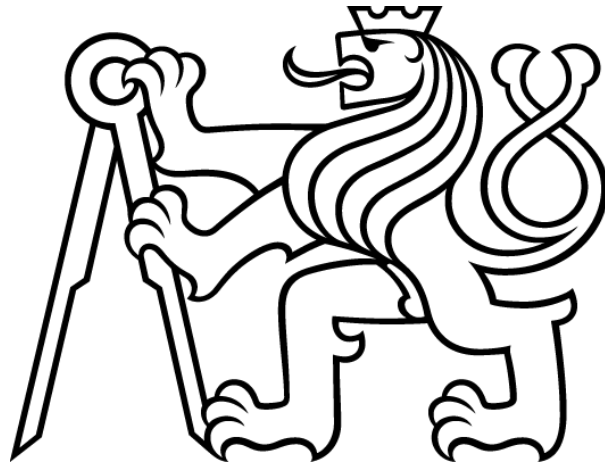


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Úprava vedení beranu kovacího lisu CKVX 315/400

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pícha** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **466604**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Úprava vedení beranu kovacího lisu CKVX315/400

Název diplomové práce anglicky:

The improvement of a ram guiding arrangement of the open-die forging press CKVX315/400

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: pro kovací lis CKVX 315/400 navrhnete možné varianty vedení beranu a nevhodnější rozpracujete. Dále zhodnotíte kinematiku stávajícího uchycení pracovních válců k beranu, analyzujete příčinu častých poruch a navrhnete vhodnou konstrukční úpravu; Osnova práce: rešerše vedení lisů pro volné kování a způsobů uchycení pracovních válců, analýza původního konstrukčního provedení, návrh mechanických úprav vedení a uchycení pracovních válců; Rozsah grafické části: sestavní a výrobní výkresy všech dílů navržené varianty vedení a uchycení pracovních válců; Rozsah textové části: 60-80 stran;

Seznam doporučené literatury:

výkresy sestav konstrukčních uzlů lisu; dostupná firemní literatura;

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Ing. Tomáš Krannich, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **25.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2021**

doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 19. 7. 2021

.....

podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Antonínu Bubákovi, Ph.D. za jeho cenné rady během řešení diplomové práce. Velice děkuji také panu Ing. Josefu Volenovi, který mi předal mnoho praktických zkušeností z řešení konstrukčních uzlů hydraulických kovacíh lisů. Poděkování patří také panu Miroslavu Janečkovi z bývalé firmy ZVÚ Hradec Králové za předání zkušeností z reálného provozu lisu.

Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mě vždy ve studiu podporovali a motivovali. Své přítelkyni a kamarádům za to, že měli pochopení pro časovou náročnost studia a tvorby diplomové práce.

Anotace

Autor:	Petr Pícha
Název diplomové práce:	Úprava vedení beranu kovacího lisu CKVX 315/400
Rozsah práce:	120 str., 90 obr., 40 tab.
Školní rok vyhotovení:	2021
Škola:	ČVUT v Praze – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Zadavatel:	PRATO spol. s r.o.
Využití:	úprava vedení beranu kovacího lisu, úprava mechanismu uchycení beranu
Klíčová slova:	hydraulický kovací lis, kluzné vedení, mechanismus vzpěrné tyče, mazání, klopení beranu
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem úpravy vedení a uchycení beranu hydraulického kovacího lisu CKVX 315/400. Práce obsahuje řešerši týkající se vedení beranu lisů pro volné kování a řešerši věnující se způsobům uchycení pracovních válců k beranu lisu. Vlastní řešení práce se zaměřuje na úpravu mechanismu uchycení beranu a návrh konstrukčních variant úpravy vedení.

Annotation

Author:	Petr Pícha
Title of diploma thesis:	The improvement of a ram guiding arrangement of the open-die forging press CKVX 315/400
Extent:	120 p., 90 fig., 40 tab.
Academic year:	2021
University:	CTU in Prague – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.
Consultant:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Submitter of the Theme:	PRATO spol. s r.o.
Application:	the improvement of a ram guiding arrangement of the open-die forging press, improvement of the ram connecting mechanism
Key words:	hydraulic forging press, ram guiding, greasing, tilting of crosshead
Annotation:	Diploma thesis deals with the improvement of a ram guiding arrangement of the open die forging press CKVX 315/400. This thesis contains a search of ram guiding of forging presses and search of methods of connecting the work cylinders to the press ram. Own solution focuses on the design variants of the improvement of ram guiding arrangement, design processing of one variant and improvement of the ram connecting mechanism.

Přehled použitých veličin a jednotek

A_5	[%]	tažnost
a	[mm]; [m/s ²]	podélný rozměr kovádkla; zrychlení
a_{max}	[m/s ²]	maximální zrychlení
$a_{pož_sin}$	[m/s ²]	požadované zrychlení při sinusovém pohybu
B	[mm]	šířka výseče příruby
b	[mm]	šířka pera; střední šířka beranu; vzdálenost působíště síly od osy šroubu; příčný rozměr kovádkla; šířka kluzného vedení
C_D	[N]	dovolené statické namáhání
C_{stat}	[N]	maximální statické namáhání
C_1, C_2, C_i	[N/mm]	konstanta tuhosti přítěžovaných/odlehčovaných součástí; dílčí tuhosti
D	[mm]	průměr pístu
D_o	[mm]	průměr díry (průchozí otvor)
D_s	[mm]	střední průměr stykové plochy hlavy šroubu a příruby
d	[mm]	průměr kované tyče; průměr dřívku; vnější průměr závitu šroubu; průměr pístnice; světlost potrubí
d_e	[mm]	vnější průměr trubky
d_i	[mm]	vnitřní průměr trubky
d_k	[mm]	průměr hlavy šroubu
d_{min}	[mm]	minimální průměr výkovku (tyče, hranolu)
dt	[s]	diferenciál času
dv	[m/s]	diferenciál rychlosti
d_w	[mm]	průměr kruhového osazení
dx	[mm]	diferenciál polohy
d'_3	[mm]	předběžný průměr šroubu
d_1, d_2, d_3	[mm]	rozměry závitu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
e	[mm]	maximální dovolená excentricita síly
F_a	[N]	akcelerační síla
F_g	[N]	tíhová síla od pohyblivých hmot
$F_{hč1}$	[N]	síla působící na jeden šroub (uchycení horní čočky)
F_j	[MN]	jmenovitá tvářecí síla
F_m	[N]	montážní síla
F_{max}, F_{min}	[MN]	maximální/minimální tvářecí síla

F_{m1}	[N]	montážní síla působící na jeden šroub
F_p	[MN]; [N]	síla vyvozená při pěchování; tlaková odporová síla
F_{p1}	[N]	síla vyvozená jedním hydraulickým válcem při pěchování
F_{zp}, F_{zp2}	[N]	zpětná síla od jednoho válce/obou válců
F_{zp1_zad}, F_{zp2_zad}	[N]	požadovaná zpětná síla od jednoho válce/obou válců
F_{zv}	[N]	zvedací síla
F_t	[N]	odhad celkové třecí síly; třecí síla ve vedení
F_1', F_2'	[N]	síla působící v ose dlouhé/krátké vzpěrné tyče
f	[Hz]; [-]	frekvence; součinitel tření za klidu
f_h	[-]	součinitel tření pod hlavou šroubu
f_z	[-]	součinitel tření v závitech
H	[mm]	zdvih beranu
H_{max}, H_{min}	[mm]	maximální/minimální zdvih beranu (dolní/horní úvrat)
H_1	[mm]	výška závitu
h	[mm]	hloubka prokování tyče; výška pera
h_h	[mm]	výška horní matice; výška hlavy šroubu
h_m	[mm]	výška matice
h_{sp}	[mm]	výška spodní matice
i	[-]	pevnostní třída šroubu
J_B	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu výseče příruby
J_x	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
J_y	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose y
k	[-]	součinitel bezpečnosti; dynamická bezpečnost
k_{max}, k_{min}	[-]	přetížení elektromotoru pro maximální/minimální tvářecí tlak
$k_{př}$	[-]	konstanta přetížení
k_{rez}	[-]	silová rezerva jednoho válce
k_s	[-]	statická bezpečnost
k_σ	[-]	součinitel bezpečnosti pro tahové namáhání
k_τ	[-]	součinitel bezpečnosti pro smykové namáhání
l	[mm]	délka pera; výška talířových pružin; délka trubky
l_h	[mm]	délka zašroubování horní matice
l_{max}	[mm]	maximální délka výkovku (tyče, hranolu)
l_s	[mm]	vzdálenost rámu od osy tváření; délka zašroubování spodní matice
l_{s_min}	[mm]	minimální délka zašroubování

l_v	[mm]	délka kluzného vedení, vzdálenost osy válce od osy tváření
l_1	[mm]	vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2; vzdálenost středů lišt beranu ve směru x ; délka závitové části svorníku
$l_{1_hú}$	[mm]	vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2 v HÚ
$l_{1_dú}$	[mm]	vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2 v DÚ
l_2	[mm]	vzdálenost hnízda 2 a kovádla; vzdálenost středů lišt beranu ve směru y ; délka hladké části šroubu/svorníku
l_3	[mm]	vzdálenost uchycení pístnice a plochy kovádla; vzdálenost středu lišty na rámu ve směru x ; délka závitové části svorníku
l_4	[mm]	vzdálenost středů lišt na rámu ve směru y
M	[Nm]	ohybový moment od excentrické síly
M_h	[Nm]	třecí moment pod hlavou šroubu
M_{Op}	[Nm]	ohybový moment na přírubě
M_u	[Nm]	utahovací moment
M_z	[Nm]	třecí moment v závitech
m	[–]	elementární rozložení měrných tlaků
m_b	[kg]	hmotnost beranu
m_c	[kg]	hmotnost celková
m_p	[kg]	hmotnost plunžru
N	[N]	normálová síla
N_{skut}	[N]	skutečná normálová síla
n	[–]	stupeň paraboly měrného kontaktního tlaku; počet šroubů
n_{em}	[ot/min]	otáčky elektromotoru
n_z	[1/min]	počet zdvihů beranu
P	[mm]	stoupání závitu
$P_{\check{c}_{max}}, P_{\check{c}_{min}}$	[kW]	výkon čerpadla pro maximální /minimální tvářecí tlak
P_{em}	[kW]	výkon elektromotoru
p	[MPa]	tlak
$p_{\check{c}}$	[MPa]	tlak na kulové čočce
p_D	[MPa]	dovolený kontaktní tlak
p_h	[MPa]	tlak pod hlavou šroubu
p_{max}, p_{min}	[MPa]	maximální/minimální tvářecí tlak
p_{nom}	[MPa]	nominální tlak čerpadla
p_{zdov}	[MPa]	dovolené napětí v závitech
p_{zp}	[MPa]	zpětný tlak
$Q_{\check{c}}$	[l/min]	objemový průtok čerpadla

$Q_{\check{c}_{skut}}$	[l/min]	skutečný průtok čerpadla
$Q_{tv1}, Q_{tv2}, Q_{tv3}, Q_{zp}$	[l/min]	objemový průtok pro tvářecí rychlost 1, 2, 3 a zpětnou rychlost
Q_0	[N]	předpětí šroubového spoje
Q_{1a}	[N]	amplitudová síla přitěžovaných částí
Q_{1m}	[N]	střední síla přitěžovaných částí
Q_2	[N]	zbytkové předpětí ve šroubovém spoji
Q_{2a}	[N]	amplitudová síla odlehčovaných částí
Q_{2m}	[N]	střední síla odlehčovaných částí
q	[-]	součinitel provozního předpětí
\dot{q}	[W · m ⁻²]	hustota tepelného toku
R	[N]	reakční síla ve vedení
R_{max}, R_{min}	[N]	maximální/minimální reakční síla
R_{skut}	[N]	skutečná reakční síla ve vedení
R_{x1}, R_{x2}	[N]	reakční síla ve směru x
R_{y1}, R_{y2}	[N]	reakční síla ve směru y
Ra	[μm]	průměrná aritmetická odchylka profilu drsnosti
Rm	[MPa]	pevnost v tahu
$Rp_{0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
r	[mm]	amplituda zdvihu beranu
S_{ekv}	[m ²]	ekvivalentní plocha
S_{mez}	[m ²]	plocha mezikruží
S_p	[mm ²]; [m ²]	průřez zpětného potrubí; průřez výseče příruby; plocha pístu
S_t	[mm ²]	plocha průřezu trubky
S'_3	[mm ²]	předběžný průřez šroubu
S_3	[mm ²]	průřez šroubu
s	[mm]	stlačení talířových pružin
T_b	[°C]	teplota na beranu
T_k	[K]	teplota výkovku
T_{max}	[°C]	maximální teplota
T_{ok}	[°C]	teplota okolí
$T_{rám}$	[K]	teplota na rámu lisu
t	[s]; [mm]	čas; tloušťka příruby
V_g	[cm ³ /ot]	geometrický objem čerpadla

v	$[m/s]; [mm];$ $[-]$	kluzná rychlost; rychlost pohybu beranu; vůle ve vedení v nezahřátém stavu; míra využití meze kluzu
v_{max}	$[m/s]$	maximální rychlost
v_o	$[mm]$	vůle ve vedení v ohřátém stavu
v_p	$[m/s]$	rychlost proudění kapaliny ve zpětném potrubí
$v_{tv1}, v_{tv2},$ v_{tv3}	$[mm/s]$	tvářecí rychlost 1, 2, 3
$v_{zp,max}$	$[mm/s]$	maximální zpětná rychlost beranu
W_k	$[mm^3]$	modul průřezu šroubu v krutu
W_{Op}	$[mm^3]$	modul průřezu výseče příruby v ohybu
x	$[mm]$	poloha beranu
x_{max}	$[mm]$	maximální posuv beranu v rovině xz
x_p	$[mm]$	průhybu nosníku beranu v rovině xz
x_{pmax}	$[mm]$	maximální průhyb nosníku beranu v rovině xz
x_v	$[mm]$	posuv beranu od vůle v rovině xz
y_{max}	$[mm]$	maximální posuv beranu v rovině yz
y_p	$[mm]$	průhyb nosníku beranu v rovině yz
y_{pmax}	$[mm]$	maximální průhyb nosníku beranu v rovině yz
y_v	$[mm]$	posuv beranu od vůle v rovině yz
z	$[-]$	počet závitů
α	$[K^{-1}]$	součinitel teplotní roztažnosti
α_1, α_2	$[\circ]$	úhel klopení dlouhé/krátké vzpěrné tyče
β	$[\circ]$	úhel výseče příruby
γ	$[\circ]$	úhel stoupání; úhel výseče příruby
Δl	$[mm]$	změna délky vlivem obecné síly F
Δl_b	$[mm]$	vektor posunutí středu lišty na beranu
$\Delta l_{b,n}$	$[mm]$	velikost normálového vektoru posunutí na liště beranu
Δp	$[MPa]$	celková tlaková ztráta
Δp_{ho}	$[MPa]$	tlaková ztráta v hydraulickém obvodu
Δp_{pv}	$[MPa]$	tlaková ztráta v plnicím ventilu
Δl_r	$[mm]$	vektor posunutí středu lišty na rámu
$\Delta l_{r,n}$	$[mm]$	velikost normálového vektoru posunutí na liště rámu
$\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \Delta l_4$	$[mm]$	změna délky 1, 2, 3, 4 od teplotní roztažnosti; stlačení talířových pružin, protažení délky svorníku
Δl_1^*	$[mm]$	stlačení sady talířových pružin při dosažení montážní síly

ΔT	[°C]	rozdíl teplot
δ	[mm]; [°]	posuv beranu; úhel výseče příruby
ε	[-]; [mm]; [-]	emisivita; excentricita síly v podélném směru; poměrné prodloužení
ε_1	[mm]	excentricita síly v příčném směru
η_c	[-]	účinnost čerpadla
ν	[cSt]	kinematická viskozita
σ	[W · m ⁻² · K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmannova konstanta
σ_a	[MPa]	amplitudové napětí
$\sigma_{C(-1)}$	[MPa]	mez únavy materiálu
$\sigma_{C(-1)}^x$	[MPa]	snížená mez únavy materiálu
σ_{Dp}	[MPa]	dovolené napětí příruby
σ_m	[MPa]	střední napětí
σ_{Op}	[MPa]	ohybové napětí příruby
$\sigma_{Oš}$	[MPa]	ohybové napětí šroubu
σ_{Q0}	[MPa]	předpětí šroubového spoje
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí
σ_{1max}	[MPa]	maximální napětí přitěžovaných částí
σ_{2max}	[MPa]	maximální napětí odlehčovaných částí
τ	[MPa]	smykové napětí
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
τ_{Sp}	[MPa]	smykové napětí příruby
Φ	[-]	součinitel snížení meze únavy
φ_b	[°]	celkový úhel klopení beranu
φ_p	[°]	natočení příruby
φ_v	[°]	úhel klopení beranu od vřele ve vedení
φ_x	[°]	klopení beranu v rovině xz
φ_y	[°]	klopení beranu v rovině yz
φ'	[°]	třecí úhel
ψ_σ	[-]	součinitel vlivu středního napětí (součinitel sbíhavosti)
ψ_σ^x	[-]	upravený součinitel vlivu středního napětí
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

Přehled zkratek

CKV	čtyřsloupový hornotlaký kovací lis
CKVO	hornotlaký kovací lis s pracovními válci pod plunžrovou traverzou
CKVX	dvousloupový hornotlaký kovací lis
CKW	dvousloupový dolůtažný kovací lis
DÚ	dolní úvrat'
excentr.	excentrická
geom.	geometrická
HÚ	horní úvrat'
kont.	kontaktní
MKP	metoda konečných prvků
NLGI	national lubricating grease institute
O	označení vedení beranu do tvaru písmene o
PA	polyamid
PE	polyethylen
PEEK	polyetereterketon
POM	polyoxymetylen
PTFE	teflon
stat.	statické
X	označení vedení beranu do tvaru písmene x



Obsah

Přehled použitých veličin a jednotek	8
Přehled zkratk	14
1 Úvod	17
2 Cíle práce	18
3 Technologická charakteristika	19
3.1 Technologie výroby a polotovary	19
3.2 Technické parametry strojního vybavení	21
4 Stav řešené problematiky	22
4.1 Vedení pohyblivé traverzy hydraulického lisu	22
4.2 Kluzné vedení beranu hydraulického kovacího lisu	23
4.2.1 Kluzné vedení sloupové	23
4.2.2 Kluzné vedení lištové	24
4.2.3 Uspořádání vedení	25
4.2.4 Zachycení klopného momentu	27
4.3 Dovolovaný kontaktní tlak ve vedení	34
4.4 Vymezení vůle ve vedení	36
Vymezení vůle lištového vedení	38
4.4.1 Vymezení vůle sloupového vedení	40
4.5 Způsoby uchycení hydraulických válců	41
5 Vlastní řešení	46
5.1 Současný stav lisu CKVX 315/400	46
5.2 Kinematika stávajícího uchycení beranu	48
5.3 Návrh nového uchycení beranu	56
5.4 Návrh úpravy vedení beranu	61
5.4.1 Statický výpočet vedení beranu	62
5.4.2 Zhodnocení variant vedení	65
5.4.3 Detailní návrh vedení beranu	67



5.5	Finální konstrukční řešení úpravy vedení beranu	74
6	Výpočtová část	77
6.1	Technologické výpočty	77
6.2	Výpočty sil hydraulického lisu.....	80
6.3	Výpočet vedení.....	84
6.4	Výpočet mechanismu vzpěrné tyče.....	91
7	Závěr.....	109
	Seznam použité literatury	110
	Seznam použitého softwaru	112
	Seznam obrázků.....	113
	Seznam tabulek.....	116
	Seznam příloh	118



1 Úvod

Diplomová práce je součástí reálného projektu generální opravy a modernizace hydraulického kovacího lisu CKVX 315/400 prováděné firmou PRATO spol. s r.o. a zaměřuje se na řešení specifických konstrukčních uzlů.

Hydraulický lis CKVX 315/400 (viz. Obr. 1.1) se vyznačuje jmenovitou tvářecí silou 3 200 kN pro technologii volného kování a zvýšenou silou pro pěchování 4 000 kN. Lis byl vyroben pouze jeden, a to v roce 1992 firmou ŽĎAS a.s. V roce 1993 byl dodán do královehradecké firmy ZVÚ (dnešní KOVÁRNA a.s.), kde sloužil pro volné kování výkovků pro chemický průmysl apod. [1].



Obr. 1.1: Hydraulický kovací lis ŽĎAS CKVX 315/400.



2 Cíle práce

Hlavním cílem práce je nalézt řešení zadaného problému, které bude použitelné pro probíhající opravu lisu.

Dílčí cíle práce jsou definovány následovně:

- rešerše vedení a způsobů uchycení hydraulických válců pro volné kování,
- analýza původního konstrukčního provedení,
- návrh mechanických úprav vedení a uchycení pracovních válců, zpracování výkresové dokumentace nejvhodnější varianty,
- návrh možných variant vedení beranu, zpracování výkresové dokumentace nejvhodnější varianty.



3 Technologická charakteristika

Jednou ze základních představ nového uživatele lisu je nahradit stávající méně výkonnou, hlučnou a neautomatizovanou produkci na bucharech hydraulickým kovacím lisem. K tomuto řešení se přímo nabízel hydraulický kovací lis CKVX 315/400, který byl volně k prodeji jako použité zařízení s nutností provedení generální opravy. Té se ujala firma PRATO jako hlavní dodavatel zařízení zákazníkovi.

3.1 Technologie výroby a polotovary

Technologické operace

Hydraulický kovací lis CKVX 315/400 umožňuje následující technologické operace:

- volné kování (tyčí, desek, kroužků),
- přechování.

Polotovary

Konečný uživatel lisu vlastní mj. ocelárnu, kde se odlévají vstupní polotovary (bramy, ingoty) různých rozměrů a tvarů.

Nejčastěji se jedná o:

- hranol s rozměry $100 \times 100 \text{ mm}$,
- tyč o průměru $d = 160 \text{ mm}$,
- délky polotovarů jsou cca 600 mm .

Materiály jsou nástrojové a speciální oceli řádově stovek typů.

Požadované rozměry výkovků:

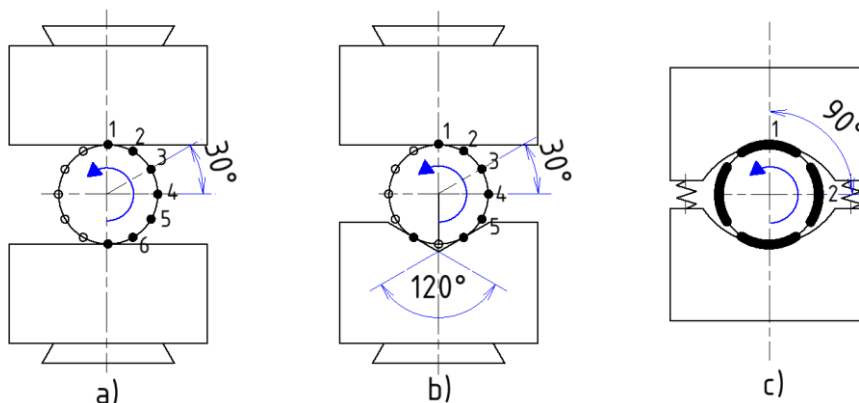
- kruhová tyč s min. průměrem $d_{min} = 50 \text{ mm}$ a maximální délkou $l_{max} = 3,5 \text{ m}$,
- hranol s min. průřezem $50 \times 50 \text{ mm}$ a maximální délkou $l_{max} = 3,5 \text{ m}$.



Nástrojové rozhraní

Při překovávání polotovaru na výkovek tyčového profilu je otázkou, jakými kovacími nástroji lze co nejefektivněji a nejrychleji překovat polotovar na požadovaný rozměr (redukovaný průměr).

Nabízejí se tři různé možnosti uvedené na Obr. 3.1:



Obr. 3.1: Možnosti překovávání tyčového profilu.

- Použití spodního a horního rovného kovádla (plynulé natáčení polotovaru v rozsahu 180° po 30° , 6 zdvihů).
- Použití tzv. spodního V kovádla s vrcholovým úhlem 120° a horního rovného kovádla (plynulé natáčení polotovaru v rozsahu 120° po 30° , 5 zdvihů)
- Použití tzv. tvarových kovádel („klapaček“), které mají rádiusy buď stejné anebo větší, než je poloměr kované tyče, styk je však oproti předchozím případům plošný a umožňuje větší plochu překování (plynulé natáčení polotovaru v rozsahu 90° , dva zdvihy).

Nejlépeší varianta z hlediska rychlosti překování tyčového profilu (měřeno počtem nutných zdvihů) je jednoznačně možnost c), kdy pro dostatečně přesné překování je potřeba polotovar natáčet v menším rozsahu úhlu zhruba s pouze dvěma zdvihy. Další výhodou tohoto řešení je i vynikající přesnost překování, kdy se při vhodné volbě poloměrů tvarových kovádel dosahuje kvalitních výkovek.

Dále budou použita kovádla rovná pro překovávání hranolů a kovádla sloužící k odstříhnutí výkovek tzv. „sekáče“.



3.2 Technické parametry strojního vybavení

Technické parametry hydraulického lisu

Požadovaný počet zdvihů

$$n_z = 60 \text{ 1/min (cca mezi 40 – 60)}$$

Typ automatizace lisu

Kování v automatu dle předvolené receptury (záznam redukce průřezu pro jednotlivé průběhy).

Základní technické parametry lisu

Základní technické parametry lisu jsou uvedeny v Tab. 3.1.

Tab. 3.1: Základní technické parametry lisu.

Jmenovitá tvářecí síla	3,2	[MN]
Dovolená excentricita zatížení (poloměr kružnice)	65	[mm]
Zvýšená síla pro osové tváření (pěchování)	4,0	[MN]
Zpětná síla	0,5	[MN]
Maximální zdvih	550	[mm]
Maximální vzdálenost upínacích ploch (rozevření)	1 400	[mm]
Průchod mezi sloupy		
Kolmo k ose manipulátoru	420	[mm]
V ose manipulátoru	855	[mm]
Zdvih kovací desky vlevo/vpravo	700/700	[mm]
Výška lisu nad podlahou	3 743	[mm]
Hloubka základu	1 100	[mm]
Provozní kapalina	Hydraulický olej	
Pracovní přetlak/pěchování	28/35	[MPa]
Zkušební přetlak	42	[MPa]
Hmotnost lisu (mechanická část)	21 750	[kg]
Frekvence zdvihů beranu při rychlokování	40-60	[1/min]
Tvářecí rychlost	35-105	[mm/s]
Zpětná rychlost	100-120	[mm/s]

Technické parametry kovacího manipulátoru

Typ kovacího manipulátoru: kolový, manuálně ovládaný.



4 Stav řešené problematiky

4.1 Vedení pohyblivé traverzy hydraulického lisu

Vedení pohyblivé traverzy je jedna ze stěžejních částí tvářecího stroje. Ovlivňuje totiž napřímo pracovní přesnost koncového členu mechanismu – traverzy [2].

Přesnost pohybu střední traverzy lze ovlivnit následujícími parametry:

- rovinnost a rovnoběžnost vedení,
- malá hodnota drsnosti,
- vhodně vymezená vůle mezi vodícími plochami,
- délka vedení,
- tvrdost povrchu vedení,
- vhodná volba tribologické dvojice materiálů (kluzná vedení),
- ustavení vedení na konstrukci lisu.

Obecně lze vedení beranu¹ rozdělit na:

- vedení kluzné,
- vedení valivé.

U hydraulických kovacích lisů se lze nejčastěji setkat s vedením kluzným, a to z důvodu jeho vysoké únosnosti a nižším nárokům na čistotu prostředí. Dále se také jedná o odolnost vůči vysoké teplotě, která vzniká v pracovním prostoru během technologické operace kování za tepla. Valivé vedení lze použít tam, kde nevznikají příliš velké excentrické síly, které by vedly k nadměrnému namáhání valivých elementů. Jejich výhodou je nízký součinitel tření, proto se využívají u aplikací, které kladou vyšší nároky na dynamiku chodu beranu. Z důvodu toho, že se práce zabývá hydraulickým kovacím lisem tak nebude valivé vedení dále uvažováno [2].

¹ Označení beran se používá nejčastěji v terminologii, která se zabývá energetickými stroji-buchary. Často se však s pojmem beran setkáme i v technické literatuře, která tímto pojmem popisuje střední traverzu hydraulických kovacích lisů. Proto se ve zbylé části textu pod pojmem beran rozumí střední traverza.



4.2 Kluzné vedení beranu hydraulického kovacího lisu

Na kluzná vedení kovacích lisů jsou kladeny specifické požadavky, a to:

- teplotně-deformační chování,
- zachycení velkých excentrických sil.

Vhodné teplotně-deformační chování představuje stav, kdy nedochází k příliš velké teplotní roztažnosti mezi kluznými plochami, díky které by se mohlo vedení více opotřebovat, v krajním případě i zadřít.

Dalším požadavkem na kluzné vedení je zachycení velkých excentrických sil. Ty vznikají při volném kování vlivem excentricity umístění kovaného dílce do pracovního prostoru, případně dalšími vlivy, které budou rozebrány dále [2], [3].

Kluzné vedení se primárně dělí na:

- vedení sloupové,
- vedení lištové.

4.2.1 Kluzné vedení sloupové

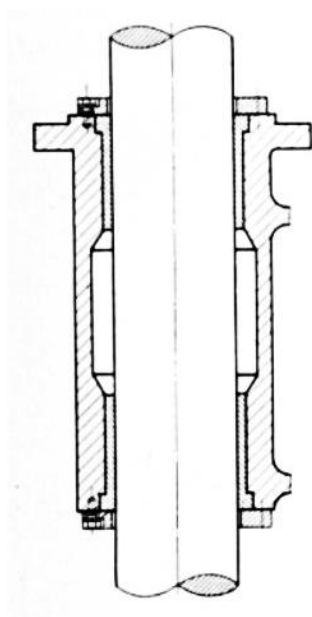
Vyznačuje se jednoduchou konstrukcí a levnou výrobou. Vedení je tvořeno bronzovými pouzdry, která jsou umístěna uvnitř beranu. Ta vykonávají translační pohyb po válcových sloupech, které tvoří zároveň i stojiny rámu. Vedení se obvykle skládá ze dvou, tří, čtyř, šesti nebo i více sloupů, které jsou společně rovnoběžné. Nejčastěji však bývají v provedení čtyřsloupovém, jak lze vidět na Obr. 4.1, kde je uveden hornotlaký čtyřsloupový kovací hydraulický lis ŽDAS CKV 2250 [2].



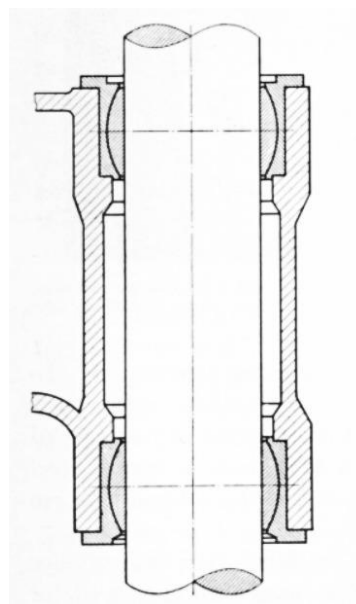
Obr. 4.1: Hornotlaký čtyřsloupový hydraulický kovací lis ŽDAS CKV 2250 [4].



Na Obr. 4.2 a Obr. 4.3 lze vidět dělená bronzová vodící pouzdra. Ta jsou do beranu uložena s určitou vůlí a axiálně zajištěna pomocí šroubovaných přírub. Obvykle se vyrábějí podélně dělená z důvodu snadné servisovatelnosti, pokud by došlo k jejich opotřebení. Obr. 4.2 představuje nejčastější řešení konstrukce kluzného pouzdra tvořeného bronzovou trubkou. Na Obr. 4.3 lze vidět konstrukci sférického pouzdra. Pouzdro má za úkol kompenzovat měrné tlaky na hranách vedení v případě, kdy dochází k výraznějšímu klopení beranu, v krajním případě průhybu sloupů. Jeho nevýhodou je složitost výroby [5].



Obr. 4.2: Kluzné vedení sloupové [5].



Obr. 4.3: Kluzné vedení sloupové - sférické provedení [5].

4.2.2 Kluzné vedení lištové

Vedení se skládá z několika dvojic kluzných lišt, nejčastěji po dvou, čtyřech, osmi i více, to závisí na konkrétní konstrukci lisu. Lišty na sebe přiléhají a při zdvihu beranu po sobě kloužou vlivem klínového efektu, který vzniká na vrstvě mazacího oleje (tuku). Lišty se montují na rám i beran obvykle pomocí zápusťných šroubů. Pro kluzné vedení je specifické vyšší tření, proto je nutné zajistit vhodnou volbu tribologické dvojice a myslet i na vyměnitelnost lišt. Z toho důvodu se vyrábí lišta na beranu z odlévaného, či kovaného bronzu. Lišta na rámu bývá vyrobena z kalené oceli z důvodu vyšší životnosti, jelikož je delší a musí odlišit tvrdost kluzných ploch [2].



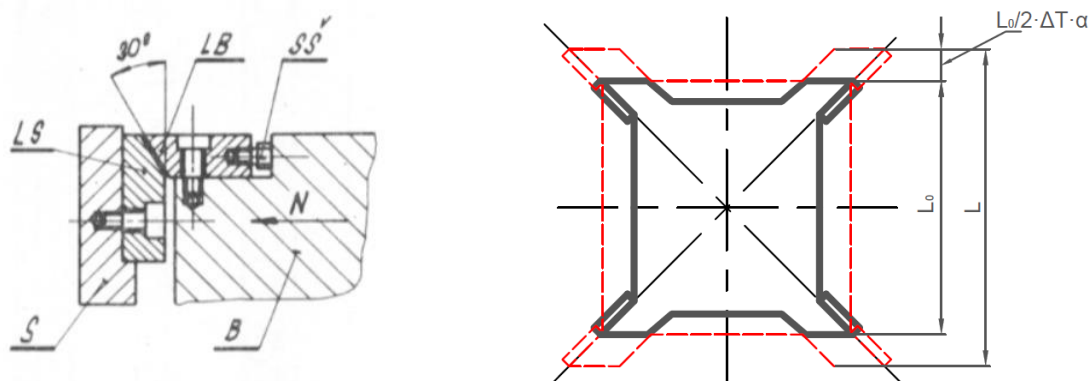
4.2.3 Uspořádání vedení

Uspořádání vedení může být:

- lištové vedení ve tvaru „X“,
- lištové vedení ve tvaru „O“,
- lištové vedení pravouhlé na sloupech,
- sloupové vedení,
- sloupové vedení ve tvaru „X“,
- sloupové vedení s vodícím trnem/stopkou (angl. stem guiding system [5]).

Lištové vedení ve tvaru „X“

Jedná se o čtyřboké vedení, kde nejčastěji používaným sklonem lišt bývá 30° (viz. Obr. 4.4 vlevo), 45° , případně i 60° . Na stojanu jsou našroubovány a kolíky ustaveny kluzné lišty stojanu (LS) se šikmou plochou, po které klouže lišta beranu (LB). Velikost vůle se nastaví pomocí stavěcích šroubů (SŠ). Výhodou je teplotní roztažnost beranu a rámu, kdy během dilatace beranu dochází k délkové roztažnosti primárně po úhlopříčkách jeho průřezu (viz. Obr. 4.4 vpravo). Lišty i rám se vlivem teploty roztáhnou jen nepatrně. To znamená, že vůle, která se vymezí před začátkem technologického procesu se příliš nemění a minimalizuje se tak riziko zadření vedení. Další výhodou může být dobré zachycení krouticího momentu, který vzniká od excentrických sil [2].



Obr. 4.4: Lištové vedení ve tvaru „X“ [2].

Lištové vedení ve tvaru „O“

Vedení ve tvaru „O“ se vyrábí čtyřboké. Z pravidla se může vyskytovat na dvoustojanových rámech kvůli statické určitosti nebo se umísťuje do horní traverzy



lisu. Nevýhodou oproti předchozí variantě je teplotně-deformační chování, kdy je nutné dbát na dobře vymezenou vůli ve vedení [2].

Obr. 4.5 představuje atypickou konstrukci lisu ŽĎAS CKVO 2000, kdy je pracovní válec umístěn posuvně v rámu a tvoří samotný beran. Pístnice plunžru je pevně uchycena v horní traverze. Na dnu válce je upevněno kovadlo. Uspořádání zajišťuje přesné vedení beranu, což se snížením počtu pohyblivých částí přidává na dynamice chodu lisu. Obdobnou koncepcí se chlubí také firma DANIELLI Breda na Obr. 4.6 [1], [6].



Obr. 4.5: ŽĎAS CKVO 2000 [1].



Obr. 4.6: Kovací lis DANIELLI Breda [6].

Lištové vedení pravoúhlé na sloupech

Toto vedení lze spatřit na Obr. 4.7, kde je uveden lis 185 MN PAHNKE. Vedení se vyznačuje jednoduchostí výroby i montáže. U čtyřsloupových hydraulických kovacích lisů se vyrábí obvykle jako osmiboké, to samé platí pro lisy dvoustojanové. Ve dvoustojanovém provedení se beran pohybuje po sloupech a je tvořen konstrukcí, která připomíná tvar nohavic [7].

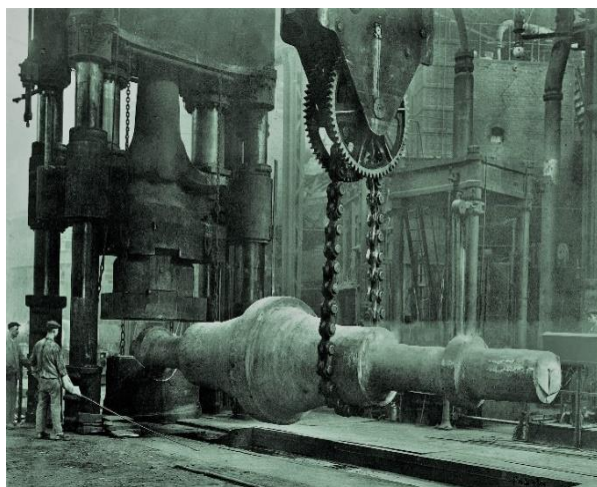


Obr. 4.7: Hornotlaký dvoustojanový hydraulický kovací lis 185 MN PAHNKE [7].

