

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh a integrace dvojité děrovací stanice pro bezpečnostní otvor hlavových opěrek sedaček automobilů.

Autor: Bc. Marcel VANDA

Vedoucí práce: Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, Ph.D.

Akademický rok 2017/2018

Obsah

1	Úvod	12
1.1	Společnost Mubea	12
1.2	Vyjasnění zadání diplomové práce	13
1.3	Opěrka hlavy	13
1.3.1	Důležitost správného nastavení opěrky	14
1.3.2	Bezpečnostní systém sedadel	14
2	Úvod do problematiky	16
2.1	Technologie výroby hlavové opěrky	16
2.1.1	Předválcování a frézování	17
2.1.2	Ražení	17
2.2	Rešerše výrobních linek	18
2.2.1	Transferová linka KSB 25 ANLAGE – Rundtisch	18
2.2.1.1	Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky	19
2.2.1.2	Popis pracovního procesu výroby opěrky	19
2.2.2	Transferová linka KSB 15 ANLAGE – MFA	21
2.2.2.1	Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky	22
2.2.2.2	Popis pracovního procesu výroby opěrky	22
2.2.3	Výrobní linka KSB 2 (B6-1)	23
2.2.3.1	Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky	24
2.2.3.2	Popis stávajícího pracovního procesu výroby opěrky	25
3	Analýza současného stavu	26
4	Specifikace požadavku a základní data projektu	28
4.1	Vstupní data projektu výroby hlavové opěrky	28
4.1.1	Požadavky na efektivitu a výkon konstruovaného zařízení	29
4.1.2	Specifikace celé sestavy a zařízení	31
4.1.3	Obecné specifikace projektu	31
5	Koncept a varianty nového pracoviště	33
5.1	Projekt děrovací stanice č. 1	33
5.1.1	Schéma návrhu projektu č. 1	34
5.1.2	Technologický postup ražení děr pomocí razícího trnu	34
5.2	Projekt děrovací stanice č. 2	35
5.2.1	Schéma návrhu projektu č. 2	36

5.2.2	Technologický postup ražení děr pomocí šály a razníku	36
6	Úvodní návrhy nových konstrukčních uzlů	38
6.1	Schematický úvodní návrh	38
6.1.1	Návrh nových konstrukčních skupin	39
6.2	Návrh a dimenzování děrovacího uzlu stanice	39
6.2.1	Hydraulické válce razící	39
6.2.1.1	Materiál trubky hlavové opěrky	39
6.2.1.2	Výpočet střížního nástroje	40
6.2.1.3	Konstrukční návrh hydromotoru	45
6.2.1.4	Hydromotor BZ 500.50/32.01.201.25	46
6.2.1.5	Kontrolní výpočet kritického průměru pístnice	47
6.2.1.6	Ovládací prvky hydraulického válce BZ 500.50/32.01.201.25	49
6.2.2	Hydraulické válce upínací	50
6.2.2.1	Hydromotor BZ500.50/32.01.201.40	50
6.2.2.2	Spojka s protikusem BZ	52
6.3	Návrh a dimenzování pohybových uzlů děrovací stanice	52
6.3.1	Konstrukční návrh lineárního valivého vedení	52
6.3.1.1	Válečkové lineární vedení konstrukční řady RG	53
6.3.1.1.1	Konstrukční vlastnosti lineárního vedení, řady RG	53
6.3.1.2	Návrh a výpočet valivého vedení	54
6.3.1.2.1	Rozměry vedení a konstrukce	54
6.3.1.2.2	Výpočet jednotlivých stavů 1-4 [14]	55
6.3.1.2.3	Doba běhu posuvu [14]	59
6.3.1.2.4	Volba druhu valivých jednotek	60
6.3.1.2.4.1	Vektory sil a momentu v počátku souřadnic pro stavy 1-4 [14]	62
6.3.1.2.4.2	Efektivní síly jednotky [14]	63
6.3.1.2.5	Statická únosnost C_0 [14]	63
6.3.1.2.6	Dynamická únosnost C	65
6.3.1.3	Mazání pro typ RG	67
6.3.1.4	Konstrukční tvar kolejnic, jejich upevnění a potřebná délka	67
6.3.1.5	Těsnění	68
6.3.2	Konstrukční návrh kuličkového šroubu	69
6.3.2.1	Výpočet parametrů kuličkového šroubu	70
6.3.2.1.1	Ekvivalentní axiální zatížení F_{ax} a vstupní parametry	70

6.3.2.1.2	Výpočet kritických otáček	72
6.3.2.1.3	Pevnostní kontrola šroubu na tah a krut	72
6.3.2.1.4	Pevnostní výpočet na vzpěr kuličkového šroubu	73
6.3.2.1.5	Návrh ložiska pro uložení kuličkového šroubu	74
6.3.2.1.6	Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ZKLF	74
6.3.3	Konstrukční návrh servomotoru	77
6.3.3.1	Servomotor Beckhoff	78
6.3.4	Odměřování polohy	81
6.4	Metoda konečných prvků děrovací stanice	82
6.4.1	Výsledky a zdůvodnění výsledné simulace zatížení	84
7	Technické a ekonomické zhodnocení	86
8	Závěr	87

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi za jeho cenné rady při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Petru Bernardinovi za vstřícnost a pomoc při získání potřebných informací a podkladů.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vanda	Jméno Marcel	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Strojní inženýrství“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, Ph.D.	Jméno Zdeněk	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh a integrace dvojité děrovací stanice pro bezpečnostní otvor hlavových opěrek sedaček automobilů.		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	95	TEXTOVÁ ČÁST	69	GRAFICKÁ ČÁST	26
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	V diplomové práci bude provedena analýza současného stavu, požadavky na nové řešení, koncept nového pracoviště, návrh konstrukčního řešení děrovací stanice, 3D model stroje v programu Solid Edge ST8.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Mubea, technologie výroby hlavové opěrky, transferová linka typ KSB 2 (B6-1), analýza problému, koncept nového pracoviště, konstrukční řešení, integrace, výkresová dokumentace, CAD.

SUMMARY OF DIPLOMA THESIS

AUTHOR	Surname Vanda	Name Marcel	
FIELD OF STUDY	N2301 „Mechanical engineering“.		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec, Ph.D.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Construction design and integration of the double punching station for safety hole in the car seat headrest.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	95	TEXT PART	69	GRAPHICAL PART	26
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	In this diploma thesis will be analyzed current conditions, requirements for new solutions, concept of new workplace, construction design of punching station, 3D model of machine in Solid Edge ST8.
KEY WORDS	Mubea, technology of headrest production, transfer line type KSB2 (B6-1), the problem analysis, concept of the new workplace, construction design, integration, drawing documentation CAD.

Důležité fyzikální veličiny a jejich jednotky

- výběr z ČSN ISO 31-0 01 1300 až ČSN ISO 31-4 01 1300 [Veličiny 1994]
- výběr z dalších zdrojů a konvencí

NÁZEV VELIČINY	Obecně		Doporučeno pro FST	
	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI vč. jejich dekadických násobků/dílů a uznané CIPM	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI, dekadické nás./díly SI a uznané CIPM
Část 3: Mechanika				
ČSN ISO 31-3 01 1300 (výběr)				
hmotnost	m	kg	m	Kg
(objemová hmotnost), hustota (hmotnosti)	ρ	kg/m ³	ρ	kg/m ³
moment setrvačnosti	I, J	kg · m ²	J	kg · m ²
Síla	F	N	F	N
tíha, tíhová síla	$F_g, (G), (P), (W)$		F_g	
moment síly	M	N · m	M	N · m, N · mm
moment dvojice	M		$3 M$	
točivý moment	M, T		M_t	
Tlak	p	Pa	p	MPa
normálové napětí	σ		σ	
(smykové napětí), tečné napětí (<i>konvence</i>)	τ		τ	
poměrné prodloužení	ε, e	1	ε	1
zkos	γ		γ	
(Poissonův poměr), Poissonovo číslo	μ, ν	1	μ	1
modul pružnosti v tahu	E	Pa	E	4 MPa
modul pružnosti ve smyku	G		G	
(osový) kvadratický mo- ment průřezu	I_a, I	m ⁴	I	mm ⁴
polární (kvadratický) mo- ment průřezu	I_p	m ⁴	I_p	mm ⁴
průřezový modul	Z, W	m ³	W	mm ³
dynam. součinitel tření	$\mu, (f)$	1	f	1
statický součinitel tření	$\mu_s, (f_s)$		f_s	
kinematická viskozita	ν	m ² /s	ν	m ² /s
energie	E	J	E	J
práce	$W, (A)$		A	
potenciální energie	E_p, V, Φ		E_p	
kinetická energie	E_k, T		E_k	

výkon	P	W	P	W, kW, MW
účinnost	η	1	η	1
NÁZEV VELIČINY	Obecně		Doporučeno pro FST	
	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI vč. jejich dekadických násobků/dílů a uznané CIPM	ZNAČKA VELIČINY	MEZIN. ZNAČKA JEDNOTKY SI, dekadické nás./díly SI a uznané CIPM
16 Část 5: Různé (a) Další zdroje a konvence (výběr)				
posunutí od deformace	u	m	u	Mm
natočení od deformace	φ	rad	φ	Rad
tuhost	k	N/m	k	N/mm, N/m, N/ μ m
poddajnost	p	m/N	p	mm/N, m/N, μ m/N
viskózní tlumení	b	N · s/m	b	N · s/m
torzní tuhost	k_{φ}	N · m/rad	k_{φ}	N · mm/rad, N · m/rad
torzní poddajnost	p_{φ}	rad/(N · m)	p_{φ}	rad/(N · mm), rad/(N · m)
torzní viskózní tlumení	b_{φ}	N · m · s/rad	b_{φ}	N · m · s/rad
dovolená hodnota pro tlak	p_D	17 Pa	p_D	18 MPa
mez pevnosti pro normálová napětí	σ_p		σ_p	
- mez pevnosti v tahu	R_m, σ_{pt}		σ_{pt}, R_m	
mez kluzu pro normálová napětí	σ_k		σ_k	
- mez kluzu v tahu	R_e, σ_{kt}		σ_{kt}, R_e	
mez úměrnosti pro normálová napětí	σ_u		σ_u	
dovolená hodnota pro normálové napětí	σ_D		σ_D	
(základní) mez únavy pro normálová napětí	σ_C		σ_C	
mez únavy pro vrub pro normálová napětí	σ_C^*		σ_C^*	
mez pevnosti pro tečná napětí	τ_p		τ_p	
mez kluzu pro tečná napětí	τ_k		τ_k	
dovolená hodnota pro tečná napětí	τ_D		τ_D	
(základní) mez únavy pro tečná napětí	τ_C		τ_C	
mez únavy pro vrub pro tečná napětí	τ_C^*		τ_C^*	

1 Úvod

Zadavatelem diplomové práce je firma Mubea s.r.o.

1.1 Společnost Mubea

Společnost Mubea byla založená v roce 1916 Josefem Muhrem a její ústředí se nachází v Attendornu v Německu. Již 100 let je firma Mubea lídrem na předních místech výroby v segmentech pružinového průmyslu a systémových komponentů. Společnost už dlouhodobě pracuje na vývoji a výrobě produktů hlavně pro automobilový průmysl. Táto společnost s 11 000 zaměstnanci a 29 pobočkami v 19 zemích má své zastoupení i v České republice a to v Žebráku a Prostějově.

Společnost Mubea nabízí kompletní výrobu od projekce přes konstrukci, modelování a formování až po konečnou kontrolu hotového výrobku. „Zákazník má tak v naší společnosti úsporné hotové řešení“ říká Bernhard Spielvogel. „Naše společnost je dodavatelem úrovně 1, to znamená, že dodávky směřují přímo ke koncovým zákazníkům. To platí jak v případě výroby jednotlivého prototypu, tak i celé série“. [1]

V roce 1994 byla založená první pobočka v průmyslové zóně Žebráku. V roce 1995 byla postavena první výrobní hala. Kde šlo hlavně o výrobu v oblasti nástrojů a přípravků, tak i o výrobu produktů pro domácnost.

Druhá výrobní hala byla postavená v roce 1998 a v roce 1999 je spuštěná montáž napínacího systému klínového řemene. V roce 2003 je otevřena třetí výrobní hala pro výrobu lisovaných a svařovaných dílů na podvozky automobilů.

Dalším krokem bylo v roce 2010 koupě a renovace haly (Itnos), kde se nachází moderní nástrojárna se zakázkovou výrobou. Nachází se zde vlastní konstrukční kancelář, pracovna pro programování strojů i pracovna pro samostatnou technologickou přípravu výroby.

V roce 2012 bylo učiněno rozhodnutí na výstavbu páté haly, ve které byla zahájena výroba dílu z karbonových vláken. Zde byly investovány nemalé peníze na pořízení inovativní technologie, která je šetrná k životnímu prostředí.

V současné době má Mubea Žebrák cca 900 zaměstnanců, z toho cca 200 zaměstnanců pracuje v moderní nástrojárně. Vyrábí se zde různé druhy napínáků řemenů, pružné páskové spony, různé svařované a lisované díly, pružiny a výrobky s nimi úzce spojené, opěrky hlav, tyčky pro opěrky hlav, stroje a zařízení a díly z karbonových vláken. Na zajištění takové výroby je nutný moderní strojový park, který je složen z CNC obráběcích center, CNC soustruhů, horizontek, frézek, konvenčních obráběcích strojů i nekonvenčních elektrojiskrových strojů.



Mubea
light.efficient.global.

Obrázek 1 – Logo firmy Mubea [23]

1.2 Vyjasnění zadání diplomové práce

Táto diplomová práce má za úlohu vyřešit problematiku a integraci dvojité děrovací stanice pro bezpečnostní otvor hlavových opěrek sedaček automobilů VW BR 205 do výrobní linky KSB 2 (B6-1). Bezpečnostní otvor hlavových opěrek má zajistit zvýšenou bezpečnost při crash testech i možné dopravní kolizi.

V této práci bude nutné provést analýzu současného stavu, udělat rešerše transferových linek, zajistit požadavky na nové řešení. Dalším krokem bude kompletní návrh konceptu nového pracoviště, výslední konstrukční řešení děrovací stanice a její možná integrace do výrobní linky KSB 2 (B6-1).

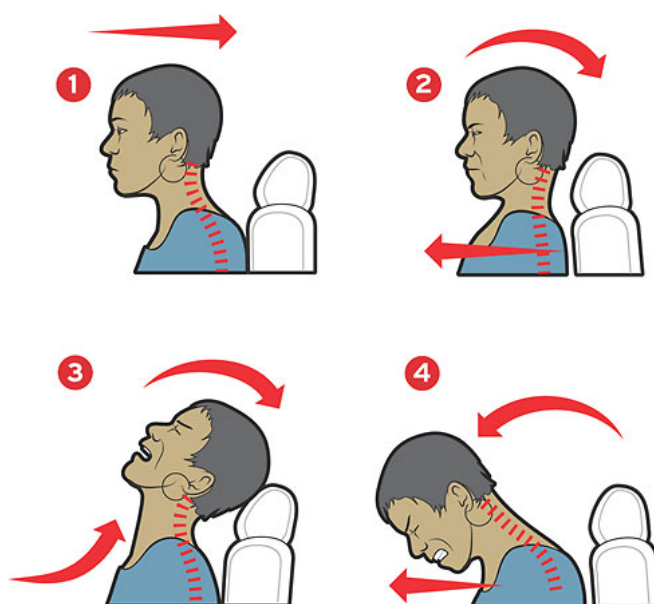
1.3 Opěrka hlavy

Hlavové opěrky jsou součástí interiéru každého automobilu a slouží k eliminaci působících sil na krční páteř a k odvrácení možných zranění při autonehodě. Hlavové opěrky jsou speciálně navrženy pro práci ve shodě s bezpečnostními pásy. Z konstrukčního hlediska se na tento účel používají tenkostěnné trubky. K sedačce jsou upevněny pomocí podpěr nebo tyčí. Při návrhu opěrky je nutné brát v potaz i její estetickou stránku, vzhledem k tomu, že je součástí interiéru automobilu, viz obrázek 2.



Obrázek 2 - Hlavová opěrka [2]

K poranění krční páteře dochází především při nárazu zezadu a to již při rychlostech 10km/h. Jedná se o poranění, které vzniká při prudkém a nečekaném pohybu hlavy vlivem působení velké síly při vnějším nárazu. Působení sil je zobrazeno na obrázku 3, hlava a krk se prudce ohnou vzad, posléze okamžitě následuje prudký pohyb opačným směrem, což připomíná vlnící se bič při šlehnutí. Tento pohyb není krční svalstvo schopné absorbovat a tak dochází k natažení páteře, nervů, svalstva a cév. Toto poranění představuje 95% úrazů při nárazech zezadu.



Obrázek 3 – Působení sil při nárazu automobilu [3]

1.3.1 Důležitost správného nastavení opěrky

Aby opěrka hlavy plnila svůj účel, musí být vhodně nastavena. Ačkoli většina automobilů má opěrky výškově nastavitelné, až čtvrtina řidičů je nemá seřízené ideálně. Odborníci radí, aby řidiči nezapomínali na správné nastavení opěrky hlavy, viz obrázek 4 a 5. Její vršek by měl být minimálně souběžně nebo optimálně o 3 až 5 cm výš, než je temeno hlavy řidiče a cestujících ve vozidle. Opěrka nesmí být od hlavy ani příliš daleko [4]



Obrázek 4 – Nastavení opěrky hlavy [4]

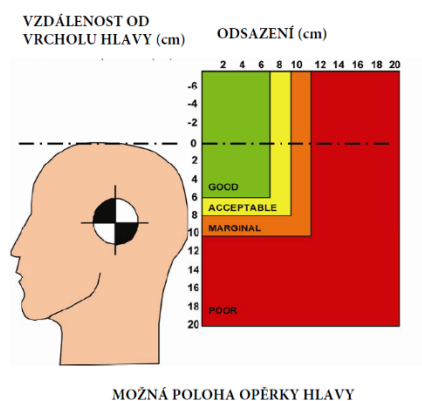
1.3.2 Bezpečnostní systém sedadel

RHR (Reactive Head Restraint) - opěrka hlavy, která se automaticky posunuje vpřed a vzhůru během nehody. Pohyb je vyvozován hmotností cestujícího, který se opře do opěradla.[4]

PAHR (Pro Active Head Restraint) - opěrka hlavy, která se automaticky posunuje vpřed a vzhůru na počátku nárazu. Pohyb je odstartován signálem ze senzorů na nárazníku nebo uvnitř automobilu.[4]

RAS (Reactive Seat) - celé sedadlo i s opěrkou, které absorbují energii při nárazu zezadu.[4]

PAS (Passive Seat) – sedadlo obsahuje speciální pěnu, která absorbuje energii při nárazu.[4]



Obrázek 5 – Ideální nastavení opěrky hlavy [5]

2 Úvod do problematiky

2.1 Technologie výroby hlavové opěrky

Jedním z hlavních produktů firmy Mubea, je výroba tyček hlavové opěrky, viz obrázek 7. Firma Mubea vlastní technologii MUBEA TRT, která umožňuje použití tenkostěnných trubek ve výrobě. Jejím použitím je možné hmotnost držáku hlavových opěrek a zadržovacích tyčí snížit až o 30 % oproti standardním trubkám. Tento typ technologie nabízí odlehčené typy konstrukce trubek.

Proces válcování zastudena, vyvinutý firmou Mubea, je založený na technologii flexibilního válcování a umožňuje výrobu trubek s proměnlivými tloušťkami trubek po celé délce trubky. Profil trubky je zobrazen na obrázku 6. [6]



Obrázek 6 - Profil trubky [7]

Trubky vyrobené technologií flexibilního válcování, nabízí držáky hlavové opěrky, které disponují sníženou hmotností až o 30%, velkými hloubkami výřezu s uzavřeným kořenem výřezu. Dochází tak k pohlcování energií, které jsou dosažené určitými rozsahy plastických deformací a je možné provádět výrobu i náročných tvarů podle zatížení.

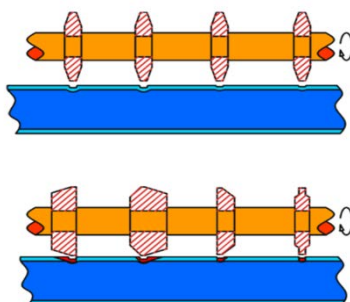
V trubkách se nacházejí aretační drážky, které nám umožňují nastavení ideální výšky opěrky. Do výrobního procesu ideálního dílu jsou začleněny různé procesy ohýbání, proces předválcování a frézování nebo ražení. Při procesu ohýbání, je nutné zabránit prasknutí tyčí a z hlediska snížení výrobní tolerance, je do pracovního procesu vložena detekce svárového švu a polohovací systém.



Obrázek 7 - Tyčka hlavové opěrky [7]

2.1.1 Předválcování a frézování

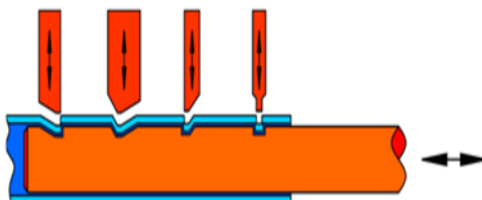
Předválcování a frézování je zobrazeno na obrázku 8. Touto technologií obrábění je možné snížit hmotnost držáku hlavové opěrky až o 25% oproti standardním profilům trubek. Při prvním kroku výroby držáku hlavové opěrky je použita technologie předválcování, kde dochází k vtlačení části profilu do trubky, a následně vzniknou drážky. Tyto drážky jsou opracované technologií frézování do požadovaného tvaru.



Obrázek 8 - Předválcování a frézování [7]

2.1.2 Ražení

Jedná se o alternativní technologii k předválcování a frézování. U této technologie výroby jsou výřezy hlavové opěrky vytvořeny na vnitřním trnu použitím razníku. To umožňuje výrobu „křivkových“ výřezů. Tento proces výroby navíc snižuje náklady na výrobu, protože není nutná další operace, kterou je odjehlení obrobku. Ražení zobrazuje obrázek 9.



Obrázek 9 – Ražení [7]

2.2 Rešerše výrobních linek

Firma Mubea má v provozu 25 linek na výrobu hlavových opěrek. Číslo 26, momentálně se oživuje po přestěhování z Německa. Linky KSB č. 27 a 28 jsou těsně před dokončením konstrukce, většina nakupovaných dílů je již objednána a vyráběné díly jsou již ve výrobě.

Ke každé lince je dodávána kompletní technická dokumentace, prohlášení o shodě, elektroplány, sw, výkresy sestav, seznam náhradních a opotřebitelných dílů, hydraulické schéma, pneumatické schéma.

2.2.1 Transferová linka KSB 25 ANLAGE – Rundtisch

Transferová linka, viz obrázek 10, je určená k výrobě specifických dílů hlavové opěrky. Především pro výrobu drážek. Jednotlivé díly musí být ještě zkontrolovány, zda nejsou mechanicky poškozené. Zkontrolované díly se pak musí správně zakládat na skluz stroje.

Základní parametry stroje:

Montážní automat – typ:	Rundtisch KSB 25
Výrobní číslo	ZEB-ZBF 200/16
Výkres číslo	4230021000-15
Rok výroby	2016
Provozní napětí	3 x 400V 50Hz
Jmenovitý proud	110 A
Ovládací napětí	24 V DC
Celkový příkon zařízení	75 kW
Maximální pneumatický tlak	8 bar
Hladina hluku	< 70 dB
Maximální hydraulický tlak	250 bar
Rozměry	6200 x 5900 x 3070 mm
Hmotnost	10000kg

Podmínky provozu elektrického zařízení:

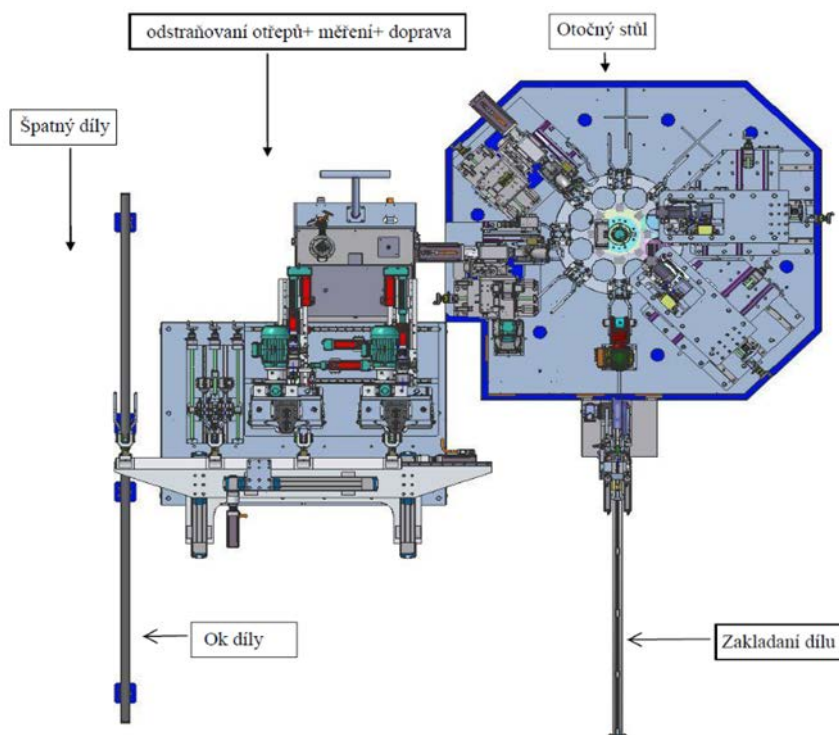
Provozní teplota	0 až 55 °C
Přepravní a skladovací teplota	-20 až 70°C
Třída vlhkosti	3K3 dle EN 60721, bez orosení
Odolnost vibracím	1g/0 až 150Hz

Odolnost nárazům

15g/11 ms

Životnost baterií

5 let



Obrázek 10 - Linka KSB 25

2.2.1.1 Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky

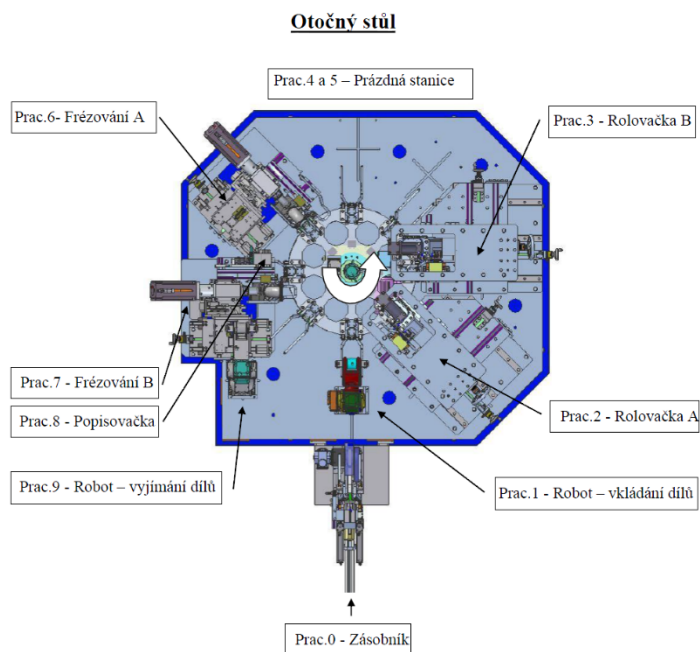
Touto technologií obrábění je možné snížit hmotnost držáku hlavové opěrky až o 25% oproti standardním profilům trubek. Při prvním kroku výroby držáku hlavové opěrky je použita technologie předválcování, kde dochází k vtažení části profilu do trubky, a následně vzniknou drážky. Tyto drážky jsou opracované technologií frézování do požadovaného tvaru.

U této linky se pracoviště předválcování (rolování) nachází na otočném stole pracoviště AP2 a AP3, viz obrázek 11. Zde dochází k rolování pravé a levé strany opěrky.

Frézování drážek opěrky po operaci rolování se uskuteční na pracovišti AP6 a AP7.

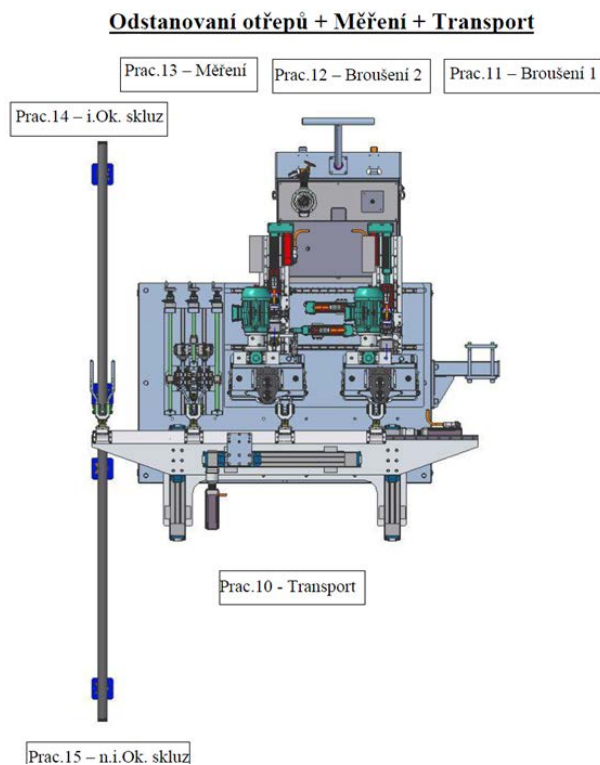
2.2.1.2 Popis pracovního procesu výroby opěrky.

