Použitím deformačních sítí se zjistí deformace materiálu, místa největšího toku atd.

## 2.6 Zkoušky plechu

Materiál pro výlisky musí splňovat řadu požadavků při lisování i v provozu. Vhodnost plechu pro tažení je zjišťována velkým množstvím zkoušek. K běžným zkouškám plechů patří zkoušky tahem, ohybem, zkouška tvrdosti a dále zkoušky povrchové, tj. metalografická kontrola, kontrola chemického složení, stavu povrchu a rozměrových tolerancí. [9]

Vzhledem k zaměření práce je dále se zabýváno pouze některými mechanickými zkouškami. Zkoušky uvedené v této kapitole jsou charakteristické tím, že se nesleduje celý jejich průběh. Stav, kdy je zkoušený materiál měřen, je po porušení materiálu.

### 2.6.1 Zkouška hloubením podle Erichsena



Obr. 10 - Schéma zkoušky hloubením podle Erichsena

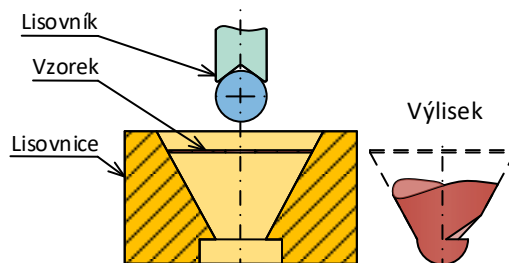
Zkouška hloubením se provádí u plechů s tloušťkou v rozsahu 0,2 až 2 mm. Do vzorku upnutého mezi čelisti se vtlačuje kulový trn. Při tom dojde k vytahování plechu na kulovém vrchlíku až do vytvoření trhliny. Mírou hlubokotažnosti je rozsah „h“, při kterém dojde k narušení materiálu. [9] Tato zkouška závisí na materiálu a tloušťce plechu, a proto je v normách pro každou tloušťku stanovená jiná hodnota hloubení. Výhodou zkoušky je malá spotřeba materiálu a rychlost provedení. Protože podmínky při zkoušce se liší od provozních podmínek (odlišný stav napjatosti, deformace, tření atd.), je tato zkouška pouze porovnávací a nevyjadřuje celkovou hlubokotažnost materiálu. [9]

## 2.6.2 Zkouška hlubokým tahem a přetržením podle Gross – Engelharta

Provádí na zvláštním přístroji, na kterém můžeme sledovat závislost síla – deformace. Přístroj stanoví max. tažnou sílu  $F$ . Při poklesu síly umožní přístroj zvýšit sevření vzorku druhým přidržovačem, čímž se znemožní posuv plechu pod přidržovačem. Při dalším zvýšení síly na  $F_{max}$  se dno nádobky utrhne. [9]  
Mírou hlubotažnosti je hodnota:

$$T = \frac{F_{max} - F}{F_{max}} * 100 [\%]$$

## 2.6.3 Kuželová zkouška Fukui – ho



Obr. 11 - Uspořádání zkoušky podle Fukui – ho

Vzorek kruhového průřezu o průměru  $D_0$  má prostřížený otvor  $d_0$  a jejich poměr je  $\frac{d_0}{D_0} = 1,6$ . Vzorek se vloží do kuželové lisovnice. Zalisování se provede rázem, lisovníkem s kulovým koncem. Mírou vhodnosti plechu pro tažení jsou trhlinky na vzorku po zalisování. [9]

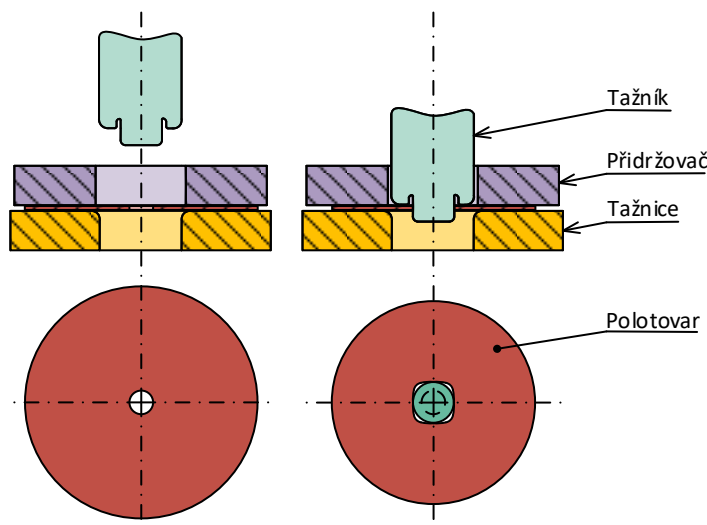
## 2.6.4 Kalíšková zkouška

Při kalíškové zkoušce se kruhový přístřih zkoušeného plechu vloží mezi tažník cylindrického tvaru o průměru 33 mm, přidržovač a tažnici zkušební přístroje a vytáhne se duté těleso válcového tvaru (kalíšek). Zkouška se přibližuje poměrům vzniklých při tažení. Největší hodnota stupně tažení je daná poměrem max. průměru kruhového přístřihu  $D$  k průměru výlisek  $d$ . [9]

$$K = \frac{D}{d} = \frac{1}{M}$$

Při zkoušce se mění tažnice a velikost přístřihů pro různé tloušťky plechu při konstantním tažníku. Hodnota  $K$  se musí stanovit z více zkoušení a jeho mezní hodnota se stanoví graficky ze závislosti  $F - K$ , kde  $F$  je síla potřebná k tažení. Hodnotě  $K_{max}$  odpovídá hodnota  $F_{max}$ , kterou zjistíme při zkoušce, při níž se již výtažek porušil. [9]

## 2.6.5 Zkouška rozšiřování otvoru podle Siebela a Pompa



Obr. 12 - Uspořádání zkoušky podle Siebela a Pompa

Čtvercový nebo kruhový polotovar s otvorem o průměru  $d_0$  se upne mezi tažnici, přidržovač a tažník a táhne se až do vzniku trhliny na okraji otvoru. Mírou hlubokotažnosti je hodnota rozšíření  $r$ , která se rovná [9]

$$r = \frac{d - d_0}{d_0} * 100 [\%]$$

$d_0$  průměr vystřiženého otvoru

$d$  průměr otvoru po vytažení

Poměr rozměrů  $\frac{d_0}{D}$  je  $\frac{1}{3}$ .

Z výsledku zkoušek se usuzuje tvářitelnost plechu lisovaného v praxi obdobným způsobem. Prostřižený otvor o průměru  $D$  není po skončení zkoušky kruhový v důsledku anizotropie a můžeme na něm odečíst extrémní hodnoty  $D_{min}$  a  $D_{max}$ . Ještě v přístroji po skončení zkoušky se odečte prohloubení  $h_0$ . Udává se též jako míra vhodnosti plechu pro hluboké tažení podle Siebela a Pompa číslo: [9]

$$g = \frac{h * (D_{max} - D_{min})^2}{4 * D_0 * (D_{max} - D_{min})}$$

Při rozšiřování materiálu je tato zkouška vhodnější než Erichsenova nebo kalíšková.

### 2.6.6 Ostatní zkoušky

Plechový materiál lze zkoušet různými zkouškami. Další, ne moc časté zkoušky, jsou:

- Klínová zkouška hlubokotažnosti podle G. Sachse;
- Hydrostatická (Tomplenova zkouška).

### 3 Limitní digramy

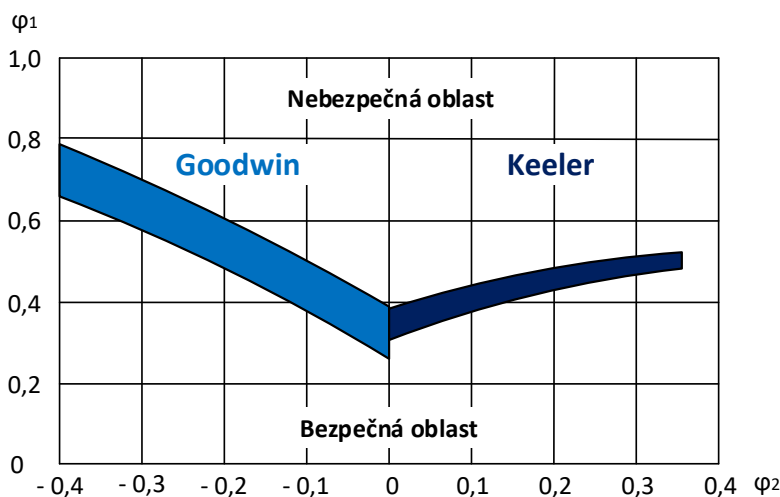
Smyslem limitních diagramů je stanovit meze tvářitelnosti, tj. schopnosti polotovaru podstoupit plastickou deformaci bez porušení. Diagramy používané pro toto zobrazení se nazývají FLD z anglického jazyka Forming limit diagram. Křivky udávající meze tvářitelnosti – mezní křivky tvářitelnosti jsou označovány FLC – Forming limit curve. Hlavními faktory ovlivňující proces tažení plechů jsou materiál, tvar polotovaru a další podmínky tažení, např. nastavení tribologického systému. Při posouzení tvářitelnosti plechu je nutné zohlednit všechny vlastnosti mající vliv na tvářitelnost. Z toho důvodu se i zkoušky velmi podobají skutečnému technologickému procesu. Zejména odzkoušení faktorů ovlivňující technologický proces je důležité u výrobků zařazených do sériové, či hromadné výroby. Správným nastavením technologických podmínek lze uspořit náklady, zlepšit kvalitu výrobku a tím předejít zmetkovitosti výroby.

Tvářitelnost nejlépe hodnotí tyto grafy:

- Diagram mezní plasticity
- Diagram mezního stupně přetvoření
- Diagram mezní tvářitelnosti Keeler – Goodwinova typu (nejvíce používaný)

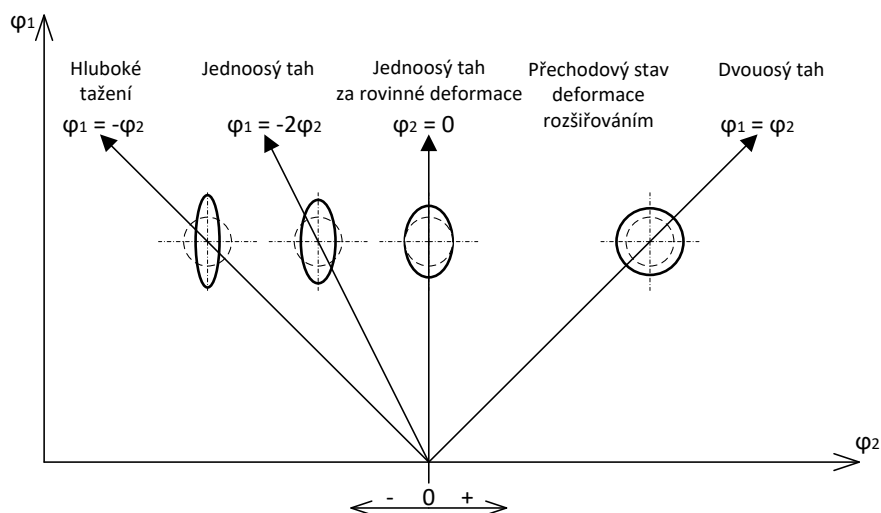
#### 3.1 Keeler-Goodwinov diagram mezní tvářitelnosti

Diagramy určující mezní tvářitelnost se začaly objevovat okolo roku 1940. První publikace obsahující diagram velmi podobný FLD byla publikována v roce 1946 Gansemerem. Pojem FLD, jak je znám dnes, vynalezl Keeler v roce 1965. Zkoumáním experimentů si uvědomil možnost zobrazit FLC pro plechy do grafu os hlavní a vedlejší deformace. Graf byl omezen pouze na pravou stranu ( $\varphi_2 > 0$ ). Na konci 60. let byl Goodwinem graf rozšířen i o levou stranu s deformací  $\varphi_2 < 0$ . Pod pojmem křivka mezní tvářitelnosti byla definována tvářitelnost kovových materiálů do trhliny. Za posledních 50 let bylo provedeno mnoho výzkumných prací týkajících se FLD. Na počátku roku 1990 byly výzkumné práce posílněny MKP.



Obr. 13 - Keeler - Goodwinův diagram

Na svislou osu diagramu je nanášena hlavní deformace ( $\varphi_1$ ) a na vodorovnou osu vedlejší deformace ( $\varphi_2$ ). Modrým pruhem je označena oblast deformací na mezi plastické stability. V této oblasti se již začínají vyskytovat trhliny a plech se začíná zeslabovat. Směrem nahoru roste deformace v hlavním směru a vady se začínají stupňovat. Nad touto oblastí je jisté, že dojde k poruše taženého plechu. Pro stanovení bezporuchového zpracování plechů je doporučeno se nacházet v bezpečné oblasti.



Obr. 14 - Typické deformační stavy při plošném tváření

Na Obr. 14 jsou znázorněny charakteristické přímky vzniklé kombinací hlavní a vedlejší deformace. Přímka  $\varphi_1 = -\varphi_2$  znázorňuje plošný stav deformace, kdy nedochází ke změně tloušťky plechu. Stav, kdy  $\varphi_2 = 0$  určuje dvourozměrný stav deformace, při němž se plech prodlužuje jen na úkor změny tloušťky, bez změny šířky. [10]

## 3.2 Stanovení limitního diagramu

FLC se stanovují pro specifické materiály, aby se definoval rozsah, v jakém mohou být deformovány tažením, rozšiřováním nebo jakoukoliv kombinací tažení a rozšiřování. Tato schopnost je omezena výskytem lomu, místního zúžení. Existuje mnoho metod pro stanovení meze tvářitelnosti materiálu, avšak je vhodné poznamenat, že výsledky získané různými metodami nemohou být použity pro účely srovnání. [3]

Metody pro sestavení FLC: [9]

- Tahová zkouška na vzorcích různé šířky a s výřezy různých poloměrů
- Různé tvary tažníků eliptických kuželových, půlkulovitých-Keelerovo část diagramu
- Membránová zkouška s různě eliptickým tvarem tažnice-Keelerovo část diagramu
- Půlkulový tažník a různá šířka obdélníkových polotovarů (Nakajima a Veerman)
- Půlkulový tažník a polotovar s půlkruhovými výřezy o různém poloměru (Nakajima) (tato metoda eliminuje nevýhodu předchozí, porušení na zaoblení tažníku a tažnice).

### 3.2.1 Křivka mezní tvářitelnosti

Křivka mezní tvářitelnosti charakterizuje deformační mez materiálu ve stavu po deformovaném termomechanickém zpracování a v analyzované tloušťce. Pro posouzení tvářitelnosti jsou důležité další znalosti mechanických vlastností a historie zpracování materiálu před zkouškou křivek mezní tvářitelnosti. Křivka mezní tvářitelnosti reprezentuje téměř skutečnou mezní deformaci materiálu za předpokladu lineárního průběhu deformací. [3]

## 3.3 Měření FLC

Česká technická norma udává 2 metody pro stanovení mezních křivek tvářitelnosti:

- Analýzu vadných součástí v lisovně, ČSN EN ISO 12004-1
- Měření za dobře definovaných laboratorních podmínek, ČSN EN ISO 12004-2.

### 3.3.1 Analýza vadných součástí v lisovně

Tuto metodu je vhodné použít v lisovnách nebo za podmínek, kde nelze dosáhnout přesných hodnot deformací zkušební vzorku. Hlavním účelem je stanovit součásti a procesy ovlivňující křivky mezní tvářitelnosti. Tato část normy poskytuje instrukce pro sestavení FLC pro kovové plechy a pásy od 0,3 mm do 4 mm. [2]

Zkušební vzorek je upnut buď po celém obvodu (kruhový tvar) nebo je nařezán na pásy o různých šířkách. Změnou tvaru vzorku je možno dosáhnout různých deformačních podmínek. [2]

Pro zkoušku je možné použít jakékoliv zařízení schopné uchytit zkušební těleso a zatěžovat rovnoměrně silu vyvolávající plastickou deformaci v oblasti, která je vzdálená od hrany, např. univerzální stroj pro zkoušku tahem, razící lis, kalíškovací lis, hydraulický výtlačný stroj a jejich kombinace. [2]

Dále je nutné zajistit, aby povrch mezi razníkem a vzorkem byl vhodně mazán. [2]

### 3.3.2 Měření za definovaných laboratorních podmínek

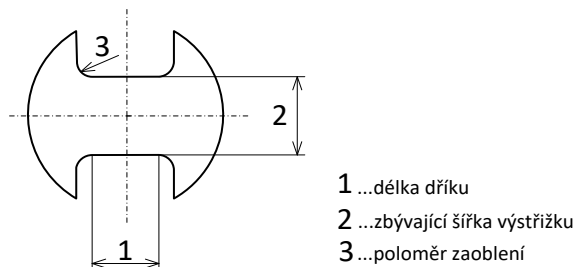
Pro vyhodnocování tvářitelnosti je zapotřebí jedna jediná křivka mezní tvářitelnosti v několika stavech deformací. Stanovení mezní tvářitelnosti musí být specifické a je zapotřebí používat různé lineární průběhy deformací ( $\varepsilon_1$  a  $\varepsilon_2$ ).

Zkoušeným materiálem je plech o tloušťce mezi 0,3 mm až 4 mm. Pro ocel se doporučuje maximální tloušťka 2,5 mm. [3]

Měření se doporučuje provádět za použití „polohově závislé“ metody. „Časově závislá metoda se vyvíjí“. [3]

#### Geometrie zkušebního tělesa

Doporučuje se používat výstřižky se středovým rovnoběžným dříkem delším než 25 % průměru razníku (pro 100 mm razník, přednostní délka dříku mezi 25 mm až 50 mm, poloměr zaoblení 20 mm až 30 mm). [3]



Obr. 15 - Geometrie zkušebního tělesa (tvar kosti psa)

- Pro  $\varepsilon_2 > 0$  je možné použít výstřižky s polokulovými výřezy s různými poloměry. [3]
- U oceli (zejména měkkých druhů ocelí) jsou dostačující obdélníkové pásy s různými šířkami, jestliže zkušební tělesa neprasknou v poloměru zápustky, jinak se použije výše popsaná geometrie zkušebního tělesa. [3]

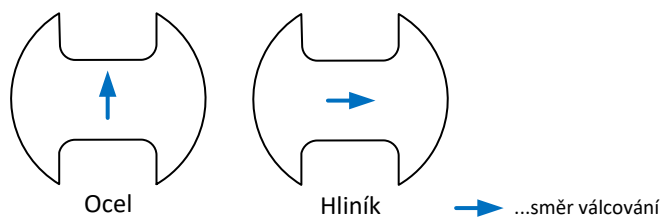
S vnějším kruhovým tvarem výstřižku lze dosáhnout rovnoměrnějšího rozdělení experimentálních bodů meze tvářitelnosti než při použití obdélníkových pásů. [3]

Je zapotřebí tolik zkušebních těles, aby se dosáhlo nejméně tří platných vzorků. [3]

### Zkušební zařízení [3]

Pro zkoušku podle Nakajimy a Marcinika platí následující parametry:

<b>Rychlost razníku:</b>	$1,5 \pm 0,5 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
<b>Prevence proti vtažení razníku:</b>	Vtažení materiálu se musí, pokud možno zabránit, aby se zajistily téměř lineární průběhy deformací. Možnými opatřeními jsou: použití tažných nákrůžků, vhodných sil pro přidržení výstřižku, vroubkované nebo zdrsňené nástroje (za předpokladu, že 2 poslední metody nezpůsobí riziko lokalizace deformace nebo lom).
<b>Přidržovací síla výstřižku v kN:</b>	Vtažení materiálu musí být, pokud možno zabráněno.
<b>Zkušební teplota:</b>	$23 \pm 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$
<b>Směr zkoušky:</b>	Pro danou křivku mezní tvářítečnosti musí být hlavním směrem všech zkušebních těles směr nejmenší mezní deformace $e_1$ nebo $e_2$ stejný se směrem válcování.



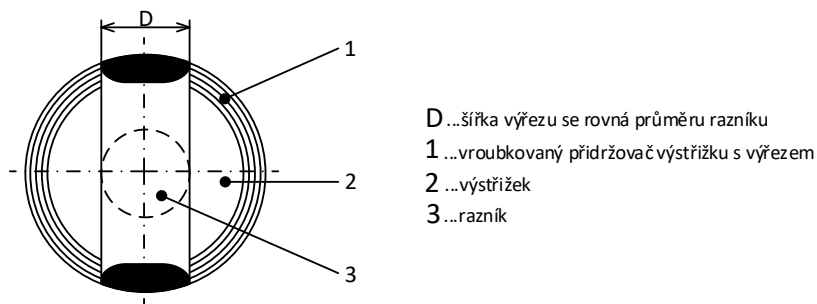
Obr. 16 - Orientace dříku ke směru válcování

Ocel – Příčný (dřík kolmý ke směru válcování), výjimečné případy jsou povoleny, ale musí být uvedeny v protokolu.

Hliník – Podélný (dřík rovnoběžný se směrem válcování).

V případě, že není znám směr předchozího porušení, doporučuje se provést kontrolu za použití zkoušky dvojosé deformace nebo jakékoliv jiné vhodné metody.

<b>Drsnost povrchu razníku:</b>	Doporučuje se kontaktní plochu razníku vyleštit
<b>Materiál a tvrdost zápustky:</b>	Kalená ocel
<b>Tvar přidržovače výstřižku:</b>	Celistvý kruhový přidržovač



Obr. 17 - Přidržovač výstřižku s výřezem

Pro těsnější přiblížení ideálním lineárním průběhům deformací a dosažení rovnoměrnějšího rozložení hodnot skutečných deformací mohl by být užitečný kruhový přidržovač výstřižků s výřezem (doporučená šířka výřezu = průměr razníku)

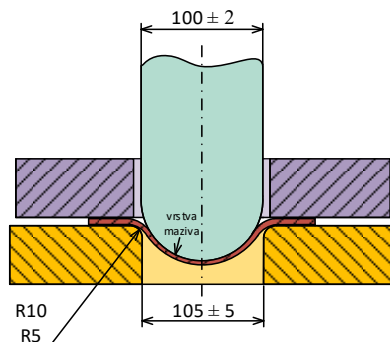
<b>Kritérium pro ukončení zkoušky:</b>	Výskyt trhliny
<b>Detekce trhliny:</b>	Vizuální nebo pokles síly



### 3.4 Druhy zkoušek

#### 3.4.1 Zkouška podle Nakajimy

V praxi nejčastější způsob stanovení FLC. Oproti zkoušce podle Marciniaka nevyžaduje nosič výstřižku.



Obr. 18 - Znárodnění průřezu nástroje použitého pro zkoušku podle Nakajimy

#### Nástroj [3]

Razník	Polokulový tvar
Průměr	$100 \pm 2$ [mm]
Zápustka	Průměr Přednostně 105 mm a $\geq$ průměru razníku plus 2,5násobek tloušťky materiálu
Poloměr	Přednostně 8 mm s minimem buď 5 mm, nebo dvojnásobku tloušťky materiálu, podle toho, která hodnota je větší

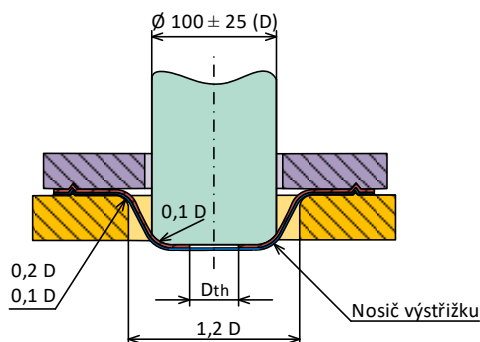
#### Zkušební podmínky

Doporučuje se tribologický systém nastavit tak, aby k lomu došlo ve vzdálenosti nedosahující 15 % průměru razníku od vrcholu polokulové hlavice razníku. Zkouška je platná pouze v tomto případě. S optimálním tribologickým systémem je možné indukovat lom velmi blízko vrcholu polokulové hlavice. V tomto případě se problém výrazného dvojitého zúžení symetrického k vrcholu hlavice (kde potom jedna ze dvou zúžených zón se zlomí) radikálně omezí. Výrazné dvojité vrcholy v profilu deformací průřezu se sníží. To vede k přesnějšímu automatickému vyhodnocování párů  $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ . Tribologický systém se nesmí měnit během měření jedné specifické křivky mezí tvářítečnosti. S obtížnějšími podmínkami se setkáme během zkoušení materiálů o vysoké pevnosti a o velkých tloušťkách. [3]

Tribologický systém poskytující největší omezující výšku hlavice a splňující podmínku lomu na vrcholu hlavice se považuje za nejvýhodnější [3]

#### 3.4.2 Zkouška podle Marciniaka

Metoda tváření podle Marciniaka používá plochý razník.



Obr. 19 - Znárodnění průřezu nástroje používaného při zkoušení podle Marciniaka

**Nástroj [3]**

Razník	Plochý tvar	
	Průměr	$100 \pm 25$ [mm]
	Zaoblení výstupku	Navrženo 10 % průměru razníku
Zápustka	Poloměr	Navrženo 120 % průměru razníku
	Poloměr zaoblení	Mezi 10 % a 20 % průměru razníku

**Nosič výstřižku**

Pro zabránění kontaktu mezi zkušebním tělesem a rovinným povrchem razníku je zapotřebí používat nosiče výstřižků. Ten zajistí, že k lomu dojde ve správné poloze a zajistí homogenní distribuci deformace. Doporučuje se, aby nosiče výstřižků byly vystřiženy z materiálu, který je při nejmenším stejně tažný jako materiál, který je zkoušen. K porušení nosiče výstřižku by nemělo dojít nikdy před lomem materiálu z plechu, který je studován. Minimální tloušťka nosiče výstřižku musí být asi 0,8násobek tloušťky zkoušeného výstřižku, může být použit jeden nebo více nosičů výstřižku. Doporučuje se, aby velikost nosiče výstřižku byla rovná zkušebnímu vzorku nebo velikosti výstřižku používaného pro stav dvouosé deformace (což usnadňuje výrobu a skladování nosiče výstřižku). [3]

Nosič výstřižku musí mít středový otvor o průměru  $D_{th}$  (obvykle 32 mm až 34 mm), který je vystředěn vzhledem k razníku. Tento otvor musí mít dostačující kvalitu hran, aby se vyloučila předčasná tvorba trhliny. Konečný průměr otvoru v době porušení zkušebního tělesa musí zůstat menší než průměr rovinné zóny razníku. Jestliže je zapotřebí, může být nosič výstřižku rozřezán na dvě části (kolmo ke směru deformace). [3]

Je užitečné, aby nosič výstřižku měl směrem k povrchu vzorku vyšší drsnost (např. pískováním), tím se zvýší třecí síla mezi nosičem výstřižku a zkušebním tělesem. [3]

**Zkušební podmínky**

Použití maziva mezi nosičem výstřižku a vzorkem není dovoleno, ale je často zapotřebí mezi razníkem a nosičem výstřižku. [3]

Platnost zkoušky: K počátku porušení musí docházet v rovinné zóně nad otvorem nosiče výstřižku. [3]

**3.4.3 Analýza deformačního profilu a měření párů  $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$** 

Měření za použití kamery (kamer) může být prováděno různými způsoby používajícími různé metody analýzy (AM = analysis methods) při vyhodnocování dat průřezu. [3]

**AM1 – Vyhodnocení prasklého vzorku (off-line)**

Analýza souboru zobrazení okamžitě po deformaci, ale ne přímo na tvářecím stroji. [3]

**AM2 – Vyhodnocení prasklého vzorku s kalibrovanou mřížkou z výchozích rozměrů (off-line)**

Analýza souboru zobrazení před a okamžitě po deformaci, ale ne přímo na tvářecím stroji. [3]

**AM3 – Vyhodnocení situace před objevením trhliny (online)**

S kamerou (kamerami) přímo upevněnou na tvářecím stroji se zaznamenává výchozí zobrazení a sled zobrazení během posledních kroků deformace před lomem. Toto se používá pro polohově závislé on-line měření. Definují se polohy průřezu kolmého k trhlíně na zobrazení s lomem a ty se pak přenesou zpět na poslední obrázek před zviditelněním trhliny tak, aby se získal průřez pro třídění hodnot  $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ , aniž by došlo k rozevření trhliny. [3]

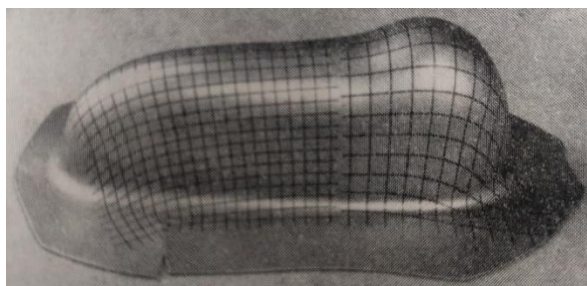
### 3.5 Deformační síť

Ke studiu deformace při tvářecích procesech, zejména při tažení plechů nepravidelných tvarů, se velmi často používá tzv. metoda deformačních sítí. Princip je podobný jako v případech rotačních výtažků (Obr. 4) a hranatých výtažků. Před tažením se na polotvar nanese deformační síť a po lisování se vyhodnotí její přetvoření. To umožní studium rozložení deformací a analýzu napjatosti v jednotlivých místech výtažku. [4]

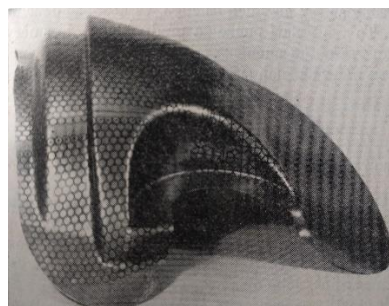
#### 3.5.1 Pravidelné obrazce

Rozdělení sítí podle výchozího tvaru:

- Sítě se čtvercovými elementy
- Sítě s kruhovými elementy
- Kombinace elementů



Obr. 20 - Nárazník vozu Škoda-Octavia potisknut čtvercovou sítí [4]



Obr. 21 - Blatník vozu Škoda 1000 MB potisknut kruhovou sítí [4]

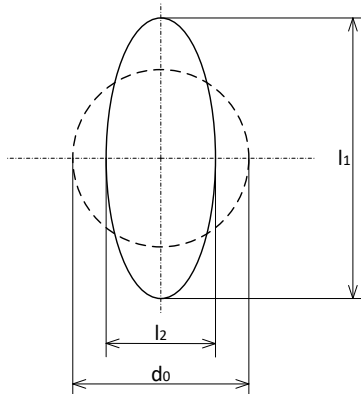
Použitelnost sítě se čtvercovými elementy je omezena na případy, kdy je možné předem stanovit směry hlavních napětí, tj. nanést síť tak, aby po tvářeni se získaly obdélníky, nikoliv kosodélníky. To je důležité z hlediska vyhodnocování. V opačném případě se výpočet stává velmi obtížným. Ke studiu procesu tažení plechů se proto vesměs používá sítě s kruhovými elementy. Při použití tohoto druhu deformační sítě není totiž nutné předem znát směry hlavních napětí. Ty jsou určeny směry hlavních os elips, ve které se obecně výchozí kruhové elementy přetvoří. To však platí pouze za předpokladu, že směry hlavních napětí zůstávají v průběhu tvářeni nezměněny. [4]

V praxi se velmi osvědčil způsob kombinovat čtvercové sítě s kruhovými. V případě, že směry hlavních napětí budou zvoleny špatně, zůstává možnost doměřit deformaci elementů na kruzích.