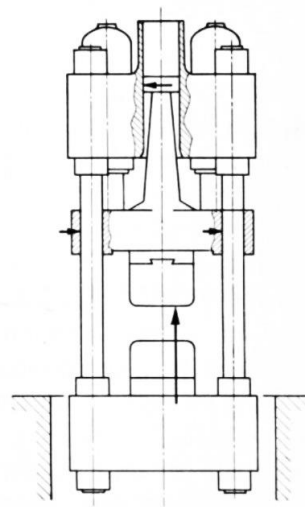


Sloupové vedení s vodícím trnem/stopkou

Konstrukci vedení s využitím vodícího trnu lze vidět na Obr. 4.8. Přídavný vodící trn zajišťuje funkci vedení a primárně slouží k zachycení klopného momentu, což je patrné z Obr. 4.9. Silový tok se díky trnu uzavírá v horní traverze i na sloupech. Díky tomu je vedení na sloupech výrazně méně zatíženo a silový tok se rozloží rovnoměrněji do rámu lisu. Nevýhodu lze spatřit v robustnosti a hmotnosti beranu, která má vliv na dynamiku. Z toho důvodu se tento typ uspořádání v současnosti příliš nepoužívá [5].



Obr. 4.8: Hornotlaký čtyřsloupový parní kovací lis - firma Krupp 1900 [5].

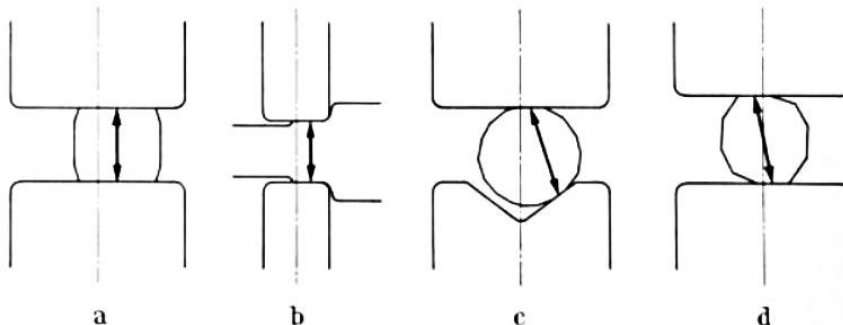


Obr. 4.9: Zachycení klopného momentu vodícím trnem v horní traverze [5].

4.2.4 Zachycení klopného momentu

Klopný moment neboli mimostředně působící síla vzniká z následujících důvodů:

- nevhodné umístění kovaného dílce mimo osu tváření (Obr. 4.10 a, c),
- nevhodně zvolená šířka prokování (Obr. 4.10 b),
- nerovnostmi povrchu a okujemi kovaného dílce (Obr. 4.10 d), případně geometrickou přesností samotných kovadel apod.



Obr. 4.10: Mimostředné působení tvářecí síly [5].



Podle umístění vodících členů na konstrukci lisu lze způsoby vedení beranu dělit na varianty:

- vedení beranu v horní traverze,
- vedení beranu kombinované (rám i horní traverza),
- vedení beranu na rámu/sloupech.

Tab. 4.1 znázorňuje jednotlivé varianty a uvádí komentář o způsobu zachycení excentrické síly.

Tab. 4.1: Způsoby vedení beranu.

Způsob vedení beranu		
a)	b)	c)
Možnosti zachycení momentu od excentricky působící síly		
<p>Jedná se o dlouhý silový tok, který vede skrze kovadlo, beran a končí v horní traverze. Při návrhu je nutné dbát na dostatečnou ohybovou tuhost beranu z důvodu jeho vyložení. Proto je snahou volit u beranu průřezový modul v ohybu co největší. Vzdálenost mezi kluznými lištami je konstantní čili se reakční síly v závislosti na zdvihu nemění.</p>	<p>Excentrická síla se zachytí jak v horní traverze, tak na rámu. Silový tok teče skrze beran a putuje do horní traverzy a do rámu. Díky tomu dojde ke snížení ohybového namáhání beranu. Vzdálenost mezi kluznými lištami se v závislosti na zdvihu mění. Největší namáhání vedení tak bude v horní úvrati, nejmenší v dolní.</p>	<p>Silový tok vede skrze beran do rámu. Jedná se o nejkratší silový tok ze všech uvedených variant. V tomto případě je nutné kvalitně navrhnout průřezové moduly sloupů/stojanu. Vzdálenost mezi reakčními silami je konstantní. Omezení varianty je v návrhu délky bočních „nohavic“ díky zástavbovému prostoru.</p>



Tab. 4.2 představuje variantu a).

Tab. 4.2: Varianta a) - vedení beranu v horní traverze.

Varianta a) - vedení beranu v horní traverze	
Dvousloupové hornotlaké lisy	
Provedení	
Lištové	
Uspořádání ve tvaru „X“	Uspořádání ve tvaru „O“
Výrobci	
Obr. 4.11: ŽDAS CKVX 320 [1].	Obr. 4.12: ŽDAS CKVO 2000 [1].



Tab. 4.3 představuje variantu b).

Tab. 4.3: Varianta b) - vedení beranu kombinované.

Varianta b) - vedení beranu kombinované	
Dvousloupové hornotlaké lisy	
Provedení	
Lištové	
Uspořádání ve tvaru „X“	
Výrobci	
Obr. 4.13: ŽDAS CKVX 1000 [1].	



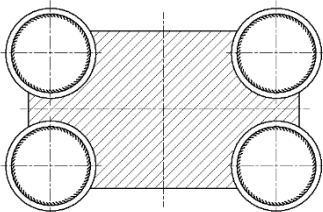
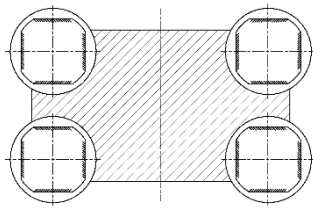


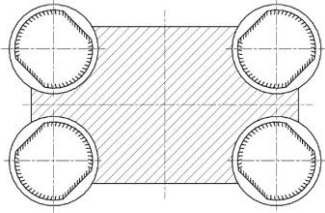

Tabulky 4.4, 4.5, 4.6 a 4.7 představují variantu c) a to jak v hornotlaké, tak i dolůtažné variantě.

Tab. 4.4: Varianta c) - vedení beranu na rámu/sloupech.

Varianta c) - vedení beranu na rámu/sloupech	
Dvousloupové hornotlaké lisy	
Provedení	
Lištové	
Uspořádání pravoúhlé	
Výrobci	
Obr. 4.14: Siempelkamp 4000/4500 [8].	



Tab. 4.5: Varianta c) - čtyřsloupové hornotlaké lisy.

Čtyřsloupové hornotlaké lisy	
Provedení	
Sloupové s kruhovými sloupy	Sloupové s nekrhovými sloupy
	Uspořádání pravoúhlé
	
Výrobci	
 <p>Obr. 4.15: ŠKODA CKV 9000/12000 [1].</p>	 <p>Obr. 4.16: HBE PRESS 5000 [9].</p>
	Uspořádání ve tvaru „X“
	
Výrobci	
	 <p>Obr. 4.17: PRESS TEC RPH-S 3500 [10].</p>



Tab. 4.6: Varianta c) - Dvousloupové dolůtažné lisy.

Dvousloupové dolůtažné lisy	
Provedení	
Sloupové s kruhovými sloupy	Sloupové s nekruhovými sloupy
Uspořádání sloupové	Uspořádání pravoúhlé
Výrobci	
<p>Obr. 4.18: ŽĎAS CKW 3300/4000 [1].</p>	<p>Obr. 4.19: ŠKODA CKW 6300 [1].</p>

Tab. 4.7: Varianta c) - Čtyřsloupové dolůtažné lisy.

Čtyřsloupové dolůtažné lisy
Provedení
Sloupové s nekruhovými sloupy
Uspořádání pravoúhlé
Výrobce
<p>Obr. 4.20: SMS MEER UF4 80-100 MN [11].</p>



4.3 Dovolенý kontaktní tlak ve vedení

Přesný výpočet kontaktního tlaku ve vedení je obtížný. Do výpočtu namáhání vedení vstupuje mnoho parametrů:

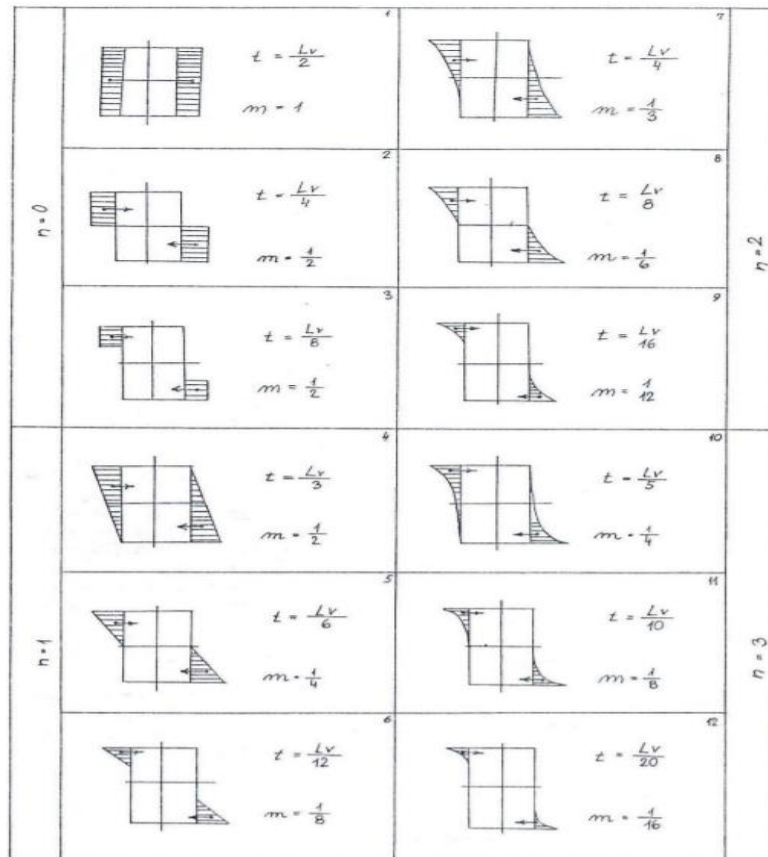
- deformace rámu, beranu a kluzného vedení,
- vůle ve vedení,
- přesnost výroby (souosost kluzných pouzder/rovnoběžnost lišt),
- zdvih beranu,
- proměnlivost excentricity zatěžující síly,
- teplotní roztažnost dílů,
- geometrie kluzných ploch (rádiusy, zkosení).

Pro přesnější vyhodnocení rozložení měrného tlaku ve vedení se v praxi (dle informací od pana Ing. Dobroslava Vašíka z firmy ŽĎAS, a.s.) nejčastěji využívá metody MKP. Během analýzy se nastaví okrajové podmínky a simulují se různá zatížení lisu. Následně se vyhodnotí kritická místa na konstrukci, tedy i na vedení. Díky tomu je možné získat průběh rozložení měrného tlaku ve vedení, který se nejvíce podobá reálnému chování. Přesto se však provádí předběžný analytický návrhový výpočet na základě praktických zkušeností výrobců. Před výpočtem se stanoví maximální dovolená excentricita působící síly. Jedná se obvykle o oblast ležící v elipse nebo kružnici s daným maximálním poloměrem. Tato oblast je stanovena na základě maximální dovolené deformace rámu lisu [2].

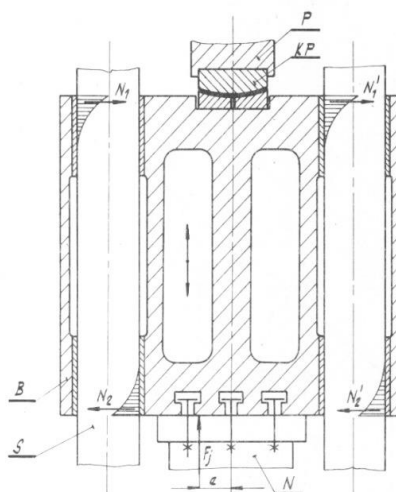
Pro předběžný analytický výpočet se stanoví průběh měrného tlaku. V úvahu mohou připadat různé průběhy, které jsou popsány parabolickými funkcemi stupně n , kdy např. $n = 0$ odpovídá konstantnímu průběhu (ideální stav). Pro stanovení rozložení měrných tlaků je rozhodující konstanta m , která v sobě zahrnuje stupeň paraboly a také popisuje délku, na které je vedení zatíženo. Elementární rozložení měrných tlaků lze vidět v Tab. 4.8 [12].



Tab. 4.8: Rozložení měrných tlaků v kluzném vedení [12].



Ukázku rozložení měrných tlaků lze vidět na Obr. 4.21. Zde je uveden detailní průřez beranem lisu se zaměřením na průběh kontaktního tlaku, který vzniká v kluzných pouzdrech. Z průběhu je zřejmé, že přesné určení hodnoty maximální špičky působícího tlaku na hranách kluzného vedení není jednoduchou záležitostí. Zde vykreslený průběh měrného tlaku by mohl odpovídat 10. pozici z Tab. 4.8, tedy parabola třetího stupně [2].



Obr. 4.21: Rozložení kontaktních tlaků v kluzném pouzdře [2].



Návrhový výpočet kluzného vedení beranu

Výpočet maximální dovolené normálové síly:

$$N = m \cdot p_D \cdot l_v \cdot b = konst. \quad (4.1)$$

Podmínkou je, aby normálová síla N s ohledem na dovolený kontaktní tlak p_D byla větší nebo rovna působící reakční síle uvnitř vedení:

$$N \geq R, \quad (4.2)$$

kde je:

N ...maximální dovolená normálová síla [N],

R ...reakční síla ve vedení [N],

m ...elementární rozložení měrných tlaků [-],

p_D ...dovolený kontaktní tlak [MPa],

l_v ...délka kluzného vedení [mm],

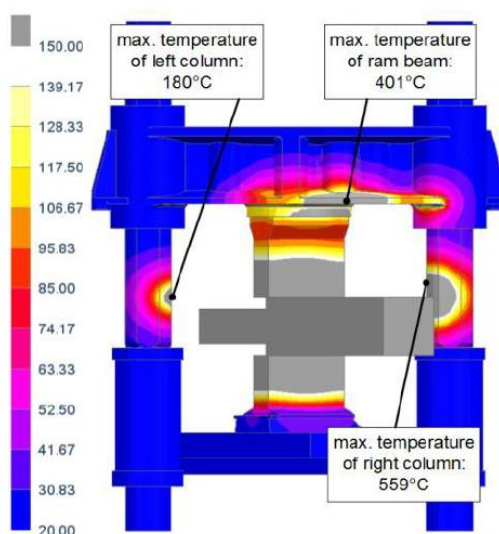
b ...šířka kluzného vedení [mm].

4.4 Vymezení vůle ve vedení

Vůle ve vedení závisí na:

- druhu použitého maziva,
- rozměrech beranu a sloupů (rámu),
- typu uspořádání vedení,
- teplotní roztažnosti beranu i rámu.

Vymezená vůle má vliv na rozložení tlaku ve vedení a na přesnost kování. Při operacích volného kování, kdy se v pracovním prostoru vyskytuje teplota kovaného dílce někdy dokonce i přes 1 200 °C, je nutné brát v potaz vliv této teploty na chování struktury lisu. Vysoká teplota způsobuje dilatace rámu a beranu, což se projeví na vůlích ve vedení, které se mohou zmenšit, resp. zvětšit oproti nezahřátému stavu. Tepelné zatěžování nemusí být vždy rovnoměrné, to závisí na uspořádání pracovního prostoru, symetrii výkovku apod. Obr. 4.22 ukazuje nerovnoměrné tepelné zatížení lisu CKV 40/50 MN [3].



Obr. 4.22: Nerovnoměrné tepelné zatížení lisu CKV 40/50 MN [3].

Tepelné zdroje lze rozdělit na:

- teplo od kovaného dílce (kondukcce, konvekce, radiace),
- teplo generované uvnitř lisu (vedení, hydraulický agregát apod.),
- teplo z okolí.

Největší tepelné ovlivnění způsobuje teplo, které se šíří radiací od kovaného dílce, který je ohřátý na kovací teplotu T_k . Z hlediska posouzení nejvýraznějšího činitele na přenos tepla v konstrukci lze říct, že kondukcce a konvekce v tomto případě nehrají až tak výraznou roli, ale i přesto se na něm podílí.

Obecný vztah pro určení hustoty tepelného toku vlivem radiace je popsán rovnicí:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_k^4 - T_{rám}^4), \quad (4.3)$$

kde ε je emisivita, σ je Stefan-Boltzmannova konstanta, $T_{rám}$ je teplota rámu lisu a T_k je teplota dílce ohřátého na kovací teplotu.



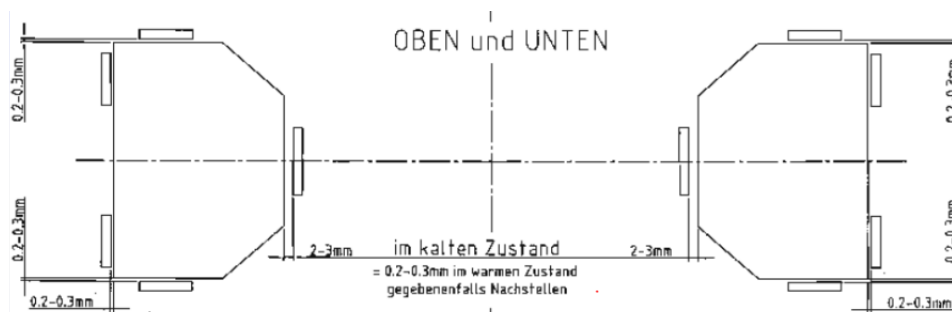
Problém s radiací, který by mohl ovlivnit teplotní roztažnost vedení se výrobci kovacíh lisů snaží řešit např. pomocí řetězových závěsů (viz. Obr. 4.23) [3], [5].



Obr. 4.23: Zachycení radiace pomocí řetězových závěsů [7].

Vymezení vůle lištového vedení

Ukázku vymezení vůle lištového vedení lisu PAHNKE v nezahřátém stavu lze vidět na Obr. 4.24.



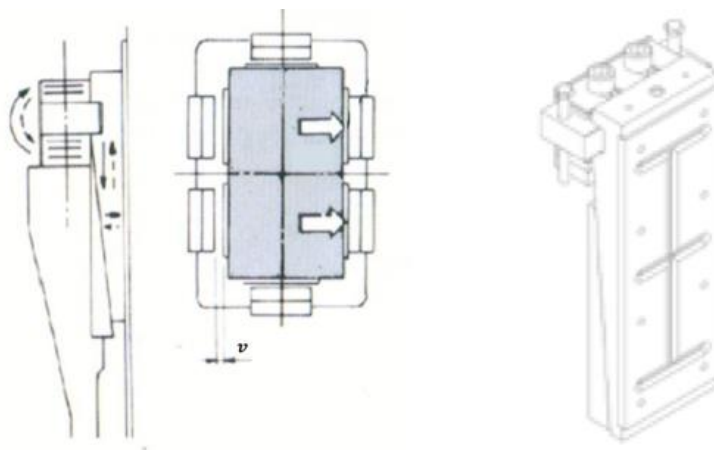
Obr. 4.24: Vymezení vůle ve vedení - lis PAHNKE [13].

Z obrázku je zřejmé, že k největší teplotní roztažnosti bude docházet podél beranu. Proto je hodnota vůle nastavena větší než v příčném směru. Z počátku, kdy není struktura prohřátá se vedení beranu opírá z vnější strany rámu. Po ohřátí vnější vedení beranu odléhá a z vnitřní strany rámu posléze přiléhá vnitřní vedení beranu. Hodnota vůle na vnitřní straně poté klesne na rozmezí 0,2 – 0,3 mm z původních 2 – 3 mm [13].



Vymezení vůle pomocí klínů

Obr. 4.25 představuje klínový mechanismus, kde se vymezení vůle zajišťuje dvojicí klínů. Jeden klín je pevně spojen s beranem a druhý umožňuje vlivem utahování nebo povolování stavěcích šroubů pohybovat se nahoru, resp. dolů, čímž se mění vůle. Klín se následně vypodloží pomocí broušených plechů ve tvaru písmene E, jak je znázorněno pomocí šipek na Obr. 4.25 vlevo.



Obr. 4.25: Vymezení vůle lištového vedení pomocí klínů [13].

Klínový mechanismus lze nalézt také v odlišné podobě, jak ukazuje Obr. 4.26. Zde se jedná o vymezení vůle vedení ve tvaru „X“. Tato varianta využívá klínu, kterým se dotlačuje bronzová lišta díky stavěcím šroubům.

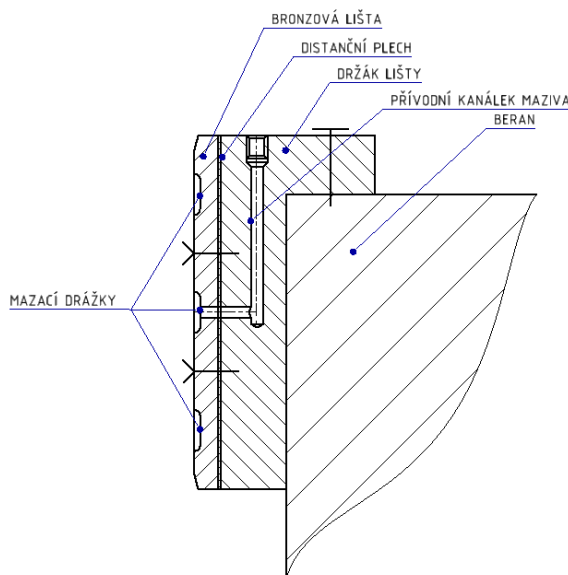


Obr. 4.26: Klínový mechanismus pro vymezení vůle vedení ve tvaru „X“.



Vymezení vůle pomocí distančních plechů

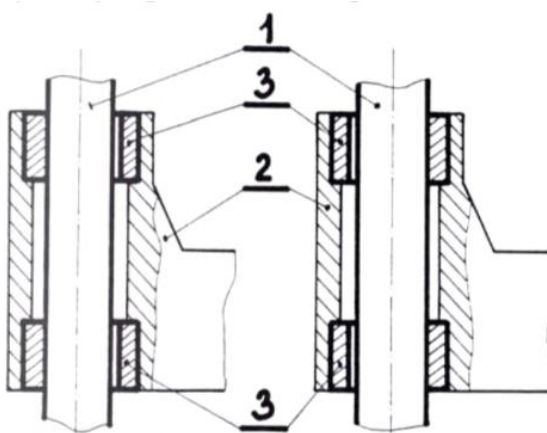
Distanční plechy se vkládají pod bronzovou lištu (viz. Obr. 4.27). Řešení se jeví náročné z hlediska servisovatelnosti. Pro změnu velikosti vůle je potřeba celou konstrukci vymontovat, vybrat vhodný broušený plech a poté vše opět smontovat.



Obr. 4.27: Vymezení vůle pomocí distančních plechů.

4.4.1 Vymezení vůle sloupového vedení

Kompenzace teplotní roztažnosti uvnitř sloupového vedení se řeší způsobem, který je naznačen na Obr. 4.28. Otvor v beranu, do kterého se posléze vkládá pouzdro, se obrobí mírně excentricky vychýlený vůči ose sloupu. To je z důvodu, že v tepelně nezátížené konstrukci se beran vede po vnější straně sloupu. Jakmile dojde k prohřátí, přechází vedení beranu na vnitřní stranu. Nevýhoda oproti lištovému vedení je, že vůli nelze jednoduše upravit [5].

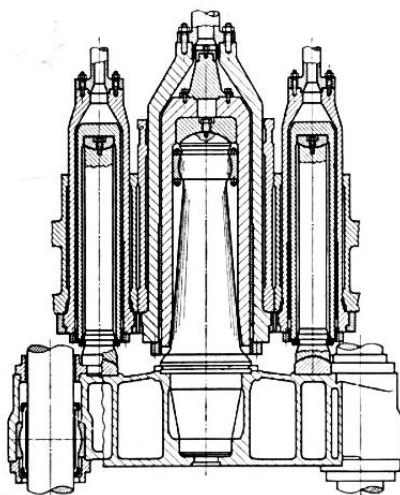


Obr. 4.28: Vymezení vůle sloupových vedení [13].



4.5 Způsoby uchycení hydraulických válců

Historickou koncepci uchycení hydraulických válců k beranu lze shlédnout na Obr. 4.29. Hlavní plunžr v sobě nese kuželovité vybrání a na dně kulovou čočku, do které dosedá kuželovitý trn beranu. Vedlejší plunžry jsou vybaveny tzv. vzpěrnými tyčemi. Mezi trnem a vybráním uvnitř plunžru je určitá vůle, která umožňuje klopení beranu a tím zamezuje přenosu silových účinků do hlavního i vedlejších pohonů [5].

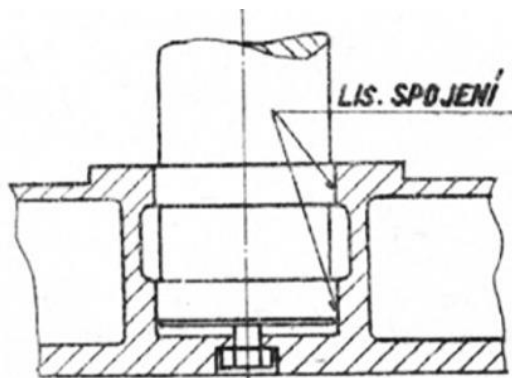


Obr. 4.29: Historická koncepce uchycení hydraulických válců k beranu [5].

V současnosti se využívá několika možností uchycení hydraulických válců.

a) Vetknuté spojení (centrované s minimální vůlí)

Nejjednodušší možnost uchycení představuje vetknuté spojení na Obr. 4.30. Velkou nevýhodou je, že při excentrickém zatížení, kdy dochází ke klopení beranu, se klopí také vetknutý plunžr (pístnice). Ten vytváří reakční síly do kluzného pouzdra i těsnění ve válci, čímž dochází k jejich opotřebení. Zvýšení namáhání válce lze očekávat i v případě mimoběžnosti osy hydraulického válce s osami sloupů [14].

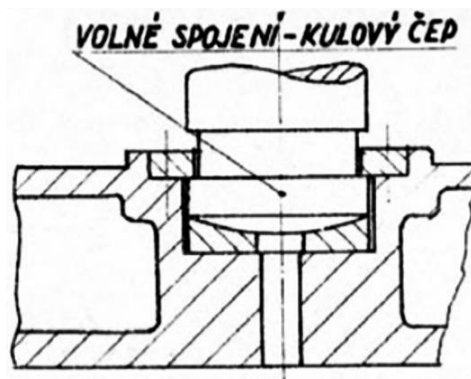


Obr. 4.30: Vetknuté spojení (centrované s minimální vůlí) [14].



b) Kloubové spojení

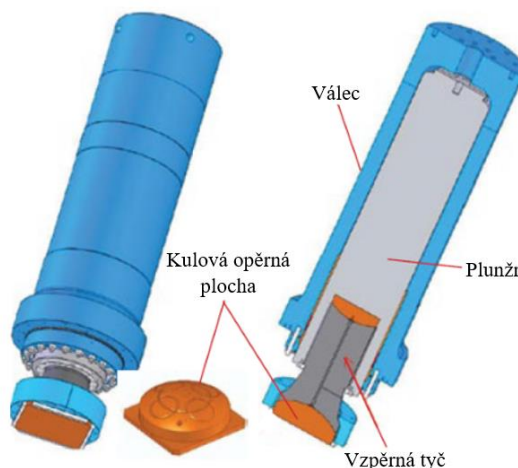
Kloubové spojení na Obr. 4.31 má tu výhodou, že dokáže kompenzovat mimoběžnost uchycení hydraulického válce s osami sloupů. Tento mechanismus nevnáší do hydraulického válce reakční síly v kluzném pouzdru a těsnění při uvedené mimoběžnosti. Při nadměrných excentrických silách však přenáší reakční síly do hydraulických válců [14].



Obr. 4.31: Kloubové spojení [14].

c) Kulové uložení pomocí vzpěrných tyčí

Kulové uložení pomocí vzpěrných tyčí je popsáno na Obr. 4.32.



Obr. 4.32: Kulové uložení pomocí vzpěrných tyčí [9].

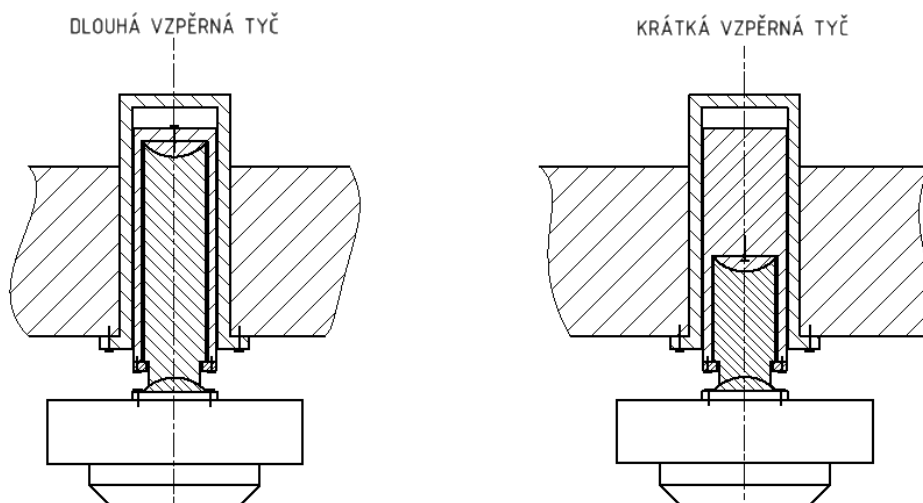
Uložení se skládá ze dvou kulových čoček (ploch) a vzpěrné tyče. Mechanismus umožňuje pohyb beranu v příčném i podélném směru, při výraznějším excentrickém zatížení i klopení kolem jeho geometrického středu. Veškeré silové účinky jsou tak zachyceny vedením při správně navrženém uložení. Díky tomu nedochází k namáhání vodícího pouzdra a těsnění. Aby uchycení zajistilo správnou funkci, je vyžadovaná nutnost dostatečného mazání kulových ploch. To je v tomto případě zajištěno díky



vrtaným mazacím kanálkům, které procházejí k oběma kulovým plochám skrze vzpěrnou tyč. Dále je možné si povšimnout vyfrézovaných drážek na spodní čočce, které slouží pro rozvod maziva [9], [15].

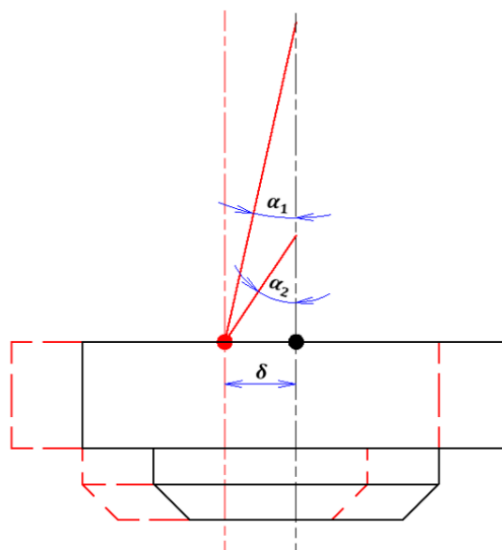
Z konstrukčního hlediska lze uložení pomocí vzpěrných tyčí rozdělit:

- dlouhá vzpěrná tyč (viz. Obr. 4.33 vlevo),
- krátká vzpěrná tyč (viz. Obr. 4.33 vpravo).



Obr. 4.33: Dlouhá a krátká vzpěrná tyč.

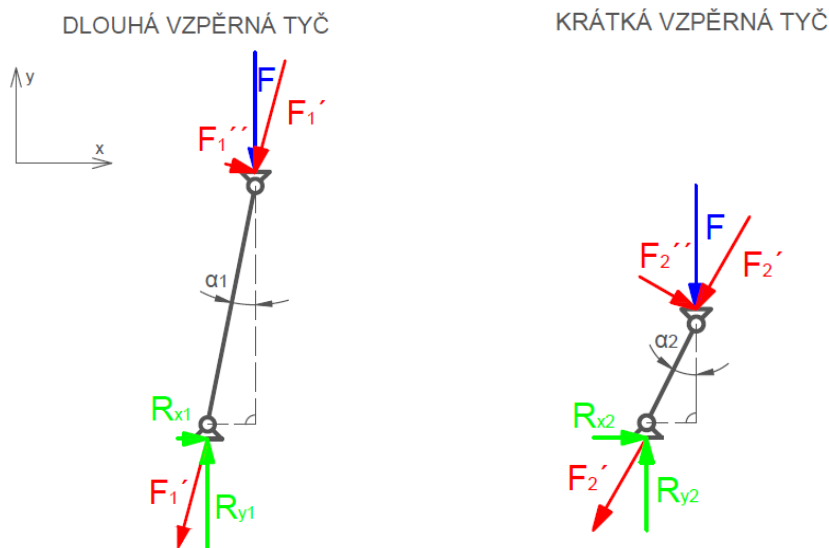
Na Obr. 4.34 je uveden rozbor kinematiky pro obě varianty. Za předpokladu, že se dosáhne stejné hodnoty obecného posuvu beranu δ , lze z rozboru vyčíst, že se úhly klopení α v závislosti na délce vzpěrné tyče liší. Pro typ konstrukce s delší tyčí vzniká menší úhel klopení. To hraje roli na velikost reakčních sil do vedení.



Obr. 4.34: Rozbor kinematiky krátké a dlouhé vzpěrné tyče.



Rozbor reakčních sil je proveden na Obr. 4.35.



Obr. 4.35: Rozbor reakčních sil dlouhé a krátké vzpěrné tyče.

Výpočet reakčních sil dlouhé vzpěrné tyče

Síla v ose vzpěrné tyče:

$$F_1' = F \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.4)$$

Reakční síla ve směru osy x (zachycení vedením beranu):

$$R_{x1} = F_1' \cdot \sin \alpha_1 \quad (4.5)$$

Reakční síla ve směru osy y :

$$R_{y1} = F_1' \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.6)$$

Výpočet reakčních sil krátké vzpěrné tyče

Síla v ose vzpěrné tyče:

$$F_2' = F \cdot \cos \alpha_2 \quad (4.7)$$

Reakční síla ve směru osy x (zachycení vedením beranu):

$$R_{x2} = F_2' \cdot \sin \alpha_2 \quad (4.8)$$

Reakční síla ve směru osy y :

$$R_{y2} = F_2' \cdot \cos \alpha_2 \quad (4.9)$$

Z rozboru kinematiky platí:

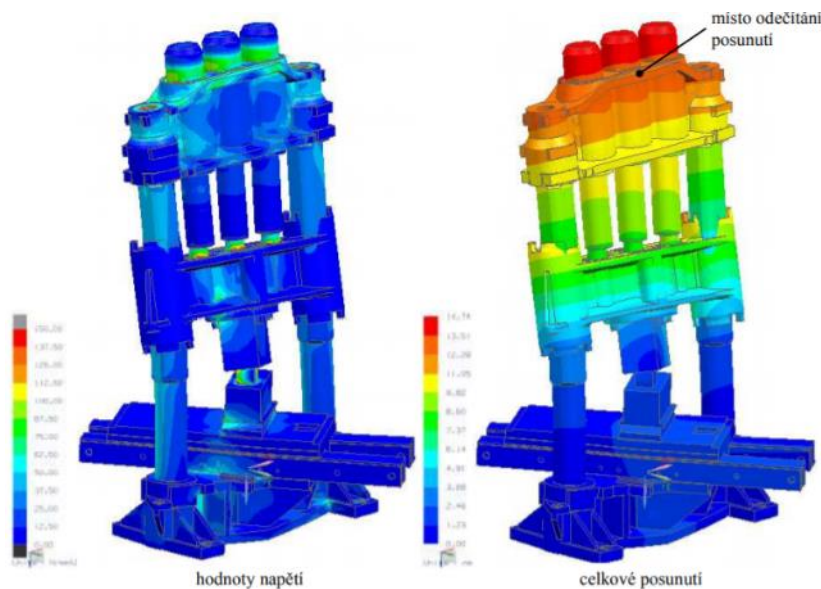
$$\alpha_2 > \alpha_1 \quad (4.10)$$

Z nerovnosti je zřejmé, že větší reakční sílu do vedení přeneše varianta s krátkou vzpěrnou tyčí. Díky většímu úhlu klopení se sníží tvářecí síla. Nevýhodu dlouhé tyče lze spatřit ve výrobě, kdy se plunžr musí obrobit téměř až na dno, což sebou přináší zvýšení finančních nákladů.

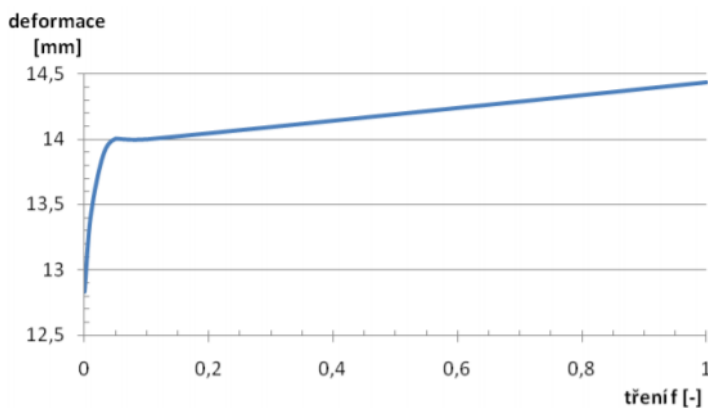


Vliv koeficientu tření na funkci kulového uložení pomocí vzpěrných tyčí

Na Obr. 4.36 lze vidět MKP analýzu týkající se vlivu součinitele tření uvnitř kulového uložení na klopení beranu. Při simulaci se odečítalo posunutí horní traverzy. Bylo zjištěno, že při dostatečném mazání (koeficient tření zhruba 0,05 viz. Obr. 4.37) pracuje mechanismus kvalitně. Při zvýšení tření (snížení mazného filmu), se klopení beranu výrazně zhoršuje, což představuje stav, kdy se mechanismus uchycení chová jako by byl plunžr do beranu vetknutý. Uložení lze tedy aplikovat jen v případech, kdy budou podmínky kvalitního mazání kulových čoček dodrženy a nebude docházet k nadměrnému přidírání kulových ploch. Samotný koeficient tření je pak závislý na poloměru čočky a dalších důležitých geometrických parametrech [15].



Obr. 4.36: MKP simulace klopení beranu v závislosti na tření [15].



Obr. 4.37: Závislost deformace horní traverzi na součiniteli tření [15].