Na pracoviště AP0 je nutné zkontrolovat díly správně vkládat na skluz stroje. Pracoviště AP1 je robot, který tyčku odebere a vloží do základacího místa na otočný stůl. AP2 a AP3 je pracoviště rolovacího zařízení, které umožní rolování drážky jedné i druhé strany tyčky. Pracoviště AP4 a AP5 jsou prázdná, je zde možnost přidat další zařízení. Na pracovišti AP6 a AP7 dochází pomocí frézovacího zařízení k frézování drážky na obou stranách opěrky.



Obrázek 11 - Otočný stůl linky KSB 25

Pracoviště AP8 je vybaveno popisovacím zařízením, které označí opěrku příslušným kódem. Na pracovišti AP9 se nachází robot, který odebere z otočného stolu díl a přemístí na transport. Obrázek 12 zobrazuje pracoviště AP10 až AP 15. AP10 slouží pro transport jednotlivých dílů.



Obrázek 12 - Transport, broušení a měření linky KSB25

Pracoviště AP11 a AP12 je brousící zařízení, kde dojde k broušení otřepů, nejdřív na jedné straně opěrky, poté transport přesune opěrku na druhé pracoviště brusky, kde se obrousí druhá strana. AP13 je pracoviště výstupní kontroly, kde se kontrolují správné délky a správně vyfrézované drážky vyrobené opěrky. Následně čelisti transportu uchopí díl a podle výsledního měření ho vloží na pracoviště AP14, platí pro ideálně díly, nebo špatný díl na pracoviště AP15.

2.2.2 Transferová linka KSB 15 ANLAGE – MFA

Transferová linka KSB 15 ANLAGE – MFA, zobrazena na obrázku 13, se taky používá na výrobu různých tvarových a rozměrových identů hlavových opěrek. Veškeré měření, různé kontroly, ohýbání, tauování, rolování, frézování, broušení i výstupní kontrola opěrky je řízena zcela automaticky v průběhu celého pracovního cyklu.

Základní parametry stroje:

Montážní automat – typ:	KSB 15 - MFA
Výrobní číslo	ZEB-ZBF 200/16
Výkres číslo	1 037 000 000/0
Rok výroby	2012
Provozní napětí	400V 50Hz
Jmenovitý proud	110 A
Ovládací napětí	24 V DC
Celkový příkon zařízení	75 kW
Maximální pneumatický tlak	6 bar
Hladina hluku	< 70 dB
Maximální hydraulický tlak	250 bar
Rozměry	14 000 x 9 500 x 3 000 mm
Hmotnost	22 000kg

Podmínky provozu elektrického zařízení:

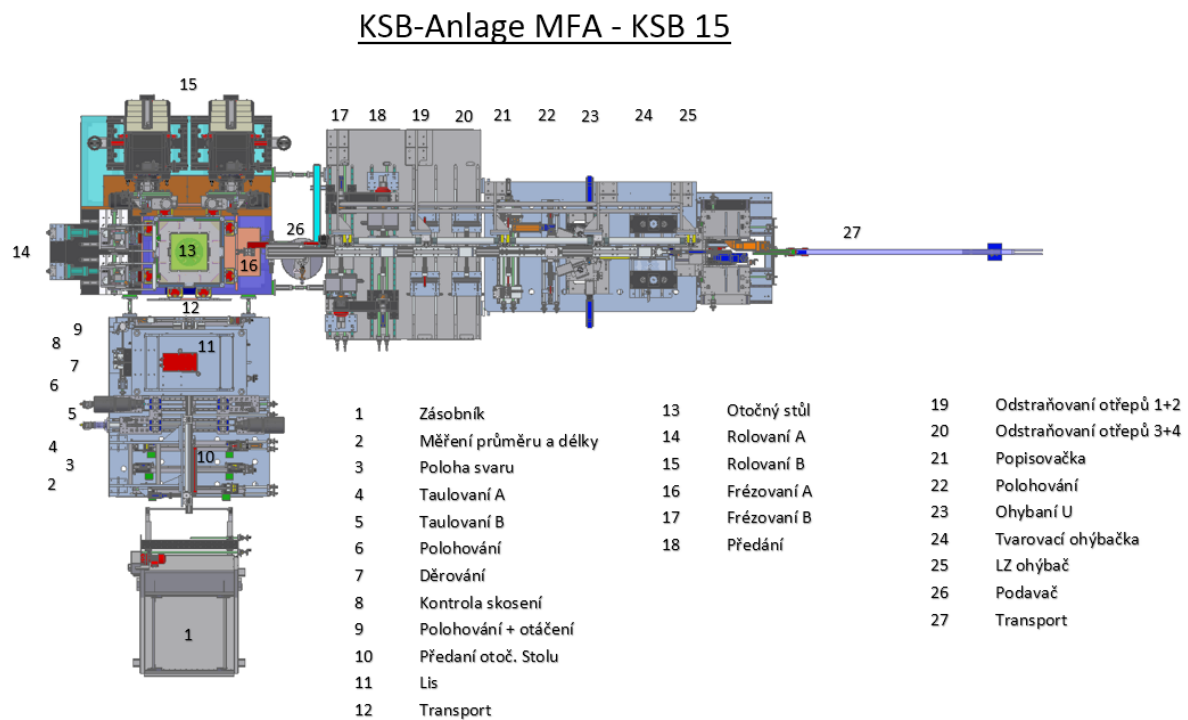
Provozní teplota	+5 °C / +40 °C
Přepravní a skladovací teplota	-20 až 70°C
Třída vlhkosti	3K3 dle EN 60721, bez orosení
Odolnost vibracím	1g/0 až 150Hz
Odolnost nárazům	15g/11 ms
Životnost baterií	5 let

2.2.2.1 Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky

Touto technologií obrábění je možné snížit hmotnost držáku hlavové opěrky až o 25% oproti standardním profilům trubek. Při prvním kroku výroby držáku hlavové opěrky je použita technologie předválcování, kde dochází k vtažení části profilu do trubky, a následně vzniknou drážky. Tyto drážky jsou opracované technologií frézování do požadovaného tvaru.

Na lince KSB 15 probíhá operace předválcování (rolování) na pracovišti AP14 a AP15. Na pracovišti rolování se tyčka opěrky upne pomocí hydraulického válce. Rolovacím nástrojem je rolovací kazeta. Pomocí rolovacího hydraulického válce je rolovací kazeta lineárně vedená a nastává vertikálním pohybem proces rolování.

Proces frézování probíhá na pracovišti AP16 a AP17. Transport přepraví tyčku na frézovací pracoviště, pomocí hydraulického válce dojde k upnutí tyčky. Následně se pomocí servomotoru, pohyb vertikální a pomocí hydraulického válce, boční posun, provede operace frézování už rolované drážky.



Obrázek 13 - Linka KSB 15

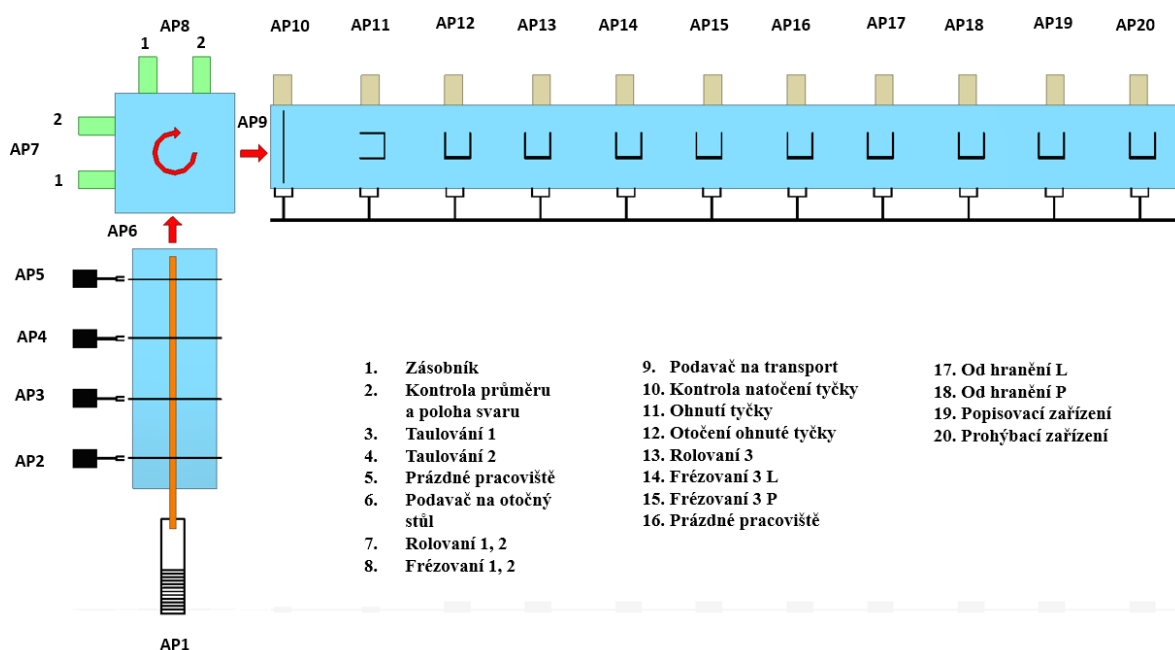
2.2.2.2 Popis pracovního procesu výroby opěrky

Součástí pracoviště AP1 je zásobník pro trubky opěrky. Podavač dopraví trubku na pracoviště AP2, kde probíhá kontrola průměru a délky trubky. Trubky nesplňující požadované parametry jsou z linky odstraněny. Na pracovišti AP3 se provádí kontrola polohy svaru na trubce. Na pracovišti AP4 a AP5 dochází k taulování, zaoblení obou konců trubky. Pracoviště AP6 dochází k polohování trubky. AP7 je jednoduchá děrovací stanice. Pracoviště AP8 slouží na kontrolu skosení trubky. Polohování a otáčení trubky do požadované polohy se provádí na pracovišti AP9. Transport AP10 umožňuje pohyb trubky mezi jednotlivými pracovišti AP2 až AP6. AP11 je lis. Pracoviště AP12 slouží k předání trubky na otočný stůl AP13. Na pracovišti AP14 dochází k rolování obou stran trubky. Frézování drážek na obou stranách trubky se uskuteční na

pracovišti AP15. Z pracoviště AP15 na transport AP26 se trubka dostane pomocí podavače z AP16. Transport AP26 přesune trubku na pracoviště AP16, kde dochází k odstranění ořepů 1+2. Na pracovišti AP17 dochází k odstranění ořepů 3+4. Pracoviště AP18 má popisovací zařízení. AP19 je pracoviště pro správné polohování trubky před operací ohýbání do tvaru U. Součástí pracoviště AP20 je tvarovací zařízení pro ohyb trubky. Pracoviště AP21 má LZ ohýbací zařízení. Podavač AP21 přesune hotový výrobek na skluz AP22.

2.2.3 Výrobní linka KSB 2 (B6-1)

Transférová linka typu KSB 2 (B6-1), schematicky zobrazena na obrázku 14, slouží k výrobě různých identů hlavových opěrek sedaček automobilů. Při minimálních úpravách linky je možné provádět výrobu různých rozměrových identů. Tím je možné vycházet vstříc většímu množství požadavků od více automobilových klientů.



Obrázek 14 - Linka KSB 2(B6-1)

Základní parametry stroje:

Montážní automat – typ:	Kopfstutzbugelanlage B6-1
Výrobní číslo	ZEB-KSB 60/13
Výkres číslo	104400000000/0
Rok výroby	2013
Provozní napětí	400V 50Hz
Jmenovitý proud	100 A

Katedra konstruování strojů

Marcel Vanda

Ovládací napětí	24 V DC
Celkový příkon zařízení	100 kW
Maximální pneumatický tlak	6 bar
Hladina hluku	< 70 dB
Maximální hydraulický tlak	250 bar
Rozměry	13 000 x 7 000 x 3 500 mm
Hmotnost	19 000kg

Podmínky provozu elektrického zařízení:

Provozní teplota	0 až 55 °C
Přepravní a skladovací teplota	-20 až 70°C
Třída vlhkosti	3K3 dle EN 60721, bez orosení
Odolnost vibracím	1g/0 až 150Hz
Odolnost nárazům	15g/11 ms
Životnost baterií	5 let

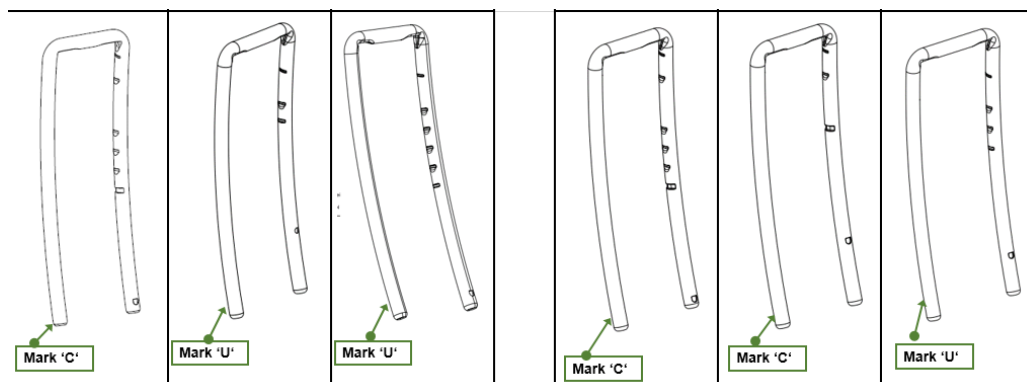
2.2.3.1 Charakteristika technologie výroby drážky hlavové opěrky

Touto technologií obrábění je možné snížit hmotnost držáku hlavové opěrky až o 25% oproti standardním profilům trubek. Při prvním kroku výroby držáku hlavové opěrky je použita technologie předválcování, kde dochází k vtlačení části profilu do trubky, a následně vzniknou drážky. Tyto drážky jsou opracované technologií frézování do požadovaného tvaru.

Na lince KSB 2(B6-1) probíhá operace předválcování (rolování) na pracovišti AP 7_{1,2}. Na pracovišti rolování se tyčka opěrky upne pomocí hydraulického válce. Rolovacím nástrojem, pomocí rolovacího hydraulického válce, se uskuteční vertikálním pohybem proces rolování.

Proces frézování zde probíhá na pracovišti AP 8_{1,2}. Otočením přepraví tyčku na frézovací pracoviště, pomocí hydraulického válce dojde k upnutí tyčky. Následně se pomocí servomotoru, pohyb vertikální a pomocí hydraulického válce, boční posun, provede operace frézování už rolované drážky.

V současné době transferová linka KSB 2 (B6-1) vyrábí 6 identů, jsou zobrazeny na obrázku 15.



Obrázek 15 – Identy hlavové opěrky

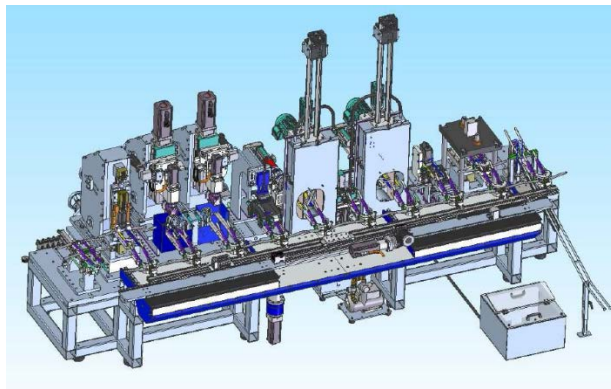
2.2.3.2 Popis stávajícího pracovního procesu výroby opěrky

První pracoviště AP1 je zásobník, kde jsou umístěné tyčky opěrky. Z podavače se tyčka dostane na pracoviště AP2, kde se kontroluje její průměr a poloha svaru. Na pracovišti AP3 a AP4 dochází k tzv. taulování, což je zaoblení obou konců tyčky. AP5 je prázdné, je možnost přidat další zařízení. Pracoviště AP6 je robot, který uchopí díl a vloží jej na otočný stůl. AP7 je rolování drážky 1 a 2. Na pracovišti AP8 dochází ke frézování drážky 1 a 2. AP9 je robot, který vkládá díl na transport.

AP10 je stanoviště kontroly správného natočení tyčky. Na pracovišti AP11 dochází k automatickému ohýbání tyčky na požadovaný tvar. Pracoviště AP12 nám umožní potřebné správné natočení už ohnuté tyčky. AP13 je pracoviště pro rolování drážky 3. Následuje AP14 frézování 3L levé strany. AP15 frézování 3P pravé strany. Na pozici AP16 je stolní uchopovací zařízení, z důvodu nutnosti držení tyčky. AP16, AP17 je pracoviště, kde dochází k odhranění levé a pravé strany tyčky po frézování. Pracoviště AP19 je vybaveno popisovacím zařízením, které označí opěrku příslušným kódem. Na AP20 se nachází prohýbací zařízení, které nám prohne konec opěrky do požadovaného tvaru dle výkresové dokumentace.

3 Analýza současného stavu

Výrobní transferová linka KSB 2 (B6-1), viz obrázek 16, slouží hlavně k výrobě hlavových opěrek sedaček automobilů. Zejména pro zhotovení drážek opěrky. Konstrukce a užívání stroje splňuje bezpečnostní normy. Transferní linka je složená z rámu z ocelových profilů. Na rámu je přichycena základová ocelová deska, na které se nacházejí jednotlivá pracoviště.



Obrázek 16 - Linka KSB2(B6-1)

Stroj je určen pouze pro obsluhu jednou osobou. Práci na stroji může provádět pouze kvalifikovaný personál. V okolí stroje se nacházejí ochranné ploty a ochranné dveře, které zabraňují nebezpečnému zásahu do prostoru stroje.

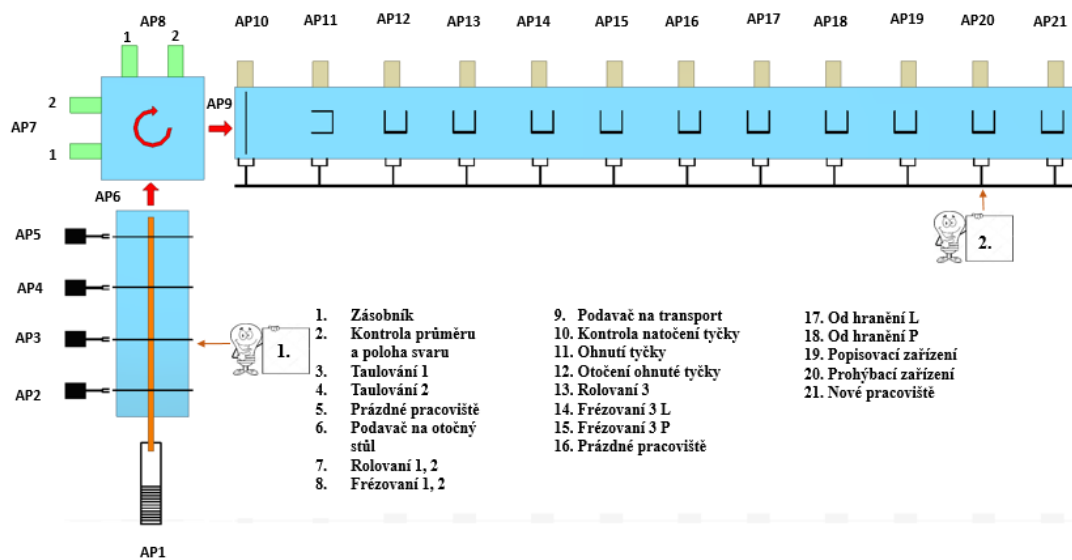
Stroj je opatřen centrálním mazáním. Ovládací panel je umístěný na otočném kloubu. Stroj se zapíná hlavním vypínačem na rozvaděči, který se nachází na zadní straně stroje.

Vhodným kandidátem pro splnění požadavku firmy WV je integrace děrovací stanice do transferové linky KSB 2 (B6-1).

Důvody pro využití linky KSB 2- B6-1:

- možnost využití volných pozic pracovišť
- linka už měla integrovanou jednoduchou děrovací stanici, není nutno instalovat dodatečně hydraulické, pneumatické ani elektrické rozvody a čidla (ekonomické hledisko)
- identická výroba indentů dle výkresové dokumentace od zákazníka
- vhodná technologie výroby
- dostačující výrobní kapacity
- volná linka

Tahle linka umožní uskutečnit dva samostatní projekty pro návrh a integraci děrovací stanice. Pro realizaci projektu č. 1 budeme uvažovat návrh a integrace děrovací stanice na začátku linky. Projekt č. 2 se zaměří na návrh a integraci děrovací stanice na konci linky, jak je znázorněno na obrázku 17. Vyhodnocení studie obou projektů bude provedeno později.



Obrázek 17 - Linka KSB 2(B6-1)

4 Specifikace požadavku a základní data projektu

Firma Mubea dostala požadavek od firmy VW na výrobu hlavové opěrky s bezpečnostním otvorem pro kolík. Důvodem bylo uvolňování opěrky při crash testu na automobilech, obrázek 18, což vede k možnému riziku ublížení na zdraví budoucích klientů



Obrázek 18 - Crash test VW [23]

4.1 Vstupní data projektu výroby hlavové opěrky

Základním požadavkem tohoto konstrukčního projektu je specifikace dle dodané výkresové dokumentace od firmy VW. Jedná se o typ opěrky C238 Hiau dle čísla výkresu LO581255AA, viz obrázek 19. Finální výrobek bude opěrka vyrobená podle výkresové dokumentace s oboustrannými prolisy a bude splňovat všechny požadavky zákazníka.



Obrázek 19 – Specifikace otvoru pro bezpečnostní kolík

4.1.1 Požadavky na efektivitu a výkon konstruovaného zařízení

Pro splnění a dodání požadovaného množství výrobku zákazníkovi musí konstruované zařízení splňovat určité kritéria.

Požadavky konstruovaného zařízení:

- minimální životnost 10 let
- 3 směny za den
- takt stroje včetně manipulace ≥ 8 ks/min.
 $\leq 7,5$ s/ks
- maximální čas při přestavbě na jiný projekt ≤ 8 hod.
- MTBF (systém spolehlivosti) ≥ 8 hod.
- MTTR (systém dostupnosti) < 10 min.
- výskyt chyb $\leq 0,5\%$
- OEE $\geq 80\%$

Teoretický takt:

Jde o čas, který je měřený během výroby deseti kusů hlavové opěrky bez jakéhokoliv přerušení nebo údržby.

Teoretický takt = změřený čas / 10

Reální poměr poruchovosti: $_{-} = QB/(QB+QG)*100$ [%]

Určení výkonosti zařízení pomocí hodnot:

- čas T potřebný k výrobě nejméně XX vyhovujících produktů (QG)
- počet N produkčních přerušení, za něž je zodpovědný dodavatel
- počet QB nevyhovujících hlavové opěrky, za něž je zodpovědný dodavatel

Průměrná doba mezi poruchami MTBF:

$MTBF = \Sigma (\text{prostoje} - \text{provoz}) / \text{počet poruch}$

Průměrný čas obnovení MTTR:

$MTTR = \text{celková doba prostoje} / \text{počet poruch}$

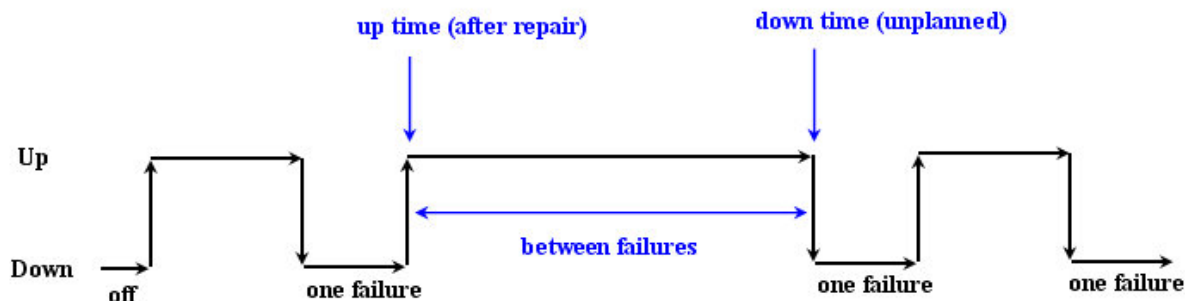
OEE:

$OEE = (\text{dostupnost} \times \text{výkonnost} \times \text{kvalita}) * 100$ [%]

Dostupnost = skutečný čas práce / naplánovaný čas práce

Výkonnost = (vyrobené části * teoretický takt) / skutečný čas práce

Kvalita = dobré díly / všechny vyrobené díly



Time Between Failures = { down time – up time }

Obrázek 20 – Doba mezi poruchami

Všechny tyto důležité výkonnostní parametry budou zkontrolovány během přejímky stroje (nejméně během jedné směny tj. 8 hodin). Zařízení bude uvedeno do provozu se sadou nových vyhovujících dílů. Výroba nekompatibilní hlavové opěrky bude přisuzovaná dodavateli zařízení, kromě případu použití nestandardních dílů.

Specifikace děrování:

- kontrola poškozeného/ zlomeného razníku
- Poka Yoke horního/dolního razníku
- Poka Yoke razníku dle průměru

4.1.2 Specifikace celé sestavy a zařízení

- obsluha zařízení 1 pracovníkem
- zajistit vkládání jednotlivých dílů do zakládacích míst jen jedním správním způsobem (Poka Yoke)
- v průběhu výroby na zařízení musí být 100% zaručena nemožnost smíchání dílu OK a nOK
- důležité charakteristiky zařízení v souladu s funkcemi produktu definuje firma Mubea
- žádné čidlo v pracovním prostoru pracovníka
- žádné poškození hlavové opěrky v průběhu procesu výroby
- nesmí docházet ke konfliktním situacím v manuálním režimu, při zapnutí/vypnutí nebo připojení/odpojení zařízení k přívodu vzduchu
- pro přívod zdrojů použít rychlospojky
- při výměně přípravku musí být tyto rychlovýměnné
- nutno chránit všechny díly vůči korozi
- veškerá použitá měřidla musí být způsobilá a jejich způsobilost bude ověřena metodou GR&R s výsledkem < 10
- parametry průlisu musí korespondovat dle výkresové specifikace a budou ověřeny měřením způsobilosti C_{pk} minimálně 1,66
- zaručit snadné zakládání dílu do upínacího přípravku se zúročitelnou opakovatelností
- výměnné přípravky nutno označit názvem projektu

4.1.3 Obecné specifikace projektu

- CE značení musí být připojeno na vnitřní stranu dveří elektrické skříně
- veškeré informace o výrobcí, číslo stroje a příkonu musí být umístěné na štítku na vnitřní straně dveří skříně
- dokumentace musí být v elektronické formě a musí být v českém jazyce

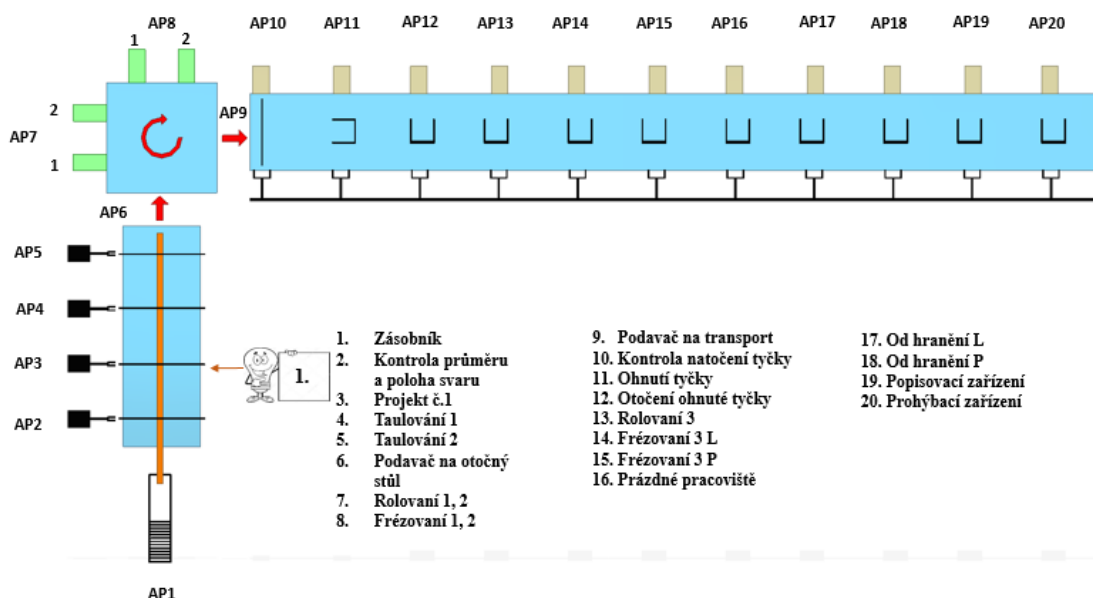
- dokumentace musí být vypracována ve shodě s platnými CE, DIN a VDE standardy a musí obsahovat minimálně části uvedené v MUBEA Feature Specification / Equipment specification for Developing Electrical Systems
- zařízení musí být v souladu s odpovídajícími aktuálními českými, německými a evropskými předpisy, zejména s předpisy upravujícími technické pracovní vybavení:
 - technickými požadavky pro mechanické zařízení – vládní nařízení 176/2008 Sb.
 - bezpečnosti strojních zařízení ČSN EN 60204 – 1 Ed. 2 (33 200) pro elektrická zařízení, EN ISO 12100-1/A1 a také EN ISO 13849-1
 - všeobecné specifikace MUBEA

5 Koncept a varianty nového pracoviště

Zpracování konceptu nového pracoviště u výrobní linky KSB 2 (B6-1) lze provést pomocí více variant, rozhodujícím faktorem je splnění kritérií, efektivita výroby, a taky ekonomická efektivnost.

