

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Konstruování výrobních strojů a zařízení (KVSZ)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kluzná C opěra s odklopnou vrchní částí a zakrytím podepíraného průměru

Autor: **Bc. Petr Kanta**
Vedoucí práce: **Ing. Petr Bernardin, PhD.**
Konzultant: **Ing. Zdeněk Liška**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Petr KANTA
Osobní číslo:	S19N0115P
Studijní program:	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní obor:	Konstruování výrobních strojů a zařízení
Téma práce:	Kluzná C opěra s odklopnou vrchní částí a zakrytím podepíraného průměru
Zadávací katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh opěry, resp. jejich dílčích celků.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
[2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986

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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Zdeněk Liška**
ŠKODA MACHINE TOOL

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

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

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Bernardinovi Ph.D. a konzultantovi z firmy ŠMT a.s. panu Ing. Zdeňku Liškovi a za odborné vedení, cenné rady a konzultace, které pro mě byli velkým přínosem, při vypracování této diplomové práce. Poděkovat bych chtěl také své rodině za podporu po celou dobu mého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Kanta	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 „Konstruování strojů a technických zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Kluzná C opěra s odklopnou vrchní částí a zakrytím podepíraného průměru		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	146	TEXTOVÁ ČÁST	90	GRAFICKÁ ČÁST	56
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Tato diplomová práce obsahuje rešerši opěr a podvalek používaných na obráběcích strojích, popis multifunkčního obráběcího stroje S-MT a popis stávajícího řešení kluzné C opěry pro stroj S200MT.</p> <p>Praktická část obsahuje výpočty dílčích konstrukčních uzlů a konstrukční návrh nového řešení kluzné C opěry pro vyšší řadu stroje S500MT. Výpočty byly prováděny pomocí různých výpočtových programů. Konstrukce je koncepčně založena na stávajícím řešení pro nižší řadu stroje s několika inovativními řešeními. Výstupem práce je výrobní výkres jedné součásti a výkres sestavy opěry. Tato práce může sloužit jako podklad firmě ŠMT a.s. pro tvorbu finálního konstrukčního řešení opěry pro stroj S500MT.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	opěra, podvalek, kluzná opěra, pohybový šroub, konstrukce opěry, C opěra, CAD, převod ozubenými koly, ŠMT a.s., S500MT

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Kanta	Name Petr
FIELD OF STUDY	N0715A270017 “ Design engineering of machines and technical devices“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin Ph.D.	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Sliding steady rest with unfolding upper part and covering the supported diameter	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	146	TEXT PART	90	GRAPHICAL PART	56
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis contains a search of steady rests and supports used on machine tools, description of the multifunctional machine tool S-MT and a description of the existing solution of the sliding C steady rest for the machine tool S200MT. The practical part contains calculations of design elements and structural design of a new solution of sliding C steady rest for a higher series of the machine tool S500MT. The calculations were performed using various calculation programs. The design is conceptually based on an existing solution for a lower series S200MT, but with several innovative solutions. The output of the work is a production drawing of one component and whole assembly drawing of the new steady rest. This work can serve as a basis for ŠMT a.s. for their final design of the C steady rest for the machine tool S500MT.
KEY WORDS	Steady rest, sliding steady rest, design of C steady rest, feed screw, CAD, gear transmission, ŠMT a.s., S500MT

Obsah

1	Úvod	16
1.1	ŠMT a.s.....	16
	O firmě	16
	Aktuální nabídka firmy	17
	Historie firmy	17
	Důležité mezníky v historii firmy	19
	Vize společnosti	19
1.2	Multifunkční stroj typu S-MT	19
	Vlastnosti stroje S-MT	20
	Popis multifunkčního centra S-MT	21
2	Opěry a podvalky	27
2.1	Části opěr	28
2.2	Členění opěr.....	28
	Zavřená opěra s oddělitelnou horní částí	28
	Opěra zavřená tvaru C.....	29
	Opěra otevřená	30
	Podvalek.....	30
	Unášivá (letmá) opěra	31
	Opěry samostředící.....	32
2.3	Vlastnosti opěr	32
	Typ nástavku	32
	Koncepce opěry.....	35
2.4	Parametry opěr.....	35
	Upínací průměr.....	35
	Šířka opěry	36
	Tíha obrobku	36
	Řezná síla	36
	Obvodová rychlost	36
	Stavebnicovost konstrukce.....	37
	Posuv saní opěry	37
	Výška saní nad ložem.....	37
3	Specifikace požadavků – analýza úlohy	38
3.1	Stávající konstrukční řešení pro obráběcí centrum S200MT	39

3.2	Opěra S200MT	39
	Koncepce opěry	39
	Rám	39
	Odklápění horní části rámu	40
	Aretace polohy odklopné části	40
	Pinoly	40
	Výsuv pinol	40
3.3	Saně S200MT	41
	Odlitek saní	41
	Vedení po loži	41
	Posuvový mechanismus – posuv po loži	42
	Výměnná vložka	42
	Vedení opěry po saních	42
	Posuvový mechanismus – posuv po saních	43
	Zajištění opěry v místě podepření	43
	Nástavky	44
	Krytí lože	44
	Krytování posuvu opěry po saních	45
	Zakrytí podepíraného průměru	45
4	Nový konstrukční návrh s příslušnými výpočty	46
	Zadané hodnoty	46
	Ostatní dokumentace	46
4.1	Výpočet nového řešení pro obrobek 100 tun a verzi S500 MT	47
	Výpočet zatížení jednotlivých pinol	47
	Návrh kluzných nástavků pinol	49
	Návrh výsuvu pinol – trapézové šrouby	53
	Návrh nalisování matice spodní pinoly	55
	Návrh výsuvu pinol – výpočet axiálního ložiska	56
	Návrh výsuvu pinol – výpočet vodícího kamene	57
	Návrh výsuvu pinol - čtyřhran ručního výsuvu 1. a 2. pinoly	60
	Návrh výsuvu pinol – výsuv horní pinoly	60
	Návrh výsuvu pinol – výsuv spodní pinoly	62
	Výpočet posuvu saní	69
	Výpočet příčného posuvu opěry po saních	73
	Konstrukční uzly, které nebyly ověřené výpočtem	78
5	Vypracování příslušné technické dokumentace	79
5.1	Opěra S500MT	79

Koncepce opěry.....	79
Rám	80
Odklápění horní části rámu	81
Aretace polohy odklopné části	82
Pinoly	82
Výsuv pinol	82
Kluzné nástavky	86
Zakrytí podepíraného průměru.....	87
5.2 Saně S500MT	88
6 Technickoekonomické zhodnocení a závěr.....	89
7 Seznam použité literatury	1
7.1 Knižní publikace	1
7.2 Publikace na internetu	1
8 Použitý software	2
9 Seznam příloh.....	3
9.1 Vázané přílohy.....	3
9.2 Tištěné přílohy volně vložené.....	3
Výkres kluzného nástavku KKS-DP-2021-10020	3
9.3 Elektronické přílohy na CD	3

Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1 Staré a nové logo zadavatelské firmy [3] [16]	16
Obrázek 2 Stroj na vrtání os lokomotivních soukolí (1913) [4].....	17
Obrázek 3 Hoblovka na opracování hran pancéřových plechů pro SSSR (1939)[4] ...	18
Obrázek 4 Historické portfolio výrobních strojů ŠMT a.s.[4]	18
Obrázek 5 Multifunkční stroj typu S-MT – ideový návrh [15].....	20
Obrázek 6 Porovnání výrobního času konvenčního stroje se strojem S-MT [15]	20
Obrázek 7 Pohled na multifunkční stroj S-MT v CAD prostředí [3].....	21
Obrázek 8 Parametry stroje S-MT [3]	21
Obrázek 9 Osy multifunkčního centra S-MT [14]	22
Obrázek 10 Nástrojové hlavy používané na multifunkčním stroji S-MT [20].....	22
Obrázek 11 Obrábění klikové hřídele na stroji S-MT [3]	23
Obrázek 12 Funkční skupiny stroje S-MT [14].....	23
Obrázek 13 Pick.up systém stroje S-MT [3]	25
Obrázek 14 Automatická výměna nástroje stroje S-MT [3]	26
Obrázek 15 Použití opěry při vrtání [14].....	27
Obrázek 16 Části opěry [5].....	28
Obrázek 17 Horní část odklopná okolo vodorovné osy[18].....	29
Obrázek 18 Horní část odklopná okolo svislé osy[23].....	29
Obrázek 19 Schéma uzavřené opěry se čtyřmi pinolami.[14].....	29
Obrázek 20 Schématicky znázorněné druhy C opěr [14].....	30
Obrázek 21 Schéma otevřené opěry [14]	30
Obrázek 22 Části a rozsah upínaných průměrů podvalku [14]	31
Obrázek 23 Unášivá opěra na univerzálním soustruhu [19]	31
Obrázek 24 Samostředící opěra [21]	32
Obrázek 25 Valivé nástavky [22]	33
Obrázek 26 Otevřená opěra Richter, s možností kluzného i valivého styku [23]	33
Obrázek 27 Kluzné mosazné pinoly [24]	34
Obrázek 28 Pinoly s valivým stykem [25]	34
Obrázek 29 Schéma hydrostatického styku[26]	35
Obrázek 30 Hydrostatický nástavek firmy Richter[23].....	35
Obrázek 31 úzká samostředící opěra [27]	36
Obrázek 32 Parametry strojů S-MT – poskytnuto zadavatelem DP.....	38
Obrázek 33 Řez opěrrou S200MT	40
Obrázek 34 Saně S 200MT.....	41
Obrázek 35 Valivá opěra S200 MT	42
Obrázek 36 Saně S200MT.....	43
Obrázek 37 Posuvový mechanismus opěry S200MT.....	43
Obrázek 38 Nástavky S 200MT	44
Obrázek 39 Části teleskopického krytí lože	45
Obrázek 40 Valivá C opěra S200MT se zakrytím podepíraného průměru	45
Obrázek 41 Tabulka provozních limitů kluzných ložisek [28]	50
Obrázek 42 Graf závislosti obvodové rychlosti na tíže obrobku	52
Obrázek 43 Výsledky výpočtu nalisování KISSsoft	56
Obrázek 44 Parametry zvoleného axiálního kroužku z katalogu SKF.....	57
Obrázek 45 Výčet ozubených kol v programu Autodesk Inventor	61
Obrázek 46 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta A	62
Obrázek 47 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta B.....	63

Obrázek 48 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta C.....	63
Obrázek 49 Varianta C v prostředí KISSsys	64
Obrázek 50 Pohled na motor SIEMENS 1FK 7105-2AC71	67
Obrázek 51 Pohled na převodovku APEX AP285-100.....	68
Obrázek 52 Schéma posuvového mechanismu pro posuv saní opěry	69
Obrázek 53 Pohled na motor SIEMENS 1FK7101-2AC71	71
Obrázek 54 Pohled na převodovku APEX AH285-061	72
Obrázek 55 Schéma příčného posuvu opěry po saních	73
Obrázek 56 Pohled na motor SIEMENS 1FK7042-2AC71	76
Obrázek 57 Pohled na převodovku APEX AF075-008.....	77
Obrázek 58 Pohled na opěru S 500MT	80
Obrázek 59 pohled do řezu opěrou.....	81
Obrázek 60 Odklápění horní části S200MT	82
Obrázek 61 Výsuv horní pinoly	83
Obrázek 62 Výsuv horní pinoly	83
Obrázek 63 Výsuv boční pinoly	84
Obrázek 64 Pohled na čtyřhran výsuvu pinoly.....	84
Obrázek 66 Pohonný mechanismus výsuvu spodní pinoly	85
Obrázek 67 Uložení spodní pinoly	85
Obrázek 68 Kluzné nástavky opěry S500MT s obrobkem 1500 mm	86
Obrázek 69 horní kluzný nástavek S500MT	86
Obrázek 70 Zakrytování podepíraného průměru S500MT	87
Obrázek 71 Pohled na zakrytování opěry S500MT z čela	88
Obrázek 72 Saně opěry S500MT	89

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry opěry S200MT	38
Tabulka 2 Požadované parametry opěry S500MT	38
Tabulka 3 Vstupní hodnoty výpočtu zátěžných stavů opěry	47
Tabulka 4 Dynamické zatížení pinol.....	48
Tabulka 5 Zatížení pinol třecí silou.....	48
Tabulka 6 Maximální zatížení pinol.....	49
Tabulka 7 Výsledné hodnoty výpočtu trapézových šroubů	53
Tabulka 8 Parametry opěry S200MT	89
Tabulka 9 Parametry nového návrhu opěry S500MT	89
Tabulka 10 Zhodnocení splnění zadání	90

Seznam zkratek a symbolů

Průměr	d, D	mm
Šířka	b, B	mm
Délka	l, L	mm
Maximální průměr obrobku	D_{\max}	mm
Minimální průměr obrobku	d_{\min}	mm
Modul ozubeného hřebenu na loži	m	-
Šířka	b	mm
Jmenovitá únosnost opěry	F_{QoM}	kN
Síla od tíhy obrobku	F_{Qo}	kN
Maximální obvodová složka řezné síly	F_M	kN
Průměr pinoly	D_p	mm
Koeficient spektra zatížení tíhou obrobku	k_{Qo}	-
Koeficient spektra zatížení řeznou silou	k_F	-
Obvodová rychlost	v_{Kref}	m/min
Poměrná doba běhu	q	-
Součinitel korekce obvodové rychlosti	k_{vK}	-
Polární souřadnice reakcí od pinol	α	-
Dovolený tlak	P_D	MPa
Dovolená obvodová rychlost	v_D	8 m/s
Dovolený součinitel obvodové rychlosti za tlaku	$p^* v_D$	MPa*m/s
Součinitel tření	f	-
Šířka opěry	B_{op}	mm
Šířka kluzného nástavku	B_p	mm
Délka kluzného nástavku	L_p	mm
Plocha	A	mm ²
Měrný tlak	p_M	MPa
Bezpečnost k dovolenému tlaku	S_p	MPa
Bezpečnostní součinitel tlaku a rychlosti	S_{pv}	-

Korigovaná obvodová rychlost	v_{kor}	m/s
Obvodový rychlost v závislosti na tíže obrobku	$v_{(F_{Qo})}$	
Mez pevnosti	R_m	MPa
Smluvní mez kluzu křehkého materiálu	$R_{p0,2}$	MPa
Rychlost výsuvu pinoly	v_{pin}	mm/s
Počet chodů závitu	n_s	-
Posun matice	dx	mm
Koeficient bezpečnosti v tahu	SF_t	-
Koeficient bezpečnosti ve vzpěru	SF_v	-
Koeficient bezpečnosti na otlacení	SF_o	-
Moment pro zdvih pinoly	M_{kup}	Nm
Moment pro spuštění pinoly	M_{kdw}	Nm
Účinnost šroubu	η_s	%
Skutečný dovolený tlak v závitu šroubu	p_{Dskut}	MPa
Otáčky šroubu	$n_{\dot{s}}$	ot/min
Průměr nalisování	D_f	mm
Vnitřní průměr hřídele	D_i	mm
Vnější průměr náboje	D_s	mm
Drsnost materiálu dle Rz	Rz	μm
Bezpečnost proti prasknutí	Si	-
Axiální síla	F_{ax}	kN
Maximální moment na motoru	M_{mMAX}	Nm
Plocha kluzného axiálního kroužku	S_{kro}	mm^2
Koeficient bezpečnosti	k	-
Dovolené normálové napětí	σ_D	MPa
Dovolené smykové napětí	τ_D	MPa
Dovolený tlak ve styk. plochách	p_D	MPa
Šířka vodícího kamene	b_k	mm
Výška vodícího kamene	h_k	mm
Délka vodícího kamene	l_k	mm
Plocha vodícího kamene namáhaná na stříh	S_{skam}	mm^2
Styková plocha vodícího kamene s pinolou	S_{pkam}	mm^2

Délka strany čtyřhranu	a	mm
Modul průřezu v krutu	W_k	mm ³
Modul kuželového ozubení	m_m	-
Úhel záběru	α	°
Úhel spirály	β_{m2}	°
Počet zubů	z	-
Převodový poměr	i	-
Vnější průměr stoupání šroubovice	d_e	mm
Vnější průměr kuželového kola	d_{ae}	mm
Bezpečnost kořene zubu	SF	-
Bezpečnost boku zubu	SH	-
Vnější průměr kola 2	d_{ae}	mm
Bezpečnost kořene zubu kola 2	SF	-
Bezpečnost boku zubu kola 2	SH	-
Součinitel příčného kontaktu	ϵ_α	-
Poměr překrytí	ϵ_β	-
Vzdálenost osy kol 3 a 4	a_{34}	mm
Vzdálenost osy kol 4 a 5	$a_{34} = 246,8005$	mm
Hlavová kružnice ozubeného kola	D_a	mm
Součinitele záběru ozubených kol	$\epsilon_{am} / \epsilon_{\beta,} / \epsilon_{\gamma m}$	-
Otáčky vstupní hřídele	n_{vh}	ot/min
Moment na vstupu do převodu	M_{kC}	Nm
Moment potřebný na motoru při výsuvu pinoly	M_{2ppM}	Nm
Otáčky pastorku pro max požadovanou pos. rychlost	n_ξ	ot/min
Otáčky motoru pro max požadované pos. rychlost	n_m	ot/min
Celková přesouvaná hmotnost - saně + opěra	m_o	kg
Součinitel tření za pohybu saní	f_p	-
Součinitel tření při rozjezdu saní	f_k	-
Počet zubů pastorku	z_p	-
Šířka pastorku	b_p	mm
Převodový poměr převodovky	i_{pp}	-

Převodový poměr mezi ozubenými koly	i_{pf}	-
Celkový převodový poměr pohonu	i_c	-
Tíhová síla přesouvané hmotnosti	Q	kN
Normálová síla	F_N	kN
Síla potřebná pro posuv za pohybu	F_{pp}	kN
Síla potřebná pro posuv z klidu	F_{pk}	kN
Moment potřebný na pastorku pro posuv z klidu	M_{1pk}	Nm
Moment potř. na výstupu z převodovky pro posuv	M_{2pk}	Nm
Moment potřebný na motoru pro posuv z klidu	M_{2pkM}	Nm
Moment potř. na pastorku pro posuv při pohybu	M_{1pp}	Nm
Moment potř. na převod. pro posuv při pohybu	M_{2pp}	Nm
Moment potřebný na motoru při pohybu saní	M_{2ppM}	Nm
Celková přesouvaná hmotnost - jezdec + opěra	m_{p2}	kg
Požadovaná rychlost posuvu	v_{ps}	m/min
Účinnost pohybového šroubu	η_{so}	%
Účinnost převodovky	η_{po}	%
Převodový poměr převodovky	i_{po}	-
Stoupání šroubu	h_{ps}	mm
Tíhová síla přesouvané hmotnosti	Q_o	kN
Normálová síla od tíhy	F_{No}	kN
Síla potřebná pro posuv opěry za pohybu	F_{pop}	kN
Síla potřebná pro posuv opěry z klidu	F_{pok}	kN
Převod pohybového šroubu	i_{rs}	-

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukčního řešení odklopné kluzné C opěry se zakrytím podepíraného průměru a možností příčného pojezdu po saních. Opěra je určena k použití na multifunkčním obráběcím stroji S500MT, který je produktem Plzeňské firmy ŠMT a.s. (dříve Škoda Machine Tool a.s.). Návrh spočívá v úplně novém konstrukčním řešení, založeném na stávající C opěře pro stroj nižší řady S200MT. Opěra zpracovaná v této práci bude mít větší rozměry, nosnost a rozsah upínaných průměrů oproti opěře pro řadu S200MT, která sloužila jako podklad pro tvorbu nového řešení.

První část diplomové práce je po představení stroje a zadavatele věnována řešerši opěr a podvalků. V druhé části se nachází popis funkčních částí opěr a definování požadavků na ně kladených. Třetí část obsahuje popis jednotlivých částí stávajícího řešení opěry pro stroj S 200MT, založený na získaných informacích od zadavatele práce. Čtvrtá část práce je praktická a obsahuje kompletní výpočty a konstrukční návrh dílčích konstrukčních uzlů nového řešení opěry pro stroj S500MT. Pro výpočet byl použit software KISSsoft 2020, PTC Mathcad Prime 7.0.0. a MITCalc. V páté části jsou data z výpočtů zpracována do 3D CAD softwaru NX 12. Obsahem jsou tedy obrázky znázorňující jednotlivé konstrukční uzly finálního řešení a popis jednotlivých konstrukčních uzlů. Poslední částí práce je komplexní zhodnocení nového návrhu. Ve vázané příloze DP se nacházejí podrobné zprávy z výpočtů a volnou přílohou je zpracovaná technická dokumentace nového konstrukčního řešení.

1.1 ŠMT a.s.

Zadavatelem tématu této diplomové práce je plzeňská strojírenská firma ŠMT a.s., která sídlí v areálu bývalých Škodových závodů v Plzni. Tato firma byla dříve známá jako Škoda Machine Tool a.s., avšak kvůli konci platnosti licence na používání jména ŠKODA ve jméně i znaku se firma rozhodla od 1.11.2020 pro změnu jména na ŠMT a.s.[16]



Obrázek 1 Staré a nové logo zadavatelské firmy [3] [16]

O firmě

ŠMT a.s. je jedním z nejvýznamnějších výrobců obráběcích strojů určených k obrábění kovových i nekovových materiálů všech geometrických tvarů a rozměrů napříč mnoha odvětvími průmyslu. Společnost je orientována na těžké obráběcí stroje, konkrétněji na horizontální vyvrtávačky, horizontální soustruhy a jejich příslušenství. Dále firma nabízí možnost generálních oprav a modernizace všech starších strojů Škoda a další související servisní činnosti. Každý stroj, který se v ŠMT vyrobí je upravován dle požadavků zákazníka, aby mohl zákazníkovi nabídnout co nejlepší možnou optimalizaci obráběcí operace, kterou chce na stroji

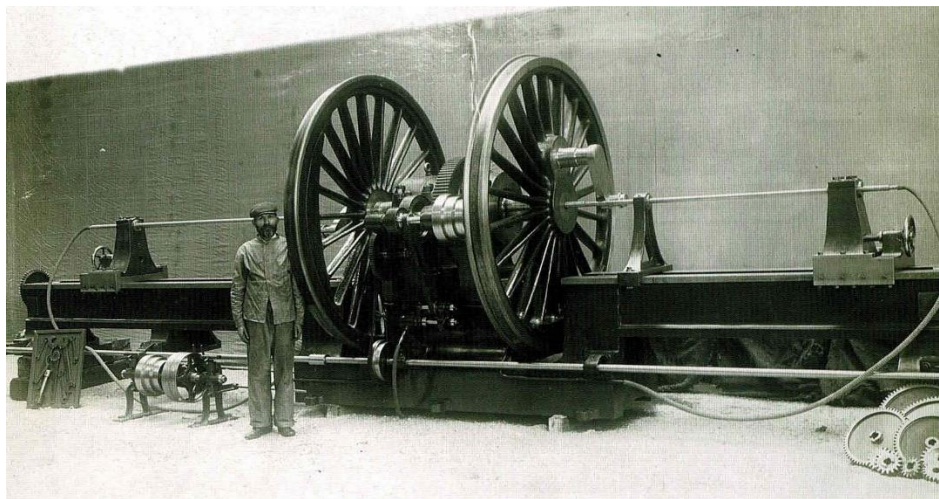
provádět. Dnes má firma nejen svojí hlavní pobočku v Plzni, ale i dvě dceřiné společnosti v Číně a v Rusku. Firma má roční produkci v rozmezí 20-25 strojů, a její produkty se nacházejí ve více než 40 zemích světa. [3] [4]

Aktuální nabídka firmy

- horizontální vyvrtávačky řady FCW a HCW
- univerzální horizontální soustruhy SR
- multifunkční stroj S-MT
- otočné a posuvné stoly
- příslušenství
- modernizace a generální opravy
- servis
- dodávky stroje na klíč

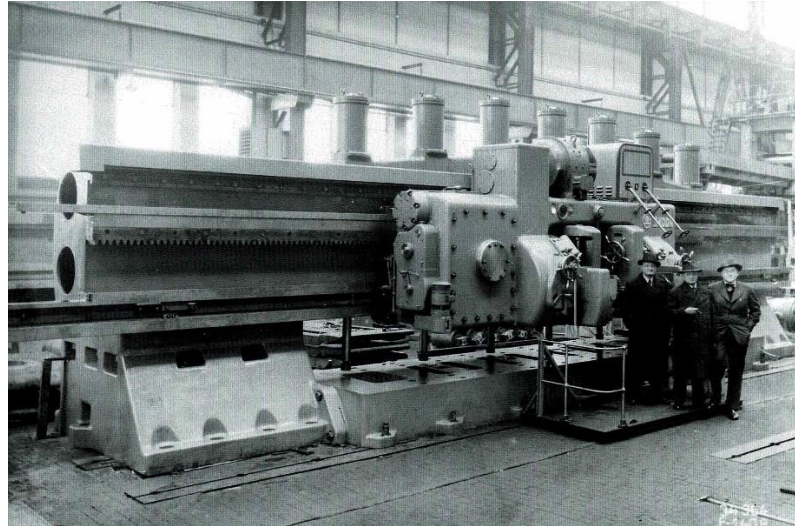
Historie firmy

Historie firmy ŠMT a.s. sahá až do roku 1911, kdy byla součástí jedné velké společnosti, Škodových závodů v Plzni. Dříve Strojárna Emila Škody (založena 1866) se stala v roce 1900 akciovou společností Škodovy závody v Plzni. Prudký nárůst poptávky po zbrojním průmyslu před první světovou válkou donutil v roce 1911 Plzeňskou Škodovku k významné změně v jejích programech, a to k vlastní konstrukci a výrobě obráběcích strojů, aby byla schopna rychle a operativně pokrýt stále stoupající požadavky tehdejšího zbrojního oddělení. Výrobní stroje tehdy vyráběli výhradně pro vlastní použití. [8] [4]

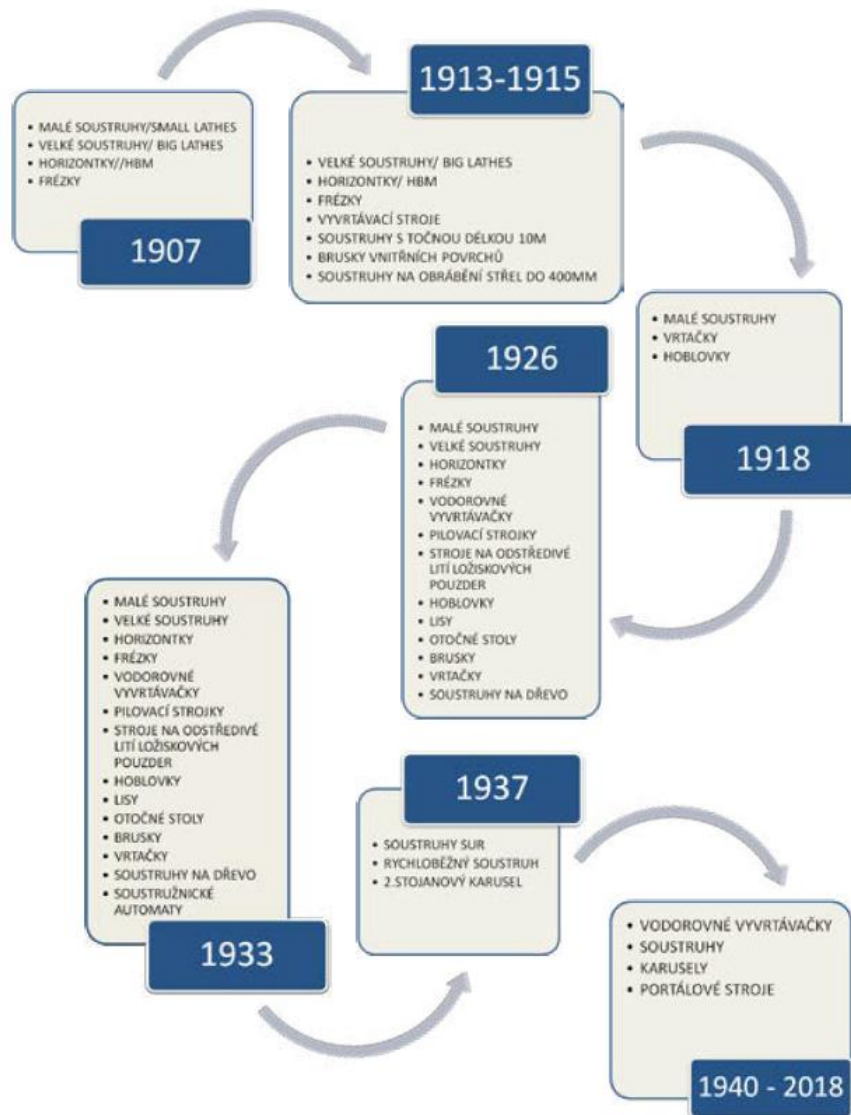


Obrázek 2 Stroj na vrtání os lokomotivních soukolí (1913) [4]