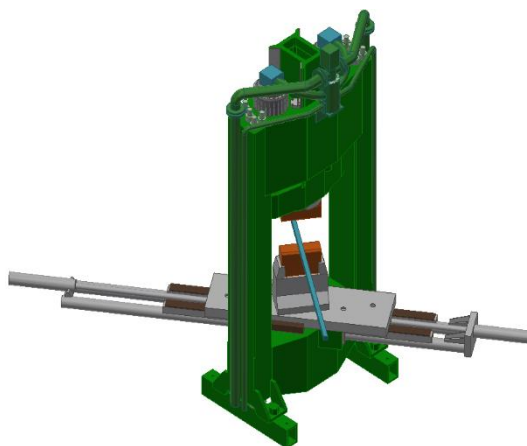
5 Vlastní řešení

5.1 Současný stav lisu CKVX 315/400

Důležité poznatky o provozních vlastnostech lisu mi sdělil Miroslav Janoušek, bývalý zaměstnanec firmy ZVÚ, který lis tehdy servisoval.



Obr. 5.1: Lis CKVX 315/400 ve firmě ZVÚ Hradec Králové [1].



Obr. 5.2: 3D model lisu CKVX 315/400.

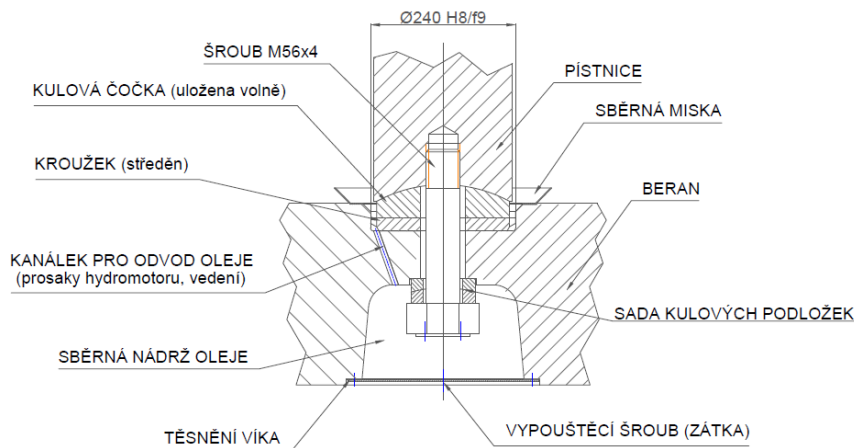
Hlavní problém lisu (viz. Obr. 5.1 a Obr. 5.2) spočívá v uchycení beranu k hydraulickým válcům, které je řešeno pomocí dvou závrtných šroubů procházející skrze střední příčku beranu do pístnic. Během silového namáhání zde vznikalo otláčení v závitech. To vedlo poté k velice nestandardním řešením, kdy se např. původní šroub nahradil šroubem s kuželovým závitem, z důvodu vymezení vůle. Šroub se musel měnit za celou dobu provozu 6x. Jednou dokonce došlo i k jeho zalomení v pístnici. Další problém spoje bylo jeho časté uvolňování. V ZVÚ zkoušeli nejprve neúspěšně závit lepit, lépe zafungovalo zajištění imbusovými šrouby.

U hydraulických válců nedocházelo k výraznějším průsakům. Těsnění ve válcích se měnilo pouze jednou bez známek opotřebení. Bronzové vodící pouzdro nevykazovalo známky opotřebení. Nevhodným způsobem bylo provedeno mazání vedení charakteristické velkou spotřebou oleje a úkapy mimo mazaný prostor. Problematické bylo i nesymetrické uspořádání lisu a také vedení beranu na „koulích“ vykazující menší tuhost. Lis byl ve firmě využit pro kování tyčí menšího průřezu a vyznačoval se výbornou dynamikou, tj. velkou frekvencí zdvihů.



Stávající uchycení beranu

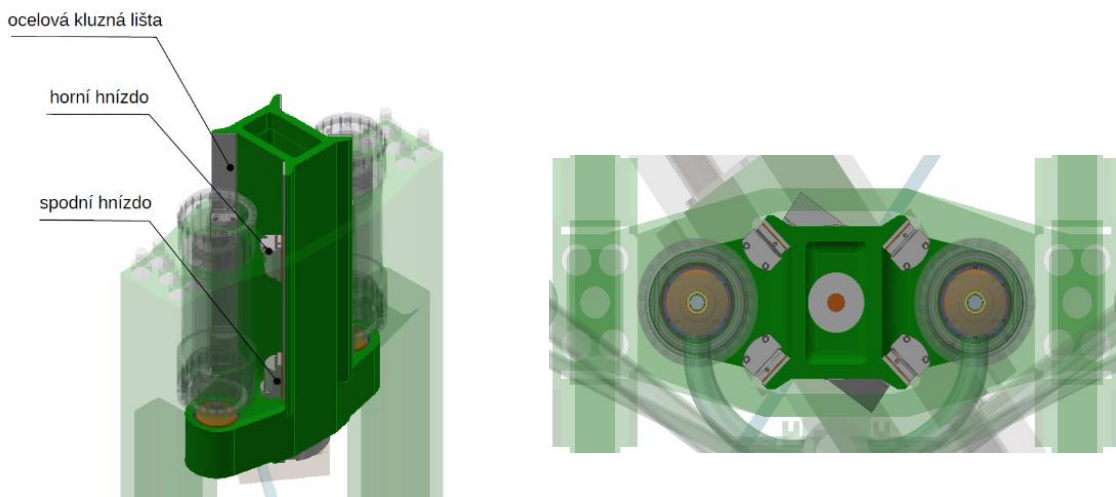
Na Obr. 5.3 je uveden detail uchycení beranu k pístnici hydraulického válce. To se skládá z pístnice, beranu, kulové čočky volně uložené na spodním opěrném kroužku, závrtného šroubu M56x4 s maticí a sadou kulových podložek. Dále si lze povšimnout řešení odvodu oleje z kluzných lišt, který se zachytí sběrnými miskami. Ty jsou umístěny pod lištami kluzného vedení i hydraulickým válcem. Pro odvod oleje ze sběrné misky slouží vrtaný kanálek skrze příčku beranu. Olej se následně zachytí ve sběrné nádrži, odkud je odveden do mazacího systému. V případě ucpání či servisu zařízení lze nádrž vypustit pomocí vypouštěcího šroubu (zátky) umístěného na těsnícím víku.



Obr. 5.3: Stávající uchycení beranu.

Stávající vedení beranu

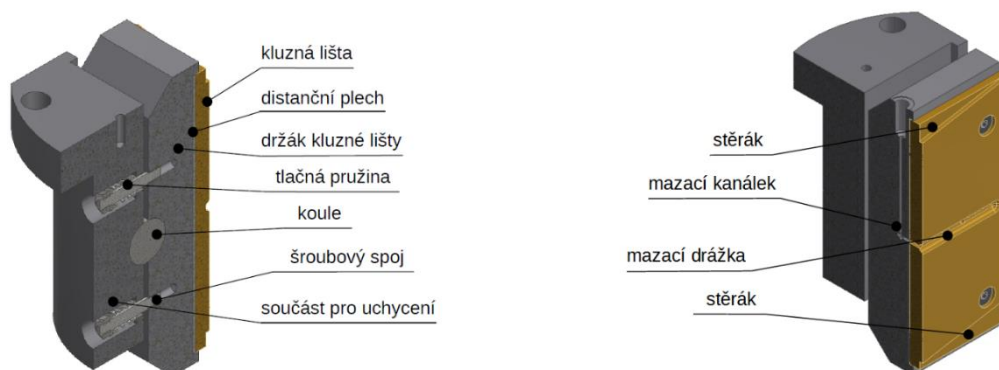
Obr. 5.4 představuje stávající vedení beranu v horní traverze, do které jsou uchycena hnízda s kluznými bronzovými lištami. Na beranu jsou poté našroubovány ocelové kluzné lišty do tvaru „X“ se sklonem 45°.



Obr. 5.4: Stávající vedení beranu.



Detailní průřez hnízda vedení lze shlédnout na Obr. 5.5. Hnízdo obsahuje vypodložení kluzné lišty pomocí koule. Hlavní myšlenkou je, že se lišta může při klopení beranu přizpůsobit povrchu kluzné protiplochy. Tím se snižují měrné tlaky na hranách lišt a zatížení je tak rovnoměrnější. Kluzná lišta dále obsahuje podfrézování na horním a spodním okraji, které slouží ke správnému nasměrování odvodu oleje do sběrných misek pomocí tzv. „stěráků“.



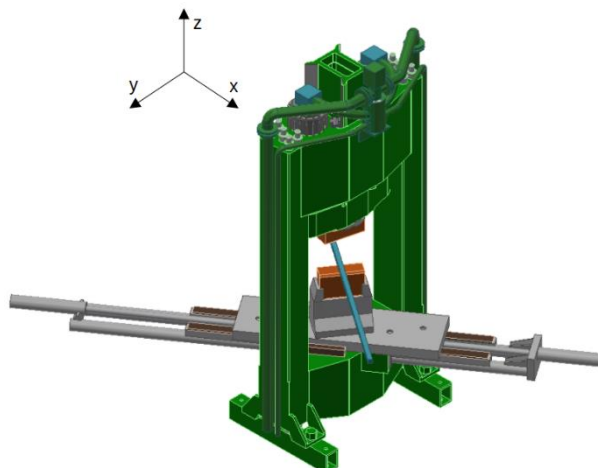
Obr. 5.5: Průřez hnízda v horní traverze.

5.2 Kinematika stávajícího uchycení beranu

Pro zhodnocení kinematiky stávajícího uchycení beranu a potvrzení nečnosti tohoto řešení, je snaha simulovat klopení beranu. Hlavním parametrem je úhel klopení beranu φ_b . Ten se získá ze silového působení na beran a z odhadnutých vůlí ve vedení. Výpočet úhlu klopení slouží tedy jen jako určitý odhad pro následnou simulaci klopení.

Výpočet maximálního posuvu a klopení beranu

Na Obr. 5.6 je zaveden souřadný systém lisu. Rovina yz značí podélný směr a xz představuje směr příčný, ve kterých dochází ke klopení beranu.



Obr. 5.6: Souřadný systém lisu.



Předpoklady výpočtu:

- spodní příčka beranu a kovádko jsou absolutně tuhé,
- vetknutí nosníku beranu do příčky je absolutně tuhé,
- nedochází k teplotní roztažnosti vedení,
- předpoklad vůle ve vedení 0,5 mm,
- zanedbána geometrie vedení do „X“,
- zanedbáno vypodložení kluzných lišt koulemi.

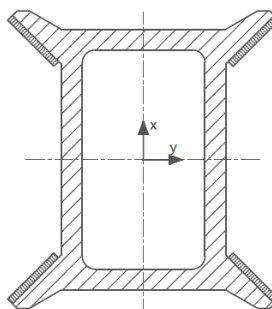
Parametry výpočtu maximálního posuvu a klopení beranu jsou uvedeny v Tab. 5.1.

Tab. 5.1: Parametry výpočtu maximálního posuvu a klopení beranu.

Jmenovitá tvářecí síla	F_j	3,2	[MN]
Max. dovolená excentricita síly	e	65	[mm]
Maximální zdvih	H_{max}	550	[mm]
Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2	l_1	760	[mm]
Vzdálenost hnízda 2 a kovádkla	l_2	1 355	[mm]
Vzdálenost uchycení pístnice a plochy kovádkla	l_3	620	[mm]

Výpočet kvadratického momentu průřezu nosníku beranu

Pro výpočet kvadratického momentu průřezu k osám x a y na Obr. 5.7 byl použit software Inventor Autodesk Professional 2021.



Obr. 5.7: Průřez nosníku beranu.

Kvadratický moment průřezu k ose x :

$$J_x = 1,835 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \quad (5.1)$$

Kvadratický moment průřezu k ose y :

$$J_y = 3,253 \cdot 10^9 \text{ mm}^4 \quad (5.2)$$

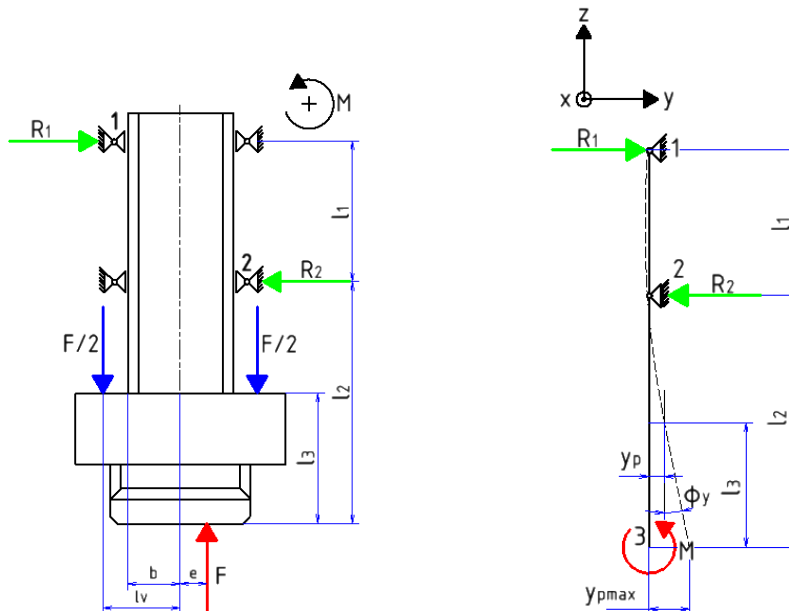
Výpočet klopného momentu

$$M = F_j \cdot e = 3\,200\,000 \cdot 0,065 = 208\,000 \text{ Nm} = 208\,000\,000 \text{ Nmm} \quad (5.3)$$



Výpočet maximálního průhybu nosníku beranu v rovině yz

Výpočet proběhl podle typového nosníku s osamělým momentem na převislém konci dle [16].



Obr. 5.8: Posuv a klopení beranu v rovině yz.

Výpočet průhybu nosníku v místě uchycení hydromotorů v rovině yz:

$$y_p = \frac{M}{6 \cdot E \cdot J_x} \cdot \left[3 \cdot (l_2 - l_3)^2 + 2 \cdot (l_2 - l_3) \cdot l_1 \right] \quad (5.4)$$

$$y_p = \frac{208\,000\,000}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,835 \cdot 10^9} \cdot \left[3 \cdot ((1\,355 - 620))^2 + 2 \cdot (1\,355 - 620) \cdot 760 \right] \quad (5.5)$$

$$= 0,25 \text{ mm}$$

Výpočet natočení v místě uchycení hydromotorů v rovině yz:

$$\varphi_y = \frac{M \cdot l_1}{3 \cdot E \cdot J_x} + \frac{M \cdot (l_2 - l_3)}{E \cdot J_x} \quad (5.6)$$

$$\varphi_y = \frac{208\,000\,000 \cdot 760}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,835 \cdot 10^9} + \frac{208\,000\,000 \cdot (1\,355 - 620)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,835 \cdot 10^9} \quad (5.7)$$

$$= 1,367 \cdot 10^{-4} + 3,967 \cdot 10^{-4} = 5,334 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,015^\circ$$

Výpočet maximálního průhybu nosníku v místě 3 v rovině yz:

$$y_{pmax} = y_p + tg(\varphi_y) \cdot l_3 = 0,25 + 5,334 \cdot 10^{-4} \cdot 620 = 0,25 + 0,33 = 0,58 \text{ mm} \quad (5.8)$$



Výpočet maximálního průhybu nosníku beranu v rovině xz

Výpočet průhybu nosníku v místě uchycení hydromotorů v rovině xz :

$$x_p = \frac{M}{6 \cdot E \cdot J_y} \cdot [3 \cdot (l_2 - l_3)^2 + 2 \cdot (l_2 - l_3) \cdot l_1] \quad (5.9)$$

$$x_p = \frac{208\,000\,000}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,253 \cdot 10^9} \cdot [3 \cdot (1\,355 - 620)^2 + 2 \cdot (1\,355 - 620) \cdot 760] \quad (5.10)$$

$$= 0,14 \text{ mm}$$

Výpočet natočení nosníku v uchycení hydromotorů v rovině xz :

$$\varphi_x = \frac{M \cdot l_1}{3 \cdot E \cdot J_y} + \frac{M \cdot (l_2 - l_3)}{E \cdot J_y} \quad (5.11)$$

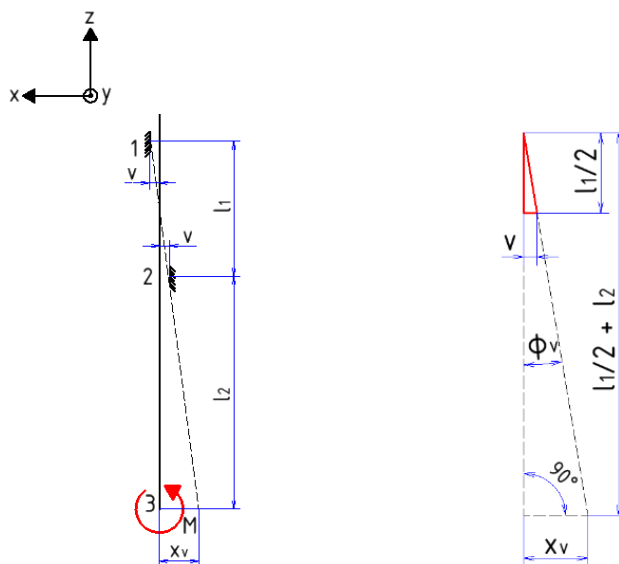
$$\varphi_x = \frac{208\,000\,000 \cdot 760}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,253 \cdot 10^9} + \frac{208\,000\,000 \cdot (1\,355 - 620)}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,253 \cdot 10^9} \quad (5.12)$$

$$= 7,714 \cdot 10^{-5} + 2,238 \cdot 10^{-4} = 3,009 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 0,0086^\circ$$

Výpočet maximálního průhybu nosníku v místě 3 v rovině xz :

$$x_{pmax} = x_p + tg(\varphi_x) \cdot l_3 = 0,14 + 3,009 \cdot 10^{-4} \cdot 620 = 0,14 + 0,19 = 0,33 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Výpočet posuvu od vůle v rovině xz



Obr. 5.9: Posuv beranu vlivem vůle ve vedení.

Výpočet posuvu beranu v ose x vlivem vůle ve vedení:

$$tg \varphi_v = \frac{v}{\frac{l_1}{2}} = \frac{0,5}{\frac{760}{2}} = 1,36 \cdot 10^{-3} \Rightarrow \varphi_v = 0,078^\circ \quad (5.14)$$

$$x_v = (tg \varphi_v) \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l_2\right) = (1,36 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(\frac{760}{2} + 1\,355\right) = 2,36 \text{ mm} \quad (5.15)$$



Výpočet maximálního posuvu v rovině xz

Výsledný maximální posuv x_{max} se získá superpozicí posuvu od ohybu nosníku beranu a posuvu od vůle ve vedení.

$$x_{max} = x_{pmax} + x_v = 0,33 + 2,36 = 2,69 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Výpočet posuvu od vůle v rovině yz

Pro rovinu yz lze obdobně spočítat posuv v ose y beranu vlivem vůle ve vedení.

$$x_v = y_v = 2,36 \text{ mm} \quad (5.17)$$

Výpočet maximálního posuvu v rovině yz

Výsledný maximální posuv y_{max} se získá superpozicí posuvu od ohybu nosníku beranu a posuvu od vůle ve vedení:

$$y_{max} = y_{pmax} + y_v = 0,58 + 2,36 = 2,94 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Výpočet maximálního úhlu klopení beranu v podélném směru

$$\varphi_b = \varphi_y + \varphi_v = 0,015 + 0,078 = 0,093^\circ \quad (5.19)$$

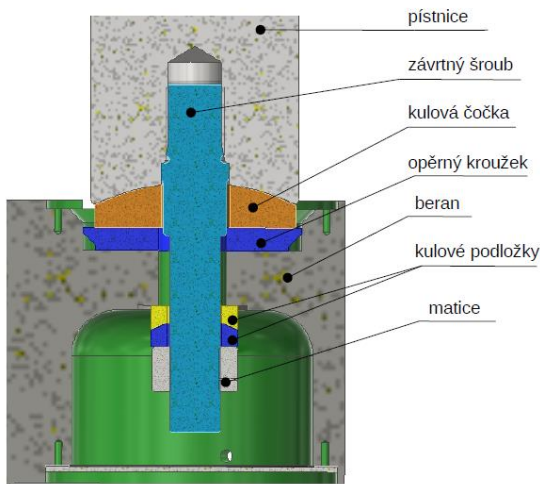
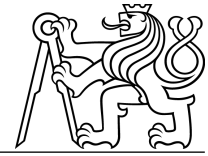
Výpočet maximálního úhlu klopení beranu v příčném směru

$$\varphi_b = \varphi_x + \varphi_v = 0,0086 + 0,078 = 0,087^\circ \quad (5.20)$$

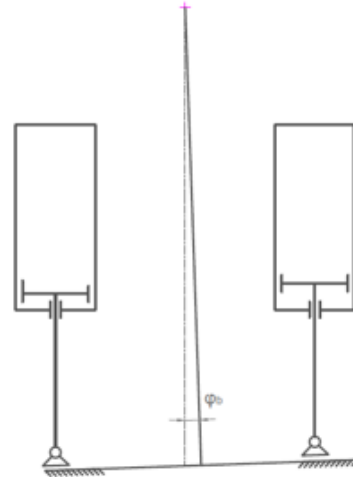
Vypočtené úhly připadají v úvahu za daných předpokladů. Vzhledem ke skutečnosti, kdy nebylo bráno v úvahu vypodložení vedení koulemi, může být reálné klopení beranu větší. Koule v hnízdech kluzných lišt snižují měrné tlaky uvnitř vedení, ale zároveň zvyšují úhel klopení.

Simulace klopení beranu

Stávající uchycení beranu je tvořeno kulovým kloubem, který je popsán na Obr. 5.10. Ten umožňuje beranu klopení, jak v příčném, tak podélném směru. Během klopení dochází ke sférickému pohybu kulové plochy pístnice po ploše kulové čočky, zároveň se tomu tak děje i ve spodních vyrovnávacích podložkách. Předpokladem správné funkce mechanismu je, že se může spodní čočka translačně pohybovat po opěrném kroužku, jinak by se mechanismus choval jako vetknutý. Pro správnou funkci musí kulový mechanismus obsahovat dvě vazby posuvné a dvě vazby rotační pro podélný směr, jak lze vidět na Obr. 5.11.



Obr. 5.10: Stávající kinematika uchycení beranu.



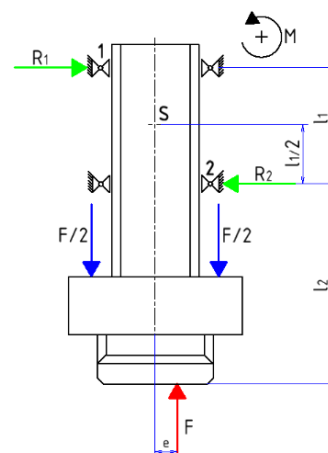
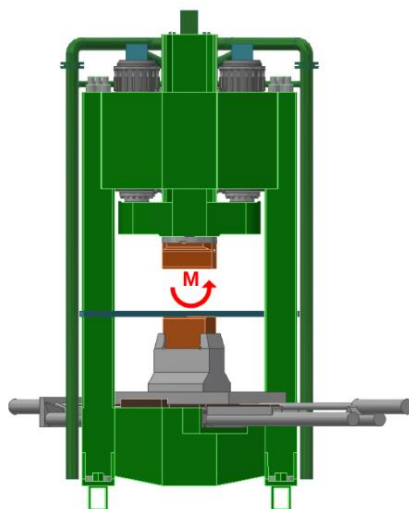
Obr. 5.11: Rozbor kinematiky uchycení beranu.

Simulace klopení beranu proběhla v podélném směru (viz. Obr. 5.12) s využitím 3D modelu, který respektoval kinematické vazby mezi jednotlivými díly. Geometrický střed klopení je uvažován uprostřed mezi spodními a horními kluznými lištami.

Pro simulaci klopení byly zvoleny parametry v Tab. 5.2.

Tab. 5.2: Parametry pro simulaci klopení beranu.

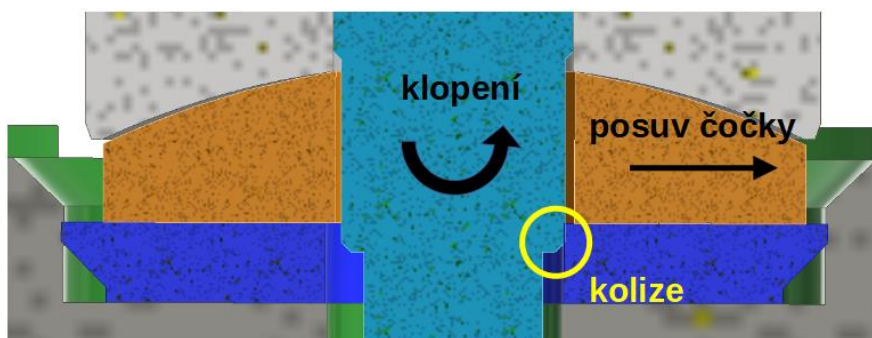
Maximální zdvih	H_{max}	550	[mm]
Maximální úhel klopení beranu	φ_b	0,5	[°]



Obr. 5.12: Simulace klopení beranu v podélném směru.



Detail simulace klopení beranu lze vidět na Obr. 5.13. Kritickou hodnotou úhlu klopení je $0,15^\circ$, při které se závrtný šroub vlivem malého zástavbového prostoru (díry) opírá o spodní opěrný kroužek. Při tomto úhlu se spodní kulová čočka translačně posune zhruba o 3,4 mm po opěrném kroužku. Při dalším nároku na klopení je tak ze simulace zřejmé, že se šroub bude ohybově namáhat. V závitech šroubu tak může vznikat otláčení. Další spornou otázkou je pohyblivost kulové čočky. Pohyb čočky po opěrném kroužku je omezen přívodem maziva pod čočku. Ta jen „plave“ v oleji zachyceném sběrnými miskami. Pro sférický pohyb mezi kulovými plochami přívod maziva není řešen vůbec.



Obr. 5.13: Detail simulace klopení beranu.

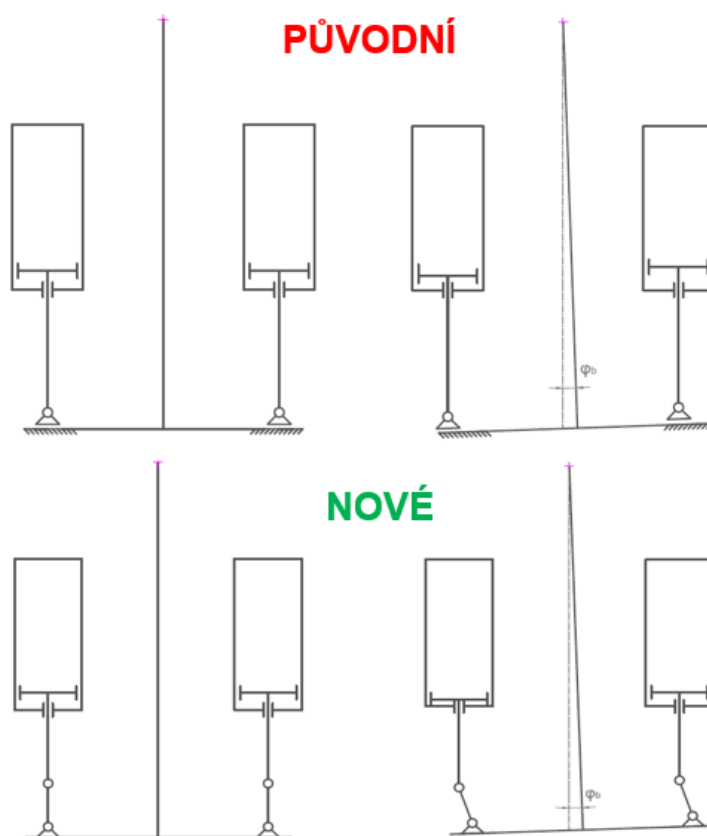
Obr. 5.14 představuje ukázkou z demontáže pracovních válců a předpokládané otláčení závrtného šroubu od dotyku opěrného kroužku. To svědčí o tom, že teoretický rozbor klopení beranu se v praxi víceméně potvrdil.



Obr. 5.14: Otláčení závrtného šroubu.



Na základě analyzovaných příčin častých problémů šroubového spoje je nutné mechanismus kloubového uchycení překonstruovat a změnit jeho mechanický princip. K tomuto řešení se nabízí mechanismus kulového uložení pomocí vzpěrné tyče, který byl již rozebrán v teoretické části práce. Ten poskytuje lepší kinematické vazby, menší rozsahy pohybů a také zajištění lepší pohyblivosti oproti stávajícímu řešení. To je momentálně řešeno kombinací posuvné i rotační vazby a zajištění mazání pod i na čočce je nejisté. Původní uchycení se nahradí vloženým binárním členem, jak lze vidět na Obr. 5.15. Mechanismus vzpěrné tyče v případě vedení beranu na sloupech umožňuje kromě rotace také podélný i příčný posuv beranu. V případě stávajícího vedení v horní traverze převezme stejný význam jako původní, a to klopení beranu.



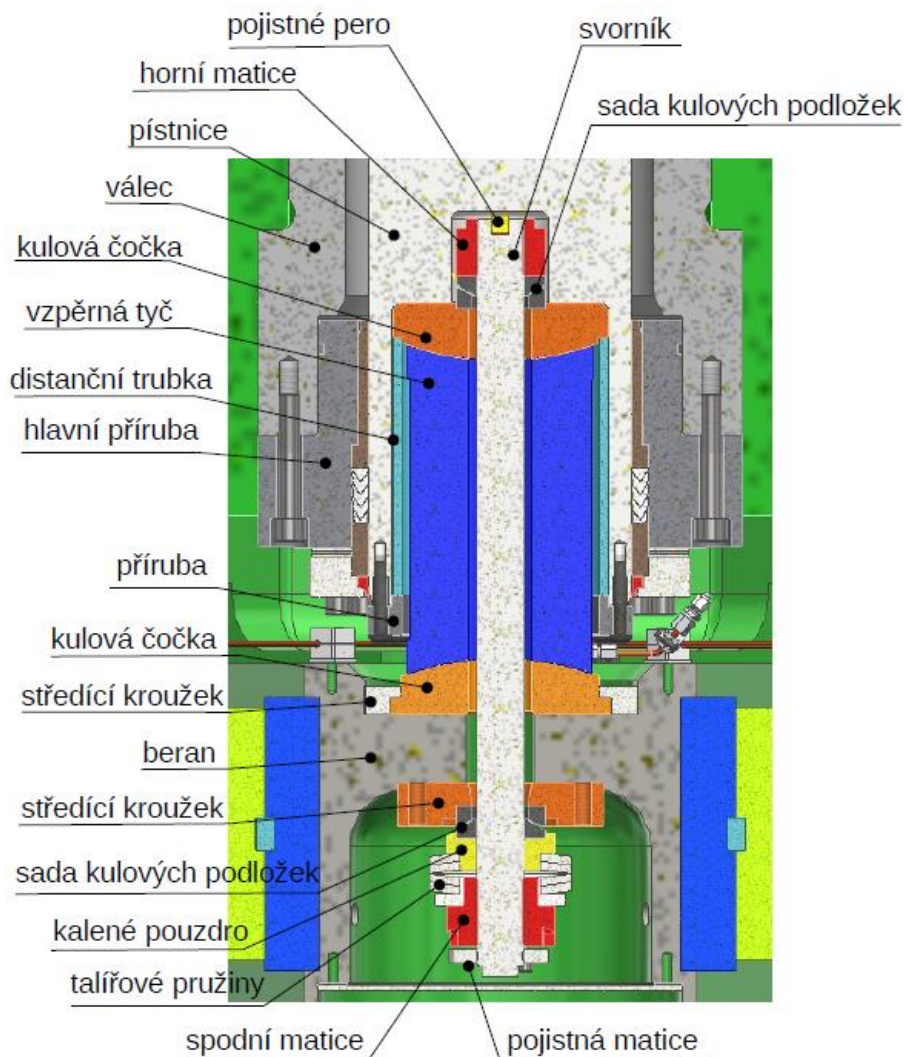
Obr. 5.15: Náhrada stávajícího uchycení beranu.



5.3 Návrh nového uchycení beranu

Popis konstrukce

Obr. 5.16 představuje navrženou úpravu uchycení beranu.



Obr. 5.16: Mechanismus vzpěrné tyče.

Mechanismus se skládá z několika částí, z nichž nejdůležitějšími jsou kulové čočky (horní/spodní) a vzpěrná tyč tvořící binární člen vložený do pístnice. Ten zajišťuje funkci klopení i posuvu beranu. Skrze celý mechanismus prochází svorník tvořící spojení pístnice a beranu. Na koncích je zajištěn pomocí matic, které jsou vypořádány sadou kulových podložek umožňující sférický pohyb během klopení. Mechanismus se ve spodní části předepne sadou talířových pružin. Ty zajistí dostatečné přilehnutí kulových ploch, aby u nich nedocházelo k nežádoucím rázům („cvakání“) vedoucím ke snížení funkčnosti mechanismu.

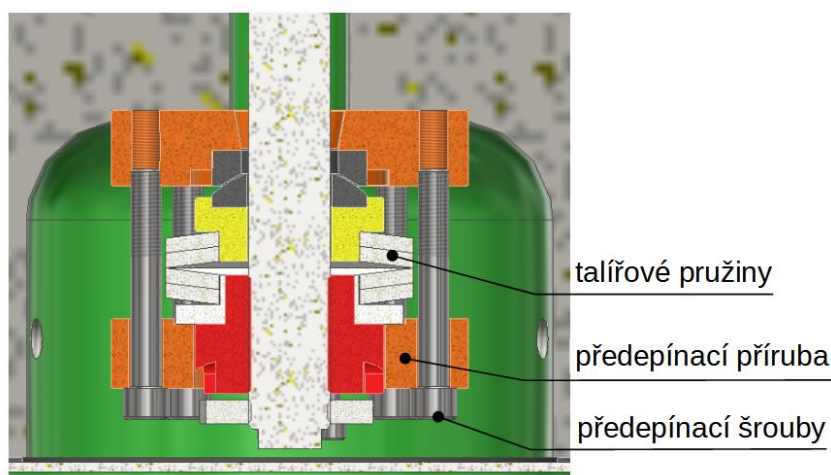


Uchycení mechanismu do pístnice je řešeno skrze distanční trubku a přírubu s nosem, která se následně do pístnice přichytí šrouby. Navržený mechanismus přináší úpravy v konstrukci jako je obrobení otvoru v pístnici pro uložení horní čočky a také odebrání opěrného kroužku v beranu, který umožňoval translační pohyb spodní čočky. Dochází k úpravě spodní čočky, která je v beranu středěna kroužkem.

Při návrhu se kladl důraz na co nejmenší zásah do konstrukce a také zachování rozměrů respektující zdvih beranu. Otvor v pístnici je navržen tak, aby jeho délka zasahovala co nejméně do tlakové oblasti, kde z vnějšku působí hydraulická kapalina (riziko protržení stěny). Proto se navrhla i kratší vzpěrná tyč. Stěna je z vnitřní strany vyztužena distanční trubkou vloženou do otvoru s uložením H9/k7. Průměr otvoru v pístnici pak respektuje snahu o co největší možnou stykovou plochu mezi horní čočkou a kulovou plochou vzpěrné tyče s ohledem na kontaktní tlaky. Veškeré kontrolní výpočty týkající se zatěžovaných částí mechanismu jsou popsány ve výpočtové části a příloze.

Montáž mechanismu

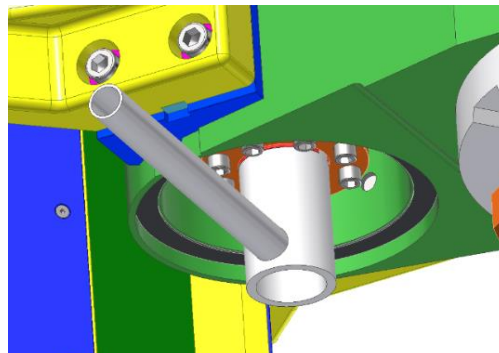
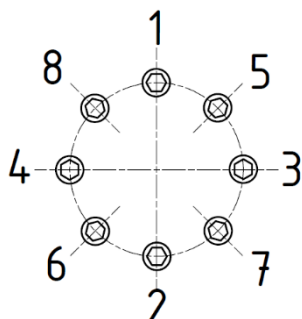
Obr. 5.17 představuje ukázkou předepínacího přípravku, který zajistí stlačení sady talířových pružin při montáži díky přírubě se šrouby. Velikost montážní síly se stanoví na základě stlačení pružin. Výhodou přípravku je možnost demontáže a dalšího využití i se šrouby pro předepnutí druhé vzpěrné tyče.



Obr. 5.17: Předepínací přípravek.



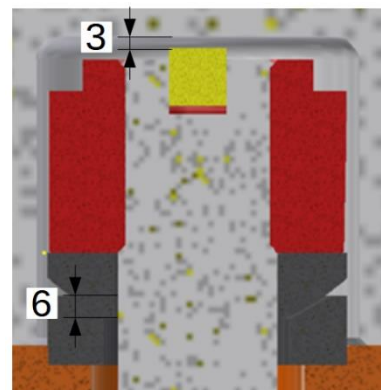
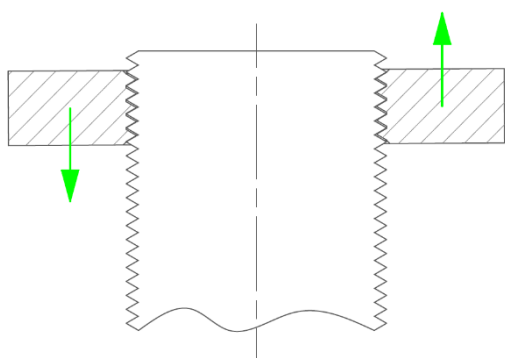
Na předepínacím přípravku se postupným způsobem do „kříže“ utahují šrouby s předepsaným krouticím momentem. Postup montáže lze vidět na Obr. 5.18 vlevo.



Obr. 5.18: Předepínání taliřových pružin.

Po dosažení potřebné montážní síly se dotáhne spodní matice svorníku trubkovým klíčem se zuby, jak lze vidět na Obr. 5.18 vpravo. Zuby zapadají do drážek na spodní matici. Během dotahování se použije klíč s nástrčnou hlavicí, který zajistí svorník proti protáčení. Trubkový klíč je navržen tak, aby mohla hlavice skrze klíč projít. Zajištění šroubového spoje se řeší pojistnou šestihrannou maticí, která využívá principu přičení (viz. Obr. 5.19 vlevo), kdy na jedné straně se využijí stavěcí odtlačovací šrouby a na straně druhé šrouby přitahovací. Díky tomu v závitech vznikne větší styková plocha, která zabrání povolení šroubového spoje. Horní matice na svorníku se zajistí zavařením pojistného pera.