5.1 Projekt děrovací stanice č. 1

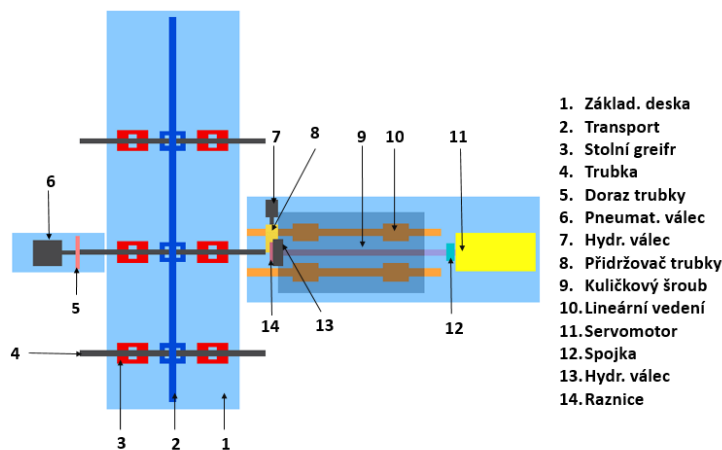
Projekt č. 1, viz obrázek 21, bude obsahovat schematický návrh děrovací stanice, specifikaci jednotlivých skupin, znázornění jednotlivých uzlů, technologický postup ražení děr, provedení výpočtů jednotlivých komponentů, celkový konstrukční návrh, 3D model pro integraci děrovací stanice. Popíšeme zde způsob děrování, výhody a nevýhody děrovací stanice s ohledem na její umístění a funkčnost.



Obrázek 21 - Projekt č. 1

Tento projekt bude vyžadovat změnu pracovišť. Nová děrovací stanice bude integrována na pracoviště AP3, taulování 1 bude umístěné na pracovišti AP4 a taulování 2 na pracovišti AP5. První způsob ražení děr bude pomocí razícího trnu, viz obrázek 23.

5.1.1 Schéma návrhu projektu č. 1

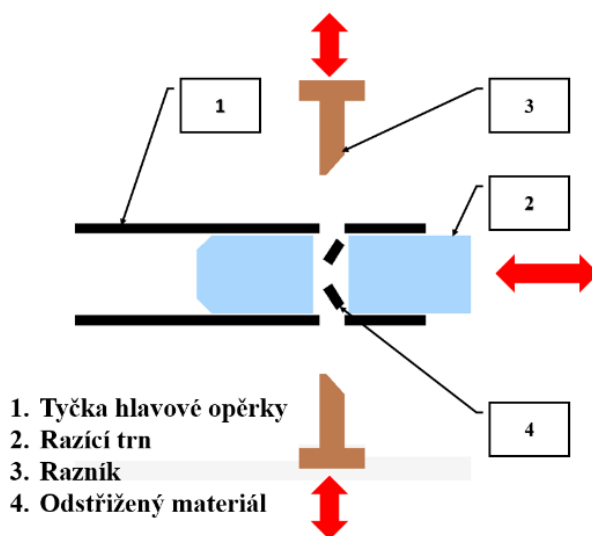


Obrázek 22 - Schéma projektu 1

5.1.2 Technologický postupu ražení děr pomocí razícího trnu.

Popis pracovního cyklu děrování:

Ze zásobníku transport přesune tyčku hlavové opěrky na pracoviště AP2, kde se provádí kontrola průměru tyčky a správné polohy svaru. Tyčky mimo toleranci se vyřadí z pracovního cyklu. Z pracoviště AP2 se tyčka přesune pomocí transportu s uchopovacím zařízením na pracoviště AP3. Tam její transport ustaví do stolního uchopovacího zařízení na stole linky. Navedení razícího trnu do tyčky hlavové opěrky se provede pomocí kuličkového šroubu a lineárního vedení děrovací stanice. Doraz tyčky zaručí správnou vzdálenost pro otvor vyražené díry. Stolní uchopovací zařízení sevře tyčku, na děrovací stanici nastane aretace tyčky pomocí hydraulického hradítka. Proběhne cyklus děrování.



Obrázek 23 - Schéma ražení pomocí razícího trnu

Horní hydraulický válec pohybem razníku v raznici, provede cyklus děrování. Zpětným pohybem hydraulického válce se razník ustaví do výchozí polohy.

Dolní hydraulický válec provede cyklus děrování. Po této operaci se vytvoří v útrokách trnu odstřížený materiál. Hradítko se vrátí do výchozí polohy a děrovací stanice provede pohyb zpět. Při zpětném pohybu děrovací stanice provede horní hydraulický válec pročištění razícího trnu razníkem skrz. Transport pomocí uchopovacího zařízení tyčku posune na další pracoviště.

Nevýhody návrhu děrovací stanice č. 1

První nevýhoda tohoto návrhu děrovací stanice je nutná změna pracovišť taulování. Důvodem je, že při operaci taulování, dochází k zaoblení hran, a proto není možné provést ražení pomocí razícího trnu. Další nevýhoda je příliš mnoho pracovních operací na jeden pracovní cyklus. Mnoho operací při děrování znamená snížení taktu stroje, který je v současném stavu 8,5 ks/min. Snížením taktu stroje by docházelo ke snížení vyrobených kusů tyček hlavové opěrky, což je nepřijatelné z ekonomického hlediska. Na pracovišti AP10 nutno počítat s aplikací pneumatického kontrolního kolíku pro správné natočení trubky. Na pracovišti AP11 dochází k ohýbání tyčky. Ohýbáním tyčky hlavové opěrky, by nebylo možné zaručit, aby tyčka hlavové opěrky dosahovala požadovanou toleranci polohy dle výkresové dokumentace.

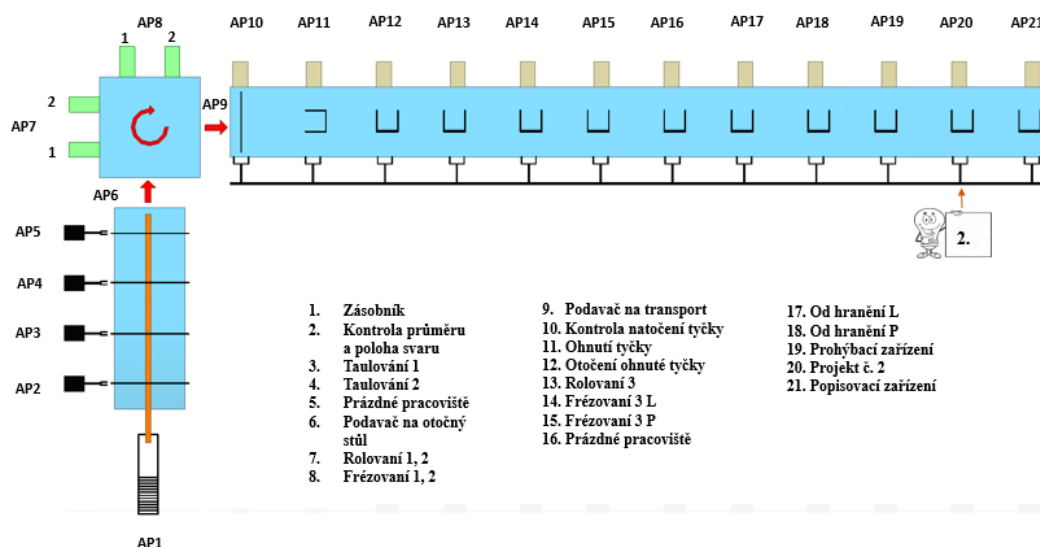
Zde je potřeba počítat s možností vzniku nadměrného počtu vadných výrobků a tím k zbytečnému navýšení nákladů výroby.

5.2 Projekt děrovací stanice č. 2

Na obrázku 24 je schematicky znázorněné provedení projektu č. 2.

U tohoto projektu dojde ke změně pracovišť.

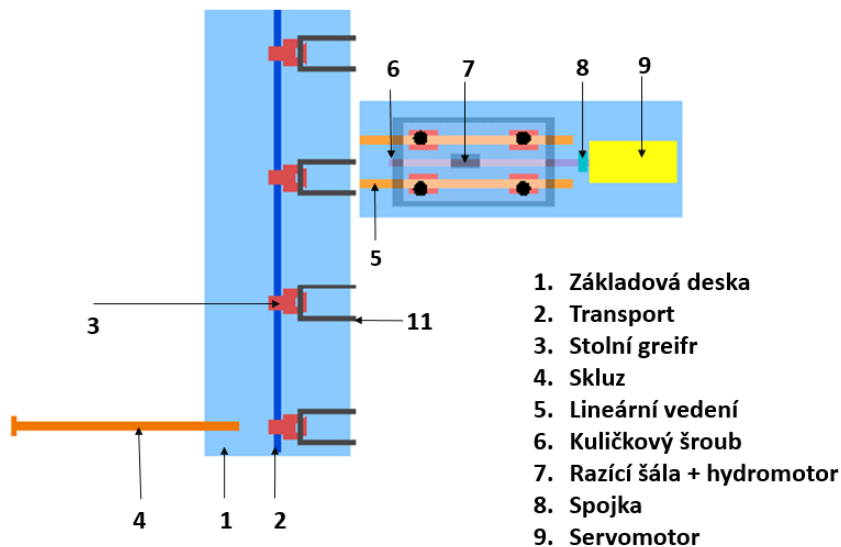
Pracoviště AP19 (popisovací zařízení) bude umístěné na konec linky pracoviště AP21. Pracoviště AP20 (přehýbací zařízení) bude umístěné na pracoviště AP19. Nová děrovací stanice bude na pracovišti AP20. K ražení děr na této děrovací stanici použijeme ražení pomocí šály.



Obrázek 24 - Projekt č. 2

5.2.1 Schéma návrhu projektu č. 2

Schéma návrhu projektu je zobrazena na obrázku 25.

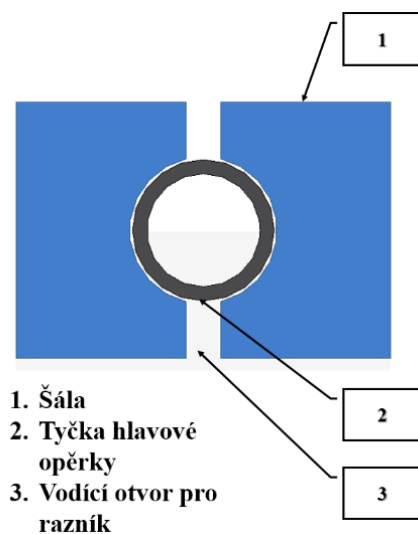


Obrázek 25 - Schéma projektu č. 2

5.2.2 Technologický postup ražení děr pomocí šály a razníku

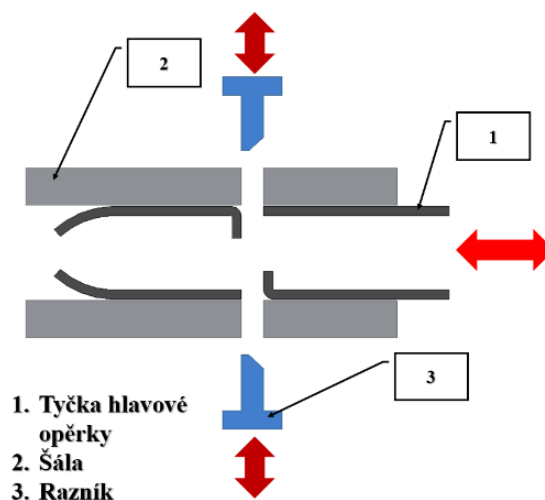
Popis pracovního cyklu děrování:

Z pracoviště AP19 dopraví transport tyčku opěrky na nové pracoviště děrovací stanice AP20, na kterém se vykoná ražení děr pomocí šály. Razící šála je zobrazena na obrázku 26. Dopravní transport předá opěrku stolnímu uchopovacímu zařízení, které ji uchopí a zajistí pomocí pneumatického mechanismu.



Obrázek 26 - Razící šála

Přemístění děrovací stanice směrem k stolnímu uchopovacímu zařízení se uskuteční pomocí pohybového kuličkového šroubu s maticí a pomocí lineárního vedení. Přesnou vzdálenost pracovní polohy děrovací stanice vůči hlavové opěrce zajistí odměřovací absolutní snímač polohy umístěný na servomotoru. Tím bude dosažena tolerovaná vzdálenost od zadní osy hlavové opěrky až po os otvoru pro bezpečnostní kolík dle výkresové dokumentace.



Obrázek 27 - Schéma ražení pomocí šály

Horní polovina šály se uvede do pohybu pomocí dvou upínacích hydraulických válců. V koncové dolní poloze hydraulických válců dojde k aretaci tyčky hlavové opěrky. Razník oboustranně vyrazí skrz šály, pomocí hydraulického pístu, otvory pro díry bezpečnostního kolíku. Geometrie razníku je navržena tak, aby nedocházelo k celkovému oddělení materiálu. Oddělený materiál je razníkem namačkán dovnitř trubky a jednou stranou je spojený s tyčkou opěrky, viz obrázek 27. Razník je přesouván zpět do výchozí polohy. Zdvžením šály pomocí dvou upínacích hydraulických válců dochází k uvolnění tyčky hlavové opěrky. Děrovací stanice se pomocí pohybového kuličkového šroubu a lineárního vedení stanice přesouvá do výchozí polohy. Stolní uchopovací zařízení uvolní tyčku hlavové opěrky a uchopovací zařízení transportu ji přesouvá na poslední pracoviště.

Výhody děrovací stanice č. 2

Děrovací stanice je předposlední technická operace výroby hlavové opěrky. Tým odpadá hlídání vzdáleností děr před ohýbáním tyčky a sledování rovinnosti děr pro správnou výkresovou toleranci. Výhodou této děrovací stanice je možnost využití k ražení děr šály. Šála nám pevně obepne část trubky a zabraňuje vzniku možných pevnostních deformací při operaci ražení. Další výhodou je menší počet operací než u návrhu č. 1. Nedochází ke snížení taktu stroje 8,5 ks/min, což je výhodné z ekonomického hlediska.

Nevýhody děrovací stanice č. 2

Při studii návrhu děrovací stanice č. 2 žádné nevýhody zjištěny nebyly.

6 Úvodní návrhy nových konstrukčních uzlů

Prvním krokem konstrukčního návrhu děrovací stanice je stanovení a rozdělení jednotlivých uzlů děrovací stanice. Základní rozdělení je na stávající uzly, které se nemění při návrhu a jsou důležité z hlediska funkčnosti celého celku a na uzly nové konstrukční.

Rozdělení uzlů:

1. Stávající skupiny:

- *transportní uzel děrovací stanice*

2. Nové návrhy konstrukčních skupin:

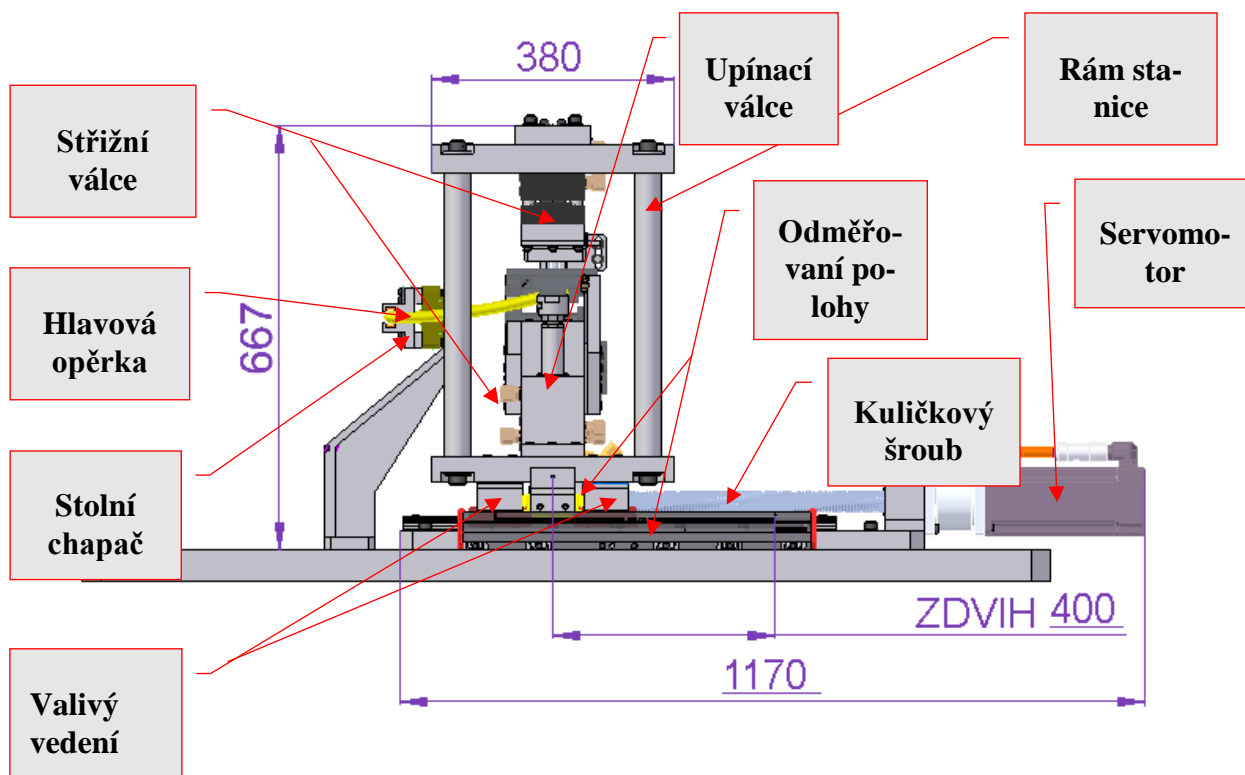
- *pohybový uzel děrovací stanice*

- lineární vedení
- kuličkový šroub
- servomotor

- *děrovací uzel stanice*

- razící šála
- razník
- hydraulické válce razící
- hydraulické válce upínací

6.1 Schematický úvodní návrh



Obrázek 28- Schématický úvodní návrh

Schematický úvodní návrh zobrazuje obrázek 28.

6.1.1 Návrh nových konstrukčních skupin

Patří sem všechny uzly, které zde navrhne, propočítáme a namodelujeme pro plynulý chod děrovací stanice.

Rozdělení návrhů nových konstrukčních skupin:

1. Návrh nových pohybových uzlů děrovací stanice:

- lineární vedení
- kuličkový šroub
- servomotor

2. Návrh nových děrovacích uzlů stanice:

- razící šála
- razník
- hydraulické válce razící
- hydraulické válce upínací

6.2 Návrh a dimenzování děrovacího uzlu stanice

Úkolem děrovacího uzlu je vytvoření střížní síly a realizování procesu děrování tyčky hlavové opěrky. Proces děrování se uskuteční pomocí razníků a střížnou silu vyvinou hydraulické válce.

Děrovací uzel stanice je tvořen razníkem, raznicí a hydraulickým válcem. V této kapitole se zaměříme a popíšeme typ materiálu trubky, její materiálové vlastnosti, návrh střížní síly, dimenzování střížníku, střížnice a návrhu hydraulických válců.

6.2.1 Hydraulické válce razící

Pro návrh razících hydraulických válců je nutné nejdříve zjistit potřebnou střížní sílu, která nám provede cyklus děrování. Děrovacím cyklem vznikne potřebný otvor pro bezpečnostní kolík.

6.2.1.1 Materiál trubky hlavové opěrky

Pro výrobu této opěrky se používá materiál s označením HCT 600X. Materiál HTC 600x je duplexní ocel (dual-phase-steel), viz tabulka 2, která má ve své struktuře dvě fáze, jak ferit, tak martenzit. Jejich poměr je přibližně 50/50. Dostatečný podíl feritu zajišťuje vynikající vlastnosti pro formování ocele i její dostatečnou zvýšenou houževnatost.

MECHANICKÉ VLASTNOSTI DUPLEXNÍ OCELI pr EN 10338				
JAKOST	ČÍSELNÉ OZNAČENÍ	Rp02/ MPA	Rm MPa	ELONGACE
		MIN - MAX	MIN	A80% min
HCT 600X	1.0941	340 - 420	600	20

Tabulka 1-Mechanické vlastnosti duplexní ocele

Obsah martenzitu umožňuje dosáhnout vysokou pevnost, vyšší mez kluzu, viz tabulka 1. Duplexní ocele mají také dobrou svařitelnost i zvýšenou odolnost vůči korozím.

CHEMICKÉ SLOŽENÍ (%) DUPLEXNÍ OCELI pr EN 10338											
Jakost	Číslo označení	C max	Si max	Mn max	P max	S max	Al total	Cr+ Mo max	Nb+ Ti max	V max	B max
HCT 600X	1.0941	0,17	0,80	2,20	0,08	0,015	≤ 2,0	1,00	0,15	0,20	0,005

Tabulka 2-Chemické složení duplexní oceli



Obrázek 29 - Hlavová opěrka C238 Hiau

6.2.1.2 Výpočet střížního nástroje

Pro návrh děrovací stanice bude nutné nejdřív stanovit velikost střížné síly a navrhnout střížník. Střížní síla je síla, která je potřebná k vystřížení materiálu z trubky hlavové opěrky pomocí

střížníku. Tím vznikne požadovaný otvor pro bezpečnostní kolík. Velikost síly závisí na délce stříhu, tloušťce stříhu, střížným odporu a součinitelích otupení břitu. [8]

- **Velikost střížní síly F_{ST} :**

Parametry střížní síly jsou uvedeny v tabulce 3.

Materiál střížníku	19 436
Střížní síla	F_{ST} [N]
Tloušťka tyčky	S mm
Střížní obvod	O mm
Napětí ve smyku	τ_s MPa
Součinitel různých vlivů	K volíme 1,3 až 1,6

Tabulka 3 - Parametry střížní síly

$$F_{ST} = s \cdot O \cdot \tau_s \cdot K$$

$$F_{ST} = 28,574 \text{ kN}$$

- **Navýšena střížní síla $F_{ST_{nav}}$**

Střížní sílu F_{ST} je nutno ještě zvýšit v rozmezí 20 až 25 %. Důvod zvětšení střížné síly je, že v průběhu stříhání může nastat změna střížných podmínek a tím může dojít k poškození nástroje.

$$F_{ST_{nav}} = F_{ST} \cdot 1,25$$

$$F_{ST_{nav}} = 36,25 \text{ kN}$$

- **Velikost střížní práce A**

Tabulka 4 uvádí parametry střížní práce.

Střížní práce	A [J]
Navýšena střížní síla	$F_{ST_{nav}}$ [N]
Tloušťka tyčky	t mm
Součinitel hloubky vtlačení střížníku	K_h

Tabulka 4 - Parametry střížní práce

$$A = \frac{F_{ST_{nav}} \cdot K_h \cdot t}{1000} = \frac{36250 \cdot 0,40 \cdot 1,25}{1000} \text{ [J]}$$

$$A = 0,018 \text{ [J]}$$

Součinitel K_H určíme z tabulky č. 5

Materiál	Tloušťka materiálu mm			
	Do 1	1 až 2	2 až 4	Nad 4
Ocel měkká	0,70 až 0,65	0,65 až 0,60	0,65 až 0,50	0,45 až 0,35
Ocel středně tvrdá	0,65 až 0,55	0,55 až 0,55	0,50 až 0,42	0,40
Ocel tvrdá	0,45 až 0,42	0,42 až 0,38	0,38 až 0,33	0,30 až 0,20

Tabulka 5 - Tabulka součinitele K_H

- **Střížní vůle v**

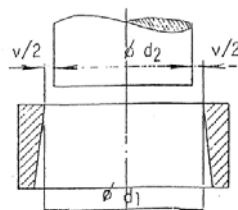
Střížní vůle	v [mm]
Průměr střížníku	d_1 [mm]
Průměr otvoru v střížnici	d_2 [mm]
Šířka spáry	s_p

Tabulka 6 - Střížní vůle

Střížní vůle v , viz tabulka 6, je rozdíl mezi průměrem razníkem a střížnice, viz obrázek 30 a je vyjádřena vztahem

$$v = d_1 - d_2 = 11,075 - 11,00[\text{mm}]$$

$$v = 0,075 \text{ mm}$$



Obrázek 30 – Střížní vůle

- **Šířka spáry s_p**

$$s_p = \frac{v}{2} = 0,075/2$$

Při technologické operaci děrování musí mít razník předepsaný rozměr a střížnice musí být o doporučenou vůli větší.

Materiál τ_{ps} pevnost ve stříhu	Ocel měkká 300MPa	Ocel polotvrdá 450MPa	Ocel tvrdá 600MPa
Tloušťka plechu t	Vůle mezi střížníkem a střížnicí v mm		
1,25	0,06	0,075	0,09

Tabulka 7 - Vůle mezi razníkem a střížnicí

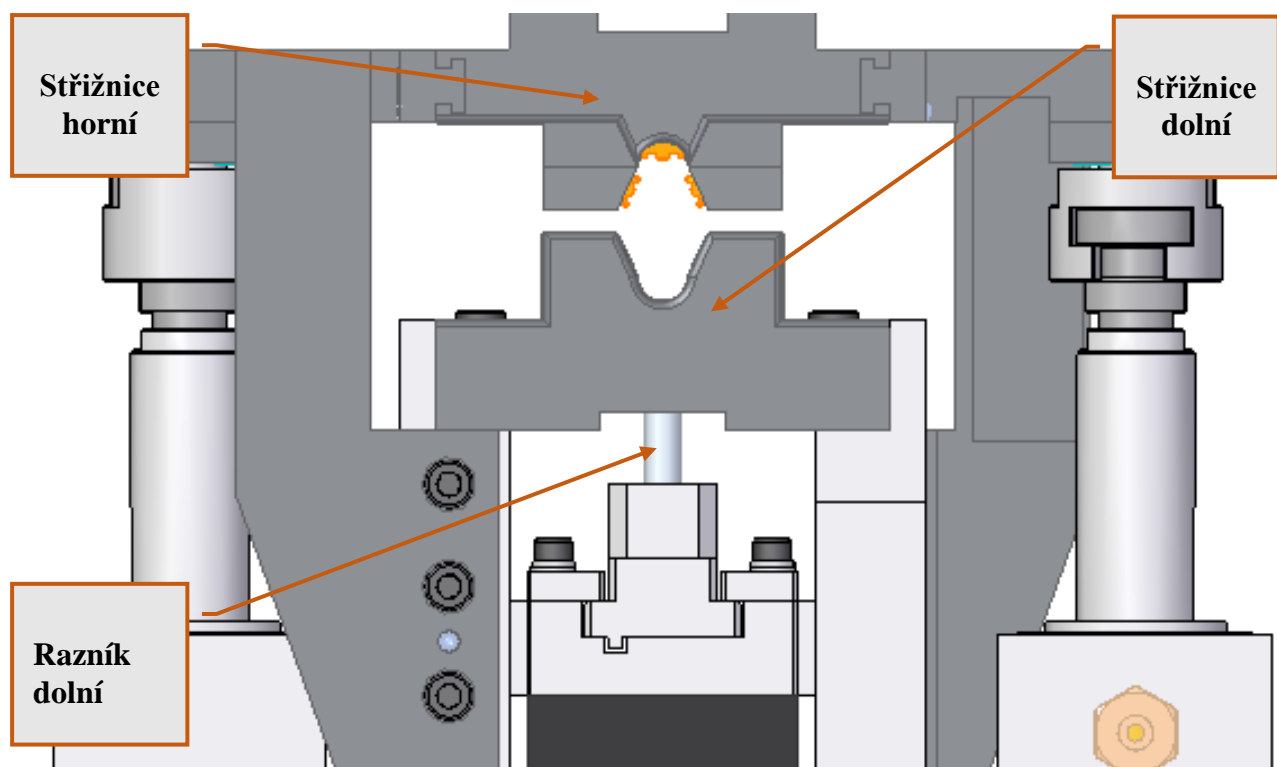
$$s_p = 0,038 \text{ mm}$$

Vůle vyhovuje dle tabulky 7.

- Návrh střížnice H

$$H = \sqrt[3]{F_{ST,nav}} = \sqrt[3]{36,25 \cdot 10^3}$$

$$H_{min} = 33 \text{ mm}$$



Obrázek 31- Střížnice a razník

Střížnice se skládá ze dvou částí, horní části a dolní části. Dolní část je pevně upnutá do rámu, sešroubovaná a zakolíkovaná. Horní část střížnice je spojena s upínacími válci pomocí šroubu a kolíku. Vertikální upínací pohyb probíhá ve vedení, které je pevně sešroubované s rámem a zakolíkované. Střížnice a razník jsou zobrazeny na obrázku 31.

- **Kontrola razníku na odtlačení**

Parametry razníku jsou uvedeny v tabulce 8.