Po první světové válce firma začala vyrábět obráběcí stroje nejen pro tuzemské zákazníky, ale i do zahraničí. Paleta vyráběných výrobních strojů se lišila hodně podle aktuální poptávky. V historické nabídce firmy najdeme spoustu zajímavých jednoúčelových strojů, jako například hoblovka na opracování hran pancéřových plechů pro SSSR (1939), nebo stroj na vrtání os lokomotivových soukolí (1913). Podle historického portfolia na obrázku 4 se výroba obráběcích strojů ustálila po roce 1940, kde až do současnosti zůstávají horizontky, soustruhy, karusely a portálové stroje.[3] [4]



Obrázek 3 Hoblovka na opracování hran pancéřových plechů pro SSSR (1939)[4]



Obrázek 4 Historické portfolio výrobních strojů ŠMT a.s.[4]

V novodobé historii prošla firma celou řadou změn ve vlastnické struktuře. Přežila i porevoluční rabování, které bylo symbolem divoké privatizace. Tyto události významně ovlivnily její současnou podobu. Výroba a dodávka obráběcích strojů už není orientována pouze na východní blok, jako tomu bylo za socialistického zřízení. Dnešní ŠMT a.s. je dynamickou společností udávající nové trendy a směr v oblasti obráběcích strojů, zasahující všechna výrobní odvětví. ŠMT a.s. bezesporu patří k lídrům na trhu v oblasti výroby horizontálních vyvrtávaček. [17] [4]

Důležité mezníky v historii firmy

- 1911 – Zahájení výroby vlastních obráběcích strojů ŠKODA
 - 1930 – Zahájení výroby soustruhů na opracování klikových hřídelí
 - 1958 – Zlatá medaile EXPO Brusel pro horizontální vyvrtávačku ŠKODA WD 200
 - 1980 – Zahájení výroby CNC strojů
 - 1983 – Zahájení výroby strojů s hydrostatickým vedením
 - 1993 – Koncept strojů ovlivněn spoluprací s německou firmou Dörries Scharmann
 - 1994 – Dokončen vývoj první z hlav typu UFK pro pětiosé obrábění
 - 1999 – Vývoj konceptu soustruhů typu SR
 - 2000 – Vývoj konceptu horizontek typu HCW a FCW
 - 2007 – Založení pobočky ŠKODA EASTERN v Číně
 - 2007 – Vývoj vysokootáčkového stroje typu HCW 2000 – 4000
 - 2016 – Prodána největší horizontka v historii Škoda
 - 2017 – Získáno ocenění Inovace roku 2017 za stroj HCW 4S
 - 2018 – Transformace obchodního zastoupení v Ruské federaci na dceřinou společnost
- [3] [4]

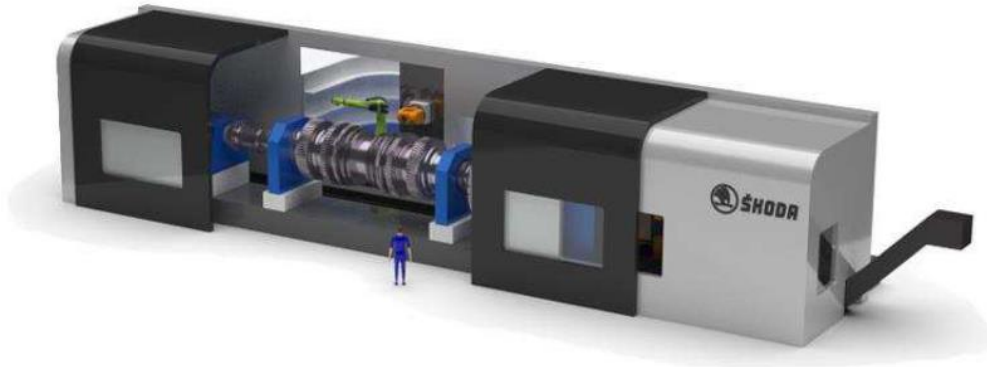
Vize společnosti

Vizí společnosti je vybudovat silnou moderní škodováckou firmu s rozšiřující se sítí stálých zákazníků, pyšnou na své lidi a dodávané produkty. ŠMT a.s. je přední světovou firmou s výrobou a montáží těžkých horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů, otočných stolů, těžkých soustruhů, speciálního příslušenství a mnoha dalších produktů, které jsou výsledkem vývoje a zkušeností získávaných po více než sto let. Stroje ŠMT a.s. jsou známy svojí přesností a kvalitou spojenou s využíváním těch nejmodernějších technologií. [4]

1.2 Multifunkční stroj typu S-MT

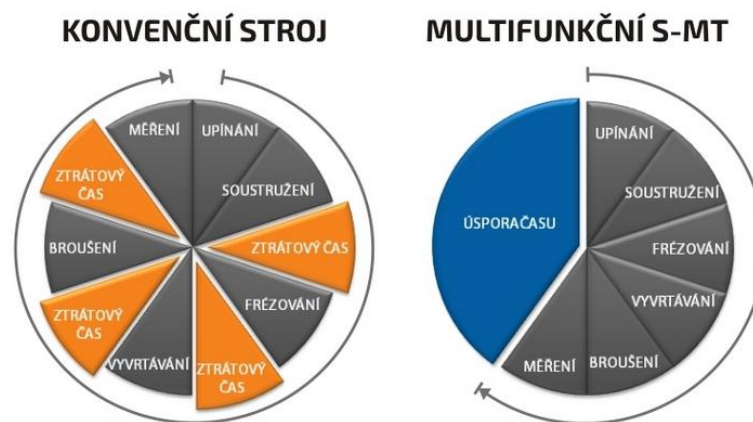
Multifunkční centrum S-MT je strojem nové koncepce. Na vývoji se podílela s firmou ŠMT a.s. i Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni. Tyto centra se vyrábějí ve čtyřech řadách, aby byla co nejlépe pokryta poptávka zákazníka a snížené náklady na výrobu. Řady

jsou označeny S150 MT, S200 MT, S320MT a S500MT. Jedná se o stroje vyráběné na zakázku, kdy si zákazník určí, k čemu stroj chce využívat a je tak optimalizováno vybavení a nářadí používané na tomto stroji. Multifunkční centrum S-MT spojuje koncepci hrotového soustruhu a stolové frézky. Z vodorovného soustruhu si stroj ponechává lože, vřeteník a upínání obrobků a z deskové frézky lože, stojan a frézovací vřeteník. Stroj S500 MT, pro který je úkolem této diplomové práce navrhnout C opěru, je nejtěžším zástupcem těchto multifunkčních strojů.



Obrázek 5 Multifunkční stroj typu S-MT – ideový návrh [15]

Firma ŠMT a.s. vyzdvihuje u tohoto stroje zejména možnost kompletního obrábění s různými typy příslušenství, včetně měření na jedno upnutí. Zákazník tak potřebuje menší instalační prostor, jelikož může snížit počet strojů. [15] [15] [20]



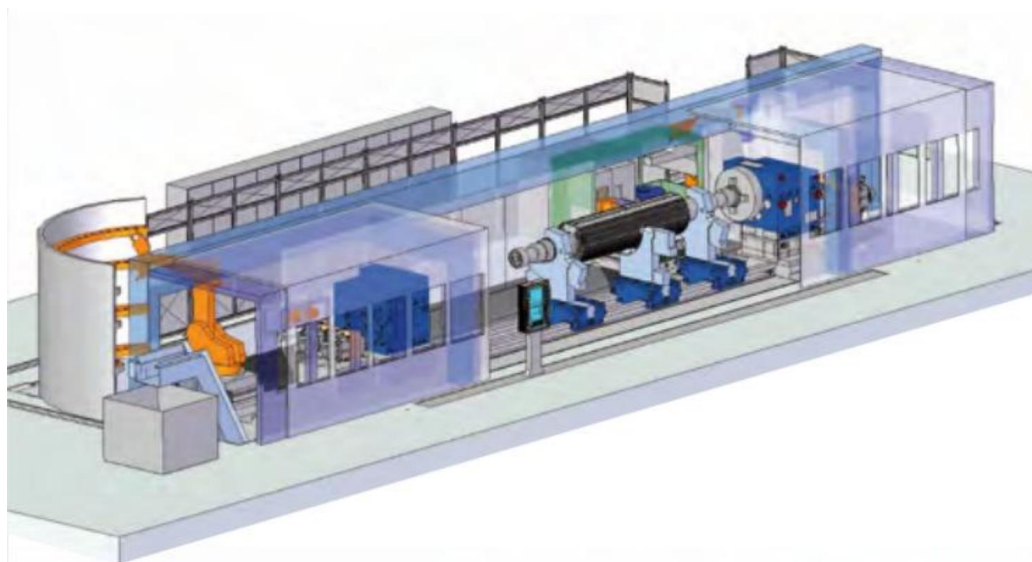
Obrázek 6 Porovnání výrobního času konvenčního stroje se strojem S-MT [15]

Vlastnosti stroje S-MT

1. Komplexní soustružnické a frézovací pracoviště
2. Hydrostatické vedení lze u všech lineárních os, dlouhodobě vysoká přesnost
3. Vrtací a brousící operace vč. hlubokého vrtání, využití aditivních operací
4. Měření v průběhu procesu obrábění
5. Automatická výměna nářadí a příslušenství
6. Kompletní zakrytí pracoviště, vč. integrovaného odsávání chladících a řezných médií
7. Stroj splňuje bezpečnostní normy a požadavky ve všech regionech [15] [20]

Popis multifunkčního centra S-MT

Toto centrum bylo v posledních letech vyvíjeno tak, aby mohla firma nabídnout zákazníkovi stroj, na kterém bude možné obrábět geometricky složité obrobky na jedno upnutí i s kontrolou rozměrů obrobku. Předpokládané využití stroje je hlavně při obrábění klikových hřídelů, hřídelů pro parní turbíny a generátory, ale i pro tvarově tak složité obrobky, že by bylo nutné pro jejich obrobení použít několik rozdílných strojů. Konceptně jde o spojení vodorovného soustruhu a stolové frézy, jak již bylo zmíněno dříve. Stroj se tímto dělí na frézovací a soustružnickou část, spojenou do jednoho obráběcího stroje. [20] [15] [3]

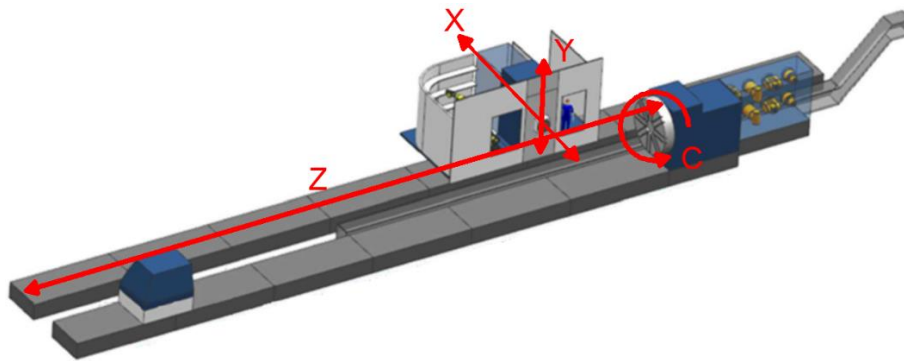


Obrázek 7 Pohled na multifunkční stroj S-MT v CAD prostředí [3]

Technické parametry	S 150 MT	S 200 MT	S 320 MT	S 500 MT
Max. hmotnost obrobku (kg)	32 000	70 000	160 000	250 000
Max. oběžný průměr (mm)	1 500	2 000	3 200	5 000
Max. délka obrobku (mm)	4 000 - 10 000	4 000 - 10 000	5 000 - 15 000	5 000 - 15 000
SOUSTRUŽNICKÁ ČÁST				
Max. otáčky (ot / min)	700	400	300	200
Max. výkon (kW)	71	95	190	190
Max. moment (Nm)	50 000 - 85 000	85 000 - 140 000	140 000 - 250 000	250 000
FRÉZOVACÍ ČÁST				
Max. otáčky (ot / min)	3 500	3 500	3 000	3 000
Max. výkon (kW)	64	64	81	81
Max. moment (Nm)	4 500	4 500	4 500	4 500
Průřez pinoly (mm)	480 x 480	480 x 480	600 x 600	600 x 600
Výsuv pinoly - osa X (mm)	1 200	1 500	2 000	2 500

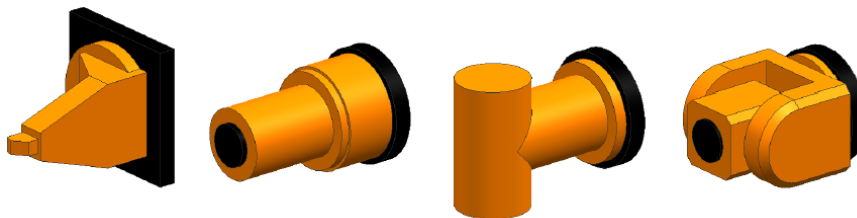
Obrázek 8 Parametry stroje S-MT [3]

Soustružnická část stroje S-MT se skládá ze soustružnického lože, nosoucí vřeteník, posuvný koník a opěry. Frézovací část je složena z frézovacího lože, po kterém koná posuvný pohyb rovnoběžně s obrobkem frézovací věž. Frézovací věž slouží jako suport soustruhu, ale zároveň obsahuje vřeteník, který umožňuje provádět frézovací operace na obrobku. Součástí vřeteníku je smykadlo, které se vysouvá ve směru kolmém na osu obrobku. Nástroje se u tohoto stroje neupínají přímo do vřeteně, ale je zde užito nástrojových hlav, které se upínají na čelo smykadla pomocí automatických hydraulických upínačů. Nástroje se poté upínají do nástrojových hlav.[20] [15] [3]



Obrázek 9 Osy multifunkčního centra S-MT [14]

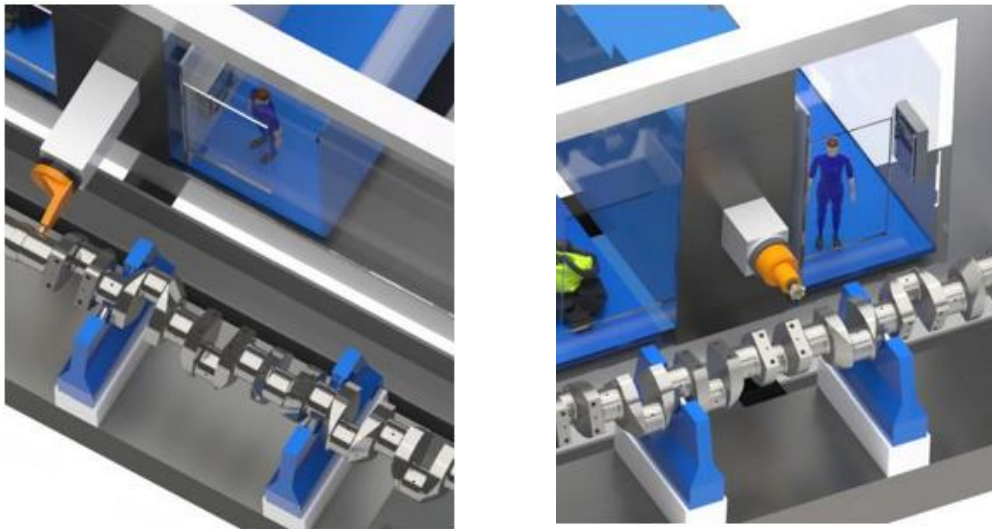
Nástrojové hlavy jsou zařízení sloužící k upínání mnoha nástrojů. Volba nástrojové hlavy záleží na druhu obráběcí operace, která bude na stroji probíhat. Na multifunkčním centru S-MT je využíváno frézovacích, soustružnických, vyvrtávacích a brousících nástrojových hlav.



Obrázek 10 Nástrojové hlavy používané na multifunkčním stroji S-MT [20]

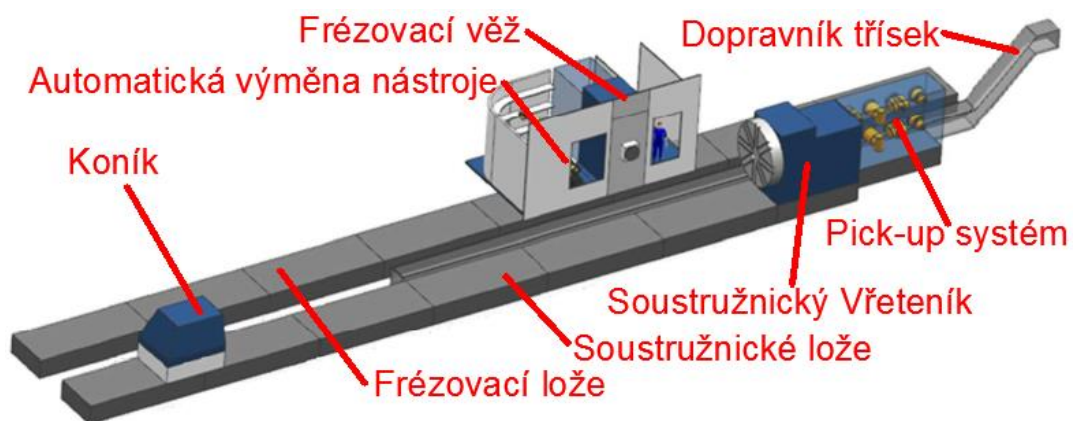
Na obrázku 10 vidíme vlevo soustružnickou nástrojovou hlavu, která umožňuje upnutí soustružnických nožů. Další hlavy jsou frézovací. Liší se od sebe počty os, okolo kterých je možné hlavy natáčet a úhlem který svírají s vřetenem frézovací věže. Frézovací hlavy jsou poháněny vřetenem frézovací věže. Druhá hlava zleva je frézovací přímá. Má totožnou osu rotace nástroje s osou vřeteně. Třetí hlava je úhlová frézovací. Osa rotace nástroje u této hlavy svírá stálý úhel 90° s osou vřeteně, a ještě se může natáčet kolem osy vřeteně. Poslední hlava je naklápěcí frézovací hlava. Tato hlava je nejkomplexnější. Umožňuje natočení nástroje kolem osy vřeteně, ale dokáže i měnit úhel který svírá osa nástroje a osa vřeteníku pomocí motoru zabudovaného v nástrojové hlavě. Pomocí této hlavy lze provádět na stroji pětiosé obrábění a dosahovat tak velmi složitých geometrických tvarů na obrobku.

Díky těmto hlavám je tedy možné na stroji provádět obráběcí operace jako soustružení, frézování, řezání závitů, broušení i měření. [20] [15] [3]



Obrázek 11 Obrábění klikové hřídele na stroji S-MT [3]

Nyní si stroj rozložíme na jednotlivé funkční skupiny, na které se vzápětí více zaměříme. Rozdělení je patrné z obrázku 12.



Obrázek 12 Funkční skupiny stroje S-MT [14]

➤ Soustružnické lože

Nepohyblivý díl, který je připevněn k základu stroje pomocí kotevních šroubů, nebo fixátorů. Lože přenáší veškeré tíhové síly zbytku stroje a řezné síly do základu. Na horní ploše lože je přišroubovaný soustružnický vřeteník. Dále lože nese opěry a koník, které jsou na loži uloženy posuvně na vodících plochách. K posuvu po loži slouží ozubený hřeben přišroubovaný k soustružnickému loži, po kterém zajišťuje posuv pastorek v sáních opěry a v koníku. Lože se skládají z více dílů. Prvním dílem je spodek vřeteníku, na kterém je upevněn vřeteník. Další díly jsou tzv. nástavky, které mají profil dvouřadého lože a slouží k prodloužení lože na požadovaný rozměr. Nástavky se vyrábějí v rozsahu délek 4 – 8 m. Délky jsou odstupňované po 1 m. Lze tak dosáhnout požadované délky lože dle požadavků zákazníka. [8] [5]

➤ Soustružnický vřeteník

Soustružnický vřeteník se skládá ze spodku vřeteníku, který je součástí soustružnického lože. Na spodku vřeteníku je přidělán mezikus, který vyplňuje prostor mezi spodkem vřeteníku a skříni vřeteníku, čímž slouží k ustavení vřetene do osy soustružnické části a zároveň určuje v soustružnické části výšku mezi hroty. Na mezikusu je přidělena skříň vřeteníku. Ve skříni vřeteníku je uložen hlavní pohon vřetena soustružnické části stroje. Jako hlavní pohon vřetena je využívána dvojice servomotorů, která zajišťuje požadované otáčky a moment pro soustružnické operace, kde koná hlavní řezný pohyb obrobek. Při frézovacích operacích ale vřeteno slouží jako indexovací osa C multifunkčního stroje, kdy jsou servomotory přepnuty do systému řízení master – slave a zajišťují přesné polohování obrobku. Přesné odměřování natočení obrobku je kontrolováno pomocí odměřovacího systému Heidenhain, umístěného na konci vřetene. Vřeteník tedy musí zajistit požadovaný rozsah otáček a zároveň zajistit vzájemnou interpolaci polohy a souvislé řízení s frézovací věží. Vřeteno je zakončeno upínací deskou s čelistmi, kam se upínají obrobky. Obrobky jsou upnuty pomocí čelistí upínací desky a středí se mezi hroty na vřetenu a koníku. [10] [5] [14]

➤ Koník

Koník slouží především k upnutí obrobku mezi hroty, kdy podepírá a středí obrobek, čímž snižuje jeho deformaci a zvyšuje tuhost při obrábění. Rozsah ve kterém se dá koník posouvat po loži musí být takový, aby se koník dokázal přesunout po celé délce pracovního prostoru. Koník se ustavuje do své polohy pouze při upínání obrobku, během obrábění už se nehýbe. Hlavní části koníku jsou saně koníku, mezikus a vrchní část koníku. V saních koníku je umístěn hlavní pohon koníku a brzdový systém koníku. Na saních koníku je přidělán mezikus, který vymezuje prostor mezi spodním a vrchním dílem koníku, čímž slouží k ustavení hrotu koníku do osy soustružnické části a zároveň určuje v soustružnické části výšku mezi hroty. Na mezikusu je přišroubována vrchní část koníku obsahující pinolu, pohon výsuvu koníku a systém talířových pružin pro umožnění tepelné dilatace obrobku. Výsuv pinoly je u těžkých soustruhů realizován pomocí pohonu s elektromotorem.[8] [5]

➤ Opěry / podvalky

Přídavná zařízení, sloužící k podepření dlouhých obrobků, nebo ke středění při obrábění obrobků upnutých letmo. U těžkých obrobků kompenzují i tíhu obrobku. Stejně jako koník se i opěry a podvalky posouvají po loži. Posuv je realizován pomocí hřebene a pastorku, stejně jako u koníku. Hřeben je využitý stejný jako pro koník. Opěra se skládá ze saní opěry, které jsou jednotné pro více příslušenství, a z opěry samotné. Na opěry se zaměříme více v další kapitole.[14] [5]

➤ Frézovací lože

Frézovací lože je základnou pro frézovací část multifunkčního stroje S-MT. Na frézovacím loži je vedena frézovací věž. Lože je k základu přiděláno stejně, jako lože soustružnické. Lože přenáší do základu tíhové a řezné síly od frézovací věže. Lože musí být dostatečně dlouhé, aby frézovací věž mohla dojet do stanoviště automatické výměny nástrojů. Frézovací lože se skládá stejně jako soustružnické lože z modulárních dílů se stejným průřezem, vyráběných

v délkách 4 – 8 m. Délky jsou odstupňované po 1 m. Lze tak dosáhnout požadované délky lože dle požadavků zákazníka. [14]

➤ Frézovací věž

Je vedena po frézovacím loži a nese frézovací vřeteník. Věž koná posuv v podélném směru po loži. Posuv musí být v dostatečném rozsahu, aby bylo možné provádět obráběcí operace po celé délce obrobku. Věž musí také být schopna dojet na stanoviště výměny nástrojových hlav a automatické výměny nástrojů. Po věži se posouvá ve svislém směru frézovací vřeteník. Frézovací věž s vřeteníkem slouží při použití soustružnické nástrojové hlavy jako suport soustruhu. [14] [3]

➤ Frézovací vřeteník

Frézovací vřeteník zajišťuje hlavní řezný pohyb pro operace jako frézování, vrtání děr a dalších operací, při kterých rotuje nástroj. Vřeteník musí u těchto operací zajistit otáčky v požadovaném rozsahu, aby byly dodrženy vhodné řezné podmínky. Vřeteník se skládá z výsuvného smykadla a z vřetena. Na čelo smykadla, jak již bylo zmíněno výše, jsou upínány nástrojové hlavy pomocí hydraulických upínačů. Vřeteno slouží k pohonu frézovacích hlav. Při použití soustružnické nástrojové hlavy je vřeteno v klidu a vysouvání smykadla koná přísuv nástroje. Smykadlo je vedeno ve vřeteníku pomocí valivých tanků a je vysouváno pomocí kuličkového šroubu nacházejícího se na horní ploše těla smykadla. [14] [3]

➤ Pick up systém

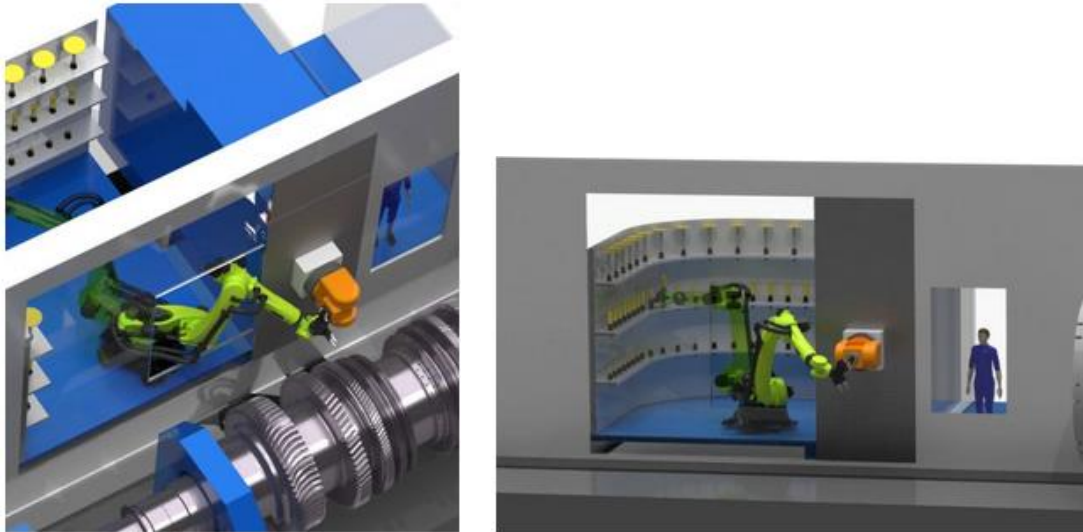
Na stroji S-MT je používáno při obrábění hned několik druhů nástrojových hlav. Aby nedocházelo k prodlevám při výměnách nástrojů, je na stroji použitý plně automatický systém pro jejich výměnu. Jedná se o tzv. Pick-up systém. Ten je tvořen zásobníkem na nástrojové hlavy, kde každá hlava má svou předem určenou polohu. Nejprve se musí přesunout celá frézovací věž k zásobníku hlav na přesnou pozici. Dojde k vysunutí smykadla a odepnutí aktuálně používaného nástroje. Poté se smykadlo zasune zpět a frézovací věž se přemístí na pozici nové hlavy. Opět proběhne vysunutí smykadla na místě požadované nové nástrojové hlavy a dojde k jejímu upnutí. [3]



Obrázek 13 Pick.up systém stroje S-MT [3]

➤ Automatická výměna nástrojů

Obecné požadavky na automatickou výměnu nástrojů jsou: minimální čas výměny, přesnost ustavení, vysoký počet nástrojů, spolehlivost, životnost a bezpečnost. U tohoto stroje jsou nástroje umístěné v zásobníku spojeném s frézovací věží (hýbe se společně s ní). Jako podavač nástrojů slouží robotický manipulátor, který je připevněn k podlaze zásobníku. Samotnou výměnu vidíme na obrázku 14. Výměna probíhá tak, že robotický manipulátor uchopí nový nástroj, vymění jej za aktuálně používaný nástroj, který pak vrátí na jeho původní pozici v zásobníku.[14] [3]



Obrázek 14 Automatická výměna nástroje stroje S-MT [3]

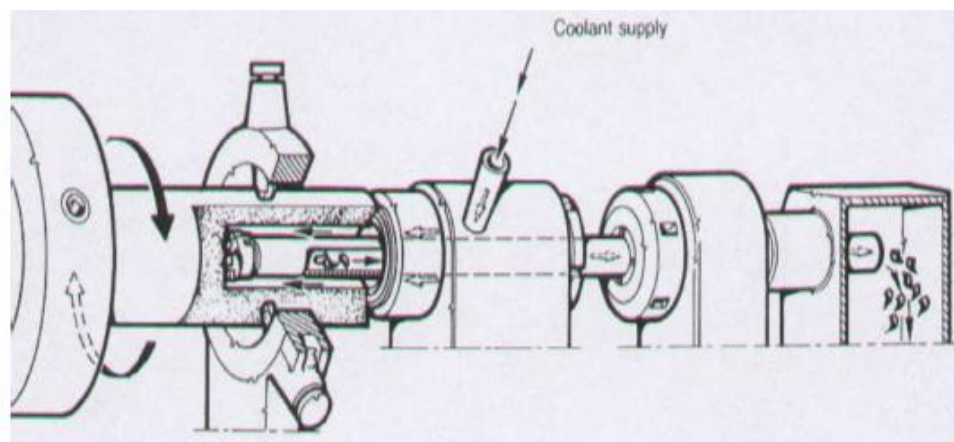
➤ Dopravník na třísky

Při každém obrábění vznikají třísky. U obráběcích strojů je žádoucí třísky dostat ze stroje co možná nejdříve, neboť vlivem tepla naakumulovaného v třísce dochází k ohřívání částí stroje (nejčastěji lože) a k jejich deformaci vlivem změny teploty. Což může vést až k nepřesnostem při výrobě. Proto je tedy nutné uvažovat nad odvodem třísky už při návrhu samotného lože. U stroje S-MT jsou třísky odváděny pryč pomocí dopravníku, umístěného mezi soustružnickým a frézovacím ložem. Dopravník můžeme vidět znázorněný černou obdélníkovou trubkou v pravé části obrázku 13. [3] [5]

2 Opěry a podvalky

Opěry a podvalky jsou přídavná zařízení rozšiřující technologické možnosti stroje, zvyšující produktivitu a přesnost při obrábění na univerzálních soustruzích. Jsou využívány při soustružení, kdy je obrobek upnut na jedné straně ve sklíčidle nebo na upínací desce a na straně druhé podepřen přes středící důlek pomocí otočného hrotu upnutého v pinole koníku. Pokud je štíhlostní poměr obrobku $L/d > 10$, je zapotřebí obrobek podepřít, aby bylo možné dodržet požadovanou přesnost soustružení. K podepření se používá 1 - 8 opěr, například při soustružení klikových hřídelí. Další využití má opěra například při čelním soustružení, nebo vnitřním obrábění či vrtání, kdy je obrobek upnut letmo. Při upnutí obrobku letmo opěra zastupuje funkci koníku a středí obrobek, jak můžeme vidět na obrázku 15. Pokud je průměr obrobku větší než je rozsah opěry, využívá se k podepření podvalků.