Při návrhu uložení mechanismu do pístnice bylo nutné brát v úvahu možnost vypadnutí vyrovnávacích kulových podložek z jejich uložení pod horní maticí vlivem neopatrné manipulace se svorníkem. Proto musí být vůle nad svorníkem menší než hloubka uložení konkávní podložky, jak je patrné z Obr. 5.19 vpravo.

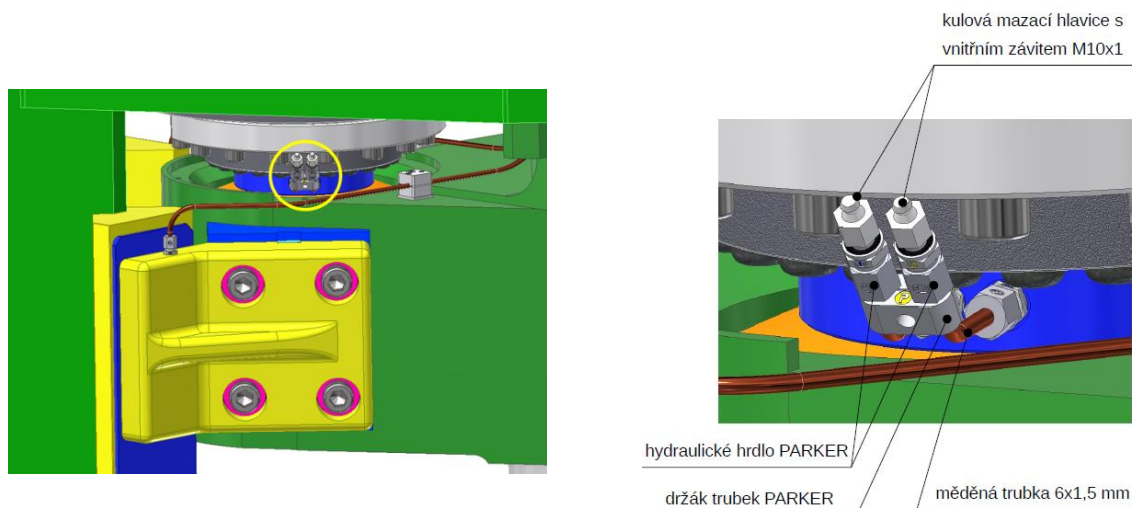


Obr. 5.19: Zajištění šroubového spoje proti povolení (vlevo), vůle nad svorníkem (vpravo).



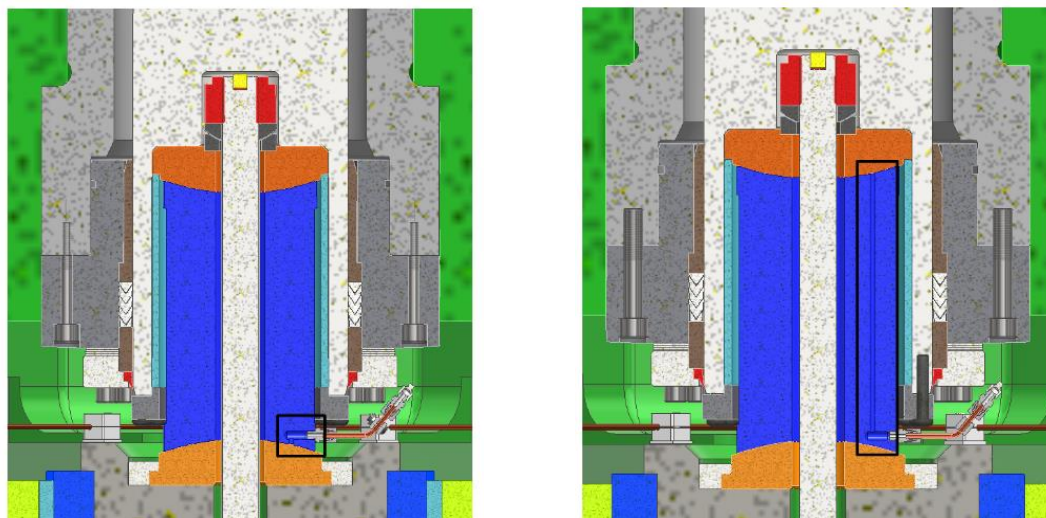
Mazání mechanismu

Zvolen je ruční způsob mazání. Důvodem je možné protáčení vzpěrné tyče kolem vlastní osy a malý zástavbový prostor mezi beranem a přírubou hydromotoru, který neumožňuje přívod trubek mazacího systému. Mechanismus je nutné před pracovní směnou zkontrolovat a doplnit plastickým mazivem ručním mazacím lisem. Pro mazání je zvolena kulová mazací hlavice s vnitřním závitem M10x1. Detail provedení mazací soustavy lze vidět na Obr. 5.20. Do vzpěrné tyče jsou našroubována dvě hydraulická hrdla. Do nich vedou měděné trubky spojené v držáku trubek, který zvyšuje tuhost vyložených trubek a zabrání riziku jejich protáčení v hrdle. Veškeré použité komponenty jsou uvedeny v příloze.



Obr. 5.20: Mazání mechanismu vzpěrné tyče.

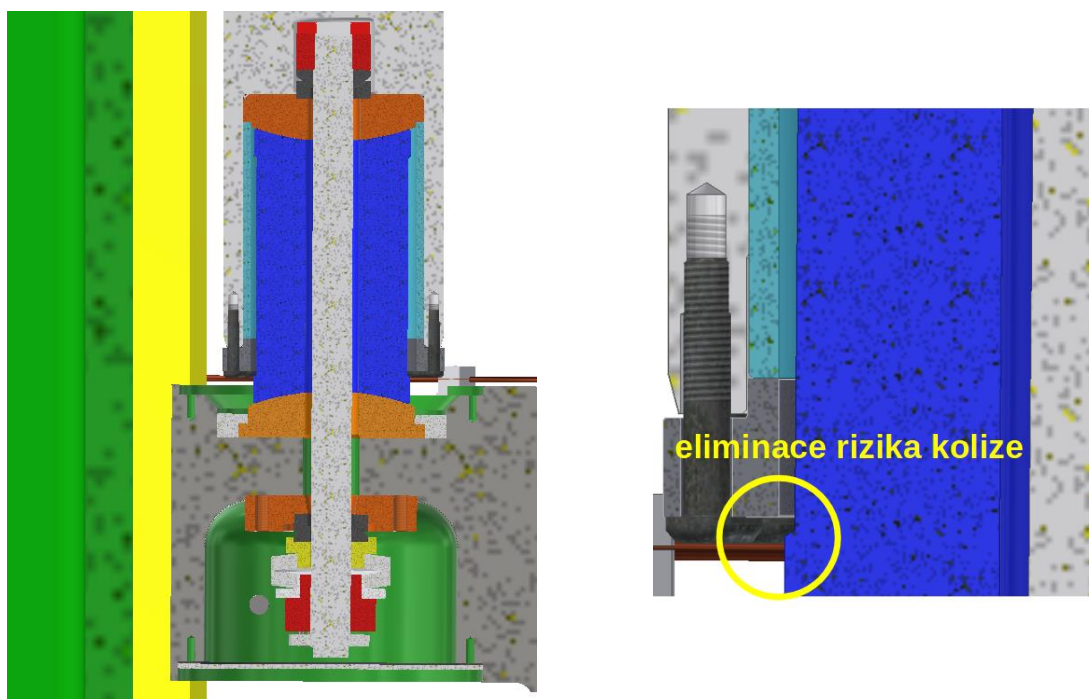
Obr. 5.21 zobrazuje přívod maziva na spodní a horní kulovou čočku díky vrtaným kanálkům skrze vzpěrnou tyč. Kulová plocha vzpěrné tyče obsahuje vysoustružené mazací drážky zajišťující rovnoměrné roznesení maziva do kluzné plochy. Důležitá je vhodná volba tribologické dvojice materiálů stýkajících se ploch. Tvrdší část tvoří kalené a cementované čočky z materiálu 14 220 a část měkčí poté vzpěrná tyč z materiálu 15 142.7. Odlišnost tvrdostí materiálů je důležitá kvůli možnému riziku zadírání, s čímž souvisí i zvolená drsnost povrchu kulových ploch $Ra\ 1,6\ \mu m$.



Obr. 5.21: Přívod maziva na kulové plochy.

Kinematika navrženého uchycení beranu

Navržený mechanismus uchycení byl také simulován na klopení se stejnými parametry jako u stávajícího řešení. Ukázkou simulace s eliminací rizika kolize lze vidět na Obr. 5.22. Nejkritičtější místo je mezi vzpěrnou tyčí a přírubou držící horní čočku. Kolize se eliminuje úpravou vzpěrné tyče zmenšením průměru, jak je patrné z detailu.



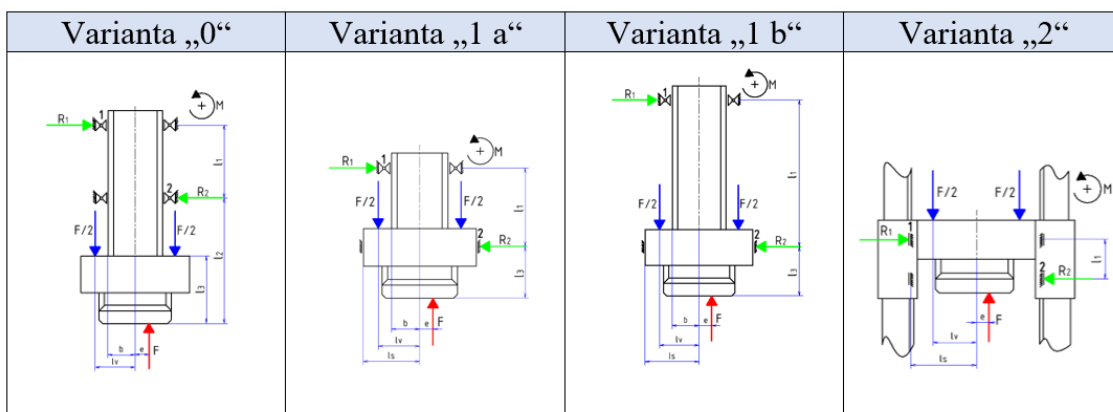
Obr. 5.22: Klopení beranu - eliminace kolize.



5.4 Návrh úpravy vedení beranu

Pro návrh úpravy vedení beranu byly zvoleny 4 varianty uvedené v Tab. 5.3. Důvodem úpravy stávajícího vedení je, že se jeví jako značně namáhané a vznikají v něm větší reakční síly. Snahou ostatních variant je reakční síly snížit, případně zlepšit i mechanické vlastnosti lisu.

Tab. 5.3: Přehled variant návrhu vedení.



Varianta „0“ představuje stávající vedení beranu a je zde uvedena pro porovnání. Výhodu lze spatřit v nižším teplotním ovlivnění struktury beranu i vodicích lišt. Nevýhodou je vznik větších reakcí díky vyložení beranu.

Varianta „1 a“ zahrnuje změnu vedoucí k odstranění horních hnízd. Díky tomu je možné zkrátit beran a tím zlepšit dynamické vlastnosti (snížení hmotnosti).

Varianta „1 b“ přináší změnu v odstranění spodních hnízd, čímž se při maximálním zdvihu beranu získá dlouhé klopné rameno l_1 , které způsobí menší reakční síly do vedení.

Varianta „2“ je vedení na sloupech (rámu), které přináší zmenšení zástavbového prostoru nad beranem. To je možné využít pro umístění nových hydraulických pracovních válců.

Pro posouzení vhodnosti jednotlivých variant proběhne statický výpočet reakčních sil ve vedení.



5.4.1 Statický výpočet vedení beranu

Parametry pro výpočet reakčních sil ve vedení jsou uvedeny v Tab. 5.4. Vzdálenosti l_1 a l_2 jsou pro každou variantu různé.

Tab. 5.4: Parametry výpočtu reakčních sil ve vedení.

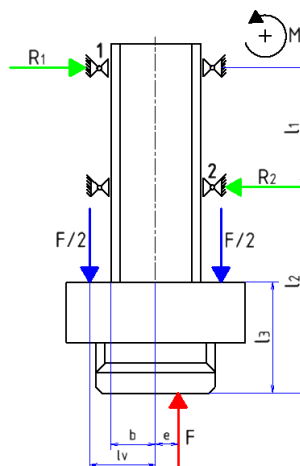
Jmenovitá síla	F_j	3,2	[MN]
Max. dovolená excentricita síly	e	65	[mm]
Maximální zdvih	H_{max}	550	[mm]
Vzdálenost osy válce od osy tváření	l_v	490	[mm]
Vzdálenost stojanu od osy tváření	l_s	687,5	[mm]
Střední šířka beranu	b	200	[mm]
Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2	l_1	různá	[mm]
Vzdálenost hnízda 2 a kovařla	l_2	různá	[mm]
Vzdálenost uchycení pístnice a plochy kovařla	l_3	620	[mm]

Varianta „0“

Rozměrové parametry pro variantu „0“ jsou uvedeny v Tab. 5.5, skicu vedení lze vidět na Obr. 5.23.

Tab. 5.5: Rozměrové parametry varianty „0“.

Vzdálenosti mezi hnízdy 1 a 2	l_1	760	[mm]
Vzdálenost hnízda 2 a kovařla	l_2	1 355	[mm]



Obr. 5.23: Varianta vedení „0“.

Momentová rovnováha k bodu 1 ($\sum M_1 = 0$):

$$F_j \cdot (e + b) - R_2 \cdot l_1 - \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + b) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v - b) = 0 \quad (5.21)$$

$$3\,200\,000 \cdot (65 + 200) - R_2 \cdot 760 - \frac{3\,200\,000}{2} \cdot (490 + 200) + \frac{3\,200\,000}{2} \cdot (490 - 200) = 0 \quad (5.22)$$



$$R_2 = 273\,684\,N \quad (5.23)$$

Momentová rovnováha k bodu 2 ($\sum M_2 = 0$):

$$-F_j \cdot (b - e) - R_1 \cdot l_1 + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + b) - \frac{F_j}{2} \cdot (l_v - b) = 0 \quad (5.24)$$

$$-3\,200\,000 \cdot (200 - 65) - R_1 \cdot 760 + \frac{3\,200\,000}{2} \cdot (490 + 200) - \frac{3\,200\,000}{2} \cdot (490 - 200) = 0 \quad (5.25)$$

Výsledná reakční síla:

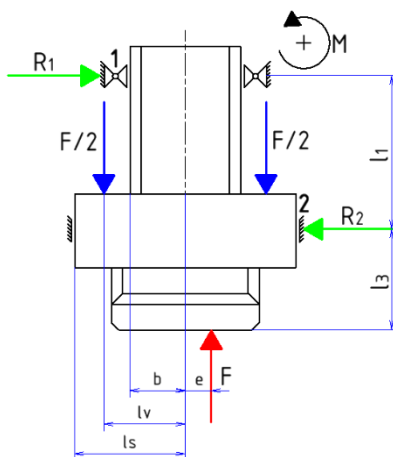
$$R_1 = R_2 = 273\,684\,N \quad (5.26)$$

Varianta „1 a“

Rozměrové parametry pro variantu „1 a“ jsou uvedeny v Tab. 5.6, skicu vedení lze vidět na Obr. 5.24.

Tab. 5.6: Rozměrové parametry varianty „1 a“.

Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2	l_1	835 ÷ 955	[mm]
Vzdálenost hnízda 2 a kovádra	l_2	400 ÷ 520	[mm]



Obr. 5.24: Varianta vedení „1 a“.

Momentová rovnováha k bodu 1 ($\sum M_1 = 0$):

$$F_j \cdot (e + b) - R_2 \cdot l_1 - \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + b) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v - b) = 0 \quad (5.27)$$

Momentová rovnováha k bodu 2 ($\sum M_2 = 0$):

$$-F \cdot (l_s - e) - R_1 \cdot l_1 + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + l_s) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_s - l_v) = 0 \quad (5.28)$$

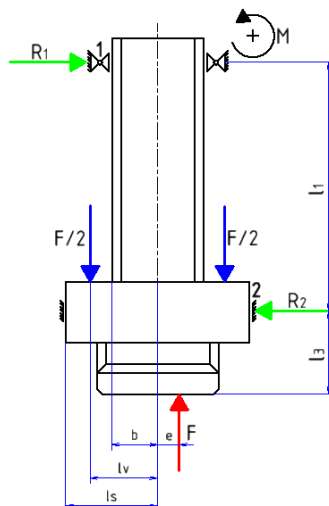


Varianta „1 b“

Rozměrové parametry pro variantu „1 b“ jsou uvedeny v Tab. 5.7, skicu vedení lze vidět na Obr. 5.25.

Tab. 5.7: Rozměrové parametry varianty „1 b“.

Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2	l_1	1595 ÷ 1715 ²	[mm]
Vzdálenost hnízda 2 a kovadla	l_2	400 ÷ 520	[mm]



Obr. 5.25: Varianta vedení „1 b“.

Momentová rovnováha k bodu 1 ($\sum M_1 = 0$):

$$F_j \cdot (e + b) - R_2 \cdot l_1 - \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + b) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v - b) = 0 \quad (5.29)$$

Momentová rovnováha k bodu 2 ($\sum M_2 = 0$):

$$-F_j \cdot (l_s - e) - R_1 \cdot l_1 + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + l_s) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_s - l_v) = 0 \quad (5.30)$$

² Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2 je proměnlivá z důvodu možnosti rozsahu umístění spodních hnízd na konstrukci beranu.

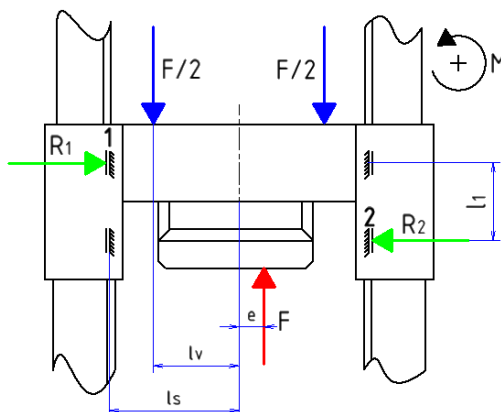


Varianta „2“

Rozměrové parametry pro variantu „2“ jsou uvedeny v Tab. 5.8, skicu vedení lze vidět na Obr. 5.26.

Tab. 5.8: Rozměrové parametry varianty „2“.

Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2	l_1	480 ÷ 780	[mm]
------------------------------	-------	-----------	------



Obr. 5.26: Varianta vedení „2“.

Momentová rovnováha k bodu 1 ($\sum M_1 = 0$):

$$F_j \cdot (e + l_s) - R_2 \cdot l_1 - \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + l_s) - \frac{F_j}{2} \cdot (l_s - l_v) = 0 \quad (5.31)$$

Momentová rovnováha k bodu 2 ($\sum M_2 = 0$):

$$-F_j \cdot (l_s - e) - R_1 \cdot l_1 + \frac{F_j}{2} \cdot (l_v + l_s) + \frac{F_j}{2} \cdot (l_s - l_v) = 0 \quad (5.32)$$

5.4.2 Zhodnocení variant vedení

Je zřejmé, že na reakční sílu R ve vedení má vliv především vzdálenost mezi spodními a horními hnízdy l_1 :

$$R = \frac{F_j \cdot e}{l_1} \quad (5.33)$$

Jedná se tak o jediný parametr, který lze při návrhu úpravy vedení do určité míry ovlivnit. Toho však vždy nelze ideálně dosáhnout díky zástavbovým rozměrům a zdvihu beranu. V Tab. 5.9 jsou porovnány vypočtené reakční síly ve vedení pro jednotlivé varianty. Reakční síly jsou vypočteny jak pro maximální zdvih H_{max} - dolní úvrať, tak i pro nulový zdvih H_{min} - horní úvrať. Dále jsou rozděleny na hodnoty R_{max} a R_{min}



související s možnou vzdáleností rozmístění kluzných lišt na konstrukci lisu, tedy vzdálenost l_1 .

Tab. 5.9: Vypočtené reakční síly jednotlivých variant vedení.

Varianta	Vzdálenost l_1 [mm]	Zdvih H_{max} [mm]		Zdvih H_{min} [mm]	
		R_{max} [N]	R_{min} [N]	R_{max} [N]	R_{min} [N]
„0“	760	273 684	273 684	273 684	273 684
„1 a“	835 ÷ 955	249 100	217 800	729 280	513 580
„1 b“	1595 ÷ 1715	130 410	121 180	199 040	178 540
„2“	700 ÷ 1000	297 140	208 000	297 140	208 000

Tab. 5.10 uvádí zlepšení, resp. zhoršení oproti původní variantě „0“ v poměru jejich reakčních sil, kdy poměrná síla < 1 znamená zlepšení.

Tab. 5.10: Poměrné vyjádření reakčních sil jednotlivých variant vedení.

Varianta	Vzdálenost l_1 [mm]	Zdvih H_{max} [mm]		Zdvih H_{min} [mm]	
		R_{max} [-]	R_{min} [-]	R_{max} [-]	R_{min} [-]
„0“	760	R	R	R	R
„1 a“	835 ÷ 955	$0,91 \cdot R$	$0,79 \cdot R$	$2,66 \cdot R$	$1,88 \cdot R$
„1 b“	1595 ÷ 1715	$0,48 \cdot R$	$0,44 \cdot R$	$0,73 \cdot R$	$0,65 \cdot R$
„2“	700 ÷ 1000	$1,09 \cdot R$	$0,76 \cdot R$	$1,09 \cdot R$	$0,76 \cdot R$

U variant „1 a“ a „1 b“ vykazuje reakční síla závislost na zdvihu beranu tzn. $R = f(H)$. To by se z hlediska proměnlivého namáhání vedení mohlo jevit jako nevhodné. Varianty „0“ a „2“ se vyznačují konstantní reakční silou během zdvihu beranu. Z hlediska velikosti reakcí se jeví varianta „1 a“ jako naprosto nevhodná. Sice dosahuje podstatně nižších reakčních sil při maximálním zdvihu, ale při zdvihu nulovém vykazuje velice malé klopné rameno, což s přihlédnutím k technologii pěstování není výhodné. Varianta „2“ se jeví jako dobré řešení. Nevýhodou zde může být potřebná délka „nohavice“ z důvodu zástavbových rozměrů. Nejlépe ve srovnání se stávající variantou v tomto ohledu vychází varianta „1 b“. Ta vykazuje u všech výpočtů reakčních sil zlepšení.



5.4.3 Detailní návrh vedení beranu

O výhodách navržených variant z pohledu statiky nebylo pochyb, ale problematická se jevila samotná modifikace beranu, neboť v důsledku svařování (navarování podpor vedení) by velice pravděpodobně došlo ke ztrátě jeho geometrické přesnosti. Hrozilo by riziko možného zkroucení beranu vlivem přehřevu na 250 °C. Navržené varianty by byly upřednostněny pouze v případě, že by se beran vyráběl nový.

Po konzultaci se zadavatelem vyplynulo, že v úvahu připadá pouze varianta „1 b“. Hlavním důvodem je úprava s malým zásahem do konstrukce lisu. Dalším důležitým faktem je i ten, že beran v sobě ukrývá mechanismus upínání horního kovádla. To by se u variant, kde dochází ke zkracování beranu muselo taktéž přestruovat.

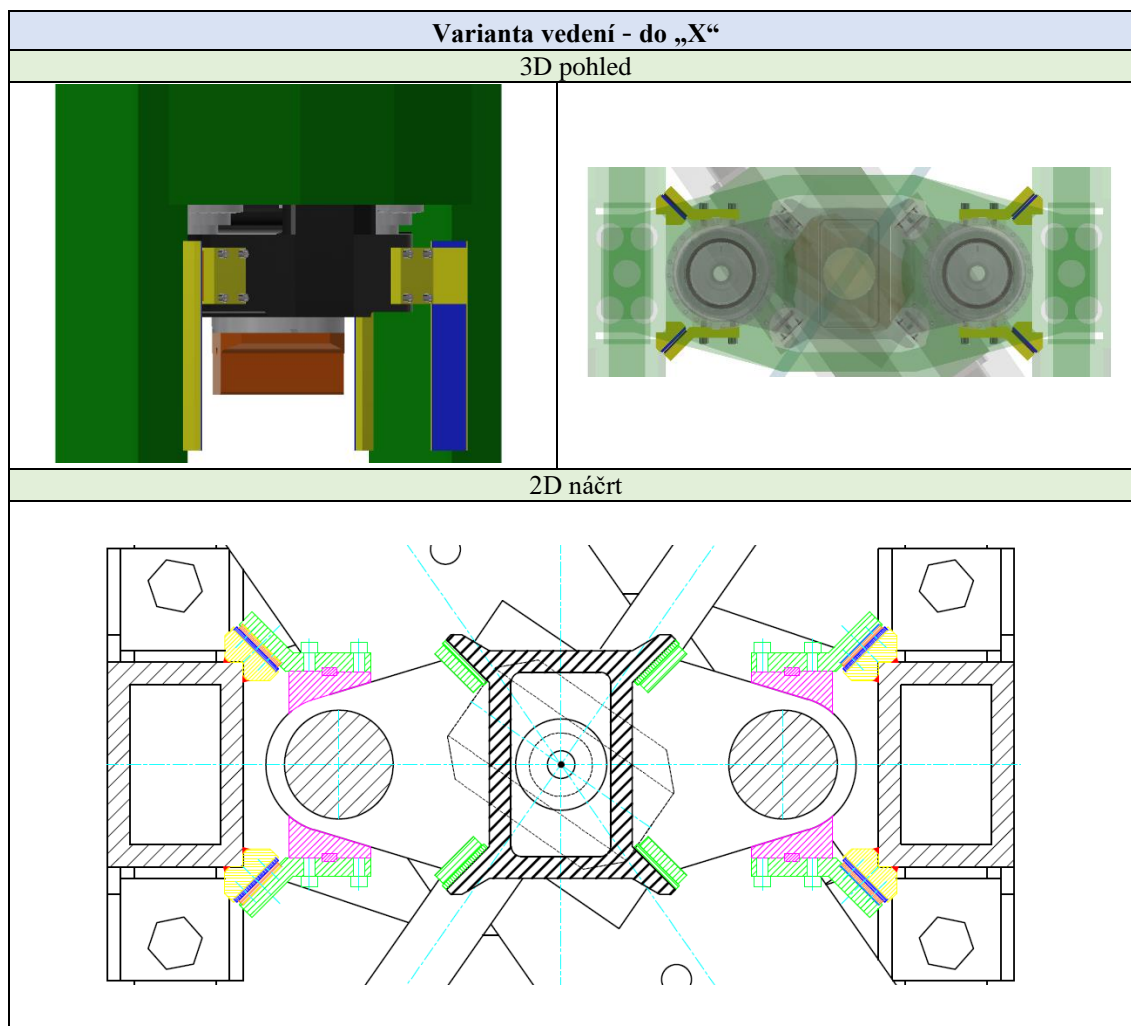
Při návrhu vedení bylo snahou využít unifikované díly (bronzové lišty). Proto byly převzaty jejich rozměry (šířka, délka). Dále bylo také potřeba přihlídnout ke skutečnosti, že rám lisu byl předepnut kotevními šrouby a celá konstrukce se nesměla rozebrat.

Hlavními požadavky na konstrukci vedení jsou:

- nízká hmotnost přidaného materiálu (dynamika),
- snadná montáž a servisovatelnost (kluzné lišty),
- minimální množství dílů,
- použití unifikovaných dílů,
- nepřechňující části do prostoru lisu (manipulace s kovádlí a výkovkem na jeřábu),
- zachycení excentrické síly,
- geometrická shoda horních a spodních hnízd,
- minimální zásahy do konstrukce rámu (vruby),
- teplotní roztažnost.



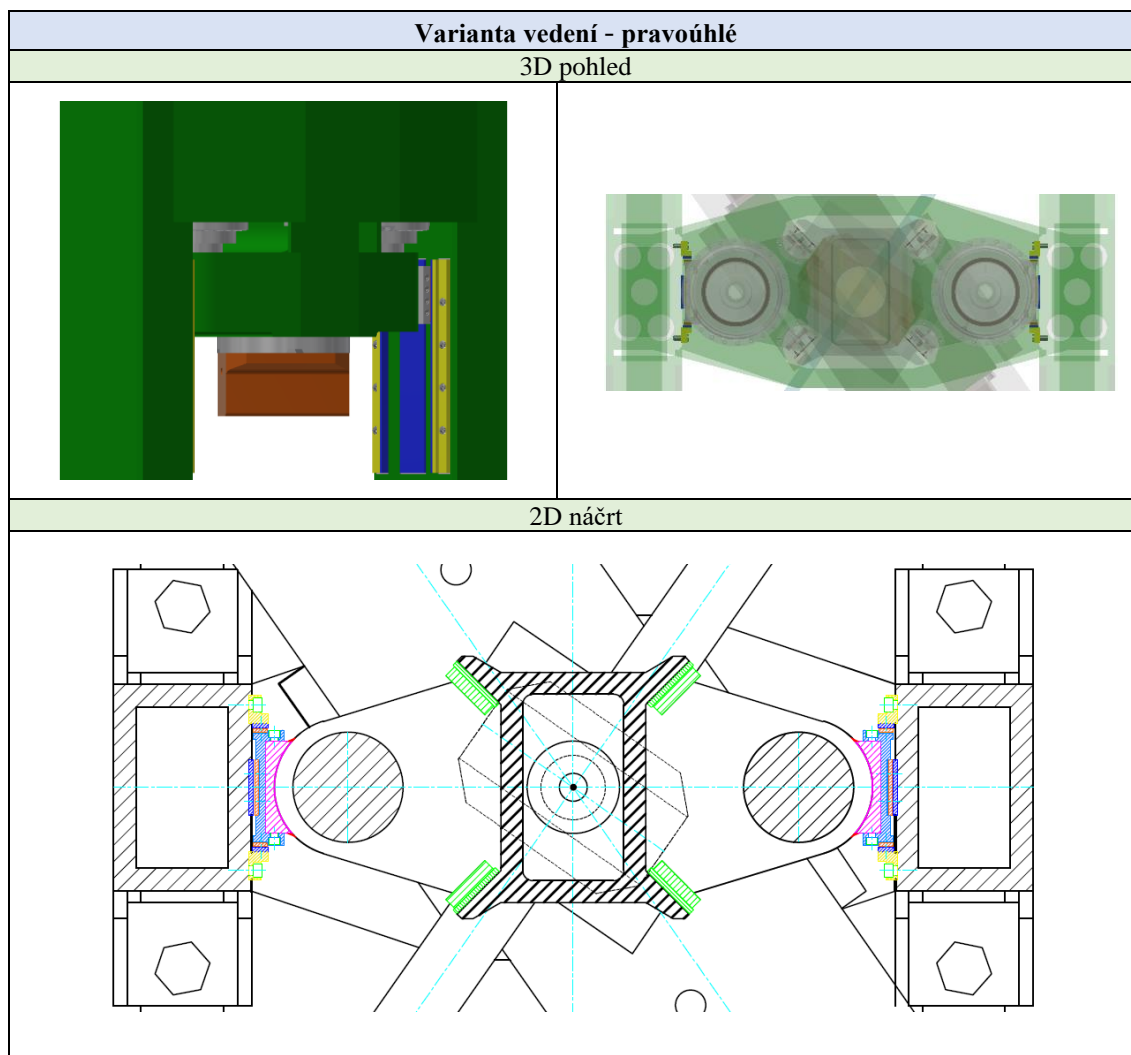
Tab. 5.11: Varianta vedení - do „X“.



Varianta vedení do „X“ v Tab. 5.11 představuje řešení, kdy se na beran navaří ocelové plechy (fialová barva), které se následně ofrézují. Na plechy se šrouby uchytí konzoly s kluznými lištami (zelená barva). Na sloupy se navaří již obrobene hranoly, na které se následně šroubují kluzné lišty. Vedení do „X“ se vyznačuje dobrou teplotní roztažností (podél úhlopříček beranu), čímž nedochází k výraznému zmenšování vůlí ve vedení. Další výhodou lze spatřit v geometrické shodě s horními hnízdy, díky které se vedení nemusí vzájemně přičít. Jediným neduhem jsou přechřívající části konzol do manipulačního prostoru lisu, které se vlivem manipulace s jeřábovými lany a výkovkem (někdy i kovadlem) mohou poškodit.



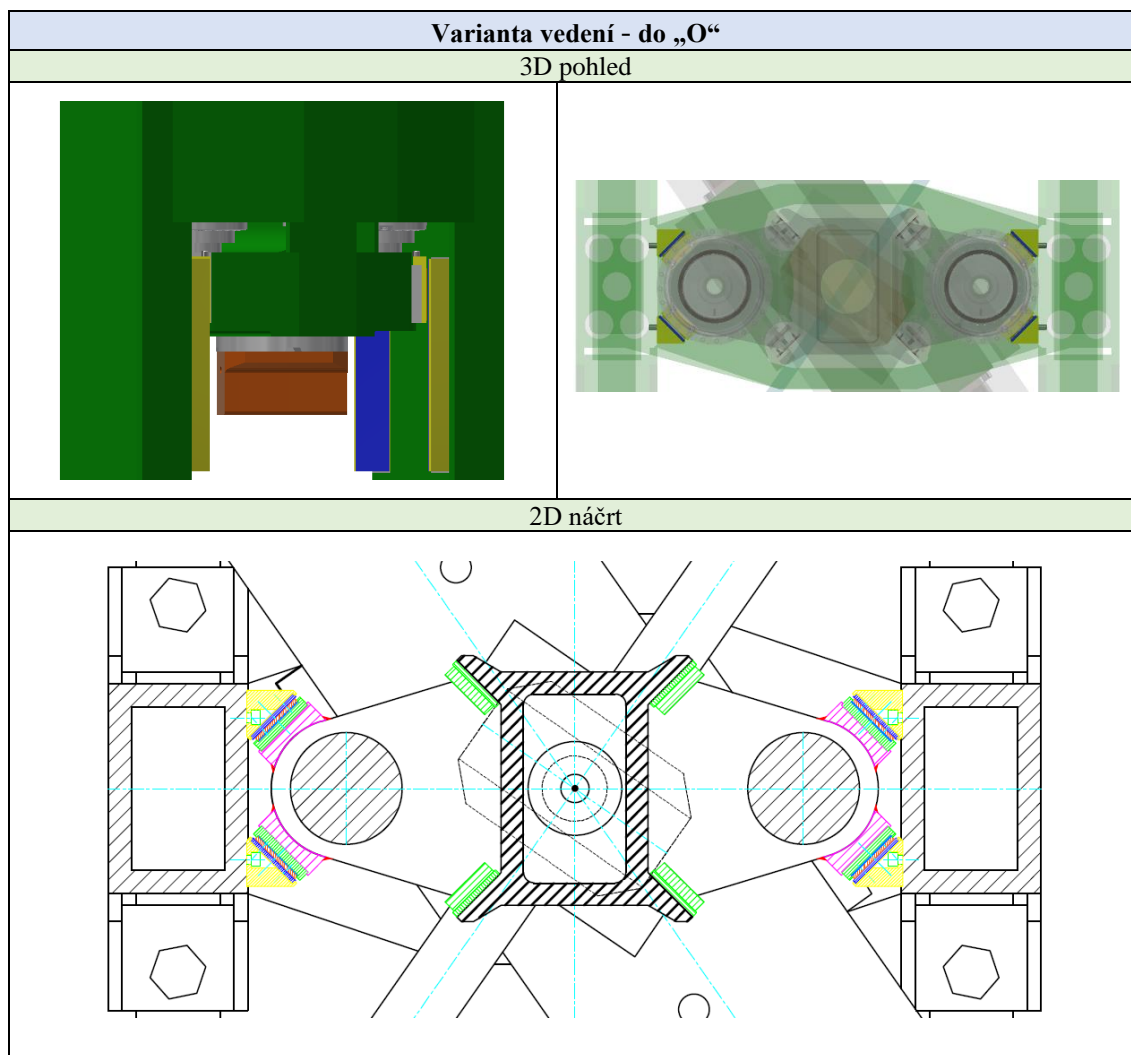
Tab. 5.12: Varianta vedení - pravouhlé.



Vedení pravouhlé v Tab. 5.12 se vyznačuje rozdílem, a to ve snížení počtu dílů na beranu. Původní čtyři konzoly se nahradí dvěma díly nesoucí kluzné lišty, díky čemuž dojde ke snížení hmotnosti dílů na beranu. Dále je dobře využít prostor mezi beranem a sloupy, vedení tak nezasahuje do manipulačního prostoru. Nevýhodu lze spatřit v prostoru pro montáž lišt. Zásadním nedostatkem je problém geometrické shody spodních a horních hnízd, kdy není zaručeno, že se vedení určitým způsobem nebude přičít. Problém také nastává s ustavením lišt na rámu, kdy je nutné frézovat do konstrukce pro vznik dosedací plochy kluzné lišty. Tento zásah sebou přináší možnost vnášení vrubů do konstrukce rámu.