Dovolené napětí	$\sigma_{dov} = 2700 \text{ MPa}$
Materiál střížníku	19 436
Modul pružnosti	E=210.10³ MPa
Koeficient bezpečnosti	$\mu_1 = 2$
Horní průměr razníku	$d_2 = 10 \text{ mm}$
Dolní průměr razníku	$d_3 = 6,3 \text{ mm}$

Tabulka 8 - Parametry razníku

Výpočet:

- **Plocha razníku**

$$S = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,3^2}{4}$$

$$S = 78,54 \text{ mm}^2$$

- **Moment setrvačnosti I**

$$I = \frac{d_2^4}{64} = \frac{10^4}{64}$$

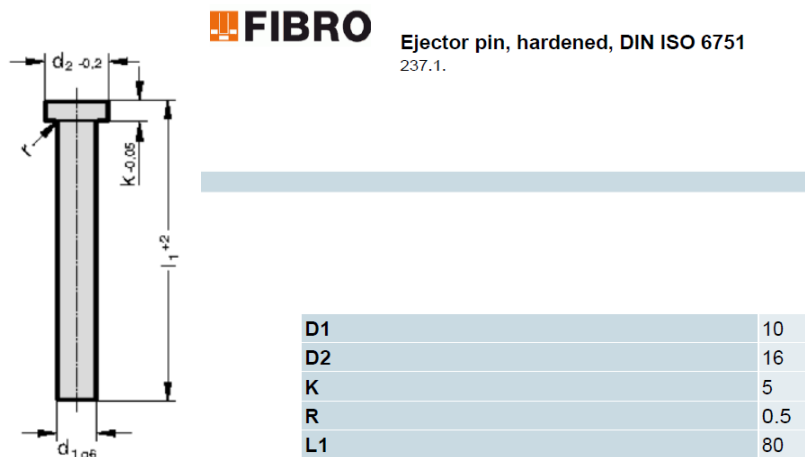
$$I = 4,90 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

- **Kontrola razníku na odtlačení**

$$\sigma_{skut} = \frac{F_{ST_nav}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 461,5 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

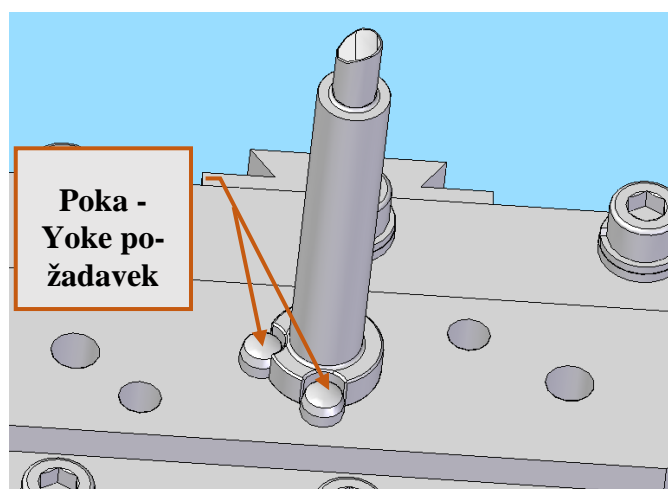
$$\sigma_{skut} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{střížník vyhovuje}$$

Polotovar pro výrobu razníku na požadovaný rozměr dle konstrukčního řešení byl vybrán z katalogu firmy FIBRO. Razník s parametry je zobrazen na obrázku 32. Geometrie razníku je do datečně upravena podle potřebných specifikací pro otvor bezpečnostního kolíku.



Obrázek 32 - Razník parametry [9]

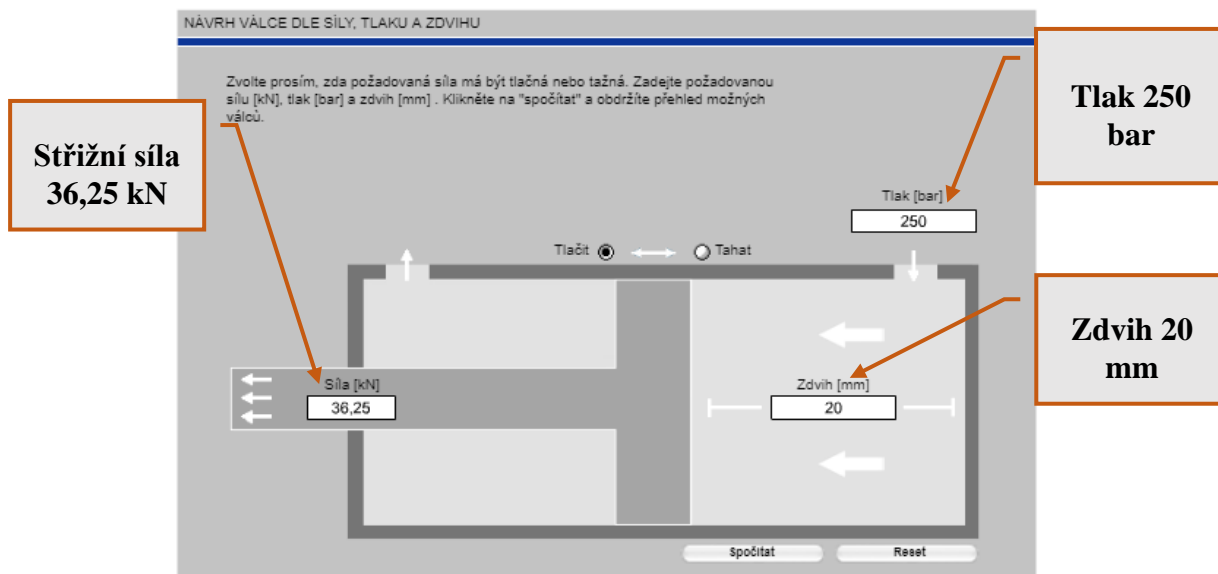
Dalším důležitým požadavkem byl způsob uložení razníku při montáži a jeho demontáži, Poka – Yoke systém, viz obrázek 33. Tento systém zaručí, že při opětovné montáži bude správně vložen střížník do horního a dolního střížního zařízení a že nedošlo k jeho záměně.



Obrázek 33 - Poka - Yoke požadavek

6.2.1.3 Konstrukční návrh hydromotoru

Výstupním elementem hydraulického mechanismu je hydromotor. Přímočarý hydromotor je ideální volba pro uskutečnění operace děrování. Je to strojní zařízení, které přemění energii tlakové kapaliny na energii mechanickou. Ve výstupní části se energie transformuje na sílu a potřebný přímočarý pohyb pístu. Hydromotor má spoustu výhod, zaručuje rovnoměrnost pohybu, plynulou změnu rychlosti pomocí regulačního prvku, vysokou konstrukční spolehlivost, jednoduchou výrobu a dlouhou životnost. Další výhodou je, že i při malých rozměrech dokážou hydromotory vytvořit velké provozní síly.



Obrázek 34- Návrh válce dle vstupních parametrů [10]

V návrhu bude použitý hydromotor od firmy AHP Merkle, která na svých internetových stránkách umožňuje dimenzovat potřebné hydromotory online.

Obrázek 34 zobrazuje použité vstupní parametry, střížní síla F_{st_nav} o hodnotě 36 kN, pracovní zdvih 20 mm, vstupní tlak 250 bar.



Obrázek 35 - Výstup zadaných parametrů [10]

Výstupem zadaných parametrů je blokový válec BZ 500, kde průměr pístnice je 32 mm a průměr pístu 50 mm, viz obrázek 35.

6.2.1.4 Hydromotor BZ 500.50/32.01.201.25

Pro konstrukční účely nejlépe odpovídá typ kompaktního hydraulického válce BZ500.50/32.01.201.25 viz tabulka 9. Je konstruovaný na provozní tlak až 500bar. Průměr pístnice je možné zvolit od 16 mm až do 200mm. Má mnoho možností upevnění při montáži.

Kurzer Hub Short stroke Petite course
BZ 500 - 01 / 02

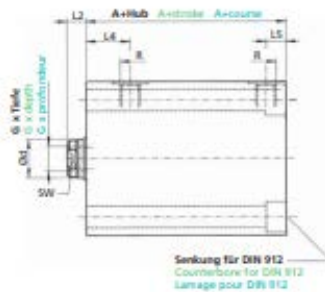
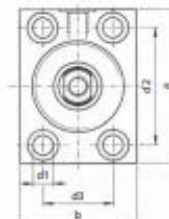
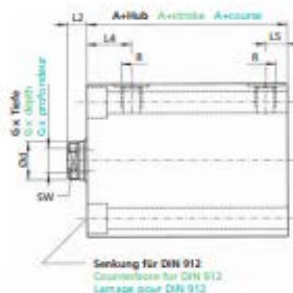
Nenndruck, statisch Nominal pressure, static Pression nominale, statique
 500 bar (7200 PSI)



Bauform 01
 Style 01
 Forme 01



Bauform 02
 Style 02
 Forme 02



Bei Kolben Ø 16 nicht möglich
 With piston Ø 16 not possible
 Avec Ø16 de piston pas possible

Bestellbezeichnung (Beispiel)
 Order specification (example)
 Référence de commande (exemple)

BZ 500		BZ 320						BZ 500		BZ 320								
.50 / 32. 01. 201. 25																		
Kolben Ø Piston Ø Ø piston	Stange Ø (d) Tige Ø (d) Ø tige	Bauform Style Forme	Funktionsart Opération mode Mode de fonctionnement	Hub Stroke Course			Kundenwunsch Customer request Souhait client	Option Options Options	A				a					
1	2	3	1	2	3	BZ 500	BZ 320											
16	10	01	201	204	206	208	16 50	≥100		391	204	286	288	201	284	286	288	60
25	16	01 02	201	204	206	208	20 50 100	≥100 >100-200	V	44	95	63	76	70	108	89	89	65
32	20	01 02	201	204	206	208	25 50 100	≥100 >100-200		50	97	72	75	78	112	100	90	73
40	25	01 02	201	204	206	208	25 50 100	≥100 >100-200		54	105	78	81	86	125	113	101	85
50	32	01 02	201	204	206	208	25 50 100	≥100 >100-200	E	65	119	89	95	97	133	121	109	100
63	40	01 02	201	204	206	208	30 63 100	≥100 >100-200		72	140	102	110	112	157	142	127	125
80	50	01 02	201	204	206	208	32 80 130	≥130 >130-200	γ	85	156	114	127	131	174	160	145	160

Tabulka 9 - Katalog BZ 500.50/32.01.201.25 [11]

6.2.1.5 Kontrolní výpočet kritického průměru pístnice

Pístnice

Pístnice neboli pístní tyč slouží k přenosu síly a pohybu na hnaný mechanismus a musí splňovat určité kritéria. Je kruhového průřezu a její rozměry jsou dány základním výpočtem. Prvním základním požadavkem pro návrh pístnice je její dostatečná tuhost. Požadovaná tuhost pístnice má vliv na opotřebení válce a její případná deformace může způsobit zpříčení pístnice. Materiál na výrobu pístnice je převážně z jakostní ocele. Povrch pístnice je kalený s tvrdostí 55 až 60 HRC, většinou chromován, následně broušen a přeleštěn.

Úprava povrchu chromováním má zabránit korozi, opotřebením, odolnosti vůči vnějšímu poškození a snižuje tření ve vedení pístnice. Styková plocha pístnice s vnitřním povrchem otvoru ve víku je opatřena pístnicovým těsněním a vodícími pásky. Nečistoty se pístnice zbavuje pomocí stíracího kroužku vloženého do víka hydromotoru.

Tabulka 10 zobrazuje vstupní parametry pro výpočet kritického průměru pístnice.

Výpočtová síla	F_v [N]
Zatěžovací síla	$F_z = 36,25 \text{ kN [N]}$
Odpor proti pohybu vlivem těsnění	$F_o \text{ [N]}$
Dovolené napětí v tahu	$\sigma_{dov} \text{ [MPa]}$
Mez kluzu materiálu pístnice	$R_e = 350 \text{ MPa}$
Plocha pístnice v kritickém místě	$S_{pk} \text{ [mm}^2\text{]}$
Součinitel statické bezpečnosti	$k = 3$

Tabulka 10 - Vstupní parametry k výpočtu pístnice

Výpočet kritického průměru pístnice:

- **Výpočtová síla F_v**

$$F_v = F_z + F_o$$

$$F_o \cong 0,1 \cdot F_z = 36,25 \cdot 10^3 \cdot 0,1$$

$$F_o = 3,625 \cdot \text{kN}$$

$$F_v = 3,988 \cdot 10^4 \cdot \text{N}$$

- **Výpočet dovoleného napětí**

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{350}{3}$$

$$\sigma_{Dov} = 116,667 \cdot \text{MPa}$$

podmínka

$$\sigma = \frac{F_v}{S_{pk}} \leq \sigma_{Dov} \Rightarrow \sigma_{skut} = \frac{F_v \cdot 4}{\pi \cdot d_{pk}^2} \leq \sigma_{Dov}$$

- **Výpočet nejmenšího dovoleného průměru pístnice**

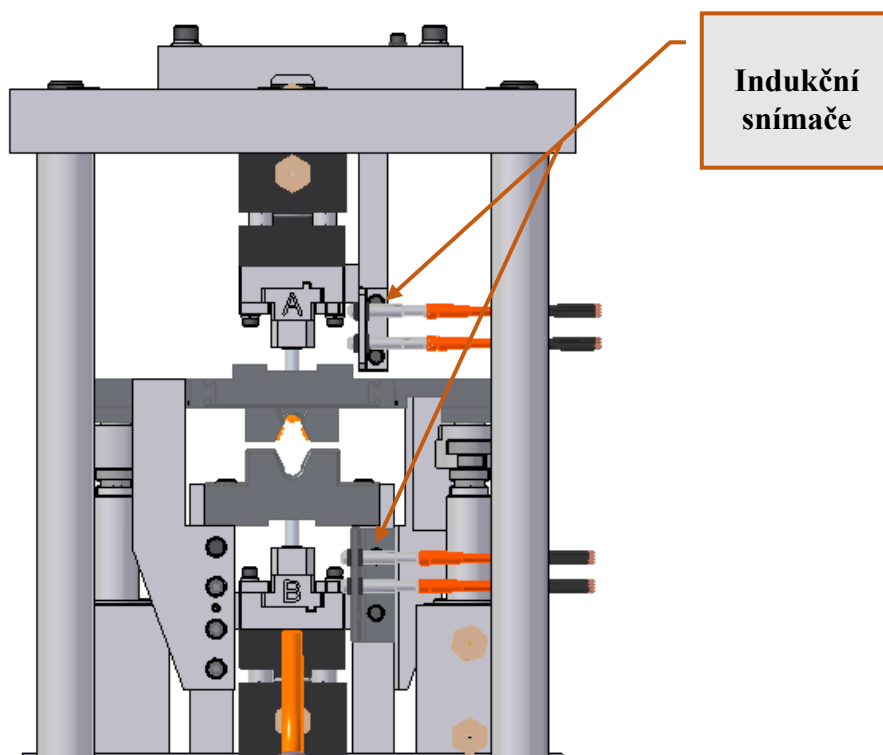
$$d_{pkk} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_v}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,988 \cdot 10^4}{\pi \cdot 116,667 \cdot 10^6}}$$

$$d_{pkk} = 20,8 \text{ mm}$$

Kritický průměr pístnice se navýší o průměr potřebný pro zrealizování závitové části pístnice nutné k připojení koncového oka.

Při návrhu válce na internetových stránkách firmy AHP Merkle po zadání vstupních dat, výpočet naddimenzoval hydraulický válec s průměrem pístnice 32mm. Kontrolní výpočet tomu odpovídá, výsledná hodnota kritického průměru je 20,8 mm.

6.2.1.6 Ovládací prvky hydraulického válce BZ 500.50/32.01.201.25



Obrázek 36 - Indukční snímač polohy

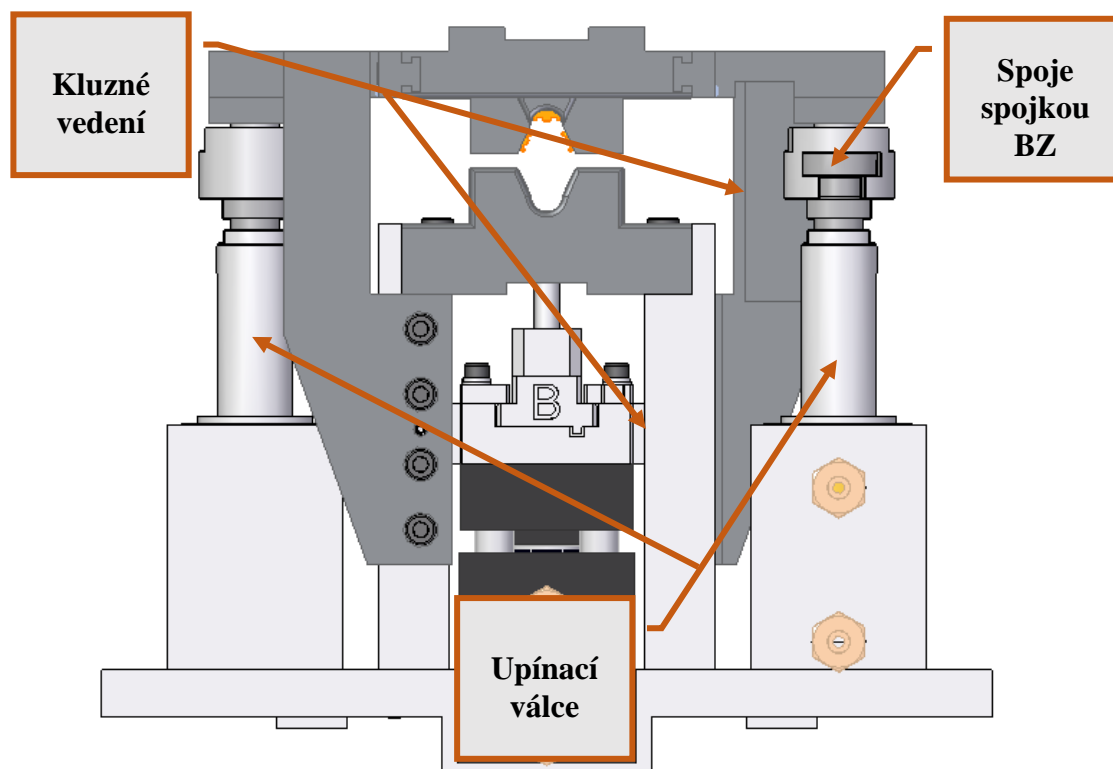
Na obrázku 36 je znázorněné připevnění indukčních snímačů od firmy Wenglor typ S49-5M, které slouží k ovládání hydraulických střížných válců BZ 500.50/32.01.201.25 . V tabulce 11 vidíme všechny potřebné parametry i schéma zapojení.

Mechanical Data		Connection Diagram																	
Connection 1	Socket, straight		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="4">Legend</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>BN</td> <td>Black</td> <td>BN</td> <td>Black</td> </tr> <tr> <td>BK</td> <td>Black</td> <td>BK</td> <td>Black</td> </tr> <tr> <td>BU</td> <td>Blue</td> <td>BU</td> <td>Blue</td> </tr> </tbody> </table>	Legend				BN	Black	BN	Black	BK	Black	BK	Black	BU	Blue	BU	Blue
Legend																			
BN	Black			BN	Black														
BK	Black			BK	Black														
BU	Blue	BU	Blue																
Connection mode 1	M8 x 1, 3-pin																		
Connection 2	stripped																		
Torque	M8: 0,3 Nm																		
Cable Length	5 m	Pin assignment																	
Diameter Cable	5 mm	Dimensioned Picture																	
Wire cross-section	0,34 mm²	All dimensions in mm (1 mm = 0.03937 Inch)																	
Degree of Protection	IP67																		
Temperature Range	-25...80 °C																		
Material Cable Jacket	PVC																		
Material Wire Isolation	PVC																		
Material Cap Nut	CuZn, nickel-plated																		
General Data																			
Packaging unit	1 Piece																		

Tabulka 11 - Parametry snímače S49-5M [12]

6.2.2 Hydraulické válce upínací

Hydraulické upínací válce zobrazeny na obrázku 37, nám slouží k aretaci tyčky hlavové opěrky při procese ražení otvorů pro bezpečnosti kolik. Horní část raznice je vedena v kluzném vedení, které umožňuje pohyb v horizontálním směru. Vysunutím pístnice hydraulického válce dochází k uvolnění zaaretované hlavové opěrky. Opěrka pokračuje dál v pracovním procesu. Při návratu do výchozí polohy dochází k opětovné aretaci další hlavové opěrky, proběhne cyklus ražení.



Obrázek 37 - Upínací válec BZ 500.50/32.01.201.40

Pro návrh upínacích válců byla využita nabídka firmy AHP Merkle a to kompaktní válec typu BZ 500.50/32.01.201.40.

6.2.2.1 Hydromotor BZ500.50/32.01.201.40

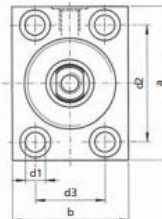
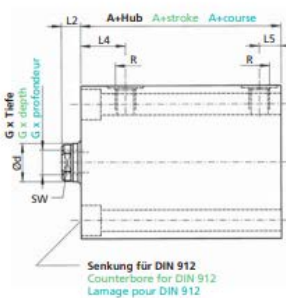
Hydromotor BZ 500.50/32.01.201.40 je kompaktní hydraulický válec s maximálním provozním tlakem 500 bar. Průměr pístnice je 32 mm s pracovním zdvihem 40 mm, způsob upevnění 01, díry pro šrouby jsou zahloubené z přední části válce. Olejové porty se nachází po stranách válce a mají palcový závit. Pístnice je bez tlumení v koncové poloze, má vnitřní závit pro příslušenství, viz tabulka 12.

BZ 500 - 01 / 02

500 bar (7200 PSI)



Bauform 01
Style 01
Forme 01



Kolben Ø Piston Ø Ø Piston	Stangen Ø (d) Bout Ø (d) Ø Tige (d)	Bauform Style Forme	Funktionsart Operation mode Mode de fonctionnement	Hub			Stroke		Course		Option Options Options	A				a		
				1	2	3	BZ 500	BZ 320	BZ 500	BZ 320		201	204	206	208		201	204
16	10	01	201	16	50	-	≤100	-	-	-	-	40	-	-	-	-	-	60
25	16	01 02	201 204 206 208	20	50	100	≤100	>100-200	V	44	95	63	76	70	108	89	89	65
32	20	01 02	201 204 206 208	25	50	100	≤100	>100-200	E	50	97	72	75	78	112	100	90	75
40	25	01 02	201 204 206 208	25	50	100	≤100	>100-200	-	54	105	78	81	89	125	113	101	85
50	32	01 02	201 204 206 208	25	50	100	≤100	>100-200	-	65	119	89	95	97	133	121	109	100
63	40	01 02	201 204 206 208	30	63	100	≤100	>100-200	-	72	140	102	110	112	157	142	127	125

b	d1	d2	d3	L2	BZ 500		BZ 320		L5	L5	R	SW	G x Tiefe G x depth G x profondeur
					L4	L4	L4	L4					
35	6,5	40	22	6	201 208	204 206	201 208	204 206	11	-	-	8	M6x12
45	8,5	50	30	7	20	21	20	21	11	21	20	21	M10x15
55	10,5	55	35	10	23	26	24	26	11	26	24	26	M12x15
63	10,5	63	40	10	25	28	25	28	11	28	25	28	M16x25
75	13	76	45	10	27	32	27	32	12	32	27	32	M20x30
95	17	95	65	14	28	35	28	35	17	35	28	35	M27x40

Tabulka 12 - Rozměry hydraulického motoru [11]

6.2.2.2 Spojka s protikusem BZ

Příslušenství hydromotoru je spojka BZ, která nám umožní spojení horní střížnice s upínacím válcem.

Parametry spojky s protikusem uvádí tabulka 13.

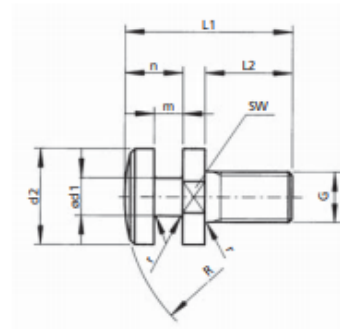
BZ

Kupplung Coupling Accouplement

Artikelnummer Part number Numéro d'article	G	L1	L2	d1	d2	m	n	R	r	SW
133003	M6	24,5	10	6	12	5	10	230	1	10
028665	M10	31,5	14	10	20	6,5	12	320	1	17
028666	M12	31,5	14	10	20	6,5	12	320	1	17
028667	M16	44	24	16	25	7	13	400	1	22
028668	M20	56	28	18	32	10	20	500	1	27
028669	M27	74	38	24	40	13	25	630	1,5	36
028670	M30	92	38	30	52	19	38	800	2	46

Kupplungen aus 30Cr Ni Mo8
Coupling of 30Cr Ni Mo8
Accouplement de 30Cr Ni Mo8

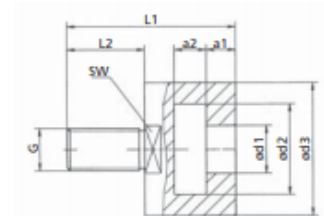
Maße in mm Dimensions in mm Dimensions en mm



Gegenstück Counterpart Pendant

Artikelnummer Part number Numéro d'article	G	L1	L2	a1	a2	d1	d2	d3	SW
078453	M10	31,5	14	6	5,7	11	21	32	26
078454	M12	31,5	14	6	5,7	11	21	32	26
078455	M16	45	24	6,5	6,2	17	26	37	32
078456	M20	58	28	9,5	10,2	19	33	47	41
078457	M27	78	38	12,5	12,2	25	41	57	50
078458	M30	95	38	18,5	19,2	31	52	74	65

Maße in mm Dimensions in mm Dimensions en mm



Tabulka 13 - Parametry spojky s protikusem [11]

6.3 Návrh a dimenzování pohybových uzlů děrovací stanice

Pohybový uzel je tvořen lineárním vedením pro pohyb děrovací stanice z výchozí do pracovní polohy a zpět. Tento pohyb bude realizován pomocí servomotoru. Transformace otáčecího pohybu na pohyb posuvný se zrealizuje pomocí kuličkového šroubu uloženého v ložiskách.

6.3.1 Konstrukční návrh lineárního valivého vedení

Lineární vedení umožňuje velmi přesný přímočarý lineární pohyb pomocí valivých elementů. Tyto valivé elementy jsou kuličky nebo válečky. Valivé elementy obíhají po dráze v zatěsněné uzavřené jednotce, která je ukrytá ve vozíku a tak umožňují neomezený pohyb jednotky po broušených a kalených kolejnicích. Jejich velkou předností je vysoká nosnost a tuhost, žádná vůle, lehký chod, dobré dynamické vlastnosti a dlouhá životnost. Vysoká tuhost a nosnost

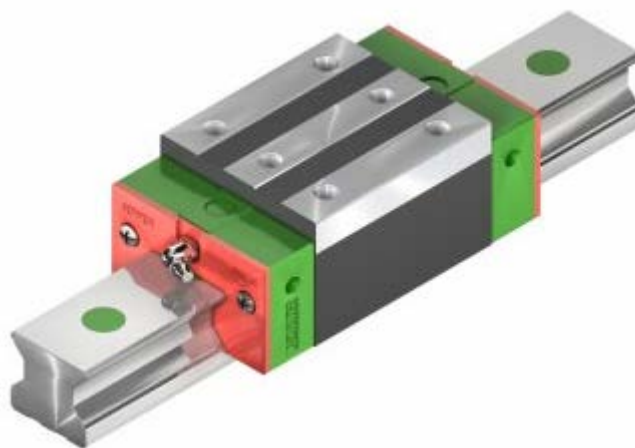
těchto komponentů závisí na počtu nosných válcových těles a jejich tvaru. Díky pevné konstrukci umožňují přenést vysoké síly a momenty ze všech směrů zatížení.

V konstrukčním návrhu jsou použity valivá vedení od firmy HIWIN. A to válečková vedení HIWIN RGH.

6.3.1.1 Válečkové lineární vedení konstrukční řady RG

V profilovém kolejničovém vedení typu RG jsou použity jako valivé elementy válečky, které obíhají ve valivých drahách. Válečkové RG provedení nabízí velmi vysokou tuhost a únosnost. RG provedení je konstruováno tak, že dráhy válečků svírají vůči sobě úhel 45° , přímkový povrchový kontakt výrazně snižuje jakoukoliv deformaci a to je příčinou velmi vysoké tuhosti a únosnosti při zatěžování ve všech směrech. RG provedení umožňuje dosáhnout velmi vysokých výkonů ve velmi přesných provozech a zároveň docílit velmi dlouhou životnost. [13]

Tento typ lineárního válečkového vedení, konstrukční řady RG, je zobrazen na obrázku 38.



Obrázek 38 – Lineární válečkové vedení typu RG [13]

6.3.1.1.1 Konstrukční vlastnosti lineárního vedení, řady RG

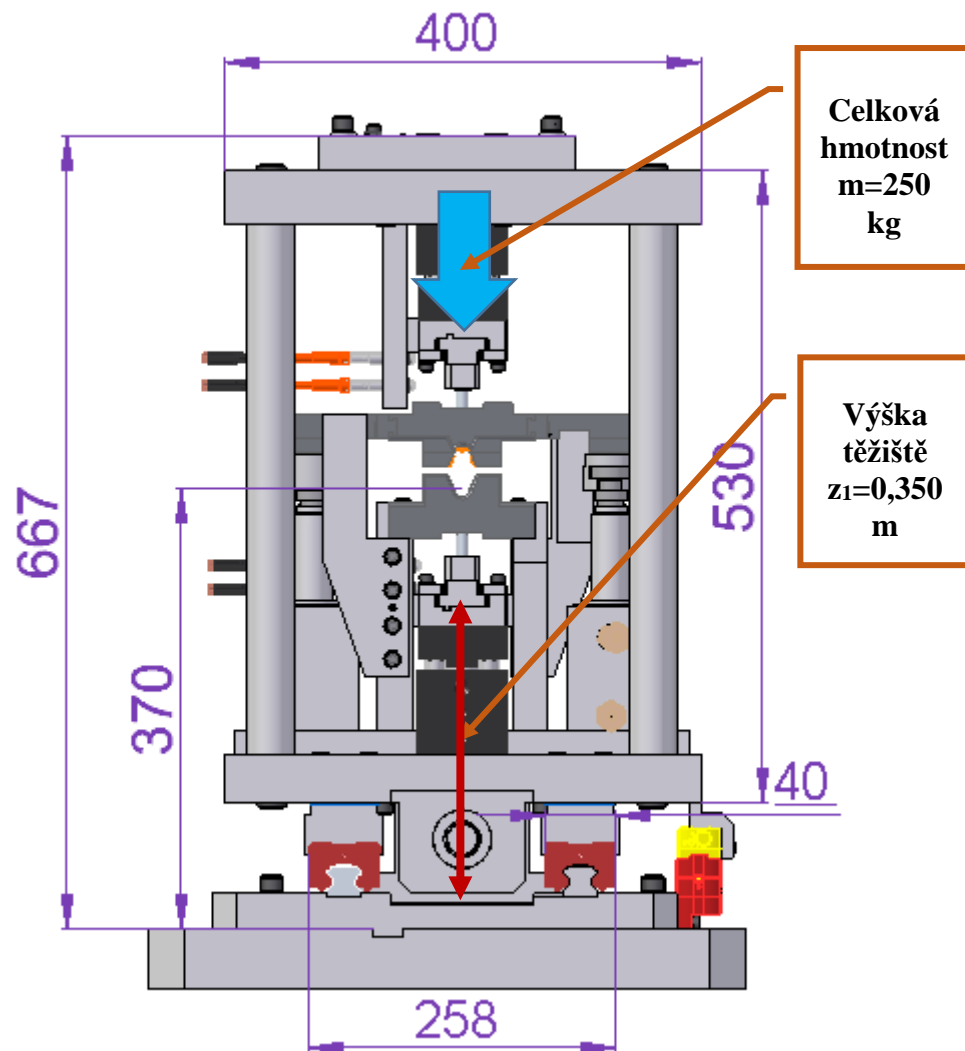
Lineární vedení HIWIN řady HG se čtyřmi řadami válečků je určeno pro vysoké tuhosti a velmi dobrou únosnost. Díky 45° kontaktnímu úhlu valivých elementů, dokáže řada RG snížit deformace od zátěže, zatížení ze všech směrů a tím zajistit vysokou tuhost a únosnost ve všech čtyřech směrech zatížení. Proto je optimální volbou pro přesné strojírenství.