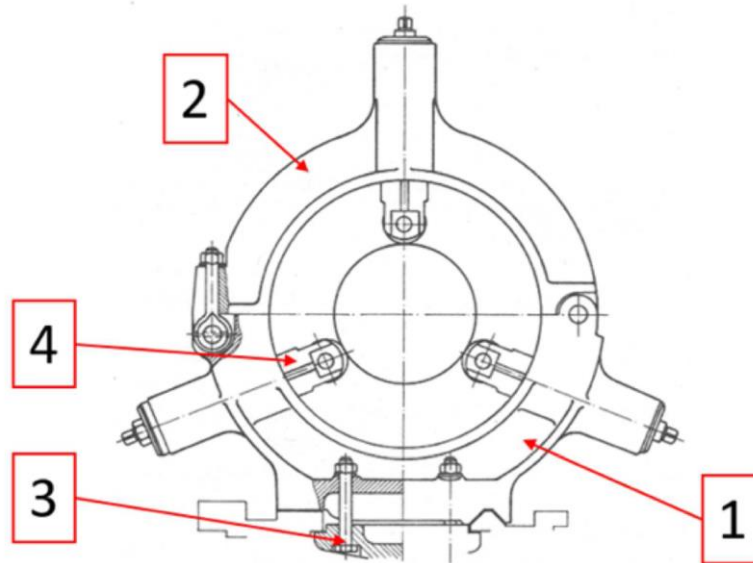
Opěry a podvalky mají za úkol zachytit tíhové a řezné síly působící na obrobek a vyrovnat posunutí upnutého obrobku na nejlépe nulovou hodnotu pro zvýšení přesnosti v průběhu procesu obrábění. Podepřením obrobku tedy dosáhneme větší tuhosti a stability obrobku. U dlouhých tenkých obrobků, které mají téměř nulovou tuhost, kompenzují opěry jejich tíhu. Středění obrobků je s přesností 0,01 – 0,1 mm. [14] [5]



Obrázek 15 Použití opěry při vrtání [14]

2.1 Části opěr

Opěru lze rozložit do několika částí.



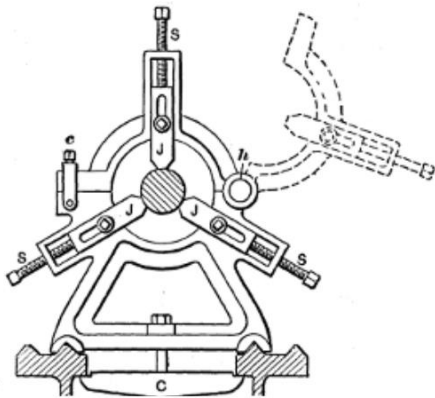
Obrázek 16 Části opěry [5]

Základním prvkem opěry je rám, který spojuje všechny části opěry do jednoho celku. Rám opěry na obrázku 16 se skládá ze spodního pevného a horního odklopného dílu (poz. 1 a 2). Rám opěry může být odlitek nebo svařenec. Upínací prvky (poz. 3) slouží pro aretaci na loži, po ustavení pinoly na místo pomocí posuvového mechanismu. U větších soustruhů je posuvový mechanismus ovládán pomocí motoru. U menších soustruhů je ovládán ručně. Tento mechanismus zajišťuje pohyb opěry po loži na požadované místo podepření obrobku. Často je pro posuv využíván hřeben posuvu koníku, který je umístěn na loži soustruhu. Posuvový mechanismus u opěr velkých soustruhů bývá uložený v saních opěry. Saně opěry se nejčastěji pohybují po stejném loži jako koník a lze do nich upínat různé druhy příslušenství (jednotné saně a způsob upnutí pro více zařízení). [14] [23]

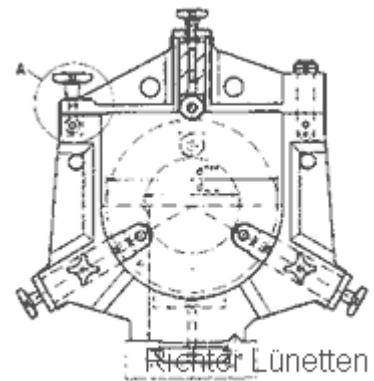
2.2 Členění opěr

Zavřená opěra s oddělitelnou horní částí

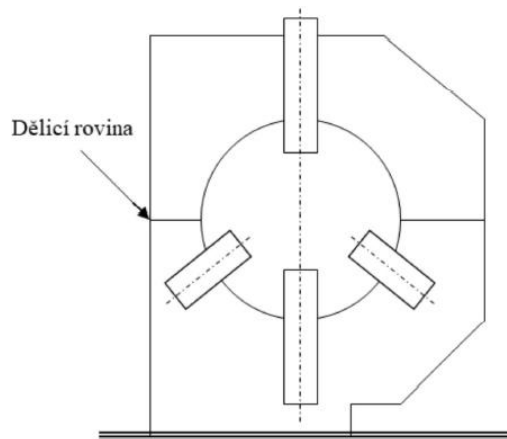
Zavřené opěry jsou nejznámějším a nejjednodušším typem opěr dle konstrukčního hlediska. Rám je rozdělen na horní a spodní díl. Spodní díl je umístěn na loži soustruhu, po kterém se může posouvat. Při upínání obrobku je nutné opěru zajistit na místě podepření, aby nedošlo k jejímu posuvu. Horní díl rámu je buď celý odnímatelný, nebo odklopný odklápění může být realizováno podle vodorovné, ale i svislé osy. U mohutnějších opěr je k manipulaci s horním dílem využíván jeřáb. Opěry tohoto typu mívají zpravidla tři až čtyři pinoly, kdy dvě až tři pinoly jsou umístěny ve spodním dílu a v dílu horním je zpravidla jen jedna pinola, která přitlačuje obrobek ve směru svislém. Existují ale i opěry se dvěma pinolami ve vrchní části rámu. Konstrukční řešení uzavřeného rámu opěry má velkou výhodu díky velké tuhosti rámu. Naopak nevýhodou je nutnost demontáže horní části rámu při manipulaci s obrobkem. Na obrázku 17 a 18 vidíme uzavřenou opěru malého soustruhu se třemi pinolami a odklopnou vrchní částí. [14] [23]



Obrázek 17 Horní část odklopná okolo vodorovné osy[18]



Obrázek 18 Horní část odklopná okolo svislé osy[23]



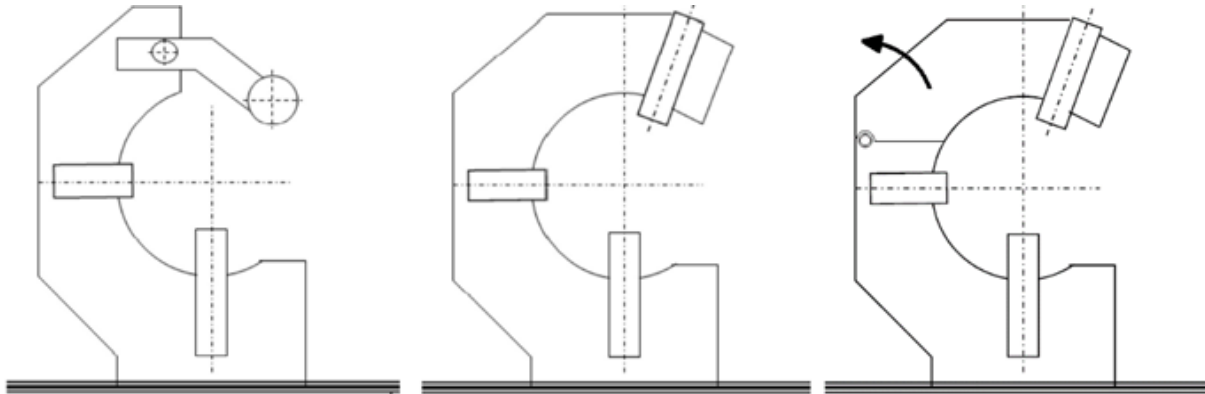
Obrázek 19 Schéma uzavřené opěry se čtyřmi pinolami.[14]

Opěra zavřená tvaru C

Uzavřené opěry tvaru C jsou používány tehdy, je-li zapotřebí větší prostor pro manipulaci se suportem a nástroji při obrábění. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je menší tuhost rámu oproti uzavřeným opěrám. Největší zátěžný stav nastává u C opěr při vnitřním soustružení. [14] [23]

Opěry tvaru C lze ještě rozdělit na tři typy zobrazené na obrázku 20:

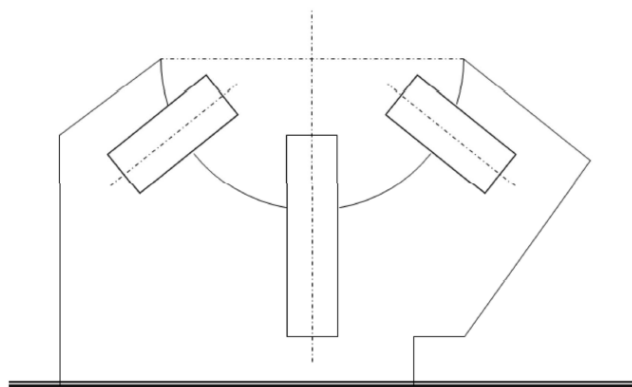
- S odklopným horním ramenem (vlevo)
- S horní výsuvnou pinolou (uprostřed)
- S odklopnou horní částí a výsuvnou pinolou (vpravo)



Obrázek 20 Schématicky znázorněné druhy C opěr [14]

Opěra otevřená

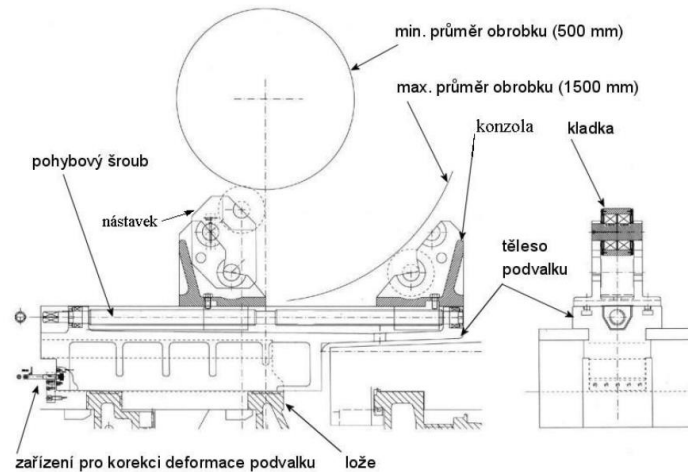
Otevřené opěry jsou nejvíce využívány právě v případech, kdy má obrobek velkou vlastní hmotnost a tím pádem i tíhovou sílu, která dokáže pokrýt působení řezných sil bez nutnosti opření další pinolou shora. Rozdíl oproti ostatním druhům opěr je patrný na první pohled, jelikož rám opěry má pouze spodní část. Na rámu jsou zpravidla tři pinoly, které radiálně podepírají obrobek. [14] [23]



Obrázek 21 Schéma otevřené opěry [14]

Podvalek

Podvalky se využívají při obrábění obrobků s průměry, které přesahují největší možný průchozí průměr opěr. Používají se hlavně ke středění obrobku, a to i při upnutí letmo.



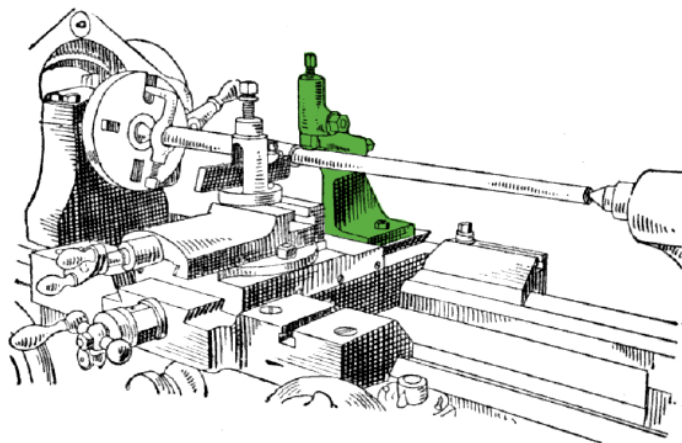
Obrázek 22 Části a rozsah upínaných průměrů podvalku [14]

Podvalek se skládá z lože podvalku a dvou konzol s opěrnými valivými kladkami. Lože podvalku tvoří jeho celou spodní část a je tak zároveň rámem podvalku. Lože podvalku je uloženo na loži soustruhu. Pro změnu podepíraného průměru je nutné přestavit konzoly. Konzoly se pohybují soustředně po loži podvalku, díky posuvovému šroubu se dvěma různými stoupáními (levé a pravé). Posuv lze realizovat i dvěma samostatnými šrouby, ale je zde mnohem více časově náročnější nastavení podepíraného průměru. Valivé kladky na vrcholcích konzol zajišťují kontakt mezi obrobkem a podvalkem. Celá tato sestava je navržena tak, aby nedošlo ke kolizi se suportem.

Oproti otevřeným opěrám se podvalky liší systémem přestavování kladek. Zatímco u podvalků se manipuluje s konzolami, u opěr se k přestavení využívá pinol. [5] [14] [23]

Unášivá (letmá) opěra

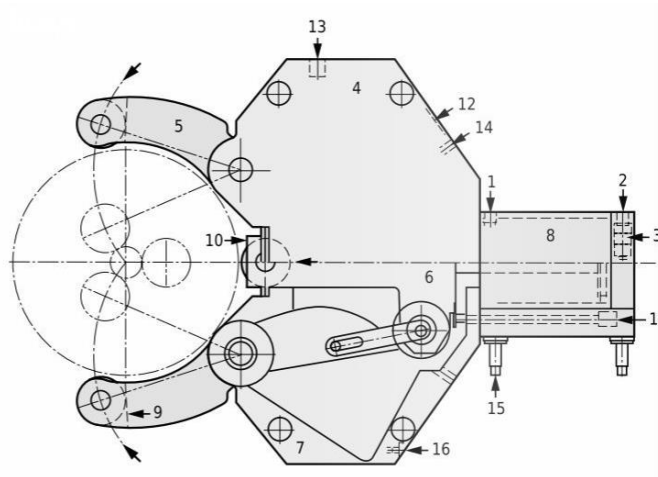
Unášivé opěry slouží při podepření dlouhých a štíhlých rotačních obrobků, kdy je podepření realizováno v bezprostřední blízkosti nástroje (soustružnického nože). Unášivá opěra se pohybuje spolu se suportem a zachovává tak konstantní vzdálenost podepření obrobku od nástroje. Unášivá opěra hrotového soustruhu je znázorněna na obrázku 23. [5] [23] [19]



Obrázek 23 Unášivá opěra na univerzálním soustruhu [19]

Opěry samostředící

Pro CNC řízené obráběcí stroje je jedním z hlavních požadavků co největší automatizace obráběcího procesu. Aby mohl být tento požadavek splněn, byly vyvinuty tzv samostředící opěry. Jak jejich název napovídá, opěry zvládnou samy vystředit a podepřít obrobek. K vystředění dojde díky vnitřnímu mechanismu opěry, kdy hydraulický píst (poz. 6) a boční ramena (poz. 5) jsou spolu mechanicky spojena. Při výsuvu pístu jsou tedy zároveň ovládané i boční ramena. Ke styku s obrobkem se využívá nejčastěji valivého styku. Tento druh opěr se používá pro menší obrobky. Jsou schopny upnout jak obrobek s průměrem jen 3 mm, tak i obrobky v řádech stovek mm. [20]



Obrázek 24 Samostředící opěra [21]

2.3 Vlastnosti opěr

To, jaké vlastnosti bude mít opěra, závisí na mnoha faktorech. Některé vyplývají už z výše zmíněného členění opěr, některé jsou popsány až dále v textu. Na tom, jaké vlastnosti opěra má závisí vhodnost použití opěry. [14]

Typ nástavku

Na dnešním trhu je k mání široký výběr opěr pro soustruhy. Opěry se od sebe mohou lišit nejen konstrukcí rámu, ale i tím jaký styk mají s obrobkem. Druh styku s obrobkem značně ovlivňuje vlastnosti celé opěry. Využívá se styk valivý, kluzný a hydrostatický. Ke styku s obrobkem slouží buď samotné výsuvné pinoly, které jsou vyrobeny s kladkou na konci pro styk valivý, nebo jsou celé z kluzného materiálu (např. mosaz) pro kluzný styk. Pro menší opěry se vyplatí měnit celé pinoly, a tak jsou vyráběny z jednoho kusu. U těžkých soustruhů a větších opěr už je ale výměna celé pinoly neekonomická a složitá. Proto se využívá tzv. nástavků, kdy je tělo výsuvné pinoly vyrobeno z oceli a mění se pouze nástavek, který je připevněn na konci pinoly. Pokud dojde k opotřebení, stačí tedy vyměnit pouze nástavek a tělo pinoly zůstává stejné. Díky tomuto systému nástavků lze využívat jednu pinolu jak pro valivý, tak kluzný nástavek. [23] [14]



Obrázek 25 Valivé nástavky [22]

Firma Richter, která se zabývá výrobou opěr pro širokou paletu soustruhů, nabízí zajímavé řešení výsuvných pinol s možností jak kluzného, tak valivého styku. Na pinolách jsou přišroubované kluzné nástavky vyrobené ze šedé litiny. Pokud chce uživatel opěry využít valivého styku, stačí pouze odšroubovat kluzné nástavky, pod kterými jsou umístěné valivé kladky. [23]



Obrázek 26 Otevřená opěra Richter, s možností kluzného i valivého styku [23]

➤ Kluzný styk

Nástavky s kluzným stykem jsou používány pro operace vyžadující velkou přesnost, díky čemuž jsou využívány pro dokončovací operace. Mezi hlavní výhodu tohoto řešení patří dobré středění obrobku. Naopak nevýhodou je možnost použití pouze pro malé obvodové rychlosti do 0,2 m/s. Aby bylo dosaženo správných podmínek pro kluzný styk, jsou používány materiály s dobrými kluznými vlastnostmi. Mezi takové materiály patří například bronz, teflon, vhodně zvolený kompozitní materiál ale i bílá litina. [23] [14]



Obrázek 27 Kluzné mosazné pinoly [24]

➤ Valivý styk

Nástavky s valivým stykem jsou vhodnějším řešením pro operace vyžadující vyšších obvodových rychlostí. Při použití valivého styku je obrobek podepřen pomocí kladek, které jsou uloženy na valivých ložiscích. Oproti kluznému styku má valivý menší přesnost a hrozí zde nebezpečí rozechvění kvůli menšímu tlumení plynoucímu z charakteristiky valivého styku. Omezujícím faktorem valivých nástavků je životnost ložisek. Jsou vhodné pro hrubovací operace. [14] [23]

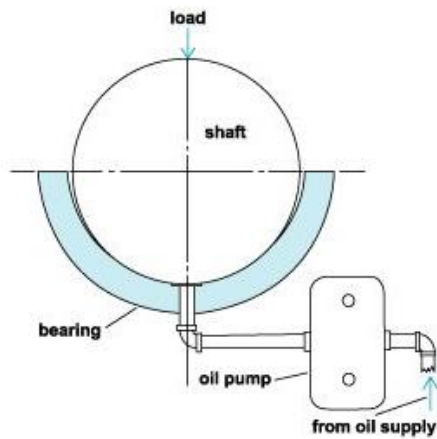


Obrázek 28 Pinoly s valivým stykem [25]

➤ Hydrostatický styk

Při hydrostatickém styku je využíváno nástavku s rádiusem odpovídajícím obrobku. V nejnižším bodu rádiusu se nachází hydrostatická kapsa, do které je přiváděna tlaková kapalina pomocí olejového čerpadla. Díky stálému přívodu kapaliny se vytváří mezi obrobkem a nástavkem olejový film. Vlastnosti hydrostatického styku ovlivňuje vstupní tlak kapaliny, velikost mezery mezi nástavkem a obrobkem, ale záleží také na obvodové rychlosti obrobku a viskozitě oleje. Hydrostatický styk je využíván u velkých těžkých obrobků právě tehdy, kdy ostatní styky mají problémy s maximálním dovoleným tlakem. Díky stálému přívodu maziva

přímo do místa styku je mnohem menší šance na poškození povrchu obrobku. Nevýhodou jsou vyšší náklady na realizaci i provoz hydrostatického uložení. Princip hydrostatického styku znázorňuje Obrázek 299. [26] [23] [9]



Obrázek 29 Schéma hydrostatického styku[26]



Obrázek 30 Hydrostatický nástavek firmy Richter[23]

Koncepce opěry

Koncepce opěry přímo ovlivňuje výsledné vlastnosti opěry. Udává nám informaci o tom, jak je daná opěra koncipována. Koncepcí se rozumí například konstrukční řešení rámu, nebo výsuvu pinol. Obojí je popsáno v kapitole členění opěr.

Díky výsuvným pinolám můžeme měnit v určitém rozsahu hodnotu podepíraného průměru. Pinoly slouží k vystředění obrobku v místě podepření. Pinoly jsou ovládané buď pomocí elektromotoru, nebo ručně. Při ručním ovládní dělník pomocí kliky, nebo klíče, otáčí pohybovým šroubem a dochází tak vždy k pohybu jedné pinoly. Speciálním případem jsou tzv. samostředící opěry, u kterých se pohybují všechny upínací prvky současně. Všechny zmíněné pojmy jsou vysvětleny výše v kapitole 2.2. [14]

2.4 Parametry opěr

Upínací průměr

Tento parametr určuje rozsah průměru obrobku, který může být pomocí opěry podepřen. Díky výsuvným pinolám jsme schopni podepřít širokou škálu průměrů. Bývá stanoven výrobcem po konzultaci se zákazníkem, aby opěra byla schopna podepřít obrobek, který chce zákazník na stroji obrábět. Získáme tedy hodnotu minimálního podepíraného průměru d_{\min} a maximálního podepíraného průměru D_{\max} . Rozsah průměrů nám ukazuje např. obrázek 24, kde můžeme vidět naznačené průměry které lze v samostředící opěře upínat.

Šířka opěry

Jedná se o rozměrový parametr opěry, který výrazně ovlivňuje použitelnost opěry. Parametr nám udává, jak jsou široké nástavky, jakou šířku (průměr) mají pinoly, jak je široký rám a pro rozměrné obrobky je zde i šířka saní opěry. Zákazník podle tohoto parametru zjišťuje, jestli je schopen pomocí právě takové opěry podepřít svůj výrobek. U některých obrobků je zapotřebí podepření za průměr, který není až tak široký. Pro tyto případy je nutné mít takovou opěru, aby dokázala obrobek podepřít i za úzkou plochu.



Obrázek 31 úzká samostředící opěra [27]

Tíha obrobku

Tíha obrobku udává největší přípustnou hmotnost podepíraného obrobku tak, aby byla zachována přesnost obrábění. Pokud by byla tato hmotnost překročena, mohlo by vlivem setrvačných sil dojít k nežádoucí deformaci opěry. Deformace opěry by mohla vést až k odchylce od požadovaných rozměrů na obrobku a tím jej znehodnotit.

Řezná síla

Další silou, která působí na opěru je řezná síla F_{OM} . Vzniká od nástroje při procesu obrábění. Tato síla by neměla překročit povolenou mez. Pokud by k tomu došlo, hrozí zde také znehodnocení obrobku jako u překročení maximální tíhy obrobku. Řezná síla lze značně regulovat pomocí nastavení řezných podmínek.

Obvodová rychlost

Maximální možná obvodová rychlost je ovlivněna druhem styku mezi obrobkem a nástavkem na pinole. Pro kluzný styk může být dovolená rychlost až 12 m/min, pro valivý a hydrostatický styk je to až 200 m/min.

Stavebnicovost konstrukce

Opěra může být konstrukčně řešena jako jeden celek tak, že saně i rám opěry je jeden kus. Toto řešení je vhodnější pro malé stroje. U unášivých opěr je opěra spojena se suportem, odpadájí tak u ní saně. U větších strojů je vhodnější řešení zkonstruovat saně a rám opěry zvlášť, neboť jednotné saně pak mohou být použité pro jiné opěry nebo podvalky. Saně lze využít i pro jiná zařízení. Součástí saní je i pohonný mechanismus který zaručuje posuv po loži. Ustavení opěry a její aretaci proti dalšímu posuvu opěry na místě podepření. Formou stavebnice mohou být zpracované ale také pinoly, pokud bude využito nástavků.

Posuv saní opěry

Saně opěry jezdí po loži soustruhu. Po loži se opěra pohybuje pouze tehdy, je-li třeba změnit místo podepření. U menších soustruhů dělník umístí opěru na lože, nastaví ji do potřebného místa a pomocí aretačního mechanismu jí zafixuje proti posuvu po saních ve směru osy x. Další variantu je připevnění opěry k suportu soustruhu. Jedná se o unášivou opěru, která je popsána výše.

U velkých soustruhů, které mají tři nebo čtyřřadé lože, se saně opěry pohybují po stejném loži jako koník soustruhu. Opěra je na koníkovém loži proto, aby nedocházelo ke kolizi opěry se suportem a mohly se tak vzájemně vyhnout. K posuvu opěry pak bývá využito např. ozubeného hřebene používaného pro posuv koníku. Hřeben je umístěn na loži a pastorek, který je s hřebenem v záběru, je umístěn v saních spolu s elektromotorem pohánějícím pastorek.