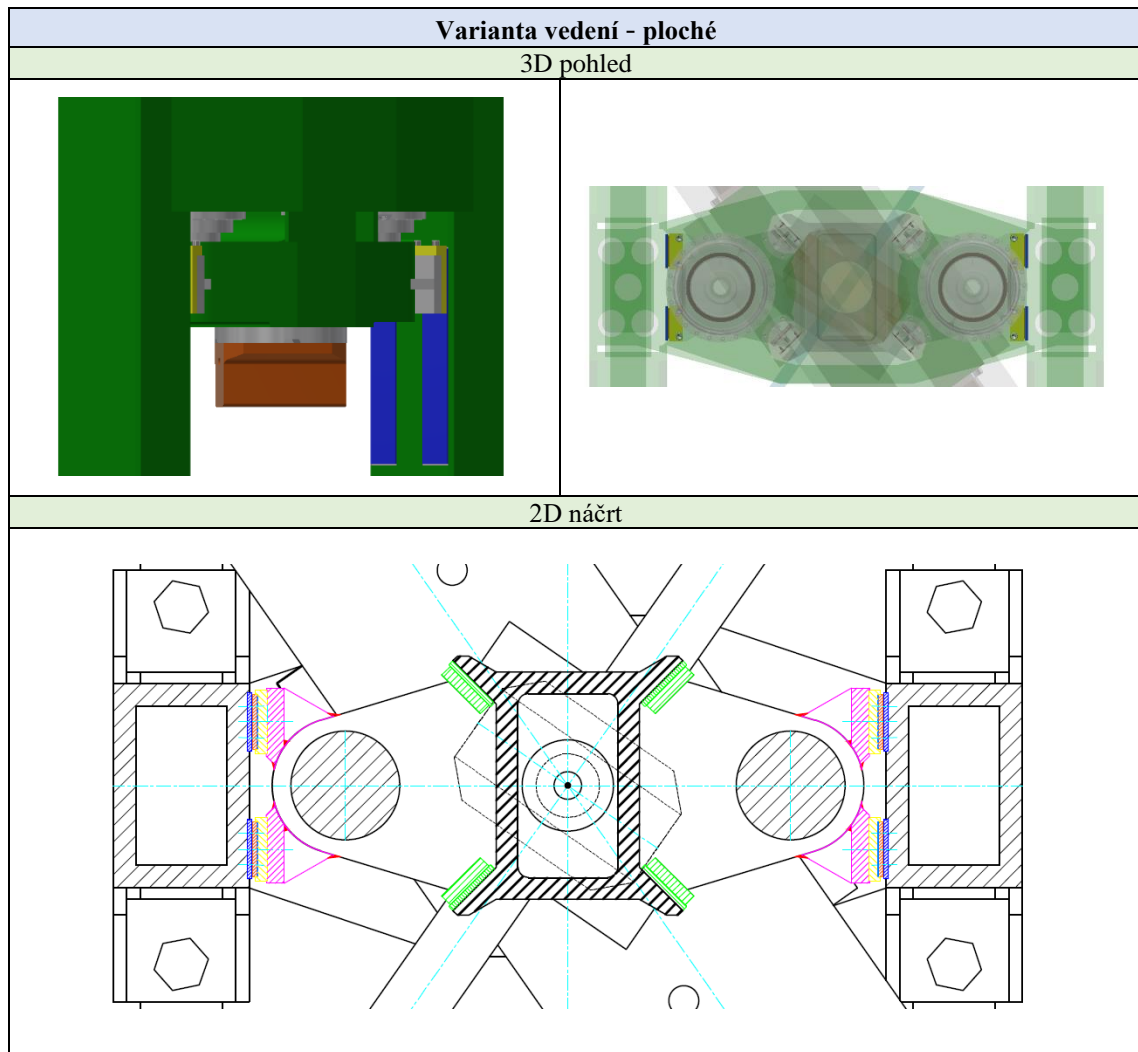
Tab. 5.13: Varianta vedení - do „O“.



Další variantou je vedení do „O“ uvedené v Tab. 5.13. Výhodu lze spatřit v uschování vedení do prostoru, kde nehrozí riziko kolize s jeřábovými lany. Dále se také jedná o dobré zachycení torzních silových účinků na beranu. Jinak se uvedená varianta vyznačuje spíše nevýhodami, kterými může být teplotní roztažnost, při které se zmenšuje vůle ve vedení, problém geometrické shody spodních a horních hnízd (v tomto případě enormní) a také problém s montáží, jak lišt na beran, tak i na sloupy.



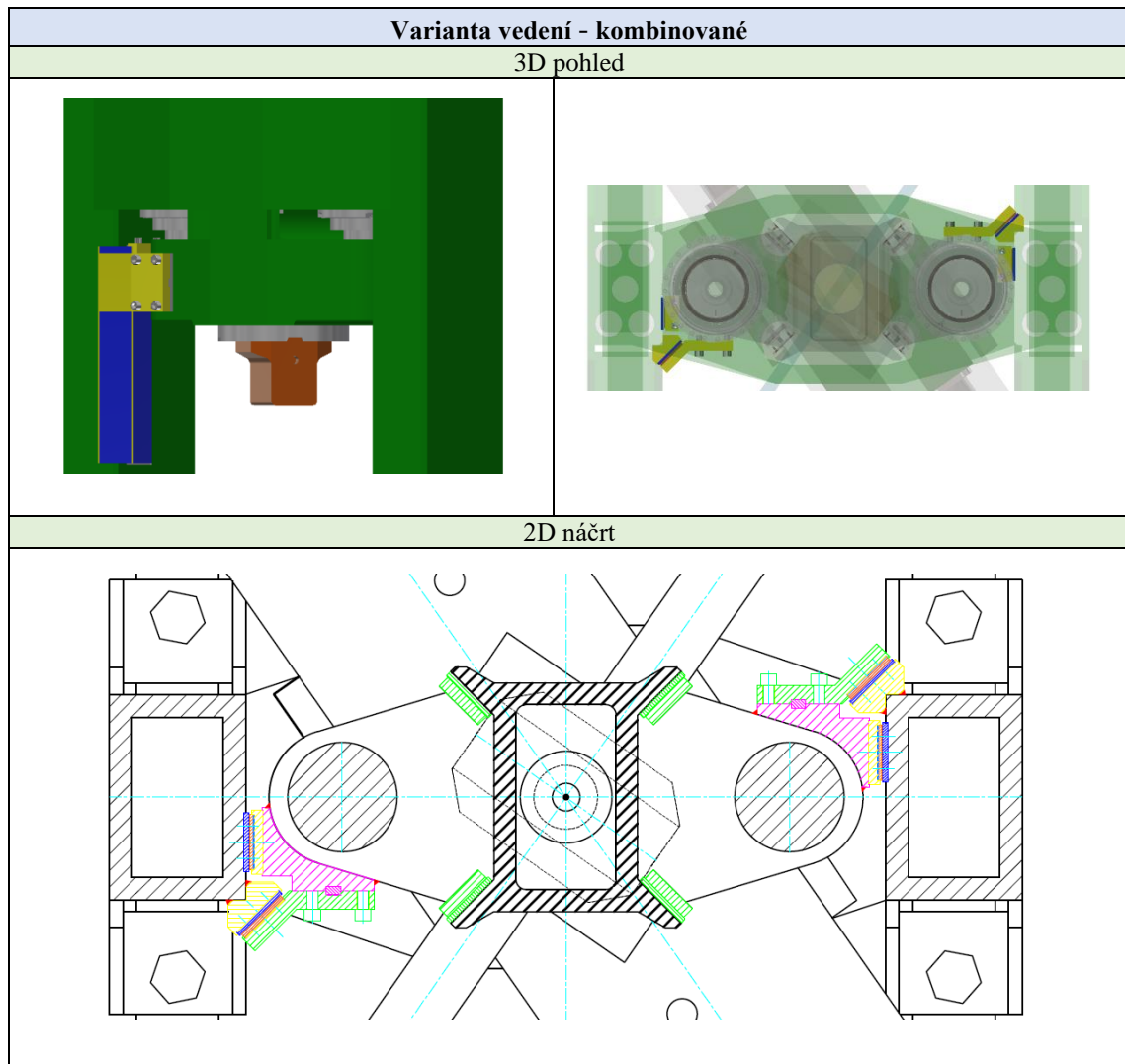
Tab. 5.14: Varianta vedení - ploché.



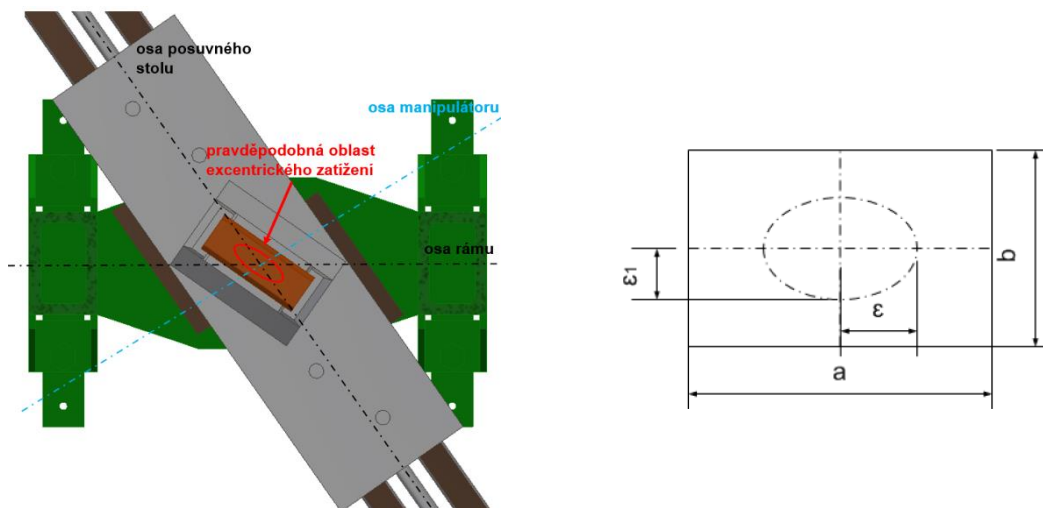
Tab. 5.14 představuje variantu plochého vedení. Oproti předchozím variantám se v případě normálového zatížení reakce zachytí na velké ploše. V případě tečného zatěžování se však vedení již nejeví dostatečně únosné. Řešení se vyznačuje nepřechínáním dílů do manipulačního prostoru. Nevýhodu lze spatřit v geometrické rozdílnosti spodních a horních hnízd a také zásahu do konstrukce rámu, kdy se kluzné lišty určitým způsobem musí ustavit o hrany v rámu lisu.



Tab. 5.15: Varianta vedení - kombinované.



Atypickým řešením se jeví vedení kombinované v Tab. 5.15. To zahrnuje kombinaci vedení do „X“ a plochého. Snahou návrhu je geometricky napodobit vedení do „X“. Ovšem není zde zaručeno, že se vedení, které je umístěno na plocho nebude přičít s horními hnízdy. Řešení tak zahrnuje určité ctnosti i neduhy z předchozích variant. Pro správnou funkci je nutné zavést předpoklad, kdy musí být zaručeno, že excentricita síly v podélném směru rozměru kovádlu a bude podstatně větší než excentricita ve směru příčného rozměru b (viz. Obr. 5.27).



Obr. 5.27: Předpoklady použití kombinovaného vedení.

Tzn. musí platit:

$$\varepsilon \gg \varepsilon_1 \quad (5.34)$$

V odlišném případě bude docházet k tomu, že vedení nebude schopno svojí plochou zachytit sílu.

Pro porovnání konstrukčních variant je sestavena Tab. 5.16, kde jsou varianty hodnoceny podle zvolených kritérií. To, jak dobře daná varianta splňuje kritéria je popsáno znaménky plus a mínus a také barevným označením (zelená/červená).

Tab. 5.16: Hodnocení konstrukčních variant vedení „I b“.

Kritéria	Varianty vedení				
	„X“	pravoúhlé	„O“	ploché	kombi.
Hmotnost přidaného materiálu	+	+	+	-	-
Montáž a servisovatelnost	+	-	-	-	-
Množství dílů	+	-	+	+	+
Použití unifikovaných dílů	+	-	+	+	+
Nepřečnívající části	-	+	-	-	-
Zachycení excentr. síly	+	+	+	-	-
Geom. shoda hnízd	+	-	-	-	-
Zásahy do konstrukce	+	-	-	-	-
Teplotní roztažnost	+	-	-	-	-

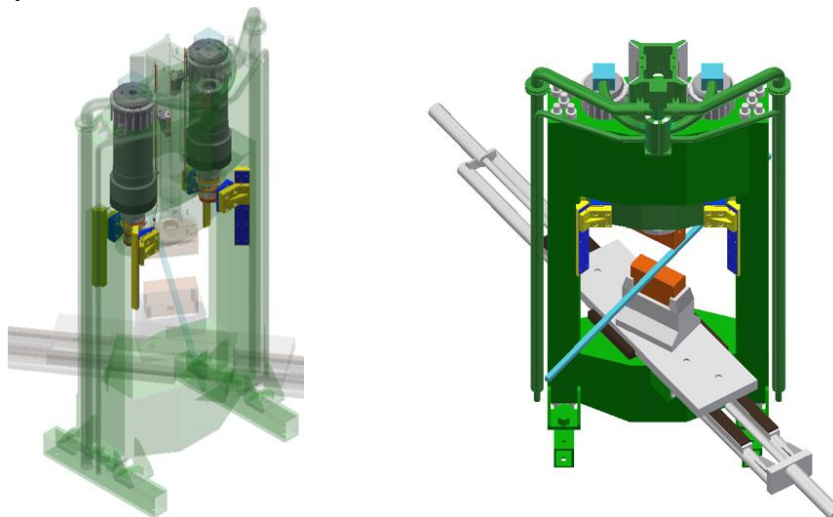
Z tabulky vyplývá, že nejlépe se jeví vedení do „X“. To reflektuje shodu spodních i horních hnízd a také vykazuje dobré teplotně-deformační chování. Na teplotní roztažnost je kladen velký důraz, jelikož dojde k přemístění vedení z horní traverzy na rám lisu, tedy do místa se značným tepelným namáháním.



5.5 Finální konstrukční řešení úpravy vedení beranu

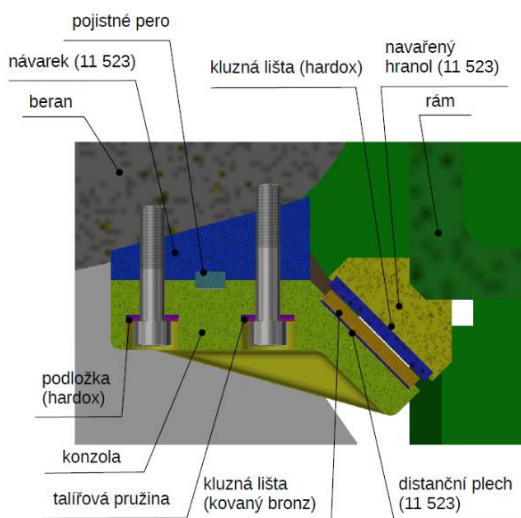
Popis konstrukce

Obr. 5.28 ukazuje navrženou úpravu vedení beranu. Výhodu lze spatřit v silovém toku, který se uzavírá na rámu i v horní traverze a ve snížení velikosti reakčních sil.



Obr. 5.28: Finální konstrukční řešení vedení do „X“.

Detail průřezu spodních hnízd vedení je na Obr. 5.29. Beran se obrobí pro uložení a přesné navaření plechů z materiálu 11 523. Po navaření se plechy obrobí i s drážkami pro uložení per. Pera slouží k redukci smykového namáhání šroubů M24 držící konzolu. Konzola se vyrobí z tvárné litiny 42 2305. Do ní se vloží a zašroubuje distanční plech s kluznou lištou z bronzu CuSn12. Na rám lisu se navaří obroběný hranol, do kterého se vloží a přišroubuje lišta z hardoxu. Vymezení vůle se řeší distančním plechem. Při návrhu byl kladen důraz na vhodnou volbu tribologické dvojice, kde měkčím materiálem je bronz CuSn12 a tvrdším kluzná protiplocha z hardoxu (na rámu).

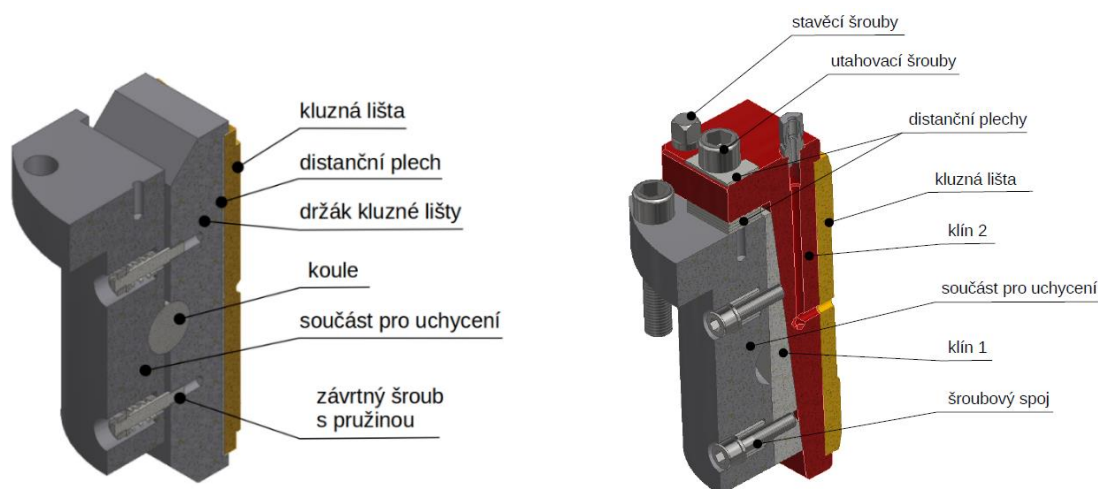


Obr. 5.29: Detailní průřez vedením beranu.

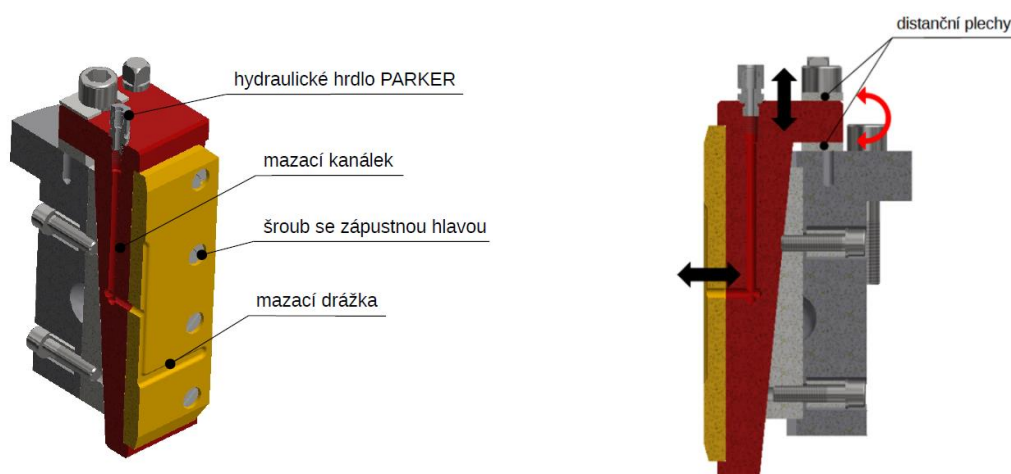


Dále proběhla úprava horních hnízd vedení, kde došlo k nahrazení vypodložení lišt koulemi pomocí klínů, jak je patrné z Obr. 5.30. Tím by vedení v horní traverze mělo být tužší i za cenu vyšších kontaktních tlaků. Nastavení vůle ve vedení se řeší dvojicí klínů se sklonem 1:10. Hnízdo není nutné pro vymezení vůle demontovat, ale stačí odebrání, resp. přidání distančních plechů ve tvaru písmena E. Klín 1 se k součásti pro uchycení přišroubuje pomocí dvou šroubů, pro které se využijí původní otvory. Do součásti je nutné vyvrtat závitové otvory pro šrouby k uchycení klínu 2. Ten se následně vypodloží distančními plechy, čímž se zajistí vymezení vůle.

Detail provedení přívodu maziva na kluznou lištu lze shlédnout na Obr. 5.31 vlevo. Vpravo lze vidět způsob vymezení vůle distančními plechy.



Obr. 5.30: Porovnání původního a nového řešení horního hnízda.

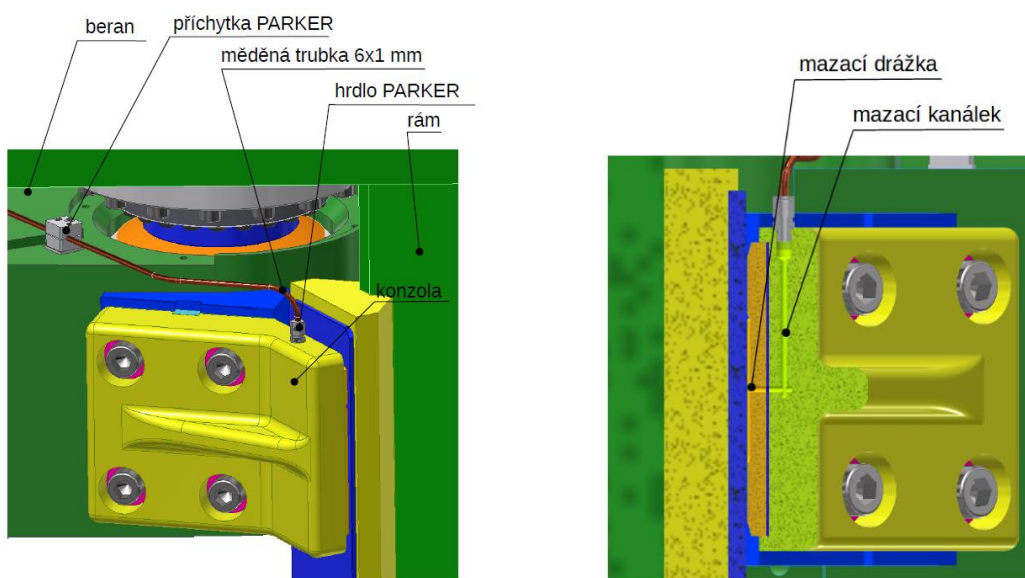


Obr. 5.31: Přívod maziva na kluznou lištu, vymezení vůle.

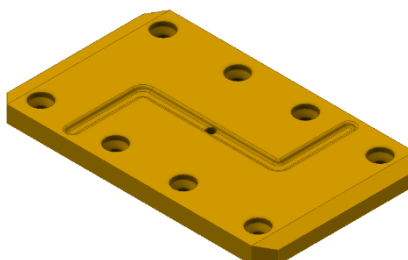


Mazání

Mazání kluzných lišt na beranu se řeší rozvodem plastického maziva pomocí měděných trubek, které se napojí na mazací systém. Dochází k nahrazení stávajícího mazání olejem, které vykazovalo velké ztráty. Ukázkou detailu přívodu maziva lze vidět na Obr. 5.32. Trubky uchycené k beranu přivařovacími příchytkami vedou do konzol, kde se napojí na hydraulická šroubení. Skrze konzolu prochází systém kanálků zakončený v díře kluzné lišty. Ukázka provedení lišty je na Obr. 5.33, kde lze vidět vyfrézovanou drážku ve tvaru písmene Z pro rozvod maziva ve vertikální poloze.



Obr. 5.32: Přívod maziva do vedení.



Obr. 5.33: Konstrukce kluzné lišty.

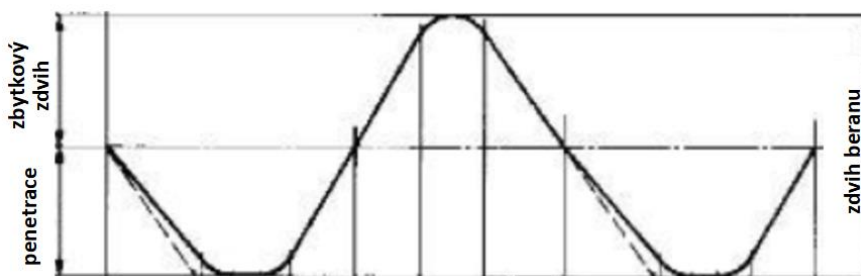


6 Výpočtová část

6.1 Technologické výpočty

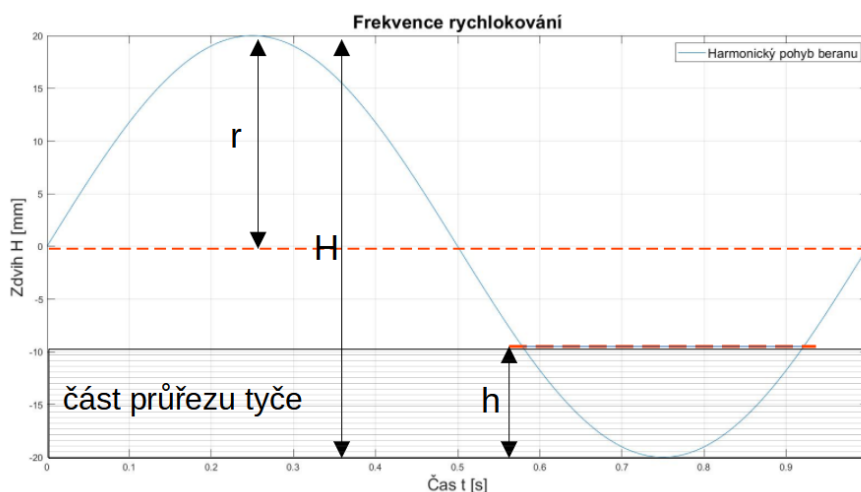
Před výpočty konstrukčních uzlů je nutné provést technologické výpočty. Hlavním cílem je dodržení požadované frekvence zdvihů beranu při rychlokování, která byla stanovena jako $n_z = 60 \text{ 1/min}$. Skutečný pohyb beranu odpovídá přibližně pilovitému, resp. lichoběžníkovému profilu, který je možné vidět na Obr. 6.1.

Důležitým parametrem je tzv. penetrace neboli hloubka prokování tyče. Pro zjednodušení výpočtu je možné pilovitý průběh pohybu beranu nahradit ideálním sinusovým pohybem a tím odvodit potřebné kinematické vztahy.



Obr. 6.1: Skutečný pohyb beranu při rychlokování.

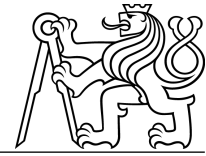
Ukázku ideálního sinusového pohybu beranu při rychlokování (hlazení) s vyznačenými parametry lze vidět na Obr. 6.2.



Obr. 6.2: Ideální sinusový pohyb beranu při rychlokování.

Určujícími parametry jsou:

- r ... amplituda zdvihu beranu [mm],
- H ... zdvih beranu [mm],
- h ... penetrační hloubka prokování tyče [mm].



Výpočet frekvence zdvihů beranu

Výpočet polohy beranu:

$$x = r \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (6.1)$$

kde je:

ω ...úhlová frekvence [rad/s].

Výpočet rychlosti beranu:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (6.2)$$

Výpočet zrychlení beranu:

$$a = \frac{dv}{dt} = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (6.3)$$

Výpočet maximální rychlosti beranu (amplituda):

$$v_{max} = r \cdot \omega \quad (6.4)$$

Výpočet maximálního zrychlení beranu (amplituda):

$$a_{max} = r \cdot \omega^2 \quad (6.5)$$

Na základě daného zdvihů a předpokládané tvářecí rychlosti (viz. dále) lze zjistit odhad frekvence zdvihů při rychlokování.

Výpočet úhlové rychlosti:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60}, \quad (6.6)$$

kde je:

f ...frekvence [Hz].

Ze vztahu pro výpočet maximální rychlosti beranu lze úhlovou rychlost vypočítat:

$$\omega = \frac{v_{max}}{r} \quad (6.7)$$

Spojením rovnice (6.6) a (6.7) se získá vztah pro výpočet frekvence zdvihů beranu pro ideální sinusový pohyb:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_z}{60} = \frac{v_{max}}{r} \Rightarrow \quad (6.8)$$

Frekvence zdvihů beranu:

$$n_z = \frac{60 \cdot v_{max}}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{60 \cdot v_{MAX}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{H}{2}} = \frac{60 \cdot v_{max}}{\pi \cdot H} \quad (6.9)$$



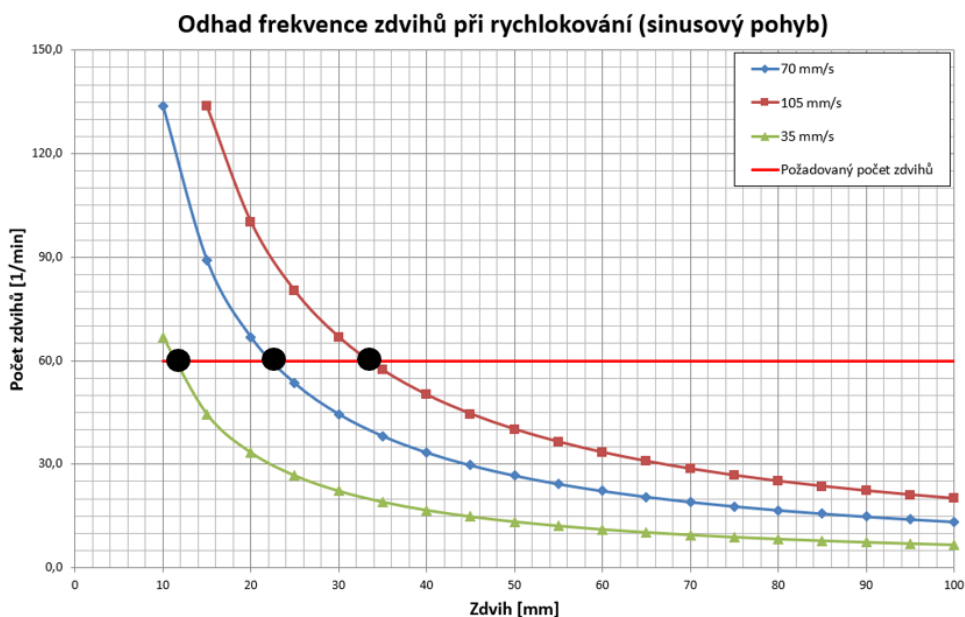
Volba tvářecích rychlostí

Zvolené tvářecí rychlosti jsou v Tab. 6.1. Nejnižší rychlost se využije u pýchování pro získání lepší homogenity materiálu výkovku. Střední a nejvyšší rychlost je určena pro volné kování. Z počátku, kdy je výkovek dostatečně prohrátý, je snahou jej co nejrychleji a nejvíce prokovat. Proto lze využít nejvyšší rychlost s možností většího zdvihu. Nastane-li stav, že materiál začne klást větší přetvárný odpor, je možné přejít na střední tvářecí rychlost. Tvářecí rychlosti 2 a 3 jsou zvoleny jako násobky tvářecí rychlosti 1 díky využití stejných hydrogenerátorů s konstantním geometrickým objemem.

Tab. 6.1: Zvolené tvářecí rychlosti.

Tvářecí rychlost 1	v_{tv1}	35	[mm/s]
Tvářecí rychlost 2	v_{tv2}	70	[mm/s]
Tvářecí rychlost 3	v_{tv3}	105	[mm/s]

Graf na Obr. 6.3 představuje odhad frekvence zdvihů při rychlokování se sinusovým pohybem beranu pro zvolené tvářecí rychlosti. V grafu je vyneseno požadavek nutného počtu zdvihů červenou přímkou.

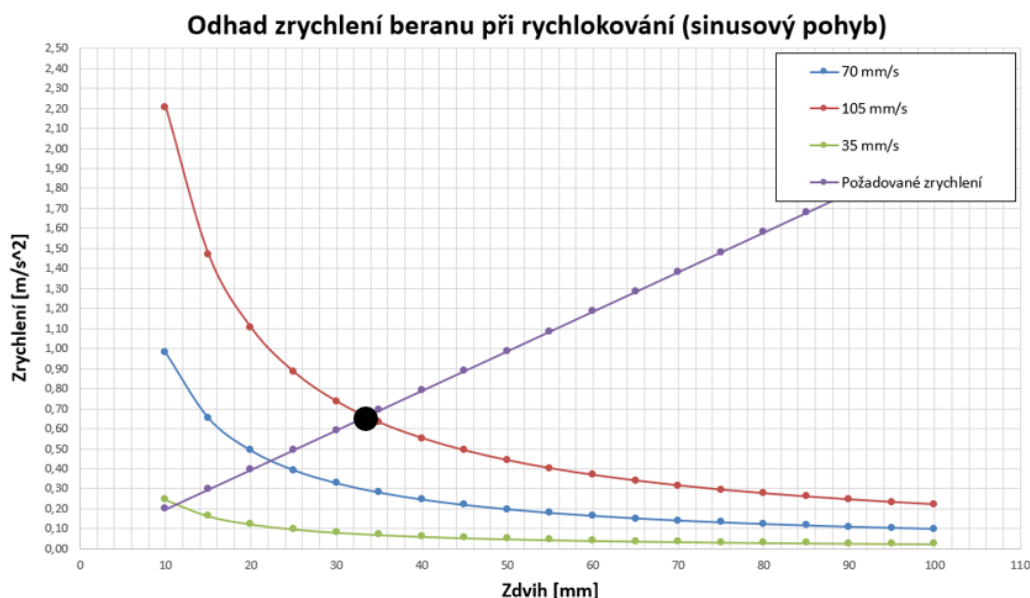


Obr. 6.3: Odhad frekvence zdvihů beranu při rychlokování (sinusový pohyb).

Z uvedeného průběhu lze vyčíst, že nejvyšší tvářecí rychlostí 105 mm/s lze dosáhnout zdvihu až 34 mm pro daný požadavek, což naznačuje průsečík charakteristiky.



Graf na Obr. 6.4 zobrazuje odhad zrychlení beranu při rychlokování pro ideální sinusový pohyb.



Obr. 6.4: Odhad zrychlení beranu při rychlokování (sinusový pohyb).

Z grafu byla odečtena maximální hodnota zrychlení pro dosažení požadovaného počtu zdvihů a to $a_{pož.sin} = 0,7 \text{ m/s}^2$ při použití nejvyšší tvářecí rychlosti (průsečík). Pro pevnostní výpočty uchycení beranu lisu se uvažuje zrychlení $a = 10 \text{ m/s}^2$, které respektuje reálný lichoběžníkový pohyb beranu a zavádí do výpočtu i bezpečnost.

6.2 Výpočty sil hydraulického lisu

Výpočet zpětné síly

Výpočet vychází ze zrychlení i tíhy beranu při zpětném zdvihu, tak aby byl splněn požadovaný sinusový pohyb. Do výpočtu významným způsobem promlouvají síly vzniklé pasivními odpory (tření ve vedení a hydraulických válců), tak i síly vzniklé protitlakem v hydraulickém obvodu.

Výpočet tíhové síly od pohyblivých hmot

Hmotnost plunžru s vloženým mechanismem (z CAD modelu):

$$m_p = 466,3 \text{ kg} \quad (6.10)$$

Hmotnost beranu včetně upínání horního kovadla (z výkresu i CAD modelu):

$$m_b = 2\,500 \text{ kg} \quad (6.11)$$



Výpočet celkové hmotnosti pohyblivých hmot:

$$m_c = 2 \cdot m_p + m_b = 2 \cdot 466,3 + 2 \cdot 500 = 3 \, 432,6 \cong 3 \, 500 \, \text{kg} \quad (6.12)$$

Výpočet tíhové síly pohyblivých hmot:

$$F_g = m_c \cdot g = 3 \, 500 \cdot 9,81 = 34 \, 335 \, \text{N} \quad (6.13)$$

Výpočet akcelerační síly a dráhy

Tab. 6.2: Parametry výpočtu akcelerační síly a dráhy.

Zpětné zrychlení	a	10	$[\text{m/s}^2]$
Maximální zpětná rychlost	v_{zp_max}	120	$[\text{mm/s}]$

Výpočet potřebné akcelerační dráhy beranu při zpětném zdvihu:

$$v = \frac{dx}{dt} \quad (6.14)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dx}{dt} \cdot \frac{dv}{dx} = v \cdot \frac{dv}{dx} \quad (6.15)$$

$$a \cdot dx = v \cdot dv \quad (6.16)$$

$$a \cdot x = \frac{1}{2} \cdot v^2 \quad (6.17)$$

$$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{a} \quad (6.18)$$

Dosazením do rovnice (6.18) se získá potřebná akcelerační dráha:

$$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_{zp_MAX}^2}{a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{120^2}{10 \cdot 1 \, 000} = 0,72 \, \text{mm} \quad (6.19)$$

Akcelerační dráha splňuje technologický požadavek.

Výpočet potřebné akcelerační síly:

$$F_a = m_c \cdot a = 3 \, 500 \cdot 10 = 35 \, 000 \, \text{N} \quad (6.20)$$

Výpočet tlakové odporové síly

Odhadovaná tlaková ztráta v hydraulickém obvodu³:

$$\Delta p = \Delta p_{pv} + \Delta p_{ho} = 0,5 + 0,5 = 1 \, \text{MPa} \quad (6.21)$$

³ Tlaková ztráta se skládá ze ztráty v plnicím ventilu, která je stanovena na 0,5 MPa při zpětném průtoku kapaliny. Zbytek tvoří tlakové ztráty v hydraulickém obvodu.



Výpočet plochy pístu jednoho válce:

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 272^2 = 58\,107 \text{ mm}^2 = 0,058 \text{ m}^2 \quad (6.22)$$

Výpočet ekvivalentní plochy:

$$S_{ekv} = 2 \cdot S_p = 2 \cdot 58\,107 = 116\,214 \text{ mm}^2 = 0,116 \text{ m}^2 \quad (6.23)$$

Výpočet tlakové odporové síly:

$$F_p = \Delta p \cdot S_{ekv} = 1 \cdot 116\,214 = 116\,214 \text{ N} \quad (6.24)$$

Odhad třecí síly

Odhadovaná třecí síla ve vedení⁴:

$$F_t = 20\,000 \text{ N} \quad (6.25)$$

Výpočet požadované síly při zpětném chodu

Výpočet požadované zpětné síly od obou válců:

$$F_{zp2_zad} = F_g + F_a + F_p + F_t = 34\,335 + 35\,000 + 116\,214 + 20\,000 = 205\,549 \text{ N} \quad (6.26)$$

Výpočet požadované zpětné síly od jednoho válce:

$$F_{zp1_zad} = \frac{F_{zp2_zad}}{2} = \frac{205\,549}{2} = 102\,275 \text{ N} \quad (6.27)$$

Na základě vypočtené požadované zpětné síly je nutné posléze stanovit tlak ve zpětném potrubí, který zajistí vyvození dostatečné síly na plochu mezikruží.

Výpočet zpětné síly

Výpočet plochy mezikruží jednoho válce:

$$S_{mez} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (272^2 - 230^2) = 16\,559 \text{ mm}^2 = 0,017 \text{ m}^2 \quad (6.28)$$

Výpočet zpětného tlaku:

$$p_{zp} = \frac{F_{zp1_zad}}{S_{mez}} = \frac{102\,275}{16\,559} = 6,2 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

Volba zpětného tlaku:

Z důvodu bezpečnosti se volí zpětný tlak vyšší. V úvahu připadá tlaková úroveň zhruba mezi 10 – 16 MPa. S přihlédnutím na pevnostní výpočty návrhu mechanismu uchycení pístnice byl zvolen nižší tlak a to $p_{zp} = 10 \text{ MPa}$.

⁴ Výpočet třecí síly uvnitř vedení je složitý z důvodu neznámých provozních stavů lisu. Příkladem může být např. vymezená vůle ve vedení a její změna během technologického procesu.