#### Nanášení sítí

Doporučuje se, aby deterministické mřížky (např. čtverce, kruhy, tečky) měly dostatečný kontrast a byly nanášeny bez jakéhokoliv vrubového účinku nebo změny mikrostruktury. Některé z běžných metod nanášení jsou elektrochemické, fotochemické, ofsetový tisk a přenášení mřížky. [3]

#### Vyhodnocení deformační sítě s kruhovým elementem



Obr. 22 - Deformace kruhového prvku

### Hlavní směr napětí

### Vedlejší směr napětí

#### Poměrná (technologická) deformace

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - d_0}{d_0}$$

Případně:  $\varepsilon_1 = \frac{l_1 - d_0}{d_0} * 100$  [%]

$$\varepsilon_2 = \frac{l_2 - d_0}{d_0}$$

Případně:  $\varepsilon_2 = \frac{l_2 - d_0}{d_0} * 100$  [%]

#### Skutečná (logaritmická) deformace

$$\varphi_1 = \ln\left(\frac{l_1}{d_0}\right)$$

$$\varphi_2 = \ln\left(\frac{l_2}{d_0}\right)$$

Například podle normy ČSN EN ISO 12004-1 se měří tři sousední délky ve směru  $\varepsilon_1$ , které původně ležely na přímce. Měření se opakuje, dokud tři získané hodnoty nejsou v mezích  $\pm 10$  % shodné. Průměr z těchto tří hodnot se zaznamená jako  $l_1$ . Jestliže není možné získat tři hodnoty v mezích  $\pm 10$  %, deformuje se nové zkušební těleso a měření se opakuje. [2]

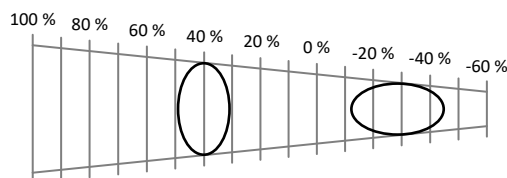
Údaje z deformované sítě lze zjistit buď manuálním nebo automatickým měřením.

### 3.5.2 Stochastické (tečkové) obrazce

Mohou být nanášeny rozprašováním nátěru na povrchy zkušebních těles. Po deformaci se doporučuje zkontrolovat přilnavost nátěru k povrchu. Je možné rozprášit tenkou matnou bílou základní vrstvu, aby se snížily zpětné odrazy od povrchu zkušebních těles. Potom může být nastříkán oblak nahodile rozmístěných černých skvrn (např. černým nátěrem ve spreji nebo grafitem). [3]

### 3.5.3 Manuální měření

Manuální měření deformací je nejjednodušší způsob zjištění deformace sítě. Měří se zpravidla jen následek deformace. Oproti automatickým metodám měření není zapotřebí kalibrace měřicího systému před tažením. Výhodou této metody je nízká pořizovací cena měřidla. Nevýhody jsou zdlouhavé měření a nízká přesnost. Výrazně se zde projevuje zručnost obsluhy. [11]



Obr. 23 - Mylar páska

Nejpoužívanějším měřidlem je Mylar páska, Obr. 23. Jedná se o průhlednou pásku rozdělenou na díly tak, aby bylo možné odečíst hodnotu deformace v procentech. [11]

#### Postup

1. Změření deformace v hlavním směru
  - Hlavní osa deformované elipsy musí být rovnoběžná s díly stupnice
  - Ostrý poloměr se musí krýt s horní a dolní přímkou spojující jednotlivé díly
2. Otočení o  $90^\circ$  a obdobným způsobem změření deformace ve vedlejším směru.

### 3.5.4 Automatické měření

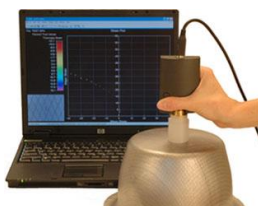
Automatické metody byly vyvinuty jako odpověď na zdlouhavé a méně přesné manuální měření. Měření deformací pomocí automatických metod lze nejen dosáhnout přesnějších výsledků za kratší dobu, ale i zaznamenat průběh deformace. Další výhodou je zobrazení výsledků v podobě barevné mapy deformací. Výsledek pak může být barevně podaná animace deformace vzorku. Řada měřících systémů umožňuje propojení s MKP programy. Výhodou je zpětné ověření navržené simulace.

Představení některých firem a jejich měřících systémů:

### 3.5.5 ASAME Technology

Firma ASAME Technology Limited byla založena v roce 2005. Prodává 2 systémy měřící deformaci:

#### Grid Pattern Analyzer (GPA)



Obr. 24 - GPA-100 Mode [14]

Je měřící systém skládající se z jedné videokamery a počítače. Kamera snímá pouze jeden prvek sítě (kruhový nebo čtvercový element). Tento způsob měření je například vhodný pro zkoumání deformace v kritickém místě. Systém kvůli svým rozměrům je snadno přemístitelný. Při měření je zpravidla využita celá nanosená síť. Nevýhodou je, že systém nevyužije geometrii součástí a pracnost měření, nevhodný pro velké součásti. [14], [11]

#### ASAME Target Mode



Obr. 25 - ASAME Target Model [15]

Systém měří kromě deformace sítě i geometrii povrchu. Výsledný obrazec je pak složen ze dvou, které mají mezi sebou geometrický vztah. Pro měření se využívá čtvercových sítí, jelikož i při horší kvalitě sítě je pro systém snáze přečtenější. Výhodou oproti GPA systému je měření větší plochy. [15], [11]

### 3.5.6 Sobriety s.r.o.

Sobriety s.r.o. se realizuje v různých oblastech českého i světového průmyslu od roku 2002: [16]

#### Mercury RT



Obr. 26 - Mercury RT [17]

Na rozdíl od většiny běžných videoextenzometrů je princip založen na Digital Image Correlation (DIC). Systém nevyžaduje síť pravidelného tvaru, naopak podmínkou na síť je, aby byla izotropní, nahodilá a vysoce kontrastní. [17]

### 3.5.7 GOM

Německá firma GOM vyvíjí měřicí technologie v Braunschweigu od roku 1990 [18]. V České republice je zastoupena firmou MCAE Systems, s.r.o. Mezi její neznámější produkty pro měření deformací patří systémy:

#### Pontus



Obr. 27 - Pontus [18]

Je mobilní optický systém pro dynamické měření pohybu diskrétních bodů, vibrací a deformací. Systém je často používán při testovacích měřeních v automobilovém a leteckém průmyslu. Pontus je vybaven dvěma kamerami, které jsou synchronizovány a zaznamenávají snímky ve stereo nastavení. Na těchto snímcích jsou zachyceny a graficky zobrazeny 3D souřadnice referenčních značek a jejich posunutí v různých deformačních stavech během zatížení objektu. [18]

#### Argus



Obr. 28 - Argus 5M [18]

ARGUS je bezkontaktní optický systém pro měření 3D deformací plechu při lisovacím procesu. Původně byl vyvinut pro automobilku Renault. Nyní je používán ve všech lisovnách této automobilky, stejně tak jako u většiny jejich dodavatelů a ve výzkumných institucích po celém světě. [18]

#### Tritop Def



Obr. 29 - Tritop Def [18]

TRITOP DEF je přenosný optický měřicí systém určený k přesnému bezkontaktnímu měření polohy diskrétních bodů. Na základě těchto informací je schopen vypočítat 3D posunutí a deformaci měřených objektů a komponentů. Nahrazuje konvenční měřicí systémy a zaznamenává posunutí a deformace bez kabeláže, senzorů a bez zasahování do objektu. Moderní interface softwaru je uživatelsky velmi příjemný a intuitivní. [18]

## 3.6 Aramis



Obr. 30 - Aramis [18]

ARAMIS je bezkontaktní měřicí systém firmy GOM pro měření reálných 3D deformací. Výsledkem je barevná mapa rozložení deformací na objektu zatěžovaném buď staticky nebo dynamicky. Proces měření může být spouštěn v pravidelných časových intervalech (např. s prodlevou 1 s) nebo může být řízen externím signálem (např. ze zatěžovacího stroje). Maximální rychlost snímání může být až 4000 snímků za sekundu u systému HS. Při měření rotačních objektů se dá propojit více systémů ARAMIS do jednoho měřicího systému. [18]

Jelikož měření deformací na novém zkušebním stroji mají být měřena právě systémem ARAMIS, je mu zde věnována největší pozornost.

### 3.6.1 Základní rozdělení systémů

#### Aramis 4M

je určen pro měření deformací, kde je důležitým aspektem jak vysoké rozlišení, tak rychlost kamer. Díky novému typu kamer je možno snímat vzorkovací frekvencí 55 Hz za plného rozlišení, případně frekvencí až 440 Hz při zmenšení rozlišení čipu v jednom směru, což umožňuje snímání středně rychlých dějů při vysokém rozlišení. [19]

#### Aramis 5M

je vzhledem k vyššímu rozlišení CCD čipu vhodný pro měření velkých objektů nebo pro měření s vyšším rozlišení detailů. Na rozdíl od systému ARAMIS 4M je zde rozlišení CCD čipu 5 000 000 bodů a snímkovácí frekvence 15 Hz (resp. 30 Hz při snížení rozlišení CCD čipu). [19]

#### Aramis 12M

je novinkou společnosti GOM, nejvyšší rozlišení senzoru nabízí měření lokálních deformací s velmi vysokou přesností. Kamery jsou schopné snímat frekvencí 24 Hz při plném rozlišení nebo až 384 Hz při rozlišení částečném, u kterého je nově možnost redukovat rozlišení čipu jak v horizontálním, tak vertikálním směru. [19]

#### Aramis HS

je systém speciálně přizpůsobený pro měření velmi rychlých dynamických dějů. Rozlišení CCD čipu je 1 300 000 pixelů a snímkovácí frekvence může být v plném rozlišení až 500 Hz. Při snížení rozlišení CCD čipu může být dosaženo frekvence snímků až 4000 Hz. Snímkování lze řídit externím signálem nebo dle předem připravených instrukcí. [19]

### 3.6.2 Princip činnosti

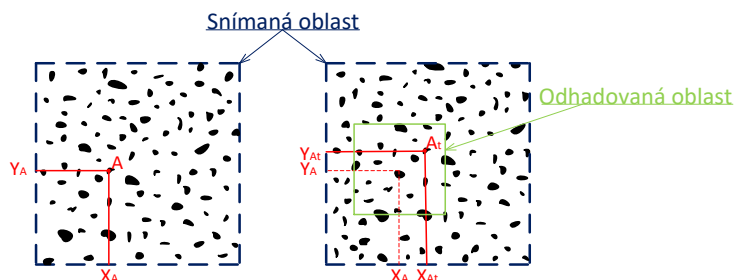
Pro snímání deformací nepotřebuje měřicí systém Aramis deformační síť pravidelného tvaru. Výhodou je tak úspora času při přípravě vzorku na zkoušku. Na měřené povrchy se pouze pomocí spreje nanese struktura nepravidelného tvaru, která je pak snímána.



Obr. 31 - Stochastický vzorek [21]

Polohu jednotlivých vzorků (bodů) snímá CCD kamera. V případě měření rovinné deformace 1 kamera, pro 3D měření jsou zapotřebí 2 kamery.

Princip měření je pak založen na digitální obrazové korelaci (DIC). V prvním kroku se změří nedeformovaný povrch tělesa. Další snímání je na deformovaném povrchu. Počet snímků pořízených od prvního měření do lomu závisí na době měření a na frekvenci snímání. Čím je větší nastavená frekvence, tím je větší počet snímků. Hodnota deformace se určí na základě posunutí bodů. Posunutí bodu A je vidět na Obr. 32. Hodnota posuvu se pak dopočte jako koncová poloha bodu mínus počáteční. Problémem při určení posuvu bodu je, jak zvolit velkou vyhledávací oblast pro polohu bodu v následujícím snímku



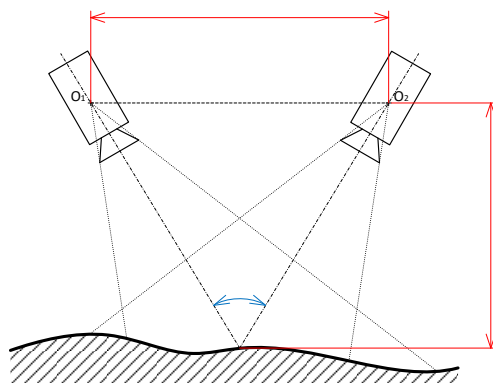
Obr. 32 - Rovinné měření posunutí bodu

### 3.6.3 Nastavení kamer

Pro správnost měření je důležité nastavit kamery dle doporučení výrobce. Pro 2D měření deformací se nastavuje pouze vzdálenost kamery od zkoumaného povrchu. U 3D měření je ještě zapotřebí nastavit úhel mezi kamerami, který vznikne vzdáleností kamer od sebe a od měřeného objektu. Důležité parametry určující vzdálenosti jsou dány objektivem (ohnisková vzdálenost) a velikostí měřené plochy. Kamera s větší ohniskovou vzdáleností je sice více ostřejší, ale měřená plocha je menší.

Obecně kamery svírají úhel  $\cong 25^\circ$

*Např. pro objektiv 100 mm a měřené plochy 80 x 80 mm bude vzdálenost mezi kamerami 276 mm a vzdálenost od měřeného povrchu 685 mm. [zdroj: Tabulka pro nastavení měřicího systému]*



Obr. 33 - Nastavení kamer



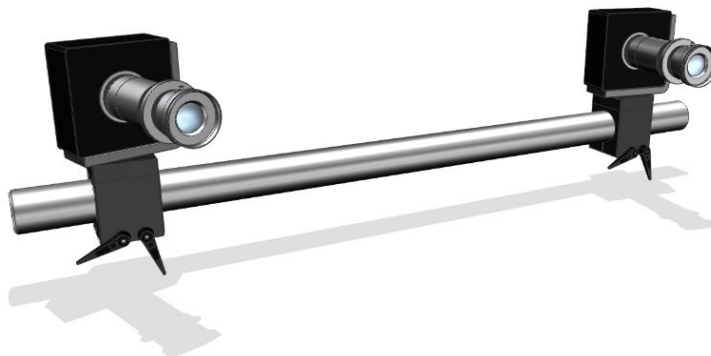
### 3.6.4 Zrcadla

Přidáním zrcadla do optické soustavy je možné paprsek vycházející z kamery zlomit a změnit tak místo dopadu. Kamera nemusí být pak nasměrovaná přímo na měřenou oblast. Tím lze zredukovat výšku potřebnou pro měření a možnost změnit místo uložení kamery. Nevýhodou je větší náchylnost k chybám při nastavování měřicího systému. Zrcadlo musí zajistit správný odraz paprsku a nesmí docházet ke dvojitmu odrazu objektu. Používají se průmyslová zrcadla.

### 3.6.5 Osvětlení

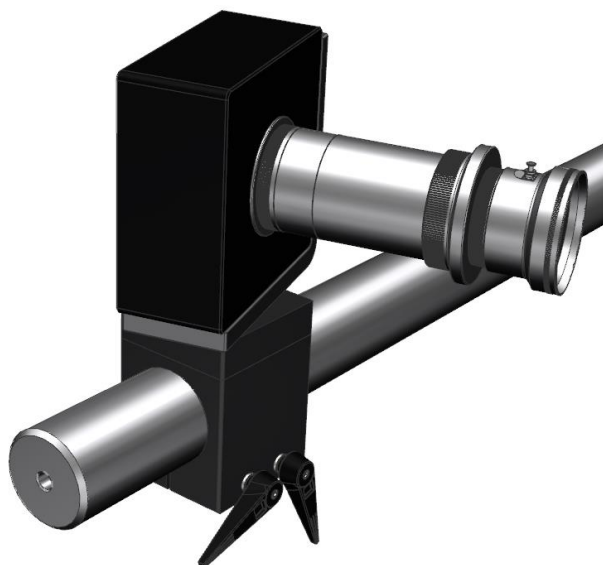
K zabránění nežádoucím odrazům bývá měřicí systém vybaven osvětlením. Nejčastěji bývá uloženo na stojan spolu s kamerami.

### 3.6.6 Uložení kamery



Obr. 34 - Uložení kamer

U dostupného měřicího systému je změna polohy kamer řešena posouváním po čepu o průměru 40 mm. Stojan kamery je možné okolo čepu libovolně natáčet. Aretace kamery v požadované poloze je zajištěna otočením páček na stojanu. Tento způsob aretace silovým stykem je rychlý a dostatečně pevný. Horní část stojanu je se spodní spojena otočně a je možné ji libovolně natočit. Kamery uložené na stojanu jsou pak snadno nastavitelné.



Obr. 35 - Detail uložení kamer

Typické uložení čepu je na stativ, kde je možné regulovat výšku čepu vůči měřené ploše. Konstrukce stativu vykazuje dostatečnou tuhost a není potřeba dále řešit uložení měřicího systému. Pokud by se měřicí systém ukládal přímo na stroj, je nutné uložení vyrábět. Podmínkou je minimální deformace stroje v místě uložení.

## 4 Analýza současného stavu

Pro zkoušení hlubokotažnosti plechů byl vybrán hydraulický lis. Vhodnost hydraulického lisu spočívá především v udržení konstantní síly po celém zdvihu. Dle zadání se bude měnit i účel využívání stroje z univerzálního použití na jednoúčelový stroj. Parametry stroje v současné době jsou podobné jako zadané parametry. Dalším důvodem, proč byl vybrán právě tento stroj, je zhoršený technický stav. Aby mohl stroj dále pracovat, bylo by nutné vyměnit některé jeho části. Jedná se zejména o důležité prvky jako jsou pracovní pohon, zpětné válce, prvky hydraulického obvodu atd. Ve své práci se nebudu zabývat repasováním stroje a uvedením do provozu pro univerzální použití. Mým úkolem je přestavba stroje na jiný účel používání.

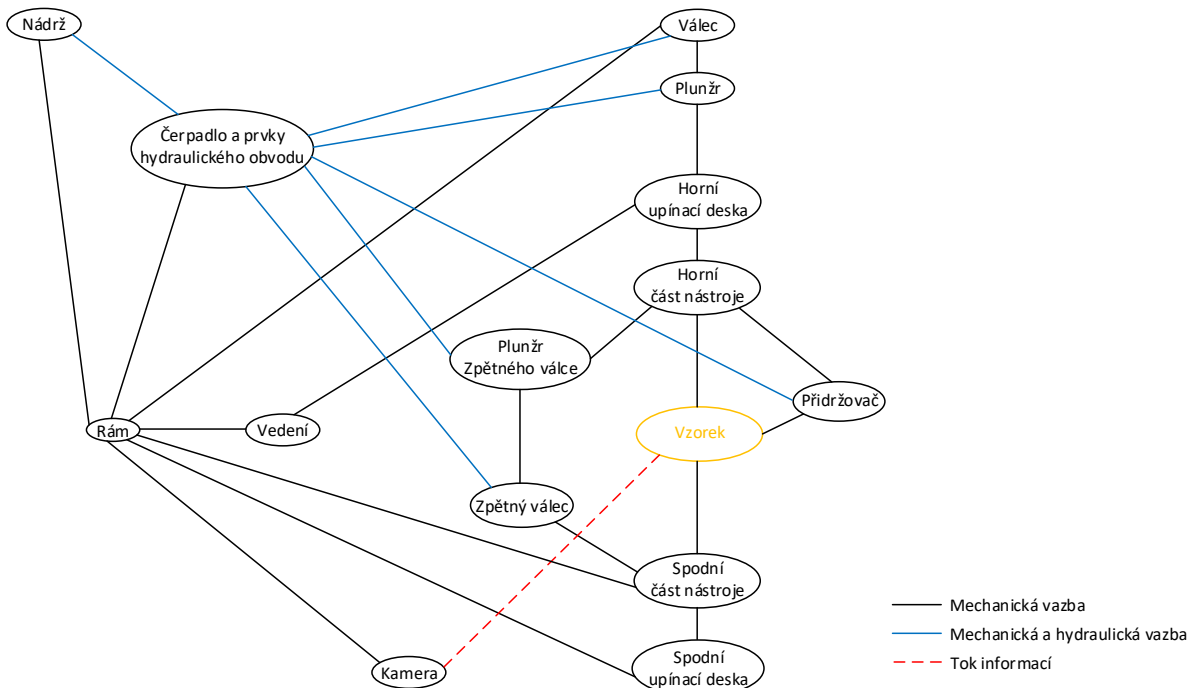
Při přestavbě stroje jsem přihlížel k technickým parametrům a stavu jednotlivých částí. Pracovní pohon již není schopen vyvodit maximální sílu. V současné době je maximální síla téměř na polovině a pořád se snižuje. Zpětné válce stěží zvedají pracovní plunžr do výchozí polohy. O univerzálnosti použití stroje nasvědčují i upínací desky, na kterých jsou vyrobeny T drážky pro upnutí. Spodní upínací deska obsahuje vyrážec pro snazší vyjmutí výlisku. Vedení horní upínací desky vůči rámu je pomocí tření desek přišroubovaných k obou částem. Z některých hydraulických prvků prosakuje kapalina a je nutná výměna, a to buď jednotlivých těsnění nebo celých prvků. Čerpadlo je poháněno elektromotorem staršího provedení, tomu svědčí i větší rozměry a větší odebíraný výkon, než je u nových elektromotorů.

Doba používání stroje se podepsala na stavu některých komponentů. Nejsnazší bude jejich výměna za nové, popřípadě zvážit repasování současných.

### 4.1 Orgánová struktura současného stavu

Před návrhem nové koncepce stroje byla provedena orgánová struktura současného stavu. Cílem je ukázat spojení jednotlivých strojních orgánů. Při návrhu nového řešení je důležitá modifikovatelnost jednotlivých částí.

V orgánové struktuře jsou uvedeny pouze nejdůležitější části stroje.



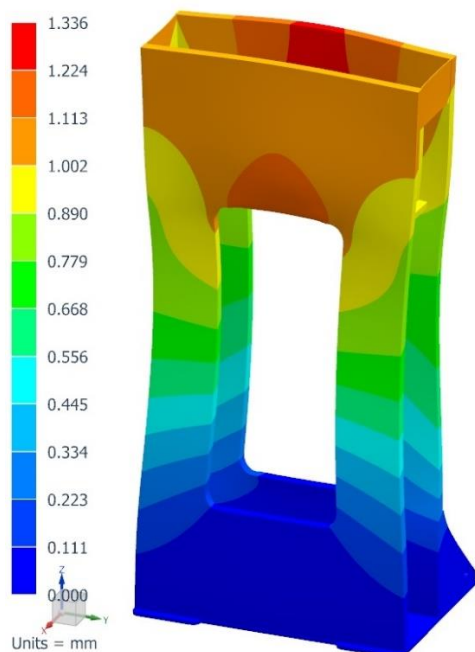
Obr. 36 - Orgánová struktura

## 4.2 Analýza rámu

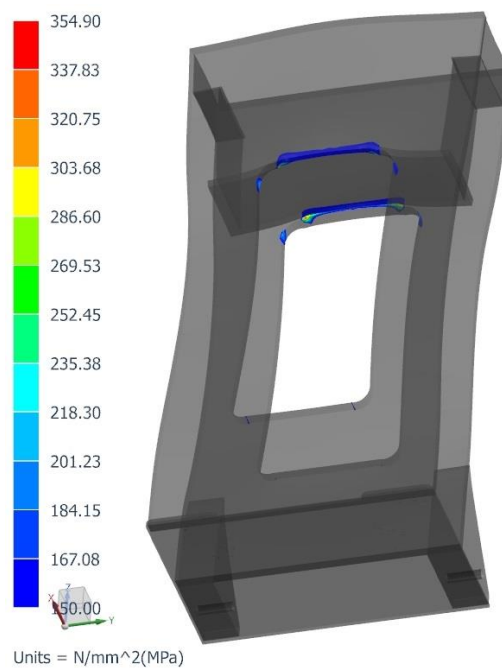
Nejdůležitější částí stroje je rám, který nese, vede a zachycuje všechna zatížení. Vzhledem k těmto faktům byla provedena jeho analýza za účelem odhalit kritická místa stávající konstrukce a při návrhu nového řešení brát na ně větší zřetel. Zejména se jedná o hodnoty posunutí. V místě uložení kamer by nemělo docházet k velkým posuvům rámu. Rozložení napětí by mělo být co nejvíce rovnoměrné tak, aby byl využit celý rám stroje. Místa, kde se koncentruje největší napětí, jsou rozhodující pro posouzení stávající konstrukce.

Výsledek výpočtu je detailně popsán v Příloze č. 1.

### Výsledek analýzy



Obr. 37 - Celkové posunutí



Obr. 38 - Celkové napětí, zobrazeno od 150 MPa, dle HMM

Největší hodnoty posunutí a napětí se nacházejí v horní části rámu stroje. Z tohoto důvodu nebude vhodné do této části ukládat stojan kamery pro měření deformací. Dále nebude vhodné do těchto míst připojovat další prvky.

Vypočtené hodnoty s ohledem na možnou chybu výpočtu nedosahují nebezpečných hodnot.

## 5 Návrh variant

### 5.1 Strategie návrhu

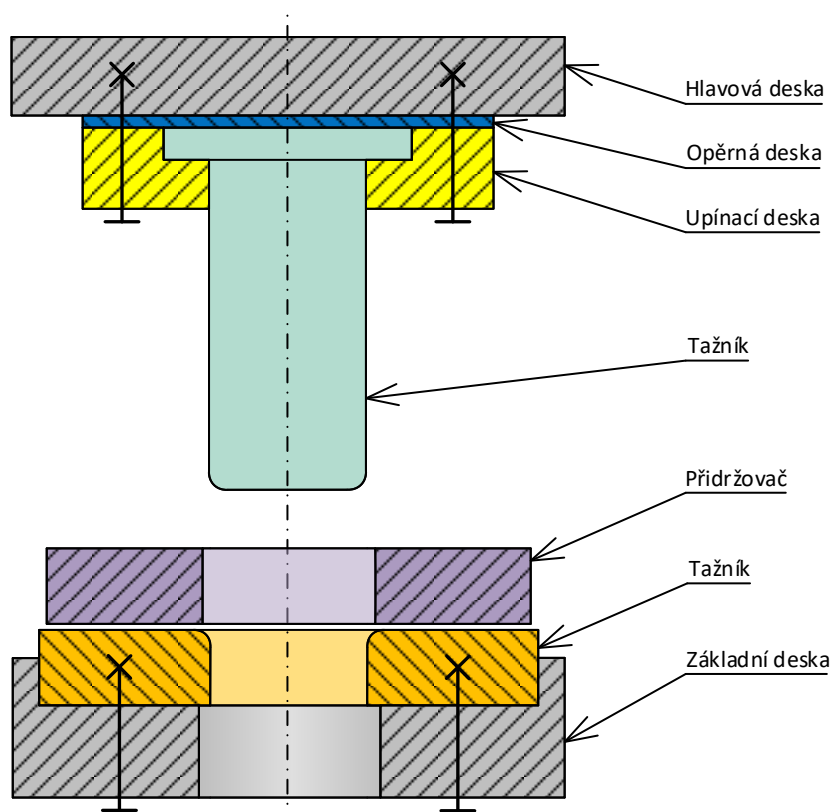
Před samotným návrhem variant byly vybrány některé části stroje a rozebrána jejich funkčnost.

#### 5.1.1 Přípravek

Hlavní zásady pro konstrukci jsou ekonomické, bezpečnostní a technické. Zde je jejich bližší specifikace:

- ekonomické zásady se zaměřují především na maximální využití materiálu a pomocných hmot, na výkon stroje a jeho zařízení při minimální pořizovací ceně nástrojů a spotřebě energie; [9]
- bezpečnostní opatření musí být taková, aby s přihlédnutím k druhu pracovního postupu chránila obsluhu před úrazy a stroj před poškozením; [9]
- do technických zásad se řadí především vyrobiteľnost, smontovatelnost a vyměnitelnost, životnost nástroje atd. [9]

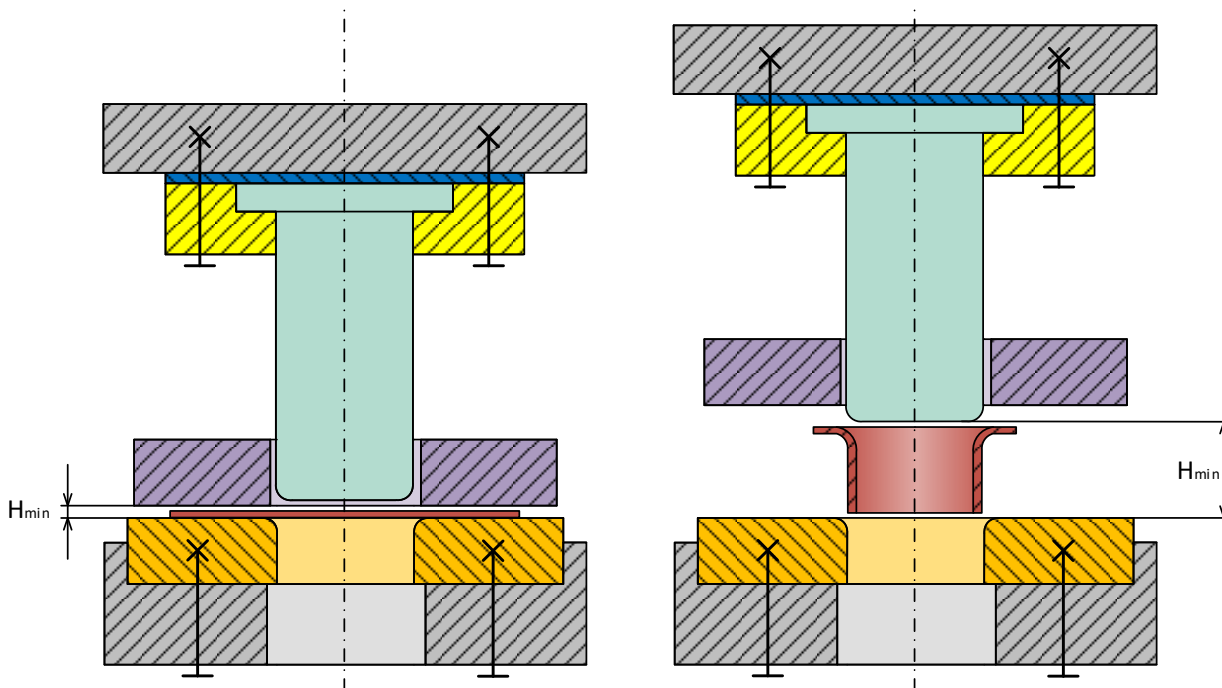
Konstrukci nástroje lze realizovat řadou způsobů. Nejčastěji používaný tvar nástroje je vidět na Obr. 39. Nástroj je rozdělen na horní a spodní část. Mezi tyto dvě části je umístěn přidržovač, jehož úkolem je přitlačovat zkušební vzorek k tažnici. Tvar nástroje ovlivní i typ lisu, zejména rozdělení na jednočinný a dvojčinný. U jednočinného lisu je často zapotřebí rozdělit lisovací sílu na tažnou a přidržovací. Pokud je přidržovací síla větší než tíhová síla přidržovače, která může být vyvozena tíhou přidržovače, je tvar přidržovače složitější, než je vidět na Obr. 39.



Obr. 39 - Základní schéma přípravku

#### Výtažek v pracovním prostoru

Při konstrukci nástroje je nutné počítat s přijatelnou výškou pro vkládání plechu a vyndávání výtažku. Zadaná výška zdvihu je 100 mm. Pro snazší vyjmutí výtažku z nástroje musí být výška výtažku menší.



Obr. 40 - Zakládání polotovaru a vyjímání výtažku

### 5.1.2 Přidržovač

Cílem přidržovače je vyvodit takovou sílu, aby se zabránilo zvlnění plechu. Tato síla je menší než síla na tažníku.

Rozdělení přípravku podle druhu upínací síly:

- Mechanický
  - Závažový
  - Pomocí šroubů
  - Pomocí pružin
- Hydraulický
- Pneumatický

Nejjednodušší způsob vyvození síly je pomocí vlastní tíhy přípravku. Pro našroubování vzorku k tažnici je nutné vyvodit takovou utahovací sílu, aby přidržovací síla mezi byla rovnoměrně rozložena. Tento způsob je pracný, ale ne moc přesný. Použitím pružin je nutné brát v úvahu jejich deformaci vzhledem k zatěžovací síle. Tento způsob vyvození síly není vhodný pro přesné měření. Další nevýhodou je pak opotřebení pružiny, změna její charakteristiky. Rovnoměrně a relativně přesně lze přidržovací sílu zajistit hydraulicky a pneumaticky. Nevýhodou je složitost konstrukce a větší rozměry přidržovače. Větší rozměry pak budou u pneumatického vyvození síly než u hydraulického.