Výhody:

- nulová vůle
- zaměnitelnost
- vysoká přesnost
- velmi vysoká únosnost ve všech směrech zatížení
- velmi vysoká tuhost
- nízké rozjezdové síly i s vysokým předpětím

6.3.1.2 Návrh a výpočet valivého vedení

Obrázek 39 zobrazuje vstupní parametry pro návrh a výpočet valivého vedení.



Obrázek 39- Parametry pro efektivní sílu P_j

6.3.1.2.1 Rozměry vedení a konstrukce

Vstupní parametry:

- **zdvih**

$$\Delta y = 400 \text{ mm}$$

- **souřadnice hnací síly F_s**

$$x_s = 0 \text{ mm} \quad y_s = 0 \text{ mm} \quad z_s = 0 \text{ mm}$$

- **souřadnice polohy vektoru tíhové síly $F_{tíha}$**

$$x_1 = 0 \text{ mm} \quad z_1 = 350 \text{ mm} \quad y_1 = 0 \text{ mm}$$

- **zatížení**

$$m_{s1} = 250 \text{ kg}$$

6.3.1.2.2 Výpočet jednotlivých stavů 1-4 [14]

- **zrychlení**

$$a_{s0} = 0,6 \text{ m/s}^2$$

- **maximální posuvová rychlost**

$$v_r = 60 \text{ m/min}$$

stav 1: rychloposuv – zrychlení

- **posuvová rychlost stav 1**

$$v_{s1} = \frac{v_R}{2} = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **zrychlení stav 1**

$$a_{s1} = -a_{s0} = -0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **vektor síly F_{1_1}**

$$F_{1_1} = [0 \quad -m_{s1} \cdot a_1 \quad -m_{s1} \cdot g] = [0 \quad 132 \quad -2,157 \cdot 10^3] \text{ N}$$

- **poloha**

$$r_1 = [0 \quad y_1 \quad z_1] = [0 \quad 0 \quad 0,35] \text{ m}$$

- **součinitel účinnosti vedení**

$$\eta_v = 1$$

- **hnací síla**

$$F_{S1} = F_{1_1} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = [0 \quad -132 \quad 0] \text{ N} \quad r_s = [0 \quad 0 \quad z_s]$$

Momenty v počátku souřadnic

- **moment setrvační síly a tíhy**

$$M_{I_1} = r_1^T \times F_{I_1}^T = \begin{bmatrix} -46,2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ J}$$

- **celková síla stavu 1**

$$F_{C_1} = F_{I_1} + F_{S_1} = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **moment hnací síly**

$$M_{S_1} = r_S^T \times F_{S_1}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celkový moment stavu 1**

$$M_{C_1} = M_{I_1} + M_{S_1} = \begin{bmatrix} -46,2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

Stav 2 : rychloposuv – rychlost (+)

- **posuvová rychlost stav 2**

$$v_{S_2} = v_R = 1 \frac{m}{s}$$

- **zrychlení stav 1**

$$a_{S_2} = 0 \frac{m}{s}$$

- **vektor síly F_{I_2}**

$$F_{I_2} = [0 \quad -m_{S_1} \cdot a_{S_2} \quad -m_{S_1} \cdot g] = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **poloha**

$$r_1 = [0 \quad y_1 \quad z_1] = [0 \quad 0 \quad 0,35] m$$

- **součinitel účinnosti vedení**

$$\eta_v = 1$$

- **hnací síla**

$$F_{S_2} = F_{I_2} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = [0 \quad 0 \quad 0] N \quad r_s = [0 \quad 0 \quad z_s]$$

Momenty v počátku souřadnic

- **moment setrvační síly a tíhy**

$$M_{I_2} = r_1^T \times F_{I_2}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celková síla stavu 2**

$$F_{C_2} = F_{I_2} + F_{S_2} = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **moment hnací síly**

$$M_{S_2} = r_S^T \times F_{S_2}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celkový moment stavu 2**

$$M_{C_2} = M_{I_2} + M_{S_2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

Stav 3 : rychloposuv – rychlost (-)

- **posuvová rychlost stav 3**

$$v_{s3} = -v_R = -1 \frac{m}{s}$$

- **zrychlení stav 1**

$$a_{s3} = 0 \frac{m}{s}$$

- **vektor síly F_{1_3}**

$$F_{I_3} = [0 \quad -m_{s1} \cdot a_{s3} \quad -m_{s1} \cdot g] = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **poloha**

$$r_1 = [0 \quad y_1 \quad z_1] = [0 \quad 0 \quad 0,35] m$$

- **součinitel účinnosti vedení**

$$\eta_v = 1$$

- **hnací síla**

$$F_{S_3} = F_{I_3} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = [0 \quad 0 \quad 0] N \quad r_s = [0 \quad 0 \quad z_s]$$

Momenty v počátku souřadnic

- **moment setrvační síly a tíhy**

$$M_{I_3} = r_1^T \times F_{I_3}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celková síla stavu 3**

$$F_{C_2} = F_{I_3} + F_{S_3} = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **moment hnací síly**

$$M_{S_3} = r_S^T \times F_{S_3}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celkový moment stavu 3**

$$M_{C_3} = M_{I_3} + M_{S_3} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

Stav 4 : rychloposuv – zrychlení v opačném smyslu

- **posuvová rychlost stav 4**

$$v_{S_3} = \frac{v_R}{2} = -0,5 \frac{m}{s}$$

- **zrychlení stav 1**

$$a_{S_3} = 0,6 \frac{m}{s}$$

- **vektor síly F_{I_4}**

$$F_{I_4} = [0 \quad -m_{S_1} \cdot a_{S_4} \quad -m_{S_1} \cdot g] = [0 \quad -132 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **poloha**

$$r_1 = [0 \quad y_1 \quad z_1] = [0 \quad 0 \quad 0,35] m$$

- **součinitel účinnosti vedení**

$$\eta_v = 1$$

- **hnací síla**

$$F_{S_4} = F_{I_4} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{\eta_v} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = [0 \quad 132 \quad 0] N$$

$$r_s = [0 \quad 0 \quad z_s]$$

- **moment setrvační síly a tíhy**

$$M_{I_4} = r_1^T \times F_{I_4}^T = \begin{bmatrix} 46,2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celková síla stavu 3**

$$F_{C_4} = F_{I_4} + F_{S_4} = [0 \quad 0 \quad -2,157 \cdot 10^3] N$$

- **moment hnací síly**

$$M_{S_4} = r_s^T \times F_{S_4}^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

- **celkový moment stavu 3**

$$M_{C_3} = M_{I_3} + M_{S_3} = \begin{bmatrix} 46,2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} J$$

6.3.1.2.3 Doba běhu posuvu [14]

Vstupní požadovaný parametr:

Požadovaná doba běhu soustavy je $T_c = 8000$ hr.

- **Doba běhu**

$$T_c = 8000 \text{ hr}$$

- **Délka pojezdu**

$$L_R = [\Delta y] = 0,40 \text{ m}$$

- **Poměrná doba běhu při rychloposuvu, zrychlení pohyb v obou směrech**

$$q_{R1} = \text{if} \left(\frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R > 1, \frac{2}{1 + \frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R}, 1 \right) \quad q_{R1} = 1$$

- **Poměrná doba běhu při rychloposuvu, rovnoměrný pohyb v obou směrech**

$$q_{R2} = \text{if} \left(q_{R1} < 1, \frac{\frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R - 1}{\frac{a_{s0}}{v_R^2} \cdot L_R + 1}, 0 \right) \quad q_{R1} = 0 \quad \sum_{i=1}^2 q_{R1} = 1$$

- **Doby běhu při rychloposuvu**

$$i = 1 \dots 2 \quad T_i = (0,5 \cdot q_{R1}) \cdot T_c$$

- **Doba běhu rychloposuvu zrychleným pohybem při stave 1**

$$T_1 = (5 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

- **Doba běhu rychloposuvu rovnoměrným pohybem při stave 2**

$$T_2 = 0 \text{ hr}$$

- **Doba běhu rychloposuvu rovnoměrným pohybem při stave 3**

$$T_3 = 0 \text{ hr}$$

- **Doba běhu rychloposuvu zrychleným pohybem při stave 4**

$$T_4 = (5 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

Doba běhu, velikost ujeté dráhy při zátěžových stavech 1-4

$$T_c = \sum_{i=1}^4 T_i \quad T_c = (1 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad i = 1 \dots 4 \quad q_i = \frac{T_i}{T_c}$$

$$T^T = [5 \cdot 10^3 \quad 0 \quad 0 \quad 5 \cdot 10^3] \text{ hr}$$

$$q^T = [0,5 \quad 0 \quad 0 \quad 0,5]$$

$$v_S^T = [0,5 \quad 1 \quad -1 \quad -0,5] \frac{m}{s}$$

- **Spektrum ujeté dráhy**

$$l_S^T = [9 \cdot 10^6 \quad 0 \quad 0 \quad 9 \cdot 10^6] m$$

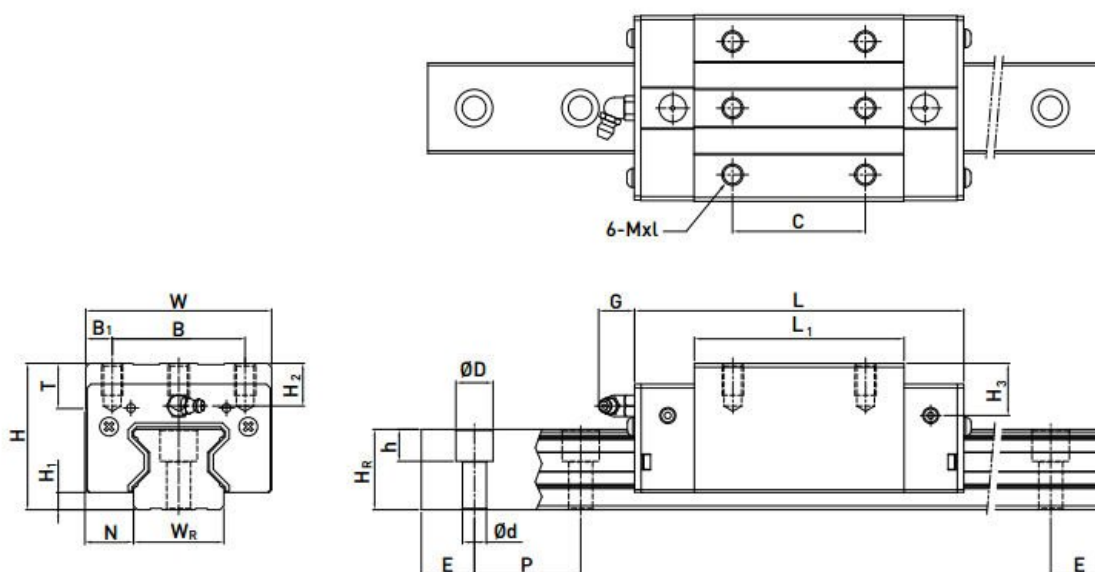
- **Celková ujetá dráha**

$$l_{SC} = \sum_{i=1}^4 |l_{Si}| \quad l_{SC} = (1,8 \cdot 10^7) m$$

6.3.1.2.4 Volba druhu valivých jednotek

Valečkové vedení, typ vozíku RGH 25 CA:

Dle tabulky 14 je pro konstrukci zvolený typ vozíku RGH 25 CA. Jedná se o typ úzkého vozíku (H), velikost 25, vysoké zatížení (C), montáž vozíku shora (A). Jeho výhody spočívají v dostatečné statické i dynamické únosnosti při malých rozměrech. Při návrhu je omezení konstrukčním prostorem.



Označení	H	W	B	C	L	M x l	C _{dyn} [N]	C _{stat} [N]
RGH 15 CA	28	34	26	26	68.0	M4x8	11300	24000
RGH 20 CA	34	44	32	36	86.0	M5x8	21300	46700
RGH 20 HA	34	44	32	50	100.0	M5x8	20900	45000
RGH 25 CA	40	48	35	35	87.0	M6x8	27700	57100
RGH 25 HA	40	48	35	50	114.4	M6x8	33900	73400
RGH 30 CA	45	60	40	40	109.8	M8x10	39100	82100
RGH 30 HA	45	60	40	60	131.8	M8x10	48100	105000
RGH 35 CA	55	70	50	50	124.0	M8x12	57900	105200

Tabulka 14 - Parametry lineárního vedení [13]

Parametry valivých jednotek:

- **Statická únosnost**

$$C_0 = 57100 \text{ N}$$

- **Dynamická únosnost**

$$C = 27700 \text{ N}$$

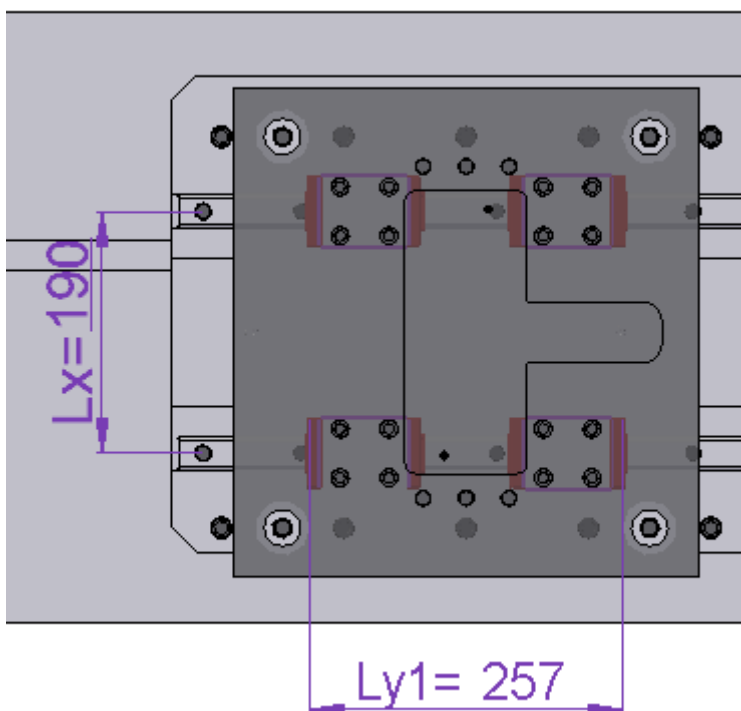
- **Předpětí ZB**

$$F_o = 0,13 \cdot C$$

$$F_o = (3,601 \cdot 10^3) N$$

Souřadnice a počet valivých jednotek:

Obrázek 40 znázorňuje vzdálenost kolejnic a vzdálenost jednotek valivých vedení. Tyto vzdálenosti budou použity ke konstrukčnímu návrhu.



Obrázek 40 - Parametry pro výpočet valivých jednotek

- **Vzdálenosti jednotek**

$$L_{y1} = 257 \text{ mm}$$

- **Vzdálenost drah**

$$L_x = 190 \text{ mm}$$

- **Počet ložisek na 1 dráze**

$$n = 2$$

- **Počet drah**

$$n_d = 2$$

- **Celkový počet jednotek**

$$n_c = n \cdot n_d$$

$$n_c = 4$$

6.3.1.2.4.1 Vektory sil a momentu v počátku souřadnic pro stavy 1-4 [14]

$$V_x = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_y = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad V_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

- **Momenty v počátku**

$$M_{x_i} = M_{c_i} \cdot V_x$$

$$M_{y_i} = M_{c_i} \cdot V_y$$

$$M_{z_i} = M_{c_i} \cdot V_z$$

- **Síly v počátku**

$$F_{x_i} = F_{c_i} \cdot V_x$$

$$F_{y_i} = F_{c_i} \cdot V_y$$

$$F_{z_i} = F_{c_i} \cdot V_z$$

- **Hnací síla**

$$F_{S_{y_i}} = F_{S_i} \cdot V_y$$

$$F_x = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_y = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_z = \begin{bmatrix} -2,157 \\ -2,157 \\ -2,157 \\ -2,157 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_x = \begin{bmatrix} -0,132 \\ 0 \\ 0 \\ -0,132 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$M_x = \begin{bmatrix} -0,046 \\ 0 \\ 0 \\ 0,046 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN} \quad M_y = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN} \quad M_z = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ m} \cdot \text{kN}$$

Síly působící na jednotku

- **Směr Z**

$$F_{A1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x}$$

$$F_{A1z}^T = [-629,482 \quad -539,366 \quad -539,366 \quad -449,482] \text{ N}$$

$$F_{A2z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x}$$

$$F_{A2z}^T = [-449,482 \quad -539,366 \quad -539,366 \quad -629,249] \text{ N}$$

$$F_{B1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x}$$

$$F_{B1z}^T = [-629,249 \quad -539,366 \quad -539,366 \quad -449,482] \text{ N}$$

$$F_{B2z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x}$$

$$F_{B2z}^T = [-449,482 \quad -539,366 \quad -539,366 \quad -629,249] \text{ N}$$

- **Směr X**

$$F_{A1x} = \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}}$$

$$F_{A1z}^T = [0 \ 0 \ 0 \ 0] N$$

$$F_{A2x} = \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}}$$

$$F_{A2z}^T = [0 \ 0 \ 0 \ 0] N$$

$$F_{B1x} = F_{A1x}$$

$$F_{B2x} = F_{A2x}$$

6.3.1.2.4.2 Efektivní síly jednotky [14]

- **Fiktivní zatížení**

$$F_{Ai} = |F_{Aix_i}| + |F_{Aiz_i}| \qquad F_{Ai}^T = [0,629 \ 0,539 \ 0,539 \ 0,449] kN$$

$$F_{A2i} = |F_{A2x_i}| + |F_{A2z_i}| \qquad F_{A2}^T = [0,449 \ 0,539 \ 0,539 \ 0,629] kN$$

$$F_{B1i} = |F_{B1x_i}| + |F_{B1z_i}| \qquad F_{B1}^T = [0,629 \ 0,539 \ 0,539 \ 0,449] kN$$

$$F_{B2i} = |F_{B2x_i}| + |F_{B2z_i}| \qquad F_{B2}^T = [0,449 \ 0,539 \ 0,539 \ 0,629] kN$$

- **Efektivní zatížení**

$$F_{eA1i} = \text{if} \left(F_{A1i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{A1i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A1i}, 0 \right), F_{A1i} \right)$$

$$F_{eA1}^T = [4,02 \ 3,961 \ 3,961 \ 3,90] kN$$

$$F_{eA2i} = \text{if} \left(F_{A2i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{A2i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{A2i}, 0 \right), F_{A2i} \right)$$

$$F_{eA2}^T = [3,901 \ 3,961 \ 3,961 \ 4,02] kN$$

$$F_{eB1i} = \text{if} \left(F_{B1i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{B1i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B1i}, 0 \right), F_{B1i} \right)$$

$$F_{eB1}^T = [4,02 \ 3,961 \ 3,961 \ 3,901] kN$$

$$F_{eB2i} = \text{if} \left(F_{B2i} < 3 \cdot F_0, \text{if} \left(|F_{B2i}| > 0, F_0 + \frac{2}{3} \cdot F_{B2i}, 0 \right), F_{B2i} \right)$$

$$F_{eB2}^T = [3,901 \ 3,961 \ 3,961 \ 4,02] kN$$

6.3.1.2.5 Statická únosnost C_0 [14]

Slouží k dimenzování a používá se taky pro výpočet a ověření statické nosné bezpečnosti S_{oL} . Statická nosná bezpečnost je poměr statické nosnosti C_0 vůči statické ekvivalentní síle P_0 . Hodnota statické bezpečnosti závisí na tom, v jakých podmínkách valivé vedení pracuje.

Statická nosná bezpečnost S_{oL}

$$S_{oL} = \frac{C_o}{P_o}$$

S_{oL} statická nosná bezpečnost

C_o statická únosnost [N]

P_o statický ekvivalentní síla [N]

- **Stanovení maximální efektivní síly**

Prvním krokem pro výpočet statické nosné bezpečnosti je stanovení maximální ekvivalentní síly P_0 . Velikost ekvivalentní síly se rovná maximálnímu efektivnímu zatížení na jednotlivých valivých jednotkách.

$$P_{oA1} = F_{AIM} = \max(F_{eA1}) \qquad P_{oA1} = (4,053 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$P_{oA2} = F_{A2M} = \max(F_{eA2}) \qquad P_{oA2} = (4,053 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$P_{oB1} = F_{B2M} = \max(F_{eB1}) \qquad P_{oB1} = (4,053 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$P_{oB2} = F_{B2M} = \max(F_{eB2}) \qquad P_{oB2} = (4,053 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Statická nosná bezpečnost S_{oL} jednotek A1, A2, B1, B2

Doporučená statická bezpečnost při zatížení s rázy a vibracemi je S_{oL} 3,00 – 5,00.

- **Valivá jednotka A1**

$$S_{oA1} = \frac{C_o}{P_{oA1}} \qquad S_{oA1} = 14,087$$

- **Valivá jednotka A2**

$$S_{oA2} = \frac{C_o}{P_{oA2}} \qquad S_{oA2} = 14,087$$

- **Valivá jednotka B1**

$$S_{oB1} = \frac{C_o}{P_{oB1}} \qquad S_{oB1} = 14,087$$

- **Valivá jednotka B2**

$$S_{oB2} = \frac{C_o}{P_{oB2}} \qquad S_{oB2} = 14,087$$

$$S_{omin} = 14,087 > S_{oL}$$

Dle výpočtu je statická nosní bezpečnost S_{Omin} větší než doporučená nosní bezpečnost S_{OL} výrobcem. Valivé jednotky typu RGH 25 CA vyhovují pro konstrukční návrh.

6.3.1.2.6 Dynamická únosnost C

Jedná se o zatížení, se kterým může kolejnicové vedení dosáhnout teoreticky dráhu a přitom nedojde k poškození valivých částí nebo valivých drah. Pro výpočet válečkového vedení bude uvažováno s dráhou 100 km. Hodnoty dynamické únosnosti každého vedení se nacházejí v katalogu. S touto hodnotou se počítá při určování životnosti lineárního vedení.

Pro výpočet životnosti navrženého lineárního vedení je nutné stanovit dynamické ekvivalentní zatížení P_{dyn} . Jelikož navrhovaná děrovací stanice se pohybuje z počáteční pozice do pozice pracovní, její zdvih je 0,4 m, je nutné do výpočtu dynamického ekvivalentního zatížení P_{dyn} zahrnout i setrvačnost zatížení a hmoty.

- **Dynamické ekvivalentní zatížení valivé jednotky A1**

$$F_{eA1} = \left(\frac{\sum_{i=1}^4 \left((F_{eA1i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{s_i} \right)}{l_{SC}} \right)^{\frac{10}{3}} \quad F_{eA1} = (3,963 \cdot 10^3) N$$

- **Dynamické ekvivalentní zatížení valivé jednotky A2**

$$F_{eA2} = \left(\frac{\sum_{i=1}^4 \left((F_{eA2i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{s_i} \right)}{l_{SC}} \right)^{\frac{10}{3}} \quad F_{eA2} = (3,963 \cdot 10^3) N$$

- **Dynamické ekvivalentní zatížení valivé jednotky B1**

$$F_{eB1} = \left(\frac{\sum_{i=1}^4 \left((F_{eB1i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{s_i} \right)}{l_{SC}} \right)^{\frac{10}{3}} \quad F_{eB1} = (3,963 \cdot 10^3) N$$

- **Dynamické ekvivalentní zatížení valivé jednotky B2 [14]**

$$F_{eB2} = \left(\frac{\sum_{i=1}^4 \left((F_{eB2i})^{\frac{10}{3}} \cdot l_{s_i} \right)}{l_{SC}} \right)^{\frac{10}{3}} \quad F_{eB2} = (3,963 \cdot 10^3) N$$

- **Výpočet nominální životnosti**

Životnost se u stejných lineárních vedení může velmi odlišovat, i když jsou vyrobená stejným způsobem a jsou i používána za stejných předpokladů. Proto je jmenovitá životnost použita jako měřítko pro určení odhadované životnosti. Je to vlastně celková vzdálenost chodu, kterou urazí 90% vedení ze stejné skupiny pracující v totožných podmínkách bez poškození, bez únavových prasklinek. Její výsledná hodnota je určena poměrem dynamické únosnosti a dynamického ekvivalentního zatížení. Dalším faktorem ovlivňujícím životnost jsou teplota drážky, tvrdost drážky a druh zatížení.

$$L = a_1 \cdot \left(\frac{f_T \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{P_{dyn}} \right) \cdot 10^5$$

L Jmenovitá životnost

 C_{dyn} Dynamická únosnost [N] P_{dyn} Dynamický ekvivalentní zatížení f_H Koeficient tvrdosti L_{SC} Celková ujetá dráha f_T Koeficient teploty a_1 Pravděpodobnost překročení hodnoty 90%

- **Vstupní parametry pro dobu skutečné životnosti valivých jednotek**

$$a_1 = 1 \quad f_T = 1 \quad f_H = 1 \quad a_1 = 1$$

$$C_{dyn} = 27700 \text{ N} \quad L_{SC} = 1,8 \cdot 10^7 \text{ m}$$

$$F_{eA1...4} = P_{dyn1...4}$$

- **Životnost a bezpečnost valivé jednotky A1**

$$L_{A1} = a_1 \cdot \left(\frac{f_T \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{P_{dynA1}} \right) \cdot 10^5$$

$$L_{A1} = (6,528 \cdot 10^7) \text{ m}$$

$$S_{dynA1} = \frac{L_{A1}}{l_{sc}}$$

$$S_{dynA1} = 3,627$$

Skutečná dynamická bezpečnost S_{dynA1} je větší než doporučená bezpečnost $S_{dyn} = 2$. Valivá jednotka A1 splňuje bezpečnost pro konstrukční záměr.

- **Životnost a bezpečnost valivé jednotky A2**

$$L_{A2} = a_1 \cdot \left(\frac{f_T \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{P_{dynA2}} \right) \cdot 10^5$$

$$L_{A2} = (6,528 \cdot 10^7) \text{ m}$$

$$S_{dynA2} = \frac{L_{A2}}{l_{sc}}$$

$$S_{dynA2} = 3,627$$

Skutečná dynamická bezpečnost S_{dynA2} je větší než doporučená bezpečnost $S_{dyn} = 2$. Valivá jednotka A2 splňuje bezpečnost pro konstrukční záměr.

- **Životnost a bezpečnost valivé jednotky B1**

$$L_{B1} = a_1 \cdot \left(\frac{f_T \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{P_{dynB1}} \right) \cdot 10^5$$

$$L_{B1} = (6,528 \cdot 10^7) \text{ m}$$

$$S_{dynB1} = \frac{L_{B1}}{l_{sc}}$$

$$S_{dynB1} = 3,627$$

Skutečná dynamická bezpečnost S_{dynB1} je větší než doporučená bezpečnost $S_{dyn} = 2$. Valivá jednotka B1 splňuje bezpečnost pro konstrukční záměr.

- **Životnost a bezpečnost valivé jednotky B2**

$$L_{B2} = a_1 \cdot \left(\frac{f_T \cdot f_H \cdot C_{dyn}}{P_{dynB2}} \right) \cdot 10^5$$

$$L_{B2} = (6,528 \cdot 10^7) \text{ m}$$

$$S_{dynB2} = \frac{L_{B2}}{l_{sc}}$$

$$S_{dynB2} = 3,627$$

Skutečná dynamická bezpečnost S_{dynB2} je větší než doporučená bezpečnost $S_{dyn} = 2$. Valivá jednotka B2 splňuje bezpečnost pro konstrukční záměr.

6.3.1.3 Mazání pro typ RG

Významem mazání je snížení tření mezi valivým elementem a kolejnicovou dráhou. Jeho užitím taky dochází ke snížení teploty, otěru, snížení hluku, ochraně valivého vedení před korozi a celkového opotřebení. Má zásadní pozitivní vliv na prodloužení životnosti. Jako mazivo může být použitý tuk, tekutý tuk nebo olej.