Zpětná síla od jednoho válce:

$$F_{zp} = p_{zp} \cdot S_{mez} = 10 \cdot 16\,559 = 165\,590 \text{ N} \quad (6.30)$$

Zpětná síla od obou válců:

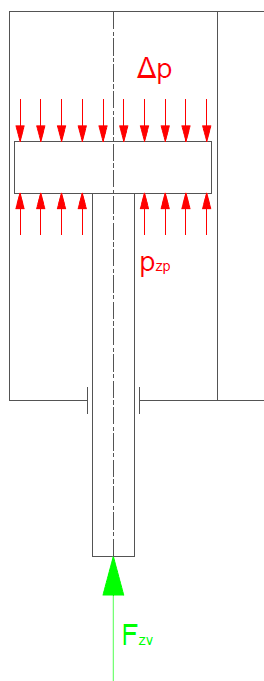
$$F_{zp2} = 2 \cdot F_{zp} = 2 \cdot 165\,590 = 331\,900 \text{ N} \quad (6.31)$$

Silová rezerva jednoho válce:

$$k_{rez} = \frac{F_{zp}}{F_{zp1.zad}} = \frac{165\,590}{102\,275} = 1,6 \quad (6.32)$$

Výpočet zvedací síly

Zvedací síla představuje silový účinek, kterým bude zatěžován svorník zajišťující uchycení hydraulického válce k beranu lisu během jeho zpětného chodu. Odvození lze vyčíst z Obr. 6.5.



Obr. 6.5: Odvození zvedací síly.

$$F_{zv} = p_{zp} \cdot S_{mez} - \Delta p \cdot S_p = 10 \cdot 16\,559 - 1 \cdot 58\,107 = 107\,483 \text{ N} \quad (6.33)$$

Výpočet tvářecí síly

Pro technologii volného kování je zvolen pracovní tlak 28 MPa a pro přechování 35 MPa.

Tab. 6.3: Tvářecí tlaky.

Minimální tvářecí tlak	p_{min}	28	[MPa]
Maximální tvářecí tlak	p_{max}	35	[MPa]



Výpočet minimální tvářecí síly:

$$F_{min} = p_{min} \cdot S_{ekv} = 28 \cdot 0,116 \cong 3,2 \text{ MN} \quad (6.34)$$

Výpočet maximální tvářecí síly:

$$F_{max} = p_{max} \cdot S_{ekv} = 35 \cdot 0,116 \cong 4 \text{ MN} \quad (6.35)$$

6.3 Výpočet vedení

Výpočet reakčních sil do vedení

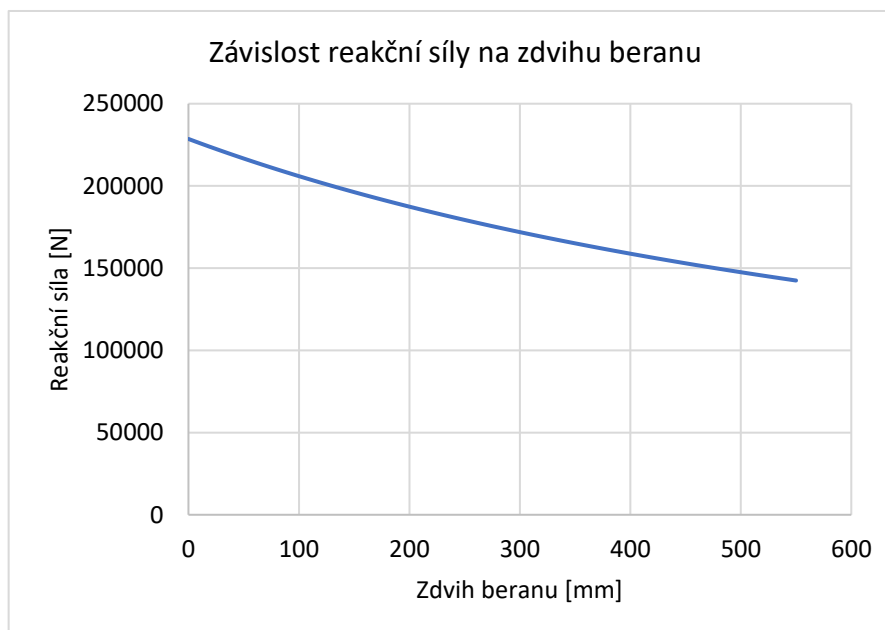
U varianty vedení „1 b“ se reakční síly určí ze vzdálenosti středů spodních a horních hnízd (klopné rameno), maximální dovolené excentricity a jmenovité tvářecí síly. Nyní je již známá navržená geometrie vedení.

Odečtené vzdálenosti horních a spodních hnízd pro HÚ a DÚ jsou v Tab. 6.4.

Tab. 6.4: Rozměrové parametry varianty vedení „1 b“.

Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2 HÚ	$l_{1_hú}$	910	[mm]
Vzdálenost mezi hnízdy 1 a 2 DÚ	$l_{1_dú}$	1 460	[mm]

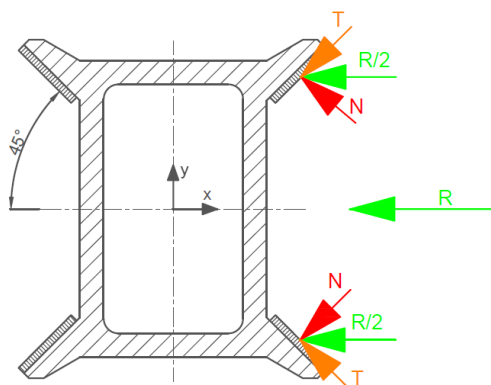
Reakční síla není konstantní po celém zdvihu vlivem změny klopného ramena l_1 . Proto se sestrojil graf na Obr. 6.6 představující závislost reakční síly na zdvihu beranu.



Obr. 6.6: Závislost reakční síly na zdvihu beranu.



Nejhorsí případ zatěžování vedení nastává v HÚ, kde má reakční síla velikost $R_{skut} = 228\,571\text{ N}$. Reakční sílu je nutné přepočítat do prostorového zatěžování s ohledem na uspořádání kluzného vedení do „X“. Síla se tak roznese do dvou kluzných lišt se sklonem 45° , což ukazuje silový rozbor na Obr. 6.7. Rozkladem sil se rozloží na sílu tečnou a normálovou.



Obr. 6.7: Silový rozbor zatěžování vedení reakční silou.

Normálová síla na kluzné liště:

$$N = \frac{R_{skut}}{2} \cdot \cos(45^\circ) = \frac{228\,571}{2} \cdot \cos(45^\circ) = 80\,812\text{ N} \quad (6.36)$$

Skutečná normálová síla na kluzné liště:

$$N_{skut} = k_{př} \cdot N = 1,25 \cdot N = 1,25 \cdot 80\,812 = 101\,015\text{ N}, \quad (6.37)$$

kde je:

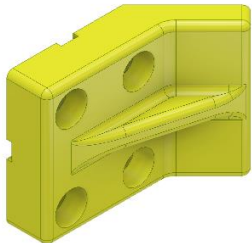
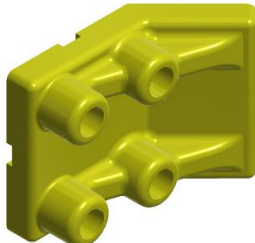
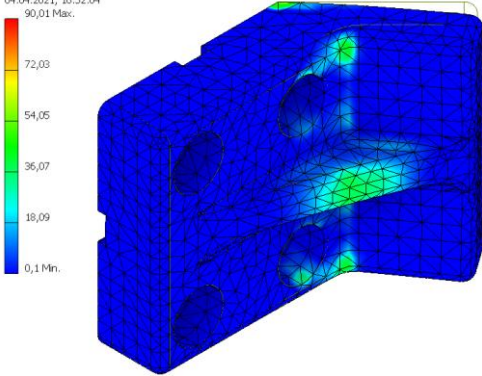
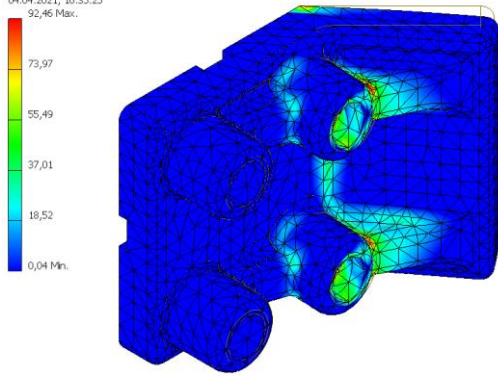
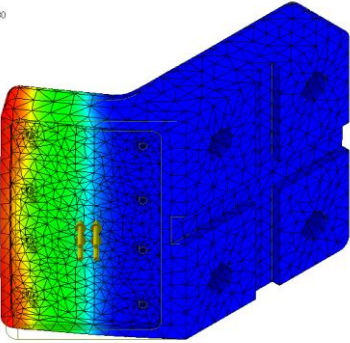
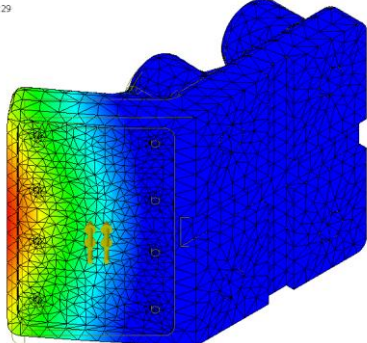
$k_{př}$...konstanta přetížení [-].

MKP výpočet konzoly

Konzola se vyrobí jako odlitek z tvárné litiny 42 2305. Hlavním důvodem volby tvárné litiny je cenová dostupnost oproti lité oceli. Problém však u litiny nastává, pokud je namáhána tahem. Proto byla snaha konzolu co nejvíce vyztužit, aby se namáhání tlakově přeneslo do nosných žebër. Zvolily se dvě varianty konzol. První variantu představovala konzola s jedním žebrem uprostřed a druhá se dvěma žebry, kterými zároveň procházely díry pro šrouby. Snahou u druhé varianty byla redukce tahového napětí. Konzoly byly zatíženy statickou silou $N_{skut} = 101\,015\text{ N}$. Posouzení obou konstrukčních variant lze vidět v Tab. 6.5. Kritéria pro hodnocení byla zvolena následující: napětí, posunutí, koeficient bezpečnosti, náročnosti výroby a hmotnost konzoly.



Tab. 6.5: Porovnání variant konzol.

Varianty konzol	
S jedním žebrem	Se dvěma žebry
	
Napětí [MPa]	
<p>Užly:30177 Prvky:19511 Typ: Napětí Von Mises Jednotka: MPa 04.04.2021, 16:52:04 90,01 Max.</p> 	<p>Užly:36928 Prvky:23630 Typ: Napětí Von Mises Jednotka: MPa 04.04.2021, 16:35:25 92,46 Max.</p> 
Posunutí [mm]	
<p>Užly:30177 Prvky:19511 Typ: Posunutí Jednotka: mm 04.04.2021, 16:53:30 0,06423 Max.</p> 	<p>Užly:36928 Prvky:23630 Typ: Posunutí Jednotka: mm 04.04.2021, 16:37:29 0,07552 Max.</p> 
Koeficient bezpečnosti [-]	
2,8	2,2
Náročnost výroby	
+	-
Hmotnost dílců [kg]	
26,8	23,9



Pro variantu se dvěma žebry vycházela vyšší napětí i posunutí čili nedošlo ke zlepšení. Co se týče hmotnosti, vychází tato varianta zhruba o 3 kg lépe. Z hlediska náročnosti výroby je lepší se přiklonit k variantě s jedním žebrem.

Výpočet per konzoly

Pera slouží k přesnému ustavení konzoly a k zachycení třecích sil ve vedení, díky kterým by mohlo dojít ke smykovému namáhání šroubů držící konzolu. Před návrhem per tak bylo nutné stanovit třecí sílu.

Výpočet třecí síly na kluzné liště:

Předpokládá se tření mezi materiály ocel-bronz s koeficientem tření za klidu pro mazanou kluznou plochu $f = 0,15$.

$$F_t = N_{skut} \cdot f = 101\,015 \cdot 0,15 = 15\,152\,N \quad (6.38)$$

Dovolený tlak pro uložení pera se zvolil s ohledem na materiál litiny 50 MPa, ta je méně odolná než pero z materiálu 11 375.

Parametry pera jsou uvedeny v Tab. 6.9.

Tab. 6.6: Parametry pera.

Výška pera	h	16	[mm]
Šířka pera	b	28	[mm]
Délka pera	l	162	[mm]

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F_t}{\frac{h}{2} \cdot l} = \frac{15\,152}{\frac{16}{2} \cdot 162} = 11,7 \leq p_D = 50 \quad (6.39)$$

Kontrola pera na otláčení je splněna.

Kontrola pera na střih:

Dovolené napětí je zvoleno dle strojnických tabulek 30 MPa.

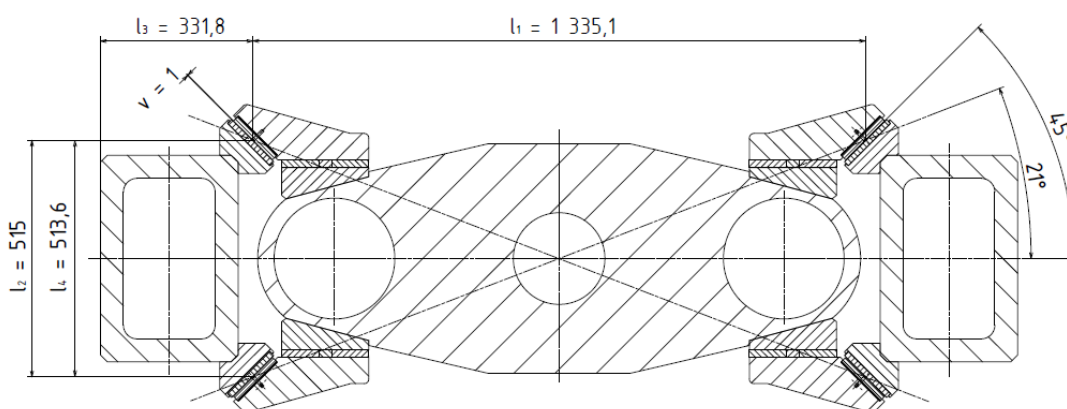
$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l} = \frac{15\,152}{28 \cdot 162} = 3,3 \leq \tau_D = 30 \quad (6.40)$$

Kontrola pera na střih je splněna.



Výpočet teplotní roztažnosti uvnitř vedení

Výpočet se uvažuje pro vedení na beranu, kde dochází k výraznějšímu tepelnému zatížení. Výpočet proběhne analyticky a slouží k předběžné kontrole a ověření vymezené vůle. Přesná velikost vůle se stanoví až v reálném provozu. Geometrii vedení lze shlédnout na Obr. 6.8. Stanoven byl odhad ohřátí vedení z praktických zkušeností, kdy na podobně velkých lisech se beran prohřál zhruba na 80 °C během pracovní směny. Ve výpočtu se provede zjednodušení, kdy není uvažován součinitel teplotní roztažnosti bronzových lišt a dále se pouze řeší, jak se vůči sobě posunou geometrické středy lišt na beranu a na rámu.



Obr. 6.8: Geometrie výpočtu teplotní roztažnosti uvnitř vedení.

Parametry výpočtu jsou uvedeny v Tab. 6.7.

Tab. 6.7: Parametry výpočtu teplotní roztažnosti ve vedení.

Vzdálenost středů lišt na beranu ve směru x	l_1	1 335,1	[mm]
Vzdálenost středů lišt na beranu ve směru y	l_2	515	[mm]
Vzdálenost středu lišty na rámu ve směru x	l_3	331,8	[mm]
Vzdálenost středů lišt na rámu ve směru y	l_4	513,6	[mm]
Vůle ve vedení v nezahřátém stavu	v	1	[mm]
Součinitel teplotní roztažnosti oceli	α	$1,6 \cdot 10^{-5}$	[K ⁻¹]
Teplota beranu	T_b	80	[°C]
Teplota okolí	T_{ok}	20	[°C]
Sklon kluzných lišt	-	45	[°]
Sklon úhlopříček procházející skrze středy	-	21	[°]

Výpočet změny teploty:

$$\Delta T = T_b - T_{ok} = 80 - 20 = 60 \text{ °C} \quad (6.41)$$

Výpočet teplotní roztažnosti jednotlivých délek:

$$\Delta l_1 = \alpha \cdot l_1 \cdot \Delta T = 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 1\,335,1 \cdot 60 = 1,28 \text{ mm} \quad (6.42)$$



$$\Delta l_2 = \alpha \cdot l_2 \cdot \Delta T = 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 515 \cdot 60 = 0,49 \text{ mm} \quad (6.43)$$

$$\Delta l_3 = \alpha \cdot l_3 \cdot \Delta T = 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 331,8 \cdot 60 = 0,32 \text{ mm} \quad (6.44)$$

$$\Delta l_4 = \alpha \cdot l_4 \cdot \Delta T = 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 513,6 \cdot 60 = 0,49 \text{ mm} \quad (6.45)$$

Pro výpočet změny velikosti vřele ve vedení se využije symetrie konstrukce:

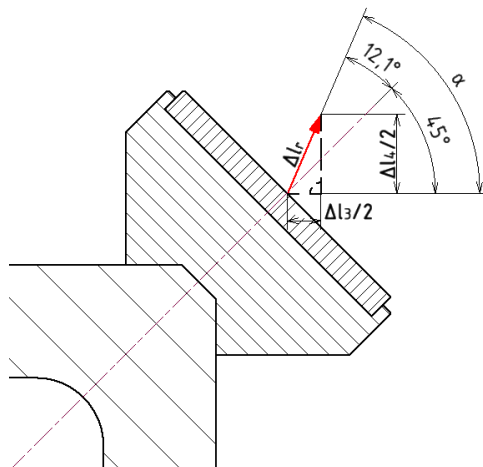
$$\frac{\Delta l_1}{2} = \frac{1,282}{2} = 0,64 \text{ mm} \quad (6.46)$$

$$\frac{\Delta l_2}{2} = \frac{0,494}{2} = 0,25 \text{ mm} \quad (6.47)$$

$$\frac{\Delta l_3}{2} = \frac{0,319}{2} = 0,16 \text{ mm} \quad (6.48)$$

$$\frac{\Delta l_4}{2} = \frac{0,493}{2} = 0,25 \text{ mm} \quad (6.49)$$

Obr. 6.9 představuje odvození teplotní roztažnosti na rámu lisu.



Obr. 6.9: Teplotní roztažnost na rámu lisu.

Výpočet velikosti vektoru posunutí středu lišty na rámu:

$$\Delta l_r = \sqrt{\left(\frac{\Delta l_3}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta l_4}{2}\right)^2} = \sqrt{(0,16)^2 + (0,25)^2} = 0,29 \text{ mm} \quad (6.50)$$

Výpočet úhlu α :

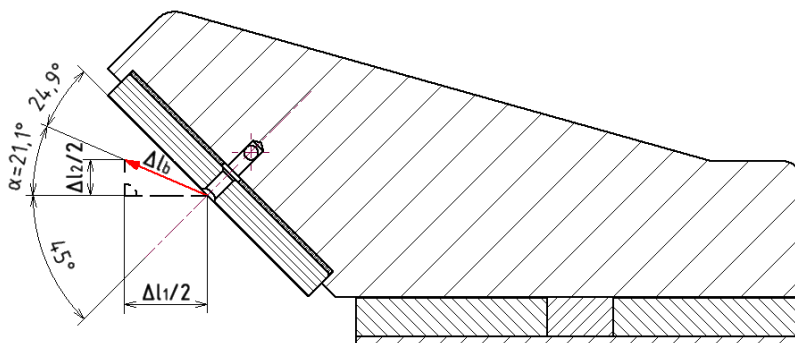
$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{\frac{\Delta l_4}{2}}{\frac{\Delta l_3}{2}} = \frac{0,25}{0,16} = 1,545 \Rightarrow \alpha = 57,1^\circ \quad (6.51)$$

Výpočet velikosti normálového vektoru posunutí na liště rámu:

$$\Delta l_{r,n} = \Delta l_r \cdot \cos([\alpha - 45^\circ]) = 0,29 \cdot \cos(12,1^\circ) = 0,29 \text{ mm} \quad (6.52)$$



Obr. 6.10 představuje odvození teplotní roztažnosti na beranu lisu.



Obr. 6.10: Teplotní roztažnost na beranu lisu.

Výpočet velikosti vektoru posunutí středu lišty na beranu:

$$\Delta l_b = \sqrt{\left(\frac{\Delta l_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta l_2}{2}\right)^2} = \sqrt{(0,64)^2 + (0,25)^2} = 0,69 \text{ mm} \quad (6.53)$$

Výpočet úhlu α :

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{\frac{\Delta l_2}{2}}{\frac{\Delta l_1}{2}} = \frac{0,25}{0,64} = 0,385 \Rightarrow \alpha = 21,1^\circ \quad (6.54)$$

Výpočet velikosti normálového vektoru posunutí na liště beranu:

$$\Delta l_{b,n} = \Delta l_b \cdot \sin(24,9^\circ) = 0,69 \cdot \sin(24,9^\circ) = 0,29 \text{ mm} \quad (6.55)$$

Odečtením obou normálových vektorů posunutí od vůle v nezahřátém stavu lze přibližně zjistit, jaká vůle ve vedení posléze zůstává.

Vůle ve vedení při ohřátém stavu lisu:

$$v_o = v - \Delta l_{r_n} - \Delta l_{b,n} = 1 - 0,29 - 0,29 = \mathbf{0,42 \text{ mm}} \quad (6.56)$$

Po ohřátí konstrukce na provozní teplotu dochází k poklesu vůle na 0,4 mm oproti původnímu 1 mm.

Kontrola dovoleného kontaktního tlaku ve vedení

Kontrola se provede analyticky. Odhadovaný průběh kontaktního tlaku s konstantou respektující rozložení tlaku podél kluzné lišty je uveden v Tab. 6.8. Kluzná lišta je z materiálu CuSn12. Opěrná plocha kluzné lišty se odečetla z CAD modelu.



Tab. 6.8: Parametry kontroly dovoleného kontaktního tlaku ve vedení.

Stupeň paraboly kont. tlaku	n	1	[-]
Rozložení kont. tlaku	m	1/2	[-]
Plocha kluzné lišty	S	18 700	[mm^2]
Dovolený kont. tlak	p_D	12	[MPa]

Kontrola dovoleného kontaktního tlaku ve vedení:

$$N = m \cdot p_D \cdot S = \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 18\,700 = 112\,200 \text{ N} \quad (6.57)$$

$$N \geq N_{skut} \quad (6.58)$$

$$112\,200 \geq 101\,015 \quad (6.59)$$

Kontrola je splněna pro předpokládaný průběh kontaktního tlaku na kluzné liště.

6.4 Výpočet mechanismu vzpěrné tyče

Výpočet svorníku a talířových pružin

Výpočet talířových pružin

Výpočet byl proveden pomocí softwaru BELLEVILLE Version 19.7.98 od společnosti Mubea. Kompletní protokol výpočtu a parametry pružin jsou uvedeny v příloze. Na základě rozměrů a potřebné montážní síly (viz. dále), byly zvoleny talířové pružiny s označením 190005. Uspořádání sady talířových pružin je pomocí dvou dvojic v paralelní konfiguraci.

Síly vyvozené stlačením pružiny jsou pro nulové, pracovní (předepínací) a montážní stlačení uvedeny v Tab. 6.9.

Tab. 6.9: Závislost síly na stlačení pružin.

Stlačení	Jedna pružina			Sada pružin (paralelně)		
	Výška	Stlačení	Síla	Výška	Stlačení	Síla
	l	s	F	l	s	F
[%]	[mm]	[mm]	[N]	[mm]	[mm]	[N]
0	10,9	0	0	36,7	0	0
44	9,38	1,52	75 796	33,66	3,04	151 592
49	9,21	1,69	83 286	33,32	3,38	166 572

Talířové pružiny byly zvoleny s ohledem na silovou rezervu v případě, pokud by bylo nutné přejít na vyšší tlaky pro zpětný chod beranu.



Výpočet svorníku

Parametry výpočtu svorníku jsou uvedeny v Tab. 6.10. Materiálový listu svorníku je uveden v příloze.

Tab. 6.10: Parametry výpočtu svorníku.

Materiál svorníku	15 142.7		
Mez pevnosti v tahu	R_m	1 045	[MPa]
Mez kluzu	R_e	947	[MPa]
Odpovídající pevnostní třída	i	10.9	[-]
Součinitel bezpečnosti	k	2	[-]
Míra využití meze kluzu	v	0,7	[-]
Součinitel tření v závitech	f_z	0,14	[-]

Provozní síla ve svorníku:

Provozní síla ve svorníku odpovídá zvedací síle pro jeden hydraulický válec a charakterem je míjivá.

$$F_{zv} = 107\,483\,N \quad (6.60)$$

Návrh závitu svorníku a jeho parametrů:

$$\frac{F_{zv}}{S'_3} \leq \frac{v \cdot R_e}{k}, \quad S'_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{zv} \cdot k}{\pi \cdot v \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 107\,483 \cdot 2}{\pi \cdot 0,7 \cdot 947}} = 20,32\,mm \quad (6.61)$$

Volba závitu svorníku:

Zvolen je závit M42x3 z důvodu možného přechodu na vyšší tlaky pro zpětný pohyb beranu.

Geometrické parametry svorníku jsou uvedeny v Tab. 6.11.

Tab. 6.11: Geometrické parametry svorníku.

Délka zaš. spodní matice	l_s	70	[mm]
Délka zaš. horní matice	l_h	60	[mm]
Délka části bez závitu	l_2	510	[mm]
Průměr dříku	d	42	[mm]
Parametry závitu			
	P	3	[mm]
	d	42	[mm]
	d_1	38,752	[mm]
	d_2	40,051	[mm]
	d_3	38,319	[mm]



Stanovení minimálního počtu nosných závitů:

Hůře namáhanou částí je spodní i horní matice z materiálu 11 523, která odpovídá pevnostní třídě 6.8. Pro ní se hodnota dovoleného tlaku p_{zdov} rovná přibližně 110 MPa. Zatížení spoje se uvažuje pro montážní sílu F_m , která je odvozena v další části výpočtu.

Výpočet kontaktního tlaku v závitech:

$$p = \frac{F_m}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{zdov}, \quad (6.62)$$

kde z je počet závitů a H_1 výška závitu:

$$H_1 = \frac{d - d_1}{2} \quad (6.63)$$

Výpočet nosných závitů:

$$z \geq \frac{F_m}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{F_m}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}} = \frac{166\,572}{110 \cdot \pi \cdot 40,051 \cdot \frac{42 - 38,752}{2}} = 7,42 \quad (6.64)$$

Minimální délka zašroubování:

Dle [17] platí pro minimální délku zašroubování do materiálu 11 523 se šroubem s pevnostní třídou 8.8 vztah:

$$l_{\xi, min} = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 42 = 43,2 \quad (6.65)$$

Délka zašroubování spodní matice:

$$l_{\xi, sp} = 70 \text{ mm} \quad (6.66)$$

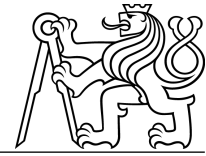
Délka zašroubování horní matice:

$$l_{\xi, h} = 60 \text{ mm} \quad (6.67)$$

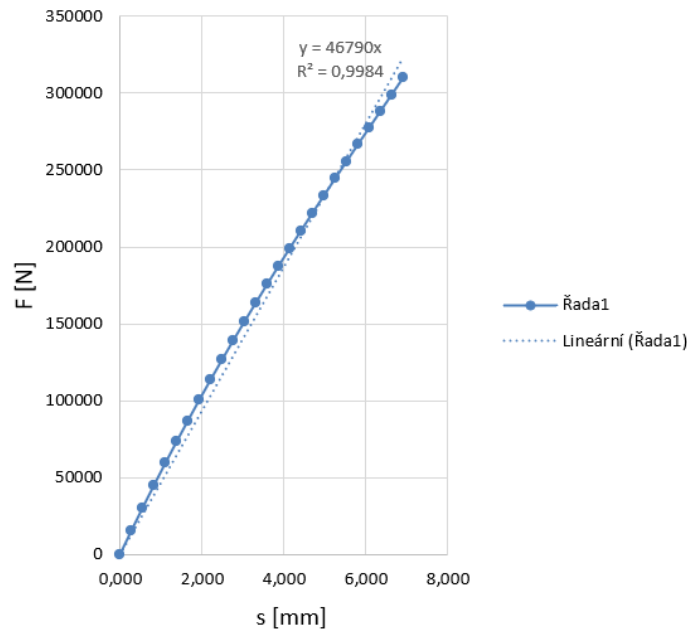
Výpočet silových poměrů ve šroubovém spoji

Stanovení konstanty tuhosti talířových pružin:

Jako přitěžovaná část šroubového spoje se uvažuje sada talířových pružin, která je během zpětného chodu stlačována a díky tomu svorník odlehčován. Pro použití teorie předepjatých šroubových spojů se tuhost talířových pružin vykazující regresivní charakter linearizuje. Linearizovanou tuhostní charakteristiku lze vidět na Obr. 6.11.



Závislost síly na stlačení sady pružin



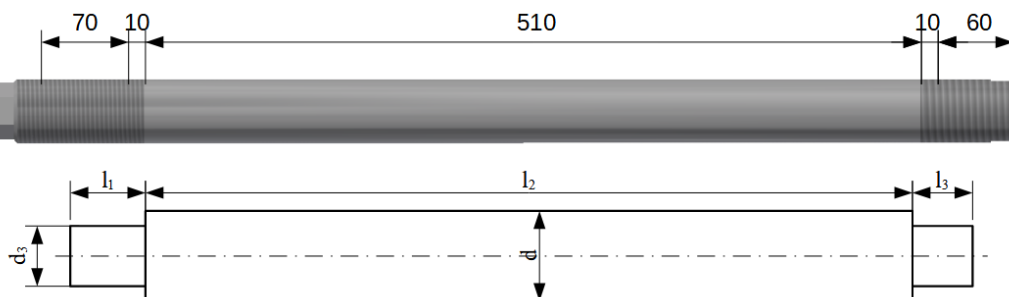
Obr. 6.11: Tuhostní charakteristika pružin 190005 v paralelním uspořádáním.

Z rovnice trendu se odečetla hodnota tuhosti sady talířových pružin:

$$C_1 = 46\,790 \text{ N/mm} \quad (6.68)$$

Stanovení konstanty tuhosti svorníku:

Tuhost svorníku se určí z odvozeného výpočtového modelu (viz. Obr. 6.12). Délka l_1 s průměrem d_3 se skládá ze závitové části odpovídající deformaci svorníku do poloviny výšky matice a zbytku závitové části končící výběhem. Délka l_2 s průměrem d představuje hladkou část svorníku a délka l_3 obdobnou část jako l_1 .



Obr. 6.12: Výpočtový model svorníku.

$$l_1 = 10 + 0,5 \cdot h_{sp} = 10 + 35 = 45 \text{ mm} \quad (6.69)$$

$$l_2 = 510 \text{ mm} \quad (6.70)$$

$$l_3 = 10 + 0,5 \cdot h_h = 10 + 30 = 40 \text{ mm} \quad (6.71)$$



$$C_2 = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{C_i}} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{l_1}{d_3^2} + \frac{l_2}{d^2} + \frac{l_3}{d_3^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{45}{38,319^2} + \frac{510}{42^2} + \frac{40}{38,319^2} \right)} \quad (6.72)$$

$$= 475\,308 \text{ N/mm},$$

kde je:

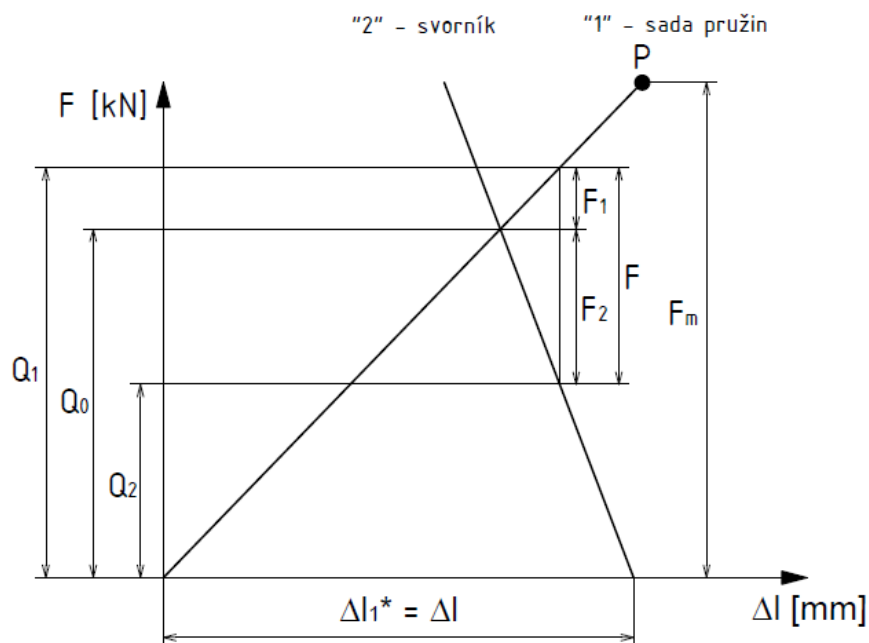
l_1, l_3 ...délka závitové části s průměrem d_3 [mm],

l_2 ...délka hladké části s průměrem d [mm].

Stanovení montážního předpětí a provozních sil:

Nastanou dva montážní stavy, které lze zobrazit Rötšcherovými diagramy $F - \Delta l$:

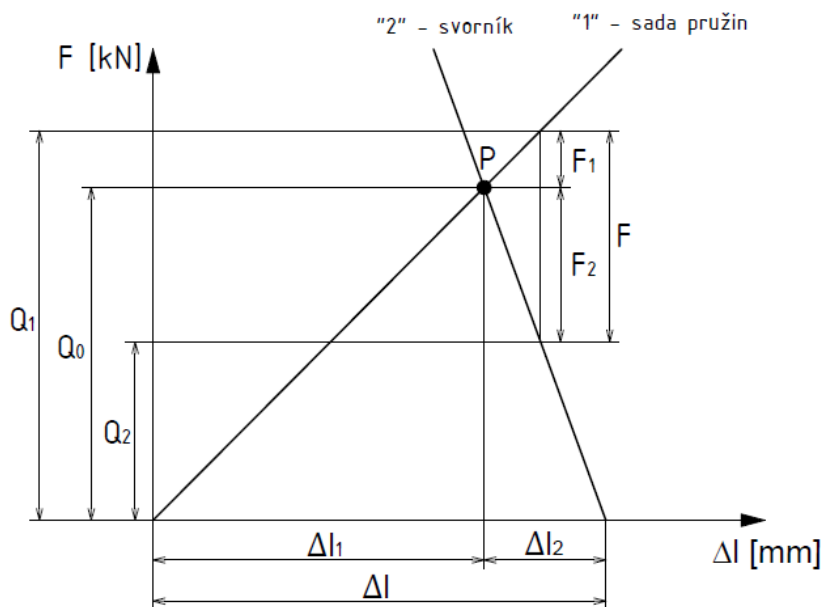
Montážní stav 1 na Obr. 6.13 obsahuje stlačení sady pružin, kdy se vyvodí montážní síla F_m a nastane rovnost $\Delta l_1^* = \Delta l$. Zatíženy jsou tedy pouze šrouby montážního přípravku a talířové pružiny, což vyznačuje pracovní bod P. Následuje dotažení spodní matice a zajištění svorníku pojistnou maticí.



Obr. 6.13: Montážní stav 1.



Pro **montážní stav 2** na Obr. 6.14 dochází k demontáži předepínacího přípravku. Díky tomu montážní síla poklesne na potřebnou předepínací sílu Q_0 . Pokles síly je způsoben tahovou deformací svorníku a poklesem stlačení pružin. Celková deformace je poté dána součtem deformací od částí šroubového spoje: $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$.



Obr. 6.14: Montážní stav 2

Výpočet provozních sil:

Maximální provozní síla působící na talířové pružiny se určí součtem provozní síly a zbytkového předpětí Q_2 , které je zvoleno jako polovina provozní síly.

$$Q_{1m} = F_{zv} + Q_2 = F_{zv} + 0,5 \cdot F_{zv} = 107\,483 + 0,5 \cdot 107\,483 = 161\,225 \text{ N} \quad (6.73)$$

$$Q_0 = Q_{1m} - F_1 = Q_{1m} - \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_{zv} = 161\,225 - \frac{46\,790}{46\,790 + 475\,308} \cdot 107\,483 = 151\,592 \text{ N} \quad (6.74)$$

$$Q_{2m} = Q_0 - \frac{1}{2} \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_{zv} = 151\,592 - \frac{1}{2} \cdot \frac{475\,308}{46\,790 + 475\,308} \cdot 107\,483 = 102\,667 \text{ N} \quad (6.75)$$

$$Q_{2a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_{zv} = \frac{1}{2} \cdot \frac{475\,308}{46\,790 + 475\,308} \cdot 107\,483 = 48\,925 \text{ N} \quad (6.76)$$



Prodloužení a stlačení přítěžovaných a odlehčovaných částí při vyvození předpětí:

Prodloužení svorníku:

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C_2} = \frac{151\,592}{475\,308} = 0,32 \text{ mm} \quad (6.77)$$

Stlačení sady talířových pružin:

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C_1} = \frac{151\,592}{46\,790} = 3,24 \text{ mm} \quad (6.78)$$

Stlačení sady pružin pro vyvození montážní síly:

$$\Delta l_1^* = \Delta l_1 + \Delta l_2 = 0,32 + 3,24 = 3,56 \text{ mm} \quad (6.79)$$

Výpočet montážní síly:

$$F_m = \Delta l_1^* \cdot C_1 = 3,56 \cdot 46\,790 = 166\,572 \text{ N} \quad (6.80)$$

Statická kontrola svorníku

Výpočet napětí v jádře šroubu, tahové napětí od předpětí a provozních sil:

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 38,319^2}{4} = 1\,153 \text{ mm}^2 \quad (6.81)$$

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{151\,592}{1\,153} = 132 \text{ MPa} \quad (6.82)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{2m}}{S_3} = \frac{102\,667}{1\,153} = 89 \text{ MPa} \quad (6.83)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_{2a}}{S_3} = \frac{48\,925}{1\,153} = 42 \text{ MPa} \quad (6.84)$$

$$\sigma_{2max} = \sigma_m + \sigma_a = 89 + 42 = 131 \text{ MPa} \quad (6.85)$$

Napětí v krutu při dosažení předpětí ve šroubu:

Výpočet napětí od třecího momentu v závitech se provede při vyvození potřebné předepínací síly Q_0 .

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 40,051} = 1,366^\circ \quad (6.86)$$

Úhel tření v závitu šroubu:

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \arctg \left(\frac{0,14}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 9,183^\circ \quad (6.87)$$



$$M_z = \frac{1}{2} \cdot Q_0 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 151\,592 \cdot 40,051 \cdot \operatorname{tg}(1,366 + 9,183) \quad (6.88)$$

$$= 565\,321 \text{ Nmm} = 565,321 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 38,319^3}{16} = 11\,048 \text{ mm}^3 \quad (6.89)$$

Napětí v krutu:

Napětí uvnitř šroubu je způsobeno třením v závitech šroubu M_z .