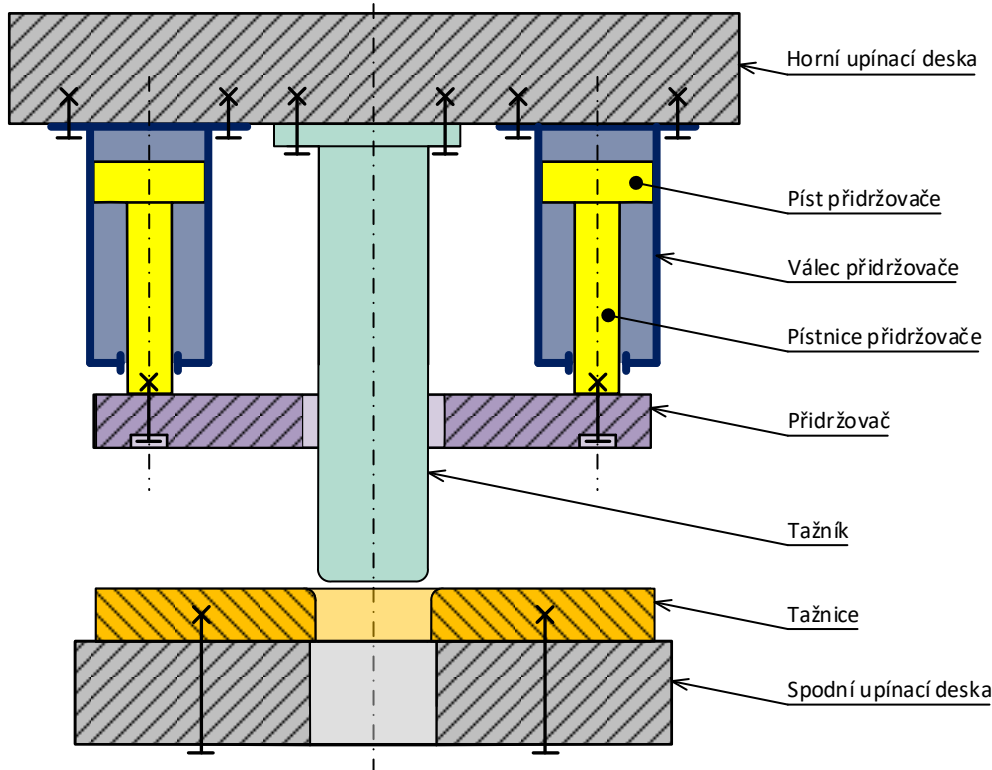
### 5.1.3 Zpětná síla

Dimenzování zpětných válců je podle zvyklosti,  $F_{zp} = 0,15 * F$

## 5.2 Varianta A

Varianta vychází z běžně používaného principu tažení, kdy se tažník pohybuje seshora dolů. Důvodem použití principu je velká komptabilita se stávající konstrukcí stroje. Cíl kladený při tomto návrhu je využití co nejvíce částí ze stávající konstrukce.

Aby varianta splňovala kritéria daná zadáním, je nutné sílu z horní upínací desky rozdělit na dvě, a to na sílu na přidržovači a na tažníku. Síla na přidržovači je pětkrát menší než síla na tažníku. Pro snížení síly působící z horní upínací desky na přidržovač slouží čtyři písty a válce přidržovače. Konstantní síly na přidržovači se docílí nastavením konstantního tlaku ve válci přidržovače. Tlak ve válci přidržovače je nastaven pomocí škrtkového ventilu umístěného na odtoku z válce. Při tažení se bude píst pohybovat směrem nahoru, stlačovat kapalinu, která bude skrze škrtkový ventil odtékat z prostoru válce. Tlak



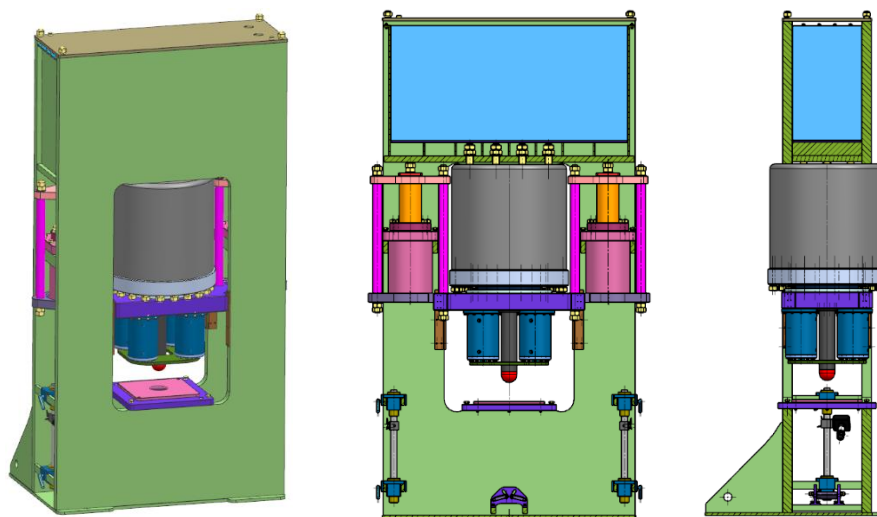
Obr. 41 - Princip varianty A

v pracovním válci a ve válcích přidržovače je stejný. Variantu lze upravit rozdělením hydraulického obvodu, zvýšením tlaku ve válcích přidržovače je možné zmenšit jejich vnější průměr. Další modifikací je vypouštění hydraulické kapaliny z válců ne do nádrže, ale do zásobníku. Také lze upravit přidržovač, místo kapaliny použít plyn. Při použití takového principu je nutné počítat s větším vnějším obvodem válců přidržovače a plynovým zásobníkem.

Na horní upínací desku pak budou působit 2 reakce, a to síla z tažníku a síla z přidržovače, jejich součet je 6 000 kN, bez zahrnutí ztrát nutné překonat pro umožnění zdvihu. Aplikací toho principu vzroste síla na plunžru a tím i nároky na pohon. Toto uspořádání může být bráno jako výhoda i jako nevýhoda. Na jednu stranu je větší nárok na pohon, na druhou není zapotřebí pohon přidržovače.

Přidržovač je pevně spojen šrouby za přírubu s horní upínací deskou.

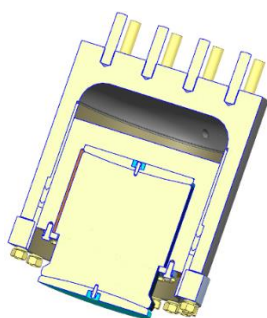
Tažník je připevněn k horní upínací desce a prochází mezi válci přidržovače. Tělo tažníku slouží jako stojan. Výměnné jsou aktivní části na vrcholu tažníku.



Obr. 42 - 3D model varianty A, včetně řezu

Pracovní prostor se vlivem umístění přidržovače pod horní upínací desku výrazně zmenší. Dále je nutné, aby výška pracovního prostoru byla minimálně dvojnásobná, než je hloubka výtažku. Důvodem je vyjmutí vzorku z tažnice. Tažník se o 100 mm posune k povrchu vzorku, pak pro tažení je potřeba výška 100 mm. Min. zdvih je tedy 200 mm a k tomu je nutné připočítat bezpečnostní vůli. Pro dosažení výšky potřebné pro tažení je nutné snížit výšku tažnice a přidržovače, to má za následek snížení jejich tuhosti, která by měla být co největší.

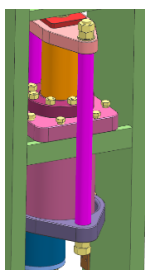
Rozměry tažnic jsou navrženy z hlediska výměny celé tažnice. Tažnice je připevněna na spodní upínací desku. Ve středu spodní upínací desky je otvor kvůli průchodu paprsků jdoucích z kamer do měřené oblasti.



Obr. 43 - Plunžr a naklápěcí trn

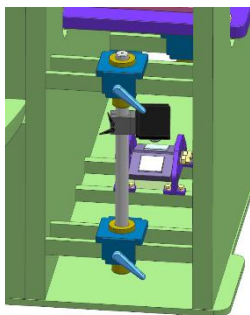
Vzhledem ke špatnému technickému stavu současného pohonu bude celý pohon vyměněn za nový. Tento pohon bude umístěn do stejného místa jako původní. Odlišnost bude pouze ve způsobu uchycení k rámu. Ke dnu nového pracovního válce jsou přišroubovány závrtné šrouby, které jsou spojeny s rámem. Hodnota tlaku, pro kterou je pracovní válec navržen, je 25 MPa. Menší hodnota není možná z důvodu montáže válce skrze stojinu.

Uvnitř pracovního plunžru je vyvrtaný otvor pro naklápěcí trn. Cílem naklápěcího trnu je minimalizovat excentrické síly a minimalizovat tak nerovnoměrné zatížení vedení plunžru. Trn je na obou koncích spojen s naklápěcími čočkami. Nevýhodou umístění naklápěcího trnu je, že všechny excentrické síly musí zachytávat horní upínací deska. Pro minimalizaci vlivu klopného momentu by měla být výška horní upínací desky v místě kontaktu s vedením co největší. Návrh vedení a těsnění je podle manuálu TS Škoda. Těsnění zajišťuje manžeta a vedení vodící pouzdra.



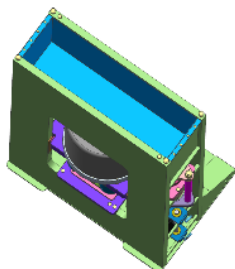
Obr. 44 - Zpětné válce

Zpětný pohyb je realizován dvěma zpětnými válci, které jsou umístěny na příčkách mezi stojinami. Uvnitř válce je plunžr, na jehož konci jsou umístěny traverzičky a pomocí kotev a trubek jsou spojeny s horní upínací deskou. Při pohybu plunžrů nahoru tahají horní upínací desku do výchozí polohy. Zpětné válce jsou počítány jako 15 % z tažné síly. Při této hodnotě nelze traverzičky vytočit do příčného směru, a proto jsou umístěny natočení do podélného.



Obr. 45 - Nastavení měřícího systému

Při snaze ponechat většinu prvků ze stávající konstrukce i na stejném místě, nastává problém s umístěním měřícího systému. Pro správnou funkci musí být kamery umístěny v požadované vzdálenosti od měřeného povrchu. V tomto případě nelze z konstrukčních důvodů přímé měření realizovat. Vzdálenost snímané plochy od podlahy je příliš krátká. Druhým způsobem měření je měření nepřímé, které využívá zrcadel. Paprsek vycházející z kamer se v zrcadle láme a je nasměrován do požadovaného místa. Nepřímé měření právě vlivem vnesení zrcadel, jako dalšího prvku optické soustavy, je náchylnější k chybám měření. Nastavení tohoto systému přináší i větší časovou náročnost na nastavení. Zrcadla jsou upevněna na stojanu umístěném ve spodní části stroje. Konstrukce stojanu umožňuje naklápění částí, kde jsou uložena zrcadla. Stojan je uložen na příčkách ve spodní části rámu. Umístění celé optické kamery do téměř uzavřeného prostoru má výhodu pro optickou soustavu, která je krytá před jevy z okolí, odlesky, odrazy atd.



Obr. 46 - Umístění nádrže

Stejně jako ve stávající konstrukci byla ponechána nádrž v horní části stroje. V horní části stroje je místo obdélníkového tvaru, do tohoto místa je umístěna celistvá vana, v níž je napuštěná hydraulická kapalina. Nádrž je přikryta deskou, na které je možné uložit čerpadlo, elektromotor a prvky hydraulického obvodu.

## Zhodnocení

### Výhody

- Max. využití stávající konstrukce
- Možnost výměny přidržovače (i za jiný princip)
- Nádrž součástí stroje
- Umístění hydraulických prvků na horní desku
- Minimální namáhání vedení plunžru
- Nejmenší hodnota tlaku v hydraulickém obvodu
- Krytí optické soustavy

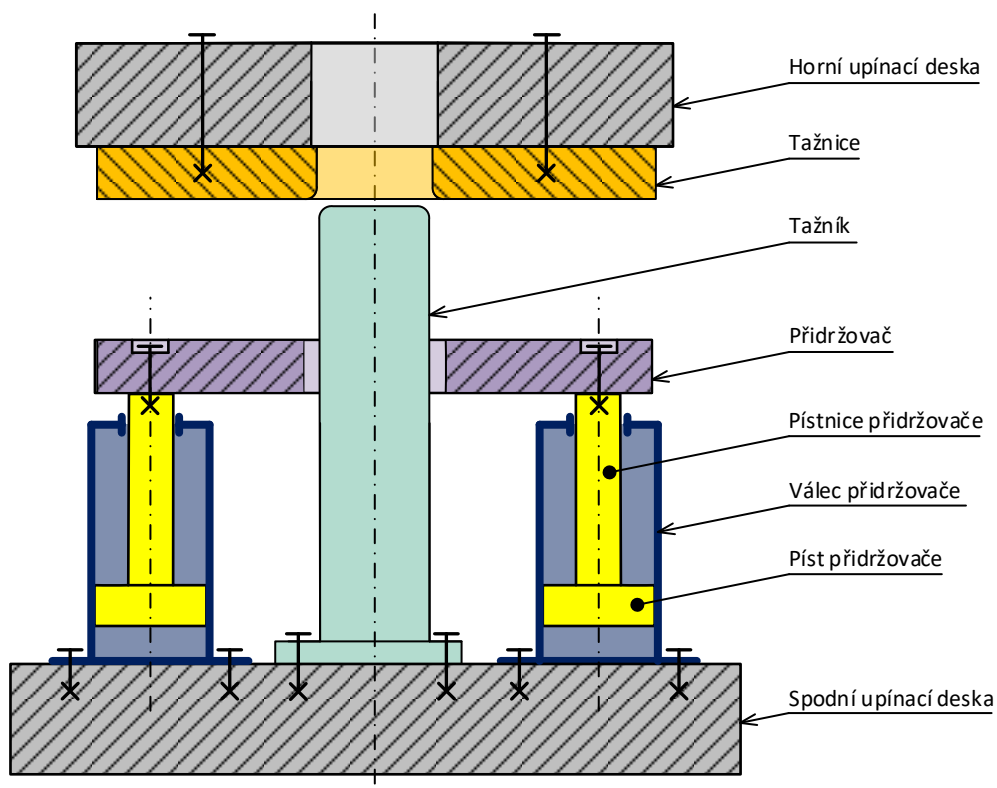
### Nevýhody

- Nejsložitější nastavení kamerového systému
- Malý pracovní prostor
- Malá tuhost přidržovače
- Malá tuhost tažnice
- Nepříznivé namáhání vedení pracovního plunžru
- Složitá montáž pracovního válce
- Součet síly tažní a přidržovací



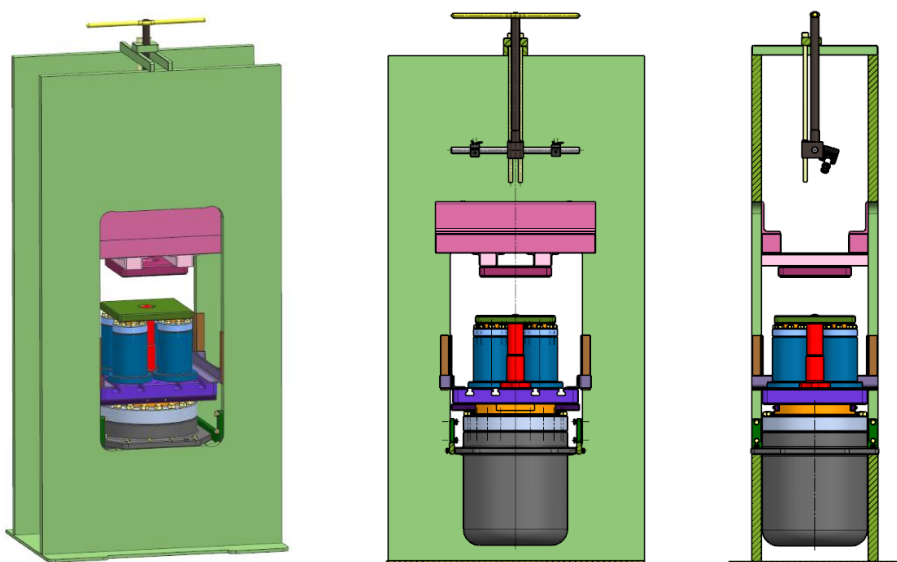
### 5.3 Varianta B

Princip varianty B je podobný variantě A. Rozdíl je pouze ve směru pohybu tažníku. Zde se tažník pohybuje ze zdola nahoru. Obrácení směru tažení sebou přináší umístění pohonu do spodní části stroje, horní upínací deska s tažnicí budou umístěny v horní části stroje. Hlavním cílem návrhu varianty je zlepšit přístupnost do pracovního prostoru.



Obr. 47 - Princip varianty B

Nároky na pohon, způsob připevnění jednotlivých částí atd. zůstávají stejné. Důležitější je dopad v prostorovém uspořádání.



Obr. 48 - 3D model varianty B, včetně řezu

V této variantě slouží spodní upínací deska jako vedení plunžru a zároveň je na ni umístěn přidržovač s tažníkem. Pracovní prostor se při tomto uspořádání posouvá směrem do horní části stroje.

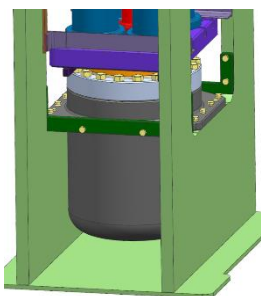
Docílení dostatečné tuhosti přidržovače a tažnice musí být nádrž z horní části stroje vyjmuta. Uvolněný prostor je využit pro umístění kamerového systému.

Tažnice je navržena s dostatečnou tuhostí a je možná její výměna při opotřebení. Upnutí tažnice je do stojanu.

Tažník je konstruován stejným způsobem jako v předchozí variantě. Rozdíl je ve způsobu uložení.

Přidržovač funguje na stejném principu jako v předchozí variantě a je možná jeho modifikace.

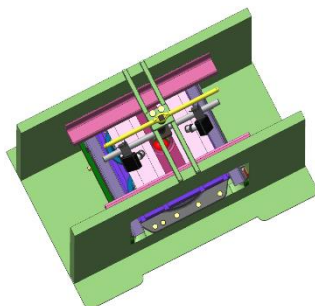
Způsob uložení tažníku a přidržovače je stejný. Oba jsou opatřeny přírubou na konci a jsou položeny na spodní upínací desku. Pomocí upínek je vymezena jejich poloha vůči horní části nástroje. Pro uchycení upínek jsou na spodní upínací desce vyfrézovány T drážky.



Obr. 49 - Umístění pohonu

Pohyb tažníku je zezdola nahoru, proto je i pohon umístěn do dolní části stroje. Předtím, než byl pohon umístěn, byla provedena analýza, zdali je nutné stojiny od sebe posunout. Z výsledku v příloze č. 2 vyplývá, že není možné umístit pohon do původní vzdálenosti stojin od sebe. Stojiny musí být od sebe posunuty. To má za následek téměř neomezenou volbu tlaku v pracovním válci. Pro tento případ byl zvolen tlak 35 MPa. Tato hodnota tlaku je běžná pro většinu čerpadel. Pohon je montován skrze otvor stojiny a usazen na přírubu. Spojení s rámem je pomocí šroubů. Pro pevnější uložení je přišroubovaná příčka k rámu a přírubě válce.

Úspora varianty je v realizaci zpětných pohybů přidržovače a pracovního plunžru. Je zde využito svislé polohy a směru pohybu nahoru. Zpětný pohyb je realizován vlastní tíhou součástí. Nevýhodou je delší doba potřebná pro pohyb dolů, zejména u plunžru přidržovače, kvůli menší hmotnosti.



Obr. 50 - Umístění měřícího systému

Měřící systém je umístěn do horní části stroje. Kamery jsou umístěny na trnu a je možné je po něm posouvat. Aretování kamer je pomocí svěrného spoje – páčkou ve stojanu (dodávané výrobcem jako součást kamerového systému). Nastavení vzdálenosti kamer od měřeného povrchu je pohybem šroubu. Na konci šroubu je nastrčeno vratidlo pro snazší otáčení. Při regulaci se šroub zároveň otáčí a posouvá. Pro zvětšení pevnosti uložení kamer je posuvový mechanismus opatřen dvěma vodícími čepy. I přes to je tento systém málo tuhý a hrozí snadná náchylnost na rozkmitání.

Nevýhodou navrženého posuvového mechanismu je obsluha ve výškách. Výška stroje je přes 3 m. Pro obsluhu měřícího systému je nutné dodržovat předepsaná bezpečnostní opatření spojená s prací ve výškách.

## Zhodnocení

### Výhody

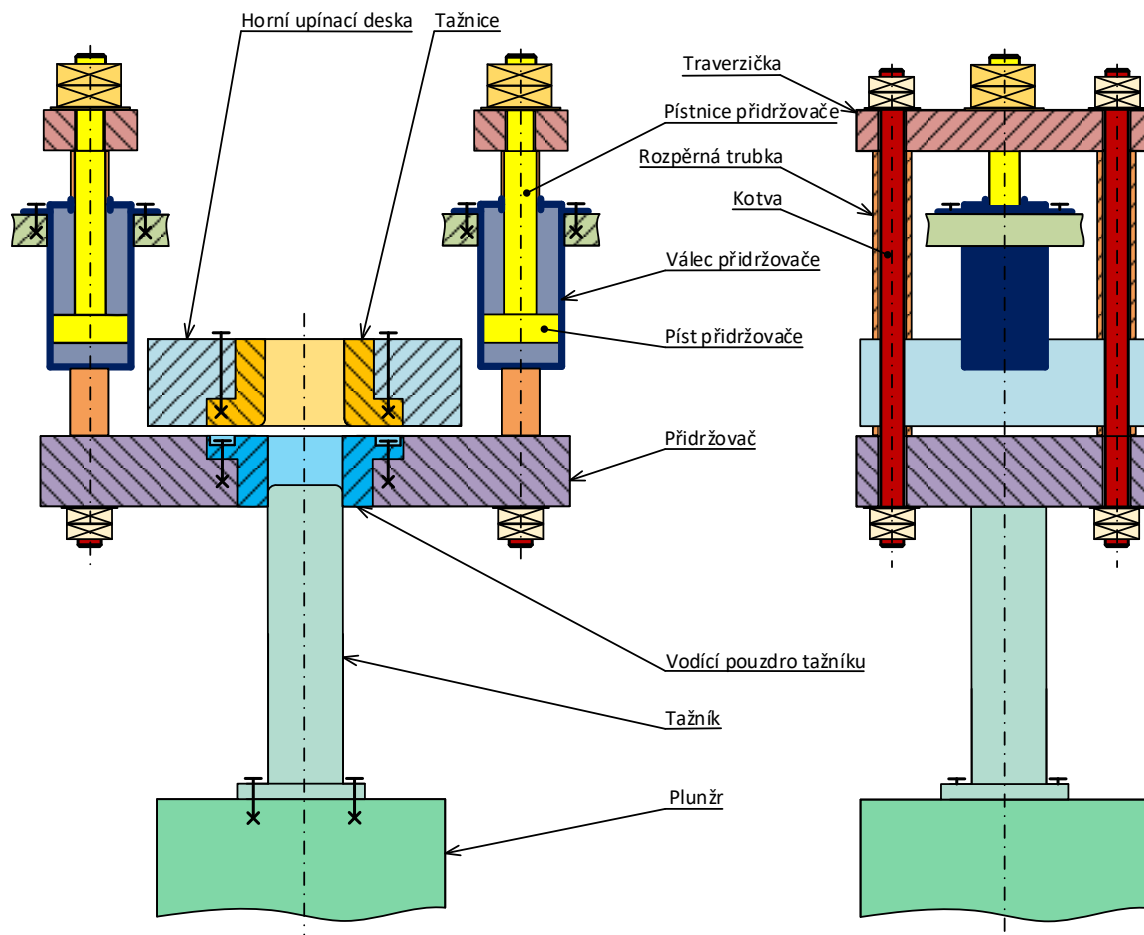
- Jednoduchost provedení
- Možnost výměny přidržovače (i za jiný princip)
- Níže postavené těžiště stroje
- Úspora v realizaci zpětných pohybů
- Větší tuhost přidržovače, upínací desky, tažnice

### Nevýhody

- Regulace kamerového systému seshora stroje
- Přístupnost do pracovního prostoru
- Doba realizace zpětných pohybů
- Nádrž není součástí stroje
- Čerpadlo a elektromotor nejsou součástí stroje
- Součet síly tažní a přidržovací

## 5.4 Varianta C

Návrh této varianty vycházel z myšlenky změnit výrazněji princip fungování předchozích variant. U dosavadních variant byl pracovní plunžr veden upínací deskou. Pracovní pohon musel vyvodit větší pracovní sílu, než je síla tažná. Ve variantě B je pohon umístěn ve spodní části stroje mezi stojinami. Umístění pohonu vedlo k oddálení stojin od sebe, pokud se velikost průměru pracovního válce zmenšila, mohly by být stojiny od sebe posunuty na kratší vzdálenost.

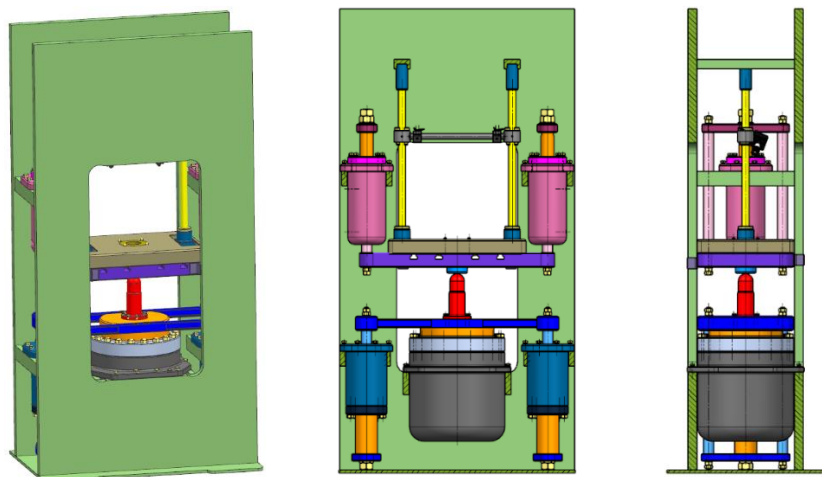


Obr. 51 - Princip varianty C

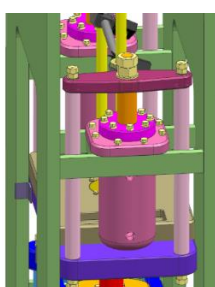
Nově navržený způsob vedení plunžru je vidět ze základního principu. Spodní upínací deska již neslouží jako vedení a ani pro upnutí přidržovače, proto již není na stroji zapotřebí. Pro vedení byla použita deska, která již na stroji je – přidržovač. Pevně spojený tažník s plunžrem je veden pouzdem přidržovače. Tvar tažníku je navržen pro nejčastěji používaný druh zkoušky – podle Nakajimy. Pokud by byl na stroji použit tažník o jiném rozměru, je nutné vyměnit spolu s tažníkem i vodící pouzdro. Při použití hranatého tažníku se použije pouzdro s negativním vnitřním tvarem vůči tažníku.

Použitím nového principu vede k úspoře místa. Pro správné fungování je nutné zajistit, aby tažník z pouzdra nevyjel. Je zde nutné svázat pohyb tažníku s přidržovačem. Pracovní pohon i pohon přidržovače jsou hydraulicky ovládané, proto i jejich vzájemný pohyb bude řízen hydraulickými prvky.

V prostorovém uspořádání je vidět velké využití boků stroje mezi stojinami. Místo je vyplněno přidržovací a zpětnými válci. Pracovní prostor se zpřehlednil. Vzorek se umístí na přidržovač, který je pod tažnicí.



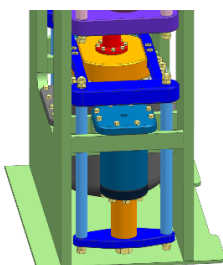
Obr. 52 - 3D model varianty C, včetně řezu



Obr. 53 - Přidržovač

Síla na přidržovači je vyvozená pohonem přidržovače, není proto zapotřebí odebírat část energie z pracovního pohonu. Pohon přidržovače je navržen jako dvojčinný a to proto, aby přidržovač mohl vykonávat i zpětný pohyb. Na konci pístnice je připevněna traverzička. Kotvou a trubkou je traverzička spojena s přidržovačem. Přidržovací síla je vyvozena na opačné straně pístu, než je pístnice. Přívodem kapaliny z druhé strany je vyvozena zpětná síla. K této síle se pak připočítává tíhová síla přidržovače. Na rozdíl od varianty A je prostor mezi stojinami dostatečně velký, aby mohla být traverzička umístěna příčně vůči stojinám.

Přidržovač je umístěn nad zpětnými válci.



Obr. 55 - Zpětný válec

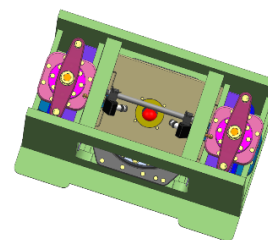
Vrácení pracovního plunžru do výchozí polohy zajišťují dva zpětné válce. Oproti přidržovači se nejedná o dvojčinný pohon, uvnitř válce je plunžr. Způsob uložení je stejný jako u válců přidržovače. Horní traverzičky jsou spolu spojeny obdélníkovým profilem v místě uložení s pracovním plunžrem. V místech mezi plunžrem a horní traverzičkou je obdélníkový profil nahrazen I profilem. Uložení traverzy zpětných válců na přidržovač je pomocí dvou imbus šroubů na každé straně. Tvar pracovního plunžru je v místě uložení traverzy vyfrézován tak, aby nedocházelo k pootočení traverzy. Z důvodu malého prostoru pro funkci pohonu zpětných válců je přívod kapaliny dnem.

Měřicí systém je umístěn do horní části stroje. Kamery spolu s uložením dodávané výrobcem jsou umístěny na speciální trn. Na konci trnu jsou navařeny oka. Do vnitřku ok jsou pak umístěny vodící pouzdra s podélnou drážkou. Ustavení polohy trnu zajišťuje páčka. Na dřívku páčky je vyroben závit a otáčením páčky je vyvozen silový styk s vodícím sloupem. Vodící sloupky jsou dva a je možný jejich posuv. Lze tím docílit snazšího nastavení kamer. Vzhledem k tomu, že kamery je možno natáčet kolem osy trnu, je tento systém méně výhodný.



Obr. 54 - Umístění měřicího systému

Při návrhu této varianty se neuvažuje s umístěním nádrže, ani čerpadla, elektromotoru a hydraulických prvků na rámu. Výhodou je, že vzdálenost kamer od měřené plochy není příliš limitovaná použitým objektivem. Stojan, na němž jsou uloženy kamery, je možné posunout až do horní části stroje. S touto úpravou se vyskytne problém jako v předešlé variantě, a to jsou bezpečnostní pravidla při práci ve výškách.