Výška saní nad ložem

Při obrábění velkých a tvarově složitých obrobků, jako například klikové hřídele, se jedná o důležitý parametr. Pokud by byly saně vysoké, nebo kdyby obrobek měl moc velký úskok např. pro ojnicí čep, mohla by nastat situace, že nebude možné takový obrobek nad saněmi protočit. Tento parametr nám tedy omezuje maximální oběžný průměr nad saněmi.

3 Specifikace požadavků – analýza úlohy

Jak jsme si představili na začátku, zadavatelem této práce je firma ŠMT a.s. sídlící v Plzni. Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení pro kluznou C opěru pro multifunkční obráběcí centrum S500MT. Firma ŠMT a.s. má doposud k dispozici pouze opěry pro nižší řady těchto center, konkrétně pro řadu S200MT. Nyní si rozebereme na jednotlivé konstrukční celky toto stávající řešení pro menší verzi obráběcího centra.

Parametr		S 150 MT	S 200 MT	S 320 MT	S 500 MT
Max. hmotnost obrobku	kg	32 000	70 000	160 000	250 000
Max. oběžný průměr	mm	1500	2000	3200	5000
Max. délka obrobku	mm	4 000 – 10 000	4 000 - 10 000	5 000 - 15 000	5 000 – 15 000
Soustružnická část					
Max. otáčky	1/min	700	400	300	200
Max. výkon	kW	71	95	190	190
Max. moment	kNm	50 - 85	85 - 140	140 - 250	250
Frézovací část					
Max. otáčky	1/min	3 500	3 500	3 000	3 000
Max. výkon	kW	64	64	81	81
Max. moment	Nm	4 500	4 500	4 500	4 500
Průřez pinoly	mm	480 x 480	480 x 480	600 x 600	600 x 600
Výsuv pinoly	mm	1 200	1 500	2 000	2 500
Upínání nástrojů		ISO 50	ISO 50	ISO 50	ISO 50
		CAPTO C8	CAPTO C8	CAPTO C10	CAPTO C10
Posuvové rychlosti	mm/min	20 000	20 000	20 000	20 000
Chlazení osou 3 MPa, 25 l/min		ano	ano	ano	ano
Chlazení vnější 0,5 MPa, 40 l/min		ano	ano	ano	ano
Automatické upínání hlav		ano	ano	ano	ano
ATC		ano	ano	ano	ano

Obrázek 32 Parametry strojů S-MT – poskytnuto zadavatelem DP

Tabulka 1 Parametry opěry S200MT

Technické parametry stroje		
Oběžný průměr nad ložem	2330	mm
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	1630	mm
Otáčky vřetene	400	min ⁻¹
Technické parametry opěry		
Rozsah podpíraných průměrů	100 - 500	mm
Max. tíha působící na opěru	150	kN
Rozsah obvodových rychlostí	Neznámé	m/min
Životnost	4000	hod

Tabulka 2 Požadované parametry opěry S500MT

Technické parametry stroje		
Oběžný průměr nad ložem	5000	mm
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	3000	mm
Otáčky vřetene	200	min ⁻¹
Technické parametry opěry		
Rozsah podpíraných průměrů	1000 - 1500	mm

Max. tíha působící na opěru	1000	kN
Rozsah obvodových rychlostí	Co největší	m/min
Životnost	4000	hod

3.1 Stávající konstrukční řešení pro obráběcí centrum S200MT

Firma ŠMT a.s. zatím nabízí opěru pouze pro stroje řady S200MT. Vyšší řady stroje jsou zatím ve fázi vývoje. Opěra, která byla zadavatelem poskytnuta jako podklad pro řešení DP má následující parametry:

Upínací průměr:	100 - 500 mm
Šířka opěry	190 mm
Tíha obrobku	150 kN
Maximální řezná síla	neznámá
Výška saní nad ložem	1630 mm

3.2 Opěra S200MT

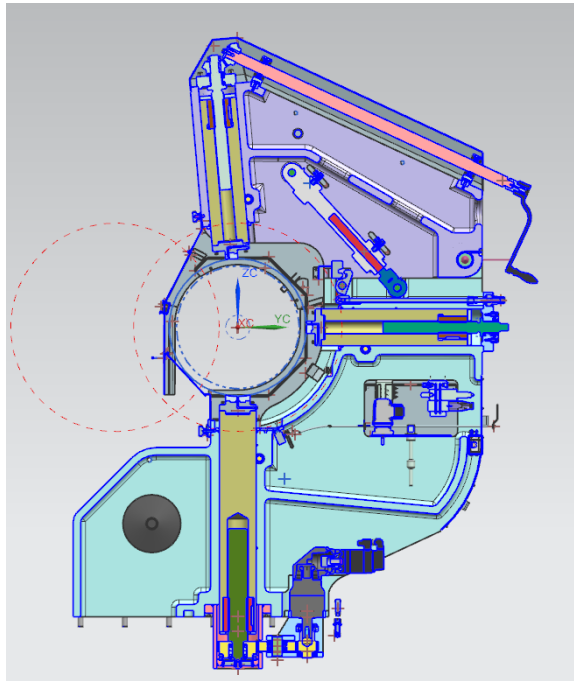
V této části diplomové práce jsou popisovány jednotlivé části stávajícího řešení opěry S200MT dle výkresové dokumentace poskytnuté zadavatelem.

Koncepce opěry

Opěra je zkonstruována jako C opěra s odklopnou vrchní částí, která obsahuje výsuvnou pinolu a mechanismus jejího výsuvu. Výsuv horní a boční pinoly je pomocí pohybového šroubu s ručním pohonem. Spodní pinola je vysouvána rovněž pohybovým šroubem s pohonem elektromotorem s převodovkou. Celá opěra je přišroubována ke svařovanému jezdcí pomocí deseti šroubů. Jezdec je vložen do vedení, které je rovněž svařenec. Součástí vedení je posuvový mechanismus. Svařenec vedení je přišroubován do odlitku saní opěry. Posuvový mechanismus pro jezdec je tvořen pohybovým šroubem s pohonem elektromotorem. A převodovkou. Slouží k příčnému posuvu opěry, pro zvětšení manipulačního prostoru při rozměrných obrobkách, případně pro změnu podepíraného místa obrobku bez nutnosti uvolnění obrobku. V pracovní poloze se jezdec pomocí upínacích šroubů ručně zafixuje. V případě že zákazník nechce příčný posuv opěry, použije se stejný odlitek saní a místo svařence vedení se do saní upne rovnou těleso opěry. Na vrcholcích pinol jsou umístěny kluzné odnímatelné nástavky. Nyní se zaměříme detailněji na dílčí části a konstrukční prvky opěry.

Rám

U stávajícího řešení opěry je rám vyrobený jako odlitek z šedé litiny s lupínkovým grafitem ČSN 42 2425. Rám je vyrobený jako dělený. Ve spodní části rámu jsou umístěny dvě pinoly a v horní odklopné části je uložena pinola třetí. Odklopná část je uložena na čepu, okolo kterého se horní díl rámu otáčí. Odklápění slouží ke zvětšení manévrovacího prostoru opěry. Oba díly rámu jsou konstruované tak, aby dosahovali dostačující tuhosti a zajistili co nejmenší hmotnost opěry. V řezu na obrázku 33 jsou patrné žebra a dutá místa v těle rámu.



Obrázek 33 Řez opěrou S200MT

Odklápění horní části rámu

K odklápění horního dílu rámu je využitý dvojčinný lineární hydromotor, který po odjištění západky, zobrazené na obrázku 33, vyklopí celý horní díl opěry společně s horní pinolou. Vyklápěný je celý horní díl spolu s krytováním a mechanismem třetí pinoly.

Aretace polohy odklopné části

Zajištění polohy odklápěné části opěry zajišťuje západka háčkového tvaru, která je ovládána pomocí pohybového šroubu zakončeného čtyřhranem umístěným nad ovládacím čtyřhranem boční pinoly. Západka je ovládána ručně a funguje tak i při výpadku el. proudu.

Pinoly

Pinoly jsou vyrobeny z oceli 15330.9 s nitrídaným povrchem pro zajištění dostatečné odolnosti povrchu proti poškození šponami. Jde o hřídel s drážkou po celém boku a slepou dírou ve spodním čele hřídele. Na protilehlé straně je přišroubovaný kluzný nástavek. Drážka slouží pro vedení pinoly. Na straně se slepou dírou je přišroubována matice samosvorného pohybového šroubu s trapézovým závitem.

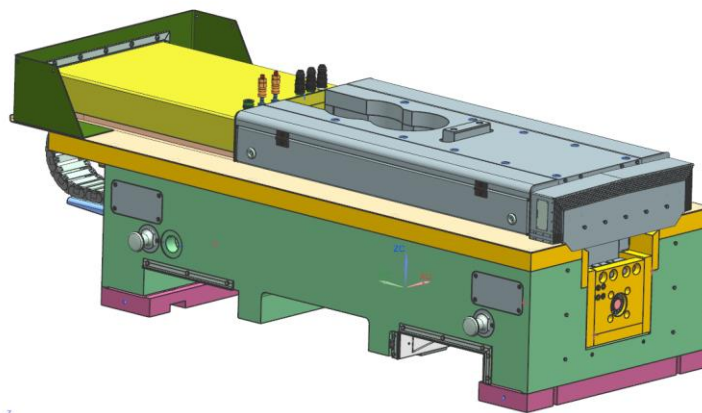
Výsuv pinol

K výsuvu pinol slouží samosvorné pohybové šrouby s lichoběžníkovým závitem. Pinola je vedena pomocí drážky a k výsuvu dochází díky otáčení šroubem. Jako pohon spodní pinoly je použita úhlová převodovka od výrobce APEX v kombinaci s elektromotorem Siemens.

Boční a horní pinola je vysouvána ručně pomocí kliky, otáčející pohybovým šroubem. V horním dílu rámu je otočně uložena dlouhá hřídel s kuželovým soukolím na konci, která zajišťuje výsuv horní pinoly

3.3 Saně S200MT

Saně opěry pro tuto řadu stroje mají speciální funkci, která byla přidána do konstrukce na požadavek zákazníka. Zákazník požadoval, před manipulací se saněmi opěry po ložích, odsunutí opěry ve směru kolmém na osu obrobku o 500 mm. Aby byl zajištěn větší manipulační prostor. Tímto požadavkem se konstrukce saní značně zkomplikovala. Saně zajišťují kompletní základ opěry. Musejí být zkonstruovány tak, aby opěra jako celek měla dostatečnou přesnost a tuhost. Dále musí být zajištěna možnost nastavení vůle na bočním kluzném vedení. Musí také být zajištěn kompletní přívod elektřiny pro všechny pohony a hydraulické kapaliny pro mazání vedení saní, pinol a ovládání hydraulických prvků. Nyní si rozebereme stávající řešení těchto saní.



Obrázek 34 Saně S 200MT

Odlitek saní

Saně jsou odlité z šedé litiny. Jsou navrženy tak, aby byly dostatečně tuhé a zároveň měli malou hmotnost. Musejí umožnit uložení posuvových mechanismů, realizaci kluzného vedení a ustavení opěry na saních a zároveň zajistit upevnění opěry tak, aby byla opěra při každém upnutí ve stejné poloze vůči saním. V odlitku saní je vložena vložka s posuvovým mechanismem příčného posuvu opěry. Pro zachování stavebnicovosti konstrukce je vložka vyjímatelná a lze ji nahradit vložkou bez pohonného mechanismu pro pevnou opěru. Saně jsou tak díky tomu stejné i pro opěry u kterých tento posuv není vyžadován.

Vedení po loži

K vedení saní po loži je využito kluzného vedení, kvůli jeho hlavním výhodám, mezi které patří přesnost a cena. Problematika u tohoto vedení nastává při delší odstavce, kdy je opěra dlouho v jedné poloze a dojde ke ztrátě olejového filmu na vodících plochách vedení. V tento moment je zapotřebí větší síly k prvnímu impulzu pro rozpohybování opěry. Vedení je zkonstruované jako obložené. Na obložení vedení jsou použité desky z biplastu. V deskách jsou vyfrézované mazací drážky, do kterých je přiveden olej pro mazání stykových ploch. Biplast je kluzný materiál určený výrobcem pro obložení vedení moderních obráběcích strojů díky svým

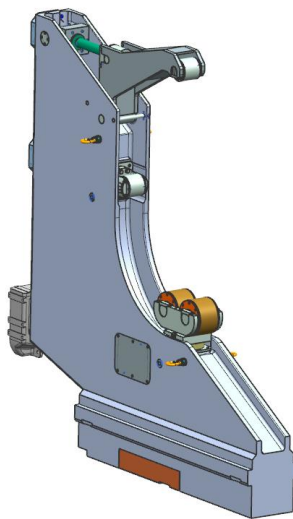
vhodným kluzným vlastnostem. Vůle ve vedení se vymezuje pomocí klínového nastavitelného bočního vedení, ovládaného pomocí šroubu na čele saní.

Posuvový mechanismus – posuv po loži

K posuvu po loži je využito hřebenu používaného pro posuv koníku. Hřeben je vyráběn přímo firmou ŠMT a.s. a je napevno přišroubován k loži. S tímto hřebenem zabírá pastorek, který je uložen v saních a je poháněn pomocí elektromotoru Siemens a převodovky Apex. Tento pohonný mechanismus manipuluje s celou opěrou a musí tedy být schopen po loži posunout hmotnost celé opěry. Zároveň musí pohonný mechanismus zajistit dostatečnou posuvovou rychlost a přesné polohování opěry.

Výměnná vložka

Jak již bylo zmíněno v kapitole Odlitek saní, do saní je přišroubována výměnná vložka, která obsahuje kompletní posuvový mechanismus příčného posuvu opěry. Dále obsahuje vedení, aretaci v místě podepření a posuvnou desku pro upevnění opěry. Vložka je vyrobena jako svařenec. Důvodem pro použití vložky je unifikace, kdy je možné pouze výměnou za jinou vložku usadit do saní opěru bez posuvu. K upevnění pevné opěry se používá odstupňovaného profilu patrného na obrázku 35. Opěra je vsazena do vložky, kde je přesný negativní tvar upevňovací části opěry. Ta je přitažena pomocí šroubů přitlačujících přitlačné destičky k saním.

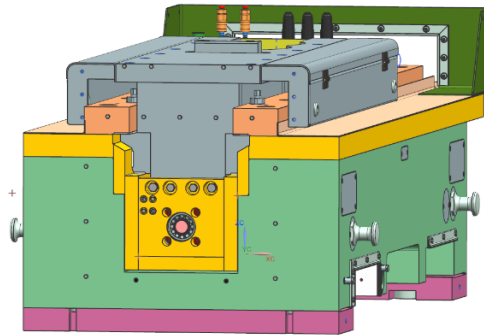


Obrázek 35 Valivá opěra S200 MT

Vedení opěry po saních

Vedení opěry po saních má za úkol umožnit opěře posuv 500 mm ve směru kolmém na osu. Zároveň musí být schopné vydržet tlak působící od opěry přes jezdec na saně při obrábění. K vedení po saních je využito opět kluzného vedení obloženého biplastem. Desky z biplastu jsou nalepené na vrchním dílu vedení a na spodní části jezdcce. Kluzné vedení je vhodnou volbou díky jeho přesnosti, tuhosti, jednoduchosti a ceně. Problematika u tohoto vedení nastává stejně jako u vedení po loži při delší odstávce, kdy je opěra v jedné poloze a dojde ke ztrátě olejového

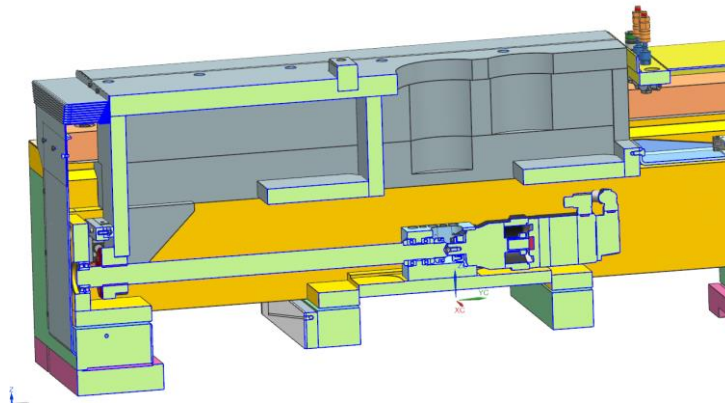
filmu ve stykových plochách vedení. Je tedy zapotřebí větší síly k prvnímu impulzu pro rozhybování opěry.



Obrázek 36 Saně S200MT

Posuvový mechanismus – posuv po saních

K posuvu opěry po saních je využito pohybového samosvorného šroubu, poháněného pomocí servomotoru Siemens přes převodovku APEX. Posuvový mechanismus je umístěný ve výměnné vložce saní. Pohybový šroub je s lichoběžníkovým závitem a uložený v ložiskách ZARN. K ustavení opěry v koncové poloze slouží snímače koncové polohy. Jezdec je dotlačen až do koncových dorazů. V ten moment sepne brzda v servomotoru, čímž je zabráněno dalšímu posuvu. Poté musí obsluha přitáhnout lišty horního vedení (znázorněné grepovou barvou na obrázku 36 a 37) pomocí sady šroubů a tím tak zajistit opěru v její stávající poloze.



Obrázek 37 Posuvový mechanismus opěry S200MT

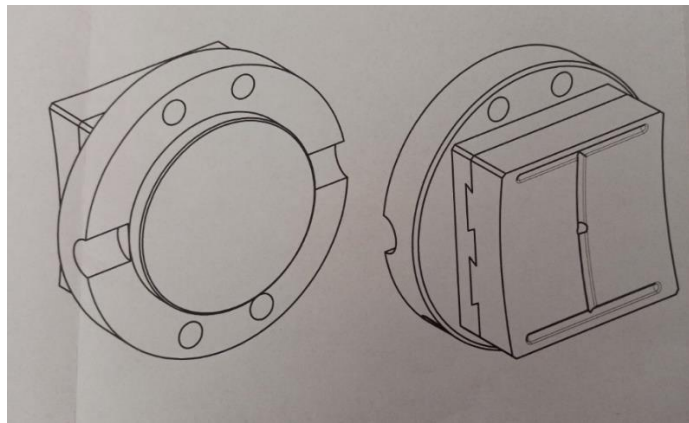
Zajištění opěry v místě podepření

Při najetí opěry do místa podepření je nutné zajistit opěru proti dalšímu posuvu po loži. K zajištění polohy slouží dvojice upínacích hydraulických válců, které jsou pevně umístěné v saních, v místě bočního vedení saní. Při zajištění polohy jsou válce vysunuty z bočního vedení a opřou se tak o lože, čímž celé saně přitáhnou protilehlou stranou bočního vedení k loži a zaručí tak přesné ustavení a zosení opěry s osou soustružnické části. Druhý zajišťující systém je brzda v elektromotoru, která přes převodový mechanismus posuvu po loži zabraňuje posuvu opěry. Poslední zajištění je pomocí lišt spodního vedení, které jsou díky uvolnění tlaku v upínacích válcích přitahovány pomocí sady talířových pružin k loži. Pružiny jsou součástí upínaček

firmy OTT. Opěra je tak zajištěna proti posuvu i ve chvíli kdy by došlo k výpadku elektrické energie.

Nástavky

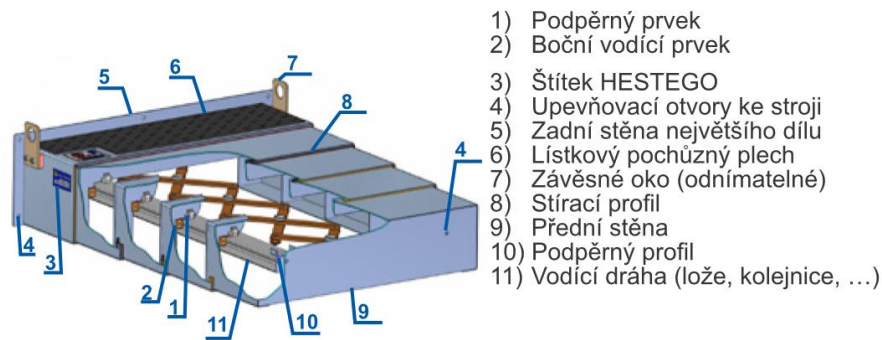
Nástavek je připevněný pomocí čtveřice šroubů k pinole. Nástavek se skládá z tělesa a výstelky. Tělo je vyrobeno z oceli 11 523.1 a slouží k upevnění nástavku na pinolu. Tělo zároveň obsahuje osazení pro vystředění nástavku a rybinovou drážku pro nasazení výstelky. Výstelka je vyrobena z kluzného materiálu SnSb14Cu6Pb, který zaručuje velmi dobré kluzné vlastnosti. V nástavcích je vyvrtán mazací kanálek zakončený závitem pro připojovací konektor přívodu maziva do styku s obrobkem. Ve výstelce je taktéž vyfrézována drážka pro distribuci maziva do celé stykové plochy. Výstelka je s tělesem spojena pomocí tlakového spoje, kdy je výstelka při montáži ochlazena a těleso ohřáté. Nástavky jsou odstupňované podle průměrů, které se budou na stroji obrábět. Nástavky mají negativní tvar obráběné plochy. Nástavky jsou rozdílné pro jednotlivé pinoly, jelikož každá pinola je zatěžována jinou silou. U boční a horní pinoly tak můžeme použít menší nástavek, čímž zmenšíme stykovou plochu s obrobkem a tím i otěr obrobku.



Obrázek 38 Nástavky S 200MT

Krytí lože

Lože soustruhu S 200MT je již z výroby krytováno teleskopickým výsuvným krytím (tzv. harmonikou) a předpokládá se užití opěry. Krytí lože se tedy rozpojí v místě vložení opěry a opěra se vsadí. Obě strany krytí se poté přišroubují k saním opěry. Teleskopické krytí lože je vyrobeno z plechů. Jednotlivé boxy jsou v kontaktu s ložem pomocí válečků a valí se tak při posuvu po loži. Krytování musí být navrženo tak, aby neomezovalo stroj v jeho pohybu – musí umožnit plný rozsah posuvu. Hlavním účelem krytování je ochránit posuvové mechanismy před vniknutím třísky např. do záběru zubů a také svádět špony na dopravník třísek.



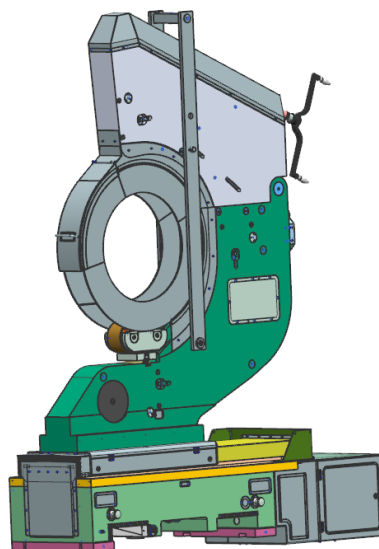
Obrázek 39 Části teleskopického krytí lože

Krytování posuvu opěry po saních

Zakrytí posuvového mechanismu na saních je taktéž vyrobeno jako střešovitě teleskopické krytí, stejně jako u krytí lože. Saně opěry jsou krytovány samostatně pomocí naohýbaných plechů připevněných šrouby k rámu. Krytování musí zabezpečit vedení a posuvový mechanismus před vniknutím třísek a nečistot, čímž by mohlo dojít k poškození těchto prvků. Zároveň ale krytování musí umožnit obsluze přístup ke šroubům aretace opěry, která byla popsána výše. Proto krytování saní obsahuje panty, díky kterým lze kryt odklopit. Krytování vč. pantů je patrné na obrázku 39.

Zakrytí podepíraného průměru

U kluzné opěry, na rozdíl od valivé, je obrobek ve styku s mnohem větší částí opěry. Hrozí zde mnohem větší nebezpečí znehodnocení obrobku i výstelky opěry, díky vniknutí třísky a nečistot do místa styku. Je tedy nutné zajistit zakrytování místa styku opěry. Stávající řešení je výklopné zakrytování. Zakrytování musí být navrženo tak, aby se odklápěla co největší část zakrytování a bylo možné bez nutnosti demontáže částí krytování vyjet z místa podepření.



Obrázek 40 Valivá C opěra S200MT se zakrytím podepíraného průměru

4 Nový konstrukční návrh s příslušnými výpočty

Zadané hodnoty

Opěra navržená v této práci je určena pro multifunkční obráběcí centrum S500MT. Ze zadání od výrobce byly stanoveny tyto základní parametry opěry:

- Upínací průměr: 1000 - 1500 mm
- Výška nad ložem mezi hroty 3000 mm
- Šířka opěry 300-350 mm
- Tíha obrobku 1000 kN
- Maximální řezná síla 160 kN
- Výška saní nad ložem cca 500 mm
- Modul ozubeného hřebenu na loži $m = 8$
- Šířka ozubeného hřebenu na loži $b = 80$ mm
- K posuvu saní uvažovat hřeben posuvu koníku – rozměry dle ŠMT
- Odlitky uvažovat koncepčně stejné jako u stroje nižší řady, pro snazší práci slévárny.
- Saně uvažovat jako odlitek do kterého se vloží svařovaná vložka s vedením a pohonem opěry ve směru kolmo na osu, nebo pouze vložka pro upevnění opěry bez posuvu.

Ostatní dokumentace

➤ **Výkresy:**

Opěra C 150kN 400/900 valivá

Opěra C 100 - 500 150kN

Saně opěry S200MT

Pohon přesunu opěryy

➤ **Výpočty:**

Mathcad – Opěra zavřená – kluzná, hydrostatická, hydrodynamická

autor: Zdeněk Hudec, ZČU v Plzni 2020

4.1 Výpočet nového řešení pro obrobek 100 tun a verzi S500 MT

Návrh opěry pro multioperační obráběcí stroj obsahuje celou řadu dílčích výpočtů, které je potřeba realizovat. Nejprve bylo nutné vypočítat zatížení jednotlivých pinol při různých obráběcích operacích. Poté navrhnout průměr pinol, který následuje výpočet a kontrola kluzných nástavků spolu s volbou vhodného kluzného materiálu. Následoval výpočet výsuvu pinol, kde byly navrženy pohybové šrouby, vodící kameny pinoly a potřebná délka vedení pinoly. Pro výsuv boční pinoly je navržen přímý ruční pohon. Horní pinola má také ruční pohon, ale s vloženým hřídelem a kuželovým převodem, který bylo také nutné napočítat. Pro výsuv spodní pinoly bylo nutné napočítat ozubený převod, aby bylo možné použít servomotor a převodovku pro tento posuv. Další výpočet obsahoval návrh hlavního pohonu pro posuv opěry po ložích. V posledním výpočtu byl navrhnout posuvový mechanismus pro příčný posuv opěry po saních. Pro výpočet byl použit software KISSoft 2020, PTC Mathcad Prime 7.0.0. a MIT-Calc. Podrobné výpočty a zprávy z výpočtů jsou svázány v příloze této práce.

Výpočet zatížení jednotlivých pinol

Síly působící na jednotlivé pinoly byly vypočítány pomocí programu Mathcad - Opěra zavřená – kluzná, hydrostatická, hydrodynamická. Do výpočtu byly uvažovány tyto vstupní hodnoty:

Tabulka 3 Vstupní hodnoty výpočtu zátěžných stavů opěry

Jmenovitá únosnost opěry		F_{QoM}	1000	kN
Maximální obvodová složka řezné síly		F_M	160	kN
Průměr pinoly		D_p	250	mm
Koeficient spektra zatížení tíhou obrobku		k_{Qo}	0,1	-
			1	
			1	
			0,5	
			0,2	
Koeficient spektra zatížení řeznou silou	Hrubování - normální	k_F	1	-
	Hrubování - opačné		-0,5	
	Vnitřní soustružení - normální		0,3	
	Vnitřní soustružení - opačné		-0,3	
	Dokončování		0	
Obvodová rychlost	Hrubování - normální	v_{Kref}	200	m/min
	Hrubování - opačné		400	
	Vnitřní soustružení - normální		400	
	Vnitřní soustružení - opačné		400	
	Dokončování		400	
Poměrná doba běhu	Hrubování - normální	q	0,25	-
	Hrubování - opačné		0,25	

	Vnitřní soustružení - normální		0,2	
	Vnitřní soustružení - opačné		0,25	
	Dokončování		0,05	
Součinitel korekce obvodové rychlosti		k_{vK}	1	-
Polární souřadnice reakcí od pinol	Pinola 1	α	80	°
	Pinola 2		180	
	Pinola 3		270	

Výpočet zahrnoval zátěžné stavy, které mohou na obráběcím centru S500MT nastat. Uvažovány byly jen soustružnické operace, neboť při nich dochází k největšímu namáhání opěry. Podrobný výpočet je uveden v příloze 1.