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{565\,321}{11\,048} = 51 \text{ MPa} \quad (6.90)$$

Redukované napětí dle Beltramiho hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{131^2 + 4 \cdot 51^2} = 166 \text{ MPa} \quad (6.91)$$

Výsledná statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{947}{166} = 5,7 \quad (6.92)$$

Statická bezpečnost vyhovuje.

Dynamická kontrola svorníku

Mez únavy materiálu při souměrně střídavém namáhání:

Tato hodnota bývá pro daný materiál stanovena experimentálně, nebo ji lze poměrně přesně odhadnout dle [16].

$$\sigma_{c(-1)} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1\,045 = 366 \text{ MPa} \quad (6.93)$$

Dynamická bezpečnost pro provozní síly, snížená mez únavy:

$$\sigma_{c(-1)}^x = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} = \frac{366}{4,5} = 81 \text{ MPa}, \quad (6.94)$$

kde je:

Φ ...součinitel snížení meze únavy (4,5 ÷ 5,5) [-].

Vliv středního napětí σ_m na mez únavy:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1\,045 \cdot 10^{-4} = 0,23, \quad (6.95)$$

kde je:

ψ_σ ...součinitel vlivu středního napětí (součinitel sbíhavosti) [-].



$$\psi_{\sigma}^x = \frac{\psi_{\sigma}}{\Phi} = \frac{0,23}{4,5} = 0,051\bar{1}, \quad (6.96)$$

kde je:

ψ_{σ}^x ...upravený součinitel vlivu středního napětí [-].

Součinitel bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Q0}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q0})} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Q0}}{\sigma_a} = \frac{81 - 0,051\bar{1} \cdot 132}{42} = 1,77 \quad (6.97)$$

Bezpečnost pro namáhání od krutu:

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{Re \cdot 0,57}{\tau} = \frac{947 \cdot 0,57}{51} = 10,6 \quad (6.98)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k = k_{\sigma} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} = 1,77 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{10,6}\right)^2} = 1,76 \quad (6.99)$$

Výsledná dynamická bezpečnost vyhovuje, svorník splňuje požadavky na bezpečnost.

Kontrola příruby pro uchycení horní kulové čočky

Uchycení horní kulové čočky se provede skrze distanční trubku, o kterou se opírá příruba. Ta je namáhána od zvedací síly. Pro porovnání se provedly dva typy výpočtů: analytický a pomocí zjednodušené MKP analýzy. Díky ní je možné získat i přibližné posunutí a na základě něj poté dopočítat natočení příruby v místě uchycení šrouby. Natočení má vliv na přidavné ohybové namáhání šroubů. Výsledky MKP analýzy lze vidět v Tab. 6.12.

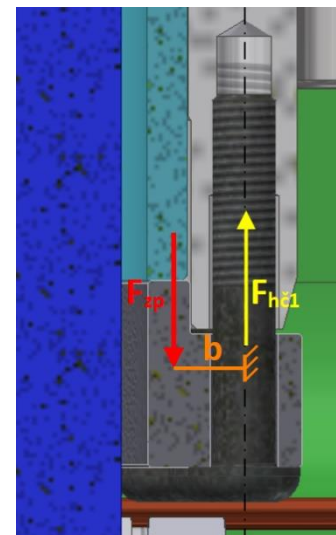


Tab. 6.12: MKP analýza příruby.

Napětí [MPa]	Posunutí [mm]
74,31	0,068
Koefficient bezpečnosti [–]	
2,5	
Vypočtené natočení příruby [°]	
$\varphi_p = 0,08^\circ$	

Analytický výpočet namáhání příruby:

Pro analytický výpočet namáhání příruby se zavádí zjednodušený výpočtový model zatížení, který lze shlédnout na Obr. 6.15. Zvedací síla působí na šrouby rovnoměrně ve vzdálenosti b od osy šroubu. Šrouby se uvažují jako absolutně tuhé, výseč příruby poté představuje modelový nosník, který je uveden dále. Není uvažován opěrný nos příruby.



Obr. 6.15: Výpočtový model příruby.

Parametry příruby lze vidět v Tab. 6.13.

Tab. 6.13: Parametry kontroly příruby.

Materiál	11 523		
Mez kluzu	Re	345	[MPa]
Mez pevnosti	Rm	500	[MPa]
Koefficient bezpečnosti	k	3	[–]

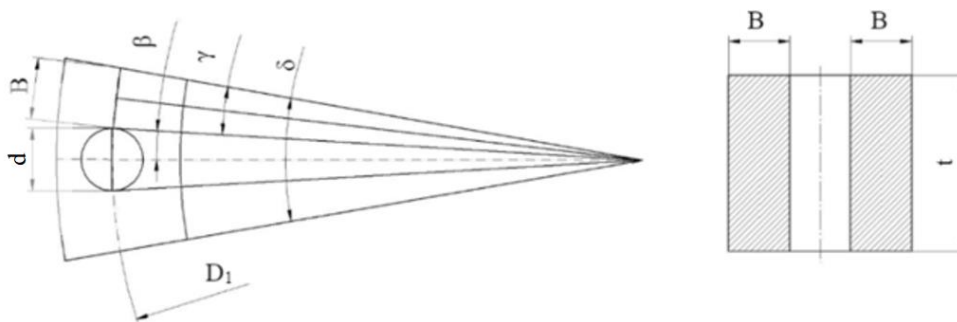
Maximální dovolené napětí v přírubě:

$$\sigma_{Dpř} = \frac{Re}{k} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa} \quad (6.100)$$



Výpočet kvadratického momentu průřezu výseče příruby:

Kvadratický moment se odvodí z Obr. 6.16, na kterém je zobrazena výseč příruby.



Obr. 6.16: Výseč příruby.

$$\delta = \frac{360^\circ}{n} = \frac{360^\circ}{24} = 15^\circ = 2 \cdot \beta + 2 \cdot \gamma \quad (6.101)$$

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{\frac{d}{2}}{\frac{D_1}{2}} \Rightarrow \beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{d}{D_1}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{13,5}{210}\right) = 3,678^\circ \quad (6.102)$$

$$\gamma = \frac{\delta - 2 \cdot \beta}{2} = \frac{15 - 2 \cdot 3,678}{2} = 3,822^\circ \quad (6.103)$$

$$\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\frac{B}{2}}{\frac{D_1}{2}} \Rightarrow B = D_1 \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = 210 \cdot \sin(1,911) = 7 \text{ mm} \quad (6.104)$$

$$J_B = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot B \cdot t^3 = \frac{1}{6} \cdot B \cdot t^3 = \frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 25^3 = 18\,237 \text{ mm}^4 \quad (6.105)$$

Síla působící na přírubu:

$$F_{zv} = 107\,483 \text{ N} \quad (6.106)$$

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{h\check{c}1} = \frac{F_{zv}}{n} = \frac{107\,483}{24} = 4\,479 \text{ N} \quad (6.107)$$

Namáhání příruby od ohybu:

$$\sigma_{op} = \frac{M_{Op}}{W_{Op}} = \frac{F_{h\check{c}1} \cdot b}{\frac{J_B}{e}} = \frac{F_{h\check{c}1} \cdot b}{\frac{J_B}{\frac{t}{2}}} = \frac{4\,479 \cdot 14}{\frac{18\,237}{12,5}} = 43 \text{ MPa} \quad (6.108)$$

Namáhání příruby od smyku:

$$\tau_{Sp} = \frac{F_{h\check{c}1}}{S_p} = \frac{F_{h\check{c}1}}{2 \cdot B \cdot t} = \frac{4\,479}{2 \cdot 7 \cdot 25} = 13 \text{ MPa} \quad (6.109)$$

Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{op}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{Sp}^2} = \sqrt{43^2 + 3 \cdot 13^2} = 49 \text{ MPa} \quad (6.110)$$



Kontrola pevnosti příruby:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dp} \quad (6.111)$$

$$49 \leq 115 \quad (6.112)$$

Podmínka pevnosti příruby vyhovuje.

Výpočet šroubů pro uchycení horní čočky

Při dimenzování šroubů je potřeba uvažovat veškerá rizika, která mohou během provozu nastat jako je např. nepředvídatelná síla vzniklá adhezním slepením kovadla s výkovkem (např. použití sekáče), síly od tření uvnitř vedení, tíhové i akcelerační síly, které mohou být proměnlivé.

Parametry výpočtu šroubů jsou shrnuty v Tab. 6.14.

Tab. 6.14: Parametry výpočtu šroubů.

Počet šroubů	n	24	[–]
Pevnostní třída šroubů	i	10.9	[–]
Mez kluzu	Re	900	[MPa]
Mez pevnosti	Rm	1 000	[MPa]
Koeficient bezpečnosti	k	3	[–]
Součinitel provozního předpětí	q	1,3	[–]
Míra využití meze kluzu	v	0,7	[–]
Součinitel tření v závitech	f_z	0,14	[–]

Míra využití meze kluzu se zvolila pro případ míjivého zatížení. Koeficient bezpečnosti byl zvolen vyšší s přihlédnutím na zmíněné přídatné zatížení a možné ohybové namáhání šroubu při deformaci příruby držící horní čočku.

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{hč1} = 4\,479\, N \quad (6.113)$$

Návrh závitu šroubu a jeho parametrů:

$$\frac{F_{hč1}}{S'_3} \leq \frac{v \cdot Re}{k \cdot (1+q)}, \quad S'_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{hč1} \cdot k \cdot (1+q)}{\pi \cdot v \cdot Re}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4\,479 \cdot 3 \cdot (1+1,3)}{\pi \cdot 0,7 \cdot 900}} = 7,9\, mm \quad (6.114)$$

Maximální dovolené napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_D = \frac{v \cdot Re}{k \cdot (1+q)} = \frac{0,7 \cdot 900}{2 \cdot (1+1,3)} = 137\, MPa \quad (6.115)$$



Volba šroubů:

Zvoleny jsou šrouby se zploštělou půlkulatou hlavou a vnitřním šestihranem **M12 ISO 7380-10.9**.

Geometrické parametry šroubu jsou uvedeny v Tab. 6.15.

Tab. 6.15: Geometrické parametry šroubu.

P	1,75	[mm]
d	12	[mm]
d_1	10,106	[mm]
d_2	10,863	[mm]
d_3	9,853	[mm]

Stanovení minimálního počtu nosných závitů:

Hůře namáhanou částí je pístnice z oceli 14 220, která odpovídá pevnostní třídě 8.8. Pro ní se hodnota dovoleného tlaku p_{zdov} rovná přibližně 120 MPa.

Výpočet nosných závitů:

$$z \geq \frac{F_{h\check{c}1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{F_{h\check{c}1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}} = \frac{4\,479}{120 \cdot \pi \cdot 10,836 \cdot \frac{12 - 10,106}{2}} = 1,16 \quad (6.116)$$

Minimální délka zašroubování:

Dle [17] platí pro minimální délku zašroubování do materiálu pístnice 14 220 se šroubem pevnostní třídy 10.9 vztah:

$$l_{\check{s}min} = 1 \cdot d = 1 \cdot 12 = 12 \quad (6.117)$$

$$l_{\check{s}} = 19 \text{ mm} \quad (6.118)$$

Délka nezašroubované části šroubu:

$$l_1' = 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 12 = 42 \text{ mm} \cong 51 \text{ mm} \quad (6.119)$$

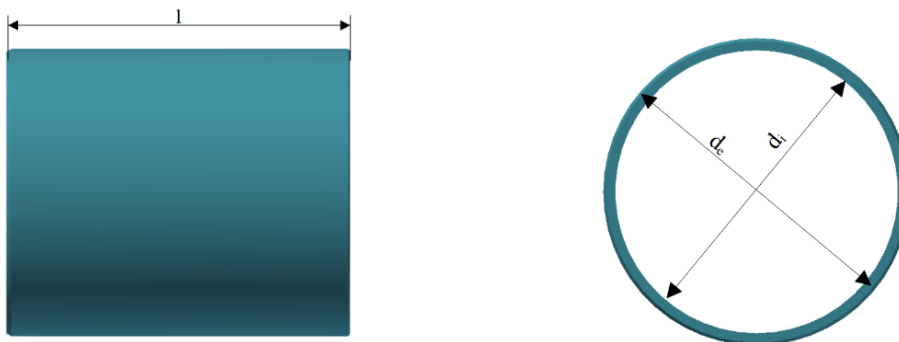
Délka byla vypočtena s ohledem na dostačující poddajnost ve spoji proti jeho uvolnění.



Výpočet silových poměrů ve šroubu

Stanovení tuhosti odlehčovaných částí:

Pro výpočet tuhosti odlehčovaných částí spoje se zavádí výpočetní model uvedený na Obr. 6.16. Příruba nedosedne na čelní plochu pístitnice, ale pouze se svým nosem opírá o distanční trubku. Proto se tuhost příruby zanedbá a počítá se s tuhostí distanční trubky.



Obr. 6.17: Výpočtový model distanční trubky.

Stanovení konstanty tuhosti trubky:

$$C_2 = \frac{1}{\sum_{i=1}^1 \frac{1}{C_i}} = \frac{S_t \cdot E}{l} = \frac{4\,277 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{226} = 3\,973\,729 \text{ N/mm}, \quad (6.120)$$

kde je:

S_t ...plocha průřezu distanční trubky [mm^2],

l ...délka distanční trubky [mm],

d_e ...vnější průměr distanční trubky [mm],

d_i ...vnitřní průměr distanční trubky [mm].

Tuhost trubky připadající na jeden šroub:

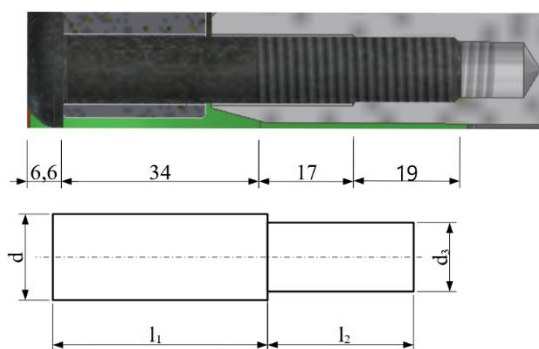
Celková tuhost trubky se podělí počtem šroubů na přírubě.

$$C_2 = \frac{C_2}{n} = \frac{3\,973\,729}{24} = 165\,572 \text{ N/mm} \quad (6.121)$$

Stanovení tuhosti přitěžovaných částí:

Stanovení konstanty tuhosti šroubu:

Tuhost šroubu se určí z modelu na Obr. 6.17. Délka části šroubu l_1 s průměrem d se skládá ze dřívku šroubu a zdeformování hlavy šroubu a část šroubu l_2 průměrem d_3 se skládá ze závitové části mimo díru, s tím, že předpokládaná délka zašroubování představuje deformaci matice.



Obr. 6.18: Výpočtový model šroubu.

$$l_1 = 34 + 0,5 \cdot h_h = 34 + 3,3 = 37,3 \text{ mm} \quad (6.122)$$

$$l_2 = 17 + 0,5 \cdot h_m = 17 + 9,5 = 26,5 \text{ mm} \quad (6.123)$$

$$C_1 = \frac{1}{\sum_{i=1}^2 \frac{1}{C_i}} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l_2}{d_3^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{37,3}{12^2} + \frac{26,5}{9,853^2} \right)} = 310\,029 \text{ N/mm}, \quad (6.124)$$

kde je:

l_1 ...délka deformované části s průměrem d [mm],

l_2 ...délka závitové části s průměrem d_3 [mm].

Stanovení montážního předpětí a provozních sil:

$$\begin{aligned} Q_0 &= Q_2 + F_{h\check{c}1} \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} = \left(q + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right) \cdot F_{h\check{c}1} \\ &= \left(1,3 + \frac{165\,572}{310\,029 + 165\,572} \right) \cdot 4\,479 = 7\,382 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.125)$$

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_{h\check{c}1} = 7\,382 + \frac{1}{2} \cdot \frac{310\,029}{310\,029 + 165\,572} \cdot 4\,479 = 8\,842 \text{ N} \quad (6.126)$$

$$Q_{1a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_{h\check{c}1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{165\,572}{310\,029 + 165\,572} \cdot 4\,479 = 779 \text{ N} \quad (6.127)$$

Prodloužení a stlačení přitěžovaných a odlehčovaných částí při vyvození předpětí

Prodloužení šroubu:

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C_1} = \frac{7\,382}{310\,029} = 0,024 \text{ mm} \quad (6.128)$$

Stlačení distanční trubky:

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C_2} = \frac{7\,382}{165\,572} = 0,045 \text{ mm} \quad (6.129)$$



Statická kontrola šroubu

Výpočet napětí v jádře šroubu, tahové napětí od předpětí a provozních sil:

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = 76 \text{ mm}^2 \quad (6.130)$$

$$\sigma_{Q0} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{7\,382}{76} = 97 \text{ MPa} \quad (6.131)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{S_3} = \frac{8\,842}{76} = 116 \text{ MPa} \quad (6.132)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{S_3} = \frac{779}{76} = 10 \text{ MPa} \quad (6.133)$$

$$\sigma_{1max} = \sigma_m + \sigma_a = 116 + 10 = 126 \text{ MPa} \quad (6.134)$$

Napětí v krutu při dosažení předpětí ve šroubu:

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} = 2,935^\circ \quad (6.135)$$

Úhel tření v závitu šroubu:

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \arctg \left(\frac{0,14}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 9,183^\circ \quad (6.136)$$

$$M_z = \frac{1}{2} \cdot Q_0 \cdot d_2 \cdot tg(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 7\,382 \cdot 10,863 \cdot tg(2,935 + 9,183) = 8\,609 \text{ Nmm} \quad (6.137)$$

$$= 8,61 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 9,853^3}{16} = 187 \text{ mm}^3 \quad (6.138)$$

Napětí v krutu:

Napětí uvnitř šroubu je způsobeno třením v závitech šroubu M_z .

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{8\,609}{187} = 46 \text{ MPa} \quad (6.139)$$

Napětí od ohybu:

Napětí od ohybu vzniká díky natočení příruby o úhel φ_p (deformace). Poté lze dopočítat přídatné zatížení šroubu od ohybu.

$$\sigma_{os} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{d}{2 \cdot l_3} \cdot \varphi_p = 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{12}{2 \cdot 60} \cdot 0,08 \cdot \frac{\pi}{180} = 29 \text{ MPa}, \quad (6.140)$$

kde je:

l_3 ...délka části šroubu namáhaná ohybem [mm].



Redukované napětí dle Beltramiho hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{1max} + \sigma_{0s})^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{(126 + 29)^2 + 4 \cdot 46^2} = 180 \text{ MPa} \quad (6.141)$$

Výsledná statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{900}{180} = 5 \quad (6.142)$$

Statická bezpečnost vyhovuje.

Výpočet utahovacího momentu šroubu:

Moment tření pod hlavou šroubu:

$$M_h = Q_0 \cdot f_h \cdot \frac{D_s}{2} = Q_0 \cdot f_h \cdot \frac{d_k + D_o}{4} = 7\,382 \cdot 0,15 \cdot \frac{21 + 13,5}{4} = 9\,550 \text{ Nmm} \quad (6.143)$$

$$= 9,55 \text{ Nm},$$

kde je:

f_h ...součinitel tření pod hlavou šroubu, pro ocel/ocel odpovídá hodnotě dle [16] 0,1 až 0,2.

Zvolila se hodnota $f_h = 0,15$ [-],

D_s ...střední průměr stykové plochy hlavy šroubu a příruby,

d_k ...průměr hlavy šroubu [mm],

D_o ...průměr díry [mm].

Utahovací moment:

$$M_u = M_z + M_h = 8,61 + 9,55 = 18,16 \text{ Nm} \quad (6.144)$$

Dynamická kontrola šroubu

Mez únavy materiálu při souměrně střídavém namáhání:

$$\sigma_{c(-1)} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1\,000 = 350 \text{ MPa} \quad (6.145)$$

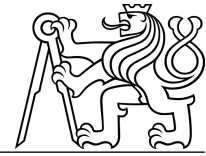
Dynamická bezpečnost pro provozní síly, snížená mez únavy:

$$\sigma_{c(-1)}^x = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} = \frac{350}{4,5} = 78 \text{ MPa} \quad (6.146)$$

Vliv středního napětí σ_m na mez únavy:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1000 \cdot 10^{-4} = 0,22 \quad (6.147)$$

$$\psi_\sigma^x = \frac{\psi_\sigma}{\Phi} = \frac{0,22}{4,5} = 0,0488 \quad (6.148)$$



Součinitel bezpečnosti:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Q0}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q0})} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Q0}}{\sigma_a} = \frac{78 - 0,0488 \cdot 97}{10} = 7,33 \quad (6.149)$$

Bezpečnost pro namáhání od krutu:

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{Re \cdot 0,57}{\tau} = \frac{1\,000 \cdot 0,57}{46} = 12,4 \quad (6.150)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k = k_{\sigma} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} = 7,33 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{12,4}\right)^2} = 7,31 \quad (6.151)$$

Výsledná dynamická bezpečnost vyhovuje.



7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout pro kovací lis CKVX 315/400 možné varianty úpravy vedení beranu a nejvhodnější variantu poté rozpracovat. Dalším úkolem bylo zhodnocení kinematiky stávajícího uchycení pracovních válců k beranu a provést analýzu příčin častých poruch, poté navrhnout vhodnou konstrukční úpravu. Hlavní náplní práce bylo uzpůsobení pohybu beranu lisu daným technologickým požadavkům, které byly stanoveny v kapitole Technologická charakteristika a také ve Výpočtové části.

Úvod práce obsahuje rešerši kluzných vedení lisů pro volné kování s ohledem na různé související záležitosti jako je např. způsob vymezení vůle, kontrola dovoleného tlaku apod. V další části se rešerše věnuje způsobům uchycení pracovních válců k beranu lisu a detailnímu popisu uchycení pomocí vzpěrných tyčí. Část rešerše týkající se materiálů, konstrukce a mazání kluzných vedení, je dále shrnuta v textové příloze.

Poznatky a zkušenosti získané v rešeršní části práce posloužily v následující kapitole k návrhu několika možných konstrukčních variant úpravy vedení a k návrhu mechanismu uchycení beranu k hydraulickým pracovním válcům. Při hodnocení konstrukčních návrhů se kladl důraz na spolehlivost, technologičnost a ekonomičnost konstrukce. Dále následuje porovnání a vyhodnocení jednotlivých variant vedení, ze kterých vzešlo nejvhodnější řešení. Následující část práce je věnována rozpracování zvolené varianty konstrukčního řešení vedení i uchycení beranu.

Veškeré konstrukční návrhy jsou v práci podpořeny návrhovými a kontrolními výpočty. Práce obsahuje i výpočty spojené s technologií a hydraulickým obvodem lisu (viz. textová příloha).

Konstrukční úpravy uchycení válců k beranu lisu se u zadavatele uplatnily v plném rozsahu tzn. díly byly vyrobeny podle autorem vytvořené výkresové dokumentace.

Navržená úprava vedení beranu se nakonec v rámci modernizace lisu CKVX 315/400 realizovat nebude. V budoucnu, pokud si to zákazník bude přát, je možné se k tomuto návrhu vrátit a realizovat jej.

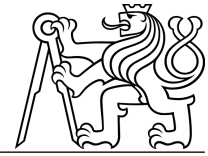


Seznam použité literatury

- [1] *Zařízení pro volné kování* [online]. Žďár nad Sázavou, Plzeň: ŽĎAS, a.s., TS Plzeň a.s. [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890382.pdf>
- [2] KAMELANDR, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT Fakulta strojní, 1989.
- [3] CHVAL, Zdeněk. Effect of Heat load on a Forging Press. In: *24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2013*. Vídeň: Procedia Engineering, 2014, , s. 897-901.
- [4] *Strojimport* [online]. 2020 [cit. 2020-10-02]. Dostupné z: <http://www.strojimport.com/maschinen/four-column-forging-press-ckv/>
- [5] MÜLLER, Ernst. *Hydraulic Forging Presses*. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 1968.
- [6] *CMF* [online]. 2021 [cit. 2021-06-02]. Dostupné z: <https://www.cmf-forgings.it/en/portfolio-articoli/forging/>
- [7] *Wepuko PAHNKE* [online]. Metzingen, 2020 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <https://www.wepuko.de/en/hydraulic-forging-presses>
- [8] *PRESSE BOX* [online]. 2020 [cit. 2020-11-06]. Dostupné z: <https://www.pressebox.com/pressrelease/siempelkamp-maschinen-und-nlagenbau-gmbh-co-kg/Siempelkamp-supplies-new-forging-press-for-titanium/boxid/225931>
- [9] *HBE PRESS* [online]. 2020 [cit. 2020-11-05]. Dostupné z: http://hbepress.blogspot.com/2016/02/installation-of-5000ton-open-die_17.html
- [10] *PRESS TEC* [online]. 2020 [cit. 2020-11-05]. Dostupné z: <https://www.presstec.com/#gallery-1>
- [11] *EXA PRO* [online]. 2020 [cit. 2020-11-06]. Dostupné z: [https://www.exapro.com/sms-meer-uf4-80-100mn-p00226024/#prettyPhoto\[p_gal\]/0/](https://www.exapro.com/sms-meer-uf4-80-100mn-p00226024/#prettyPhoto[p_gal]/0/)
- [12] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje - Doplnkové skriptum*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1992, s. 50.
- [13] *Welcome to WEPUKO hydraulic GmbH*. Metzingen: WEPUKO hydraulic, 2008. Dostupné také z: <https://docplayer.net/62103269-Welcome-to-wepuko-hydraulik-gmbh.html>



- [14] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje*. 2. vydání. Praha: SNTL/ALFA, 1982.
- [15] KUBEC, Václav, Milan ČECHURA a Karel RÁŽ. Vliv uložení plunžrů pracovních válců hydraulického kovacího lisu při excentrickém zatížení. In: *Technologia*. Bratislava, 2011.
- [16] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a KOL. *TECHNICKÝ PRŮVODCE 6 - ČÁSTI STROJŮ - 1.svazek*. 5. vydání. Praha: SNTL, 1989.
- [17] *BRIOL* [online]. 2021 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/bossard-technicke-informace>
- [18] ČECH, Svatopluk. *Strojně technická příručka 1*. 13. vydání. Praha: SNTL, 1977.
- [19] *UCB TECHNOMETAL* [online]. 2020 [cit. 2020-12-01]. Dostupné z: <https://www.unibar.cz/catalogue/#features/>
- [20] *ČSN 02 3091 Materiál na kluzná ložiska (zrušená norma)*. Dostupné také z: http://home.zcu.cz/~jhlavac/Pro_studenty/SPVS04.pdf
- [21] *Tech Plasty* [online]. 2021 [cit. 2021-01-02]. Dostupné z: <https://www.techplasty.cz/technicke-plasty>
- [22] *SKF* [online]. 2021 [cit. 2021-01-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips>
- [23] *Wolko-plast* [online]. 2021 [cit. 2021-01-03]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/cs/material-zedex/>
- [24] *ČSN 01 5906 Mazací otvory, drážky a kapsy pro kluzná uložení*.
- [25] SVOBODA, Ondřej a Pavel BACH, MM SPEKTRUM, ed. MM spektrum. *Je zaskrabávání nezastupitelná metoda ?* [online]. 2016 [cit. 2020--]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/je-zaskrabavani-nezastupitelna-metoda.html>
- [26] *OLEJE CZ SVĚT MAZIV* [online]. 2020 [cit. 2020-12-27]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/>
- [27] BEČKA, Jan. *Kluzná ložiska - provoz, údržba, diagnostika* [online]. Praha, 2020 [cit. 2020-12-28]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/Tribologie_8b_montaz_provoz_udrzba.pdf
- [28] SKF. *Progressive automatic lubrication system*. SKF, 2021. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680567e2f-16964EN_tcm_12-281501.pdf#cid-281501



Seznam použitého softwaru

MATLAB R2020a

Microsoft Excel 2010

Microsoft Word 2010

Autodesk Inventor Professional 2021

Adobe Photoshop Express online

BELLEVILLE Version 19.7.98 od společnosti Mubea

Scheme editor 6.3 od společnosti BOSCH Rexroth



Seznam obrázků

Obr. 1.1: Hydraulický kovací lis ŽĐAS CKVX 315/400.....	17
Obr. 3.1: Možnosti překovávání tyčového profilu.....	20
Obr. 4.1: Hornotlaký čtyřsloupový hydraulický kovací lis ŽĐAS CKV 2250 [4].	23
Obr. 4.2: Kluzné vedení sloupové [5].....	24
Obr. 4.3: Kluzné vedení sloupové - sférické provedení [5].....	24
Obr. 4.4: Lištové vedení ve tvaru „X“ [2].	25
Obr. 4.5: ŽĐAS CKVO 2000 [1].....	26
Obr. 4.6: Kovací lis DANIELLI Breda [6].	26
Obr. 4.7: Hornotlaký dvoustojanový hydraulický kovací lis 185 MN PAHNKE [7]. ...	26
Obr. 4.8: Hornotlaký čtyřsloupový parní kovací lis - firma Krupp 1900 [5].	27
Obr. 4.9: Zachycení klopného momentu vodícím trnem v horní traverze [5].....	27
Obr. 4.10: Mimostředné působení tvářecí síly [5].	27
Obr. 4.11: ŽĐAS CKVX 320 [1].....	29
Obr. 4.12: ŽĐAS CKVO 2000 [1].....	29
Obr. 4.13: ŽĐAS CKVX 1000 [1].....	30
Obr. 4.14: Siempelkamp 4000/4500 [8].	31
Obr. 4.15: ŠKODA CKV 9000/12000 [1].	32
Obr. 4.16: HBE PRESS 5000 [9].....	32
Obr. 4.17: PRESS TEC RPH-S 3500 [10].....	32
Obr. 4.18: ŽĐAS CKW 3300/4000 [1].....	33
Obr. 4.19: ŠKODA CKW 6300 [1].	33
Obr. 4.20: SMS MEER UF4 80-100 MN [11].	33
Obr. 4.21: Rozložení kontaktních tlaků v kluzném pouzdře [2].....	35
Obr. 4.22: Nerovnoměrné tepelné zatížení lisu CKV 40/50 MN [3].....	37
Obr. 4.23: Zachycení radiace pomocí řetězových závěsů [7].....	38
Obr. 4.24: Vymezení vůle ve vedení - lis PAHNKE [13].	38
Obr. 4.25: Vymezení vůle lištového vedení pomocí klínů [13].....	39
Obr. 4.26: Klínový mechanismus pro vymezení vůle vedení ve tvaru „X“.	39
Obr. 4.27: Vymezení vůle pomocí distančních plechů.	40
Obr. 4.28: Vymezení vůle sloupových vedení [13].....	40
Obr. 4.29: Historická koncepce uchycení hydraulických válců k beranu [5].....	41



Obr. 4.30: Vetknuté spojení (centrované s minimální vůlí) [14].....	41
Obr. 4.31: Kloubové spojení [14].	42
Obr. 4.32: Kulové uložení pomocí vzpěrných tyčí [9].	42
Obr. 4.33: Dlouhá a krátká vzpěrná tyč.	43
Obr. 4.34: Rozbor kinematiky krátké a dlouhé vzpěrné tyče.	43
Obr. 4.35: Rozbor reakčních sil dlouhé a krátké vzpěrné tyče.	44
Obr. 4.36: MKP simulace klopení beranu v závislosti na tření [15].	45
Obr. 4.37: Závislost deformace horní traverzi na součiniteli tření [15].	45
Obr. 5.1: Lis CKVX 315/400 ve firmě ZVÚ Hradec Králové [1].....	46
Obr. 5.2: 3D model lisu CKVX 315/400.	46
Obr. 5.3: Stávající uchycení beranu.	47
Obr. 5.4: Stávající vedení beranu.....	47
Obr. 5.5: Průřez hnízda v horní traverze.....	48
Obr. 5.6: Souřadný systém lisu.	48
Obr. 5.7: Průřez nosníku beranu.	49
Obr. 5.8: Posuv a klopení beranu v rovině yz.....	50
Obr. 5.9: Posuv beranu vlivem vůle ve vedení.	51
Obr. 5.10: Stávající kinematika uchycení beranu.	53
Obr. 5.11: Rozbor kinematiky uchycení beranu.	53
Obr. 5.12: Simulace klopení beranu v podélném směru.	53
Obr. 5.13: Detail simulace klopení beranu.	54
Obr. 5.14: Otláčení závrtného šroubu.	54
Obr. 5.15: Náhrada stávajícího uchycení beranu.	55
Obr. 5.16: Mechanismus vzpěrné tyče.....	56
Obr. 5.17: Předepínací přípravek.	57
Obr. 5.18: Předepínání talířových pružin.....	58
Obr. 5.19: Zajištění šroubového spoje proti povolání (vlevo), vůle nad svorníkem (vpravo).....	58
Obr. 5.20: Mazání mechanismu vzpěrné tyče.....	59
Obr. 5.21: Přívod maziva na kulové plochy.	60
Obr. 5.22: Klopení beranu - eliminace kolize.....	60
Obr. 5.23: Varianta vedení „0“.	62
Obr. 5.24: Varianta vedení „1 a“.	63



Obr. 5.25: Varianta vedení „1 b“.	64
Obr. 5.26: Varianta vedení „2“.	65
Obr. 5.27: Předpoklady použití kombinovaného vedení.	73
Obr. 5.28: Finální konstrukční řešení vedení do „X“.	74
Obr. 5.29: Detailní průřez vedením beranu.	74
Obr. 5.30: Porovnání původního a nového řešení horního hnízda.	75
Obr. 5.31: Přívod maziva na kluznou lištu, vymezení vůle.	75
Obr. 5.32: Přívod maziva do vedení.	76
Obr. 5.33: Konstrukce kluzné lišty.	76
Obr. 6.1: Skutečný pohyb beranu při rychlokování.	77
Obr. 6.2: Ideální sinusový pohyb beranu při rychlokování.	77
Obr. 6.3: Odhad frekvence zdvihů beranu při rychlokování (sinusový pohyb).	79
Obr. 6.4: Odhad zrychlení beranu při rychlokování (sinusový pohyb).	80
Obr. 6.5: Odvození zvedací síly.	83
Obr. 6.6: Závislost reakční síly na zdvihu beranu.	84
Obr. 6.7: Silový rozbor zatěžování vedení reakční silou.	85
Obr. 6.8: Geometrie výpočtu teplotní roztažnosti uvnitř vedení.	88
Obr. 6.9: Teplotní roztažnost na rámu lisu.	89
Obr. 6.10: Teplotní roztažnost na beranu lisu.	90
Obr. 6.11: Tuhostní charakteristika pružin 190005 v paralelním uspořádání.	94
Obr. 6.12: Výpočtový model svorníku.	94
Obr. 6.13: Montážní stav 1.	95
Obr. 6.14: Montážní stav 2	96
Obr. 6.15: Výpočtový model příruby.	100
Obr. 6.16: Výseč příruby.	101
Obr. 6.17: Výpočtový model distanční trubky.	104
Obr. 6.18: Výpočtový model šroubu.	105



Seznam tabulek

Tab. 3.1: Základní technické parametry lisu.....	21
Tab. 4.1: Způsoby vedení beranu.....	28
Tab. 4.2: Varianta a) - vedení beranu v horní traverze.	29
Tab. 4.3: Varianta b) - vedení beranu kombinované.	30
Tab. 4.4: Varianta c) - vedení beranu na rámu/sloupech.	31
Tab. 4.5: Varianta c) - čtyřsloupové hornotlaké lisy.	32
Tab. 4.6: Varianta c) - Dvousloupové dolůtažné lisy.	33
Tab. 4.7: Varianta c) - Čtyřsloupové dolůtažné lisy.	33
Tab. 4.8: Rozložení měrných tlaků v kluzném vedení [12].....	35
Tab. 5.1: Parametry výpočtu maximálního posuvu a klopení beranu.	49
Tab. 5.2: Parametry pro simulaci klopení beranu.	53
Tab. 5.3: Přehled variant návrhu vedení.	61
Tab. 5.4: Parametry výpočtu reakčních sil ve vedení.	62
Tab. 5.5: Rozměrové parametry varianty „0“.....	62
Tab. 5.6: Rozměrové parametry varianty „1 a“.....	63
Tab. 5.7: Rozměrové parametry varianty „1 b“.....	64
Tab. 5.8: Rozměrové parametry varianty „2“.....	65
Tab. 5.9: Vypočtené reakční síly jednotlivých variant vedení.	66
Tab. 5.10: Poměrné vyjádření reakčních sil jednotlivých variant vedení.....	66
Tab. 5.11: Varianta vedení - do „X“.....	68
Tab. 5.12: Varianta vedení - pravouhlé.	69
Tab. 5.13: Varianta vedení - do „O“.....	70
Tab. 5.14: Varianta vedení - ploché.....	71
Tab. 5.15: Varianta vedení - kombinované.....	72
Tab. 5.16: Hodnocení konstrukčních variant vedení „1 b“.....	73
Tab. 6.1: Zvolené tvářecí rychlosti.	79
Tab. 6.2: Parametry výpočtu akcelerační síly a dráhy.....	81
Tab. 6.3: Tvářecí tlaky.....	83
Tab. 6.4: Rozměrové parametry varianty vedení „1 b“.....	84
Tab. 6.5: Porovnání variant konzol.....	86
Tab. 6.6: Parametry pera.....	87



Tab. 6.7: Parametry výpočtu teplotní roztažnosti ve vedení.....	88
Tab. 6.8: Parametry kontroly dovoleného kontaktního tlaku ve vedení.....	91
Tab. 6.9: Závislost síly na stlačení pružin.	91
Tab. 6.10: Parametry výpočtu svorníku.....	92
Tab. 6.11: Geometrické parametry svorníku.....	92
Tab. 6.12: MKP analýza příruby.	100
Tab. 6.13: Parametry kontroly příruby.	100
Tab. 6.14: Parametry výpočtu šroubů.....	102
Tab. 6.15: Geometrické parametry šroubu.	103



Seznam příloh

Textové přílohy

Příloha 1 - Textová část

Příloha 2 - Výpočtová část

Výkresová dokumentace

DP-1792-00-00	SESTAVA MECHANISMU VZPĚRNÉ TYČE
DP-1792-00-00-K	KUSOVNÍK - MECHANISMUS VZPĚRNÉ TYČE
DP-1792-00-01	PÍSTNICE (ÚPRAVA)
DP-1792-00-02	SPODNÍ ČOČKA
DP-1792-00-03	HORNÍ ČOČKA
DP-1792-00-04	VZPĚRNÁ TYČ
DP-1792-00-05	SVORNÍK
DP-1792-00-06	HORNÍ MATICE
DP-1792-00-07	SPODNÍ MATICE
DP-1792-00-08	DISTANČNÍ TRUBKA
DP-1792-00-09	PŘÍRUBA
DP-1792-00-10	STŘEDÍCÍ KROUŽEK SP. ČOČKY
DP-1792-00-11	PERO
DP-1792-00-12	STŘEDÍCÍ KROUŽEK 2
DP-1792-00-13	STŘEDÍCÍ KROUŽEK
DP-1792-00-14	POUZDRO
DP-1792-00-15	PŘEDEPÍNACÍ PŘÍRUBA
DP-1792-00-16	POJISTNÁ MATICE
DP-1792-00-17	MAZACÍ TRUBKA
DP-1792-01-00	SESTAVA MONTÁŽNÍ KLÍČ
DP-1792-01-00-K	KUSOVNÍK - MONTÁŽNÍ KLÍČ
DP-1792-01-01	TRUBKA UTAHOVACÍ
DP-1792-01-02	TRUBKA UTAHOVACÍ (HLAVA)
DP-1792-02-00	SESTAVA ÚPRAVY VEDENÍ (BERAN)



DP-1792-02-00-K	KUSOVNÍK - ÚPRAVA VEDENÍ (BERAN)
DP-1792-02-01	BERAN (ÚPRAVA)
DP-1792-02-02	PLECH - NÁVAR
DP-1792-02-03	KONZOLA
DP-1792-02-04	KLUZNÁ DESKA
DP-1792-02-05	DISTANČNÍ PLECH
DP-1792-02-06	PERO 2 - BERAN
DP-1792-02-07	PERO 1 - BERAN
DP-1792-02-08	PODLOŽKA HARDOX
DP-1792-03-00	SESTAVA ÚPRAVY VEDENÍ (RÁM)
DP-1792-03-00-K	KUSOVNÍK - ÚPRAVA VEDENÍ (RÁM)
DP-1792-03-02	ULOŽENÍ KLUZNÉ LIŠTY RÁMU
DP-1792-03-03	KLUZNÁ LIŠTA RÁMU
DP-1792-04-00	SESTAVA HNÍZDA (H. TRAVERZA)
DP-1792-04-00-K	KUSOVNÍK - HNÍZDO (H. TRAVERZA)
DP-1792-04-01	KLÍN 1
DP-1792-04-02	KLÍN 2
DP-1792-04-03	DISTANČNÍ TRUBKA 2
DP-1792-04-04	DISTANČNÍ PLECH 2
DP-1792-04-05	SOUČÁST PRO UCHYCENÍ (ÚPRAVA)
DP-1792-05-00	SESTAVA HYDRAULICKÝ LIS

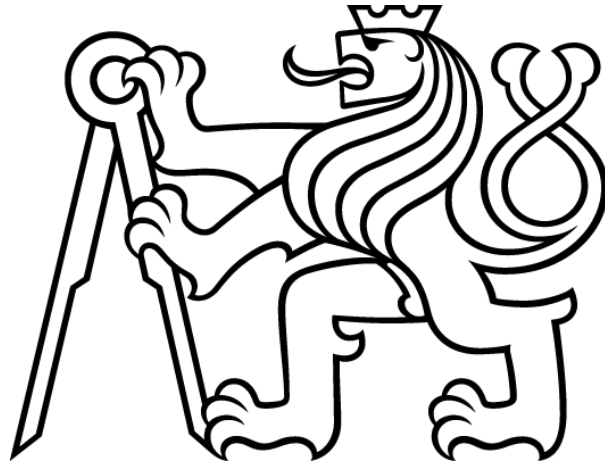
Elektronické přílohy (CD)

diplomová_práce_Pícha.pdf
výkresy_a_kusovníky
katalogy_komponent
protokol_výpočtu_talířových_pružin
materiálové_listy
cad_modely

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Úprava vedení beranu kovacího lisu CKVX 315/400

Textové přílohy



Příloha 1 - Textová část

Materiál kluzného vedení

Dříve se pro kluzná vedení často používala šedá litina díky její dobré dostupnosti, ceně a vysoké tvrdosti. Její nevýhodou je citlivost na vysoká hranová napětí (maximální dovolený tlak 3,5 – 6 MPa) a také na nečistoty uvnitř vedení, přičemž se velice často zadírá. Její použití je vhodné jen pro klidné zatížení bez rázů a také nemá dobré vlastnosti při kritickém stavu mazání [18].