Obr. 56 - Pohled seshora na stroj

## Zhodnocení

### Výhody

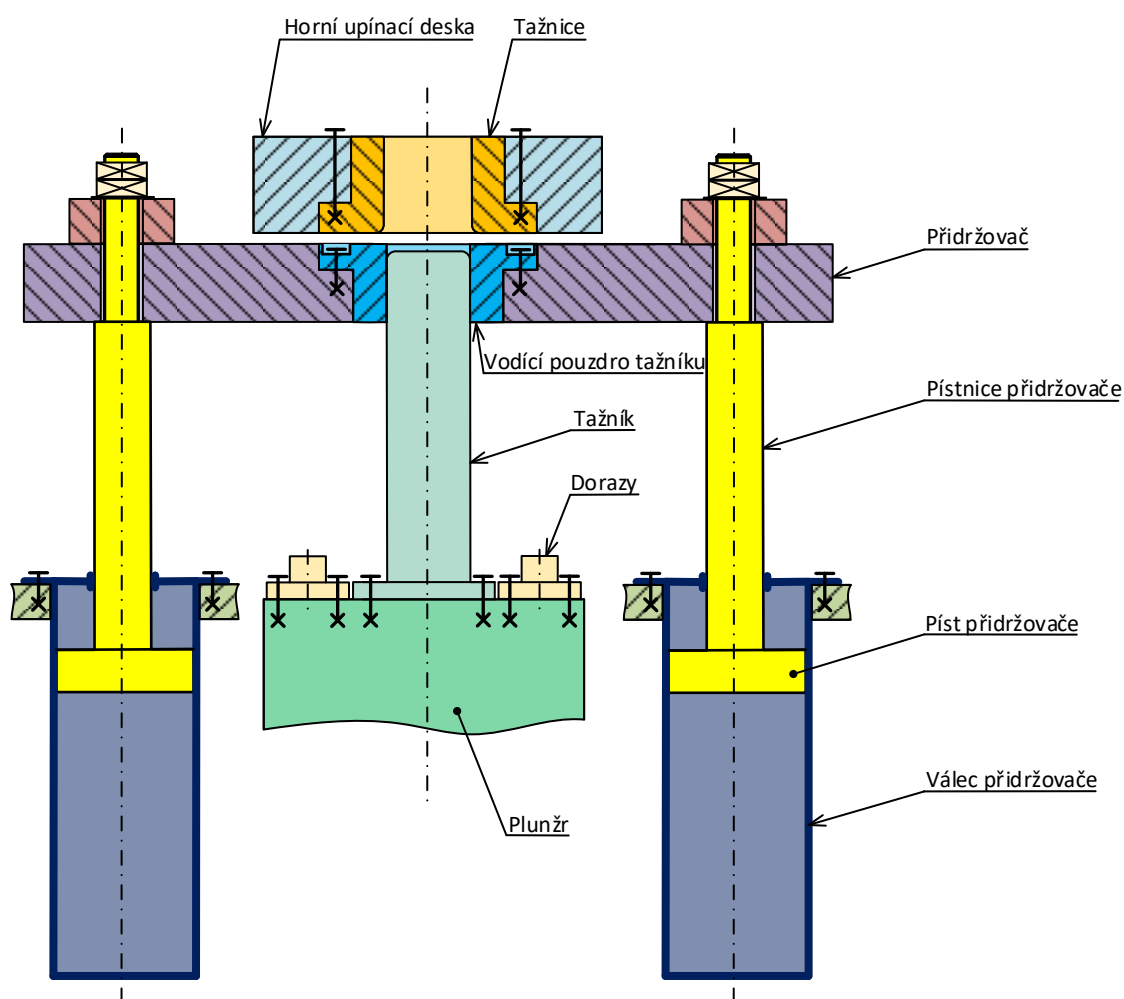
- Přístupnost do pracovního prostoru
- Snadné nastavení kamerového systému
- Nižší postavené těžiště stroje
- Přístupnost k měřicímu systému

### Nevýhody

- Nádrž není součástí stroje
- Čerpadlo a elektromotor nejsou součástí stroje
- Větší nároky na synchronizaci pohonů

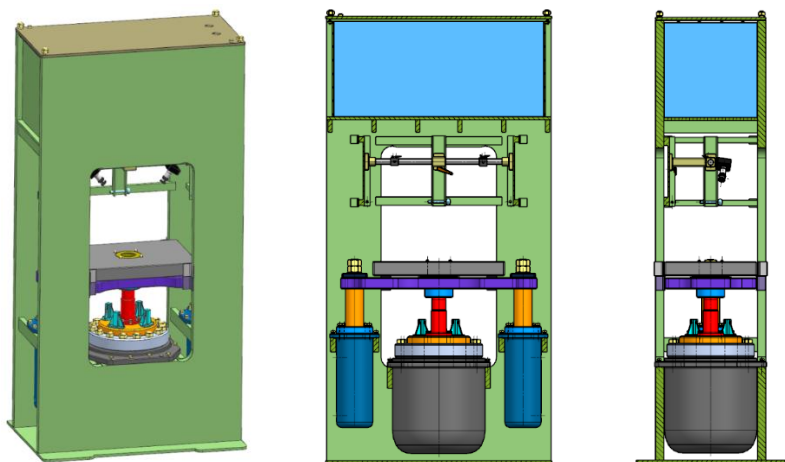
## 5.5 Varianta D

Návrh další varianty byl snahou poupravit princip fungování varianty C. Tento princip není příliš běžný a už při konstrukci se objevovala řada možností na modifikaci. Především z prostorového modelu varianty C vyplývá její nevýhoda v zaplnění prostoru v bocích stroje. Při zpětném pohybu varianty C je zapotřebí jako pohon přidržovače, tak i pracovního pohonu. Při návrhu nové varianty se objevila myšlenka sjednocení pohonů. Vrácení pracovního plunžru do výchozí polohy není zapotřebí velkých sil. Navíc ve variantě B se počítá vrácením pouze vlivem vlastní tíhy plunžru.



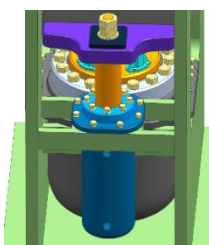
Obr. 57 - Princip varianty D

Způsob vedení plunžru zůstává stejný. Změna je ve způsobu provedení zpětného pohybu pracovního plunžru. Na stroji nejsou zpětné válce. Návrat plunžru do výchozí polohy není vykonáván vlastní tíhou přidržovače, ani není navržen dvojčinný lis. Zpětný pohyb je vykonán přidržovačem. Na píst přidržovače je z jedné strany tlak odpovídající přidržovací síle a na straně pístnice tlak takový, aby mohl být plunžr zatlačen do výchozí polohy. Kontakt přidržovače s pracovním plunžrem je přes dorazy, pevně spojenými s plunžrem.



Obr. 58 - 3D model varianty D, včetně řezu

Znatelný přínos varianty je vidět na prostorovém modelu. Vyjmutím zpětných válců se prostor mezi stojinami výrazně zpřehlednil. Další přínos je ve finanční úspoře za zpětné válce.



Obr. 59 - Přidržovač

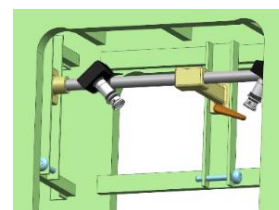
Válce přidržovače jsou připevněny za přírubu na příčkách pevně spojujících stojinu. Přidržovací síla je vyvozena tlačáním pístnice na přidržovač. Přidržovač zároveň slouží jako vedení pístů a pístnice. Zpětný pohyb je vyvozen tlakem na straně pístnice. Ke zpětné síle vyvozené tlakem ve válci přidržovače je přičítána vlastní hmotnost pracovního plunžru. Oproti variantě B je čas potřebný k vrácení pracovního plunžru do výchozí polohy podstatně kratší. Přívod hydraulické kapaliny do válců je z boku připojením hadic. Válce přidržovače jsou prodlouženy, a to kvůli vykonání potřebného zdvihu. Důvod je uzavřená plocha válce vlivem tloušťky příčky. Přívod hadic do válce je až pod příčkou. Vzdálenost válce je o hodnotu tloušťky větší



Obr. 60 – pracovní prostor

Princip vedení tažníku zůstává stejný jako ve variantě C. Pracovní plunžr již nemusí mít vyfrézované drážky pro spojení traveziček zpětných válců. Na čelo přidržovače jsou pevně spojeny dorazy. Jejich úkolem je pouze přenést sílu z přidržovače na pracovní plunžr.

Celková úspora místa vedla k využití prostoru mezi stojinami na bocích stroje pro umístění měřicího systému. Kamery jsou opět posouvány po speciálním trnu, který je oproti předchozím variantám uložen ve třech bodech. Na koncích trnu jsou pouzdra, kam se trn pouze nasune.



Obr. 61 - Měřicí systém

Pouzdro je pak vedeno ve vedení ve tvaru C, které je pevně spojeno s rámem. V prostředí je měřicí systém také spojen s pouzdem a vedení je na zadní straně stroje. Při návrhu této varianty je ustavení trnu vůči rámu realizováno silovým stykem pomocí páčky. Před zničením kamer při povolení páčky a nezajištění trnu chrání dodatečně měřicí systém čepy ve spodní části vedení.

## Zhodnocení

### Výhody

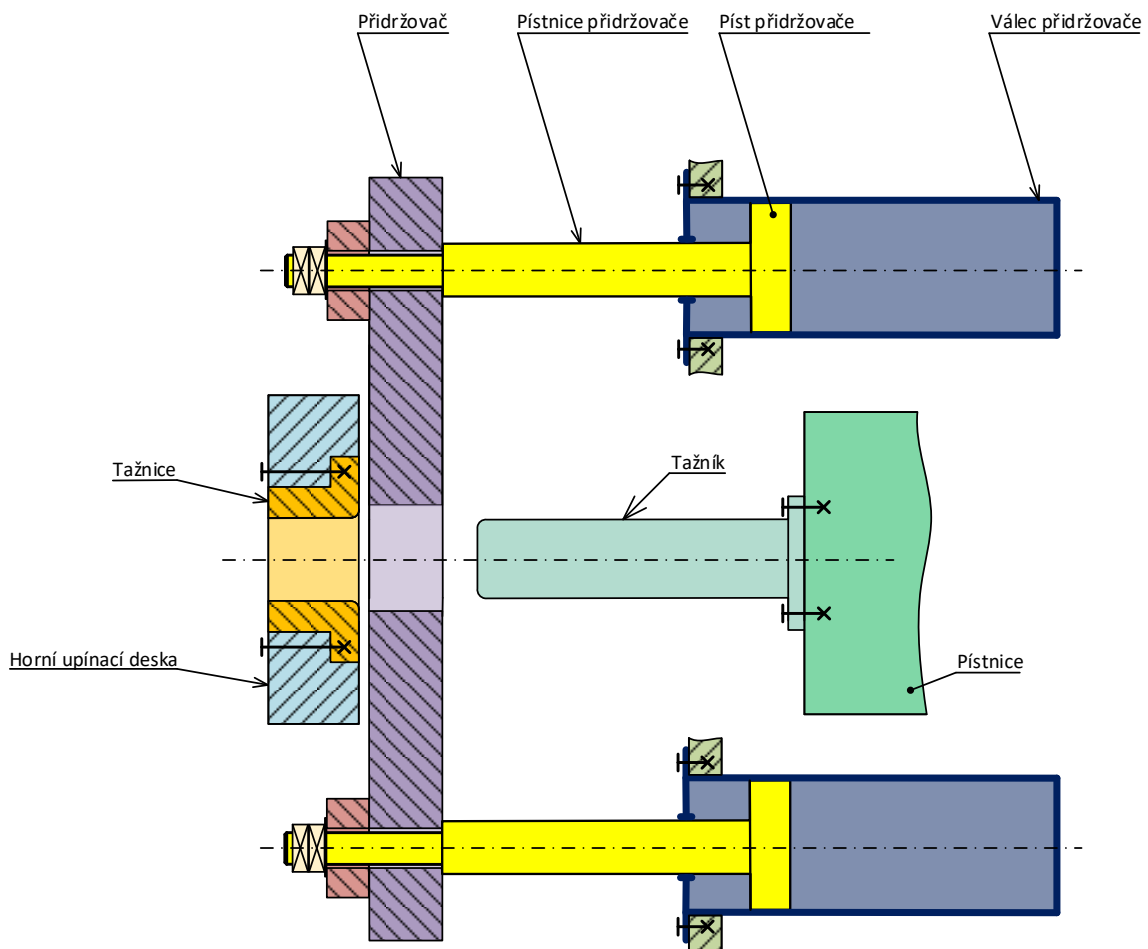
- Jednoduchost konstrukce
- Úspora za zpětné válce
- Nádrž součástí stroje
- Umístění hydraulických prvků na horní desku
- Nižší postavené těžiště stroje
- Přístupnost k měřicího systému

### Nevýhody

- Výška pro nastavení měřicího systému
- Menší objem nádrže
- Větší nároky na synchronizaci pohonů

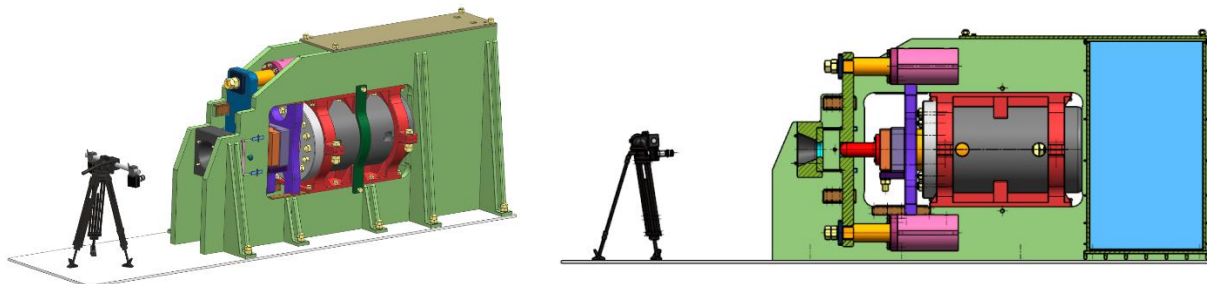
## 5.6 Varianta E

Až doposud byly vypracovány varianty pro vertikální koncepci stroje. Poslední varianta je navržena pro horizontální provedení. Cílem návrhu je vyřešení problému s prostorem pro umístění měřicího systému. Další výjimečnost varianty je v druhu pohonu, jako jediná má dvojčinný pohon.



Obr. 62 - Princip varianty E

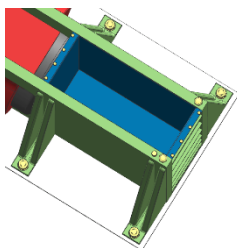
Princip varianty vychází z kombinace předchozích variant. Způsob vedení pístnice je stejný jako u variant A a B. Vyvození síly na přidržovači je podobné variantám C a D.



Obr. 63 - 3D model varianty E, včetně řezu

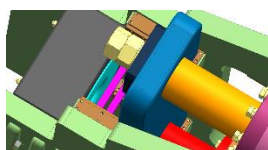
Změna oproti stávající konstrukci je největší, zůstanou zachovány pouze stojiny. Za účelem zvýšení tuhosti tažnice jsou stojiny umístěny co nejbližší u sebe. Původní tvar stojin byl upraven v místech, kde dříve stojina tvořila horní část stroje. Vypálením tvaru se zvýšila přístupnost k pracovnímu prostoru. Zmenšením vzdálenosti stojin narůstá náchylnost stroje na klopný moment. Ke snížení tohoto vlivu jsou ke straně stojiny přivařeny patky. Na konci patek jsou šrouby, které stroj upevňují k podlaze.

Pro umístění čerpadla, elektromotoru a hydraulických prvků slouží deska v horní části stroje. Oproti variantám, kde je deska také umístěna do horní části stroje, zde nehrozí nebezpečí spojená s prací ve výškách. Kontrola těchto prvků je snadná a bezpečná.



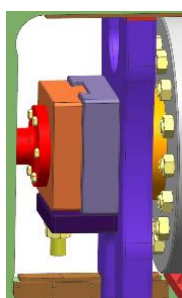
Obr. 64 - Nádrž

K umístění nádrže bylo využito místo mezi stojinami. Nádrž je konstruována stejným stylem jako u varianty A a objem nádrže je téměř stejný. Nevýhodou je vysoká výška nádrže 1 490 mm. Většina produkčních čerpadel nejsou navržena na sání z takovéto hloubky. Nevýhody varianty by vyřešilo umístění sekundárního čerpadla do spodní části stroje. Sekundární čerpadlo by sálo kapalinu z nádrže z menší hloubky a vytlačovalo by ji pod tlakem k hlavnímu čerpadlu. Alternativou řešení by bylo zmenšení hloubky nádrže a při nedostačujícím objemu prodloužení do boku stroje. Taková úprava by zvětšovala zásah do původní konstrukce stroje.



Obr. 65 - Pracovní prostor

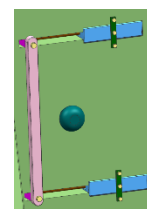
Dobrá přístupnost neplatí pro pracovní prostor. I přes úpravu stojin prostor pro vložení vzorku není velký. Vzorek se vkládá na tažnici horní části stroje skrze mezeru mezi tažnicí a přidržovačem. Přístupnost dále zhoršuje vedení přidržovače. U koncepce této varianty pracovní prostor zmenšuje i navržené spojení přidržovače s pístnicí. Při volbě varianty jako optimální by s největší pravděpodobností byl tento spoj upraven.



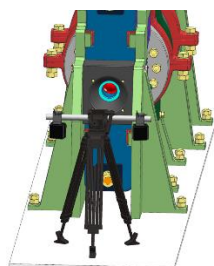
Obr. 66 - Uložení  
tažníku

Tažník neslouží jako část vedení plunžru, není ani zapotřebí vyrábět pouzdro pro vedení tažníku přidržovačem. Vyměnitelnost tažníku za jiný je v této variantě nejsnazší. Tažník je spojen s deskou pomocí šroubů, lze i modifikovat na jiný způsob. Výměna je prováděna vysunutím desky směrem nahoru. Deska tažníku je spojena s deskou přidržovače rybinovým vedením. V původním návrhu bylo vedení pootočeno o 90°, ale z hlediska malého prostoru a výšce tažníku byl tento návrh nerealizovatelný. Pro vystředění tažníku vůči tažnici slouží šroub pod spodní deskou. Šroub je zašroubován ve spodní desce a jeho pohybem nahoru a dolů se provádí středění tažníku. Pro aretaci polohy je na šroubu matice, která je došroubována k desce a tvoří tak předepnutý šroub. Vystředění tažníku vůči tažnici je nejsnáze nastavitelné v této variantě.

Aby vzorek nespadol vlivem gravitace je nutné jeho upínání. Zde k tomu sloučí pružiny tlačíce neustále desku k tažnici. Při návrhu této varianty je přepínací mechanismus umístěn do stojiny. Alternativou by mohlo být umístit mechanismus z vnějšku stojiny a neoslabovat její průřez. Nevýhodou je neustálé tlačení přípravku na tažnici. Může se jednat zejména při upínání o nežádoucí vliv. K přerušení upínací síly slouží čepy umístěné do stojiny. Požadavek na vzorek je jiný než v předchozích variantách. Vlivem předepnutí je nutné, aby vzorek byl větší, než je přidržovač. Pro měření nemají malé síly předepnutí a ve vzdálenosti, ve které působí na průměrech zkoušky, téměř žádný vliv. Při velkém počtu kusů se objevuje nevýhoda s cenou na přípravu vzorku.



Obr. 67 -  
Přepínání



Obr. 68 - Měřicí  
systém

Největší výhodou varianty je umístění měřicího systému. Systém je zcela nezávislý na tuhostech stroje a rozměrech. Uložení na stativ umožňuje snadnou manipulaci, změnu vzdálenosti stativu vůči stroji. Při výměně objektivu není problém docílit jakoukoliv vzdálenost kamer od měřeného vzorku. Měřicí systém je spolu se stativem dodáván výrobcem. Odpadá tak i výroba uložení a výsledkem je finanční úspora.



**Zhodnocení****Výhody**

- Měřicí systém je nezávislý na tuhosti stroje
- Měřicí systém není omezen rozměry stroje
- Snadná přístupnost ke všem částem stroje
- Nádrž součástí stroje
- Umístění hydraulických prvků na horní desku

**Nevýhody**

- Největší změna oproti stávající konstrukci
- Zabíraná plocha
- Horší přístupnost do pracovního prostoru
- Nutné předpínání vzorku

**5.7 Technicko – ekonomické hodnocení**

Pro výběr optimální varianty byla vypracovaná kritéria hodnocení. Každá dílčí kritéria spadají do hlavní skupiny, která je zaměřená na danou složku stroje. Hodnocení variant je relativní vůči sobě.

**5.7.1 Technická kritéria**

Kritéria		Váha 1 až 3	Varianta				
			A	B	C	D	E
			1 až 5				
Měřicí systém	Jednoduchost nastavení	3	1	2	4	3	5
	Tuhost uložení stojanu	3	3	1	3	3	5
	Přístupnost	3	3	1	3	3	5
	Změna objektivu	2	4	5	5	3	5
	Online záznam zkoušky	3	5	5	5	5	5
	Výrobce	3	5	5	5	5	5
	Krytí kamer proti nedbalému zásahu	2	3	3	5	5	1
Pracovní válec, Plunžr Píst a pístnice	Velikost	2	5	5	5	5	4
	Vyvození zpětné síly	3	2	1	3	4	5
	Snadnost montáže	2	2	4	4	4	5
	Vedení plunžru/pístnice	3	5	5	4	4	5
	Namáhání vedení	2	5	4	4	4	4
Přidržovač	Způsob vyvození síly	3	5	5	5	5	5
	Přístupnost	2	5	3	4	4	1
	Tuhost	3	1	3	4	4	5
	Vyvození zpětné síly	2	4	1	4	4	5
	Snadnost montáže	2	5	5	4	4	3
	Hmotnost – vliv	1	4	3	4	4	5
	Vyměnitelnost za jiný (i jiný princip)	1	5	5	1	1	1
Rám	Tuhost rámu v místě uložení kamer	3	4	1	4	4	5
	Nádrž – velikost	2	5	1	1	4	5
	Změna oproti stávající koncepci	3	5	3	3	3	2
Tažník	Výměna aktivních částí	3	4	4	3	3	4
	Uložení tažníku	2	4	4	3	3	5
	Prostor pro výměnu	2	1	1	3	3	5
Tažnice	Výměna aktivních částí	3	5	2	5	5	4
	Tuhost	3	1	3	4	4	5
Ostatní vlastnosti	Poloha těžiště stroje nad podlahou	1	1	3	4	4	5
	Půdorys stroje	3	5	4	4	4	1
	Přístupnost do pracovního prostoru	3	4	2	4	4	1
	Upínání vzorku	2	3	1	4	4	1
	Vedení pohyblivých částí	3	1	2	4	4	4
	Přístupnost k hydr. prvkům	1	3	1	2	4	5
<b>Hodnocení variant v % vůči ideální variantě</b>			<b>74,21</b>	<b>61,32</b>	<b>80</b>	<b>81,05</b>	<b>83,42</b>

Tab. 6 - Technická kritéria

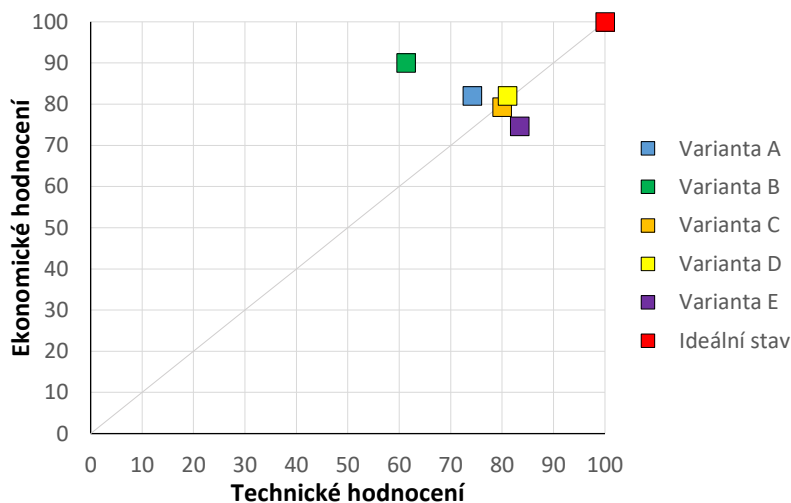
### 5.7.2 Ekonomická kritéria

Sestavení ekonomických kritérií je relativní na základě odhadované ceny. Přesná částka jednotlivých položek není známa.

Kritéria		Váha 1 až 3	Varianta				
			A	B	C	D	E
Měřicí systém	Nákup nového objektivu	3	5	5	5	5	5
	Umístění měřicího systému	3	4	5	5	4	5
Pracovní válec, Plunžr/Píst a pístnice	Provedení	3	1	2	4	4	5
	Realizace zpětného pohybu	2	4	5	5	5	2
Přidržovač	Způsob vyvození síly	2	1	5	1	4	4
	Realizace zpětného pohybu	1	5	5	5	5	5
Rám	Zachování původních částí	2	4	5	4	3	3
Tažník	Výměna aktivních částí	3	5	4	4	4	1
	Výměna celého tažníku	1	5	5	5	5	5
Tažnice	Výměna aktivních částí	2	5	5	3	3	4
Ostatní vlastnosti	Předupínání vzorku	2	5	5	3	3	5
	Ceny synchronizace hydr. prvků	2	5	5	5	5	1
	Zabíraná plocha dílny	2	5	5	3	3	5
	Umístění nádrže	1	5	5	5	5	1
<b>Hodnocení variant v % vůči ideální variantě</b>			<b>82</b>	<b>90</b>	<b>79,33</b>	<b>82</b>	<b>74,67</b>

Tab. 7 - Ekonomická kritéria

### 5.8 Vyhodnocení



Z grafu vyplývá následující pořadí:

Varianta	A	B	C	D	E
Pořadí	4	5	2	1	3

Tab. 8 - Pořadí variant

Varianta B je nejvíce ekonomicky velmi příznivá, ale po technické stránce výrazně zaostává. Myšlenka ponechat co nejvíce částí ze stávající konstrukce, tj. varianta A, je po technické stránce na tom lépe. Varianta C má ekonomickou a technickou stránku vyrovnanou. Varianta D vznikla zlepšením varianty C, což se potvrdilo jak po ekonomické, tak po technické stránce. Varianta E dopadla nejlépe po technické stránce a je nejvhodnější k použití pro zařízení na hlubokotažnost plechů. Bohužel zásah do původní konstrukce stroje je tak velký, že ekonomicky je nejméně příznivý.

Jako finální varianta byla vybrána varianta D.

## 6 Finální varianta

Z koncepce návrhu varianty vyplývá rozmístění jednotlivých komponentů, jejich uložení, vazby atd. Dále z obrázků jsou vidět velikosti jednotlivých částí. Při návrhu se vycházelo z předběžných výpočtů.

V další části se budu zabývat výpočtem důležitých částí stroje. Předběžné výpočty sloužící pro návrh budou znovu přepočítány na přesnější hodnoty. U analytických výpočtů pracovního válce a přidržovače nedošlo k příliš velkým změnám. Hodnoty se téměř shodují. Některé díly byly vzhledem k jejich složitosti řešeny numericky. Jedná se zejména o složité části stroje, které by bylo obtížné zjednodušit pro analytický výpočet. Pro řešení bylo použito MKP. Při návrhu některých dílů byla na základě výpočtu provedena částečná optimalizace, které odpovídají uvedené výsledky.

### 6.1 Výpočet hlavní částí stroje

Cílem práce není optimalizovat vybranou variantu. Z toho důvodu byly vybrány takové části nesoucí hlavní zodpovědnost za funkci stroje. Jedná se především o výpočet pohonů – pracovní pohon a pohon přidržovače. Z mechanické části se jedná především o rám stroje. Důvod výpočtu je stejný jako u výpočtu stávající varianty. Tvar upínací desky byl na základě výpočtů upraven. Za účelem dosažení přípustné deformace tažnice byla deska žebrována. Tažnice byla vyhodnocena ze společného modelu s rámem a upínací deskou. Tato soustava zachycuje tažnou sílu a je více namáhána než přidržovač.

### 6.2 Pracovní válec a přidržovač

Analytické výpočty pracovního válce a přidržovače dávají představu o minimálních rozměrech těles. Při dalším návrhu mohou být některé rozměry pozměněny. Výpočet vychází z teorie tlustostěnných nádob. Návrh byl spočítán podle návodu TS Škoda.

Výpočet pracovního válce je popsán v Příloze č. 3.

Výpočet válce přidržovače je popsán v Příloze č. 4.

#### 6.2.1 Rám, upínací deska a tažnice

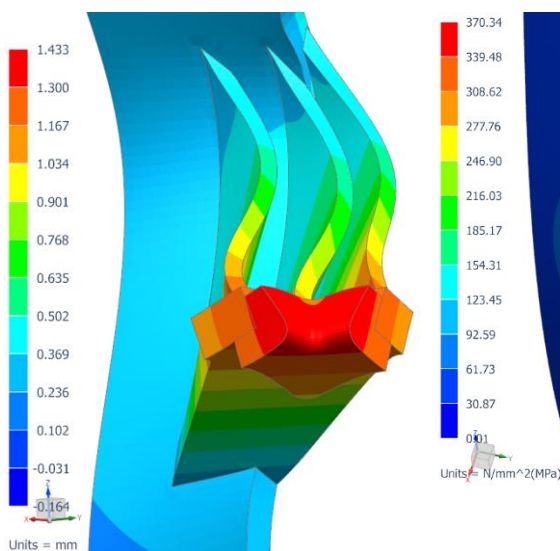
V Příloze č. 5 je popsán výpočet rámu, upínací desky a tažnici pomocí MKP. V tomto výpočtu došlo ke spojení uvedených částí do jednoho celku. Důvodem je zkoumání soustavy jako celku a získání komplexních výsledků. Při analýze byly využity roviny symetrie a model byl zjednodušen na  $\frac{1}{4}$ .

Cílem výpočtu je analyzovat nově navržený rám. Návrh vycházel z varianty D, která byla vybrána jako optimální. Oproti koncepci návrhu varianty byly provedeny úpravy za účelem zpevnění důležitých částí rámu. Analýzou stávajícího stavu konstrukce byla zjištěna kritická místa v místě dotyku spodní upínací desky a pracovního válce s rámem. Zde při zatížení vznikaly hranové tlaky, které zapříčinily lokální nárůst napětí.

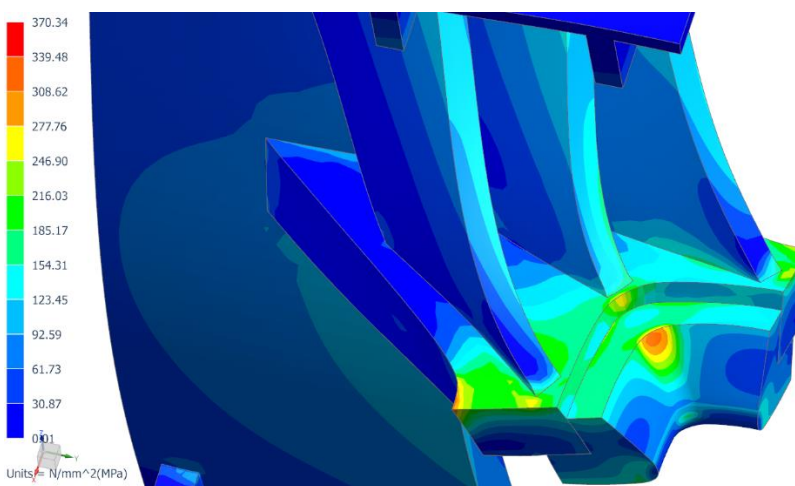
Z výsledku MKP analýzy vyplývá, že největších hodnot posunutí je dosaženo na tažnici a spodní upínací desce. V Příloze č. 5 je detailně popsán a vyhodnocen průběh posunutí na dosedací ploše tažnice.

Kromě vysokých hodnot v oblasti tažnice a upínací desky se vyskytuje vysoké napětí také v místě kontaktu příruby pracovního válce s rámem stroje. V tomto místě se projevují hranové tlaky.

Oblast vysokého napětí na upínací desce je v místě roviny řezu. Tato hodnota může být zmenšena vlivem optimalizace, např. přesunutím žebra blíže k rovině řezu. Další vysoká hodnota napětí je v horním rohu tažnice. Zde se projevuje zjednodušení modelu. Spojení tažnice a upínací desky je napevno, kdežto v reálu je tažnice spojena s upínací deskou jen třením.



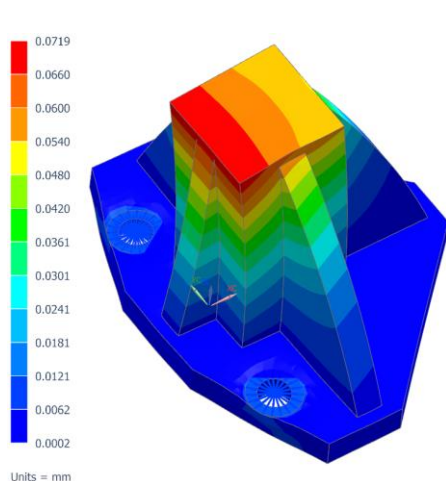
Obr. 69 - Posunutí v ose Z



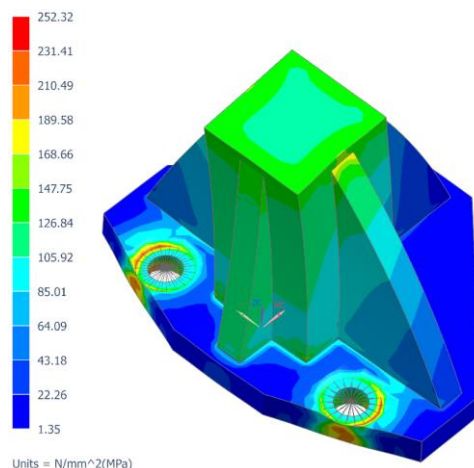
Obr. 70 - Průběh napětí, dle HMH

## 6.2.2 Dorazy

Na pracovním plunžru jsou umístěny celkem 4 dorazy. Smyslem výpočtu je kontrola, zdali je možné navržený tvar ponechat nebo je nutné zesílení rozměrů.