Mezistupněm výpočtu bylo zjištění sil působících na pinoly při různých obráběcích operacích. Výčet těchto sil je znázorněn v tabulce 4

Tabulka 4 Dynamické zatížení pinol

Pinola 1	Hrubování	60,926	kN
	Hrubování - opačné	0	
	Vnitřní soustružení	165,853	
	Vnitřní soustružení - opačné	165,853	
	Dokončování	0	
Pinola 2	Hrubování	106,58	
	Hrubování - opačné	48	
	Vnitřní soustružení	0	
	Vnitřní soustružení - opačné	0	
	Dokončování	0	
Pinola 3	Hrubování	0	
	Hrubování - opačné	1080	
	Vnitřní soustružení	1115,333	
	Vnitřní soustružení - opačné	711,333	
	Dokončování	200	

Pinoly jsou zatěžovány také třecí silou, která působí v místě styku nástavku s obrobkem. Velikosti třecích sil jsou patrné z tabulky 5

Tabulka 5 Zatížení pinol třecí silou

Pinola 1	Hrubování	9,139	kN
	Hrubování - opačné	0	
	Vnitřní soustružení	24,878	
	Vnitřní soustružení - opačné	-24,878	
	Dokončování	0	
Pinola 2	Hrubování	15,987	

	Hrubování - opačné	-7,2	
	Vnitřní soustružení	0	
	Vnitřní soustružení - opačné	0	
	Dokončování	0	
Pinola 3	Hrubování	0	
	Hrubování - opačné	-162	
	Vnitřní soustružení	167,3	
	Vnitřní soustružení - opačné	-106,7	
	Dokončování	30	

Hlavním výstupem tohoto výpočtu jsou maximální možné síly, které působí na jednotlivých pinolách. Tyto síly budou použité pro návrh dalších konstrukčních částí a jsou zaznamenány v tabulce 6.

Tabulka 6 Maximální zatížení pinol

Pinola 1	Axiální	165,853	kN
	Třecí síla - normální	24,878	
	Třecí síla - opačné	-24,878	
Pinola 2	Axiální	106,58	
	Třecí síla - normální	15,987	
	Třecí síla - opačné	-7,2	
Pinola 3	Axiální	1115,333	
	Třecí síla - normální	167,3	
	Třecí síla - opačné	-162	
	Statické zatížení při zdvihání obrobku	1000	

Návrh kluzných nástavků pinol

Velikost kluzného nástavku závisí na velikosti tlaku ve stykové plochy nástavku s obrobkem. Hodnota dovoleného tlaku závisí na zvoleném materiálu. U opěry S200MT je jako kluzný materiál použitý materiál SnSb12Cu6Pb, který má ale maximální měrné zatížení $P_D = 15$ MPa. Pro opěru S500MT bylo tedy nutné zvolit jiný materiál, který splní požadavky.

Materiál ložiska	Maximální měrné zatížení (MPa)	Maximální teplota (°C)	Maximální obvodová rychlost čepu (m·s ⁻¹)	Maximální hodnota $p_m \cdot v$ (MPa·m·s ⁻¹)
Litý bronz	30	160	8	1,75
Pórovitý bronz	30	65	8	1,75
Pórovité železo	55	65	4	1,75
Fenoloplast	40	95	13	0,50
Nylon	7	95	5	0,10
Teflon	3	260	0,5	0,04
Zpevněný Teflon	17	260	5	0,40
Teflonová tkanina	420	260	0,3	0,90
Delrin	7	80	5	0,10
Grafit	4	400	13	0,50
Přýž	0,4	65	20	
Dřevo	14	65	10	0,50

Obrázek 41 Tabulka provozních limitů kluzných ložisek [28]

Velice důležitou hodnotou je maximální hodnota tlaku v závislosti na rychlosti, která má velký dopad na maximální možnou obvodovou rychlost hřídele uloženého v kluzném ložisku (zde obrobek v kluzném nástavku). Ve výpočtu je hodnota značena jako p^*v_D .

Pro výpočet kluzných nástavků byl zvolen jako nejvhodnější materiál litý bronz CuA19Fe3 díky jeho vysokému maximálnímu měrnému zatížení v kombinaci s vysokou maximální teplotou a nejvyšším dovoleným součinitelem p^*v_D .

➤ **Vstupní hodnoty výpočtu:**

Dovolený měrný tlak	$P_D = 30 \text{ MPa}$
Dovolená obvodová rychlost	$v_D = 8 \text{ m/s}$
Dovolený součinitel	$p^*v_D = 1,75 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$
Součinitel tření vložky	$f = 0,15$

Nejprve bylo nutné navrhnout průměr pinoly. Od šířky opěry se odečetla šířka stěny opěry, která byla stanovena na 25 mm. Tento výpočet je součástí přílohy 1.

Šířka opěry	$B_{op} = 300 \text{ mm}$
Průměr pinoly	$D_p = B_{op} - 2 \cdot 25 = 250 \text{ mm}$

➤ **Pinola 1 - Obdélníkový průmět vložky**

Šířka kluzného nástavku	$B_{p1} = 200 \text{ mm}$
Délka kluzného nástavku	$L_{p1} = 100 \text{ mm}$
Plocha nástavku	$A_1 = B_{p1} * L_{p1} = 20000 \text{ mm}^2$
Měrný tlak	$p_{1M} = \frac{F_{1pM}}{A_1} = 8,293 \text{ MPa}$
Bezpečnost k dovolenému tlaku	$S_p = \frac{p_D}{p_{1M}} = 3,618$

$$S_p > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$\text{Bezpečnostní součinitel tlaku a rychlosti} = 1 \quad S_{pv} = \frac{pv_D}{p_{1M} * v_{kor1}} = 1$$

$$\text{Korigovaná obvodová rychlost pro } S_{pv} = 1 \quad v_{kor1} = \frac{pv_D}{p_{1M}} = 0,211 \text{ m/s}$$

➤ **Pinola 2 - Obdélníkový průřět vložky**

Šířka kluzného nástavku	$B_{p2} = 200 \text{ mm}$
Délka kluzného nástavku	$L_{p2} = 60 \text{ mm}$
Plocha nástavku	$A_2 = B_{p2} * L_{p2} = 12000 \text{ mm}^2$
Měrný tlak	$p_{2M} = \frac{F_{2pM}}{A_2} = 8,882 \text{ MPa}$
Bezpečnost k dovolenému tlaku	$S_p = \frac{p_D}{p_{2M}} = 3,378$

$$S_p > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$\text{Bezpečnostní součinitel tlaku a rychlosti} = 1 \quad S_{pv} = \frac{pv_D}{p_{2M} * v_{kor2}} = 1$$

$$\text{Korigovaná obvodová rychlost pro } S_{pv} = 1 \quad v_{kor2} = \frac{pv_D}{p_{2M}} = 0,197 \text{ m/s}$$

➤ **Pinola 3 - Obdélníkový průřět vložky**

Šířka kluzného nástavku	$B_{p3} = 400 \text{ mm}$
Délka kluzného nástavku	$L_{p3} = 200 \text{ mm}$
Plocha nástavku	$A_3 = B_{p3} * L_{p3} = 80000 \text{ mm}^2$
Měrný tlak	$p_{3M} = \frac{F_{3pM}}{A_3} = 13,942 \text{ MPa}$
Bezpečnost k dovolenému tlaku	$S_p = \frac{p_D}{p_{3M}} = 3,378$

$$S_p > 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$\text{Bezpečnostní součinitel tlaku a rychlosti} = 1 \quad S_{pv} = \frac{pv_D}{p_{3M} * v_{kor3}} = 1$$

Korigovaná obvodová rychlost pro $Spv = 1$ $v_{kor3} = \frac{p_{vD}}{p_{3M}} = 0,126 \text{ m/s}$

➤ **Dovolená obvodová rychlost**

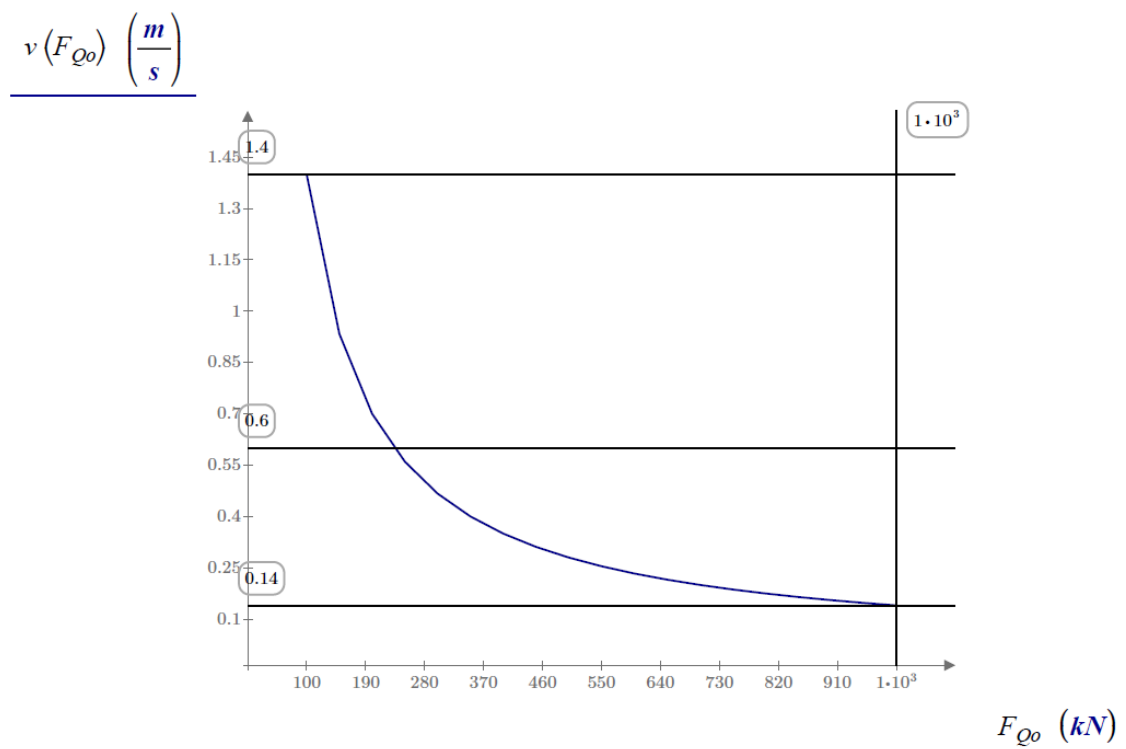
$$v_{kor} = [v_{kor1} \quad v_{kor2} \quad v_{kor3}] = [0,211 \quad 0,197 \quad 0,126] \text{ m/min}$$

$$v_{kor} = [12,662 \quad 11,882 \quad 7,531] \text{ m/min}$$

Maximální dovolená obvodová rychlost obrobku na opěře je určena nejnižší hodnotou, což je hodnota obvodové rychlosti na nástavku třetí (spodní) pinoly. Zatížení pinoly 3 je převážně ale určeno tíhou obrobku F_{Qo} . Lze tedy řeznou rychlost volit v závislosti na F_{Qo} s omezením hodnoty vložkou pinoly 3. Tímto krokem se výrazně zvýší řezná rychlost při obrábění lehčích obrobků. Maximální hodnota $F_{QM} = 1000 \text{ kN}$.

$$v_{(F_{Qo})} = \frac{p_{vD}}{F_{Qo}} * A_3$$

V následujícím grafu na obrázku je znázorněn průběh závislosti dovolené obvodové rychlosti obrobku v závislosti na tíze obrobku. Hodnotu dovolené obvodové rychlosti obrobku určuje nástavek spodní pinoly.3



Obrázek 42 Graf závislosti obvodové rychlosti na tíze obrobku

Tento graf na obrázku lze použít do návodu k obsluze opěry. Pro nižší zatížení je možné připustit vyšší obvodovou a tím i řeznou rychlost. Obsluha, případně technolog či programátor, zná velikost zatížení spodní pinoly od tíhy obrobku a může pak dle grafu určit otáčky obrobku.

Návrh výsuvu pinol – trapézové šrouby

Výsuv pinol je realizován pomocí trapézového šroubu TR dle normy ISO 2904. Spodní pinola je vysouvána pomocí elektromotoru, boční a horní pinoly jsou vysouvány ručně.

Výpočet trapézových pohybových šroubů proběhl v softwaru MITCALC. Zpráva z výpočtu se všemi hodnotami pro jednotlivé pinoly je v příloze 2 této práce. Výstupem tohoto výpočtu jsou rozměry pohybových šroubů, účinnost a moment potřebný pro zdvih a spuštění.

➤ Vstupní hodnoty:

Zatěžující axiální síla Q	uvedena v tabulce 7
Materiál šroubu	Kalená ocel $R_m = 580$ MPa, $R_{p0,2} = 320$ MPa
Materiál matice	Bronz $R_m = 250$ MPa, $R_{p0,2} = 138$ MPa
Rychlost výsuvu pinoly	$v_{pin} = 1$ mm/s
Koeficient tření v závitě	$f = 0,08$
Počet chodů závitu	$n_s = 1$
Posun matice	$dx = 270$ mm
Stoupání závitu	levý
Koeficient bezpečnosti v tahu	$SF_t = 2$
Koeficient bezpečnosti ve vzpěru	$SF_v = 2,06$
Koeficient bezpečnosti na otláčení	$SF_o = 1,25$

Tabulka 7 Výsledné hodnoty výpočtu trapézových šroubů

Pinola 1	Rozměr šroubu	TR 70x16	mm
	Výška matice	128	mm
	Počet činných závitů matice	8	mm
	Délka šroubu	410	mm
	Maximální axiální síla	165,853	kN
Pinola 2	Rozměr šroubu	TR 65x10	mm
	Výška matice	80	mm
	Počet činných závitů matice	8	mm
	Délka šroubu	360	mm
	Maximální axiální síla	106,58	kN
Pinola 3	Rozměr šroubu	TR 150x24	mm
	Výška matice	192	mm

	Počet činných závitů matice	8	mm
	Délka šroubu	450	mm
	Maximální axiální síla	1000	kN

Pro pinolu 3 je uvažována maximální zatěžující síla pouze 1000 kN, neboť šroub musí být schopen uzvednout pouze tíhu obrobku. Pro zatěžující sílu 1115 kN byl šroub zkontrolován a vyhovuje. Výsledky popsány u pinoly 3.

➤ **Pinola 1 – výsledky pohybového šroubu**

Kontrola šroubu na tah, tlak a krut	SF_t	3,38 > 2,00	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na vzpěr	SF_v	2,57 > 2,06	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na otláčení	SF_o	1,62 > 1,25	VYHOVUJE
Otáčky šroubu pro požadovanou rychlost		$n_s = 3,75$ ot/min	
Moment pro zdvih		$M_{kup} = 853,9$ Nm	
Moment pro spuštění		$M_{kdw} = 3,4$ Nm	
Účinnost šroubu		$\eta_s = 49$ %	

➤ **Pinola 2 – výsledky pohybového šroubu**

Kontrola šroubu na tah, tlak a krut	SF_t	6,09 > 2,00	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na otláčení	SF_o	1,53 > 1,25	VYHOVUJE
Otáčky šroubu pro požadovanou rychlost		$n_s = 6$ ot/min	
Moment pro zdvih		$M_{kup} = 436,4$ Nm	
Moment pro spuštění		$M_{kdw} = 94,7$ Nm	
Účinnost šroubu		$\eta_s = 39$ %	

➤ **Pinola 3 – výsledky pohybového šroubu**

Šroub pinoly 3 byl navržen na zdvihovou sílu 1000 kN, neboť zdvihání obrobku bude probíhat vždy pouze při klidu stroje a nebudou tak působit na pinolu řezné síly.

Kontrola šroubu na tah, tlak a krut	SF_t	3,73 > 2,00	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na vzpěr	SF_v	3,83 > 2,06	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na otláčení	SF_o	0,9 > 1,25	VYJÍMKA
Otáčky šroubu pro požadovanou rychlost		$n_s = 1,88$ ot/min	
Moment pro zdvih		$M_{kup} = 9578,4$ Nm	
Moment pro spuštění		$M_{kdw} = 1886,4$ Nm	

Účinnost šroubu $\eta_s = 42 \%$

Šroub byl zkontrolován na zatížení i pod silou 1115 kN, kdy vyhovuje s následujícími parametry bezpečnosti.

Kontrola šroubu na tah, tlak a krut	SF_t	$3,34 > 2,00$	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na vzpěr	SF_v	$3,44 > 2,06$	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na otláčení	SF_o	$0,81 > 1,25$	VYJÍMKA
Moment pro zdvih		$M_{kup} = 10679,9 \text{ Nm}$	
Moment pro spuštění		$M_{kdw} = 2103,3 \text{ Nm}$	
Účinnost šroubu		$\eta_s = 40 \%$	

VYJÍMKA při nedodržení bezpečnosti oproti předdefinované bezpečnosti ve výpočtu pomocí MITCalc může nastat v případě, že se jedná o občasný provoz a šroub nepracuje nepřetržitě.

Základní hodnota dovoleného tlaku pro kombinaci šroub ocel / matice bronz používané za malé rychlosti (do 0,05 m/s) je $p_D = 17 \text{ MPa}$

Pokud tedy pohybový šroub nepracuje nepřetržitě, lze tuto hodnotu uvažovat o 50% vyšší. [29]

$$p_{Dskut} = p_D * 1,5 = 25,5 \text{ MPa}$$

Tlak v závitu při uvažované síle 1000kN je dle výpočtu MITCalc roven hodnotě 24,03 MPa. Bezpečnostní koeficient má tedy hodnotu:

$$SF_o = \frac{25,5}{24,03} = 1,06 > 1 \quad \text{VYHOVUJE – pro 1000 kN}$$

Všechny pohybové šrouby vyhovují a jsou samosvorné. Celý výpočet v software MIT-
Calc v příloze 2.

Návrh nalisování matice spodní pinoly

Spodní pinola má malý rozdíl průměrů mezi vnějším průměrem matice a vnějším průměrem pinoly. Použití pera je proto nevhodné z důvodu velkého zeslabení stěny pinoly a vytvoření vrubu uvnitř pinoly. Mohlo by tak snadno dojít k roztržení pinoly. V programu KISS-Soft byl vypočítán spoj nalisováním, který tyto parametry na přenos kroutícího momentu splní.

➤ Vstupní hodnoty výpočtu

Zatěžující moment $M_{kup} = 9578 \text{ Nm}$

Otáčky šroubu $n_s = 2,5 \text{ ot/min}$

Průměr nalisování	$D_f = 220 \text{ mm}$
Vnitřní průměr hřídele	$D_i = 155 \text{ mm}$
Vnější průměr náboje	$D_s = 250 \text{ mm}$
Délka styku obou ploch (výška matice)	$l = 192 \text{ mm}$

Materiál hřídele a náboje byl nastaven dle zvoleného materiálu součástí. Drsnost povrchu $Rz = 4,8 \text{ } \mu\text{m}$. uložení hřídele je navržené jako H7/s6

➤ Výpočet

Stress:	Elastic only	medium	minimum	maximum
Safety against sliding	$[S_f]$	1.80	1.52	2.07
Safety against fracture, Shaft	$[S_{i,Rm}]$	23.47	20.36	27.70
Safety against fracture, Hub	$[S_{i,Rm}]$	2.72	2.36	3.21
Safety against yield point, Shaft	$[S_{i,Rp}]$	19.20	16.66	22.66
Safety against yield point, Hub	$[S_{i,Rp}]$	1.31	1.14	1.55
Embedding (μm)	$[s]$	3.8400		

Obrázek 43 Výsledky výpočtu nalisování KISSsoft

Jak vyplývá z obrázku, všechny vypočítané hodnoty bezpečností jsou vyšší než 1 a tím vyhovují. Parametr Safety against fracture má mít hodnotu $S_i > 1,5$, což je také splněno. Toto spojení je tedy vyhovující.

Návrh výsuvu pinol – výpočet axiálního ložiska

Síly působící na pinoly musejí být přeneseny přes posuvové šrouby do rámu opěry. Aby bylo možné šrouby otáčet, je nutné šroub uložit do ložisek. U horní a boční pinoly, na které budou působit jen řezné síly a budou ovládány ručně, je vhodné použít kluzná ložiska. Pro uložení šroubu tedy bude u těchto dvou pinol využito bronzového kluzného radiálního ložiska a bronzového kluzného axiálního kroužku. U spodní pinoly, která je ovládána pomocí elektromotoru je počítáno s nadzdviháváním obrobku při středění právě pomocí pinoly. Pro uložení tohoto šroubu je vhodnější použití axiálního valivého ložiska.

➤ Vstupní hodnoty výpočtu

Pro návrh kluzného ložiska potřebujeme znát maximální sílu zatěžující pinolu, ze které si dopočítáme tlak působící na zvolené ložisko. Hodnotu maximální zatěžující síly jsme získali v prvním výpočtu a je vypsána v tabulce 6 pro všechny pinoly.

Maximální axiální síla na pinolu 1	$F_{ax1} = 165,853 \text{ kN}$
Maximální axiální síla na pinolu 2	$F_{ax2} = 106,58 \text{ kN}$
Maximální axiální síla na pinolu 3	$F_{ax3} = 1115,33 \text{ kN}$

➤ Pinola 1 a 2

Pro pinolu 1 a 2 byl zvolený z katalogu SKF kroužek PCMW 629002 E. Maximální zatížení ložiska je 250 MPa

DIMENSIONS	
d	62 mm
D	90 mm
H	2 mm
J	76 mm
K	4.25 mm

Obrázek 44 Parametry zvoleného axiálního kroužku z katalogu SKF

Plocha kluzného axiálního kroužku $S_{kro} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 1885 \text{ mm}^2$

Tlak působící na axiální kroužek - pinola 1 $p = \frac{F_{ax1}}{S_{loz}} = 87,99 \text{ MPa}$

Kontrola bezpečnosti ložiska pinoly 1 $k = \frac{pD}{p} = 2,84$ VYHOVUJE

Tlak působící na axiální kroužek - pinola 2 $p = \frac{F_{ax1}}{S_{loz}} = 56,542 \text{ MPa}$

Kontrola bezpečnosti ložiska pinoly 2 $k = \frac{pD}{p} = 4,42$ VYHOVUJE

➤ Pinola 3

Pinola 3 je zatěžována silou 1000 kN při zdvihání obrobku. Axiální ložisko je zvoleno dle katalogu ložisek výrobce SKF. Ložisko je navrženo jako jednořadé kuličkové axiální ložisko.

Návrh výsuvu pinol – výpočet vodícího kamene

Na pinolách je přišroubovaný kluzný nástavek, jehož osa rádiusu musí být rovnoběžná s osou obrobku. Dále je zapotřebí zabránit natáčení pinoly, neboť je v ní umístěna matka pohybového šroubu pro výsuv pinoly. Pinola se tedy nesmí natáčet kolem své osy. Aby se zabránilo tomuto natáčení, pinola má na svém boku vyfrézovanou drážku. V této drážce se nachází vodící kamen, který je přišroubován k rámu opěry a jeho vodící část zasahuje do drážky v pinole, čímž zajišťuje vedení pinoly a zabraňuje tak jejímu natočení. Na vodící kamen působí největší síla při vysouvání pinol pod zátěží, kdy jsou namáhány kroutícím momentem pohybového šroubu. Kamen je namáhán na stříh a otláčení.

➤ **Vstupní hodnoty výpočtu**

Maximální kroutící moment šroubu pinoly 1	$M_{kup} = 853,9 \text{ Nm}$
Maximální kroutící moment šroubu pinoly 2	$M_{kup} = 436,4 \text{ Nm}$
Maximální kroutící moment šroubu pinoly 3	$M_{kup} = 13549,6 \text{ Nm}$
Mez pevnosti v tahu vodícího kamene	$R_m = 540 \text{ MPa}$
Průměr pinoly	$D_p = 250 \text{ mm}$
Koeficient bezpečnosti	$k = 5$
Dovolené napětí šroubu v tahu	$\sigma_D = \frac{R_m}{k} = 108 \text{ MPa}$
Dovolené smykové napětí ve vodícím kamenu	$\tau_D = \sigma_D * 0,65 = 70,2 \text{ MPa}$
Dovolený tlak ve styk. plochách	$p_D = 50 \text{ MPa}$

➤ **Výpočet - pinola 1**

Síla působící na vodící kamen	$F_{kam} = \frac{2 * M_{kup}}{D} = 6,83 \text{ kN}$
Šířka vodícího kamene	$b_k = 15 \text{ mm}$
Výška vodícího kamene	$h_k = 12 \text{ mm}$
Délka vodícího kamene	$l_k = 20 \text{ mm}$
Plocha vodícího kamene namáhaná na stříh	$S_{skam} = b_k * l_k = 300 \text{ mm}^2$
Smykové napětí ve vodícím kameni	$\tau_s = \frac{F_{kam}}{S_{skam}} = 22,77 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti	$k = \frac{\tau_D}{\tau_s} = 3,08 \quad \text{VYHOVUJE}$
Styková plocha vodícího kamene s pinolou	$S_{pkam} = h_k * l_k = 240 \text{ mm}^2$
Tlak působící na vodící kamen	$p = \frac{F_{kam}}{S_{pkam}} = 28,46 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti vodícího kamene	$k = \frac{p_D}{p} = 1,76 \quad \text{VYHOVUJE}$

➤ **Výpočet - pinola 2**

Síla působící na vodící kamen	$F_{kam} = \frac{2 * M_{kup}}{D} = 3,71 \text{ kN}$
Šířka vodícího kamene	$b_k = 15 \text{ mm}$
Výška vodícího kamene	$h_k = 12 \text{ mm}$

Délka vodícího kamene	$l_k = 20 \text{ mm}$
Plocha vodícího kamene namáhaná na stříh	$S_{\text{skam}} = b_k * l_k = 300 \text{ mm}^2$
Smykové napětí ve vodícím kameni	$\tau_s = \frac{F_{\text{kam}}}{S_{\text{skam}}} = 12,36 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti	$k = \frac{\tau_D}{\tau_s} = 5,68 \text{ VYHOVUJE}$
Styková plocha vodícího kamene s pinolou	$S_{\text{pkam}} = h_k * l_k = 240 \text{ mm}^2$
Tlak působící na vodící kamen	$p = \frac{F_{\text{kam}}}{S_{\text{pkam}}} = 15,45 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti vodícího kamene	$k = \frac{p_D}{p} = 3,24 \text{ VYHOVUJE}$

Vodící kamen druhé pinoly má velké bezpečnosti, ale z důvodu zjednodušení konstrukce je navržen identický jako pro pinolu 1. Ušetří se tím tak náklady na nutnost výroby menšího dílu.

➤ Výpočet - pinola 3

Síla působící na vodící kamen	$F_{\text{kam}} = \frac{2 * M_{\text{kup}}}{D} = 108,4 \text{ kN}$
Šířka vodícího kamene	$b_k = 30 \text{ mm}$
Výška vodícího kamene	$h_k = 30 \text{ mm}$
Délka vodícího kamene	$l_k = 80 \text{ mm}$
Plocha vodícího kamene namáhaná na stříh	$S_{\text{skam}} = b_k * l_k = 2400 \text{ mm}^2$
Smykové napětí ve vodícím kameni	$\tau_s = \frac{F_{\text{kam}}}{S_{\text{skam}}} = 45,165 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti	$k = \frac{\tau_D}{\tau_s} = 1,55 \quad \text{VYHOVUJE}$
Styková plocha vodícího kamene s pinolou	$S_{\text{pkam}} = h_k * l_k = 2400 \text{ mm}^2$
Tlak působící na vodící kamen	$p = \frac{F_{\text{kam}}}{S_{\text{pkam}}} = 45,17 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti vodícího kamene	$k = \frac{p_D}{p} = 1,11 \text{ VYHOVUJE}$

Vodící kamen třetí (spodní) pinoly musí být mnohokrát větší než pro pinoly ostatní, jelikož na něj působí moment pro výsuv trapézového šroubu, do kterého je započítána i tíha obrobku.

Návrh výsuvu pinol - čtyřhran ručního výsuvu 1. a 2. pinoly

Pro ovládání horní a boční pinoly byl navržen ruční pohon. Výsuv bude realizován pomocí otáčení pohybovým šroubem pomocí čtyřhranu na konci. Na čtyřhran bude nasazena klika, pomocí které se šroubem bude otáčet. Tento čtyřhran je namáhaný na krut a je nejslabším místem pohybového šroubu. Čtyřhran je namáhán kroutícím momentem získaným z výpočtu v kapitole týkající se výpočtu trapézového šroubu.