Z těchto důvodů se vývoj kluzného vedení zaměřil na vhodnější materiály. Hlavními požadavky jsou: nízké tření, vysoká únosnost, dobrý záběh a odolnost vůči extrémním podmínkám.

Kovové materiály (bronzové slitiny)

Cínové bronzы (CuSn10, CuSn12)

Jedná se o nejpoužívanější bronzové slitiny, které jsou vhodné pro kluzné rychlosti do 5 m/s a pro namáhání třením i dynamickými rázy. Pro méně náročné aplikace je možnost využít slitin CuSn6 a CuSn8, ty však mají nižší únosnost [18], [19].

Cínoolověné bronzы

Vyznačují se nižším součinitelem tření a dobrými vlastnostmi i při kritickém stavu mazání díky podílu olova. Oproti cínovým bronzům mají nižší tvrdost a tím větší odolnost vůči zadírání. Používají se pro vyšší kluzné rychlosti s namáháním dynamickými rázy. Uplatnění mají obdobné jako bronzы cínové [18], [19].

Červené bronzы (CuSn5Zn5Pb5-C, CuSn7Zn4Pb7-C)

Jedná se o slitiny, které mají mechanické vlastnosti na pomezí cínového a cínoolověného bronzu, vhodné i pro občasný chod za sucha díky přítomnosti olova. Slitiny lze také někdy nalézt pod obchodním označením Rg5 a Rg7 [19].



Mechanické vlastnosti vybraných bronzových slitin lze vyčíst z Tab. I.

Tab. I: Mechanické vlastnosti bronzových slitin [18], [19], [20].

Označení	Norma	Pevnost v tahu R_m [MPa]	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Tažnost A_5 [%]	Tvrdość dle Brinella [HB]	Maximální dovolený tlak ⁵ p_D [MPa]
Cínové bronzы						
CuSn10	ČSN 42 3119	250	160	8	80	10-12
CuSn12	ČSN 42 3119	280	170	5	85	10-15
Cínooložené bronzы						
CuSn10Pb10	ČSN 42 3122	180	120	8	65	10,5
CuSn11Pb2-C	EN 1982	280	150	5	90	-
CuSn7Pb15-C	EN 1982	200	90	8	65	-
Červené bronzы						
CuSn5Zn5Pb5-C	EN 1982	250	110	13	65	10,5
CuSn7Zn4Pb7-C	EN 1982	260	120	12	70	10,5

Nekovové materiály (technické plasty)

PTFE (Polytetrafluoretylen – teflon)

Polymer s vysokou teplotní odolností, téměř nulovou nasákavostí a nízkým součinitelem tření. Nevyhovující mechanické vlastnosti (nízká odolnost vůči abrazi) se zlepšují kombinací s práškovými plnidly (prášky kovů, grafitu a siřníku molybdeničitého aj.). Nejčastěji se používá v kombinaci s kovy pro výrobu metaloplastických ložisek, která vyžadují malé kluzné rychlosti i bez mazání [18], [21].

PA (Polyamid)

Vyznačuje se dobrou houževnatostí, smykovými vlastnostmi, tvrdostí a pevností. Z PA se vyrábí kluzná pouzdra vstřikováním nebo slinováním, pórovité PA či PA obohacené plnivou (grafit, bronzový prášek, skelná vlákna atp.). Plniva poskytují lepší kluzné a mechanické vlastnosti [21].

POM (Polyoxymetylen)

Jedná se o materiál s vysokou houževnatostí, pevností, tuhostí a nízkým koeficientem tření. Není vhodný pro suché tření. Jedná se o materiál pracující v režimu omezeného mazání [21].

⁵ Maximální dovolený kontaktní tlak je uvažován pro dlouhodobý statický případ zatěžování.



PE (Polyethylen)

Jeden z nejvyžívanějších plastů v průmyslu. Vyznačuje se výborným koeficientem tření, odolností vůči abrazi, odolností vůči rázům a snadnou obrobiteľností. Mimo dobré mechanické vlastnosti vyniká také dobrou odolností proti chemikáliím [21].

PEEK (Polyetereterketon)

Materiál s vysokou mechanickou pevností, tuhostí a odolností vůči opotřebení. Má široký teplotní rozsah pro provoz v extrémních podmínkách [21].

Textit

Materiál tvořený bavlněnou tkaninou (výztuž) a fenolovou pryskyřicí (pojivo). Vyznačuje se dobrými mechanickými vlastnostmi a dobrou obrobiteľností. Nevýhodou je nižší tepelná vodivost a nasákavost (ve vodě a v oleji cca 3 %) [21].

Mechanické vlastnosti vybraných technických plastů shrnuje Tab. II.

Tab. II: Mechanické vlastnosti technických plastů [21].

Materiál	Maximální teplota T_{max} [°C]	Součinitel tření f [-]	Přípustná kluzná rychlost v [m/s]	Maximální dovolený tlak p_D [MPa]
PTFE	280	0,06-0,13	3	4-10
PA 6	90 (110)	0,38	1,5	24-46
POM-C	140	0,32	-	19-35
PE 1000	80	0,12	-	8-14
PEEK	250	0,30	-	29-57
Textit	90	-	7,5	6-8

Moderní materiály

Kompozit POM (SKF)

Skládá se ze tří vrstev: poměděné ocelové výztuhy, slinuté porézní matrice z cínového bronzu, které je potažena acetalovou pryskyřicí - POM. Hlavními přednostmi jsou: velmi nízké tření, vysoká únosnost a vysoká kluzná rychlost [22].

Kompozit PTFE (SKF)

Kompozit PTFE je tvořen ocelovým plechem, na kterém je umístěna porézní vrstva z cínového bronzu. Ta zaručuje pevnou vazbu kluzné vrstvy z PTFE na ocelový plech. Kluzná vrstva umožňuje i bez maziva plynulý provoz s nízkým třením. V krátké



záběhové fázi se určité množství materiálu PTFE přenáší na protilehlou plochu, čímž vzniká fyzicky vázaný film [22].

Kompozit s nerezem (SKF)

Základ kompozitu tvoří plech z nerezové oceli. Ten je potažen tkaninou PTFE s ocelovými vlákny, která slouží pro přitavení na základní kov. Kluznou plochu tvoří pouze teflonová vlákna. Aby nedocházelo ke shrnování tkaniny, je vše zalito pryskyřicí. Část kluzné plochy z PTFE se v průběhu záběhu přenáší na protilehlý povrch [22].

Kompozit s vinutými vlákny (SKF)

Vyrábí se navíjením teflonového a polyesterového vlákna do matrice z pryskyřičného pojiva. Technologie navíjení vlákna a pryskyřičná matrice dávají vhodnou kombinaci mechanických vlastností skelného vlákna, tribologického chování teflonu a pevných termoplastických polyesterových vláken. Během provozu je dobré předejít nadměrnému růstu provozní teploty, která může materiál poškodit [22].

Bronz s grafitovými hnízdy (SKF)

Kompozit je tvořen z litého bronzu se vsazeným speciálním tuhým mazivem (obvykle grafitem). Základní kov je vhodný pro vysoké zatížení a tuhé mazivo umožňuje dostatečně mazat kluznou protiplochu. Poskytuje tak dobrý chod bez mazání i při podmínkách jako je nízká rychlost a extrémně vysoké teploty [22].

Slinutý bronz (SKF)

Kompozit tvoří slinutá bronzová matrice, jejíž póry jsou plně napuštěny minerálním olejem. Základní materiál kluzného vedení tvoří CuSn10 a objem pórů činí zhruba 28 %. Domazávání zpravidla není zapotřebí [22].



ZEDEX

Jedná se o termoplast s dobrými kluznými vlastnostmi, vysokou zatížitelností, dobrým tlumením a vhodnou kompenzací nerovností kluzné protiplochy. Jako dva hlavní zástupce lze jmenovat *ZEDEX 100 K* pro výrobu kluzných lišt a *ZEDEX 410* pro kluzná pouzdra. Materiály již byly aplikovány např. i na válcovacích tratích, kde dochází ke značným rázům a teplotnímu ovlivnění. Ukázka kluzného pouzdra hydraulického lisu z materiálu *ZEDEX 410* je na Obr. I [23].



Obr. I: Kluzné pouzdro z materiálu ZEDEX 410 [23].

Mechanické vlastnosti vybraných moderních materiálů lze vyčíst z Tab. III.

Tab. III: Mechanické vlastnosti moderních materiálů [22], [23].

Materiál	Maximální teplota T_{max} [°C]	Součinitel tření f [-]	Přípustná kluzná rychlost v [m/s]	Maximální dovolený tlak p_D [MPa] ⁶
Kompozit POM	110	0,04-0,12	2	≤ 60
Kompozit PTFE	250	0,03-0,08	2	≤ 60
Kompozit s nerezem	150	0,03-0,08	1,5	≤ 75
Kompozit s vinutými vlákny	140	0,03-0,08	0,5	≤ 50
Bronz s grafitovými hnízdy	300	0,03-0,20	0,4	≤ 25
Slinutý bronz	100	0,05-0,10	10	≤ 12,5
<i>ZEDEX 100 K</i>	110	0,16-0,2	2	25 (75)
<i>ZEDEX 410</i>	150 (190)	0,16-0,2	2	50 (140)

Konstrukce kluzného vedení

Mazací drážky a otvory se obvykle konstruují na měkčím ložiskovém materiálu. Přečhy na hranách drážek a u otvorů pak nezpůsobují větší opotřebení tvrdší kluzné protiplochy. Doporučení pro konstrukci otvorů a drážek je uvedeno

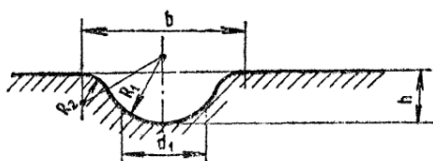
⁶ Hodnoty dovoleného kontaktního tlaku materiálů od výrobce SKF jsou upraveny statickým koeficientem zatížení odpovídající provozu s rázy dle obecného katalogu valivých ložisek. Hodnoty uvedené u materiálu *ZEDEX 100 K* a *410* v závorce jsou dovolené kontaktní tlaky po dobu jedné minuty statického zatěžování.



v normě ČSN 01 5906. Všeobecně lze říct, že mazací otvory a drážky se provádějí jak v kluzných pouzdrech, rovinných kluzných plochách, tak i v kulových uloženích [24].

Konstrukce kluzných lišt

Norma uvádí dva druhy drážek pro rovinné kluzné plochy, z nichž drážka typu A (viz. Obr. II) je určena pro kluzné rychlosti do 5 m/s , čemuž odpovídá většina vedení mechanických a hydraulických lisů. Drážka je určena pro přímočarý pohyb.

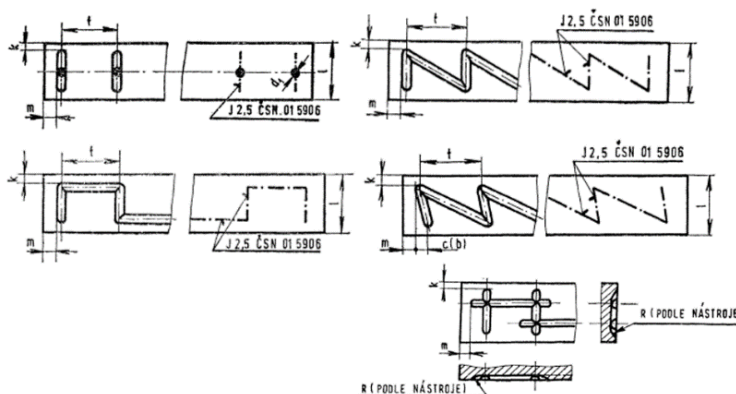


Obr. II: Mazací drážka pro rovinné kluzné plochy – tvar A [24].

Doporučené parametry kluzných lišt jsou shrnuty v této normě a bylo by nad rozsah práce se jí detailně zabývat. Pro úplnost zde však jsou shrnuta určitá praktická doporučení pro konstrukci:

- drsnost povrchu mazacích otvorů a drážek $Ra = (1,6 \div 6,3) \mu\text{m}$,
- všechny hrany přecházející v kluznou plochu musí být zaobleny tak, aby vznikl pozvolný přechod a nedocházelo ke stírání maziva.

Norma dále uvádí doporučená uspořádání mazacích drážek na kluzných lištách, které jsou uvedeny na Obr. III pouze k určitému přehledu.

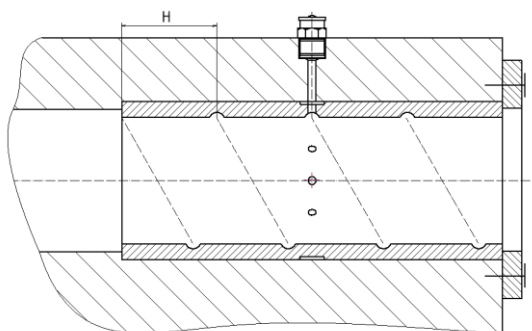


Obr. III: Uspořádání mazacích drážek [24].



Konstrukce kluzného pouzdra

Obr. IV uvádí možné konstrukční řešení kluzného pouzdra. Rozvod maziva je zajištěn pomocí šroubovicové drážky se stoupáním H . Ta bývá obvykle vysoustružená skrze konce pouzdra pro odvod použitého (degradovaného) maziva. V tomto řešení se využívá ručního mazání, kde maznice přivádí mazivo skrze vrtaný kanálek na vnější straně beranu. Pro rozvod je na vnějším průměru pouzdra vybrání, které rozvádí mazivo po obvodu a pomocí mazacích otvorů jej přivádí do mazacích drážek.



Obr. IV: Konstrukce kluzného pouzdra.

Drsnost kluzné plochy

Drsnost kluzné plochy má významnou roli na dovolený kontaktní tlak. Čím nižší je dosahovaná drsnost, tím vyšší je nosný podíl profilu a vedení se stává únosnějším. Nejlepších hodnot způsobu dokončování dosahuje nejjemnější broušení, honování a lapování. Nedostatkem takto upravených povrchů je, že bývají až příliš „rovné“. To vede k tomu, že se vrstva maziva nemá kam zachytit a dochází tak k adhezivním účinkům vlivem „rovnosti“ ploch. Proto se často pro dokončování povrchu používá ruční metoda-zaškrabávání. Plochy bývají obvykle vyhrubovány hoblováním, frézováním či soustružením. Využívá se ručních nástrojů tzv. škrabáků. Plocha se před procesem natře tuširovací barvou, poté následuje zaškrabávání, při kterém dochází k odebirání drobných třísek. Výhodou je, že povrch není dokonale rovný a vzniknou na něm kapsičky, ve kterých mazivo ulpívá. Díky tomu po sobě plochy dokonale „plavou“ bez trhavých pohybů. Jakost zaškrabané plochy je stanovena normou ČSN 01 4455. Dosahovaná drsnost R_a po jemném zaškrabání může být mezi 0,2 až 0,8 μm . U vedení tvářecích strojů je zaškrabáván vždy měkčí materiál z kluzné dvojice [25].



Mazání kluzného vedení

Mazání olejem

Používají se oleje s označením ISO VG dle specifikace ISO 6743 ISO-L-G (oleje pro kluzná vedení). Z nabídky výrobců olejů lze nejčastěji nalézt typy: ISO VG 46, ISO VG 68, ISO VG 100 a ISO VG 220. Každý olej je vhodný pro určité rozsahy pracovních teplot, ve kterých dosahuje požadované chování. Ideální je, pokud se kinematičká viskozita oleje během pracovního cyklu nachází v rozmezí přibližně 16-36 cSt [18], [26].

Mazání plastickým mazivem

Častěji se pro kluzná vedení při malých kluzných rychlostech využívají plastická maziva dle specifikace ISO 6743/9 s označením NLGI⁷. Pro kluzná vedení se lze nejčastěji setkat s plastickými mazivy s klasifikačním stupněm dle NLGI 2-3, tzn. maziva s poloměkkou až střední konzistencí [26], [27].

Důvody pro volbu plastických maziv jsou:

- čistota pracovního prostředí (odstřík oleje na výkovek),
- velké měrné tlaky ve vedení (zanechání kvalitního mazného filmu),
- vysoké provozní teploty do 130 až 140 °C (někdy i více),
- špatná přístupnost kluzných ploch,
- uložení v prašném, vlhkém nebo chemicky agresivním prostředí.

Automatické mazací soustavy

a) Oběhové mazání

Olej se přivádí z mazacího systému stroje pomocí kanálků do mazacích drážek na vedení. Přebytný olej se zachytí sběrnými miskami, které jsou umístěny pod vedením a putuje zpět do oběhu. Systém se skládá z nádrže na olej, tlakového čerpadla (zubové či pístové), potrubí (sací, výtlačné a rozváděcí), olejových filtrů, kontrolních přístrojů a olejového chladiče. Mazání je hospodárné, ale náročné na kvalitu oleje, který je soustavně mechanicky a chemicky namáhán a poměrně rychle degraduje [2].

⁷ NLGI - National Lubricating Grease Institute.

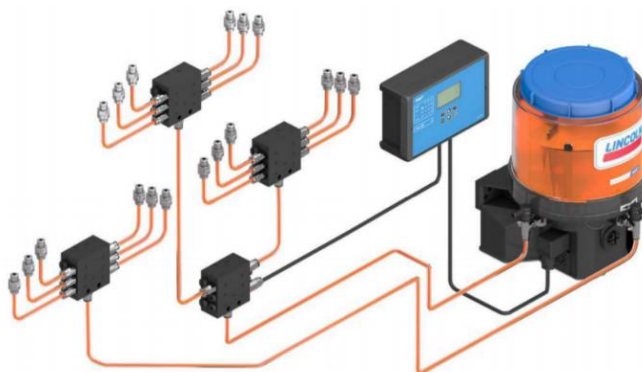


b) Ztrátové mazání

Pro ztrátové mazání se nejčastěji používají plastická maziva. Mazací systém není vybaven okruhem, který může mazivo přivést zpět. To se tak po určité době díky degradaci vydrolí či odteče z kluzné plochy.

Centrální mazací systémy

Centrální mazací systémy jsou určeny pro oleje, tekutá plastická maziva a tuhá plastická maziva. Mohou pracovat jako ztrátové nebo oběhové systémy, dle četnosti použití mohou pracovat periodicky nebo kontinuálně, v automatickém nebo ručním režimu. Jedním z hlavních typů centrálních mazacích systémů je progresivní mazací systém (viz. Obr. V). Od čerpadla vede jedno nebo více potrubí k rozdělovači s několika vývody. Každý vývod rozdělovače může dodávat jiné množství maziva. Na něj může být zapojen další progresivní rozdělovač nebo mazací místo. Tak může vzniknout téměř neomezeně rozvětvený systém, který lze velmi jednoduše kontrolovat a řídit [2], [27].



Obr. V: Progresivní mazací systém [28].



Příloha 2 - Výpočtová část

Výpočet hydraulického pohonu

Výpočet potřebných průtoků hydraulické kapaliny do hydromotorů vychází ze stanovených tvářecích a zpětné rychlosti, které jsou shrnuty v Tab. IV.

Tab. IV: Zvolené rychlosti pohybu beranu.

Tvářecí rychlost 1	v_{tv1}	35	[mm/s]
Tvářecí rychlost 2	v_{tv2}	70	[mm/s]
Tvářecí rychlost 3	v_{tv3}	105	[mm/s]
Maximální zpětná rychlost	v_{zp_max}	120	[mm/s]

Výpočet potřebného průtoku - tvářecí rychlost 1:

$$Q_{tv1} = \frac{v_{tv1} \cdot S_{ekv}}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = \frac{35 \cdot 114\,512}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = 241 \text{ l/min} \quad (\text{I})$$

Výpočet potřebného průtoku - tvářecí rychlost 2:

$$Q_{tv2} = \frac{v_{tv2} \cdot S_{ekv}}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = \frac{70 \cdot 114\,512}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = 481 \text{ l/min} \quad (\text{II})$$

Výpočet potřebného průtoku - tvářecí rychlost 3:

$$Q_{tv3} = \frac{v_{tv3} \cdot S_{ekv}}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = \frac{105 \cdot 114\,512}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = 722 \text{ l/min} \quad (\text{III})$$

Výpočet potřebného průtoku - zpětná rychlost:

$$Q_{zp2} = \frac{v_{zp_MAX} \cdot 2 \cdot S_{mez}}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = \frac{120 \cdot 2 \cdot 15\,708}{10\,000} \cdot \frac{60}{100} = 227 \text{ l/min} \quad (\text{IV})$$

Volba hydrogenerátorů:

Pro řízení rychlosti se použijí tři hydrogenerátory s konst. geometrickým objemem viz. Tab. V.

Tab. V: Parametry hydrogenerátoru.

Geometrický objem	V_g	180	[cm ³ /ot]
Průtok	$Q_{\dot{c}}$	266,4	[l/min]
Nominální tlak	p_{nom}	35	[MPa]



Volba elektromotoru:

Byl zvolen 4pólový třífázový asynchronní elektromotor. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v Tab. VI.

Tab. VI: Parametry elektromotoru.

Otáčky elektromotoru	n_{em}	1 480	[ot/min]
Výkon elektromotoru	P_{em}	110	[kW]

Výpočet průtoku hydrogenerátoru:

$$Q_{\xi} = \frac{V_g \cdot n_{em}}{1\,000} = \frac{180 \cdot 1\,480}{1\,000} = 266,4 \text{ l/min} \quad (\text{V})$$

Výkon čerpadla - minimální tvářecí tlak:

$$P_{\xi_{min}} = \frac{p_{min} \cdot Q_{\xi}}{60} = \frac{28 \cdot 266,4}{60} = 124,32 \text{ kW} \quad (\text{VI})$$

Přetížení elektromotoru - minimální tvářecí tlak:

$$k_{min} = \frac{P_{\xi_{min}}}{P_{em}} = \frac{124,32}{110} = 1,13 \quad (\text{VII})$$

Výkon čerpadla - maximální tvářecí tlak:

$$P_{\xi_{max}} = \frac{p_{max} \cdot Q_{\xi}}{60} = \frac{35 \cdot 266,4}{60} = 155,4 \text{ kW} \quad (\text{VIII})$$

Přetížení elektromotoru - maximální tvářecí tlak:

$$k_{max} = \frac{P_{\xi_{max}}}{P_{em}} = \frac{155,4}{110} = 1,41 \quad (\text{IX})$$

Účinnost hydrogenerátoru:

$$\eta_{\xi} = 0,903$$

Výpočet skutečného průtoku hydrogenerátoru:

$$Q_{\xi_{skut}} = Q_{\xi} \cdot \eta_{\xi} = 266,4 \cdot 0,903 = 240,56 \text{ l/min} \quad (\text{X})$$

Výpočet potřebného průtoku - zpětná rychlost (jeden válec):

$$Q_{zp1} = S_{mez} \cdot v_{zp_{max}} = 15\,708 \cdot 120 = 113,1 \text{ l/min} = 0,1131 \text{ m}^3/\text{min} \quad (\text{XI})$$

Kontrola rychlosti proudění ve zpětném potrubí

Původní příruba válce se konstrukčně upraví navrtáním druhého kanálku pro přívod hydraulické kapaliny z důvodu potřebného průtočného množství pro zpětný chod beranu. Pro zvolenou zpětnou rychlost se provede kontrola proudění kapaliny.



Volba světlosti zpětného potrubí:

$$d = 16 \text{ mm} \quad (\text{XII})$$

Výpočet průřezu potrubí:

$$S_p = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2 \cdot 201 \text{ mm}^2 = 0,000402 \text{ m}^2 \quad (\text{XIII})$$

(Pozn. uvažujeme dva přívodní kanálky.)

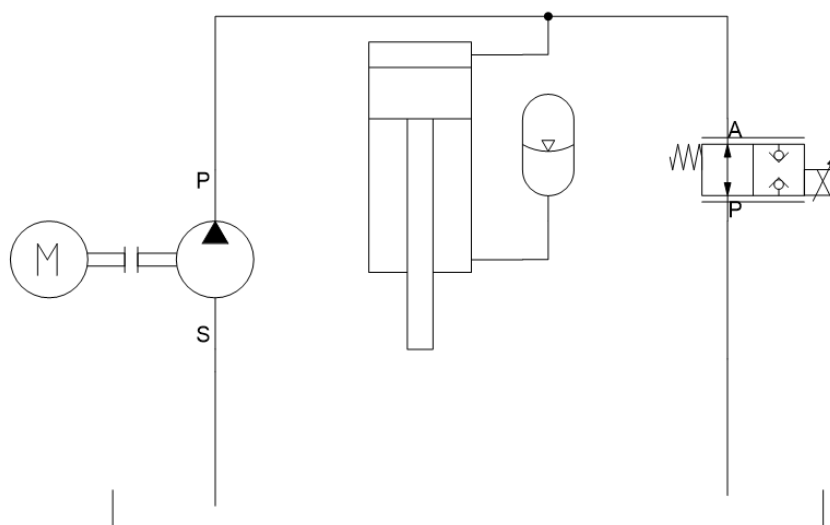
Výpočet rychlosti proudění kapaliny ve zpětném potrubí:

$$v_p = \frac{Q_{zp1}}{S_p} = \frac{0,1131}{0,000402 \cdot 60} = 4,7 \text{ m/s} < 6 \text{ m/s} \quad (\text{XIV})$$

Kontrola proudění kapaliny je splněna.

Koncepce hydraulického pohonu

Koncepci hydraulického pohonu, který chce realizovat zadávající firma PRATO lze vidět na Obr. VI. Jedná se o uvažovaný koncept umožňující dosažení vysoké frekvence zdvihů beranu.



Obr.VI: Koncepce hydraulického pohonu.



Výpočet šroubů pro předepínání svorníku

Parametry výpočtu šroubů jsou uvedeny v Tab. VII.

Tab. VII: Parametry výpočtu šroubů.

Počet šroubů	n	8	[–]
Pevnostní třída šroubů	i	8.8	[–]
Mez kluzu	Re	640	[MPa]
Mez pevnosti	Rm	800	[MPa]
Koeficient bezpečnosti	k	2	[–]
Míra využití meze kluzu	v	0,9	[–]
Součinitel tření v závitech	f_z	0,14	[–]

Vypočtená montážní síla:

$$F_m = 166\,572\,N \quad (\text{XV})$$

Montážní síla působící na jeden šroub:

$$F_{m1} = \frac{F_m}{n} = \frac{166\,572}{8} = 20\,822\,N \quad (\text{XVI})$$

Návrh závitu šroubu a jeho parametrů:

$$\frac{F_{m1}}{S'_3} \leq \frac{v \cdot Re}{k}, \quad S'_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{m1} \cdot k}{\pi \cdot v \cdot Re}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20\,822 \cdot 2}{\pi \cdot 0,9 \cdot 640}} = 9,59\,mm \quad (\text{XVII})$$

Maximální napětí v jádře šroubu:

$$\sigma_D = \frac{v \cdot Re}{k} = \frac{0,9 \cdot 640}{2} = 288\,MPa \quad (\text{XVIII})$$

Volba šroubu:

Zvoleny jsou šrouby se zápustnou hlavou a vnitřním šestihranem **M16x1,5 DIN 912-8.8**.

Geometrické parametry šroubu jsou uvedeny v Tab. VIII.

Tab. VIII: Geometrické parametry šroubu.

P	1,5	[mm]
d	16	[mm]
d_1	14,376	[mm]
d_2	15,026	[mm]
d_3	14,160	[mm]

Stanovení minimálního počtu nosných závitů:

Hůře namáhaný materiál představuje kroužek předepínacího přípravku z oceli 11 523, který přibližně odpovídá pevnostní třídě šroubu 6.8. Pro něj je dovolený tlak v závitech p_{zdov} roven 110 MPa.



Výpočet nosných závitů:

$$z \geq \frac{F_{m1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{F_{m1}}{p_{zdov} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}} = \frac{20\,822}{110 \cdot \pi \cdot 15,026 \cdot \frac{16 - 14,376}{2}} = 4,94 \quad (\text{XIX})$$

Minimální délka zašroubování:

Dle [17] platí pro minimální délku zašroubování pro materiál 11 523 s hodnotou $R_m > 500 \text{ MPa}$ vztah:

$$l_{smin} = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 16 = 14,4 \quad (\text{XX})$$

$$l_s = 15 \text{ mm} \quad (\text{XXI})$$

Napětí v krutu při dosažení montážní síly ve šroubu:

Výpočet napětí od třecího momentu v závitech se provede při vyvození potřebné montážní síly F_{m1} .

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 15,026} = 1,820^\circ \quad (\text{XXII})$$

Úhel tření v závitu šroubu:

Tento úhel závisí na součiniteli tření uvnitř závitu. Jedná se o pozinkovaný nemazaný šroub.

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \arctg \left(\frac{0,14}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 9,183^\circ \quad (\text{XXIII})$$

$$M_z = \frac{1}{2} \cdot F_{m1} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = \frac{1}{2} \cdot 20\,822 \cdot 15,026 \cdot \text{tg}(1,820 + 9,183) \\ = 30\,417 \text{ Nmm} = 30,417 \text{ Nm} \quad (\text{XXIV})$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 14,160^3}{16} = 557 \text{ mm}^3 \quad (\text{XXV})$$

Napětí v krutu:

Napětí ve smyku uvnitř šroubu je způsobeno třením v závitech šroubu M_z .

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{30\,417}{557} = 55 \text{ MPa} \quad (\text{XXVI})$$

Napětí v tahu:

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14,160^2}{4} = 158 \text{ mm}^2 \quad (\text{XXVII})$$



$$\sigma = \frac{F_{m1}}{S_3} = \frac{20\,822}{158} = 132 \text{ MPa} \quad (\text{XXVIII})$$

Redukované napětí dle Beltramiho hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{132^2 + 4 \cdot 55^2} = 172 \text{ MPa} \quad (\text{XXIX})$$

Výsledná statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{172} = 3,7 \quad (\text{XXX})$$

Výpočet utahovacího momentu šroubu:

Moment tření pod hlavou šroubu:

$$M_h = F_{m1} \cdot f_h \cdot \frac{D_s}{2} = F_{m1} \cdot f_h \cdot \frac{d_k + D_o}{4} = 20\,822 \cdot 0,15 \cdot \frac{24 + 17,5}{4} = 32\,404 \text{ Nmm} \quad (\text{XXXI})$$
$$= 32,404 \text{ Nm}$$

Utahovací moment:

$$M_u = M_z + M_h = 30,417 + 32,404 = 63 \text{ Nm} \quad (\text{XXXII})$$

Kontrola kontaktního tlaku na kulových čočkách

Pro výpočet kontaktního tlaku je využit průmět mezikruží kulové plochy. Přesný výpočet kontaktního tlaku na kulových čočkách je téměř nemožný vzhledem k velkému množství parametrů (mění se styková plocha během klopení beranu apod).

Síla vyvozená jedním hydraulickým válcem při přechování:

$$F_{p1} = \frac{F_p}{2} = \frac{4\,000\,000}{2} = 2\,000\,000 \text{ N} \quad (\text{XXXIII})$$

Výpočet plochy mezikruží:

$$S_{\xi} = \frac{\pi}{4} (D_{\xi}^2 - d_{\xi}^2) = \frac{\pi}{4} (164^2 - 56^2) = 18\,661 \text{ mm}^2 \quad (\text{XXXIV})$$

Výpočet kontaktního tlaku:

$$p_{\xi} = \frac{F_{p1}}{S_{\xi}} = \frac{2\,000\,000}{18\,661} = 107 \text{ MPa} \quad (\text{XXXV})$$

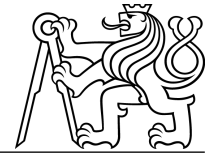
Kontrola dovoleného kontaktního tlaku:

Dovolený kontaktní tlak pro cementovanou a kalenou ocel 14 220 je 165 MPa.

$$p_{\xi} \leq p_D \quad (\text{XXXVI})$$

$$107 \leq 165 \quad (\text{XXXVII})$$

Kontrola dovoleného tlaku na kulových čočkách je splněna.



Tlak horní čočky na dno pístitnice při vyvození pýchovací síly

Výpočet plochy mezikruží dna horní čočky:

$$S_{\xi} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(177^2 - 89^2) = 18\,385 \text{ mm}^2 \quad (\text{XXXVIII})$$

Výpočet kontaktního tlaku na čočce:

$$p_{\xi} = \frac{F_{p1}}{S_{\xi}} = \frac{2\,000\,000}{18\,385} = 109 \text{ MPa} \quad (\text{XXXIX})$$

Kontrola dovoleného kontaktního tlaku:

Dovolený kontaktní tlak pro cementovanou a kalenou ocel 14 220 je 165 MPa.

$$p_{\xi} \leq p_D \quad (\text{XL})$$

$$109 \leq 165 \quad (\text{XLI})$$

Kontrola dovoleného kontaktního pod horní čočkou je splněna.

Kontrola vzpěrné tyče na tlak

Výpočet plochy mezikruží vzpěrné tyče:

$$S_v = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(159^2 - 56^2) = 17\,393 \text{ mm}^2 \quad (\text{XLII})$$

Výpočet tlaku ve vzpěrné tyči:

$$p_v = \frac{F_{p1}}{S_v} = \frac{2\,000\,000}{17\,393} = 115 \text{ MPa} \quad (\text{XLIII})$$

Kontrola dovoleného tlaku:

Dovolený tlak pro ocel 15 142.7 je 180 MPa.

$$p_v \leq p_D \quad (\text{XLIV})$$

$$115 \leq 180 \quad (\text{XLV})$$

Kontrola tlaku ve vzpěrné tyči je splněna.



Volba kulových podložek mechanismu vzpěrné tyče

V mechanismu se použijí vyrovnávací podložky DIN 6319 (konvexní podložka s označením DIN 6319-43-C-NI a konkávní s označením DIN 6319-49-D-NI od výrobce Eles+Ganter).

Hlavní parametry kulových podložek jsou v Tab. IX, detailní parametry v příloze.

Tab. IX: Parametry sady kulových podložek DIN 6319.

Materiál	cementovaná ocel 100-550 HV 10		
Maximální stat. zatížení	C_{stat}	542 000	[N]
Koeficient bezpečnosti	k	2	[-]

Kontrola statické únosnosti podložek:

Pro výpočet kontroly kulových podložek je nutné znát pracovní sílu Q_{1m} , která představuje stav, při které budou podložky ve spodní části mechanismu nejvíce namáhány.

Stanovení dovoleného namáhání:

$$C_D = \frac{C_{stat}}{k} = \frac{542\,000}{2} = 271\,000\,N \quad (XLVI)$$

Pracovní síla:

$$Q_{1m} = 161\,225\,N \quad (XLVII)$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{271\,000}{161\,225} = 1,7 \quad (XLVIII)$$

Kontrola podložek vyhovuje.