Obr. 71 - Posunutí dorazu



Obr. 72 - Napětí v dorazu, dle HMH

Z výsledku MKP analýzy je jasné, že navržený tvar dorazu umožní bez jakýkoliv komplikací přenos zpětné síly z přidržovače na pracovní plunžr.

## 6.3 Záznam pracovní a přidržovací síly

Sílu lze měřit buď tenzometrem nebo siloměrem.

Jedná se o přímé měření síly. U nepřímého měření by stačilo sílu vypočítat z tlaku a plochy pístu uvnitř válce.

### 6.3.1 Tenzometr

Dříve používané mechanické, optické, ale i akustické a pneumatické tenzometry byly vytlačeny tenzometry elektrickými odporovými a polovodičovými, což jsou pasivní čidla nalepená na povrchu součásti (páskové tenzometry) nebo pevně spojená s měřeným tělesem (průmyslové tenzometry pro váhy, trvalé sledování mostních konstrukcí), která převádějí mechanickou deformaci na změnu elektrického odporu. [22]

Polovodičové tenzometry jsou tvořeny páskem vyříznutým z monokrystalu polovodiče (křemíku, germania aj.) znečištěného difuzí jiného materiálu. Mechanické namáhání krystalické mřížky ovlivňuje výrazně pohyblivost nosičů náboje a tím i měrný odpor materiálu tenzometru. Podle typu znečištění odpor materiálu s deformací roste, nebo klesá. [22]

Kromě monokrystalických existují i polykrystalické polovodičové tenzometry. [22]

Lepidlo pro lepení tenzometrů musí zajišťovat spojení tenzometru s povrchem měřeného objektu a elektricky izolovat tenzometr od objektu. Po vytvrzení vytváří lepidlo určité předpětí, takže při snímání stlačení je tenzometr jen méně natahován. [22]



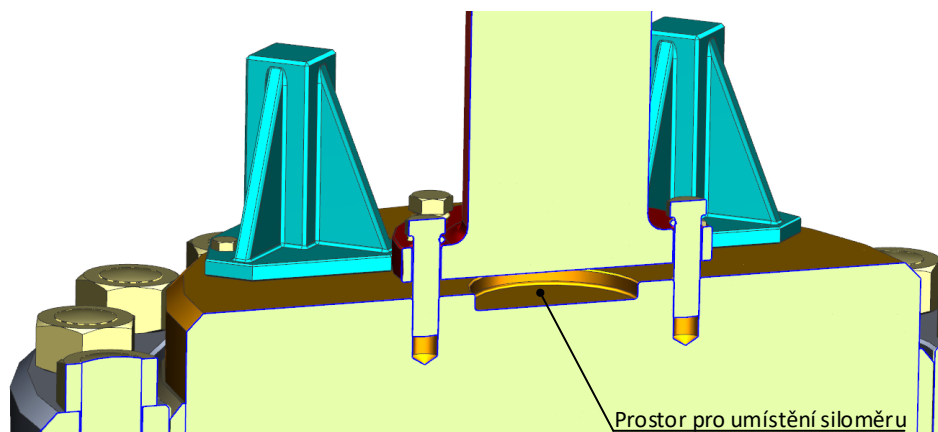
Obr. 73 - Drátkový tenzometr

V tomto případě by byl s největší pravděpodobností vybrán polovodičový tenzometr. Umístěn by byl na tažník.

### 6.3.2 Siloměr

Siloměr (řec. dynamometr) je přístroj k měření velikosti síly nebo kroutícího momentu. Měřítkem velikosti síly je stupeň deformace pružné části siloměru, například pružiny. Tvar a tuhost pružné části siloměru je volen s ohledem na měřicí rozsah siloměru a na způsob odečítání hodnoty deformace.

Princip siloměru vychází z Hookova zákona, který říká, že čím větší síla, tím větší deformace a tím větší také výchylka na stupnici siloměru. [23]



Obr. 74 - Umístění siloměru

Velikost siloměru záleží na rozsahu měření, pro který je učen. Zpravidla platí, že čím menší rozsah siloměru, tím větší přesnost. Na stroji mohou být vyvozeny různě velké tažné síly v závislosti na druhu zkoušky, která bude prováděna. Stroj je navržen pro vyvození maximální síly dané zadáním. Pro většinu zkoušek není tak vysoká síla zapotřebí. Aby bylo možné provádět přesná měření síly, je nutné použít vhodný siloměr. Proto i návrh umístění siloměru počítá s možností výměny. Siloměr je umístěn mezi tažník a plunžr. Průměr vybraný na plunžru se pak navrhne podle největšího siloměru připadajícího v úvahu. Výška siloměru není příliš omezující. Upevnění siloměru je pak realizováno silovým stykem z tažníku, kde tažník je spojen s pracovním plunžrem pomocí šroubů.

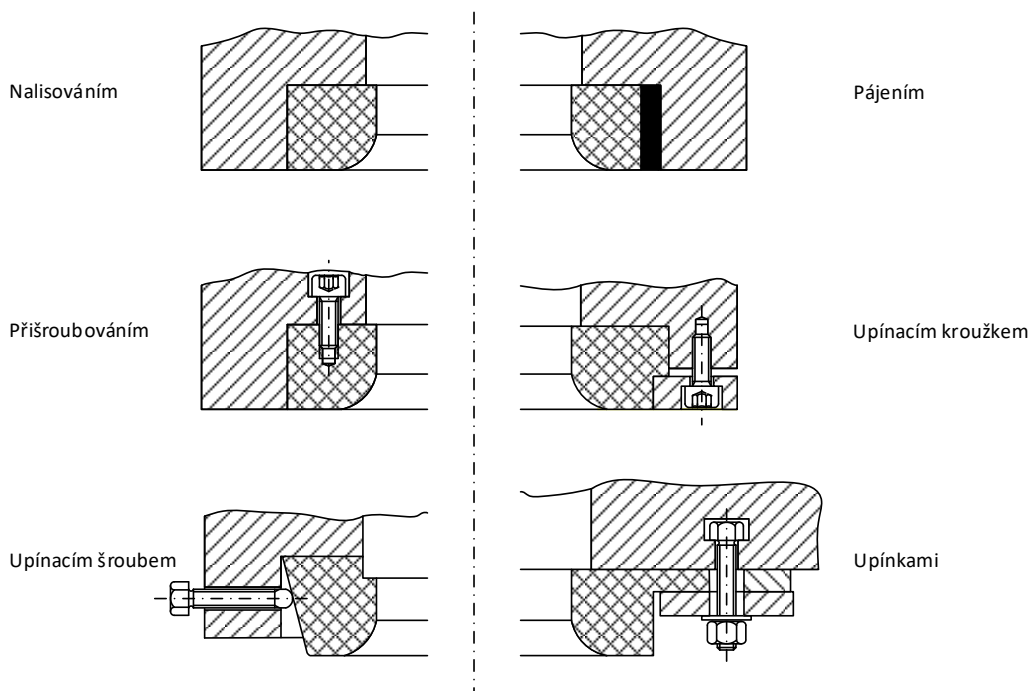
Záznam přidržovací síly je měřen podobným způsobem. Siloměr se vloží mezi přidržovač a desku přidržovače. Lze použít siloměr mezikruhového průřezu, popřípadě více siloměrů a umístit je po obvodu.

## 6.4 Výměna aktivních částí

Nejvíce namáhané díly na opotřebení jsou tažník a tažnice. Jedná se o aktivní části stroje. Obě části jsou v kontaktu se vzorkem a dochází zde vlivem tření k výraznému opotřebení. Z ekonomického hlediska jsou měněny pouze aktivní části nástroje, nikoliv celý nástroj.

### 6.4.1 Výměna aktivních částí – tažnice

Tažnice je umístěna v upínací desce. Způsoby upevnění jsou vidět na obrázku. Při výběru bude rozhodující výběr zkoušek prováděných na stroji. Pokud bude na stroji prováděna pouze jedna zkouška, např. podle Nakajimy, je možné připustit nerozebíratelné spojení nalisováním nebo pájením. V opačném případě je nutno konstruovat spojení tažnice s upínací deskou jako rozebíratelné. Při výběru se projeví především přístupnost ke šroubům – shora, zdola anebo ze strany.

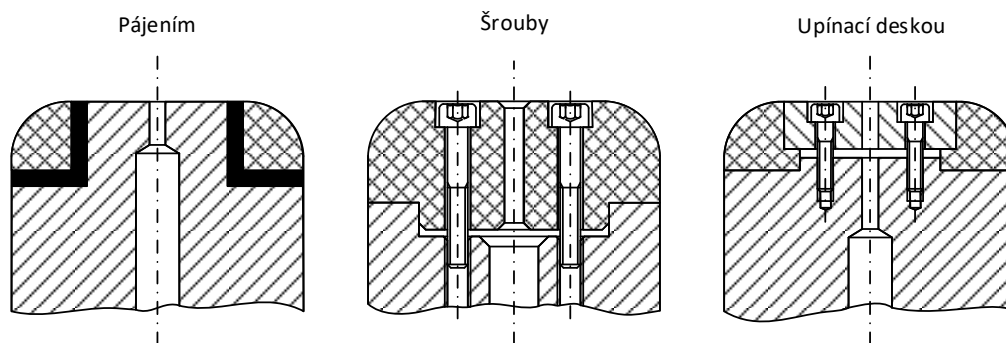


Obr. 75 - Výměna aktivních částí tažnice

### 6.4.2 Výměna aktivních částí tažníku

Tažník je navržen ze dvou dílů – a) nosné části; b) aktivní části umístěné na konci tažníku. Ke konstrukci je možno přistoupit dvěma způsoby. Buď bude tělo tažníku univerzální a budou se měnit pouze konec, nebo tvar tažníku bude stejný s aktivní částí. Znamená to, že např. pro tažník kruhového průřezu bude aktivní část také kruhového průřezu a rovněž bude platit pro hranatý tvar.

Způsob uchycení vychází stejně jako u spojení tažnice s upínací deskou, a to podle výběru zkoušek prováděných na stroji.



Obr. 76 - Výměna aktivních částí tažníku

## 7 Závěr

V práci byla stručně popsána technologie tažení plechů, a to od základního principu přes nastavení procesu až k vadám výtazku. K předcházení vad slouží zkoumání materiálu během tažení. Zde jsou uvedeny nejčastěji používané metody zkoušení plechů. Pro hlubší poznání procesu tažení slouží limitní diagramy, které lze sestavit mnoha způsoby. V práci jsem se zabýval nejčastěji používanými zkoušky podle Nakijmy a Marciniaka, které jsou popsány v ČSN. Měření deformací probíhá na povrchu zkoumaného materiálu, proto jsou zde popsány deformační sítě nanášené na povrch materiálu před zkouškou. Vyhodnocení průběhu zkoušky je možné off-line nebo on-line. Vzhledem k současnému vývoji jsem se zaměřil více na on-line měření, tj. měření průběhu zkoušky. Jsou zde uvedeny celé řady měřících systémů od různých výrobců. Hlavní důraz je kladen na systém Aramis.

V další části diplomové práce je popsán současný stav stroje a výpočet rámu, který sloužil jako podklad pro návrh variant. Bylo vypracováno celkem 5 variant. Odlišnost variant mezi sebou vyplývá ze základního principu, podle kterého byly konstruovány. Varianty byly mezi sebou porovnány celou řadou kritérií rozdělených na ekonomické a technické. Z technickoekonomického hodnocení vyšla nejlépe varianta D. Tato varianta byla vybrána za finální a byl proveden výpočet důležitých částí stroje. Částečně optimalizovaná varianta je pak podkladem pro další zpracování. Důraz při návrhu byl kladen na modularitu některých částí, např. výměnu aktivních částí tažnice je možné realizovat 6 různými způsoby. Záznam pracovní síly je možné realizovat také více způsoby.

I přestože byla vybrána jen jedna varianta jako finální a byla provedena úprava některých částí, nemusí se jednat skutečně o „vítěznou“ variantu. Kritéria technickoekonomického hodnocení byla stanovena co nejvíce objektivně, ale při hodnocení se výrazně projevil především můj subjektivní názor na danou problematiku.

O finální variantě lze prohlásit, že je jak po technické, tak i ekonomické stránce vyrovnaná. Nicméně jsou zde uvedeny i levnější varianty – např. varianta navržená s minimálním zásahem do původní koncepce stroje. Dále je také zmíněna varianta technicky velmi dobrá, ale ekonomicky se jedná o velký zásah do původní konstrukce stroje.

Cíl práce, tj. vypracování možností přestavby stroje, byl splněn, a to 5 předloženými variantami. Detailní rozpracování má význam až pro skutečně vybranou variantu.

## 8 Bibliografie

1. **ČERNOCH, Svatopluk.** *Strojně technická příručka*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977.
2. **ČECHURA, Milan, STANĚK, Jiří.** *Tvářecí stroje - hydraulické lisy*. Plzeň : FST ZČU, 1999. ISBN 80-7082-480-8.
3. **ČSN 22 6001.** *Názvosloví technologie tváření kovů*. Praha : Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1967.
4. **Bareš, Karel et al.** *Lisování*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971.
5. **FRANK, Augustin a kolektiv.** *Strojírenská technologie 4 - Výrobní pomůcky*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.
6. **Katedra strojírenské technologie, TU v Liberci.** Studijní materiály. *Tribologie*. [Online] Dostupné z: [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud\\_materialy/ttv/](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/ttv/).
7. **ŘASA, Jaroslav, Jindřich KAFKA a Václav HANĚK.** *Strojírenská technologie 4: Návrhy nástrojů, přípravků a měřidel: Zásady montáže*. Praha : Nakladatelství Scientia spol. s. r. o., 2003. ISBN 80-7183-284-7.
8. **Sheet Metal Forming Lecture 6.** [Online] Dostupné z: <http://slideplayer.com/slide/4180604/>.
9. **DAJČ, Ladislav.** *Konstrukce náradí pro tváření*. Plzeň : Editační středisko VŠSE, 1973.
10. **KUČERA, Radek.** *Význam deformační sítě v oblasti tváření*. Brno : Vysoké Učení Technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství, 2012.
11. **ČSN EN ISO 12004-2.** *Kovové materiály - Plechy a pásy - Stanovení křivek mezní zvářitelnosti - Část 2: Stanovení mezních křivek tvářitelnosti v laboratoři*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
12. **PETRŽALKA, Jiří, SONNEK, Pavel.** *Tvářitelnost kovových materiálů*. ostrava : Vysoká Škola Báňská - Technická Univerzita, 2007.
13. **ČSN EN ISO 12004-1.** *Kovové materiály - Plechy a pásy - Stanovení křivek mezní zvářitelnosti - Část 1: Stanovení mezních křivek tvářitelnosti v lisovně*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
14. **LLC, ASAME Technology.** Grid Pattern Analyzer . [Online] Dostupné z: <http://www.asametechnology.com/gpa.html>.
15. **LLC, ASAME Technology.** ASAME Target Model. [Online] Dostupné z: <http://www.asametechnology.com/asame.html>.
16. **Sobriety s.r.o.** [Online] Dostupné z: <http://www.sobriety.cz/spolecnost.htm>.
17. **Sobriety s.r.o.** Mercury RT. [Online] Dostupné z: <http://www.mercuryprogram.eu/index.html#>.
18. **Gom.** [Online] Dostupné z: <http://www.gom.com/metrology-systems/argus.html>.



19. **MCAE SYSTEMS, s.r.o.** 3D měření deformací. [Online] Dostupné z: <http://www.mcae.cz/3d-mereni-deformaci>.
20. **MCAE SYSTEMS, s.r.o.** [Online] Dostupné z: <http://www.mcae.cz/aramis>.
21. **GOM mbH.** *Aramis User Manual - Software*. Braunschweig :
22. **Wikipedia.** Tenzometr. [Online] Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Tenzometr#cite\\_note-MCSA-3](https://cs.wikipedia.org/wiki/Tenzometr#cite_note-MCSA-3).
23. **Wikipedia.** Siloměr. [Online] Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Silom%C4%9Br>.
24. **TÁLIĆ, Amra, PEPELNJAK, Tomaz, HASANBEGOVIĆ Suad.** Experimental determination of forming limit diagram. [Online] 11-18. 9 2010. Dostupní z: <http://www.tmt.unze.ba/zbornik/TMT2010/152-TMT10-054.pdf>.
25. **MCAE SYSTEMS, s.r.o.** Aramis. [Online] Dostupné z: <http://www.mcae.cz/aramis>.
26. **PFROGNER František.** *Konstrukce nástrojů pro tváření*. Plzen : Editační středisko VŠSE, 1984.

# **Příloha č. 1**

## **Výpočet stávajícího rámu**

# 1 Úvod

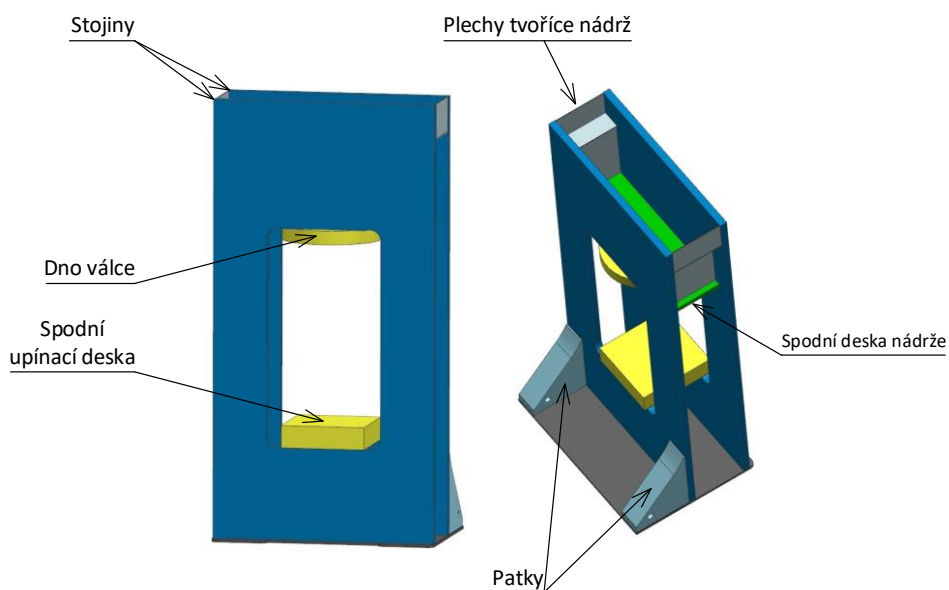
Pro provedení návrhu nových variant je důležité napřed provést analýzu stávající rámu. Cílem výpočtu je zjistit kritická místa, tj. místa s největší hodnotou koncentrace napětí. Při návrhu variant bude těmto místům věnována zvýšená pozornost. Především bude návrh proveden tak, aby hodnota napětí zde nebyla ještě větší. Dalším parametrem, který bude sledován, je hodnota posunutí. Místa s příliš velkou hodnotou posunutí nejsou vhodná pro připojení měřících kamer.

Výpočet byl proveden v softwaru NX.

## 2 Model

Pro výpočet byla stávající konstrukce zjednodušena. Neuvažuje se zde s připojením všech prvků k rámu, jsou zanedbány malé rádiusy atd. Pro svou komplikovanost nejsou svary do výpočtu zahrnuty.

Vhledem k tomu, že se jedná o jednoduchou konstrukci s odhadovanými malými nároky na výpočet, nebyla využita rovina symetrie.



Obr. 1 – Model

Všechny části rámu jsou z oceli a jejich vlastnosti jsou:

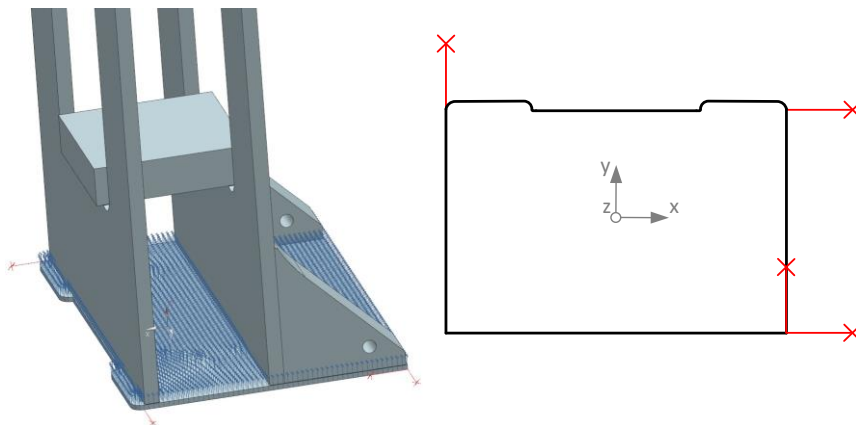
Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti v tahu	210 000 [MPa]
Poissonova konstanta	0,3 [-]

Tab. 1 - Vlastnosti jednotlivých částí rámu

## 3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou rozděleny na uložení a zatížení.

### 3.1 Uložení



Obr. 2 – Uložení

Podmínky uložení jsou typické pro tvářecí stroje. Musí umožňovat posunutí rámu do stran během pracovního cyklu.

Všechny stupně volnosti jsou odebrány na spodní ploše stroje. Po celé ploše je omezen pohyb ve směru osy Z. Ve třech bodech sítě (nodech) jsou omezeny pohyby ve směru os X a Y. V jednom bodě jsou v obou směrech, ve zbývajících dvou buď v ose X nebo Y.

### 3.2 Zatížení

Při výpočtu není uvažována tíha jednotlivých částí.

Rám je zatížen pouze dvěma silami. Pro dosažení reálných podmínek kontaktu dvou těles jsou k rámu přidány další tělesa (žluté označení). Tělesa mají stejné vlastnosti jako ostatní části rámu a jejich geometrie se shoduje se skutečnými tvary mající vliv na zatížení.

První kontakt pomocných těles reprezentuje styk válce se stojinou. Pracovní válec zde není modelován celý, ale pouze jeho dno. Dno je rozděleno soustřednou kružnicí, vzdálenost od kružnice k vnějšímu okraji reprezentuje stěnu válce. Do vnitřku kružnice je zadána síla. Nejedná se pouze o tažnou sílu, ale o součet tažné síly s přidržovací a tento součet je vynásoben koeficientem. Výsledná síla se pak rovná:

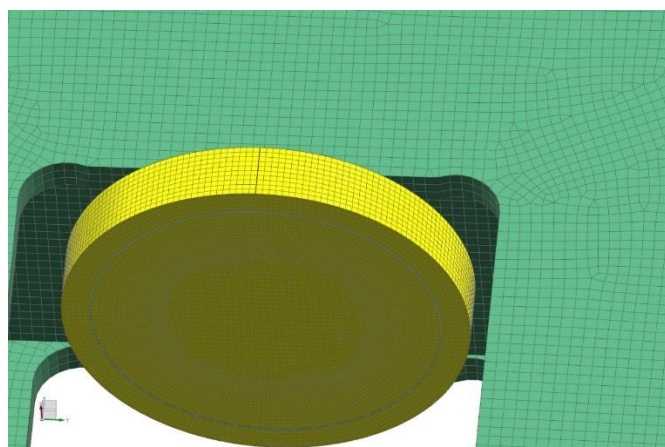
$$(5\,000 + 1\,000) * 1,1 = 6\,600 \text{ [N]}$$

Druhé pomocné těleso reprezentuje kontakt přídatné desky se stojinou. Předpokládá se, že síla působící na desku je síla přidržovače vynásobená koeficientem.

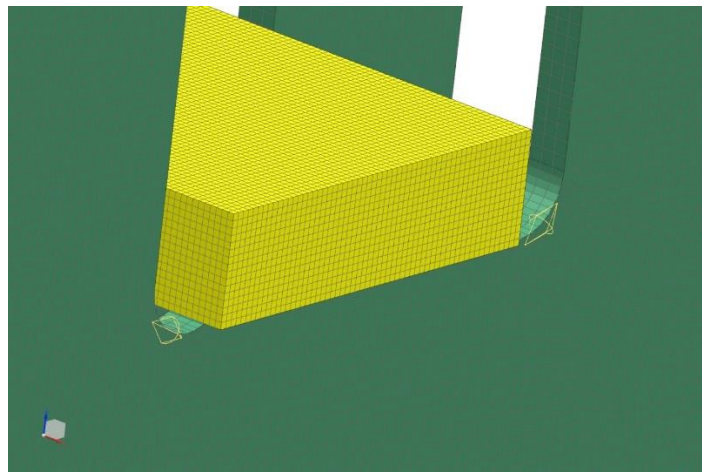
$$1\,000 * 1,1 = 1\,100 \text{ [N]}$$

## 4 Síť

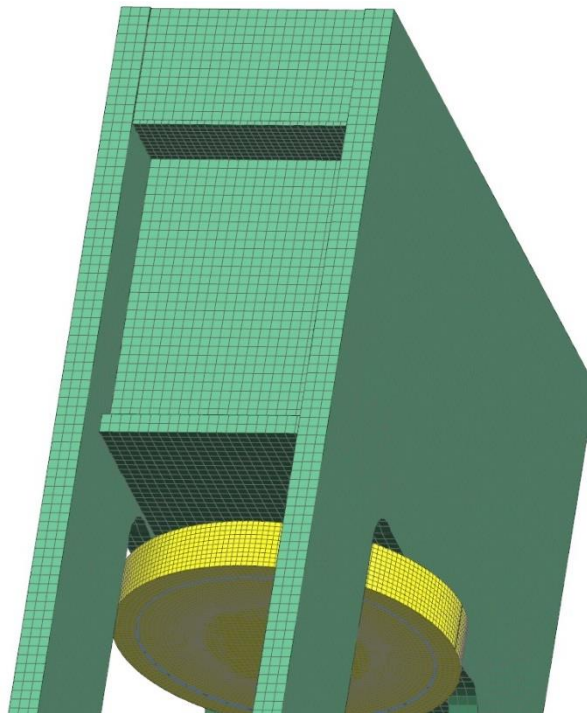
Všechna tělesa modelu jsou nasítovaná mapovanou sítí (brickovou). Důvodem výběru je jednoduchý tvar těles. V některých částech konstrukce je síť více zjemněná, např. v poloměrech zaoblení stojiny.



Obr. 3 - Síť válce a stojiny



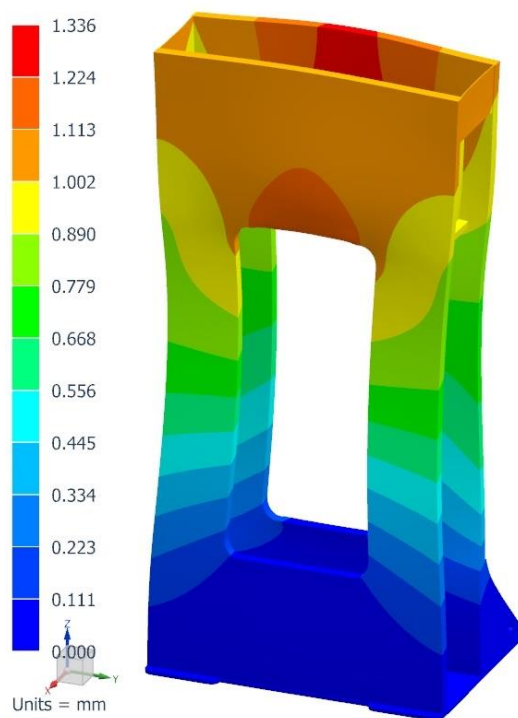
Obr. 4 - Síť spodní upínací deska a stojiny



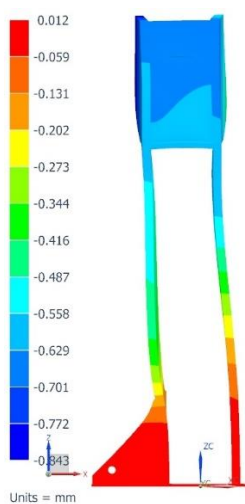
Obr. 5 – Síť plechů tvořící nádrž

Z obrázků sítí je patrné, že při síťování nedojde k výrazným deformacím elementů.

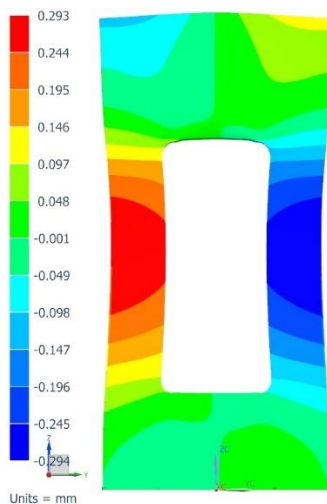
## 5 Posunutí



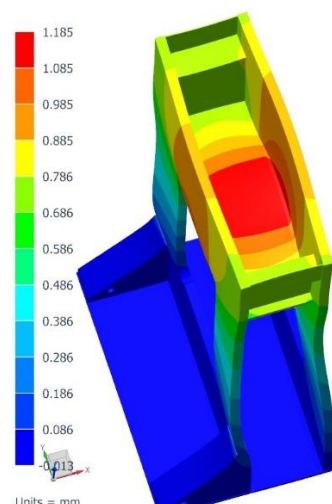
Obr. 6 - Celkové posunutí



Obr. 7 - Posunutí ve směru X



Obr. 8 - Posunutí ve směru Y

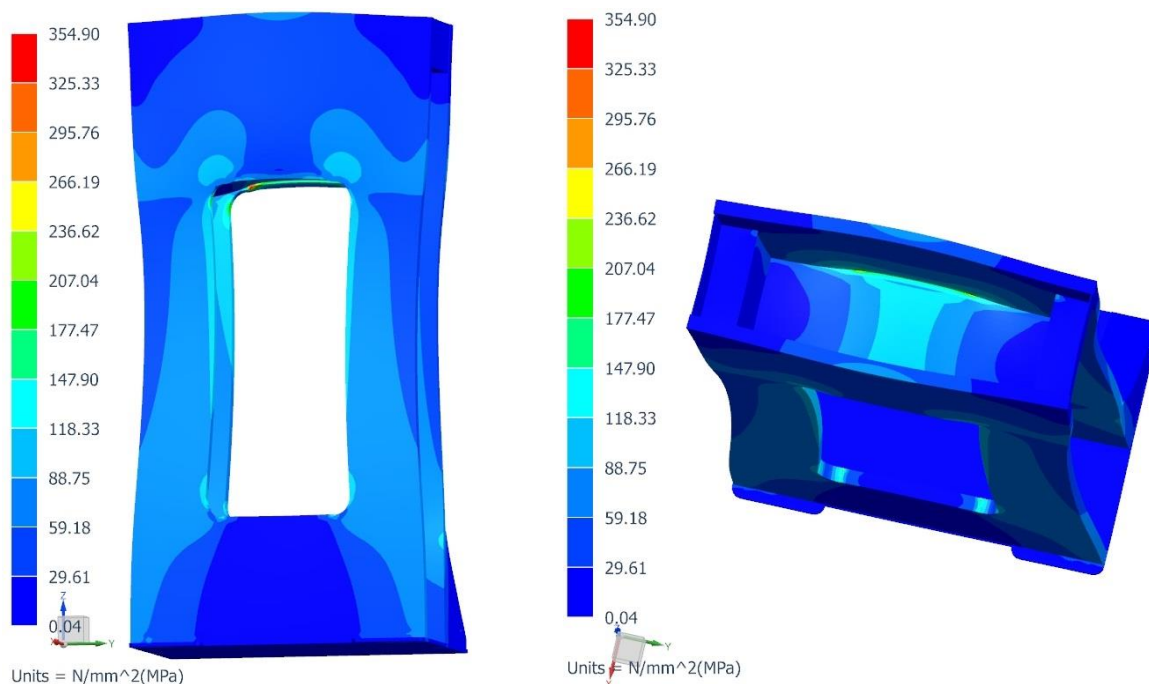


Obr. 9 - Posunutí ve směru Z

Z obrázků posunutí je patrné, že zatěžující síla má tendenci rám roztahovat ve směru osy Z.