➤ Vstupní hodnoty výpočtu:

Kroutící moment posuvového šroubu pinoly 1	$M_{kup} = 853,9 \text{ Nm}$
Kroutící moment posuvového šroubu před kuž. převodem	$M_{kup} = 550 \text{ Nm}$
Kroutící moment posuvového šroubu pinoly 2	$M_{kup} = 436,4 \text{ Nm}$
Mez kluzu materiálu pohybového šroubu ČSN 12050	$R_{p0,2} = 325 \text{ MPa}$
Délka strany čtyřhranu	$a = 35 \text{ mm}$
Dovolené napětí v tahu	$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{1,7} = 191,18 \text{ MPa}$
Dovolené smykové napětí	$\tau_D = \sigma_D * 0,65 = 124,23 \text{ MPa}$

➤ Výpočet pro pinolu 1

Modul průřezu v krutu čtyřhranu	$W_k = 0,208 * a^3 = 8918 \text{ mm}^3$
Smykové napětí ve čtyřhranu	$\tau = \frac{M_{kup}}{W_k} = 61,67 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti čtyřhranu	$k = \frac{\tau_D}{\tau} = 3,1 \text{ VYHOVUJE}$

➤ Výpočet pro pinolu 2

Modul průřezu v krutu čtyřhranu	$W_k = 0,208 * a^3 = 8918 \text{ mm}^3$
Smykové napětí ve čtyřhranu	$\tau = \frac{M_{kup}}{W_k} = 48,94 \text{ MPa}$
Kontrola bezpečnosti čtyřhranu	$k = \frac{\tau_D}{\tau} = 3,9 \text{ VYHOVUJE}$

Čtyřhran pro kliku ovládání navržený na rozměr 35x35 mm vyhovuje pro ručně poháněné posuvové mechanismy.

Návrh výsuvu pinol – výsuv horní pinoly

Pro výsuv horní pinoly je uvažován ruční pohon. Jelikož posuvový šroub končí na nejvyšším místě pinoly, je zapotřebí ovládání pohonu pinoly přesunout tak, aby jej mohl operátor dobře obsluhovat. Ovládání posuvového šroubu je tedy realizováno pomocí kliky se čtyřhranem, která otáčí hřídeli zakončenou kuželovým soukolím, jehož druhé kolo je součástí

posuvového šroubu. Výpočet tohoto pohonu byl realizován pomocí modulu pro kuželové ozubení v software Autodesk Inventor 2022.

➤ **Parametry kuželového soukolí:**

Modul ozubení	$m_m = 6$
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
Úhel spirály – přímé zuby	$\beta_{m2} = 0^\circ$
Počet zubů kola 1	$z_1 = 25$
Počet zubů kola 2	$z_2 = 38$
Převodový poměr	$i_{12} = 1,52$
Šířka zuby	$b = 40 \text{ mm}$
Úhel mezi hřídelemi	65°
Materiál ozub. kol – ocel k cementování	18CrNiMo7-6, ISO 6336, 30 HRC
Mazání převodu – vazelína MICROLUBE GB0	

☐ **Loads**

		Gear 1	Gear 2
Power	P	0,536 kW	0,525 kW
Speed	n	6,00 rpm	9,12 rpm
Torque	T	853,070 N m	550,006 N m
Efficiency	η	0,980 ul	
Tangential Force	F_t	8433,954 N	
Normal Force	F_n	8975,226 N	
Radial Force (direction 1)	F_{r1}	2351,908 N	2781,853 N
Radial Force (direction 2)	F_{r2}	2351,908 N	2781,853 N
Axial Force (direction 1)	F_{a1}	1972,723 N	1297,844 N
Axial Force (direction 2)	F_{a2}	1972,723 N	1297,844 N
Circumferential Speed	v	0,064 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	5574,333 rpm	

☐ **Results**

Factor of Safety from Pitting	S_H	2,132 ul	1,985 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	2,556 ul	2,456 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	1,437 ul	1,395 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	5,624 ul	5,435 ul
Check Calculation		Positive	

Obrázek 45 Výpočet ozubených kol v programu Autodesk Inventor

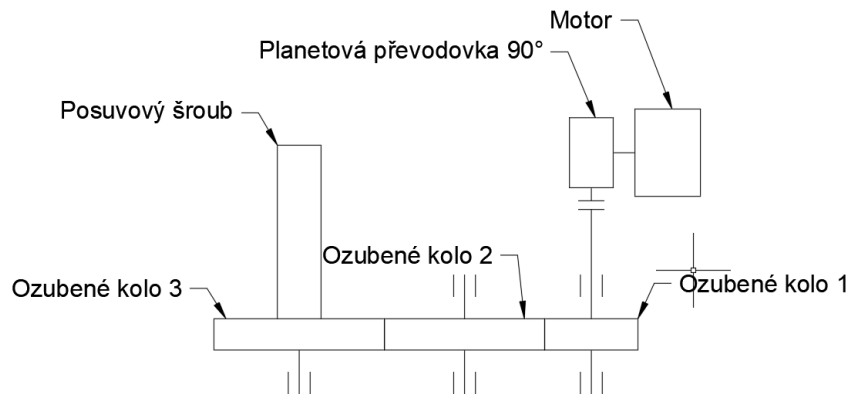
Jak je patrné z obrázku, hodnoty $S_H > 1$ a $S_F > 1,4$ z čehož vyplývá, že takto navržené ozubení splňuje podmínky. Axiální i radiální síly kol jsou zachyceny v kluzných radiálních ložiskách a axiálních kroužcích.

Návrh výsuvu pinol – výsuv spodní pinoly

Výsuv spodní pinoly je navržen jako ovládaný pomocí servomotoru. Kvůli relativně malému zástavbovému prostoru (šířka opěry 300 mm), velkému momentu potřebnému pro výsuv pinoly a nutnosti uložení motoru nad saněmi je nutné vložit do pohonu ještě další převod. Při řešení tohoto konstrukčního uzlu byly uvažovány tři varianty pohonu.

➤ Varianta A

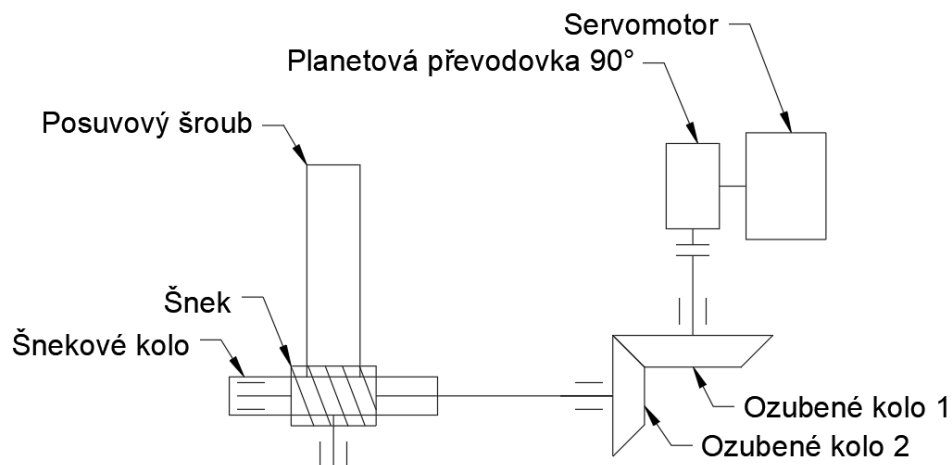
Jako první varianta připadalo v úvahu řešení, které je použito na stávající opěře. Řešení bylo posuzováno jako první díky jeho jednoduchosti, malým rozměrům a velké účinnosti. Bohužel pro výsuv šroubu je zapotřebí příliš velký moment. Ve výpočtu této varianty by bylo nutné mít až příliš velké ozubené kolo 3, aby byl nižší moment na výstupu z převodovky. Výběr převodovek byl také omezený, neboť jsem chtěl zachovat skrytý motor v rámu opěry, což by bylo zapotřebí použít motor a převodovku, která by svou šířkou nepřesahovala 300 mm. Pro toto řešení pohonu výsuvu by bylo vhodnější umístit motor a převodovku do saní, a tím tak získat možnost použití větší převodovky. Aby bylo možné použít převodovku se šířkou alespoň 350 mm, muselo by ozubené kolo 3 mít průměr přes 500 mm, což není vhodné pro toto řešení.



Obrázek 46 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta A

➤ Varianta B

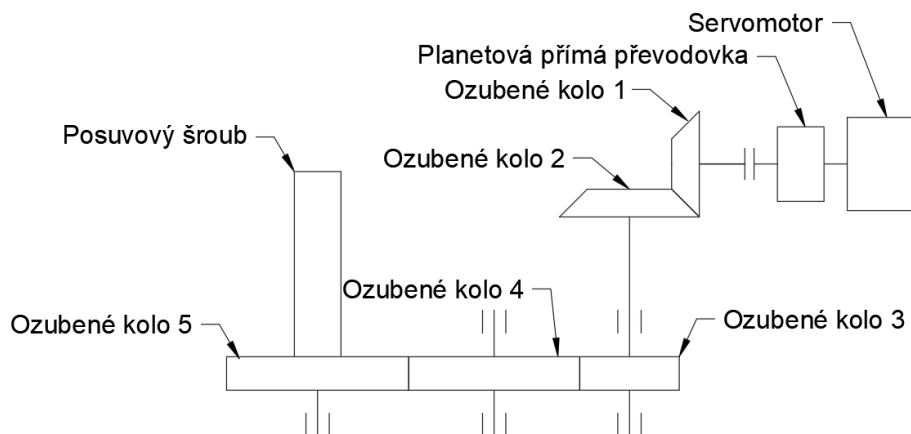
Jako druhá varianta bylo zvaženo použití šnekového převodu, který by díky velkému převodovému poměru umožnil použití menších převodovek. Tato varianta počítala s úhlovou planetovou převodovkou, která by přes kuželové soukolí poháněla šnek. Bohužel, aby byly splněné bezpečnostní podmínky na ozubení, bylo nutné použít až příliš velké převodové poměry. To mělo za následek zvětšení šnekového kola až na hodnotu 700 mm. Nemluvě o problematice vyosení šneku a tím i hnací hřídele mimo střed opěry. Toto řešení se také nakonec ukázalo jako nevhodné.



Obrázek 47 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta B

➤ Varianta C

Poslední variantou bylo řešení převodu stejné jako u varianty A, ale s tím rozdílem, že byl před převodovku přiřazen ještě převod s kuželovými koly. Díky tomuto převodu bylo možné použít přímou planetovou převodovku. U tohoto řešení byl kladen důraz na průměry ozubených kol, které by neměli přesáhnout průměrem 300 mm. Až toto řešení dokázalo splnit požadavky pro tuto aplikaci, neboť tento převod dokázal splnit požadavky na bezpečnost ozubení a dokázal i dostatečně snížit potřebný moment na výstupu převodovky na hodnotu 3800 Nm. Pro toto konstrukční řešení je použito kuželového soukolí a trojice kol se šípovými zuby, které do rámu díky své konstrukci nepřenáší axiální síly ze záběru. Pouze šikmé nebo přímé ozubení nedokázalo přenést tak velký moment.

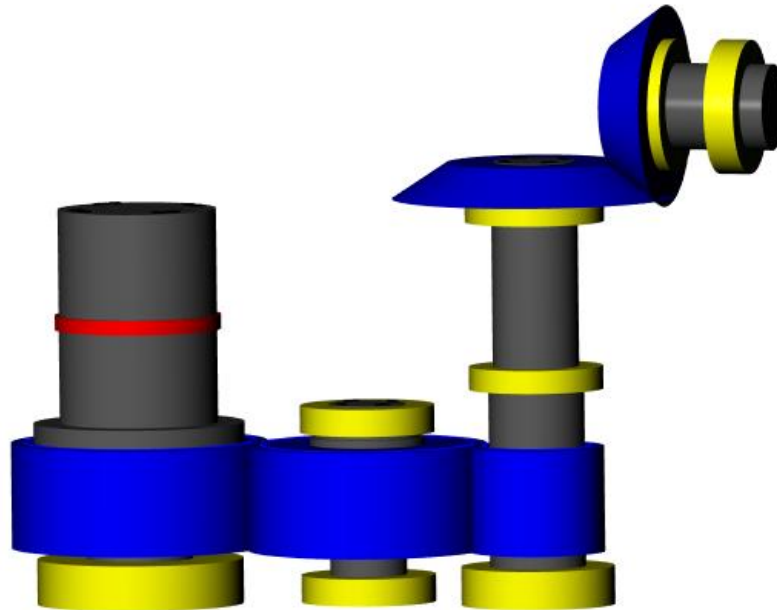


Obrázek 48 Schéma pohonu výsuvu spodní pinoly - varianta C

➤ Finální varianta převodu – výpočet

Návrh tohoto převodu proběhl v programu KISSys 2020, kde bylo zapotřebí napřed postavit celý výpočtový model, tak jak jej vidíme na obrázku 49. Následně definovat okrajové

podmínky zatížení, kterými byl požadovaný moment pro zdvih pro závit pinoly 3 vypočítaný v kapitole Návrh výsuvu pinol – trapézové šrouby.



Obrázek 49 Varianta C v prostředí KISSsys

Vstupní hodnoty výpočtu:

Do výpočtu byl zadán požadovaný moment na zdvih šroubu zaokrouhlen na celé číslo. Vstupem byl tedy moment 9600 Nm zatěžující hřídele ozub. kola 5. Druhým vstupním parametrem byly otáčky této hřídele, které po zaokrouhlení vzhůru byly stanoveny na 2,5 ot/min.

Parametry kuželového soukolí:

Normálový modul	$m_{mn} = 8$
Normálový úhel záběru	$\alpha_n = 20^\circ$
Úhel spirály	$\beta_{m2} = 30^\circ$
Smysl stoupání spirály	levý
Počet zubů kola 1	$z_1 = 17$
Počet zubů kola 2	$z_2 = 25$
Šířka zubu	$b = 66 \text{ mm}$
Vnější průměr stoupání	$d_{e2} = 285,5173 \text{ mm}$
Úhel mezi hřídelemi	90°
Materiál ozub. kol – ocel k cementování	18CrNiMo7-6, ISO 6336, 30 HRC
Mazání převodu – vazelína	MICROLUBE GB0

Výsledky kuželového soukolí:

Vnější průměr kola 1	$d_{ae} = 214,223 \text{ mm}$
Bezpečnost kořene zubu kola 1	$SF = 1,640$
Bezpečnost boku zubu kola 1	$SH = 1,556$
Vnější průměr kola 2	$d_{ae} = 294,115 \text{ mm}$
Bezpečnost kořene zubu kola 2	$SF = 1,647$
Bezpečnost boku zubu kola 2	$SH = 1,612$
Součinitel příčného kontaktu	$\epsilon_{\alpha} = 1,331$
Poměr překrytí	$\epsilon_{\beta} = 1,313$

Požadavek na parametr bezpečnost kořene zubu je $SF > 1,4$, což vyhovuje u všech ozubených kol. Požadavek na bezpečnost boku zubu je $SH > 1$ a je splněný u všech ozubených kol.

Parametry trojice šípových kol

Normálový modul	$m_n = 6$
Normálový úhel záběru	$\alpha_n = 20^\circ$
Úhel sklonu zubu	$\beta = 20^\circ$
Vzdálenost osy kol 3 a 4	$a_{34} = 183,2654 \text{ mm}$
Vzdálenost osy kol 4 a 5	$a_{45} = 246,8005 \text{ mm}$
Šířka ozubených kol	$B = 110 \text{ mm}$
Počet zubů kola 3	$z_3 = 20$
Počet zubů kola 4	$z_4 = 36$
Počet zubů kola 5	$z_5 = 40$
Materiál ozub. kol – ocel k cementování	18CrNiMo7-6, ISO 6336, 30 HRC
Mazání převodu – vazelína MICROLUBE GB0	

Výsledky výpočtu trojice šípových kol:

Skutečná hlavová kružnice kola 3	$D_a = 140,205 \text{ mm}$
Bezpečnost kořene zubu kola 3	$SF = 3,045$
Bezpečnost boku zubu kola 3	$SH = 1,529$

Skutečná hlavová kružnice kola 4	$D_a = 249,629$ mm
Bezpečnost kořene zubu kola 4	$SF = 2,54$
Bezpečnost boku zubu kola 4	$SH = 1,6$
Skutečná hlavová kružnice kola 5	$D_a = 267,277$ mm
Bezpečnost kořene zubu kola 5	$SF = 3,652$
Bezpečnost boku zubu kola 5	$SH = 1,987$
Součinitel záběru kol 3 a 4	$\epsilon_{\alpha m} / \epsilon_{\beta} / \epsilon_{\gamma m} = 1,329 / 0,998 / 2,327$
Součinitel záběru kol 4 a 5	$\epsilon_{\alpha m} / \epsilon_{\beta} / \epsilon_{\gamma m} = 1,392 / 0,998 / 2,390$

Požadavek na parametr bezpečnost kořene zubu je $SF > 1,4$, což vyhovuje u všech ozubených kol. Požadavek na bezpečnost boku zubu je $SH > 1$ a je splněný u všech ozubených kol.

Vypočítaná ložiska:

Všechna ložiska splňují požadavek zadavatele na minimální životnost ložisek 4000 hod. Zároveň mají dostatečnou statickou i dynamickou únosnost. Přesné parametry ložisek v příložené zprávě. Nejmenší životnost ložiska je na hřídeli ozubeného kola 3 a to 13976,5 hod.

➤ Finální varianta převodu - Výstup z výpočtu:

Výstupem pro další výpočet byly parametry na vstupní hřídeli převodu, kde bude připojena převodovka a elektromotor.

Otáčky vstupní hřídele $n_{vh} = 7,351$ ot/min

Moment na vstupu do převodu $M_{kC} = 3540,19$ Nm

Na základě těchto výsledků byl zvolen vhodný motor a převodovka.

Moment potřebný na vstupu převodovky (na motoru) při výsuvu pinoly

$$M_{2ppM} = \frac{M_{kC}}{0,92 * i_{pp}} = 39,23 \text{ Nm}$$

Otáčky šroubu pro dosažení maximální požadované rychlosti výsuvu pinoly

$$n_{\xi} = \frac{v_{vys}}{h_{p3}} = 2,5 \text{ ot/min}$$

Otáčky motoru pro dosažení maximální požadované rychlosti výsuvu pinoly

$$n_{mot} = n_{vh} * i_{pp} = 735,1 \text{ ot/min}$$

➤ Motor – Siemens 1FK7105-2AC71

Jedná se o synchronní servomotor, který umožňuje přesné řízení pohybu pohonu díky přesnému snímání polohy hřídele. Tento motor je také opatřen brzdou a spolu se samosvorným šroubem tak zajišťuje polohu vystředění orobku.



Obrázek 50 Pohled na motor SIEMENS 1FK 7105-2AC71

Motor byl zvolen tak, aby dokázal uvést do pohybu trapézový šroub a zvednout tak pinolu spolu s obrobkem. Motor musí být schopný vyvodit moment 39,23 Nm, který je spočítán pro spuštění zdvihu pohybového šroubu. Nominální kroutící moment 37 Nm bude vyhovující, jelikož 39 Nm je pouze maximální možný zátěžný tav, který případně bude kompenzován špičkovým momentem motoru.

Parametry motoru:

Výstupní hřídel	38 mm
Výkon motoru	7,7 kW
Nominální kroutící moment	37 Nm
Špičkový kroutící moment	111 Nm
Nominální otáčky	2000 ot/min
Maximální otáčky	2000 ot/min
Zastavovací brzda	43 Nm

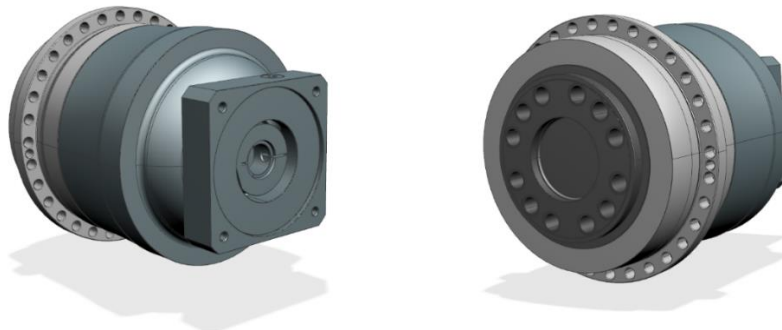
Motor je často zapotřebí omezit, aby nemohlo dojít k přetížení převodovky. Převodovka APEX zvolená pro kombinaci s tímto motorem má maximální akcelerační moment 7485 Nm. Jednoduchým výpočtem zjistíme, zdali bude nutné omezení nějakého z parametrů motoru. Akcelerační moment převodovky se podělí převodovým poměrem převodovky, čímž zjistíme maximální možný moment, který může do převodovky vstupovat.

$$M_{mMAX} = \frac{7485}{100} = 74,85 \text{ Nm}$$

Maximální akcelerační moment má menší hodnotu než moment na motoru, je tedy nutné motor omezit. Omezení krouticího momentu je stanoveno na 70 Nm. Motor i se sníženým momentem dokáže splnit požadované parametry pro pohon výsuvu pinoly.

➤ Převodovka – APEX AP285-100

Dvoustupňová planetová převodovka s výstupní přírubou, a skříní z nerezové oceli. Příruba pro pastorek dle ISO 9409. Tato řada převodovek vyniká vysokým radiálním a axiálním zatížením při maximální přesnosti i zatížení. Převodovky AP využívají optimalizované šikmé ozubení, umožňující vysoký momentový přenos a vysokou přesnost při nízké hlučnosti. Na vstupu do převodovky je použitý svěrný spoj utažený šroubem, který je přístupný přes zátku na přírubě převodovky. Převodovky jsou používány hlavně u vysoce výkonných a přesných CNC strojů ve spojení s ozubenými pastorky a hřebeny.



Obrázek 51 Pohled na převodovku APEX AP285-100

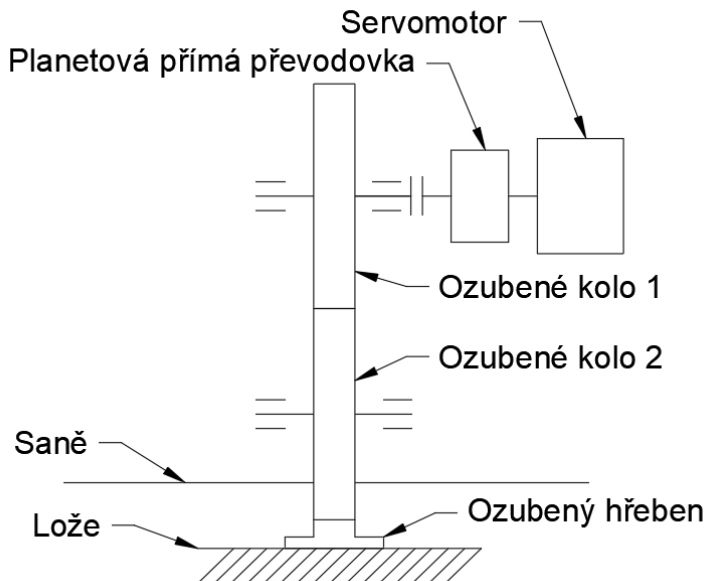
Převodovka byla zvolena tak, aby dokázala na výstupu zajistit maximální kroutící moment, který je 3540,19 Nm. Dále musí být schopna přenést požadované otáčky, což díky nízkým hodnotám požadovaných otáček nebyl nijak limitující parametr. Aby nedošlo k přetížení převodovky byl zkontrolován motor tak, aby nedošlo při maximálním kroutícím momentu na motoru k přesáhnutí akceleračního momentu převodovky. Motor má omezený maximální moment na 70 Nm, aby nedošlo k přetížení převodovky.

Parametry převodovky:

Nominální výstupní moment	4990 Nm
Bezpečnostní stop moment	14970 Nm
Maximální akcelerační moment	7485 Nm
Nominální výstupní rychlost	3400 ot/min
Maximální vstupní rychlost	5000 ot/min
Maximální axiální zatížení	39200 N
Maximální klopný moment	9230 Nm
Účinnost	92%
Převodový poměr	100

Výpočet posuvu saní

Při výpočtu saní byla uvažována přesouvaná hmotnost sestavy opěra + saně 12000 kg. Jak již bylo zmíněno u kluzného vedení, při delší odstavce dojde ke ztrátě olejového filmu a plochy vedení se k sobě přilepí. Pro tento případ je uvažován součinitel tření $f_k = 0,3$. Konceptně je uvažován stejný pohon jako u saní S200MT. Pohon se skládá z dvojice ozubených kol se stejným počtem zubů. Tyto ozubená kola zabírají s ozubeným hřebenem přišroubovaným k saním. Hřeben je dimenzovaný na posuv koníku a zároveň pro přenesení síly působící na koník, jelikož jedním z aretačních systému koníku je právě brždění ozubeným hřebenem vsunutým do tohoto ozubeného hřebenu. Ozubení tedy bude mít dostatečnou pevnost.



Obrázek 52 Schéma posuvového mechanismu pro posuv saní opěry

➤ Vstupní hodnoty výpočtu:

Celková přesouvaná hmotnost - saně + opěra	$m_o = 12000 \text{ kg}$
Součinitel tření za pohybu saní	$f_p = 0,1$
Součinitel tření při rozjezdu saní	$f_k = 0,3$
Modul ozubených kol – zadaný	$m = 8 \text{ mm}$
Požadovaná rychlost posuvu	$v_p = 2 \text{ m/min}$

➤ Volené hodnoty výpočtu:

Počet zubů pastorku	$z_p = 17$
Šířka pastorku	$b_p = 80 \text{ mm}$
Převodový poměr převodovky	$i_{pp} = 60$
Převodový poměr mezi ozubenými koly	$i_{pf} = 1$

➤ **Výpočet:**

Tíhová síla přesouvané hmotnosti $Q = m_0 * g = 117,68 \text{ kN}$

Normálová síla $F_N = Q$

Síla potřebná pro posuv za pohybu $F_{pp} = F_N * f_p = 11,77 \text{ kN}$

Síla potřebná pro posuv z klidu $F_{pk} = F_N * f_k = 35,3 \text{ kN}$

Převodový poměr pohonu $i_c = i_{pp} * i_{pf} = 60$

Moment potřebný na pastorku pro posuv saní z klidu

$$M_{1pk} = F_{pk} * \frac{D_p}{2} = 2449,66 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na výstupu z převodovky pro posuv saní z klidu

$$M_{2pk} = \frac{M_{1pk}}{0,98} = 2499,65 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na vstupu převodovky (na motoru) pro posuv saní z klidu

$$M_{2pkM} = \frac{M_{2pk}}{0,94 * i_{pp}} = 44,32 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na pastorku pro posuv při pohybu saní

$$M_{1pp} = F_{pp} * \frac{D_p}{2} = 816,55 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na výstupu z převodovky pro posuv při pohybu saní

$$M_{2pp} = \frac{M_{1pp}}{0,98} = 833,22 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na vstupu převodovky (na motoru) při pohybu saní

$$M_{2ppM} = \frac{M_{2pp}}{0,94 * i_{pp}} = 14,77 \text{ Nm}$$

Otáčky pastorku pro dosažení maximální požadované posuvové rychlosti

$$n_p = \frac{v_p}{\pi * D_p} = 4,68 \text{ ot/min}$$

Otáčky motoru pro dosažení maximální požadované posuvové rychlosti

$$n_m = n_p * i_c = 280,86 \text{ ot/min}$$

Tímto výpočtem jsme získali všechny potřebné hodnoty pro posuvový mechanismus. Dalším postupem bude volba vhodného motoru a převodovky. Výpočet bylo nutné několikrát upravit, aby byl zvolen vyhovující motor a převodovka.

➤ Motor – Siemens 1FK7101-2AC71

Jedná se o synchronní servomotor, který umožňuje přesné řízení pohybu pohonu díky přesnému snímání polohy hřídele. Tento motor je také opatřen brzdou, která slouží jako jeden ze systémů aretace saní v místě podepření.



Obrázek 53 Pohled na motor SIEMENS 1FK7101-2AC71

Motor byl zvolen tak, aby dokázal uvést do pohybu celý pohonný mechanismus. Motor musí být schopen vyvodit moment 44,32 Nm, který je spočítán pro uvedení saní do pohybu po delší odstávce. Pokud se saně pohnou a mazivo se dostane do stykových ploch vedení, zmenší se součinitel smykového tření a motor bude muset vyvodit moment jen 14,77 Nm. Nominální kroučící moment 20,5 Nm bude tedy vyhovující a k prvotnímu impulzu bude využito špičkového kroučícího momentu.