U tohoto typu válečkového vedení je vhodné použít mazání na čelní stranu vozíku. Rozvod mazání pomocí tecalan hadiček 6x1.0. Na obrázku 45 je zobrazeno mazání SKF systém 24, řada LAGD, jednotka 125 ml, plynem pohaněné jednobodové automatické maznice. Důvodem použití SKF systému 24 je možnost namontování i do omezeného prostoru, nastavitelné dávkování 1 až 12 měsíců.

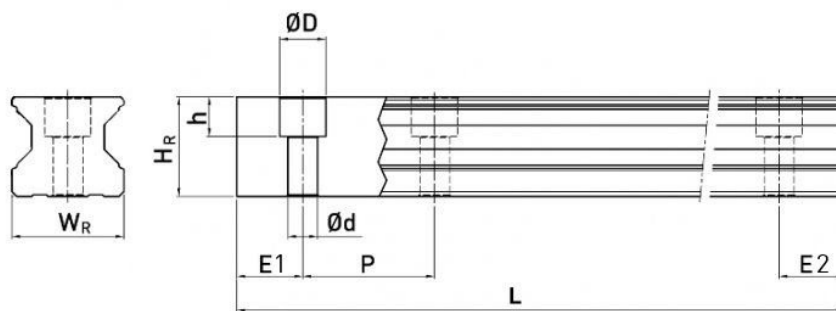


Obrázek 41 - SKF SYSTEM 24 [15]

6.3.1.4 Konstrukční tvar kolejnic, jejich upevnění a potřebná délka

Pro upevnění vozíku jsou použity šrouby se závitem resp. průchozím otvorem a je možné je přimontovat jak seshora, tak z dola. Vodící kolejnice je možno upevnit standardně, průchozími otvory k upevnění seshora. Další varianta je upevnění ze spodní strany a poslední varianta je upevnění z boku, které lze využít při použití ozubených systémů.

V návrhu je použité standartní upevnění kolejnice pomocí šroubu, utažením seshora.



Označení	W _R	H _R	D	h	d	P	E _{1/2} min	E _{1/2} max	Max. délka	Max. délka při E ₁ = E ₂ = P/2
RGR15R	15	16.5	7.5	5.3	4.5	30	6	24	4000	3960
RGR20R	20	21.0	9.5	8.5	6.0	30	7	23	4000	3960
RGR25R	23,6	23,6	14,0	9,0	7,0	30	8	33	4000	3960
RGR30R	28	28,0	14,0	12,0	9,0	40	9	31	4000	3920
RGR35R	34	30,2	14,0	12,0	9,0	40	9	31	4000	3920
RGR45R	45	38,0	20,0	17,0	14,0	52,5	12	40,5	4000	3937,5

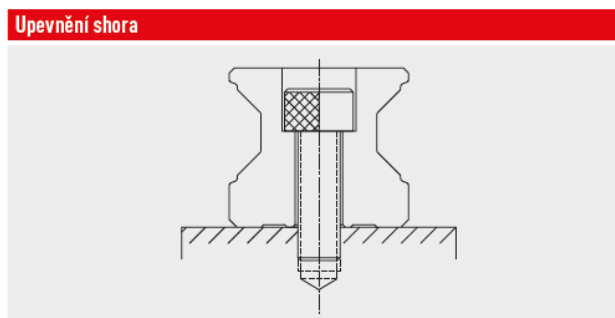
Tabulka 15 - Parametry kolejnic [13]

Dle doporučených parametrů od výrobce, viz tabulka 15, budou použity kolejnice typu RGR25R. S rozestupem otvoru pro díry P=30mm, výškou kolejnice H_r= 23 mm, šířkou W_r =23,6 mm. Vzdálenost E₁,E₂ zvolená 20 mm. Celková potřebná délka kolejnice je 670mm.

• Výpočet pro potřebnou délku kolejnice L_{kolejnice}

$P = 30mm$ $E_1 = 20mm$ $E_2 = 20mm$

$L_{kolejnice} = 21 * P + E_1 + E_2$ $L_{kolejnice} = 670 mm$



Obrázek 42 - Upevnění kolejnice [13]

Způsob upevnění kolejnic na základovou desku je zobrazen na obrázku 42.

6.3.1.5 Těsnění

Každý vozík valivého vedení má na obou čelních stranách těsnění, kterého funkcí je bránit vnikání tekutých a pevných nečistot z okolí. Další funkci je redukovat ztráty maziva na co nejmenší hodnotu. Může mít taky dva podélné stěrače nahoře i dole na každé straně vozíku.

U navržené varianty válečkového vedení a posouzení druhu pracovního prostředí použijeme standardní těsnění pro normální provoz.

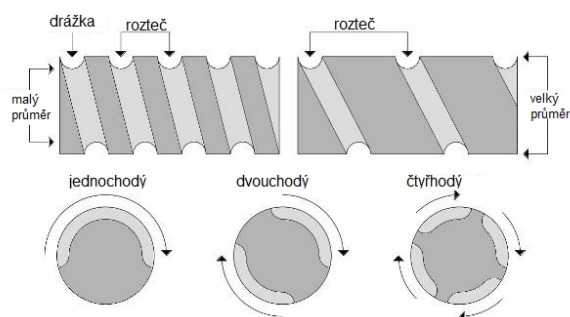
6.3.2 Konstrukční návrh kuličkového šroubu

Základní technické parametry kuličkového šroubu

Když chceme správně navrhnout kuličkový šroub pro určitou specifickou aplikaci, je nutné brát v potaz spoustu různých faktorů, jako je zatížení, otáčky, celková délka šroubu, způsob uložení i očekávanou životnost.

Vlastnosti kuličkových šroubů nám výstižně popisují tyto kritéria:

- jmenovitý průměr závitu
- únosnost
- třídy přesnosti jednotlivých závitů
- tuhost
- účinnost
- stoupaní závitu
- pasivní odpory
- typy kuliček v maticích



Obrázek 43 - Základní terminologie [16]

Základní terminologie kuličkových šroubů

Roztečný průměr-je průměr kružnice tvořené středy ložiskových kuliček, když se dotýkají jak šroubu, tak matice.

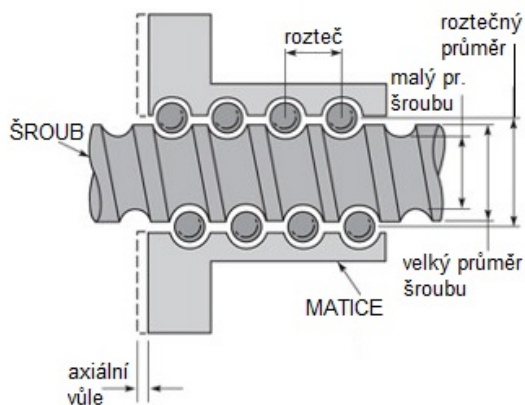
Malý průměr závitu je minimální průměr šroubu měřený v nejnižším bodě závitu. Průměr středů kuliček i malý průměr závitu jsou důležité při výpočtu aplikačních charakteristik a určování parametrů se zohledněním faktorů, jako jsou zatížení ve vzpěru a kritické otáčky.

Rozteč je axiální vzdálenost mezi dvěma sousedními závity na šroubu.

Stoupaní je lineární vzdálenost, kterou urazí matice nebo šroub během jedné úplné otáčky.

Počet chodů je počet nezávislých závitů na hřídeli šroubu. Šrouby obvykle mají jednochodý, dvouchodý nebo čtyřchodý závit, který se podobá šroubovici obtáčeující se kolem hřídele. Rozteč vynásobená počtem chodů se rovná stoupaní šroubu.

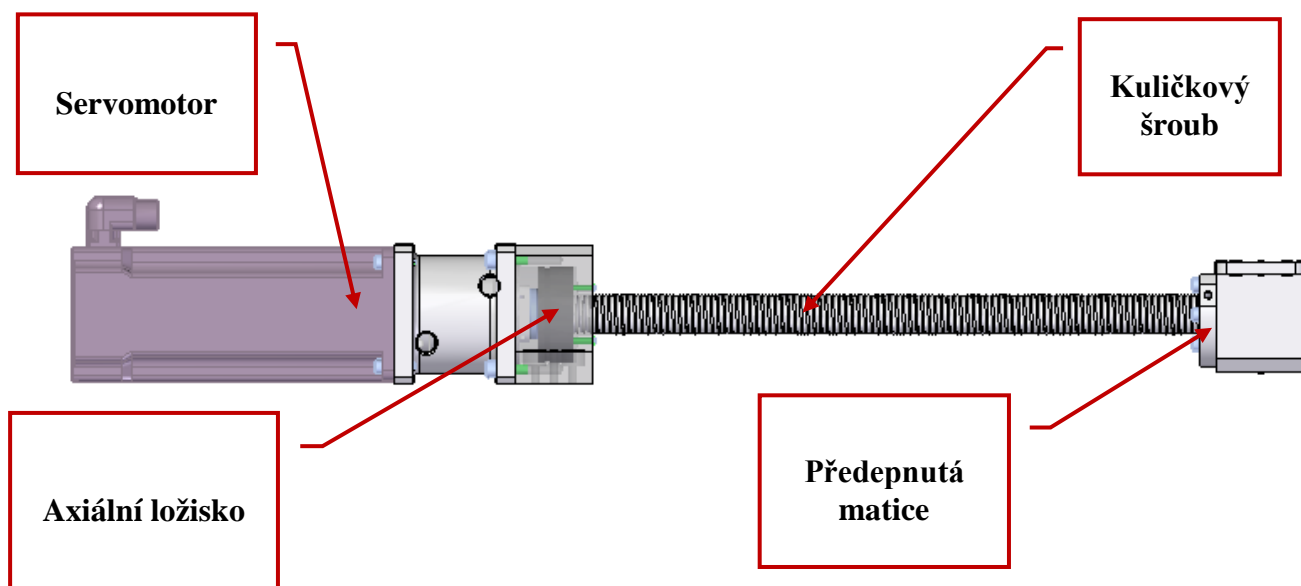
Vůle je dána axiálním pohybem mezi maticí a šroubem bez otáčení. Vůle může zhoršovat přesnost šroubu, ale obvykle se vyskytuje bez vážnějších problémů. Běžné šrouby se dodávají s relativně malou vůlí a na fungování šroubů zatěžovaných pouze v jednom směru nemá vůle vliv. Vůli je možné kontrolovat předepnutím. [16]



Obrázek 44 - Parametry kuličkového šroubu [16]

Obrázky 43 a 44 zobrazují základní terminologii a parametry kuličkového šroubu a matice.

6.3.2.1 Výpočet parametrů kuličkového šroubu



Obrázek 45 - Pohybový uzel děrovací stanice

Obrázek 45 zobrazuje pohybový uzel děrovací stanice.

6.3.2.1.1 Ekvivalentní axiální zatížení F_{ax} a vstupní parametry

Prvním krokem k návrhu kuličkového šroubu je stanovení ekvivalentní axiální síly F_{ax} . Její velikost se určí z hmotnosti m_{celk} celého děrovacího zařízení a její požadovaného zrychlení a_{celk} . Axiální zatížení spadá do dynamického zatížení kuličkového šroubu. Velikost axiálního zatížení může ovlivnit jak velikost jmenovitého průměru šroubu tak i jeho stoupaní P .

$$m_{celk} = 250 \text{ kg}$$

$$a_s = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$v_s = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

- **Ekvivalentní axiální zatížení**

$$F_{ax} = m_{celk} \cdot a_s$$

$$F_{ax} = 150 \text{ N}$$

- **Skutečná axiální síla**

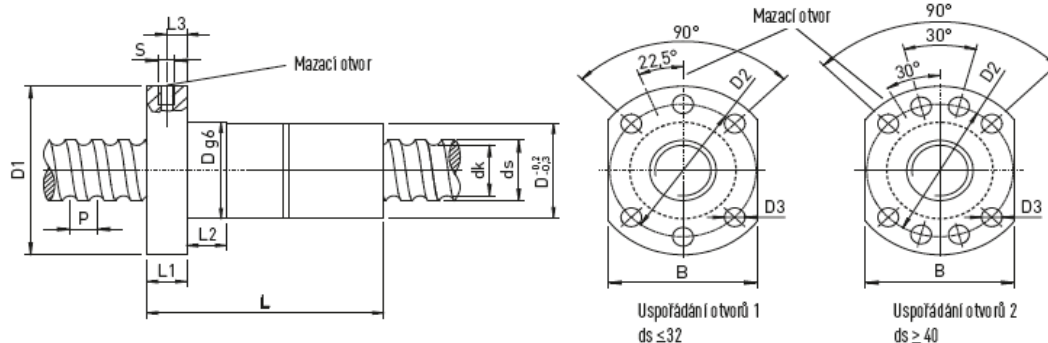
$$F_s = F_{ax} = 150 \text{ N}$$

- **Skutečné otáčky šroubu**

$$n_s = \frac{v_s}{h}$$

$$n_s = (3 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{min}}$$

Pro návrh kuličkového šroubu byl zvolen komponent z katalogu firmy HIWIN, typové označení DDB 3220-R-2EB. Jedná se o přesný okružovaný kuličkový šroub, které se používají v mnoha transportních a polohovacích aplikacích. Zvolený šroub má průměr $d_s = 32$ mm, stoupaní závitů $P = 20$ mm s dvojitou předepnutou přírubovou maticí typu DDB. Matice DDB se dodává standardně s předepnutím cca 7% C_{dyn} . Všechny ostatní parametry je vidět v tabulce 16.



Označení	d_s	P	D	D1	D2	D3	Uspořádání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	C_{dyn} [N]	C_0 [N]	Hmotnost [kg]
DDB1605-R-3EF	16	5	28	48	38	5.5	1	80	10	10	5	M6	40	13.5	9600	12700	0.25
DDB2005-R-4EF	20	5	36	58	47	6.6	1	82	10	10	5	M6	44	17.5	13900	21800	0.42
DDB2505-R-4EF	25	5	40	62	51	6.6	1	95	10	10	5	M6	48	22.5	15600	27900	0.52
DDB2510-R-3EF	25	10	40	62	51	6.6	1	115	10	16	5	M6	48	21.0	24100	36200	0.57
DDB3205-R-5EF	32	5	50	80	65	9.0	1	95	12	10	6	M6	62	29.5	20700	43900	0.97
DDB3210-R-4EF	32	10	50	80	65	9.0	1	138	14	16	7	M6	62	27.8	40900	63200	1.01
DDB3220-R-2EB	32	20	50	80	65	9.0	1	138	14	16	7	M6	62	27.8	20300	26800	1.01
DDB4005-R-5EF	40	5	63	93	78	9.0	2	109	14	10	7	M8x1	70	37.5	22500	54600	1.55
DDB4010-R-4EF	40	10	63	93	78	9.0	2	150	14	16	7	M8x1	70	35.8	46800	82600	2.13

Tabulka 16 - Parametry DDB 3220-R-2EB [13]

- **Jmenovitá doba běhu**

$$L_{10} = \left(\frac{C_0}{F_s}\right)^3 \qquad L_{10} = 3,637 \cdot 10^6$$

- **Skutečná doba běhu**

$$L_{10hr} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot L_{10} \qquad L_{10hr} = 3,368 \cdot 10^5 \text{ hr}$$

- **Požadovaná životnost**

$$T_c = 10000 \text{ hr}$$

- **Dynamická bezpečnost**

$$S_{dyn} = \frac{L_{10hr}}{T_c} = 33 > S_{dop}$$

Dynamická bezpečnost kuličkového šroubu vůči požadované životnosti běhu je splněna. Z tohoto hlediska kuličkový šroub vyhovuje.

6.3.2.1.2 Výpočet kritických otáček

Při návrhu je nutné uvažovat s kritickými otáčkami kuličkového šroubu. Musí být dodržena bezpečnost mezi kritickými a maximálními otáčkami na posuv. Kritické otáčky vzbuzují vlastní kmitočty šroubu a tím dochází k jeho rezonanci a kmitání. Mezi hlavní parametry ovlivňující kritické otáčky patří průměr šroubu, vstupní otáčky od motoru, vetknutí konce šroubu a jeho nepodepřená délka. Maximální pracovní otáčky by neměly překročit 80% otáček kritických.

- **Vstupní parametry**

$$k_n = 3,9 \frac{m}{min} \qquad \text{součinitel kritických otáček}$$

$$L_p = 450 \text{ mm} \qquad \text{vzdálenost podpěr}$$

$$d = 32 \text{ mm} \qquad \text{průměr šroubu}$$

- **Kritické otáčky**

$$n_c = k_n \cdot \frac{d}{L_p^2} \cdot 10^4 \qquad n_c = (6,163 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$

- **Maximální otáčky na posuv**

$$n_{max} = \frac{v_s}{h} \qquad n_{max} = (3 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$

- **Bezpečnost**

$$S_n = \frac{n_c}{n_{max}} > 1,25 \qquad S_n = 2,054$$

I tady je podmínka splněna, bezpečnost je vyhovující.

6.3.2.1.3 Pevnostní kontrola šroubu na tah a krut

Dalším důležitým parametrem pro návrh kuličkového šroubu je výpočet na kombinované namáhání osovou axiální silou F_{ax} . Šroub je namáhaný na tah, tlak a současně na krut od momentu M_k . Nutno provést kontrolu na výsledné redukované napětí. Porovnat ho s dovoleným napětím pro příslušný materiál kuličkového šroubu.

- **Vstupní parametry**

$$R_m = 650 \text{ MPa}$$

materiál kuličkového šroubu

$$\sigma_{dov} = 0,2 \cdot R_m = 130 \text{ MPa}$$

dovolené napětí materiálu

$$\eta = 0,9$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 804,248 \text{ mm}^2$$

plocha šroubu

- **Napětí tahové**

$$\sigma_t = \frac{F_{ax}}{A_s} = \frac{F_{ax}}{\pi \cdot d_3^2}$$

$$\sigma_t = 0,187 \text{ MPa}$$

- **Moment**

$$M_t = \frac{F_{ax} \cdot v_s}{\omega \cdot \pi \cdot 2 \cdot \eta}$$

$$M_t = 0,079 \text{ Nm}$$

- **Napětí smykové**

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k}$$

$$\tau_k = 0,012 \text{ MPa}$$

- **Redukované napětí**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$$

$$\sigma_{red} = 0,188 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov}$$

Vypočtené redukované napětí σ_{red} , splňuje požadovanou podmínku, je menší než dovolené napětí σ_{dov} použitého materiálu kuličkového šroubu. I tady kuličkový šroub vyhovuje.

6.3.2.1.4 Pevnostní výpočet na vzpěr kuličkového šroubu

Častým zatížením kuličkových šroubů je zatížení tlakem a tahem. Axiální zatížení tlakem může způsobit prohnutí kuličkového šroubu, a proto je vhodné zde udělat pevnostní výpočet na vzpěru šroubu. Když bude působení tlaku na kuličkový šroub dostatečně velké, může dojít k překročení meze pružné stability. Překročením této meze dochází k selhání šroubu ohybem, nebo vybočení. Při výpočtu, bude zde počítáno s maximální efektivní silou F_{max} působící při pohybe na válívu jednotku.

- **Pevnostní výpočet na vzpěru:**

$$F_c$$

přípustné axiální zatížení (N)

$$d=32 \text{ mm}$$

průměr kuličkového šroubu

$$L_p = 450 \text{ mm}$$

vzdálenost podpor

$$F_{max} = 4,115 \cdot 10^3 \text{ kN}$$

maximální axiální zatížení

$$F_c = k_v \cdot \frac{d^4}{L_p^2} \cdot \frac{E}{20}$$

$$F_c = 4,013 \cdot 10^4 \text{ kN}$$

- **Bezpečnost vzpěry**

$$s_V = \frac{F_c}{F_{ma}} > 2$$

$$s_V = 6,232$$

Podmínka bezpečnosti vzpěry je splněná, kuličkový šroub vyhovuje.

i	Typy uložení konců šroubu	k_{vi}
1	Vetknuto – vetknuto	22,4
2	Vetknuto – podepřeno	11,2
3	Podepřeno – podepřeno	5,6
4	Vetknuto – volně	1,4

Tabulka 17 – Typ uložení konce šroubu

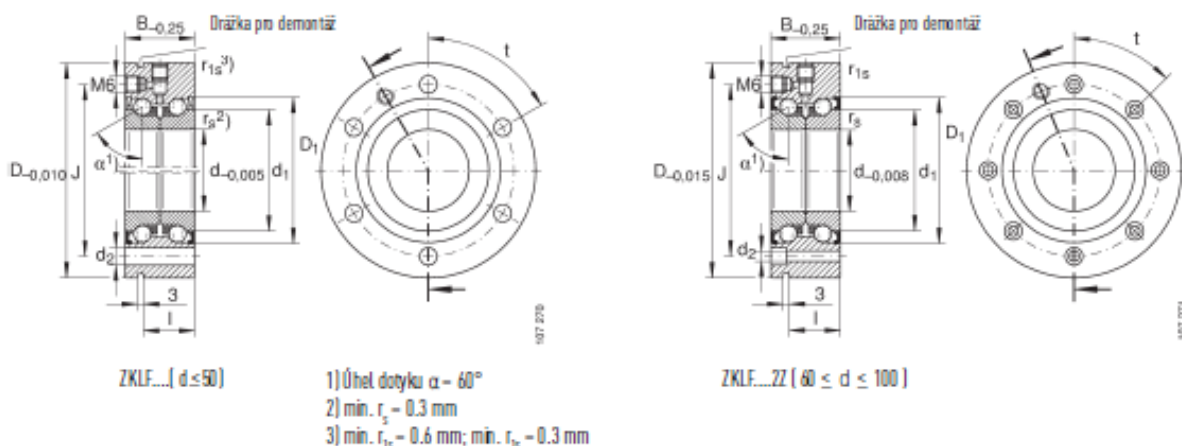
6.3.2.1.5 Návrh ložiska pro uložení kuličkového šroubu

Jedním z požadavků při konstrukci děrovací stanice bylo uložení kuličkového šroubu, vetknuto – volně, viz tabulka 17. Pro uskutečnění tohoto požadavku, je nutno při uložení kuličkového šroubu dbát na dostatečnou tuhost. Pro tento typ uložení šroubu je jedinou možností, která zajistí požadovanou tuhostí axiální ložisko.

6.3.2.1.6 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ZKLF

Pro návrh a kontrolní výpočet axiálního uložení kuličkového šroubu je použité dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem v uspořádání „O“ s úhlem dotyku 60° od firmy HIWIN.

Tabulka 18 zobrazuje zvolené parametry ložiska.



Technická data ložiska ZKL

Průměr hřídele [mm]	Označení	Připojovací šrouby DIN 912 10.9 ^N		Axiální únosnost		Max. otáčky	Třecí moment ¹⁾	Axiální tuhost	Úhlová tuhost	Pojistná matice ²⁾	Utahovací moment ³⁾
		Počet	n x t	C _{0a} [kN]	C _{0s} [kN]						
12	ZKLF1255-ZZ	M6	3 × 120°	17,0	24,7	7600	0,08	375	50	HIR-12	8
	ZKLF1255-2RS*	M6	3 × 120°	17,0	24,7	3800	0,08	375	50	HIR-12	8
15	ZKLF1560-ZZ	M6	3 × 120°	17,9	28,0	7000	0,10	400	65	HIR-15	10
	ZKLF1560-2RS*	M6	3 × 120°	17,9	28,0	3500	0,10	400	65	HIR-15	10
17	ZKLF1762-ZZ	M6	6 × 60°	18,8	31,0	6600	0,12	450	80	HIR-17/HIA-17	15
	ZKLF1762-2RS*	M6	6 × 60°	18,8	31,0	3300	0,12	450	80	HIR-17/HIA-17	15
20	ZKLF2068-ZZ	M6	8 × 45°	26,0	47,0	5400	0,15	650	140	HIR-20/HIA-20	18
	ZKLF2068-2RS*	M6	8 × 45°	26,0	47,0	3000	0,15	650	140	HIR-20/HIA-20	18
25	ZKLF2575-ZZ	M6	8 × 45°	27,5	55,0	4700	0,20	750	200	HIR-25/HIA-25	25
	ZKLF2575-2RS	M6	8 × 45°	27,5	55,0	2400	0,20	750	200	HIR-25/HIA-25	25
30	ZKLF3080-ZZ	M6	12 × 30°	29,0	64,0	4300	0,25	850	300	HIR-30/HIA-30	32
	ZKLF3080-2RS*	M6	12 × 30°	29,0	64,0	2200	0,25	850	300	HIR-30/HIA-30	32
30	ZKLF30100-ZZ	M8	8 × 45°	59,0	108,0	4000	0,40	950	400	HIA-30	65
	ZKLF30100-2RS	M8	8 × 45°	59,0	108,0	2100	0,40	950	400	HIA-30	65

Tabulka 18 - Zvolené parametry ložiska ZKLF2575-ZZ [13]

• Vstupní parametry

$F_a = 150 \text{ N}$

F_r

$v_s = 1 \cdot \frac{m}{s}$

$h = 20 \text{ mm}$

$T_c = 10000 \text{ hr}$

$C_{dyn} = 27,5 \text{ kN}$

$C_0 = 55 \text{ kN}$

• Otáčky na posuv

$n_s = \frac{v_s}{h} = (3 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$

axiální zatížení ložiska

radiální zatížení ložiska – zanedbatelné

posuvová rychlost

stoupaní šroubu

požadovaná doba běhu

axiální dynamická únosnost ložiska

axiální statická únosnost ložiska

- **Stanovení ekvivalentní síly P**

$$e = \frac{F_a}{C_0} = \frac{150}{25 \cdot 10^3} = 0,003$$

poměr $\frac{F_{ax}}{F_r}$ je limitně nekonečný proto je větší než $e = 0,003$

$$\frac{F_{ax}}{F_r} \geq e \text{ platí } X = X_2 = 0,56, Y = Y_2 \neq 0$$

$$Y_2 = 0,866 \cdot \left(\frac{F_{ax}}{C_0}\right)^{-0,229} = 0,866 \cdot \left(\frac{150}{55 \cdot 10^3}\right)^{-0,229} = 3,348$$

$$P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_{ax} = 502,2 \text{ N}$$

- **Statická bezpečnost S_0**

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{ax}} = \frac{55 \cdot 10^3}{0,150 \cdot 10^3} = 366 \cong S_{opt} = (1 \div 1,5) \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Statická bezpečnost ložiska je vyhovující.

- **Dynamická bezpečnost S_{dyn}**

$$L_h = \frac{16667}{n_s} \cdot \left(\frac{C_{dyn}}{P}\right)^3 = \frac{16667}{3000} \cdot \left(\frac{27,5 \cdot 10^3}{0,522 \cdot 10^3}\right)^3 \quad L_h = 1,521 \cdot 10^4 \text{ hr}$$

$$S_{dyn} = \frac{L_h}{T_c} = \frac{1,521 \cdot 10^4}{1,0 \cdot 10^4} = 1,521 \cong S_{opt} = (1 \div 1,5) \rightarrow \text{vyhovuje}$$

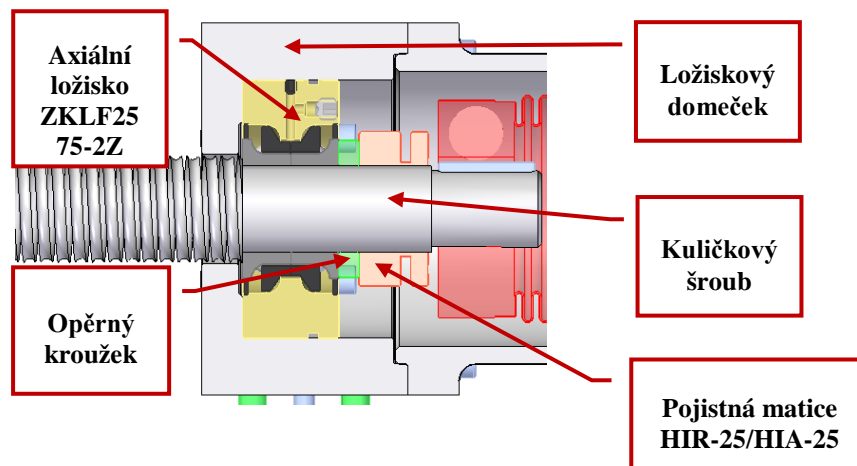
Dynamická bezpečnost je vyhovující.

Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem ZKLF typu ZKLF2575-2Z z hlediska statické i dynamické bezpečnosti vyhovující. Vyhovuje také z hlediska maximálních otáček. Jeho maximální hodnoty jsou 4700ot. 1/min.

- **Montáž ložiska**

Hřídel kuličkového šroubu musí odpovídat výkresové dokumentaci dodavatele, s příslušnými geometrickými tolerancemi a požadovanou drsností povrchu. To samé musí splňovat taky domeček pro uložení axiálního ložiska. Přední uložení ložiska bude pevné, zadní uložení volné, kvůli teplotní dilataci axiálního ložiska při pracovních otáčkách. Ložisko bude předepruté pomocí pojistné matice typu HIR20/HIA-20 a dotaženo utahovacím momentem 20Nm.

Zobrazení uložení axiálního ložiska je na obrázku 46.



Obrázek 46 - Uložení axiálního ložiska

6.3.3 Konstrukční návrh servomotoru

Dalším důležitým komponentem pohybového uzlu je servomotor. Servomotor bude sloužit k pohybu děrovací stanice pomocí otáčení kuličkového šroubu.