Největší hodnota posunutí 1,336 mm se nachází v horní části rámu.

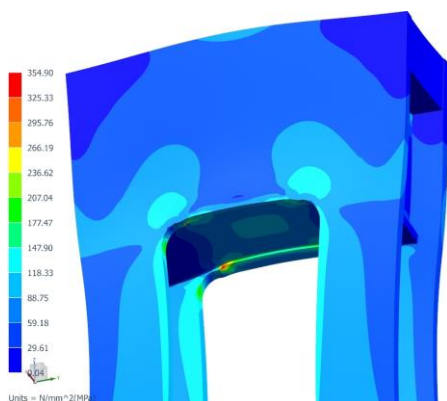
## 6 Napětí



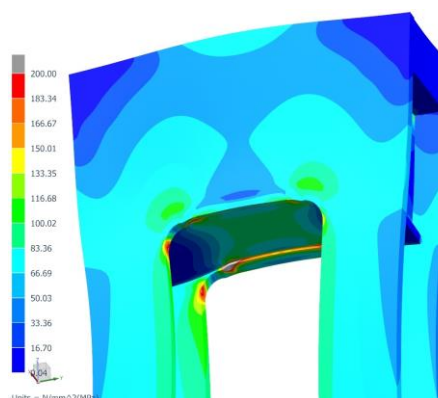
Obr. 10 - Celková napětí dle HMM

Z obrázků celkového průběhu napětí je vidět, že většina rámu nedosahuje maximální hodnoty napětí. Rám není plně využit. Maximální napětí se vyskytuje jen ve velmi relativně malé oblasti, z tohoto důvodu bude rám zkoumán právě v těchto místech

### 6.1 Napětí od deformace tělesa válce



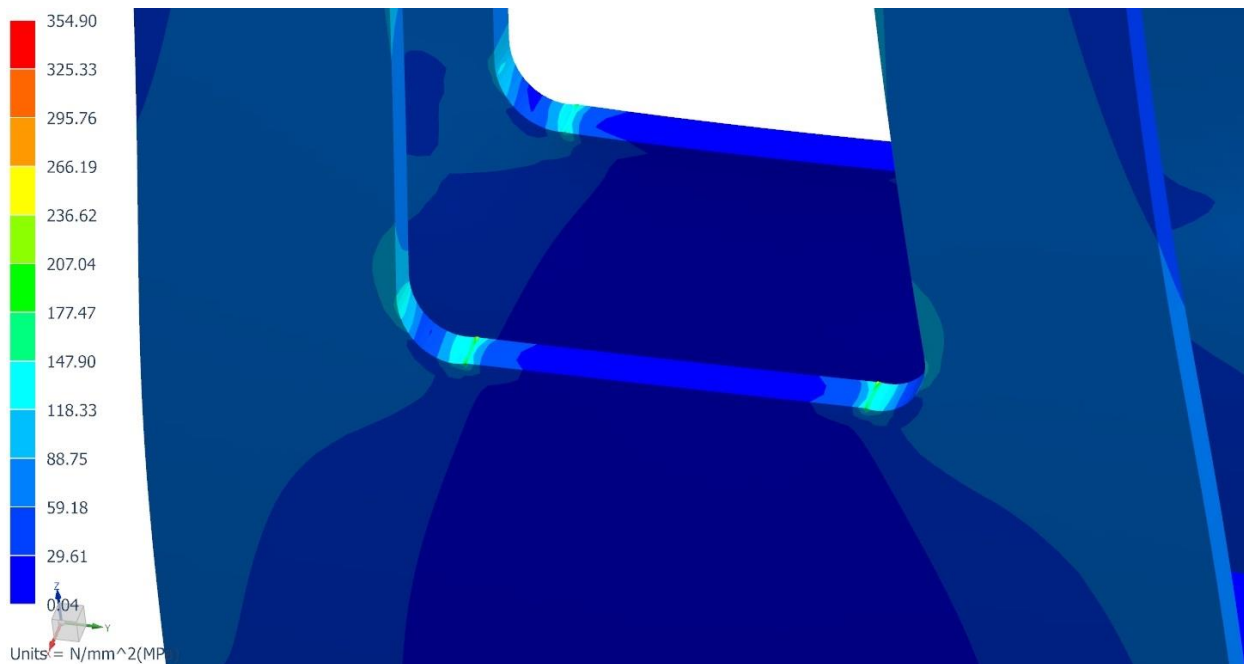
Obr. 11 Hranové napětí od válce, dle HMM



Obr. 12 - Hranové napětí od válce, zobrazeno do 250 MPa, dle HMM

Z Obr. 11 je vidět, že maximální hodnota napětí je v místě kontaktu hrany válce se stojinou. Jedná se zde o hranové (Hertzovy) tlaky, které v lokálním místě konstrukce zvyšují hodnotu napětí. Nicméně zvýšená hodnota napětí nemusí být způsobena jen dotykem těles přes hranu, ale i kvalitou sítě. Ideální případ by byl, aby se v místě dotyku potkávaly body sítě obou těles. Zde tomu však zcela není, a proto hodnota napětí z tohoto důvodu nemusí odpovídat plně realitě.

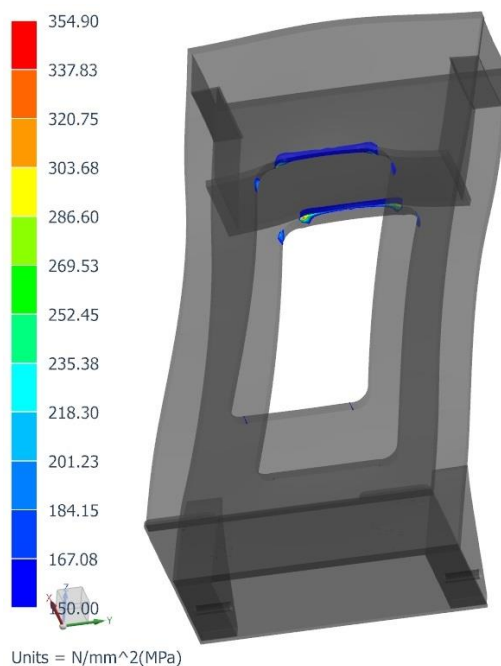
## 6.2 Napětí od deformace spodní upínací desky



Obr. 13 - Napětí od spodní upínací desky, dle HMM

Při kontaktu spodní upínací desky se stojinou se projevují stejně jako v případě kontaktu válce se stojinou hranové tlaky. Hodnota napětí při tomto kontaktu je však menší.

## 6.3 Kritická místa



Obr. 14 - Celkové napětí, zobrazeno od 150 MPa, dle HMM

Při zobrazení stupnice napětí od 150 MPa je vidět kritické napětí především v místech kontaktu těles. Šedě je zobrazena část rámu nedosahující této hodnoty.



# **Příloha č. 2**

## **Závislost vnějšího průměru válce na tlaku**

# 1 Úvod

Z důvodu umístění pohonu mezi stojiny do dolní části stroje byla vypracována závislost průměru na tlaku. Cílem je zjistit, zda je možné pohon umístit mezi stojiny, aniž by se změnila jejich vzdálenost od sebe.

## 2 Hodnoty

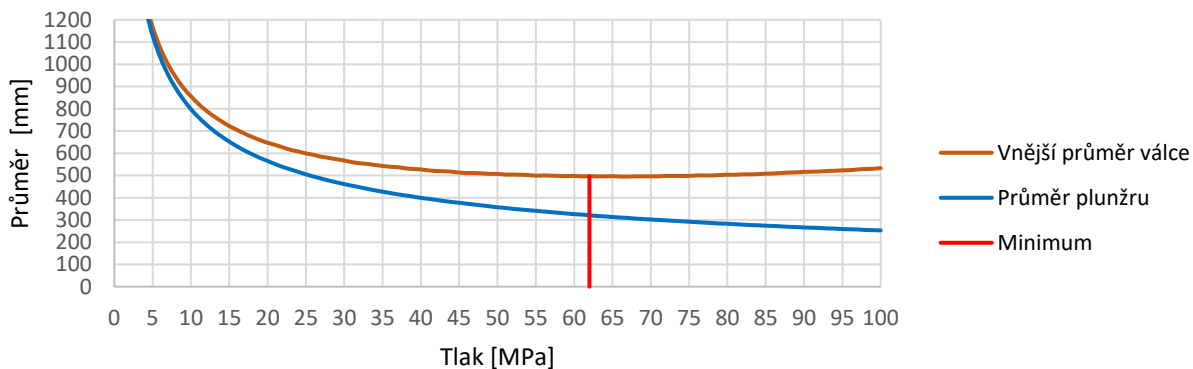
Zatížení	$F = 5\,000$ [kN]	- zanedbány ztráty
Mez pevnosti v tahu	$R_e = 500$ [MPa]	
Bezpečnost	$k = 2$	
Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{250}{2} = 125$ [MPa]	

## 3 Výpočet

Výpočet závislosti je dle vztahů:

$$\begin{aligned} \text{Průměr plunžru} \quad d &= \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \\ \text{Výpočet tloušťky stěny} \quad \chi_{S.V.} &= \sqrt{\frac{\sigma_D + 0,4 \cdot p}{\sigma_D - 1,3 \cdot p}} \\ \text{Vnější průměr válce} \quad D &= d + 2 \cdot \chi_{S.V.} \end{aligned}$$

## Výsledek



Obr. 1 Závislost průměru válce na tlaku

## 4 Vyhodnocení

Minimální hodnota vnějšího průměru válce  $D \cong 500$  mm

Vzdálenost stojin od sebe = 450 mm

Výpočet byl proveden se řadou zjednodušení. Výsledkem je, že i přes zanedbání některých parametrů není možné uložit pohon mezi stojiny, aniž by došlo k jejich posunutí.

# **Příloha č. 3**

## **Výpočet pracovního válce**

# Parametry dané konstrukcí stroje

Jmenovitá síla tažníku:  $F_j := 1.1 \cdot 5000 \text{ kN} = 5500 \text{ kN}$

Navýšení síly o 10% pro překonání pasivních odporů

Tlak v hydraulickém obvodu  $p := 35 \text{ MPa}$

Hmotnost zvedaného plunžru Volím:  $m_{zved} := 2 \text{ tonne}$

Předpokládaná hmotnost plunžru (+ rezerva)

Tíha zvedané váhy  $G_{zved} := m_{zved} \cdot g = 19.613 \text{ kN}$

Celková síla na plunžr  $F_j := F_j + G_{zved} = 5519.613 \text{ kN}$

## Plunžr

Materiál Volím: 11 700.2

$R_{e\_plunžr} := 380 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu

$R_{m\_plunžr} := 700 \text{ MPa}$

Mez pevnosti v tahu

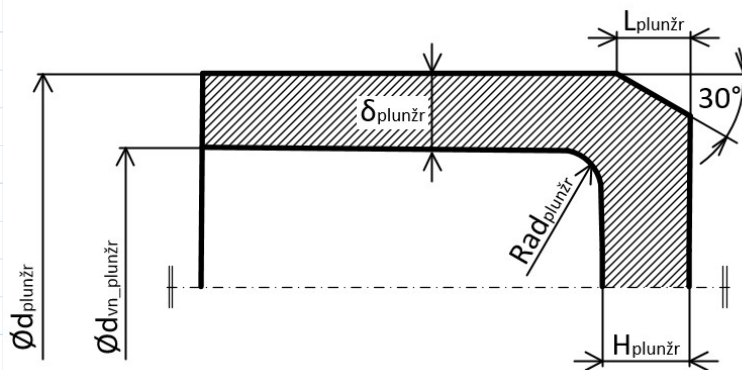
$\mu_{plunžr} := 0.3$

Poissonova konstanta

Součinitel bezpečnosti Volím:  $k_{bezp\_plunžr} := 3$

Dovolené napětí  $\sigma_{D\_plunžr} := \frac{R_{e\_plunžr}}{k_{bezp\_plunžr}} = 126.667 \text{ MPa}$

## Tvar



Vnější průměr  $d_{plunžr} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_j}{\pi \cdot p}} = 448.1 \text{ mm}$

Volím:  $d_{plunžr} := 450 \text{ mm}$

Dle doporučení TS Škoda

Vnitřní průměr  $d_{vn\_plunžr} := \frac{d_{plunžr}}{\sqrt{\frac{\sigma_{D\_plunžr} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{D\_plunžr} - 1.3 \cdot p}}} = 341.827 \text{ mm}$

Dle S. V.

Volím:  $d_{vn\_plunžr} := 320 \text{ mm}$

Tloušťka stěny válce  $\delta_{plunžr} := \frac{d_{plunžr} - d_{vn\_plunžr}}{2} = 65 \text{ mm}$

Koeficient tloušťky stěny  $\kappa_{plunžr} := \frac{d_{plunžr}}{d_{vn\_plunžr}} = 1.406$   $\kappa > 1.15$  Lze aplikovat teorii tlustostěnných nádob

## Napětí ve stěně válce

Osově napětí

$$\sigma_o := \frac{-p \cdot \left(\frac{d_{\text{plunžr}}}{2}\right)^2}{\left(\frac{d_{\text{plunžr}}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{\text{vn\_plunžr}}}{2}\right)^2} = -70.804 \text{ MPa}$$

Tlak uvnitř válce = provozní tlak  
Tlak tlak = 0 (atmosférický - zanedbáno)

Radiální napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{r1} := 0 \text{ MPa}$

na vnější stěně válce  $\sigma_{r2} := -25 \text{ MPa}$

Tečné napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{t1} := 2 \cdot \sigma_o + 0 = -141.608 \text{ MPa}$

na vnější stěně válce  $\sigma_{t2} := 2 \cdot \sigma_o + p = -106.608 \text{ MPa}$

Redukované napětí

Hypotéza deformační energie změny tvaru (HMH)

$$\sigma_{\text{red\_HMH}} := \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{t1} - \sigma_o \cdot \sigma_{r1} - \sigma_{t1} \cdot \sigma_{r1}} = 122.636 \text{ MPa}$$

Hypotéza největšího poměrného prodloužení (S.V.)

$$\sigma_{\text{red\_S.V.}} := \sigma_{t1} - \mu_{\text{plunžr}} \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_o) = -120.367 \text{ MPa}$$

Průměrná hodnota redukovaného napětí

$$\sigma_{\text{red}} := \frac{|\sigma_{\text{red\_HMH}}| + |\sigma_{\text{red\_S.V.}}|}{2} = 121.502 \text{ MPa} < \sigma_{D\_plunžr} = 126.667 \text{ MPa}$$

Skutečný součinitel bezpečnosti  $k_{T\_skut} := \frac{R_{e\_plunžr}}{\sigma_{\text{red}}} = 3.128 > k_{\text{bezp\_plunžr}} = 3$

Výška dna

$$H_{\text{dna}} := \sqrt{0.75 \cdot \frac{p \cdot \left(\frac{d_{\text{plunžr}}}{2}\right)^2}{0.75 \cdot \sigma_{D\_plunžr}}} = 118.273 \text{ mm}$$

Volím:  $H_{\text{dna}} := 120 \text{ mm}$

Vnitřní poloměr přechodu stěny válce do dna

$$\text{Rad}_{\text{plunžr}} := \frac{d_{\text{vn\_plunžr}}}{7} = 45.714 \text{ mm}$$

Volím:  $\text{Rad}_{\text{plunžr}} := 46 \text{ mm}$

Sražení na vnějším povrchu u dna válce

$$L_{\text{plunžr}} := 1.25 \cdot \text{Rad}_{\text{plunžr}} = 57.5 \text{ mm}$$

Volím:  $L_{\text{plunžr}} := 60 \text{ mm}$

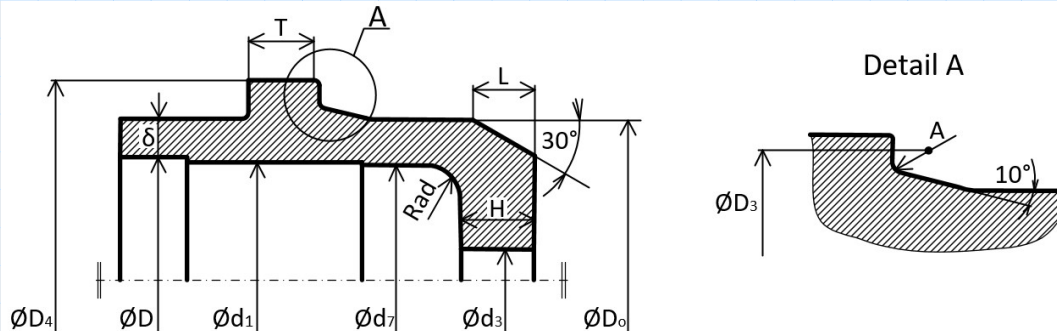
# Pracovní válec

**Materiál** Volím: 11 700.2  
 $R_{e\_válec} := 380 \text{ MPa}$   
 $R_{m\_válec} := 700 \text{ MPa}$   
 $\mu_{válec} := 0.3$

**Součinitel bezpečnosti** Volím:  $k_{bezp\_válec} := 3$

**Dovolené napětí**  $\sigma_{D\_válec} := \frac{R_{e\_válec}}{k_{bezp\_válec}} = 126.667 \text{ MPa}$

## Tvar



**Průměr válcové části**  $D_{0\_S.V.} := d_{plunžr} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{D\_válec} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{D\_válec} - 1.3 \cdot p}} = 592.406 \text{ mm}$

Volím:  $D_0 := 660 \text{ mm}$

**Tlouška stěny válce**  $\delta := \frac{D_0 - D}{2} = 85 \text{ mm}$   $D := 490 \text{ mm}$  Z podkladů TS Škoda

**Koeficient tloušťky stěny**  $\kappa := \frac{D_0}{D} = 1.347$   $\kappa > 1.15$  Lze aplikovat teorii tlustostěnných nádob

## Napětí ve stěně válce

**Osové napětí**  $d_1 := 470 \text{ mm}$  Z podkladů TS Škoda

$$\sigma_o := \frac{p \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}{\left(\frac{D_0}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_1}{2}\right)^2} = 36.011 \text{ MPa}$$

Tlak uvnitř válce = provozní tlak  
 Tlak tlak = 0 (atmosférický - zanedbáno)

### Radiální napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{r1} := -p = -35 \text{ MPa}$

na vnější stěně válce  $\sigma_{r2} := 0 \text{ MPa}$

### Tečné napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{t1} := 2 \cdot \sigma_o + p = 107.021 \text{ MPa}$

na vnější stěně válce  $\sigma_{t2} := 2 \cdot \sigma_o + 0 = 72.021 \text{ MPa}$

### Redukované napětí

#### Hypotéza deformační energie změny tvaru (HMH)

$$\sigma_{red\_HMH} := \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{t1} - \sigma_o \cdot \sigma_{r1} - \sigma_{t1} \cdot \sigma_{r1}} = 122.994 \text{ MPa}$$

**Hypotéza největšího poměrného prodloužení (S.V.)**

$$\sigma_{\text{red\_S.V.}} := \sigma_{t1} - \mu_{\text{válec}} \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_o) = 106.718 \text{ MPa}$$

**Průměrná hodnota redukováného napětí**

$$\sigma_{\text{red}} := \frac{\sigma_{\text{red\_HMH}} + \sigma_{\text{red\_S.V.}}}{2} = 114.856 \text{ MPa} < \sigma_{D\_válec} = 126.667 \text{ MPa}$$

**Skutečný součinitel bezpečnosti**

$$k_{T\_skut} := \frac{R_{e\_válec}}{\sigma_{\text{red}}} = 3.308 > k_{\text{bezp\_válec}} = 3$$

**Průměr příruby válce**

$$D_4 := \kappa \cdot D = 660 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } D_4 := 680 \text{ mm}$$

**Součinitel pro výšku příruby**

$$\text{Volím: } K_1 := 2.4$$

Z podkladů TS Škoda

**Výška příruby**

$$T := K_1 \cdot \delta = 204 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } T := 205 \text{ mm}$$

**Malý průměr opření válce**

$$D_3 := D_0 + 0.4 \cdot \delta + 32 \text{ mm} = 726 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } D_3 := 726 \text{ mm}$$

**Rádus přechodu stěny do příruby válce**

$$A := 0.1 \cdot \delta + 10 \text{ mm} = 18.5 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } A := 19 \text{ mm}$$

**Sražení na vnějším povrchu u dna kovacích válců**

$$L := 1.25 \cdot \delta = 106.25 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } L := 110 \text{ mm}$$

**Vnitřní poloměr přechodu stěny válce do dna**

$$\text{Rad} := \frac{d_1}{7} = 67.143 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } \text{Rad} := 70 \text{ mm}$$

**Výška dna**

$$H_{\text{dna}} := \sqrt{0.75 \cdot \frac{p \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}{0.75 \cdot \sigma_{D\_válec}}} = 123.53 \text{ mm}$$

$$\text{Volím: } H_{\text{dna}} := 125 \text{ mm}$$

## Příruba pracovního válce (včetně šroubů)

**Materiál příruby** Volím: 11 500.1  
 $R_{e\_příruba} := 380 \text{ MPa}$   
 $R_{m\_příruba} := 700 \text{ MPa}$   
 $E_{příruba} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

**Součinitel bezpečnosti** Volím:  $k_{příruba} := 2$

**Dovolené napětí**  $\sigma_{D\_příruba} := \frac{R_{e\_příruba}}{k_{příruba}} = 190 \text{ MPa}$

**Materiál šroubu** Volím: 13 240.6  
 $R_{e\_šroub} := 540 \text{ MPa}$   
 $E_{šroub} := 2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$   
 $G_{šroub} := 0.79 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

**Součinitel bezpečnosti** Volím:  $k_{šroub} := 2$

**Dovolené napětí**  $\sigma_{D\_šroub} := \frac{R_{e\_šroub}}{k_{šroub}} = 270 \text{ MPa}$

### Výpočtový model

**Délka nosníku**  $l := \frac{D_2 - D}{2} = 67.5 \text{ mm}$   $D_2 := 625 \text{ mm}$  Z podkladů TS Škoda

**Délka ramen**  $a := \frac{D_2 - D_1}{2} = 42.5 \text{ mm}$   $D_1 := 540 \text{ mm}$  Z podkladů TS Škoda  
 $b := l - a = 25 \text{ mm}$

**Síla působící na ucpávku**  $F_{ucp} := p \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{plunžr}^2) \right) = 1033.584 \text{ kN}$

**Síla působící na šrouby**  $F_{šrouby} := \frac{F_{ucp} \cdot l}{a} = (1.642 \cdot 10^3) \text{ kN}$

**Počet šroubů**  $n_{šroubů} := 16$  Z podkladů TS Škoda

**Síla působící na šroub**  $F_{šroub} := \frac{F_{ucp}}{n_{šroubů}} = 64.599 \text{ kN}$

### Modely výpočtu

#### A. Nekonečně tuhá příruba

**Předepínací síla**  $F_{p\_šroub} := 1.3 \cdot F_{šroub} = 83.979 \text{ kN}$

**Průměr jádra šroubu**  $d_3 := 31.093 \text{ mm}$  Z rozměru metrických závitů

**Průřez jádra šroubu**  $S_{j\_šroub} := \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 759.303 \text{ mm}^2$



$$\text{Prodloužení šroubu} \quad \Delta l_{\text{šroub}} := \frac{F_{p\_šroub} \cdot l_{\text{příruba}}}{E_{\text{šroub}} \cdot S_{j\_šroub}} = 0.054 \text{ mm} \quad l_{\text{příruba}} := 100 \text{ mm} \quad \text{Z podkladů TS Škoda}$$

$$\text{Tuhost šroubu} \quad k_{\text{šroub}} := \frac{F_{p\_šroub}}{\Delta l_{\text{šroub}}} = 1.564 \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

$$\text{Náhrada kuželů válcem pod maticí} \quad D_e := 55 \text{ mm} \quad \text{Z rozměrů přesní šestihřanné matice}$$

$$\text{Náhradní průměr} \quad \text{Volím: } x := 10 \quad \text{materiál: ocel}$$

$$D_{\text{nahr}} := D_e + \frac{l_{\text{příruba}}}{x} = 65 \text{ mm}$$

$$\text{Průměr díry pro šroub} \quad D_{\text{díra}} := 39 \text{ mm} \quad \text{Z rozměru děr pro šrouby}$$

$$\text{Náhradní průřez pod maticí} \quad S_{\text{nahr}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{nahr}}^2 - D_{\text{díra}}^2) = (2.124 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\text{Prodloužení příruby} \quad \Delta l_{\text{příruba}} := \frac{F_{p\_šroub} \cdot l_{\text{příruba}}}{E_{\text{příruba}} \cdot S_{\text{nahr}}} = 0.019 \text{ mm}$$

$$\text{Tuhost příruby} \quad k_{\text{příruba}} := \frac{F_{p\_šroub}}{\Delta l_{\text{příruba}}} = 4.46 \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

$$\text{Maximální zatěžující síla} \quad F_{\text{max}} := F_{p\_šroub} + F_{\text{šroub}} \cdot \frac{k_{\text{šroub}}}{k_{\text{šroub}} + k_{\text{příruba}}} = 100.752 \text{ kN}$$

Úhel natočení šroubu - od vlastní deformace

$$\text{Prodloužení šroubu po předepnutí} \quad \Delta l'_1 := \Delta l_{\text{příruba}} + \Delta l_{\text{šroub}} - \frac{F_{\text{max}} \cdot \Delta l_{\text{šroub}}}{F_{p\_šroub}} = 0.008 \text{ mm}$$

$$\text{Úhel natočení šroubu} \quad \varphi_1 := \tan\left(\frac{\Delta l'_1}{a}\right) = 0.011^\circ$$

## B. Nekonečně tuhý šroub

$$\text{Šířka elementu} \quad B := \frac{D_{\text{nahr}} - D_{\text{díra}}}{2} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Kvadratický moment} \quad J_B := 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot B \cdot l_{\text{příruba}}^3 = (2.167 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$

$$\text{Úhel natočení šroubu - od deformace příruby} \quad \varphi_2 := \left| \frac{F_{p\_šroub} \cdot a \cdot b}{3 \cdot E_{\text{příruba}} \cdot J_B} \right| = 0.004^\circ$$

$$\text{Celkový úhel natočení šroubu} \quad \varphi_c := \varphi_1 + \varphi_2 = 0.015^\circ$$

**Kvadratický moment šroubu**  $J_{\text{šroub}} := \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = (4.588 \cdot 10^4) \text{ mm}^4$

**Ohybový moment působící na šroub**  $l_{\text{šroub}} := 140 \text{ mm}$  Z podkladů TS Škoda

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E_{\text{šroub}} \cdot J_{\text{šroub}}}{l_{\text{šroub}}} = 34.579 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### C. Kontrola šroubu

**Tahové napětí**  $\sigma_{t_{\text{šroub}}} := \frac{F_{\text{max}}}{S_{j_{\text{šroub}}}} = 132.69 \text{ MPa}$

**Modul pevnosti v ohybu**  $W_{o_{\text{šroub}}} := \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = (2.951 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$

**Ohybové napětí**  $\sigma_{o_{\text{šroub}}} := \frac{M_o}{W_{o_{\text{šroub}}}} = 11.717 \text{ MPa}$

**Maximální (reduované) napětí**  $\sigma_{\text{max}_{\text{šroub}}} := \sigma_{t_{\text{šroub}}} + \sigma_{o_{\text{šroub}}} = 144.408 \text{ MPa} < \sigma_{D_{\text{šroub}}} = 270 \text{ MPa}$

**Skutečný součinitel bezpečnosti**  $k_{\text{skut}_{\text{šroub}}} := \frac{R_{e_{\text{šroub}}}}{\sigma_{\text{max}_{\text{šroub}}}} = 3.739 > k_{\text{šroub}} := 2$

### D. Kontrola příruby

**Modul pevnosti v ohybu**  $W_{o_{\text{příruba}}} := \frac{2 \cdot J_{\text{šroub}}}{l_{\text{příruba}}} = 917.594 \text{ mm}^3$

**Ohybové napětí**  $\sigma_{o_{\text{příruba}}} := \frac{M_o}{W_{o_{\text{příruba}}}} = 37.685 \text{ MPa}$

**Smykové napětí**  $\tau_{s_{\text{příruba}}} := \frac{F_{\text{šroub}}}{2 \cdot B \cdot l_{\text{šroub}}} = 17.747 \text{ MPa}$

**Redukované napětí** Volím:  $\alpha := 3$

$$\sigma_{\text{red}_{\text{příruba}}} := \sqrt{\sigma_{o_{\text{příruba}}}^2 + \alpha \cdot \tau_{s_{\text{příruba}}}^2} = 48.631 \text{ MPa} < \sigma_{D_{\text{příruba}}} = 190 \text{ MPa}$$

# **Příloha č. 4**

## **Výpočet přídržovače**

## Zadané parametry parametry

Síla přídržovače  $F_{př} := 1.1 \cdot 1000 \text{ kN} = 1100 \text{ kN}$  Navýšení síly o 10% pro překonání pasivních odporů

Tlak v hydraulickém ovbodě:  $p := 35 \text{ MPa}$

## Volba parametrů

Počet válců přídržovače Volím:  $n := 2$

## Píst

Materiál Volím: 11 700.2  
 $R_{e\_pist} := 380 \text{ MPa}$  Mez kluzu v tahu  
 $R_{m\_pist} := 700 \text{ MPa}$  Mez pevnosti v tahu  
 $\mu_{pist} := 0.3$  Poissonova konstanta

Součinitel bezpečnosti Volím:  $k_{bezp\_pist} := 3$

Dovolené napětí  $\sigma_{D\_pist} := \frac{R_{e\_pist}}{k_{bezp\_pist}} = 126.667 \text{ MPa}$

Síla na píst  $F_{plunžr} := \frac{F_{př}}{n} = 550 \text{ kN}$

Průměr  $d_{pist} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{plunžr}}{\pi \cdot p}} = 141.45 \text{ mm}$   
Volím:  $d_{pist} := 150 \text{ mm}$

## Pístnice

Materiál Volím: 11 700.2  
 $R_{e\_pistnice} := 380 \text{ MPa}$   
 $R_{m\_pistnice} := 700 \text{ MPa}$   
 $\mu_{pistnice} := 0.3$

Součinitel bezpečnosti Volím:  $k_{bezp\_pistnice} := 2$

Dovolené napětí  $\sigma_{D\_pistnice} := \frac{R_{e\_pistnice}}{k_{bezp\_pistnice}} = 190 \text{ MPa}$

Tvar  
Min. průměr  $d_{pistnice} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{př}}{\pi \cdot \sigma_{D\_pistnice}}} = 85.857 \text{ mm}$

Volím:  $d_{pistnice} := 90 \text{ mm}$

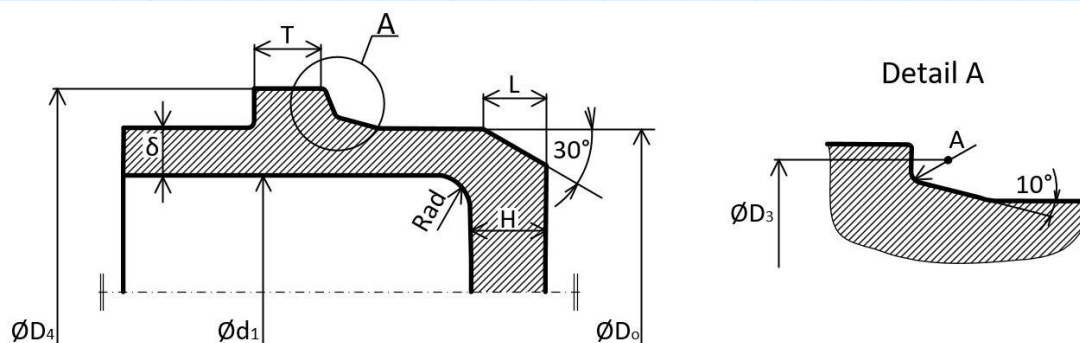
# Válec

**Materiál** Volím: 11 700.2  
 $R_{e\_vavec} := 380 \text{ MPa}$   
 $R_{m\_vavec} := 700 \text{ MPa}$   
 $\mu_{vavec} := 0.3$