Parametry motoru:

Výstupní hřídel	38 mm
Výkon motoru	4,3 kW
Nominální kroučící moment	20,5 Nm
Špičkový kroučící moment	61,5 Nm
Nominální otáčky	2000 ot/min
Maximální otáčky	2000 ot/min
Zastavovací brzda	43 Nm

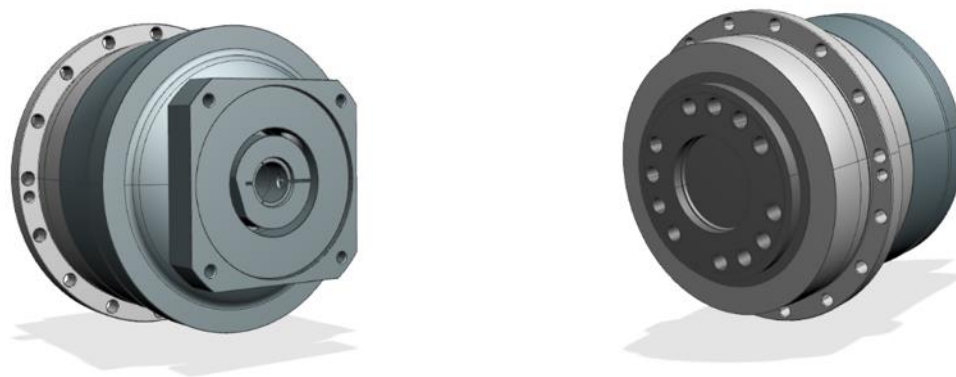
Motor je často zapotřebí omezit, aby nemohlo dojít k přetížení převodovky. Převodovka APEX zvolená pro kombinaci s tímto motorem má maximální akcelerační moment 3825 N*m. Jednoduchým výpočtem zjistíme, zdali bude nutné omezení nějakého z parametrů motoru. Akcelerační moment převodovky se podělí převodovým poměrem převodovky, čímž zjistíme maximální možný moment, který může do převodovky vstupovat.

$$M_{mMAX} = \frac{3825}{61} = 62,83 \text{ Nm}$$

Maximální moment má větší hodnotu než moment na motoru, není tedy nutné motor nijak omezovat. Jediné omezení, které by na motor bylo vhodné aplikovat, je omezení maximálních otáček, neboť pro dosažení požadované posuvové rychlosti saní 2 m/min musí motor dosáhnout otáček 280,86 ot/min.

➤ Převodovka – APEX AH285-061

Dvoustupňová planetová převodovka s výstupní přírubou, a skříní z nerezové oceli. Příruba pro pastorek dle ISO 9409. Tato řada převodovek vyniká vysokým radiálním a axiálním zatížením při maximální přesnosti i zatížení. Převodovky AH využívají optimalizované šikmé ozubení, umožňující vysoký momentový přenos a vysokou přesnost při nízké hlučnosti. Na vstupu do převodovky je použitý svěrný spoj utažený šroubem, který je přístupný přes zátku na přírubě převodovky.



Obrázek 54 Pohled na převodovku APEX AH285-061

Převodovka byla zvolena tak, aby dokázala na výstupu zajistit maximální kroutící moment, který je 2499,65 Nm. Dále musí být schopna přenést požadované otáčky, což díky nízkým hodnotám požadovaných otáček nebyl nijak limitující parametr. Aby nedošlo k přetížení převodovky byl zkontrolován motor tak, aby nedošlo při maximálním kroutícím momentu na motoru k přesáhnutí akceleračního momentu převodovky. V případě že by přesáhl maximální moment motoru, bylo by nutné na motoru udělat omezení max. kroutícího momentu.

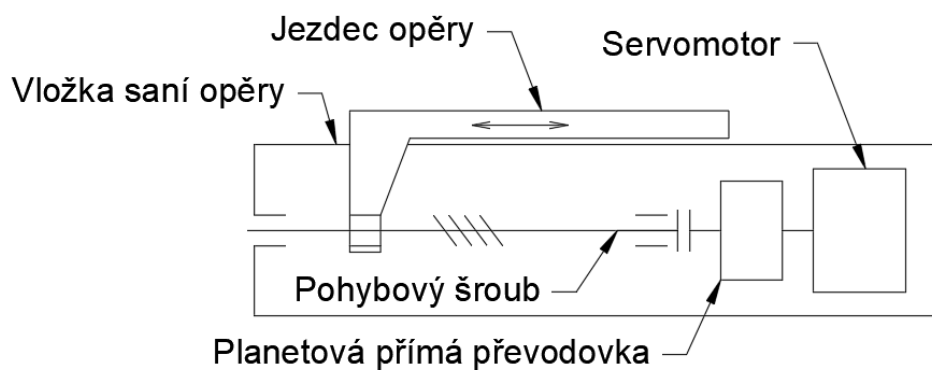
Parametry převodovky:

Nominální výstupní moment	2550 Nm
Bezpečnostní stop moment	7650 Nm
Maximální akcelerační moment	3825 Nm
Nominální výstupní rychlost	3100 m/s
Maximální vstupní rychlost	4500 m/s
Účinnost	94%
Životnost	15000 hod
Převodový poměr	61

Pro posuv opěry po loži byl pouze navržen pohon, spolu s předběžnými parametry ozubených kol. Konkrétní výpočet ozubení a ložisek není součástí této práce.

Výpočet příčného posuvu opěry po saních

Při výpočtu posuvu opěry po saních byla uvažována přesouvaná hmotnost sestavy opěra + jezdec saní 6000 kg. Výpočet opět uvažoval se dvěma zátěžnými stavy, stejně jako u posuvu saní po loži. Prvním stavem byl posun opěry z klidu po nenamazaném loži a stavem druhým posun opěry za pohybu, kdy je ve stykových plochách kluzného vedení již vytvořen olejový film. Pohon se skládá z trapézového pohybového šroubu, který je poháněn přes převodovku, pomocí servomotoru. Motor a převodovka byly vypočítány ručně, trapézový šroub byl spočítán pomocí software MITCALC, stejně jako posuvové šrouby pinol. Výpočet posuvového šroubu v příloze 4 této práce.



Obrázek 55 Schéma příčného posuvu opěry po saních

➤ Vstupní hodnoty výpočtu:

Celková přesouvaná hmotnost - jezdec + opěra	$m_{p2} = 6000 \text{ kg}$
Součinitel tření za pohybu opěry	$f_{po} = 0,1$
Součinitel tření při rozjezdu opěry	$f_{ko} = 0,3$
Požadovaná rychlost posuvu	$v_{ps} = 1,5 \text{ m/min}$

➤ Volené hodnoty výpočtu:

Účinnost pohybového šroubu	$\eta_{so} = 42 \%$
Účinnost převodovky	$\eta_{po} = 97 \%$
Převodový poměr převodovky	$i_{po} = 8$
Stoupání šroubu	$h_{ps} = 6 \text{ mm}$
Moment pro	

➤ **Výpočet:**

Tíhová síla přesouvané hmotnosti $Q_o = m_{p2} * g = 58,84 \text{ kN}$

Normálová síla $F_{No} = Q_o$

Síla potřebná pro posuv opěry za pohybu $F_{pop} = F_N * f_{po} = 5,88 \text{ kN}$

Síla potřebná pro posuv opěry z klidu $F_{pok} = F_{No} * f_{ko} = 17,65 \text{ kN}$

Celková účinnost pohonu $\eta_{po} = \eta_{po} * \eta_{so} = 41 \%$

Převod pohybového šroubu $i_{rs} = \frac{2\pi}{h_{ps}} = 897,6 \text{ ot/min}$

Moment potřebný na výstupu z převodovky pro posuv opěry po saních z klidu

$$M_{1pok} = F_{pok} * \frac{h_{ps}}{2\pi * \eta_{so}} = 46,82 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na motoru pro posuv opěry po saních z klidu

$$M_{2pok} = \frac{M_{1pok}}{\eta_{po} * i_{po}} = 6,03 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na výstupu z převodovky pro posuv opěry za pohybu

$$M_{1pop} = F_{pop} * \frac{h_{ps}}{2\pi * \eta_{so}} = 15,61 \text{ Nm}$$

Moment potřebný na motoru pro posuv opěry po saních za pohybu

$$M_{2pop} = \frac{M_{1pop}}{\eta_{po} * i_{po}} = 2,01 \text{ Nm}$$

Otáčky pohybového šroubu pro dosažení požadované posuvové rychlosti

$$n_{ps} = \frac{v_{ps}}{h_{ps}} = 214,29 \text{ ot/min}$$

Otáčky motoru pro dosažení maximální požadované posuvové rychlosti

$$n_{Mpo} = n_{ps} * i_{po} = 1714,29 \text{ ot/min}$$

➤ **Výpočet posuvového šroubu**

Převod rotačního pohybu na přímočarý je pro příčný posuv opěry po saních realizován pomocí trapézového šroubu TR dle normy ISO 2904. Výpočet trapézového pohybového šroubu proběhl v softwaru MITCALC. Zpráva z výpočtu je v příloze 4 této práce. Výstupem tohoto výpočtu jsou rozměry pohybových šroubů, účinnost a moment potřebný pro zdvih a spuštění, který je použitý pro další výpočet.

Pro návrh trapézového šroubů byly použité následující hodnoty:

Zatěžující síla Q	$F_{No} = 17,65 \text{ kN}$
Rozměr šroubu	Tr 40x7
Materiál šroubu	Kalená ocel $R_m = 580 \text{ MPa}$, $R_{p0,2} = 320 \text{ MPa}$
Materiál matice	Bronz $R_m = 250 \text{ MPa}$, $R_{p0,2} = 138 \text{ MPa}$
Rychlost výsuvu pinoly	$v_{ps} = 1,5 \text{ m/min}$
Koeficient tření v závitu	$f = 0,08$
Počet chodů závitu	$n_s = 1$
Posun matice	$dx = 500 \text{ mm}$
Délka šroubu	$L_{ps} = 630$
Stoupání závitu	pravý
Koeficient bezpečnosti v tahu	$SF_t = 2$
Koeficient bezpečnosti ve vzpěru	$SF_v = 2,36$
Koeficient bezpečnosti na otláčení	$SF_o = 1,25$
Výška matice	$h_{pm} = 49 \text{ mm}$
Počet činných závitů matice	$n_z = 7$

Výsledky výpočtu šroubu:

Kontrola šroubu na tah	SF_t	$3,38 > 2$	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na vzpěr	SF_v	$12,48 > 2,36$	VYHOVUJE
Kontrola šroubu na otláčení	SF_o	$3,44 > 1,25$	VYHOVUJE
Moment pro zdvih		$M_{kup} = 46,577 \text{ Nm}$	
Moment pro spuštění		$M_{kdw} = 6,979 \text{ Nm}$	
Účinnost šroubu		$\eta_s = 42 \%$	

➤ Motor – Siemens 1FK7042-2AC71

Jedná se o synchronní servomotor, který umožňuje přesné řízení pohybu pohonu díky přesnému snímání polohy hřídele. Tento motor je také opatřen brzdou, která slouží jako jeden ze systémů aretace jezdce opěry v místě podepření.



Obrázek 56 Pohled na motor SIEMENS 1FK7042-2AC71

Motor byl zvolen tak, aby dokázal uvést do pohybu celý pohonný mechanismus. Motor musí být schopen vyvodit moment 5,34 Nm, který je spočítán pro uvedení saní do pohybu po delší odstavce. Pokud se saně pohnou a mazivo se dostane do stykových ploch vedení, zmenší se součinitel smykového tření a motor bude muset vyvodit moment jen 1,78 Nm. Nominální kroutící moment 2,8 Nm bude tedy vyhovující a k prvotnímu impulzu bude využito špičkového kroutícího momentu.

Parametry motoru:

Výstupní hřídel	19 mm
Výkon motoru	0,6 kW
Nominální kroutící moment	2,8 Nm
Špičkový kroutící moment	8,4 Nm
Nominální otáčky	2000 ot/min
Maximální otáčky	2000 ot/min
Zastavovací brzda	43 Nm

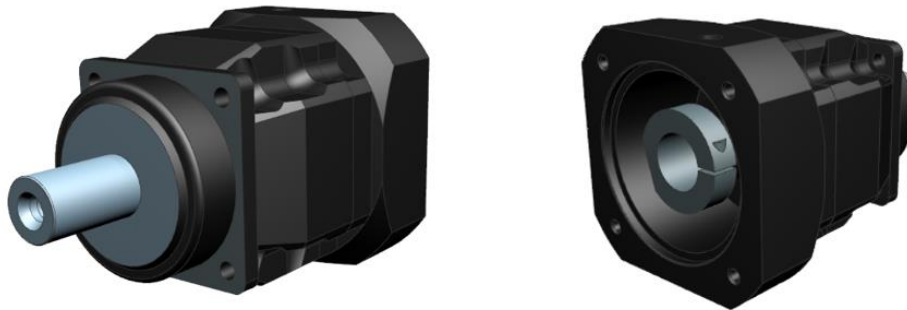
Motor je často zapotřebí omezit, aby nemohlo dojít k přetížení převodovky. Převodovka APEX zvolená pro kombinaci s tímto motorem má maximální akcelerační moment 180 Nm. Jednoduchým výpočtem zjistíme, zdali bude nutné omezení nějakého z parametrů motoru. Akcelerační moment převodovky se podělí převodovým poměrem převodovky, čímž zjistíme maximální možný moment, který může do převodovky vstupovat.

$$M_{mMAX} = \frac{180}{8} = 22,5 \text{ Nm}$$

Maximální moment má větší hodnotu než špičkový moment na motoru. Není tedy nutné motor nijak omezovat. V tomto případě není ani nutné aplikovat žádné omezení otáček motoru, neboť k dosažení požadované rychlosti je zapotřebí na motoru dosáhnout maximálních otáček.

➤ **Převodovka – APEX AF075-008-S1P2/1FK704**

Jednostupňová planetová převodovka s výstupní nerezovou hřídelí. Skříň je vyrobena z nerezové oceli a příruba pro motor z černého hliníku. Tato řada převodovek vyniká vysokým radiálním a axiálním zatížením díky vysoce kvalitním kuželíkovým ložiskům na výstupu. Převodovky AF využívají optimalizované šikmé ozubení, umožňující vysoký momentový přenos a vysokou přesnost při nízké hlučnosti. Na vstupu do převodovky je použitý svěrný spoj utažený šroubem, který je přístupný přes zátku na přírubě převodovky.



Obrázek 57 Pohled na převodovku APEX AF075-008

Převodovka byla zvolena tak, aby dokázala na výstupu zajistit maximální kroučící moment, který je 2499,65 Nm. Dále musí být schopna přenést požadované otáčky, což díky nízkým hodnotám požadovaných otáček nebyl nijak limitující parametr. Aby nedošlo k přetížení převodovky byl zkontrolován motor tak, aby nedošlo při maximálním kroučícím momentu na motoru k přesáhnutí akceleračního momentu převodovky. V případě že by přesáhl maximální moment bylo by nutné na motoru udělat omezení max. kroučícího momentu.

Parametry převodovky:

Nominální výstupní moment	120 Nm
Bezpečnostní stop moment	360 Nm
Maximální akcelerační moment	180 Nm
Nominální výstupní rychlost	4000 m/s
Maximální vstupní rychlost	8500 m/s
Účinnost	97%
Životnost	30000 hod
Převodový poměr	75

➤ **Použití konstrukčního uzlu příčný pohon z verze S200MT**

V původním řešení pro opěru S200MT je použitý stejný motor a převodovka, dokonce i stejný průměr šroubu. Jediný rozdíl je ve velikosti stoupání šroubu. Dle normy je zvolen v tomto výpočtu rozměr šroubu Tr 40x7. Stávající řešení má rozměr šroubu Tr 40x6. Maximální posuvová síla stávajícího řešení pro opěru S200MT je 20 kN, čímž původní řešení vyhovuje. Z důvodu unifikace a snahy používat již navržené funkční celky pro různé druhy strojů, bude stávající řešení posuvového šroubu použito i zde.

Konstrukční uzly, které nebyly ověřené výpočtem

Opěra jako celek je vskutku velice složité zařízení skládající se z mnoha dílčích konstrukčních prvků a uzlů, které by měli být podloženy či ověřeny výpočtem. Pokud by měl být napočítaný a namodelovaný vskutku každý prvek opěry, nebylo by možné dodržení požadovaného rozsahu práce. Konstrukční uzly, které nebyly výpočtem ověřené vycházejí z rozměrů již stávajícího řešení opěry S200MT, kdy toto řešení slouží jako vzor a jednotlivé díly jsou zvětšeny v poměru ke zbytku opěry. Jedná se například o odlitky saní a opěry.

5 Vypracování příslušné technické dokumentace

Nově navržená opěra pro soustruh S500MT byla zpracována na základě vypočítaných hodnot v 3D CAD software Siemens NX 12. Zpracována byla opěra a jako reference i saně opěry.

Upínací průměr:	1000 - 1500 mm
Šířka opěry	300 mm (od průměru 2580mm šířka 332 mm)
Tíha obrobku	1000 kN
Maximální rezná síla	160 kN

Unifikace dílů – použitý příčný pohon posuvu saní z opěry S200MT. Vedení se musí rekonstruovat.

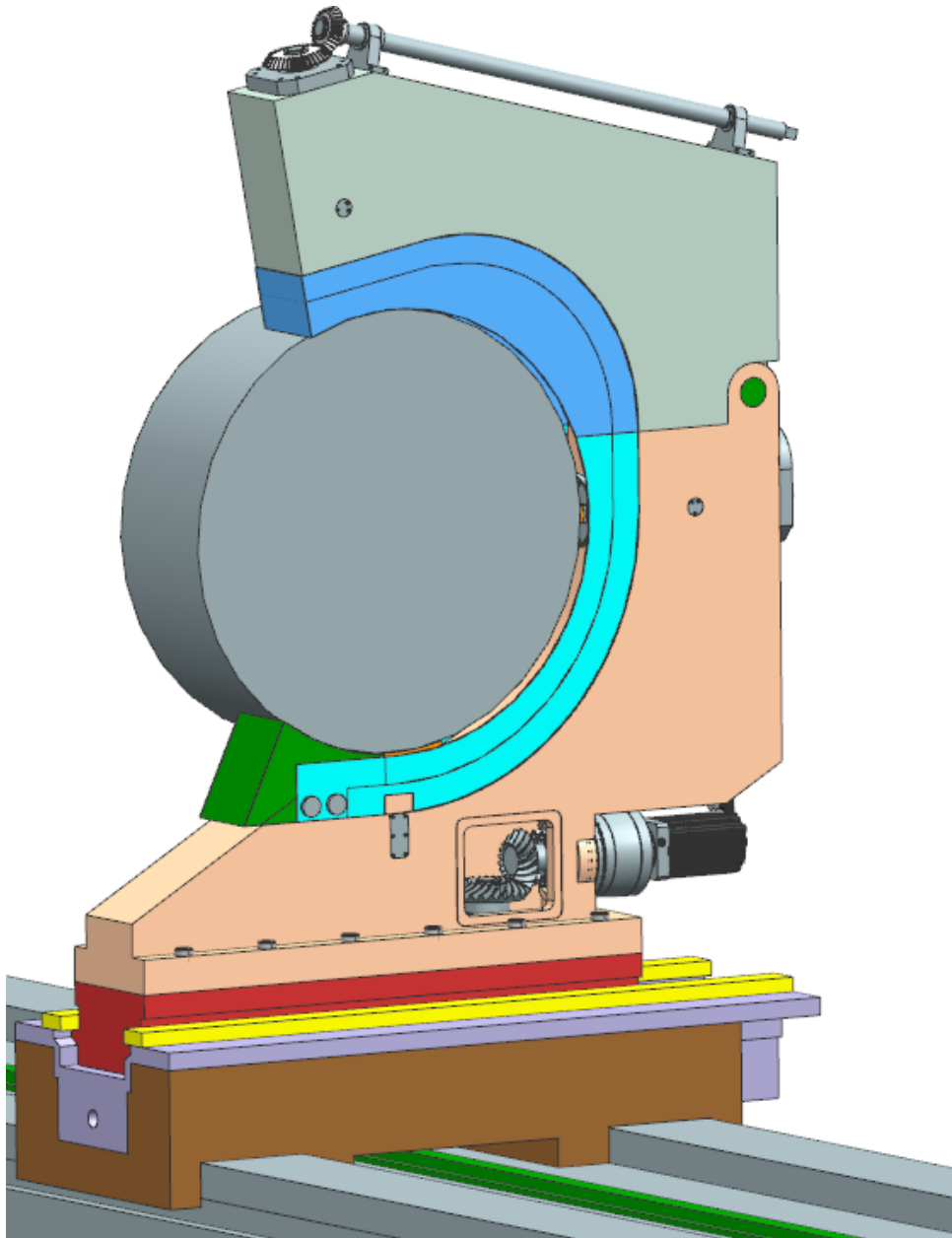
Výška saní nad ložem	540 mm
----------------------	--------

5.1 Opěra S500MT

Opěra navržená v této diplomové práci vychází koncepčně z řešení pro opěru S200MT. Pohony použité v této opěře byly ověřeny výpočtem. V 3D CAD prostředí byl zpracovaný základní návrh opěry, obsahující kompletní výsuvy pinol. Největší inovací prošel pohon spodní pinoly.

Koncepce opěry

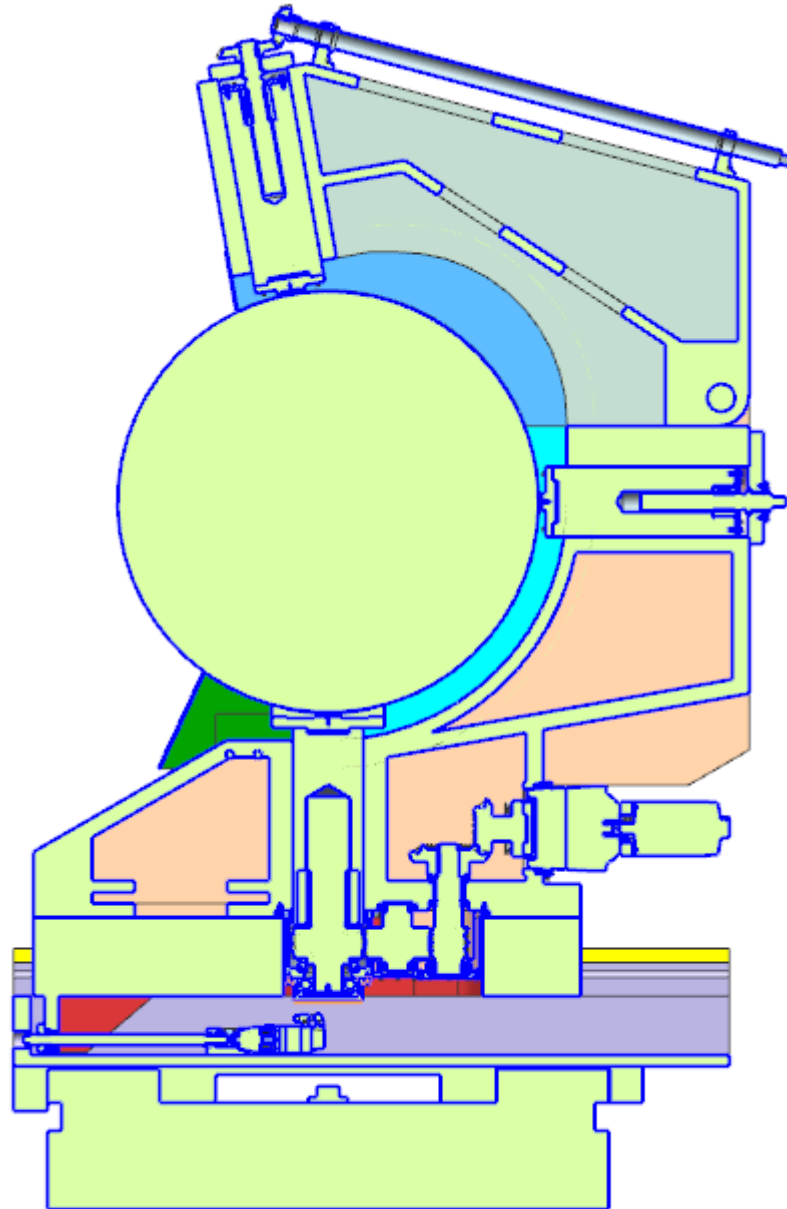
Nová opěra je koncepčně založena na stávajícím řešení pro nižší řadu soustruhů. Je zkonstruována jako C opěra s odklopnou vrchní částí, která obsahuje výsuvnou pinolu a mechanismus jejího výsuvu. Výsuv horní a boční pinoly je pomocí ručního pohonu, spodní pinola je vysouvána pomocí elektromotoru s převodovkou. Celá opěra je přišroubována k jezdcí (červená) pomocí sady šroubů. Jezdec má kluzné vedení po svařované vložce (fialová), která obsahuje posuvový mechanismus převzatý ze stroje S200MT. K hornímu vedení slouží vodící lišty (žlutá). Vložka je přišroubována k odlitku saní (hnědá). Z obrázku je patrný mechanismus výsuvu horní pinoly, pomocí hřídele s kuželovými koly. Vespod je umístěný pohonný mechanismus výsuvu spodní pinoly. Celá opěra má šířku 300 mm, ale příruba převodovky pro výsuv spodní pinoly má šířku 332 mm. Omezuje tak minimální šířku těla opěry. Omezení je patrné až od průměru obrobku 2580 mm. Na obrázku vidíme i obrobek o průměru 1500 mm a zakrytí podepíraného průměru. Pinoly jsou výsuvné o 250 mm a zajišťují tak požadovaný rozsah průměrů obrobku 1000-1500 mm. Na vrcholcích výsuvných pinol jsou umístěny kluzné odnímatelné nástavky s tlakovým mazáním stykových ploch. Nyní se zaměříme detailněji na řešení konstrukční uzly. Na obrázku jsou dále patrné i vodící kameny, které slouží k vedení pinol a byly spočítané ve výpočtové části práce. Vrcholcí ozubená kola a ozubená kola výsuvu spodní pinoly budou krytována.



Obrázek 58 Pohled na opěru S 500MT

Rám

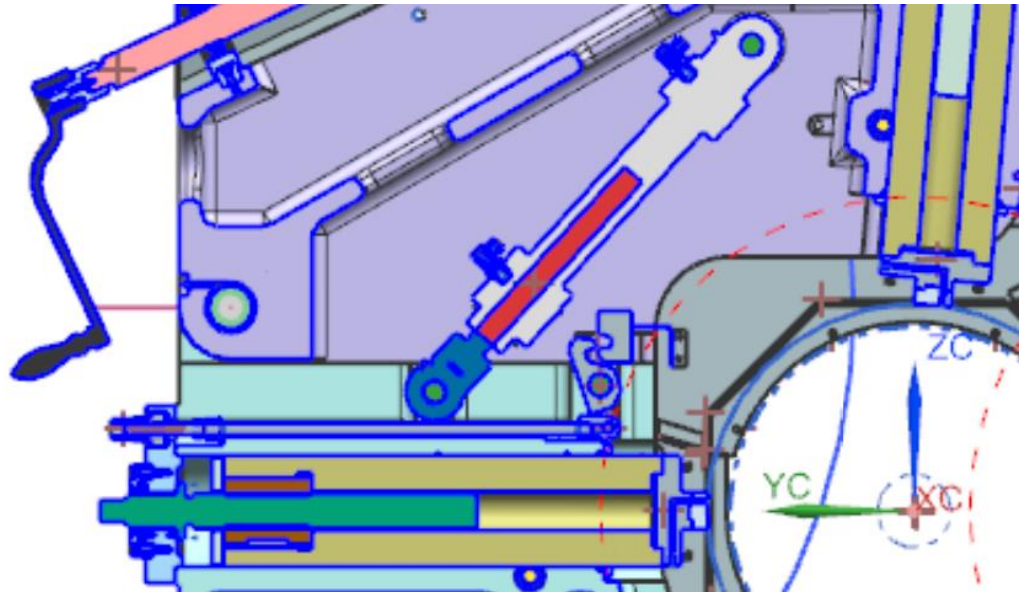
U nového řešení opěry je rám také vyrobený jako odlitek z šedé litiny s lupínkovým grafitem ČSN 42 2425. Rám je koncepčně identický jako rám pro opěru S200MT, jen je rozměrově větší, aby splňoval požadované parametry opěry. Ve spodní části rámu jsou umístěny dvě pinoly, a v horní odklopné části je uložena třetí pinola. Odklopná část je uložena na čepu, okolo kterého se horní díl rámu otáčí. Odklápění slouží ke zvětšení manévrovacího prostoru opěry. Oba díly rámu jsou konstruované tak, aby dosahovali dostatečné tuhosti a zajistili co nejmenší hmotnost opěry. V řezu na obrázku XYZ jsou patrné žebra a dutá místa v těle rámu. Pevnost a tuhost rámu by byla vhodná ověřit MKP analýzou, která není součástí této práce. Odklápěcí mechanismus vrchní části také není navržen, ale je předpokládáno se stejným konstrukčním řešením jako u opěry pro stroj S200MT



Obrázek 59 pohled do řezu opěrou

Odklápění horní části rámu

K odklápění horního dílu rámu je využitý dvojitý lineární hydromotor, patrný z obrázku řezu opěrou, který po odjištění západky, zobrazené na obrázku, vyklopí celý horní díl opěry společně s horní pinolou. Vyklápěný je celý horní díl spolu s krytováním a mechanismem třetí pinoly. Odklápěcí mechanismus není navržen, ale předpokládá se s použitím stejného systému jako u opěry stroje S200MT.