Vstupní parametry

$$\eta_s = 0,96$$

účinnost kuličkového šroubu

$$n_{max} = 3000 \frac{1}{min}$$

maximální otáčky

- **Výkon motoru**

$$P_{motor} = \frac{F_{ax} \cdot v_s}{\eta_s} = \frac{150 \cdot 1}{0,96}$$

$$P_{motor} = 0,156 \text{ kW}$$

- **Moment motoru**

$$M_{motor} = \frac{P_{motor}}{\omega} = \frac{P_{motor}}{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}$$

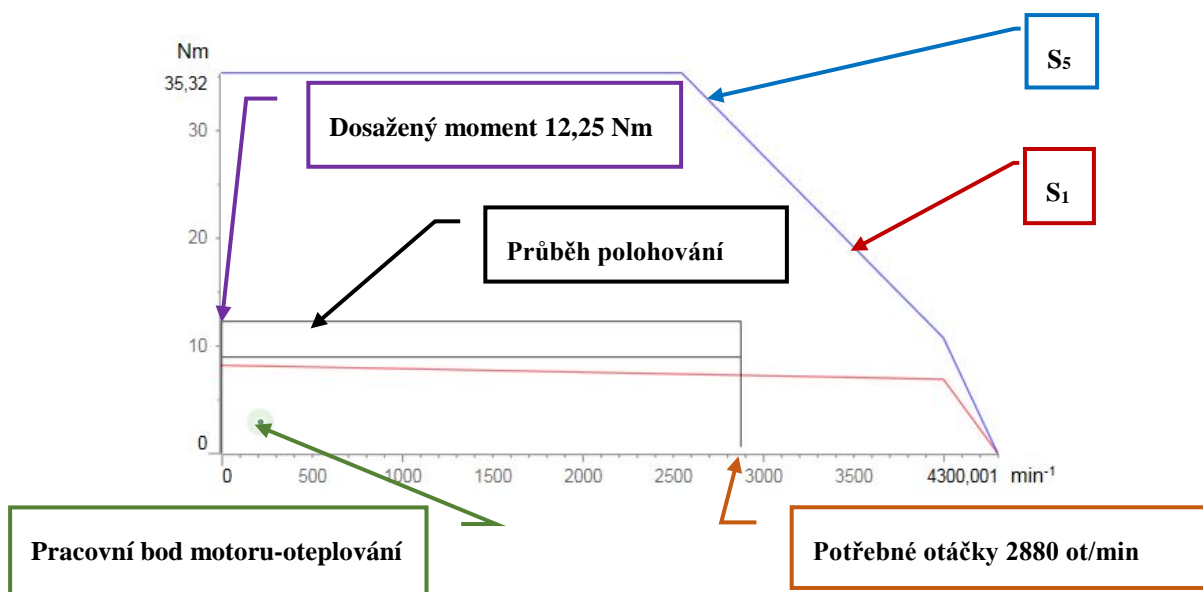
$$M_{motor} = 0,5 \text{ Nm}$$

Dle vypočtených parametrů bude použitý servomotor z katalogu firmy Beckhoff.

6.3.3.1 Servomotor Beckhoff

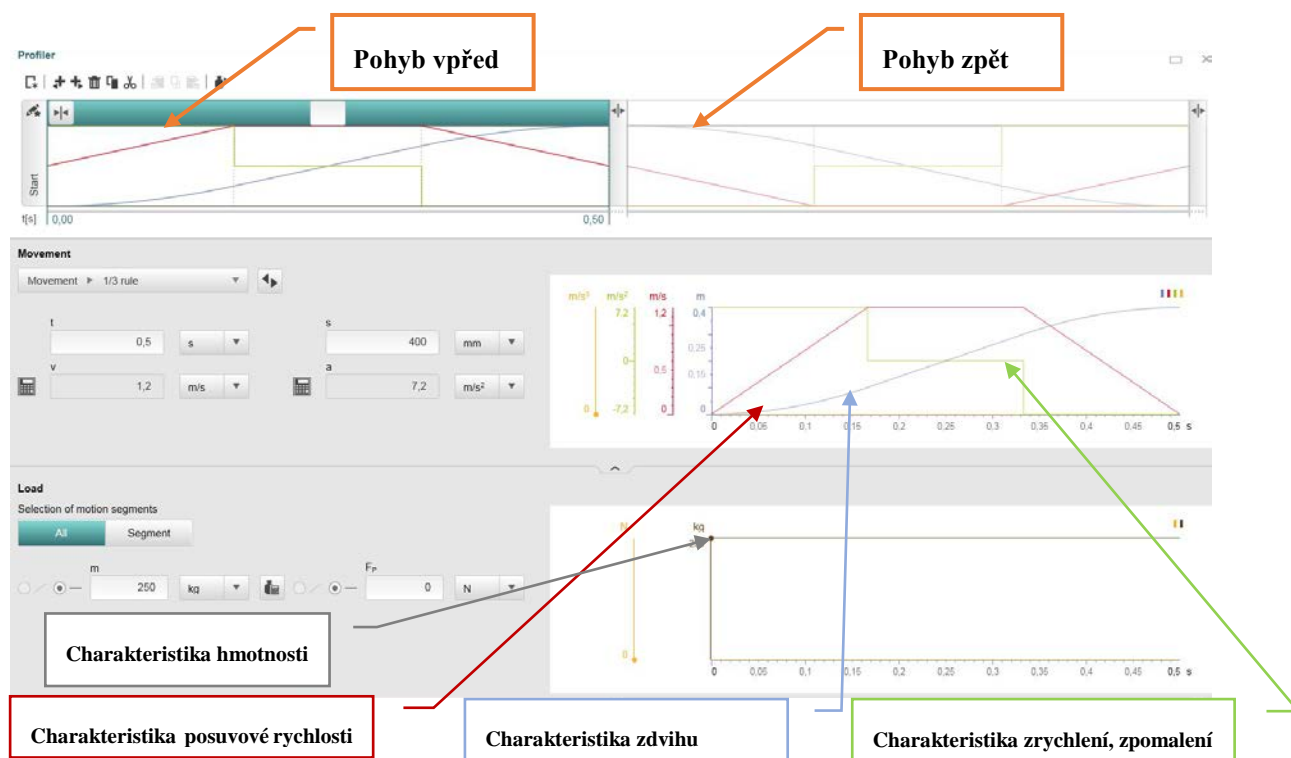
Pro konstrukční záměr bude zvolen servomotor od firmy Beckhoff Česká republika s.r.o. Firma Beckhoff Česká republika s.r.o. nabízí dimenzování servomotoru dle přesného požadavku zákazníka. Dle zadaných vstupních parametrů provedou výpočet v programu Cymex5 a simulace ukáže, jak se bude chovat servomotor při požadovaném zatížení v reálním provozu.

Vstupní data jsou tvořena délkou, průměrem, stoupáním kuličkového šroubu, celkovou hmotností zařízení, přesným typem valivého vedení a požadovanou dynamikou. Dále je to potřebný čas na ujetí pracovního zdvihu, prodleva v pracovní poloze, čas potřebný pro ujetí do základní polohy i jeho prodleva.



Graf 1- Momentová charakteristika servomotoru [17]

Firma Beckhoff Česká republika s.r.o. poskytla výstupní data z programu Cymex5. Graf 1 ukazuje momentovou charakteristiku servomotoru při simulaci zatížení.



Obrázek 47- Rychlostní profil polohování [17]

Obrázek 47 ukazuje vstupní data pro výpočet a dimenzování servomotoru a jeho výslední výstupní průběhy jednotlivých profilů. Je zde znázorněn průběh zdvihu, průběh zrychlení stanice, průběh posuvové rychlosti při konstantní hmotnosti.

Na základě výstupních dat z analýzy specifických požadavků při návrhu servomotoru vybereme servomotor z tabulky 19, který optimálně splňuje výstupní parametry. Pro pohon je zvolen servomotor AM8255-1J21-0000.



**AM8552 | Servomotor with increased moment of inertia
8.2 Nm (M_0), F5 (104 mm)**

Data for 400 V AC	AM8552-wFyz	AM8552-wJyz	AM8552-wLyz
Standstill torque	8.20 Nm	6.90 Nm	5.40 Nm
Rated torque	7.50 Nm	6.90 Nm	5.40 Nm
Cooling	convection		
Rated speed	2000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹	7300 min ⁻¹
Rated power	1.57 kW	2.89 kW	4.13 kW
Peak torque	35.0 Nm		
Standstill current	3.30 A	6.30 A	11.3 A
Peak current	17.9 A	33.6 A	60.7 A
Torque constant	2.48 Nm/A	1.29 Nm/A	0.72 Nm/A
Voltage constant	167 mV/min ⁻¹	89 mV/min ⁻¹	49 mV/min ⁻¹
Number of poles	2		
Rotor moment of inertia	10.6 kgcm ²		
Weight	7.1 kg		
Holding torque brake (M_{Hb})	9 Nm		
Power consumption (brake) at 24 V DC (P_{br})	18 W		
Rotor moment of inertia incl. brake (J)	11.2 kgcm ²		
Weight incl. brake (m)	7.9 kg		
Connection technology	M23 speedtec® plug		
One Cable Technology (OCT)	yes		

Tabulka 19 - Parametry servomotoru [17]

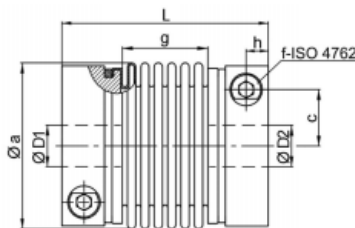
Výstupní hřídel servomotoru je s drážkou pro pero. Jeho propojení s hřídeli kuličkového šroubu převedeme pomocí servo spojky od firmy JAKOB Antriebstechnik GmbH. Servo spojka flexibilně vyrovnává propojení hřídelů ve všech směrech. Díky tomu je zabráněno značnému zatížení ložiska a to i v případě axiálního zatížení.

KM	T _N	moment of inertia	torsional stiffness	max. shaft misalignment	axial spring rate	lateral spring rate	mass approx.	tightening torque
Size	[Nm]	[10 ⁻⁴ kgm ²]	[Nm/radcm]	axial ± lateral [mm]	[N/mm]	[N/mm]	[kg]	[Nm]
smaller couplings from 0,4 Nm - 12 Nm see series MKM (page 30)								
20	20	0,14	5,2	0,8 0,25	51	190	0,3	14
35	35	0,14	5,8	0,8 0,25	51	190	0,3	14
60	60	0,29	8,7	0,9 0,3	49	260	0,5	35
80	80	0,79	14	1 0,3	45	280	0,8	65
170	170	0,83	17	1 0,3	80	470	0,8	65
270	270	2,2	32	1 0,3	70	450	1,4	115
400	400	2,4	47	1 0,3	100	640	1,5	115
600	600	4,7	67	1 0,3	100	980	2,2	180
900	900	9	105	1 0,3	145	1000	3,3	200
1300	1300	14	170	1 0,3	130	920	4,2	290
1800	1800	15	260	1 0,3	250	1900	4,5	290

temperature range: -40°C up to +300°C



material: bellows: stainless steel
hubs: high-tensile strength aluminum
screws: ISO 4762 / 12.9

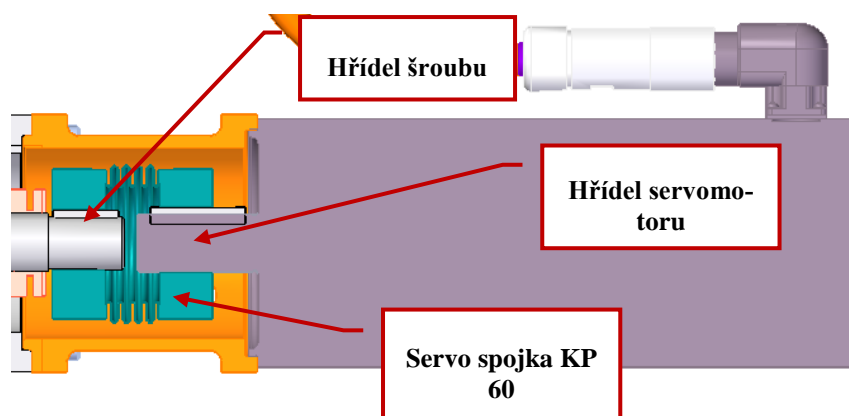


Dimensions [mm]: length dimensions according to DIN ISO 2768 cH

KM	Øa	c	f	g	h	L	ØD1/2min	ØD1/2max
20	56	19	M 6	30	7,5	70	9	35
35	56	19	M 6	30	7,5	70	14	35
60	66	22	M 8	33	8,5	77	15	34
80	82	28,5	M 10	38	10,5	90	17	43
170	82	28,5	M 10	40	10,5	92	22	43

Tabulka 20 - Parametry spojky KP [18]

Dle tabulky 20 použiju na spojení hřídelů a přenos krouticího momentu servo spojku KP60.

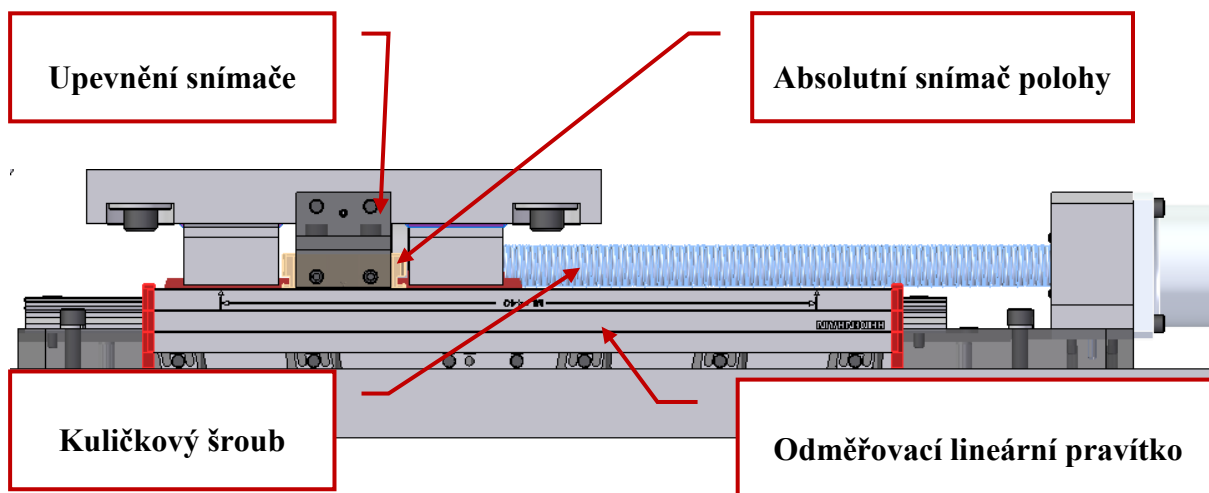


Obrázek 48 - Servo spojka KP60

Na obrázku 48 je vidět jak jsou spojeny hřídele pomocí servo spojky typu KP 60.

6.3.4 Odměrování polohy

Pro ideální pracovní cyklus děrovací stanice je potřebné docílit pracovní polohy děrovací stanice, vůči tyčce hlavové opěrky, která je upnutá v stolním upínacím zařízení. Tento proces přesného najetí do pracovní polohy vykoná absolutní lineární snímač polohy od firmy Heidenhain. Pro svůj návrh jsem zvolil zapouzdřený lineární snímač. Snímač je chráněn před nečistotami při pracovním procesu. Pro vysokou odolnost vůči vibracím je ideální snímač uložený ve velkoprofilovém pouzdře. Velkoprofilové hliníkové pouzdro chrání měřítko, snímací hlavu i vedení před nečistotami z okolitého prostředí.




Obrázek 49- Absolutní lineární odměrování polohy Heidehain

Hlavní důvod pro volbu a integraci lineárního odměřování od firmy Heidenhain je jejich třída přesnosti do $\pm 2 \mu\text{m}$, měřící krok do $\pm 0,001 \mu\text{m}$, zatížitelnost velkým zrychlením a jednoduchá a rychlá montáž, viz obrázek 49.

- **Zvolené parametry LC 115**

Snímač LC115 je tvořen skleněnou stupnicí s absolutní stopou, kde doba mřížky je $20 \mu\text{m}$. Dosahovaná třída přesnosti pro zvolenou délku měřicího pravítka 440 mm je $\pm 3 \mu\text{m}$.

Parametry snímačů LC 115 jsou uvedeny v tabulce 21.



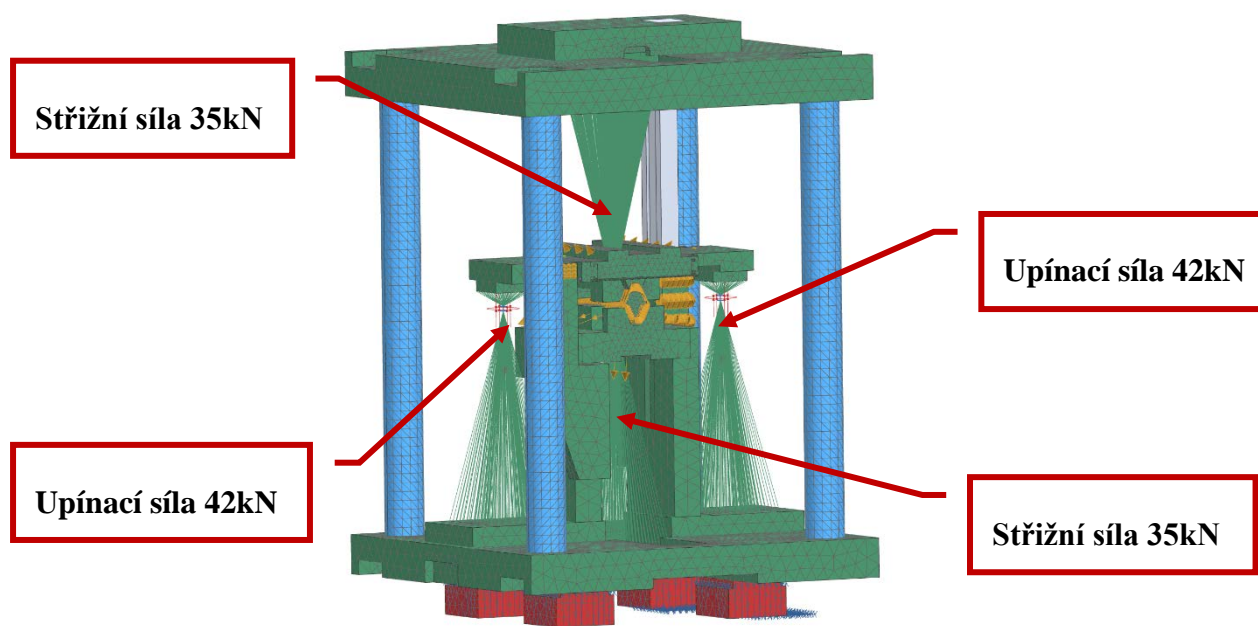
Specifications	LC 115	LC 115	LC 115
Measuring standard Coefficient of linear expansion	DIADUR glass scale with absolute track and incremental track, grating period 20 μm $\alpha_{\text{glass}} \approx 8 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$		
Accuracy grade*	$\pm 3 \mu\text{m}$ up to 3040 mm measuring length; $\pm 5 \mu\text{m}$		
Measuring length ML* in mm	140 1540 1640 1840 2040 2240 2440 2640 2840 3040 3240 3440 3640 3840 4040 4240	340 440 540 640 740 840 940 1040 1140 1240 1340 1440	
Functional safety for applications up to	<ul style="list-style-type: none"> • SIL2 according to EN 61508 • Category 3, PL "d" according to EN ISO 13849-1:2008 	--	
PFH	15×10^{-9} ML > 3040 mm: 25×10^{-9} (up to 6000 m above sea level)	--	
Safe position [†]	Encoder: $\pm 550 \mu\text{m}$ ML > 3040 mm: $\pm 2050 \mu\text{m}$ (safety-related meas. step SM = 220 μm)	--	
Mechanical connection: fault exclusions for loosening of the housing and scanning unit (page 21)			

Mechanical connection: fault exclusions for loosening of the housing and scanning unit (page 21)	
Interface	EnDat 2.2
Ordering designation	EnDat22
Measuring step	At $\pm 3 \mu\text{m}$: 0.001 μm With $\pm 5 \mu\text{m}$: 0.010 μm
Clock freq. (calc. time t_{calc})	$\leq 16 \text{ MHz}$ ($\leq 5 \mu\text{s}$)
Incremental signals	--
Cutoff frequency -3 dB	--
Electrical connection	Separate adapter cable (1 m/3 m/5 m/9 m) connectable at either end of mounting block.
Cable length	$\leq 100 \text{ m}^{(1)}$
Voltage supply	DC 3.6 V to 14 V
Power consumption (max.)	3.6 V: $\leq 1.1 \text{ W}$; 14 V: $\leq 1.3 \text{ W}$
Traversing speed	$\leq 180 \text{ m/min}$ (max. acceleration in measuring direction $\leq 100 \text{ m/s}^2$)
Required moving force	$\leq 4 \text{ N}$
Vibration 55 Hz to 2000 Hz affecting the	Housing: $\leq 200 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-6) Scanning unit: $\leq 200 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-6) $\leq 300 \text{ m/s}^2$ (EN 60068-2-27)
Shock 11 ms	
Operating temperature	0 °C to 50 °C
Protection EN 60529 ^{††}	IP 53 when installed according to instructions in the brochure, IP 64 with sealing air from DA 400

Tabulka 21- Parametry odměřování LC115 [19]

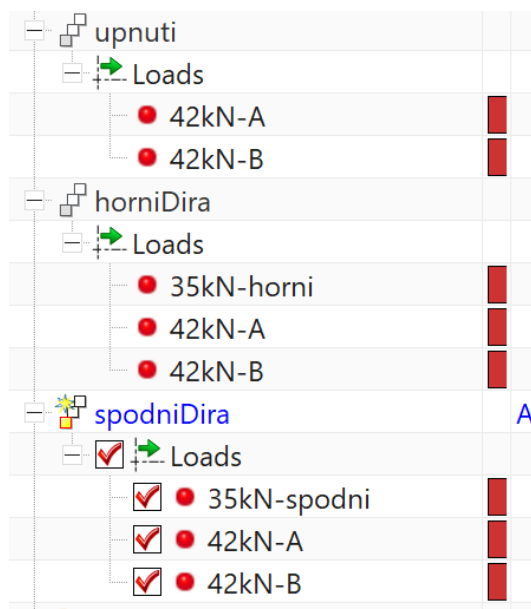
6.4 Metoda konečných prvků děrovací stanice

Metodou konečných prvků (dále jen MKP) provedeme pomocí okrajových podmínek analýzu zatěžných stavů při procesu děrování. Na obrázku 50 je zjednodušený model děrovací stanice přizpůsobený k výpočtu.



Obrázek 50 – Výpočtový model

Je zasíťován 3D tetraedrovou sítí, jsou aplikované okrajové podmínky a nadefinované jednotlivé zátěžné stavy, viz obrázek 51.



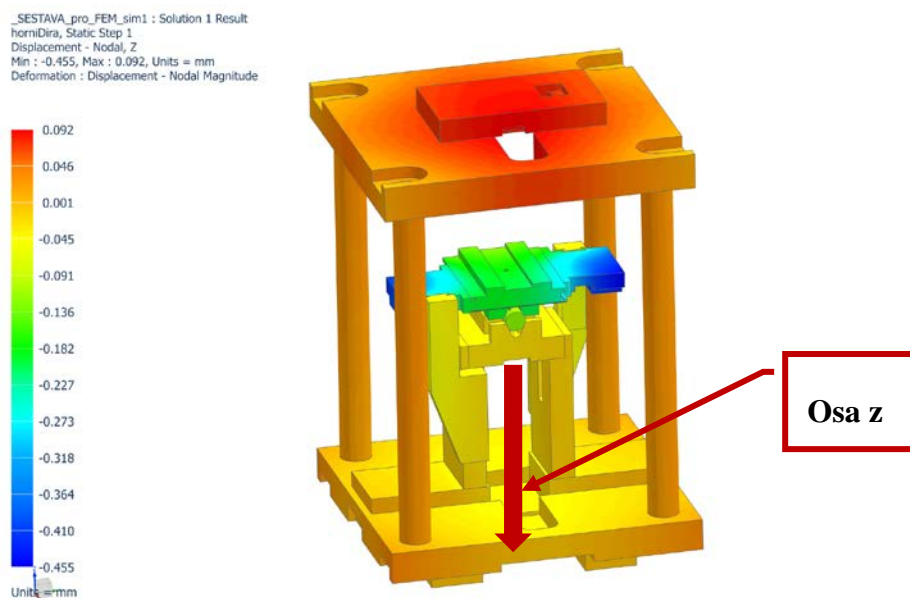
Obrázek 51- Zátěžné stavy

6.4.1 Výsledky a zdůvodnění výsledné simulace zatížení.

- **Výsledná deformace zátěžními stavy**

Zde byly provedené simulace na deformaci jednotlivých zátěžných stavů. Dle obrázku 51, byl první stav upnutí tyčky hlavové opěrky pomocí upínacích válců o upínací síle 84kN. Druhý stav byl upnutí a proces horního děrování. Upínací a děrovací síla zde působí v jednom směru a její velikost je 119kN. Ve třetím stavu, upínací síla působí ve směru osy z o velikosti 84 kN a proti ní působí síla děrovací s velikostí 35 kN.

Na obrázku 52 je znázorněné největší posunutí, které působí v směru osy z, působení síly upínací a síly horní děrovací. Maximální dovolený průhyb konstrukce je 0,5mm.



Obrázek 52 – Průběh posunutí konstrukce

$$v_{max} = 0,092 \text{ mm}$$

$$v_{dovolené} = 0,5 \text{ mm}$$

- **Vyhodnocení velikosti posunutí**

$$0,5 > 0,092$$

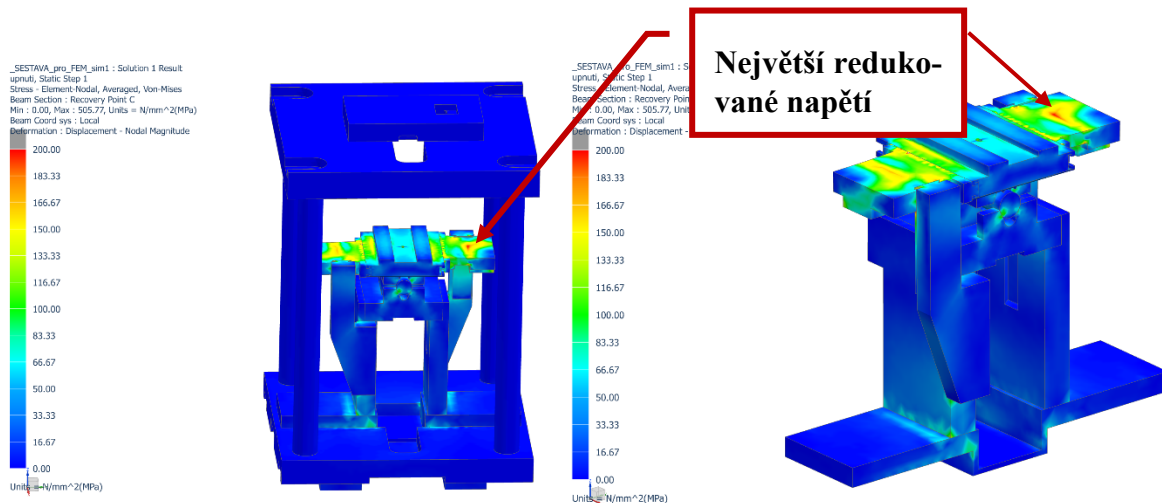
$$v_{dovolené} > v_{max}$$

největší posunutí v konstrukci

dovolené posunutí v konstrukci

Konstrukce z hlediska požadované tuhosti vyhovuje.

- Rozložení redukovaného napětí v konstrukci



Obrázek 53 - Redukované napětí

Z výpočtu vyplynulo, že maximální lokální zatížení se nachází na místě, kde je propojená horní střížnice deskou a upínacím válcem, viz obrázek 53. Na tomto místě dosahuje hodnoty 200MPa. Nicméně i přes toto napětí byl dodržen koeficient bezpečnosti 2,2.

$$\sigma_{max} = 200 \text{ MPa}$$

$$R_e = 440 \text{ MPa}$$

maximální redukované napětí v konstrukci
mez kluzu materiálu 14220

- Vyhodnocení velikosti napětí

$$440 > 200$$

$$R_e > \sigma_{max}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{440}{200} = 2,2$$

Součást z pevnostního hlediska vyhovuje s koeficientem bezpečnosti $k = 2,2$

Pokud by byla požadovaná větší bezpečnost, muselo by být přikročeno ke konstrukční úpravě součástí. Například vyrobit součást z jednoho kusu (nyní 2 kusy spojené pomocí drážky, sešroubované a zakolíkované), zvětšit průřez, či použít kvalitnější materiál (větší R_e).

7 Technické a ekonomické zhodnocení

Vzhledem k tomu, že se jedná o nový typ děrovacího zařízení je podstatné hodnotit a srovnávat hlavně výhody a nevýhody jednotlivých projektů a jejich zásadní vliv, jak na výrobu hlavové opěrky, tak na konečnou cenu pro zákazníka. Ekonomické srovnávání a technické posouzení je zde důležité proto, že nám umožní zjistit, která z konstrukčních variant je vhodnější pro splnění potřeb zákazníka s přihlédnutím na jeho výslednou kvalitu.

Prvním zásadním krokem je srovnání obou projektů dle nutných změn pro integraci jednotlivých pracovišť. V projektu č. 1 byla nutná změna pracovišť AP3 na pracoviště AP4 a AP4 na pracoviště AP5. Je evidentní, že při změně dvou pracovišť se nám navýší náklady na demontáž a montáž pracovišť. Dalším navýšením nákladů u projektu č. 1 je nutná kompletní montáž hydraulických a pneumatických komponentů pro ovládání děrovací stanice.