**Součinitel bezpečnosti** Volím:  $k_{bezp\_vavec} := 3$

**Dovolené napětí**  $\sigma_{D\_vavec} := \frac{R_{e\_vavec}}{k_{bezp\_vavec}} = 126.667 \text{ MPa}$

## Tvar



**Průměr válcové části**  $D_{0\_S.V.} := d_{pist} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{D\_vavec} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{D\_vavec} - 1.3 \cdot p}} = 197.469 \text{ mm}$   
 Volím:  $D_0 := 210 \text{ mm}$

**Tlouška stěny válce**  $\delta := \frac{D_0 - d_{pist}}{2} = 30 \text{ mm}$

**Koeficient tloušťky stěny**  $\kappa := \frac{D_0}{d_{pist}} = 1.4$   $\kappa > 1.15$  Lze aplikovat teorii tlustostěnných nádob

## Napětí ve stěně válce

**Osově napětí**  $\sigma_o := \frac{p \cdot \left(\frac{d_{pist}}{2}\right)^2}{\left(\frac{D_0}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{pist}}{2}\right)^2} = 36.458 \text{ MPa}$   
 Tlak uvnitř válce = provozní tlak  
 Tlak tlak = 0 (atmosférický - zanedbáno)

## Radiální napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{r1} := -p = -35 \text{ MPa}$   
 na vnější stěně válce  $\sigma_{r2} := 0 \text{ MPa}$

## Tečné napětí

na vnitřní stěně válce  $\sigma_{t1} := 2 \cdot \sigma_o + p = 107.917 \text{ MPa}$   
 na vnější stěně válce  $\sigma_{t2} := 2 \cdot \sigma_o + 0 = 72.917 \text{ MPa}$

## Redukované napětí

### Hypotéza deformační energie změny tvaru (HMH)

$\sigma_{red\_HMH} := \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{t1} - \sigma_o \cdot \sigma_{r1} - \sigma_{t1} \cdot \sigma_{r1}} = 123.769 \text{ MPa}$

**Hypotéza největšího poměrného prodloužení (S.V.)**

$$\sigma_{\text{red\_S.V.}} := \sigma_{t1} - \mu_{\text{valec}} \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_o) = 107.479 \text{ MPa}$$

**Průměrná hodnota redukováného napětí**

$$\sigma_{\text{red}} := \frac{\sigma_{\text{red\_HMH}} + \sigma_{\text{red\_S.V.}}}{2} = 115.624 \text{ MPa} < \sigma_{D\_valec} = 126.667 \text{ MPa}$$

**Skutečný součinitel bezpečnosti**

$$k_{T\_skut} := \frac{R_{e\_valec}}{\sigma_{\text{red}}} = 3.287 > k_{\text{bezp\_valec}} = 3$$

**Průměr příruby válce**  $D_4 := \kappa \cdot D_0 = 294 \text{ mm}$

Volím:  $D_4 := 300 \text{ mm}$

**Součinitel pro výšku příruby** Volím:  $K_1 := 2.4$

Dle doporučení TS Škoda

**Výška příruby**  $T := K_1 \cdot \delta = 72 \text{ mm}$

Volím:  $T := 75 \text{ mm}$

**Malý průměr opření válce**  $D_3 := D_0 + 0.4 \cdot \delta + 32 \text{ mm} = 254 \text{ mm}$

Volím:  $D_3 := 254 \text{ mm}$

**Rádus přechodu stěny do příruby válce**  $A := 0.1 \cdot \delta + 10 \text{ mm} = 13 \text{ mm}$

Volím:  $A := 14 \text{ mm}$

**Sražení na vnějším povrchu u dna kovacích válců**  $L := 1.25 \cdot \delta = 37.5 \text{ mm}$

Volím:  $L := 35 \text{ mm}$

**Vnitřní poloměr přechodu stěny válce do dna**

$$\text{Rad}_{\text{valec}} := \frac{d_{\text{pist}}}{7} = 21.429 \text{ mm}$$

Volím:  $\text{Rad}_{\text{valec}} := 22 \text{ mm}$

**Výška dna**

$$H_{\text{dna\_valec}} := \sqrt{0.75 \cdot \frac{p \cdot \left(\frac{d_{\text{pist}}}{2}\right)^2}{0.75 \cdot \sigma_{D\_valec}}} = 39.424 \text{ mm}$$

Volím:  $H_{\text{dna\_valec}} := 40 \text{ mm}$

# **Příloha č. 5**

## **Výpočet nového rámu**

# 1 Úvod

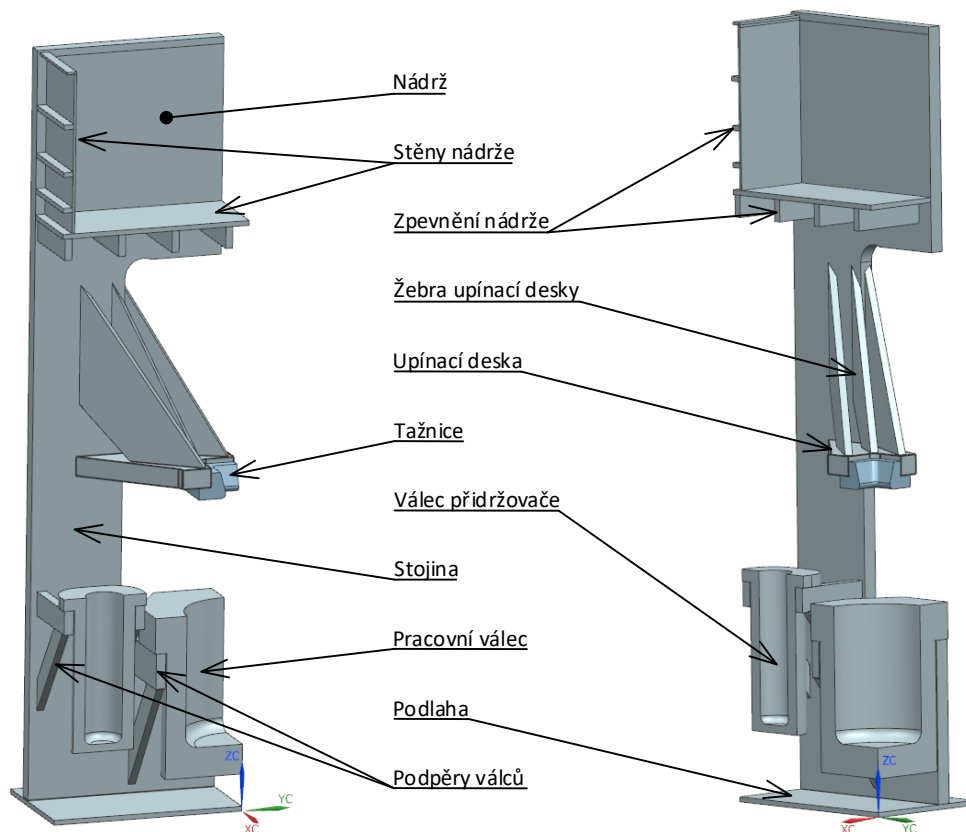
Změnou oproti koncepci je tvar upínací desky. V koncepci je navržena deska obdélníkového tvaru o tloušťce 100 mm. Již při prvním výpočtu se ukázalo, že tento tvar není příliš vhodný. Napětí v desce není rovnoměrně rozloženo. Největší hodnoty napětí jsou na přímce od spojení desky s rámem směrem k tažnici. Naopak napětí mezi stojinami je minimální. Tvar upínací desky navíc příliš nezabraňuje průhybu. Především posunutí desky ve směru osy Z ve středu činilo i 3 mm. Z těchto důvodů byla tažnice zesílena. Tvar desky je ve tvaru písmene X, kdy je zaručeno přenos napětí od tažnice ke stojině. Pro minimalizaci průhybu byla přivařena 3 žebra. Navařena jsou co nejbližší k tažnici a spojena se stojinou tak, aby vzdálenost od desky k navaření žebra ke stojině byla co největší. Tloušťka tažnice byla zesílena kvůli snížení napětí. Předem je známa vyměnitelnost tažnice, jakožto aktivní části stroje.

Výpočet byl proveden v softwaru NX.

## 2 Model

Rám je symetrický podle 2 navzájem kolmých rovin, XZ a YZ. Z tohoto důvodu byly využity roviny symetrie a model byl zjednodušen pouze na jednu čtvrtinu rámu. Přínos je především v době výpočtu. Konstrukce je už značně složitá, a tím i doba výpočtu je delší než u stávajícího rámu. V místě řezu byly předepsány patřičné okrajové podmínky.

Pracovní válec a válec přidržovače slouží jako pomocná tělesa a ve výsledku není jejich deformace zohledněna.



Obr. 1 – Model

Všechny části rámu jsou z oceli a jejich vlastnosti jsou:

Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti v tahu	210 000 [MPa]
Poissonova konstanta	0,3 [-]

Tab. 1 - Vlastnosti jednotlivých částí rámu

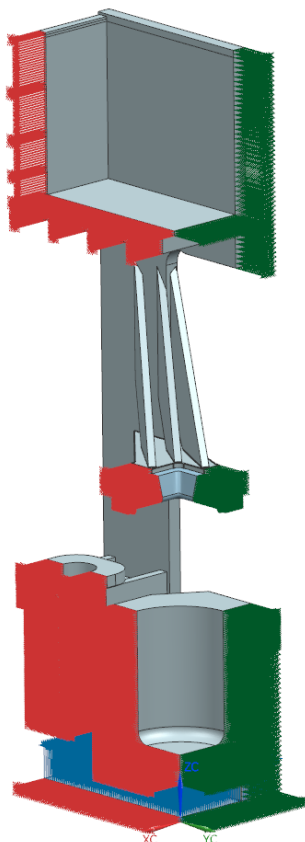


### 3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou rozděleny na uložení a zatížení.

#### 3.1 Uložení

Při využití rovin symetrie byly předepsány následující podmínky. V řezu rovinou XZ bylo zabráněno posuvu v ose Y. V řezu rovinou YZ bylo zabráněno posuvu v ose X. Podlaze rámu je zabráněno posuvu v ose Z.



Obr. 2 – Uložení

Odebraný počet stupňů volnosti je dostatečný pro výpočet.

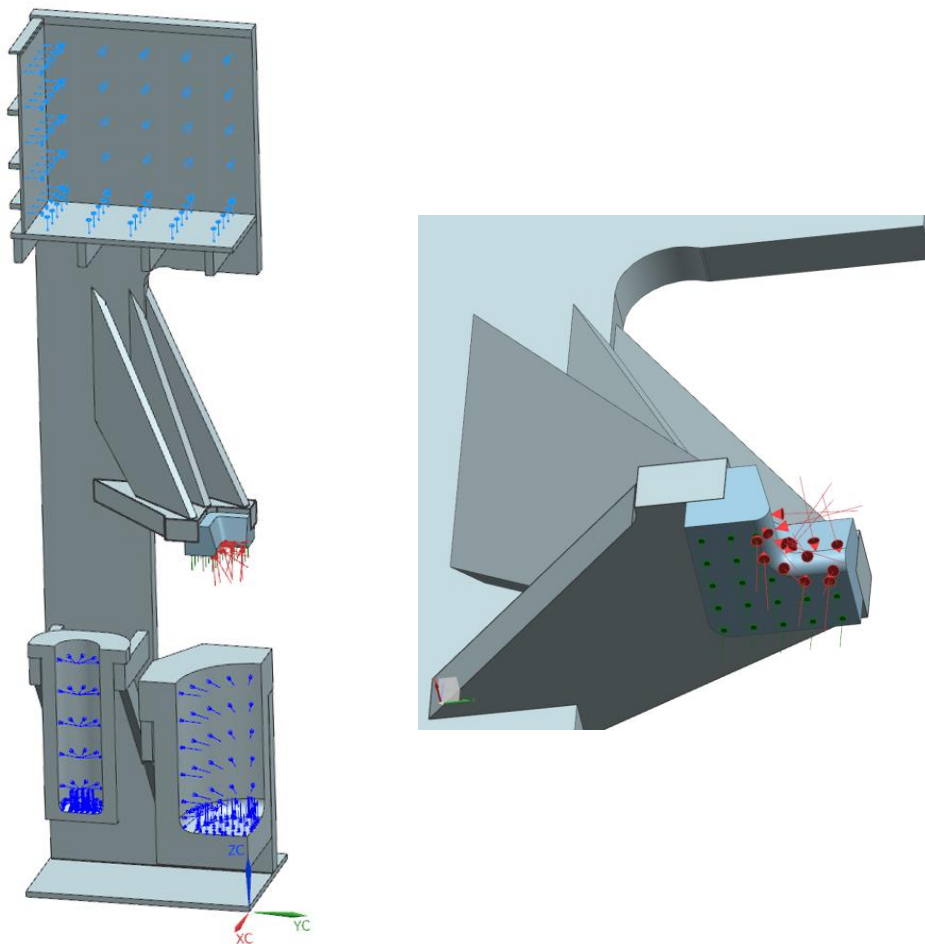
#### 3.2 Zatížení

Rám je zatížen celkem 6 silovými účinky.

V horní části rámu je zatížení v nádrži od hydrostatického tlaku.

Na tažnici působí dvě síly. Na spodní stranu tažnice působí přidržovací síla. Vzhledem k použití pouze jedné čtvrtiny modelu je i tato síla čtvrtinová,  $F_p = 375\,000$  [N]. Další síla působí normálově na rádius tažnice a jedná se o sílu tažnou, opět čtvrtinová,  $F_t = 1\,375\,000$  [N].

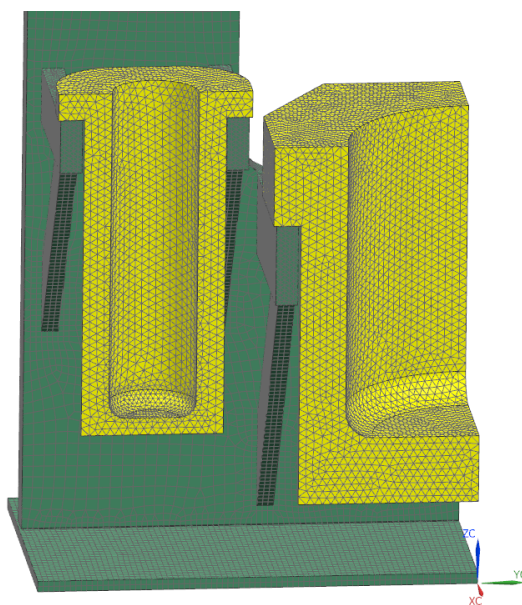
Ve válcích působí tlaková síla rovna tlaku v hydraulickém obvodu,  $p = 35$  [MPa].



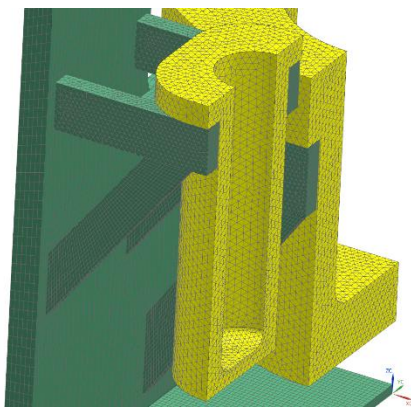
Obr. 3 - Zatížení rámu

## 4 Síť

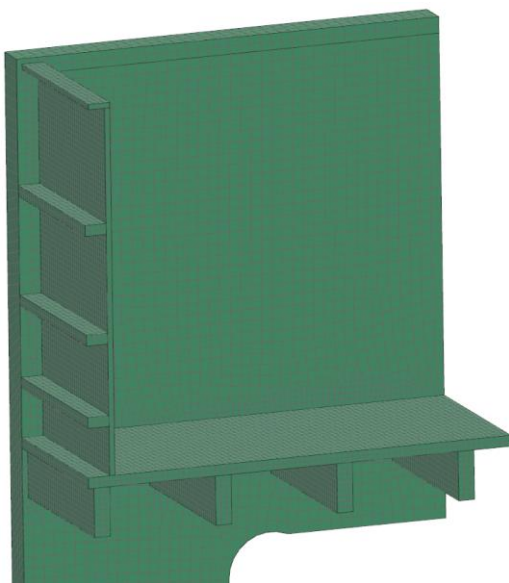
Většina těles jsou síťována obdélníkovou (brickovou) sítí. Některá tělesa jako pracovní válec a válec přidržovače jsou pro svou komplikovanost síťována čtyřstěnnou (tetrahedrovou) sítí. Stejně tomu je i u některých příček.



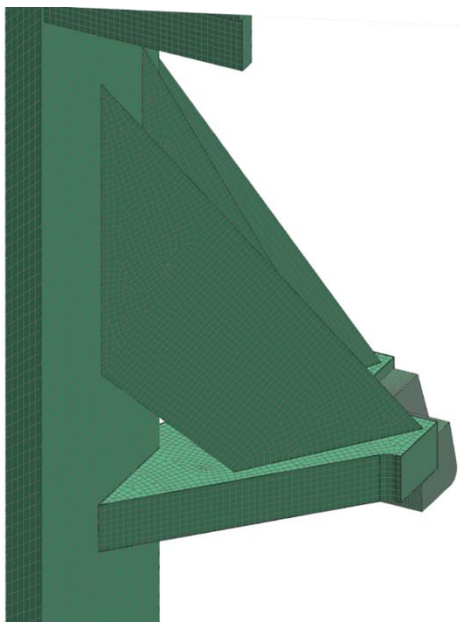
Obr. 4 - Síť pracovního válce a válce přidržovače



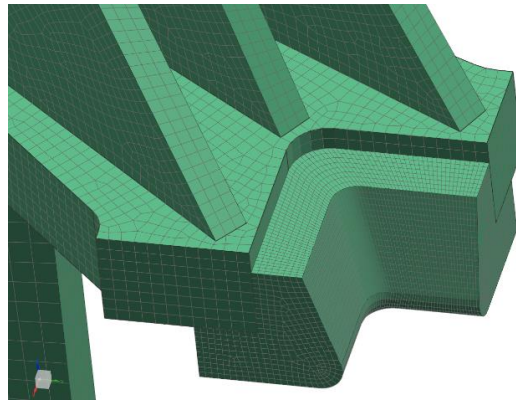
Obr. 5 - Obr. 4 - Síť pracovního válce a válce přidržovače z boku



Obr. 6 - Síť nádrže



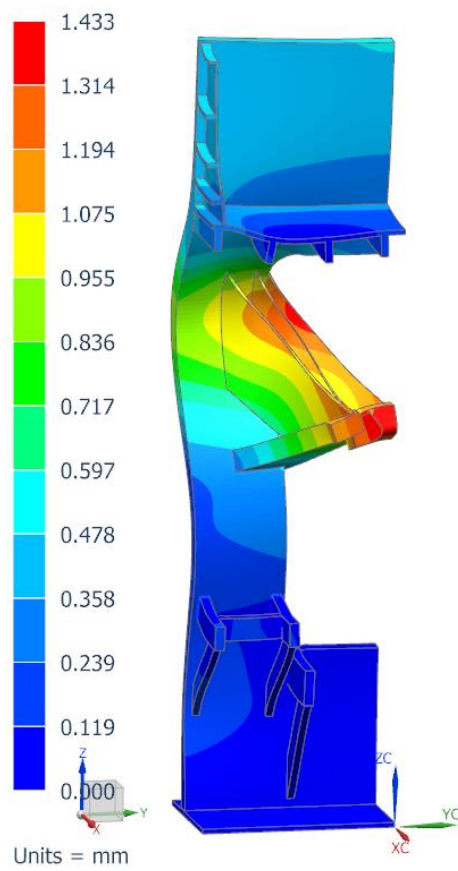
Obr. 7 - Síť žeber



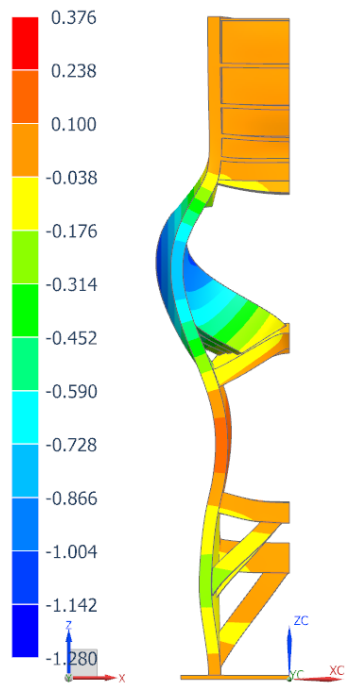
Obr. 8 - Síť upínací desky a tažnice

Z obrázků je patrné, že během síťování nedošlo k výrazným deformacím elementů.

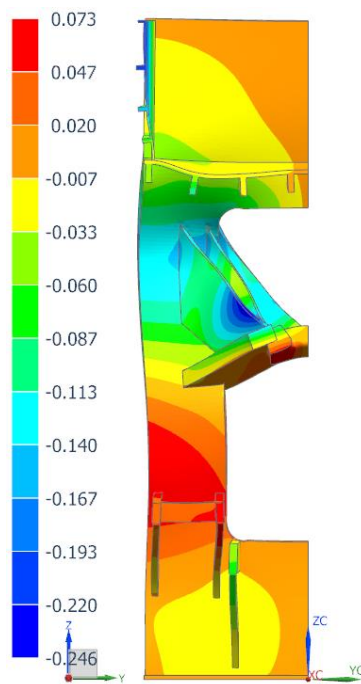
## 5 Posunutí



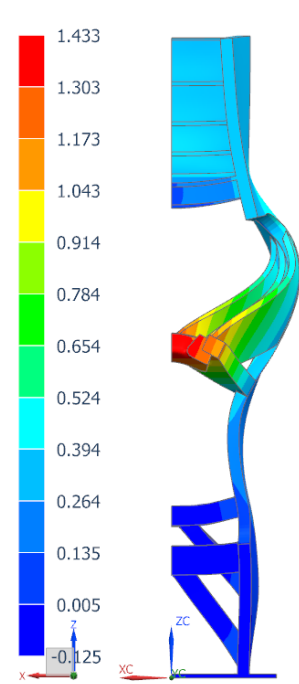
Obr. 9 - Celkové posunutí



Units = mm  
Obr. 10 - Posunutí ve směru X



Units = mm  
Obr. 11 - Posunutí ve směru Y

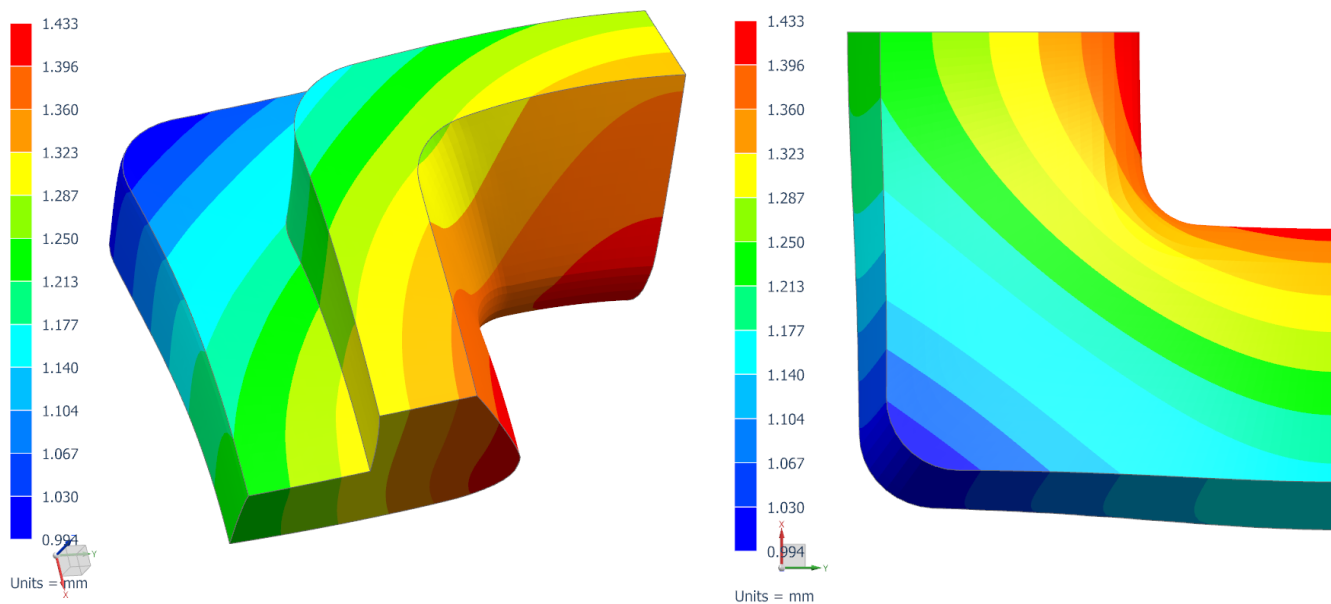


Units = mm  
Obr. 12 - Posunutí ve směru Z

Z obrázků posunutí je vidět, že k největšímu posunutí dochází v místě tažnice. Zde je i největší hodnota posunutí 1,433 mm.

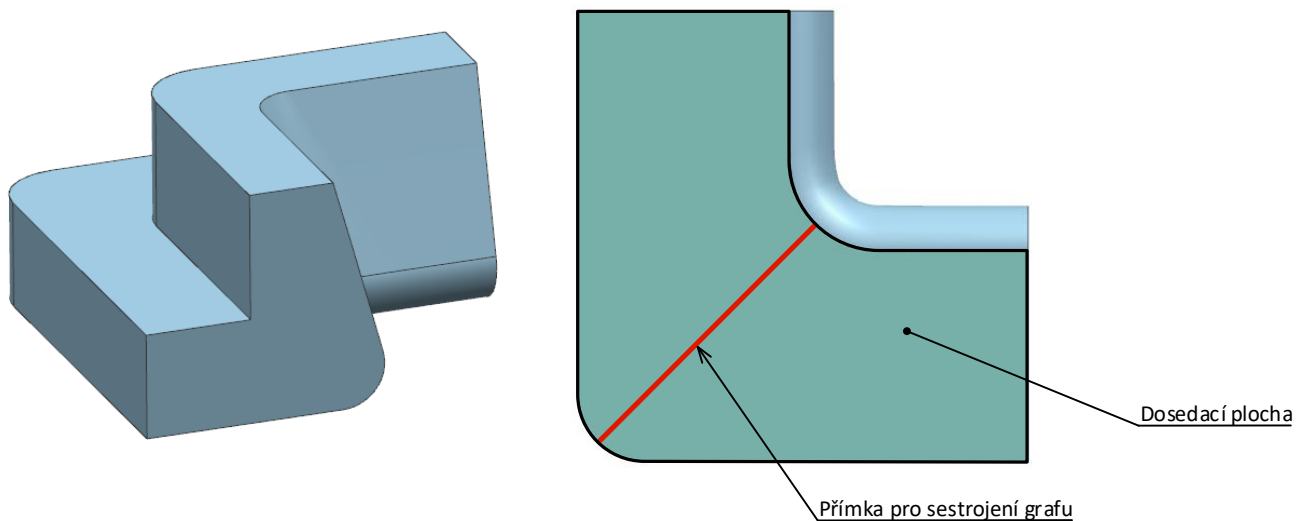
## 5.1 Posunutí na tažnici

Pro přesnost tažení je důležité, aby posunutí tažnice v ose Z na dosedací ploše bylo minimální.



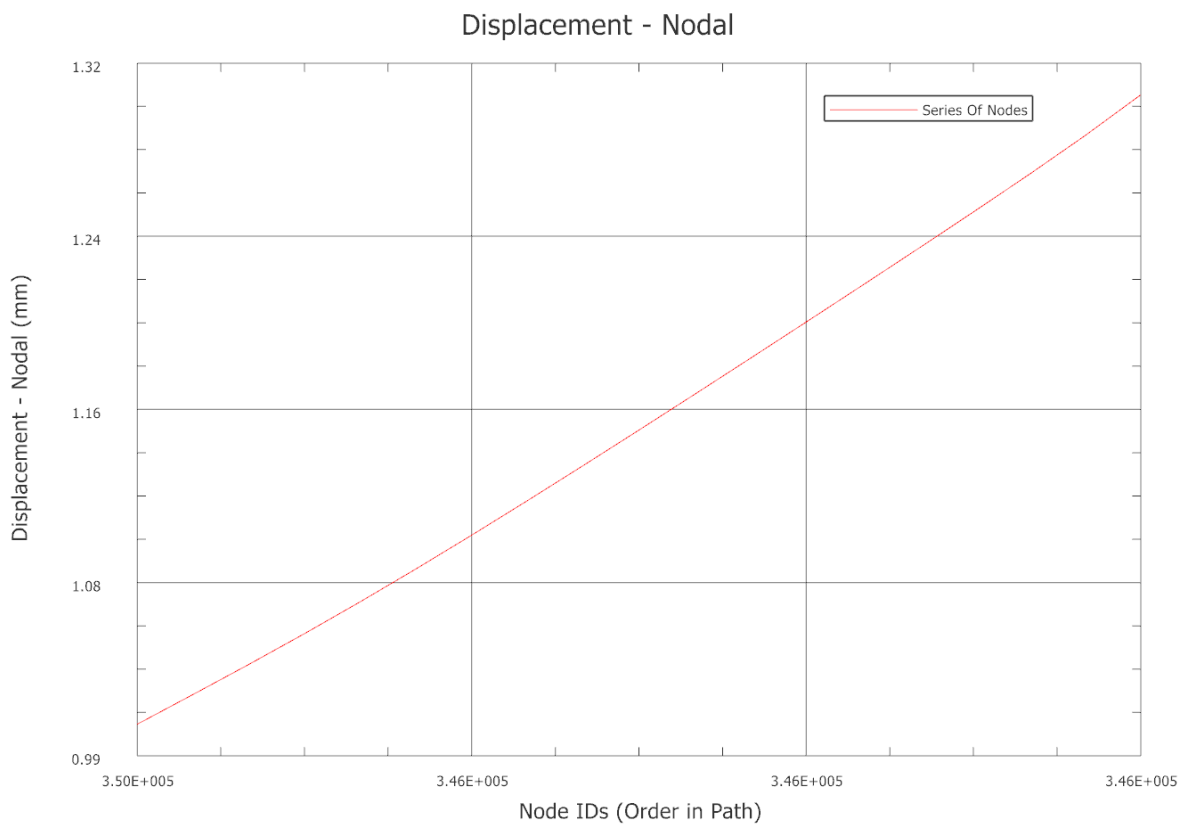
Obr. 13 - Posunutí tažnice v ose Z

Na obrázku je patrné, že posunutí tažnice v ose Z dosahuje největších hodnot v rádiu tažnice. Pro snížení hodnoty posuvu je možné navrhnout tažnici z lepšího materiálu. Úprava tvaru tažnice příliš možná není. Z obrázků dále vyplývá, že největších hodnot posuvu na dosedací ploše bude po přímkce jdoucí ze středu rádiusů.



Obr. 14 - Přímka na povrchu tažnice

Na obrázku je vidět červená přímka řezu na povrchu tažnice. Na této přímce byl sestaven graf znázorňující hodnoty posunutí ve směru osy Z od vnějšího kraje tažnice směrem ke středu.



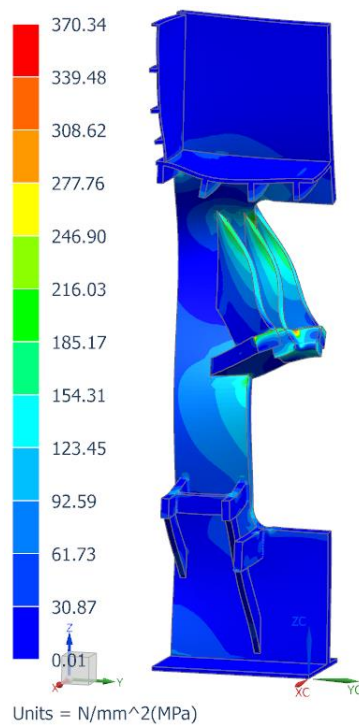
Obr. 15 - Posunutí na vybrané přímce

Minimální hodnota 1,008 [mm]

Maximální hodnota 1,306 [mm]

Z grafů a hodnot posuvů vyplývá, že rozdíl posunutí v ose Z na tažnici je přibližně 0,3 mm.

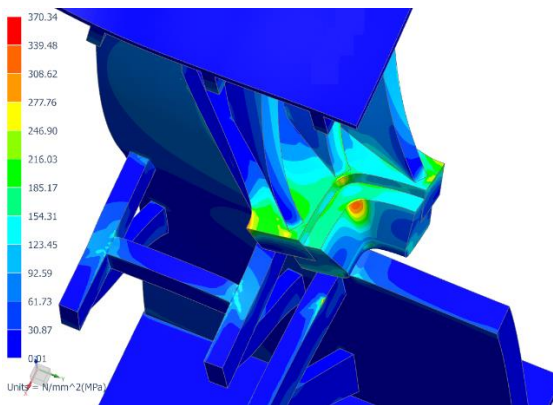
## 6 Napětí



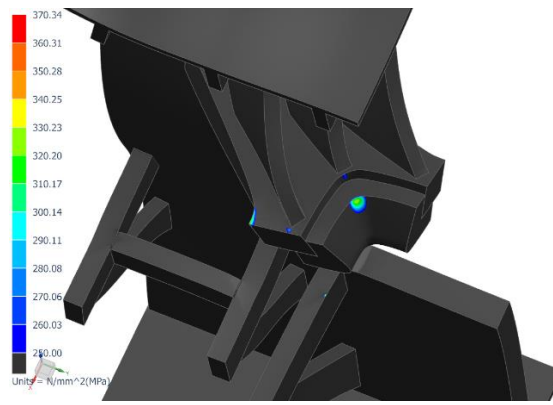
Obr. 16 - Celková napětí dle HMM

Z obrázků celkového průběhu napětí je vidět, že většina rámu nedosahuje maximální hodnoty napětí. Rám není plně využit. Maximální napětí se vyskytuje jen ve velmi relativně malé oblasti, z tohoto důvodu bude rám zkoumán právě v těchto místech. Největších hodnot napětí je dosaženo v oblasti tažnice a v místě uložení válců.

### 6.1 Napětí v oblasti tažnice

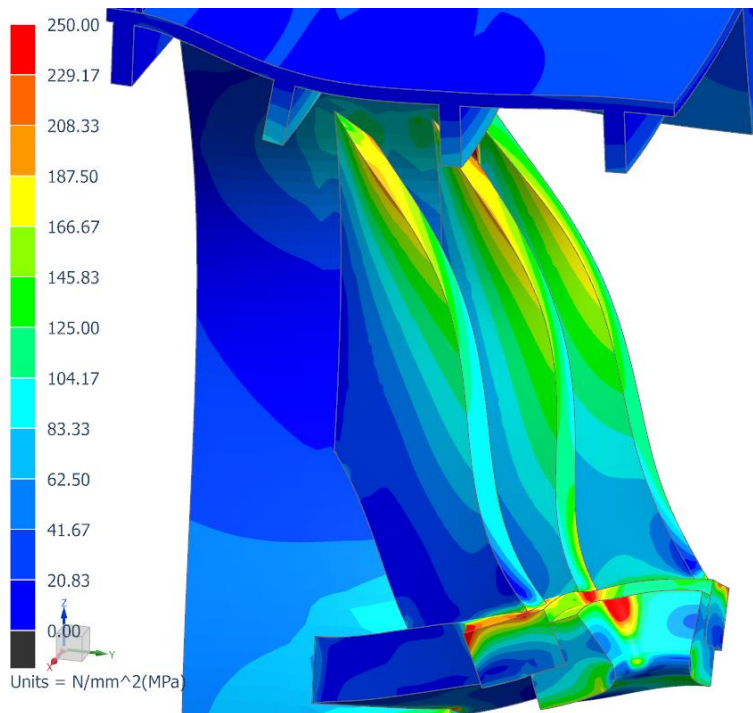


Obr. 17 - Napětí v oblasti tažnice, dle HMM



Obr. 18 - Napětí v oblasti tažnice, zobrazeno od 250 MPa, dle HMM

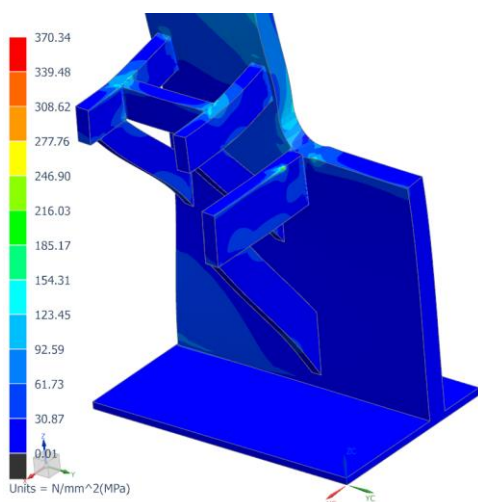
Největší hodnoty napětí se vyskytují v zaoblení tažnice a v rovině symetrie. V případě tažnice je počítáno s její výměnou vlivem opotřebení. Pro upínací desku je možnost řešení posunout žebro blíže ke kritickému místu.



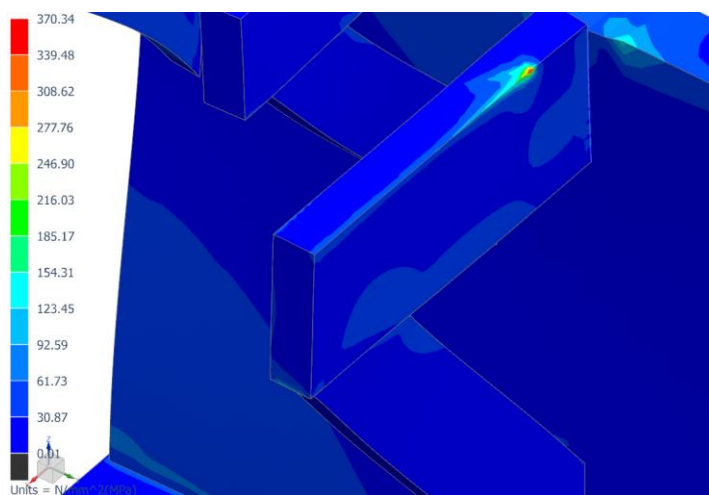
Obr. 19 - Napětí v žebrech, zobrazeno do 250 MPa, dle HMH

Žebra mající za úkol zpevnění upínací desky vyhovují plně zatížení.

## 6.2 Napětí v místě uložení válců



Obr. 20 - Napětí v oblasti uložení válců, dle HMH



Obr. 21 - Detail napětí v místě uložení pracovního válce, dle HMH

Hodnot největšího napětí se dosahuje v místě kontaktu pracovního válce s uložením na příčce. Velikost hodnoty ovlivňují hranové tlaky. Příruba pracovního válce má tendenci se zařezávat do příčky. Uložení válce přidržovače nedosahuje vysokých hodnot napětí.

## 7 Závěr

Nově navržený rám vyhovuje předběžnému návrhu. Cílem diplomové práce je ukázat návrh funkční varianty. Pro snížení hodnot napětí a posuvů by bylo nutné provést optimalizaci. Jako hlavní část pro optimalizaci na základě vypočtu bylo vybráno uložení pracovního válce a tažnice, upínací deska, popřípadě žebra.



# **Příloha č. 6**

## **Výpočet dorazů**

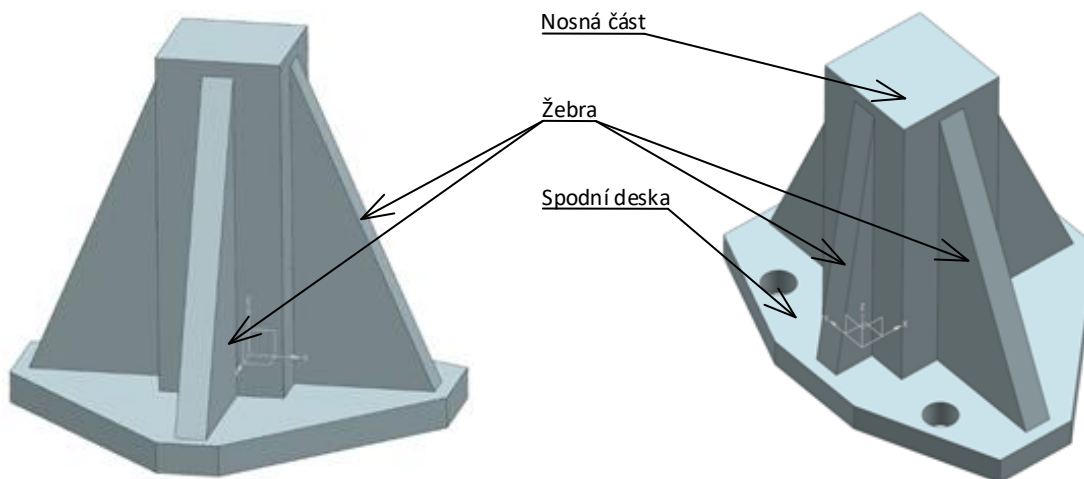
# 1 Úvod

Cílem výpočtu je ověřit, zda navržený doraz se nerozdrtí při zatížení od desky přidržovače.

Výpočet byl proveden v softwaru NX.

## 2 Model

Doraz se skládá z nosné části, která je spojená se spodní deskou. Pro zvýšení tuhosti je provedeno žebrování. Všechny části jsou k sobě přivařeny.



Obr. 1 – Model

Vlastnosti dorazu

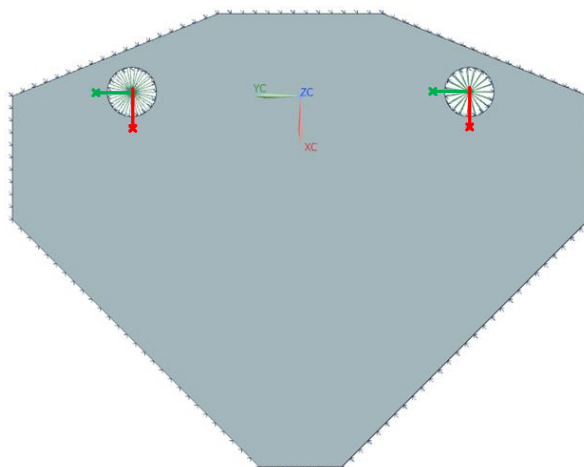
Vlastnost	Hodnota
Youngův modul pružnosti v tahu	210 000 [MPa]
Poissonova konstanta	0,3 [-]

Tab. 1 - Fyzikální vlastnosti

## 3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou rozděleny na uložení a zatížení.

### 3.1 Uložení



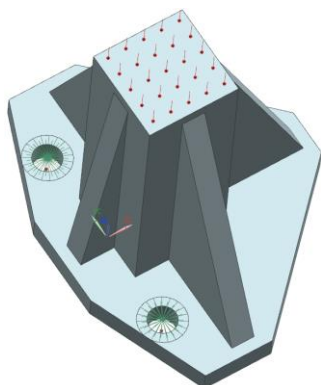
Obr. 2 – Uložení

Na spodní ploše je omezen posuv ve směru osy Z. Zamezení posuvu v ose X a Y je v soustředném bodě díry na spodní ploše. Tento bod reprezentuje uložení dorazu k plunžru pomocí šroubů.

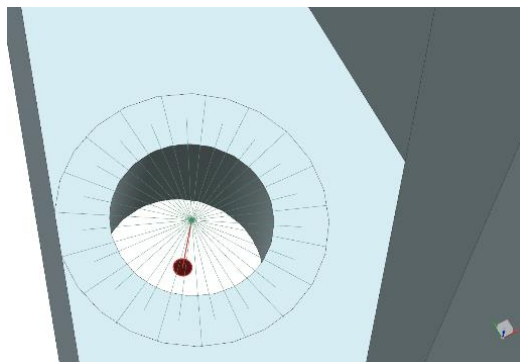
## 3.2 Zatížení

Na pracovním plunžru jsou umístěny 4 dorazy, proto i zatížení na doraz je čtvrtina zpětné síly,  $F_{zp} = 210\,000$  [N]. Tato síla působí na horní plochu nosné části.

Síla šroubu je  $F_{pred} = 100\,000$  [N].



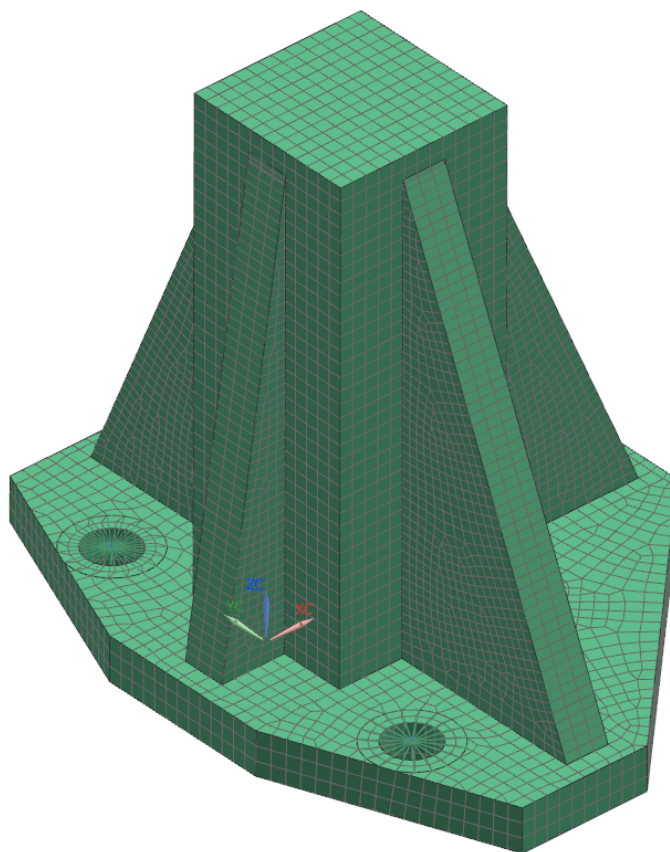
Obr. 3 - Zatížení zpětnou silou



Obr. 4 - Zatížení silou šroubu

## 4 Síť

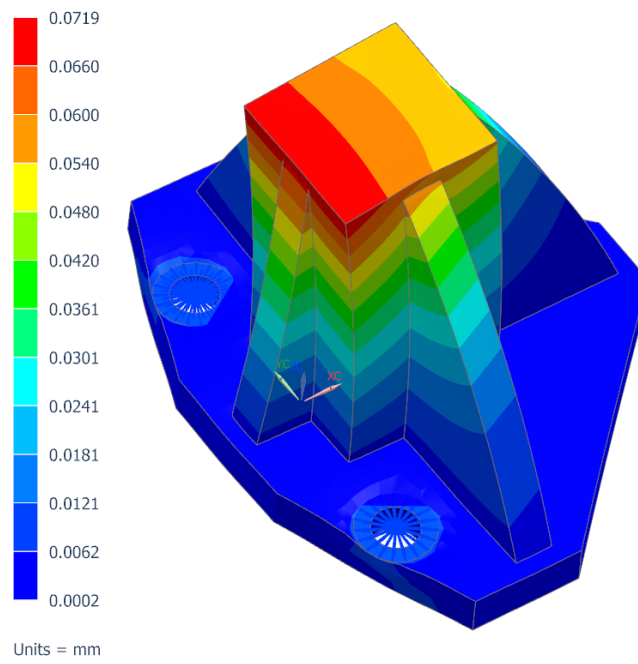
Všechna tělesa modelu jsou nasítována obdélníkovou sítí (brickovou). Důvodem výběru je jednoduchý tvar těles.



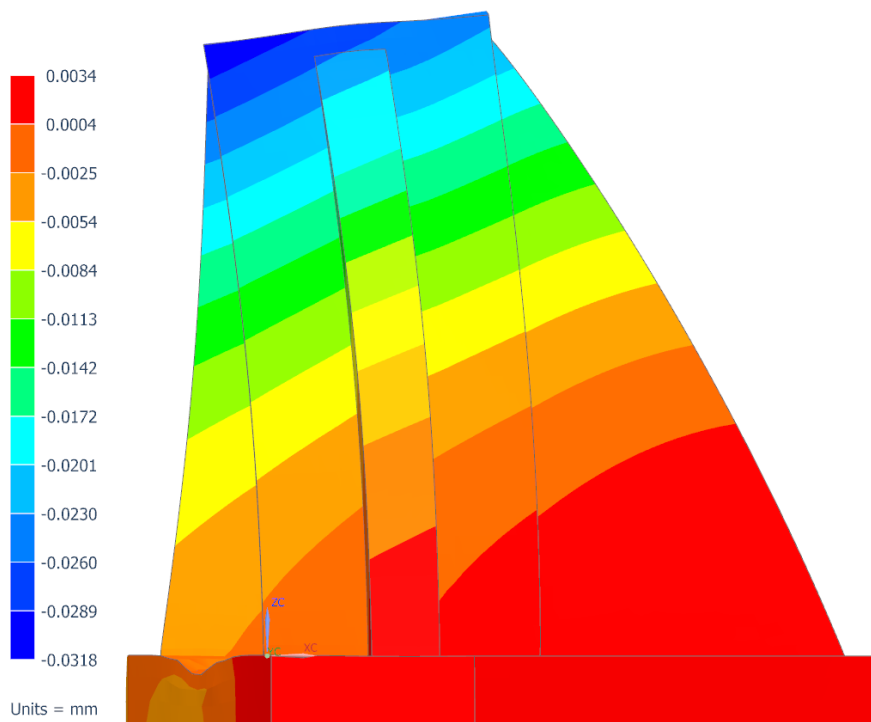
Obr. 5 - Síť

Z obrázků sítě je patrné, že při síťování nedošlo k výrazným deformacím elementů.

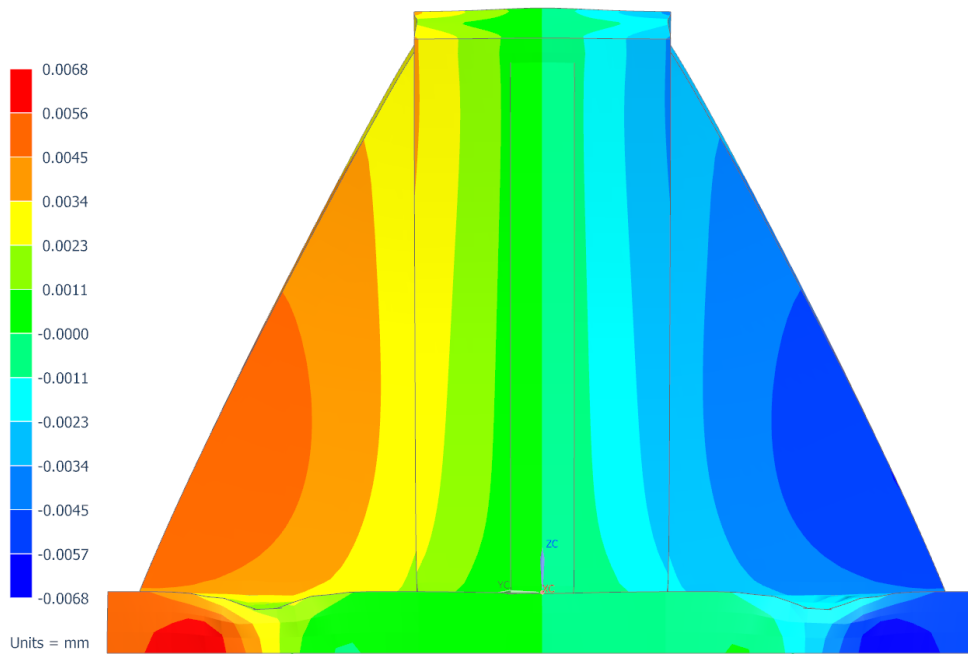
## 5 Posunutí



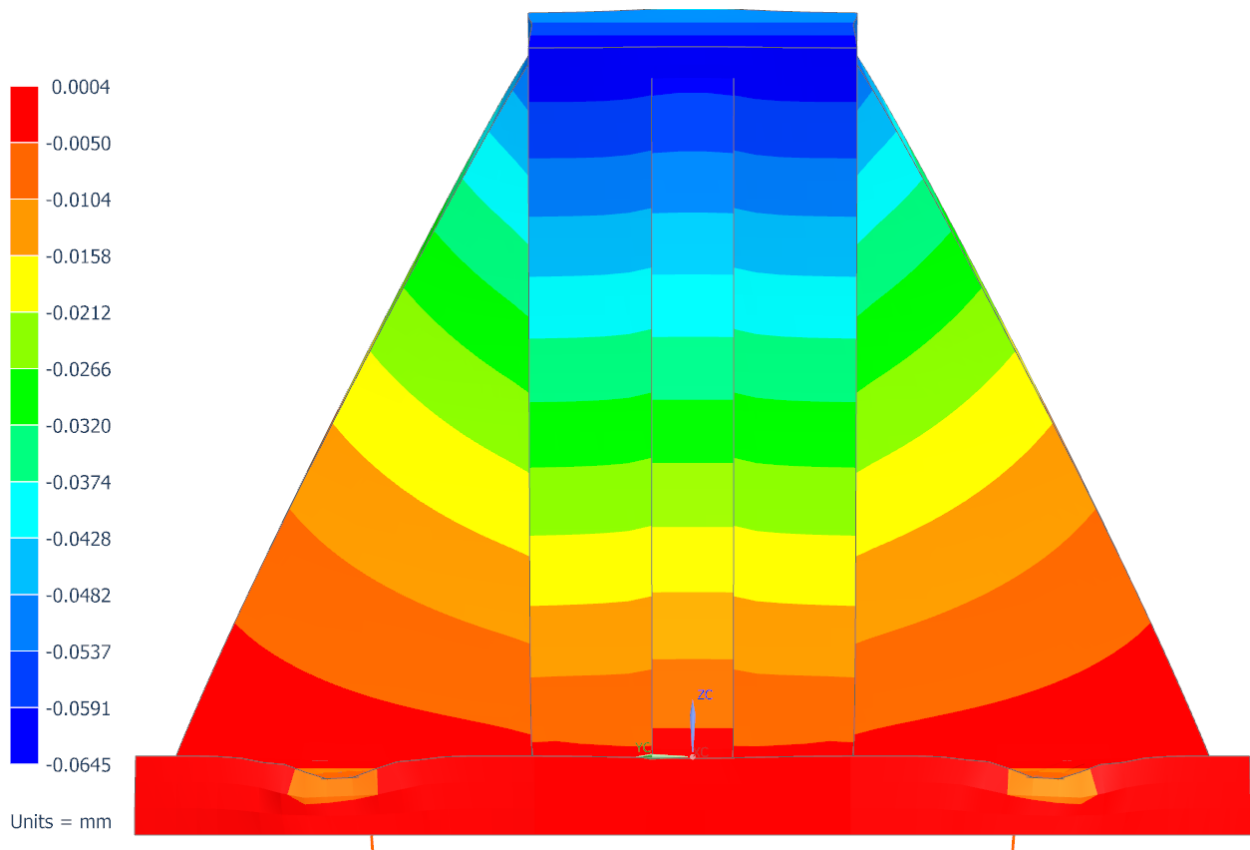
Obr. 6 - Celkové posunutí



Obr. 7 - Posunutí ve směru X



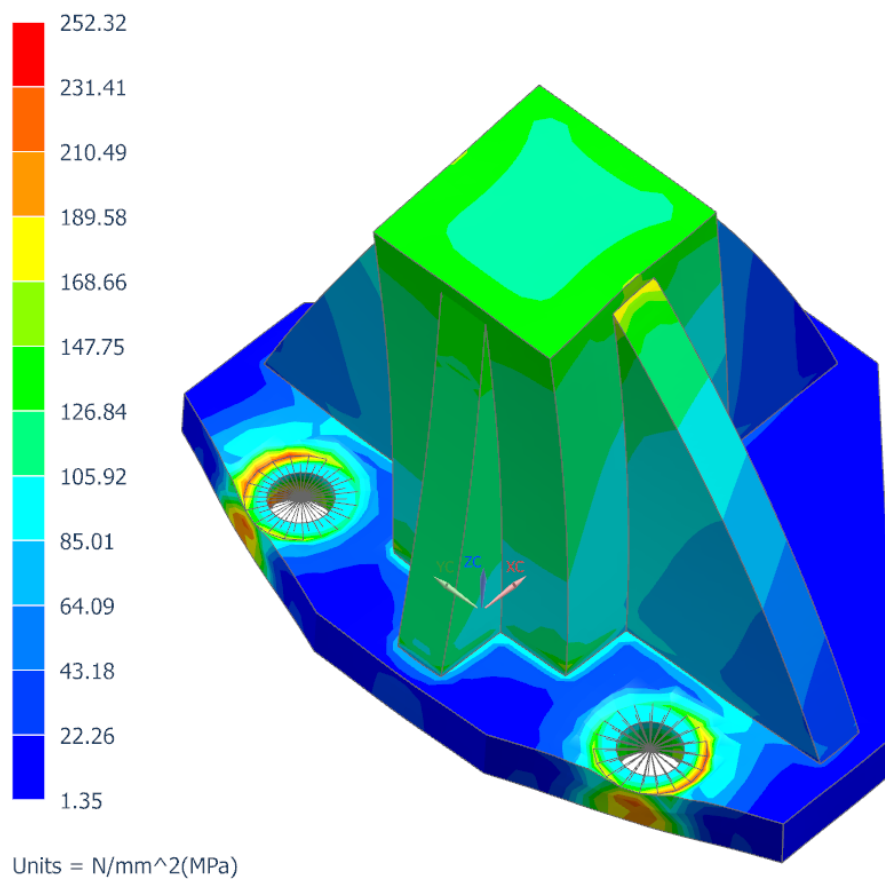
Obr. 8 - Posunutí ve směru Y



Obr. 9 - Posunutí ve směru Z

Posunutí dorazu je minimální.

## 6 Napětí

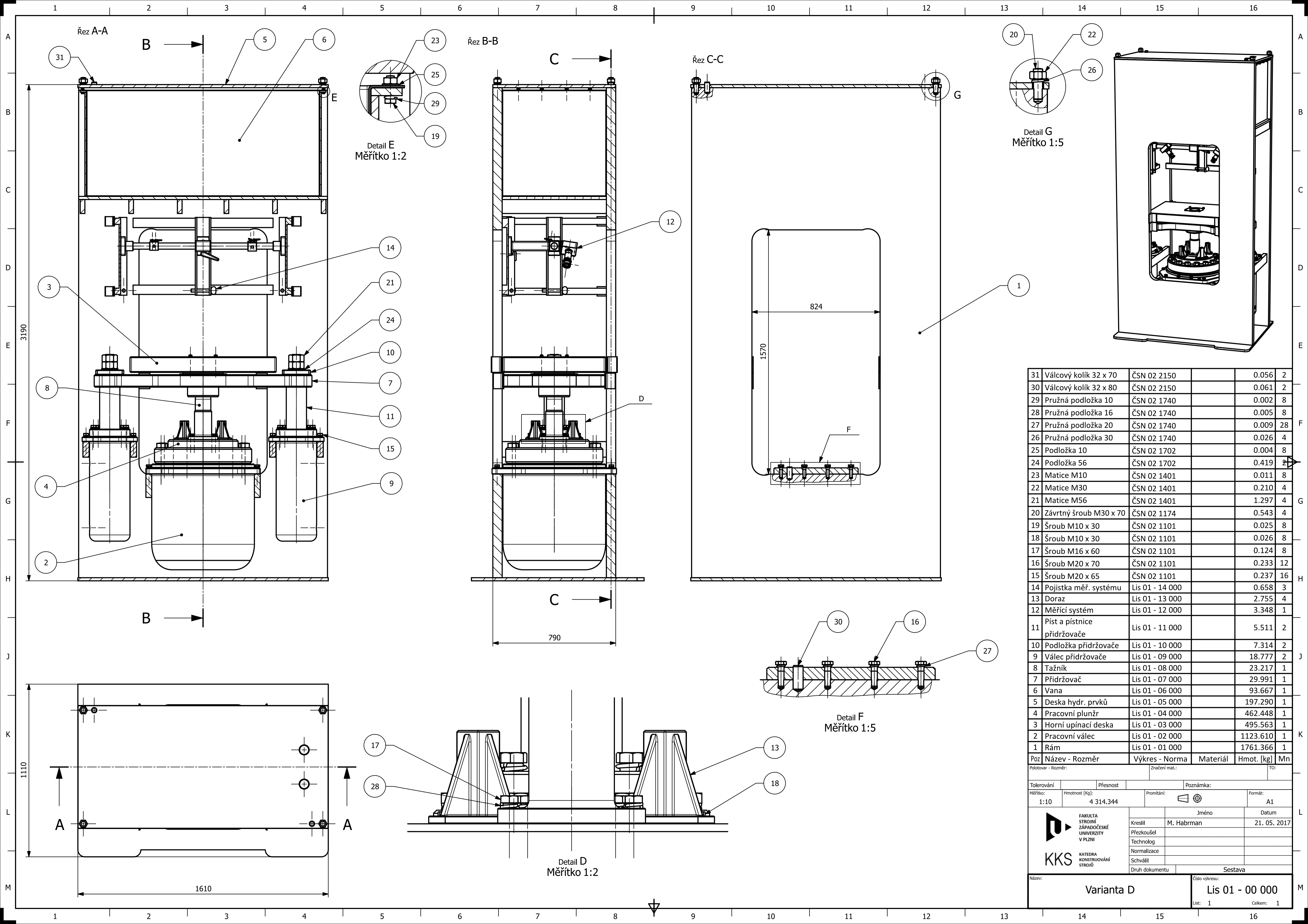


Obr. 10 – Celkové napětí dle HMH

Z obrázků celkového průběhu napětí je vidět, že největší hodnota napětí vzniká pod podložkou šroubového spoje. V tomto modelu je podložka modelována jako dokonale tuhé těleso. Skutečná hodnota bude menší a nebude docházet k ostrému průniku těles. Hodnota napětí okolo 250 MPa je však přijatelná.

## 7 Závěr

Navržený doraz vyhovuje plně zatížení. Po optimalizaci by rozměry mohly být i menší.



31	Válcový kolík 32 x 70	ČSN 02 2150		0.056	2
30	Válcový kolík 32 x 80	ČSN 02 2150		0.061	2
29	Pružná podložka 10	ČSN 02 1740		0.002	8
28	Pružná podložka 16	ČSN 02 1740		0.005	8
27	Pružná podložka 20	ČSN 02 1740		0.009	28
26	Pružná podložka 30	ČSN 02 1740		0.026	4
25	Podložka 10	ČSN 02 1702		0.004	8
24	Podložka 56	ČSN 02 1702		0.419	2
23	Matice M10	ČSN 02 1401		0.011	8
22	Matice M30	ČSN 02 1401		0.210	4
21	Matice M56	ČSN 02 1401		1.297	4
20	Závrtný šroub M30 x 70	ČSN 02 1174		0.543	4
19	Šroub M10 x 30	ČSN 02 1101		0.025	8
18	Šroub M10 x 30	ČSN 02 1101		0.026	8
17	Šroub M16 x 60	ČSN 02 1101		0.124	8
16	Šroub M20 x 70	ČSN 02 1101		0.233	12
15	Šroub M20 x 65	ČSN 02 1101		0.237	16
14	Pojistka měř. systému	Lis 01 - 14 000		0.658	3
13	Doraz	Lis 01 - 13 000		2.755	4
12	Měřicí systém	Lis 01 - 12 000		3.348	1
11	Píst a pístnice přidržovače	Lis 01 - 11 000		5.511	2
10	Podložka přidržovače	Lis 01 - 10 000		7.314	2
9	Válec přidržovače	Lis 01 - 09 000		18.777	2
8	Tažník	Lis 01 - 08 000		23.217	1
7	Přidržovač	Lis 01 - 07 000		29.991	1
6	Vana	Lis 01 - 06 000		93.667	1
5	Deska hydr. prvků	Lis 01 - 05 000		197.290	1
4	Pracovní plunžr	Lis 01 - 04 000		462.448	1
3	Horní upínací deska	Lis 01 - 03 000		495.563	1
2	Pracovní válec	Lis 01 - 02 000		1123.610	1
1	Rám	Lis 01 - 01 000		1761.366	1
Poz	Název - Rozměr	Výkres - Norma	Materiál	Hmot. [kg]	Mn

Tolerování		Přesnost	Poznámka:	
Měřítko:	Hmotnost [kg]:	Promítání:	Formát:	
1:10	4 314,344		A1	
	Jméno		Datum	
	Kreslil	M. Habrman	21. 05. 2017	
	Přezkoušel			
	Technolog			
Katedra		Schválil		Sestava
KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Druh dokumentu		
Název:		Číslo výkresu:		
Varianta D		Lis 01 - 00 000		
Líst: 1		Celkem: 1		