Zásadní problém, který významně navýší náklady je, že navrhovaná stanice má příliš mnoho pracovních cyklů na proces děrování. Následkem je snížení pracovního taktu výroby hlavové opěrky na 6,5 kusu za minutu. Jelikož požadavek zákazníka při hromadné výrobě hlavové opěrky je 8,5 kusů za minutu, je tento takt výrobního cyklu nepřijatelný. Menší počet vyrobených kusů za stejný čas pracovního taktu, je menší zisk pro zákazníka.

Další navýšení nákladů očekáváme na pracovišti AP 10, kde je nutno integrovat kontrolní pneumatický kolík pro správné natočení opěrky s vyraženým otvorem pro bezpečnostní kolík. Aplikace kontrolního kolíku je zde z důvodu správného natočení tyčky hlavové opěrky před procesem ohýbání. Na pracovišti AP11, při procesu ohýbání tyčky, by nebylo možné zaručit požadovanou toleranci polohy dle výkresové dokumentace. Nedodržením této tolerance vzniká velký počet vadných výrobků. To se opět promítne do navýšení nákladů výroby. Vyšší náklady výroby, znamenají nižší zisk.

U projektu č. 2 také dojde ke změně dvou pracovišť, taky budou navýšené náklady na demontáž a montáž pracovišť. Nebude ale nutná kompletní montáž hydraulických a pneumatických komponentů a přívodů energií, protože zde už byla integrovaná jednoduchá děrovací stanice. Pracovní děrovací cyklus splní požadavky zákazníka na takt stroje 8,5 kusů za minutu, tím jsou splněny kritéria na požadovanou hromadnou výrobu hlavové opěrky.

Dle těchto kritérií byl zvolen pro konstrukční návrh děrovací stanice projekt č. 2.

8 Závěr

Diplomovou práci je možné rozdělit na dvě hlavní části.

První část diplomové práce se zabývá řešerší výrobních linek firmy Mubea a specifikací požadavku zákazníka pro návrh nové stanice s vhodnou technologií pro její výrobek. Jsou zde porovnány tři linky, způsob výroby identů a použitá technologie výrobního procesu.

Druhá část navazuje na předchozí řešeršní a specifikační část. V této části práce je dle vstupních parametrů zákazníka provedený návrh děrovací stanice a její následná integrace do pracovního procesu. Návrh je rozdělen na dva samostatné projekty. Jsou zde teoreticky popsány jejich výhody a nevýhody, jak z konstrukčního, tak z ekonomického hlediska. Na základě technicko-ekonomického hodnocení výstupních dat je vybrána vhodná konstrukční varianta. Následně je tato varianta rozčleněna na jednotlivé konstrukční uzly. Dle požadovaných parametrů děrovací stanice jsou vytvořeny návrhové konstrukční výpočty jednotlivých uzlů.

Pro technologický proces děrování, u střižného uzlu je stanovena střižní síla, která provede v tyčce hlavové opěrky potřebný otvor pro bezpečnostní kolík. Od výpočtu střižní síly se odvíjí návrh střižníku, střižnice, střižních a upínacích hydraulických válců, které umožní aretaci tyčky hlavové opěrky a následně provedou cyklus děrování.

Je dále vyřešeno propojení upínacích válců se střižnicí pomocí kluzného vedení. Všechny komponenty z děrovacího uzlu se umístili do rámu stanice.

Pro návrh pohybového uzlu, jsou vytvořeny návrhové konstrukční výpočty pomocí spektra zatěžujících sil působících při pracovním pohybu děrovací stanice. Následně je realizován návrh pracovního pohybu stanice, a to přes kuličkový šroub, lineárního válečkového vedení a pohonem pomocí servomotoru. I zde jsou vytvořeny potřebné návrhové výpočty všech částí posuvového mechanismu jako například kuličkového šroubu, lineárního válečkového vedení, návrh axiálního ložiska pro uložení šroubu a další. Dle výsledků výpočtu je vytvořena detailní konstrukce děrovací stanice v programu Solid Edge ST8. Součástí diplomové práce je dále provedena kontrola tuhosti rámu dle metody MKP. Na závěr je vytvořena výkresová dokumentace.

Všechny komponenty děrovací stanice bude nutné smontovat pro integraci do výrobní linky KSB 2(B6-1). Je potřebné zpracovat technologický postup montáže.

Hlavním přínosem diplomové práce je vypracování ekonomicky efektivního konstrukčního řešení děrovací stanice dle stanovených požadavků zákazníka.

Použitý software

1. Solid Edge ST8
2. PTC Mathcad Prime 2.0
3. NX 10
4. Microsoft Office 2016 Profesional plus
5. Adobe Acrobat

Seznam tabulek

Tabulka 1-Mechanické vlastnosti duplexní ocele	40
Tabulka 2-Chemické složení duplexní oceli	40
Tabulka 3 - Parametry střížní síly	41
Tabulka 4 - Parametry střížní práce	41
Tabulka 5 - Tabulka součinitele K_H	42
Tabulka 6 - Střížní vůle	42
Tabulka 7 - Vůle mezi razníkem a střížnicí	43
Tabulka 8 - Parametry razníku	44
Tabulka 9 - Katalog BZ 500.50/32.01.201.25 [11]	47
Tabulka 10 - Vstupní parametry k výpočtu pístnice	48
Tabulka 11 - Parametry snímače S49-5M [12]	49
Tabulka 12 - Rozměry hydraulického motoru [11]	51
Tabulka 13 - Parametry spojky s protikusem [11]	52
Tabulka 14 - Parametry lineárního vedení [13]	60
Tabulka 15 - Parametry kolejnic [13]	68
Tabulka 16 - Parametry DDB 3220-R-2EB [13]	71
Tabulka 17 – Typ uložení konce šroubu	74
Tabulka 18 - Zvolené parametry ložiska ZKLF2575-2Z [13]	75
Tabulka 19 - Parametry servomotoru [17]	80
Tabulka 20 - Parametry spojky KP [18]	80
Tabulka 21- Parametry odměřování LC115 [19]	82

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Logo firmy Mubea [23]	12
Obrázek 2 - Hlavová opěrka [2]	13
Obrázek 3 – Působení sil při nárazu automobilu [3]	14
Obrázek 4 – Nastavení opěrky hlavy [4]	14
Obrázek 5 – Ideální nastavení opěrky hlavy [5]	15
Obrázek 6 - Profil trubky [7]	16
Obrázek 7 - Tyčka hlavové opěrky [7]	16
Obrázek 8 - Předválcování a frézování [7]	17
Obrázek 9 – Ražení [7]	17
Obrázek 10 - Linka KSB 25	19
Obrázek 11 - Otočný stůl linky KSB 25	20
Obrázek 12 - Transport, broušení a měření linky KSB25	20
Obrázek 13 - Linka KSB 15	22
Obrázek 14 - Linka KSB 2(B6-1)	23
Obrázek 15 – Identity hlavové opěrky	25
Obrázek 16 - Linka KSB2(B6-1)	26
Obrázek 17 - Linka KSB 2(B6-1)	27
Obrázek 18 - Crash test VW [23]	28
Obrázek 19 – Specifikace otvoru pro bezpečnostní kolík	29
Obrázek 20 – Doba mezi poruchami	30
Obrázek 21 - Projekt č. 1	33
Obrázek 22 - Schéma projektu 1	34
Obrázek 23 - Schéma ražení pomocí razicího trnu	34
Obrázek 24 - Projekt č. 2	35
Obrázek 25 - Schéma projektu č. 2	36
Obrázek 26 - Razící šála	36
Obrázek 27 - Schéma ražení pomocí šály	37
Obrázek 28- Schématický úvodní návrh	38
Obrázek 29 - Hlavová opěrka C238 Hiau	40
Obrázek 30 – Střižní vůle	42

Obrázek 31- Střížnice a razník	43
Obrázek 32 - Razník parametry [9].....	45
Obrázek 33 - Poka - Yoke požadavek	45
Obrázek 34- Návrh válce dle vstupních parametrů [10]	46
Obrázek 35 - Vystup zadaných parametru [10]	46
Obrázek 36 - Indukční snímač polohy	49
Obrázek 37 - Upínací válce BZ 500.50/32.01.201.40.....	50
Obrázek 38 – Lineární válečkové vedení typu RG [13].....	53
Obrázek 39- Parametry pro efektivní sílu P_j	54
Obrázek 40 - Parametry pro výpočet valivých jednotek	61
Obrázek 41 - SKF SYSTEM 24 [15]	67
Obrázek 42 - Upevnění kolejnice [13]	68
Obrázek 43 - Základní terminologie [16].....	69
Obrázek 44 - Parametry kuličkového šroubu [16]	70
Obrázek 45 - Pohybový uzel děrovací stanice	70
Obrázek 46 - Uložení axiálního ložiska	77
Obrázek 47- Rychlostní profil polohování [17]	79
Obrázek 48 - Servo spojka KP60	81
Obrázek 49- Absolutní lineární odměřování polohy Hedeihain	81
Obrázek 50 – Výpočtový model.....	83
Obrázek 51- Zátěžné stavy	83
Obrázek 52 – Průběh posunutí konstrukce.....	84
Obrázek 53 - Redukované napětí	85

Seznam grafu

Graf 1- Momentová charakteristika servomotoru	78
---	----

Seznam příloh

Příloha 1: MKP metoda zátěžných stavů

Příloha 2: Celková sestava – Děrovací stanice DP2018-001

Příloha 3: Výrobní výkres – Deska rámu DP2018-050-001

Seznam pramenů a použité literatury

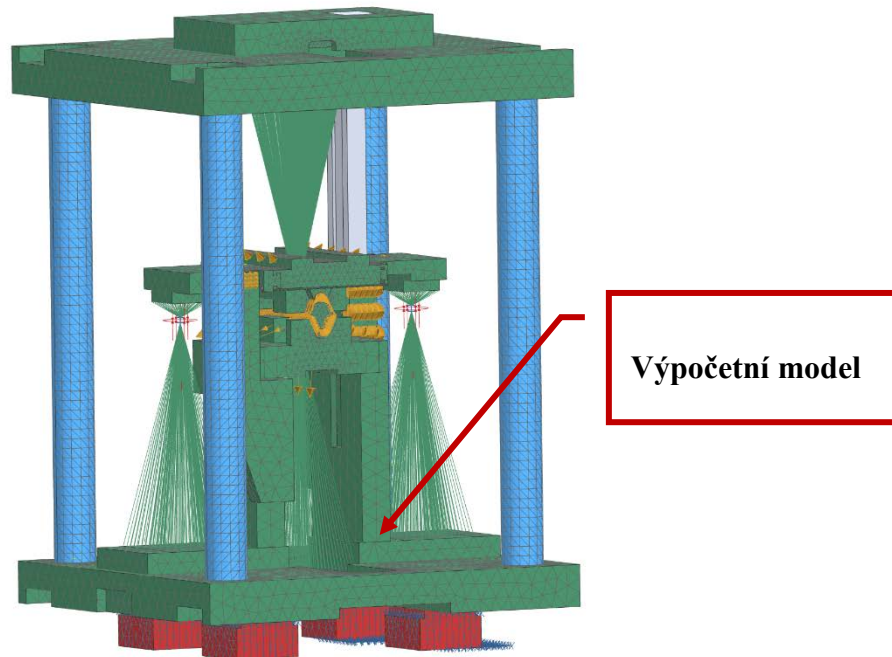
- [1] Mubea, „O skupině Mubea,“ 2017. [Online]. Available: <https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [2] Škoda euromotor, 12 11 2016. [Online]. Available: http://www.skoda.euromotor.sk/modely/nova_octavia_combi/bezpecnost.html. [Přístup získán 12 11 2016].
- [3] Sajdl, „Autolexicon. net,“ 12 7 2014. [Online]. Available: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/hyperextenze-krku-whiplash/3/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [4] Novinky cz, „Správodajský portál,“ 10 12 2013. [Online]. Available: <https://www.novinky.cz/domaci/321574-nebezpecna-operka-hlavy-ridici-casto-nevedi-jak-ji-nastavit.html>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [5] Auto cz, „auto cz nejlepší jízda na webu,“ 23 3 2007. [Online]. Available: <http://www.auto.cz/test-ustavu-thatcham-nektere-automobilky-zlepsily-pro-model-2007-hlavove-operky-11761>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [6] Mubea, „<https://www.mubea.com/cz/products-technologies>,“ 2017. [Online]. Available: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/interier/tyce-operky-hlavy/potencial-odlehzeni/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [7] Mubea, „mubea.com,“ 1 10 2011. [Online]. Available: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/interier/tyce-operky-hlavy/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [8] ČSN 22 6015, *Lisovací stroje. Stříhadla a střížní vůle. Směrnice pro výpočet a konstrukci*, Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1977.
- [9] Fibro, „fibro,“ 10 5 2010. [Online]. Available: <http://www.fibro.de/de/normalien/produktgruppen/produktneuheiten.html>. [Přístup získán 5 17 2018].
- [10] AHP Merkle, „Hydraulické komponenty,“ 17 5 2017. [Online]. Available: <https://cz.ahp.de/products/cylinder-proposal/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [11] AHP Merkle, „Hydraulická technika,“ cz.ahp.de, 2010. [Online]. Available: https://cz.ahp.de/23d-libs/ahp/printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r01_blockzylinder.pdf. [Přístup získán 17 5 2018].
- [12] Wenglor, „wenglor.com,“ 15 2 2010. [Online]. Available: <https://www.wenglor.com/product-world/products/>. [Přístup získán 2018 5 17].
- [13] Hiwin, „Lineární technika,“ 17 5 2018. [Online]. Available: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rg-qr/38_vozik-rg. [Přístup získán 17 5 2018].

- [14] Z. Hudec, „<http://home.zcu.cz/~zhudec>,” 14 12 2006. [Online]. Available: http://home.zcu.cz/~zhudec/ZSVS/posuvovy_mech-pr4.htm. [Přístup získán 17 5 2018].
- [15] SKF, „<http://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/index.html>,” [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubrication-systems/single-point-automatic-lubricators/gas-driven-single-point-automatic-lubricators/index.html>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [16] E-konstruktor, „Portál pro strojní konstruktéry,” © 2013 - 2017. [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/novinka/zaklady-kulickovych-sroubu>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [17] Beckhoff, „Beckhoff Česká republika s.r.o.,” [Online]. Available: https://www.beckhoff.com/english.asp?drive_technology/am855x.htm?id=1984998420094490. [Přístup získán 17 5 2018].
- [18] Jakob, „JAKOB Antriebstechnik,” [Online]. Available: <http://www.jakobantriebstechnik.de/english/downloads-2/catalogues/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [19] HEIDENHAIN, „© 2018 HEIDENHAIN,” [Online]. Available: https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/linearni-snimace/zapouzdrzene-linearni-snimace/pro-cislicove-rizene-obrabeci-stroje/. [Přístup získán 17 5 2018].
- [20] Mubea, „mubea.com,” 17 5 2018. [Online]. Available: <https://www.mubea.com/cz/home/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [21] e. @. s. WIKI, „http://wiki.eclass.eu/wiki/Main_Page,” [Online]. Available: http://wiki.eclass.eu/w/images/c/c9/logo_mubea.jpg. [Přístup získán 17 5 2018].
- [22] Eclass Wiku, „wiki.eclass.eu,” 16 6 2011. [Online]. Available: <http://wiki.eclass.eu/w/images/c/c9/>. [Přístup získán 17 5 2018].
- [23] IIHS HLDI, „<http://www.iihs.org/>,” 16 3 2017. [Online]. Available: <http://www.iihs.org/frontend/iihs/ratings/images/api-rating-image.ashx?id=2724&width=800>. [Přístup získán 17 5 2018].

PŘÍLOHA č. 1

MKP metoda zátěžných stavů

- **Okrajové podmínky**



Obrázek 1- Výpočetní model

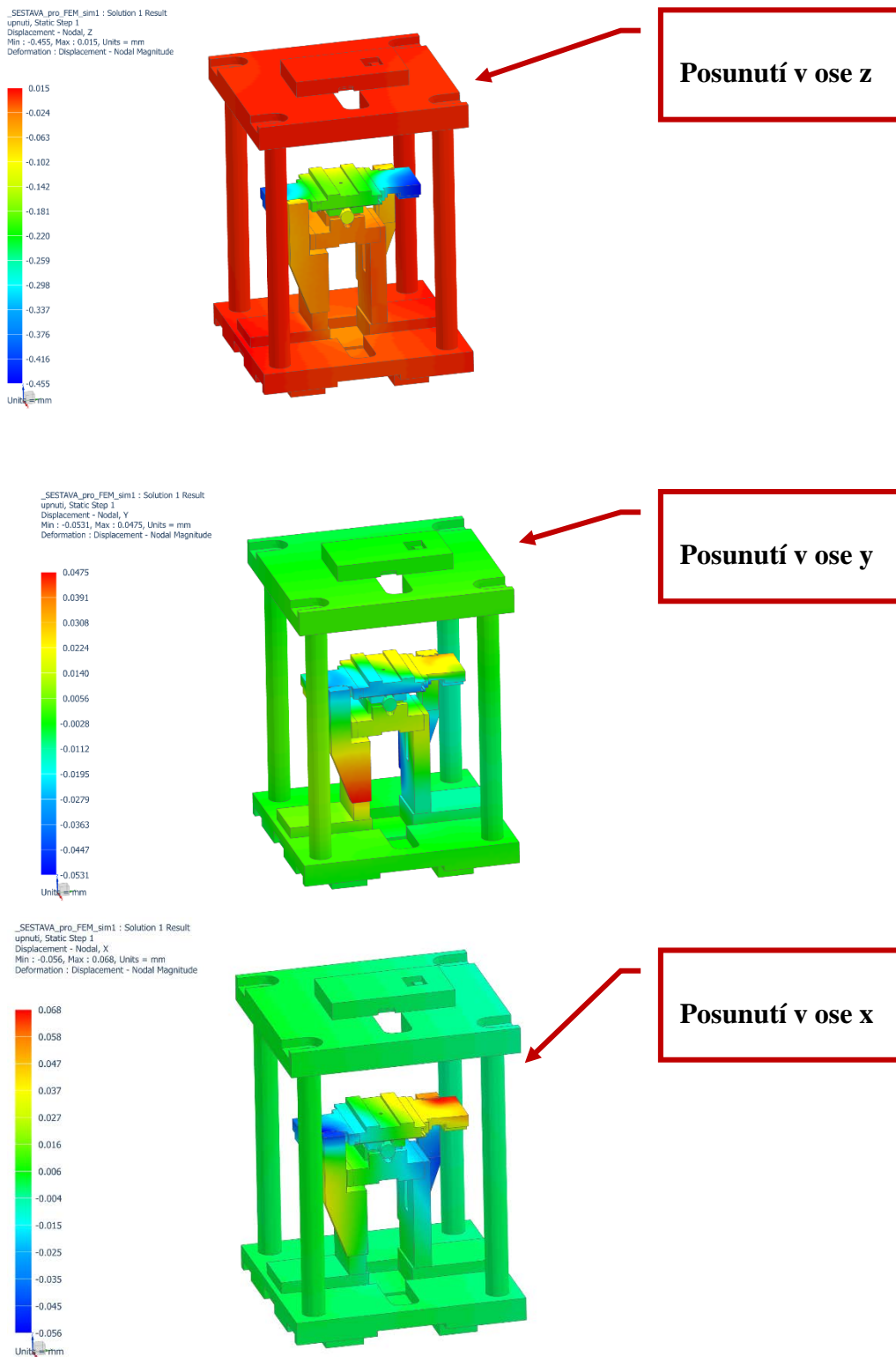
- **Zátěžné stavy**

upnutí		
Loads		
42kN-A		
42kN-B		
horniDira		
Loads		
35kN-horni		
42kN-A		
42kN-B		
spodniDira		A
<input checked="" type="checkbox"/> Loads		
<input checked="" type="checkbox"/> 35kN-spodni		
<input checked="" type="checkbox"/> 42kN-A		
<input checked="" type="checkbox"/> 42kN-B		

Obrázek 2- Zátěžné stavy

Zátěžný stav 1: působící upínací síla $F_{up} = 84kN$

- Posunutí z, y, x

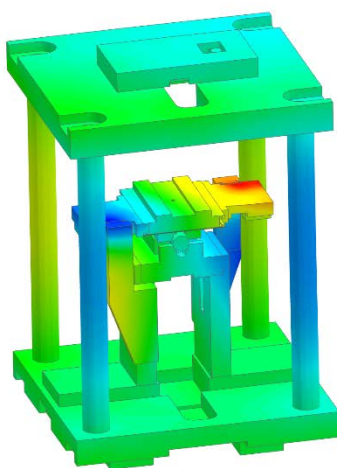
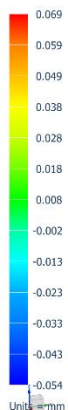


Obrázek 3 – Zátěžný stav 1: Posunutí v ose x, y, z

Zátěžný stav 2: působí upínací síla $F_{up} = 84\text{kN}$ + horní děrovací síla $F_{der1} = 35\text{kN}$

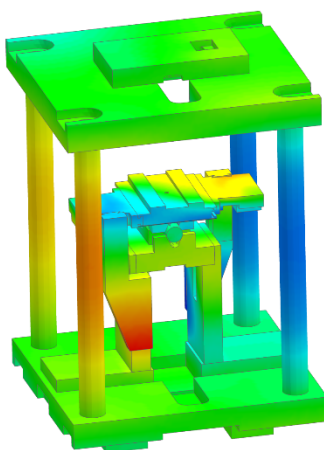
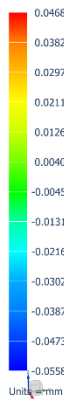
- Posunutí x, y, z

._SESTAVA_pro_FEM_sim1 : Solution 1 Result
horníDra, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.054, Max : 0.069, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



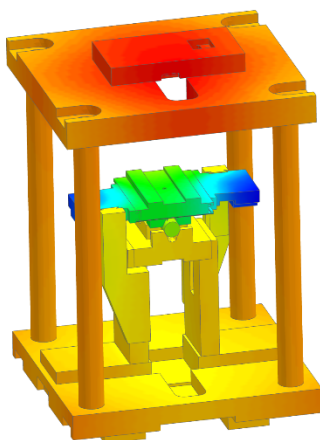
Posunutí v ose x

._SESTAVA_pro_FEM_sim1 : Solution 1 Result
horníDra, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0558, Max : 0.0468, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Posunutí v ose y

._SESTAVA_pro_FEM_sim1 : Solution 1 Result
horníDra, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.455, Max : 0.092, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

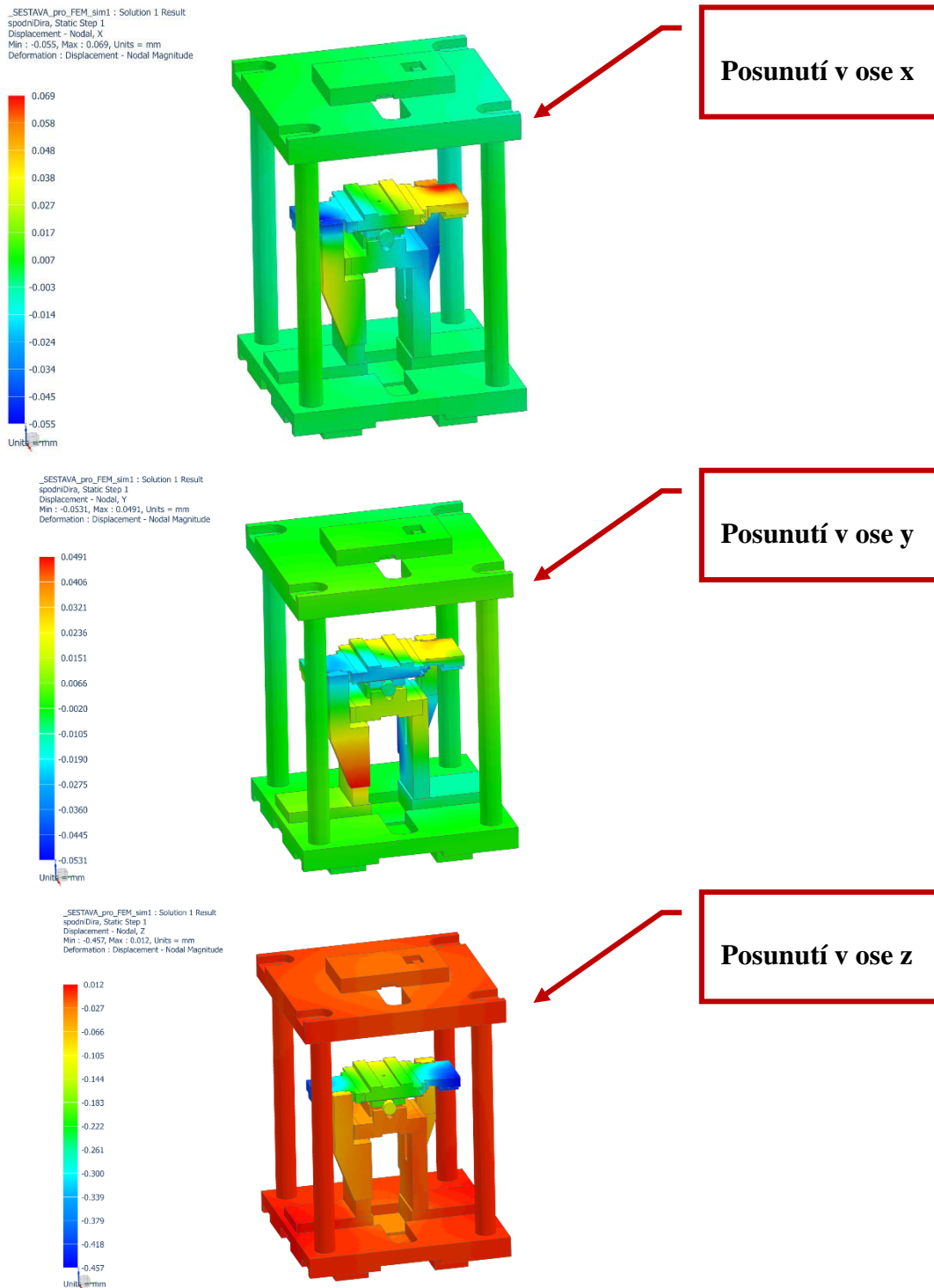


Posunutí v ose z

Obrázek 4 - Zátěžný stav 2: Posunutí v ose x, y, z

Stav upnutí 3: působící upínací síla $F_{up} = 84\text{kN}$ - dolní děrovací síla $F_{der2} = 35\text{kN}$

- Posunutí x, y, z

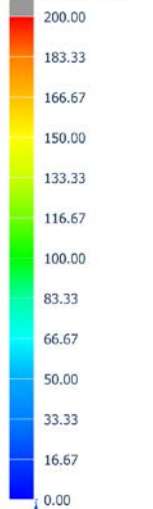


Obrázek 5 - Zátěžný stav 3: Posunutí v ose x, y, z

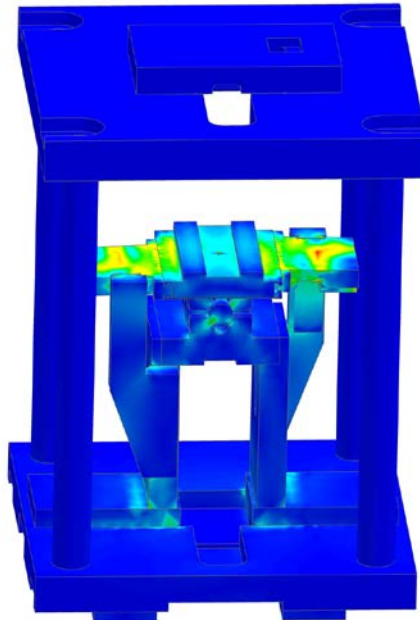
Redukované napětí

- Rozložení napětí v konstrukci

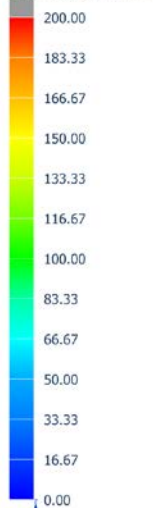
_SESTAVA_pro_FEM_sim1 : Solution 1 Result
 upnutí, Static Step 1
 Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
 Beam Section : Recovery Point C
 Min : 0.00, Max : 505.77, Units = N/mm²(MPa)
 Beam Coord sys : Local
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



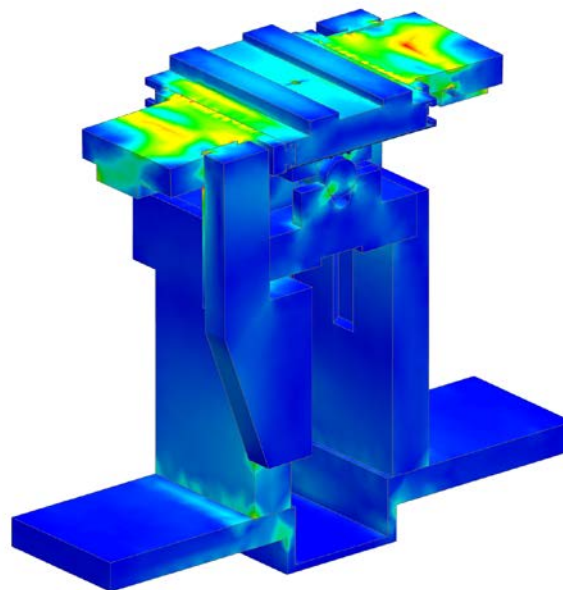
Units = N/mm²(MPa)



_SESTAVA_pro_FEM_sim1 : Solution 1 Result
 upnutí, Static Step 1
 Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
 Beam Section : Recovery Point C
 Min : 0.00, Max : 505.77, Units = N/mm²(MPa)
 Beam Coord sys : Local
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Units = N/mm²(MPa)



Obrázek 6 - Rozložení napětí v konstrukci