Obrázek 60 Odklápění horní části S200MT

Aretace polohy odklopné části

Zajištění polohy odklápěné části opěry zajišťuje páčková západka s klínovou špičkou, ovládaná pomocí pohybového šroubu zakončeného čtyřhranem umístěným nad ovládacím čtyřhranem boční pinoly. Západka je ovládána ručně a funguje tak i při výpadku el. proudu. Díky klínovému tvaru horní plochy přitáhne horní díl rámu ke spodnímu. Tento mechanismus byl převzatý z opěry S200MT a v poměru zvětšený.

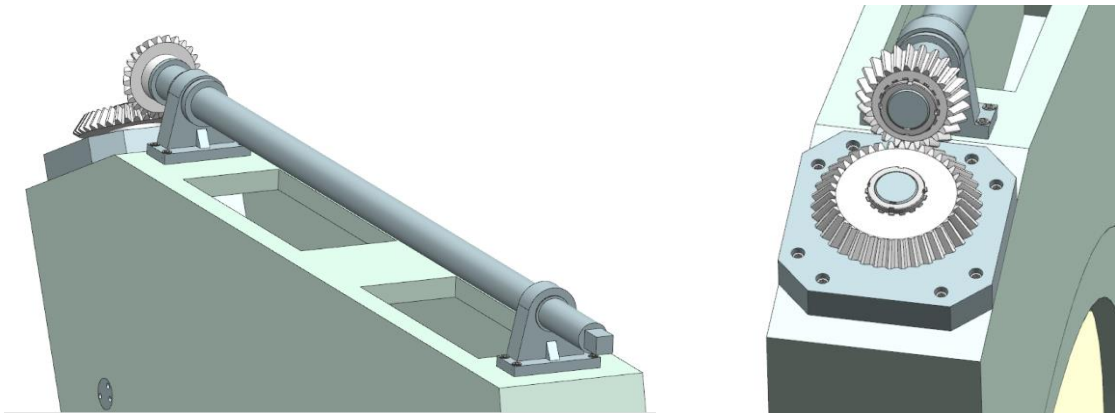
Pinoly

Pinoly jsou vyrobeny z oceli 15330.9 s nitrídaným povrchem pro zajištění dostatečné odolnosti povrchu proti poškození šponami. Jde o hřídel s drážkou na boku a slepou dírou ve spodním čele hřídele. Na protilehlém čele je přišroubovaný kluzný nástavek. Drážka slouží pro vedení pinoly pomocí vodícího kamene přišroubovaného na rámu opěry. Na straně se slepou dírou je vložena matice samosvorného pohybového šroubu s trapézovým závitem. Pro uložení matice v pinole 1 a 2 je použito těsného pera a drážky pro pero v matici i pinole. U spodní pinoly není možné toto uložení realizovat kvůli malé tloušťce stěny pinoly. Proto zde byl navržen spoj nalisováním, který byl ověřen výpočtem. Obrázky pinol jsou v následujícím odstavci. U pinol je uvažované mazání pomocí dvou mazacích drážek do kterých bude přiváděn olej a bude tak zajištěno mazání stykových ploch pinoly a rámu opěry. Tyto kanálky nejsou v modelu navrženy.

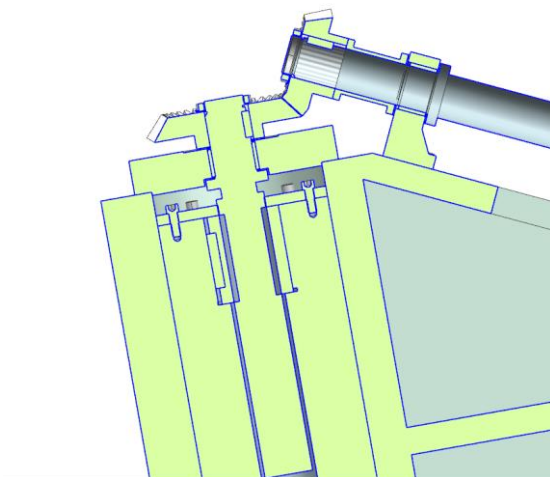
Výsuv pinol

K výsuvu pinol slouží samosvorné pohybové trapézové šrouby s normalizovaným lichoběžníkovým závitem. Pinola je vedena pomocí drážky a k výsuvu dochází díky otáčení šroubem. Jako pohon spodní pinoly je použita přímá převodovka od českého výrobce APEX v kombinaci s elektromotorem Siemens a finálním převodem pohonu výsuvu spodní pinoly. Boční pinola je vysouvána pomocí kliky otáčející pohybovým šroubem přes čtyřhran. Horní pinola je

vysouvána také ručně pomocí kliky, kde klika ovládá hřídel s kuželovým převodem na konci. Výstup z kuželového soukolí je pohon trapézového šroubu výsunu pinoly. Parametry všech pohonů jsou popsány ve výpočtové části práce.

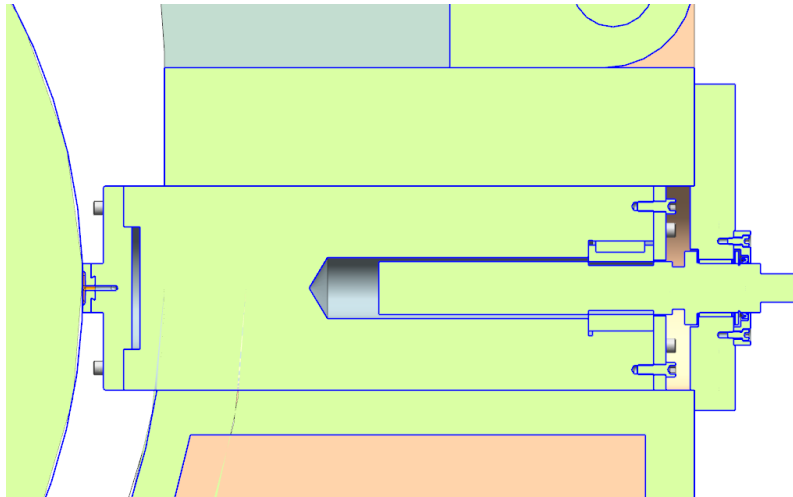


Obrázek 61 Výsuv horní pinoly



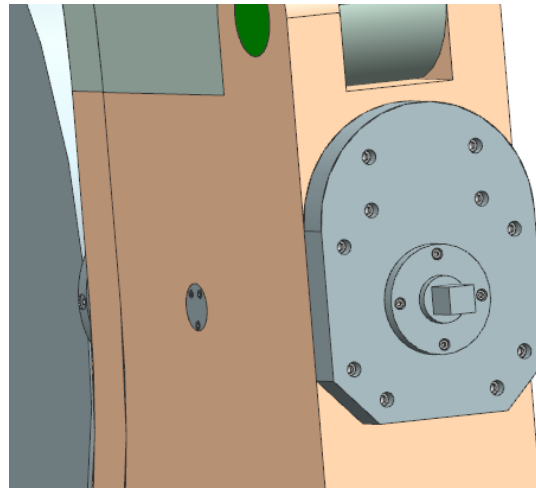
Obrázek 62 Výsuv horní pinoly

Mechanismus horní pinoly je celý uložený v kluzných ložiskách, které budou mazány tukem. Pro malé otáčky je to vhodnější řešení než ložiska valivá. K zajištění axiálních sil jsou použité axiální kroužky.



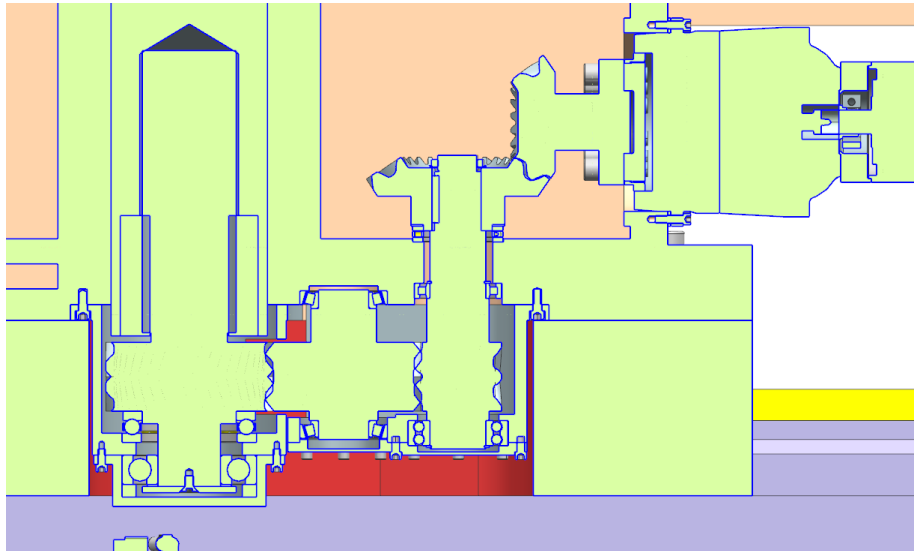
Obrázek 63 Výsuv boční pinoly

Mechanismus výsuvu boční pinoly je také uložený v kluzných ložiskách, z důvodu působení malých sil a nízkých otáček.



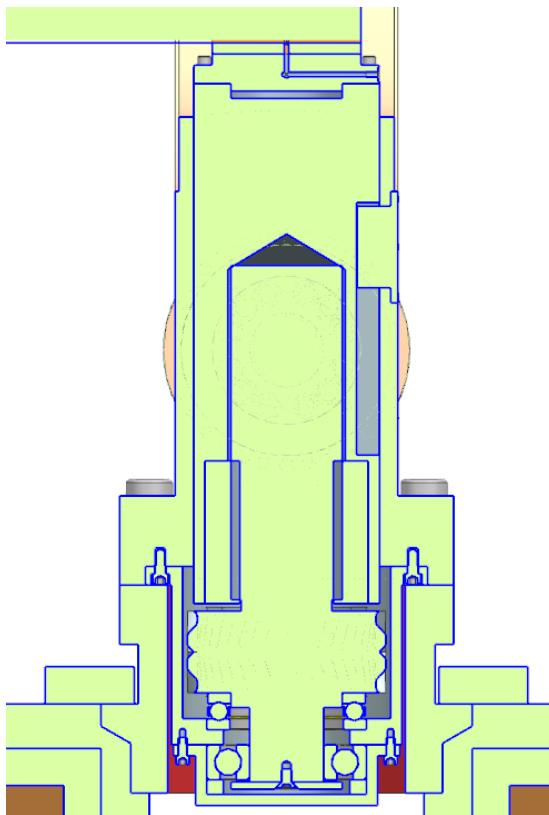
Obrázek 64 Pohled na čtyřhran výsuvu pinoly

Nad čtyřhranem výsuvu pinoly je uvažován výstup mechanismu zajištění odklápěné opěry, který nebyl v práci navržen. Uvažuje se pro odklápění stejný zdvihový i pojistný mechanismus jako u verze S200MT, jen zvětšený, aby vyhovoval pro větší rozměry a zatížení.



Obrázek 65 Pohonný mechanismus výsuvu spodní pinoly

Spodní pinola je vysouvána pomocí elektromotoru s převodovkou. Celý mechanismus je patrný z obrázku. Pohonný mechanismus je přišroubovaný na spodní straně opěry a zasahuje tak do jezdce saní, kde je nutné udělat pro tento výsuvový mechanismus kapsu.



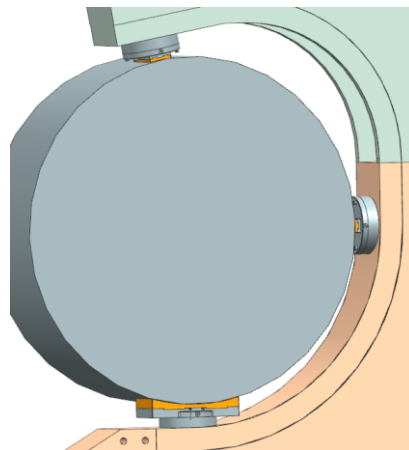
Obrázek 66 Uložení spodní pinoly

Axiální síly na pinolu zachycuje axiální kuličkové ložisko a síly od ozubení radiální kuličkové ložisko. Uložení je navrženo tak, aby bylo možné pomocí distančních kroužků

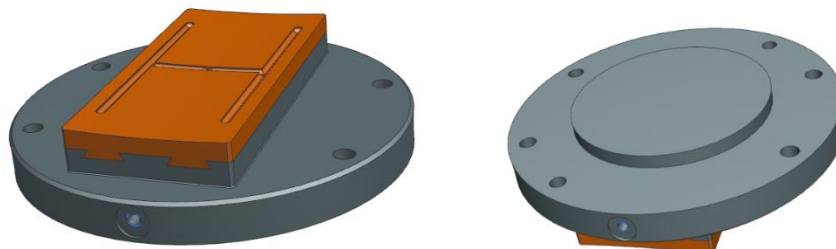
nastavit správnou polohu hřídele kvůli šípovému ozubení. Na obrázku je krásně vidět i mazací kanálek spodního kluzného nástavku a vodící kamen spodní pinoly. Drážka pro kamen je navržena tak, aby nezasahovala do prostoru matice, ale umožnila požadovaný výsuv pinoly 250 mm.

Kluzné nástavky

Nástavek je připevněný pomocí čtveřice šroubů M12 k pinole a poloha je zajištěna pomocí dvojice kolíků. Nástavek se skládá z tělesa a výstelky. Těleso je vyrobeno z oceli 11 523.1 a slouží k upevnění nástavku na pinolu. Těleso zároveň obsahuje osazení pro vystředění nástavku a rybinovou drážku pro nasazení výstelky. Výstelka je vyrobena z litého bronzu CuSn10, který se ukázal jako nejvhodnější kluzný materiál. V nástavcích je vyvrtán mazací kanálek zakončený závitem pro připojovací konektor přívodu maziva. Kanálek má za úkol distribuovat olej do místa styku nástavku s obrobkem. Ve výstelce je taktéž vyfrézována drážka pro distribuci maziva do celé stykové plochy. Výstelka je s tělesem spojena pomocí tlakového spoje, kdy je výstelka při montáži ochlazena a těleso ohřáté. Nástavky jsou odstupňované podle průměrů, které se budou na stroji obrábět a mají negativní tvar obráběné plochy. Jsou rozdílné pro jednotlivé pinoly, jelikož síla působící na pinoly se liší. U boční a horní pinoly jsou použité malé nástavky ale u pinoly spodní byl tlak na nástavek příliš velký, proto bylo zapotřebí nástavek zvětšit, aby bylo možné dosáhnout větších obvodových rychlostí na obrobku.



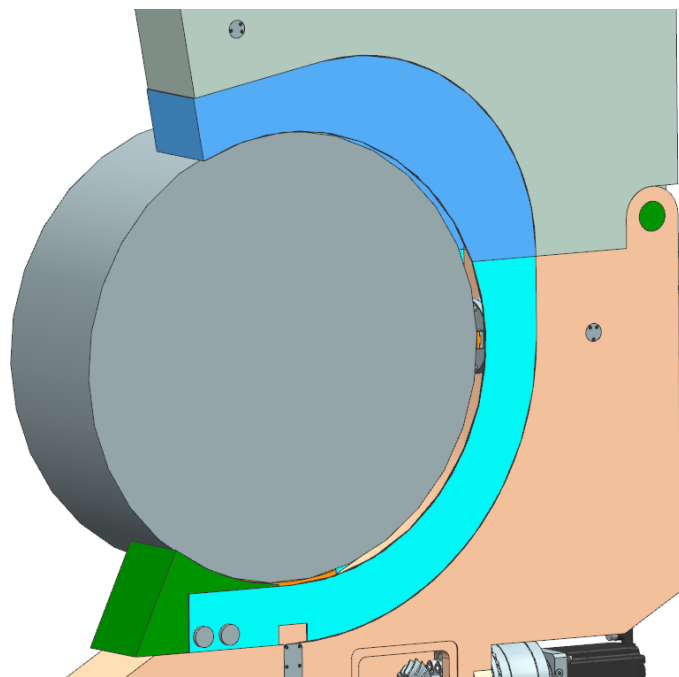
Obrázek 67 Kluzné nástavky opěry S500MT s obrobkem 1500 mm



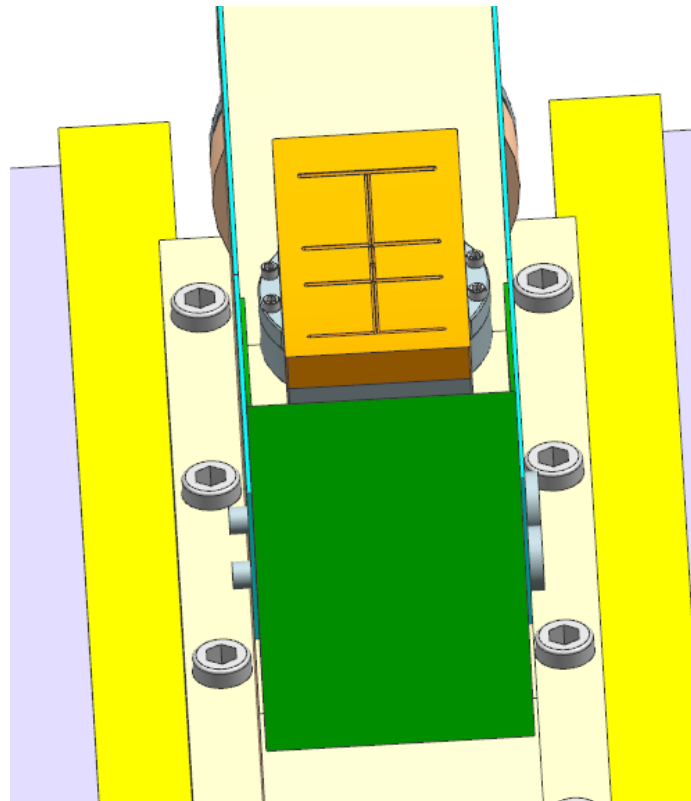
Obrázek 68 horní kluzný nástavek S500MT

Zakrytí podepíraného průměru

U kluzné opěry na rozdíl od valivé je obrobek ve styku s mnohem větší částí opěry. Hrozí zde mnohem větší nebezpečí znehodnocení obrobku i výstelky opěry díky vniknutí třísky a nečistot do místa styku. Je tedy nutné zajistit zakrytí místa styku opěry. U opěry S200MT je navrženo kompletní odklopné zakrytí podepíraného průměru. Pro stroj S500MT jsem ale vybral variantu zakrytí, která zakrývá pouze důležité funkční celky opěry před vnikáním špon a nečistot. Uvažováno je použití gumového stěrače na čelních plochách krytí (na zeleném a tmavě modrém dílu), kdy gumový stěrač bude ve vzdálenosti cca 2-5 mm od plochy obrobku a bude sbírat hrubé nečistoty, které jsou přilepeny na obrobku. Tím bude chránit pinoly i kluzné nástavky. Tmavě modré kryty jsou přišroubovány k hornímu dílu opěry a jsou konstruovány tak, aby bylo možné odklápění opěry i s tímto krytím. Mezi obrobkem a krytím je navržena 5mm mezera, aby byl zajištěn dostatečný manipulační prostor při středění obrobku. Krytí je navrženo tak, aby se odklápěla co největší část zakrytí a bylo možné bez nutnosti složité demontáže částí krytí vyjet z místa podepření. Světlemodré kryty jsou taktéž přišroubovány k opěře, tentokrát ke spodnímu dílu rámu. Zelený díl je výsuvný. Jeho demontáž spočívá ve vysunutí dvojice čepů, které jsou zajištěny pružnou pojistkou. Po vytažení čepů se celá zelená část vysune vpřed a získáme tak manipulační prostor pro vyjetí opěry ven. Na tomto dílu by byl umístěn tzv. stěrač, který byl zmíněn dříve. Pro jiné podepírané průměry by bylo zapotřebí zkonstruovat spolu s novou sadou nástavků i sadu zakrytí podepíraného průměru.



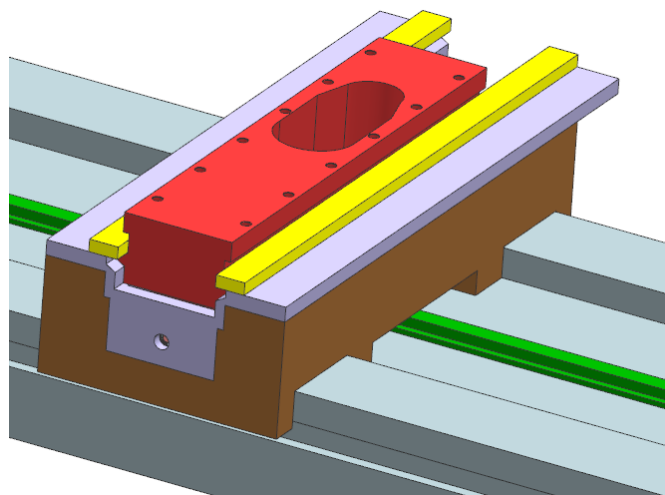
Obrázek 69 Zakrytí podepíraného průměru S500MT



Obrázek 70 Pohled na zakrytování opěry S500MT z čela

5.2 Saně S500MT

Saně opěry pro tuto řadu stroje umožňují příčný posuv opěry o 500 mm, aby byl zajištěn větší manipulační prostor při přesuvu opěry v podélném směru. Saně zajišťují kompletní základ opěry. Jejich vlastnosti vyplývají z přechozích kapitol a koncepčně jsou uvažovány identické jako pro verzi S200MT jen s většími rozměry. Do saní se musí vejít pohonný mechanismus příčného i podélného posuvu. Saně jsou v práci namodelované pouze jako referenční díl, který má předpokládané rozměry skutečných saní. Pro skutečný návrh by bylo vhodné použití MKP analýzy pro optimalizaci odlitku saní a kontrolu jednotlivých prvků. Ve výpočtové části jsou navrženy posuvové mechanismy saní. Koncepčně mechanismy vycházejí z opěry S200MT. Pro opěru S500MT by bylo vhodné dokonce použití pohonu příčného posuvu z verze saní pro nižší řadu, neboť mechanismus byl zkontrolován a vyhovuje i pro vyšší řadu stroje. Posuvový mechanismus pro podélný posuv je nutné rekonstruovat. Ve výpočtové části je navržen vhodný motor a převodovka. Výpočet soukolí a ložisek již návrh neobsahuje. Saně jsou oproti verzi S200MT robustnější, mají širší jezdec opěry, z důvodu umístění výsuvu spodní pinoly pod opěru.



Obrázek 71 Saně opěry S500MT

6 Technickoekonomické zhodnocení a závěr

Tabulka 8 Parametry opěry S200MT

Technické parametry stroje		
Oběžný průměr nad ložem	2330	mm
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	1630	mm
Otáčky vřetene	400	min ⁻¹
Technické parametry opěry		
Rozsah podpíraných průměrů	100 - 500	mm
Max. tíha působící na opěru	150	kN
Rozsah obvodových rychlostí	Neznámé	m/min
Životnost	4000	hod
Výsuv pinoly	200	mm

Tabulka 9 Parametry nového návrhu opěry S500MT

Technické parametry stroje		
Oběžný průměr nad ložem	5000	mm
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	3000	mm
Otáčky vřetene	200	min ⁻¹
Technické parametry opěry		
Rozsah podpíraných průměrů	1000 - 1500	mm
Max. tíha působící na opěru	1000	kN
Rozsah obvodových rychlostí	Dle hmotnosti obrobku	m/min
Životnost	4000	hod
Výsuv pinoly	250	mm

Tabulka 10 Zhodnocení splnění zadání

parametr	Požadavek	Nové řešení	Zhodnocení
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	3000 mm	3000 mm	splněno
Rozsah podepíraných průměrů	1000-1500 mm	1000 – 1500 mm	splněno
Max tíha obrobku	1000 kN	1000kN	splněno
Šířka opěry	300 - 350 mm	300 mm (332 mm)	splněno
Zakrytí podepíraného průměru	Navrhnout kry- tování průměru	Částečné s výsu- vem spodního dílu	splněno
Výsuv pinol	250 mm	250 mm	splněno
Výška saní nad ložem	cca 500 mm	540 mm	splněno

Cílem této diplomové práce byl návrh konstrukčního řešení odklopné kluzné C opěry se zakrytím podepíraného průměru a možností příčného pojezdu po saních. Úvodní část byla věnována popisu zadaného tématu, historii firmy ŠMT a.s. a jejich multioperačnímu stroji S-MT. Následovala rešerše v oblasti opěr, a analýza parametrů a požadavků kladených na opěry. Poté stanovení zadaných parametrů nového řešení opěry a kompletní popis stávajícího řešení opěry, které sloužilo jako podklad pro tuto práci.

Hlavní část práce byl konstrukční návrh C opěry pro stroj S500MT, obsahující kompletní výpočty a konstrukční návrh dílčích konstrukčních uzlů nového řešení. Základní výpočet se týká stanovení zátěžných stavů při jednotlivých obráběcích operacích, ze kterých se získají vstupní data pro dílčí výpočty jednotlivých uzlů. V práci byly navrženy veškeré pohony opěry S500MT. Koncepčně se při konstrukci vycházelo z řešení pro nižší řadu S200MT. Prvky jako posuv opěry po saních, odklápěcí mechanismus horní části opěry a zajištění horní části opěry byly převzaty z konstrukčního řešení verze S200MT. Největší inovací prošel pohon spodní pinoly, který kvůli vysokému momentu bylo nutné navrhnout celý nový. Pro tento pohon byly navrženy tři varianty, z nichž vyšla nejlépe varianta C, která je následně zpracována v konstrukčním návrhu. Veškeré výpočty probíhaly pomocí různých softwarů. Konkrétně byly použity programy jako KISSoft 2020, PTC Mathcad Prime 7.0.0. Autodesk Inventor 2022 a MIT-Calc. Ve vázané příloze DP se nacházejí podrobné zprávy z výpočtů a volnou přílohou je zpracovaná technická dokumentace nového konstrukčního řešení. Po celou dobu tvorby CAD modelu byla brána zřetel na vyrobiteľnosť, smontovateľnosť, ekonomičnosť a hlavne funkčnosť celej sestavy. Snaha byla o použití co nejvíce stejných prvků i za cenu lehkého předimenzování. Tento přístup je vhodnější z hlediska budoucí montáže. Taktéž byly používané normalizované součástky (pera, gufera, šrouby...). Po dokončení CAD modelu byla zhotovena výrobní dokumentace. Výsledný návrh splňuje zadané parametry.

7 Seznam použité literatury

7.1 Knižní publikace

- [1] STANĚK, Jiří a Jiří NĚMEJC. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005. ISBN 80-7043-363-9.
- [2] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ, *Průručka strojního inženýra I*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-202-5.
- [3] Škoda Machine Tool a.s., *Katalog ŠKODA, Kvalita s tradicí*, Plzeň: Škoda Machine Tool a.s., 2016.
- [4] KALINOVÁ, Šárka a kol., *Škoda Machine Tool a.s., Kvalita s tradicí*, Plzeň: Starý Most, 2018. ISBN 978-80-87338-95-7
- [5] ŽENÍŠEK, Josef a kol., *Teorie a konstrukce výrobních strojů II - Obráběcí stroje*. Praha: SNTL, 1988. ISBN
- [6] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. verze 1.0. Plzeň: Západočeská univerzita, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0
- [7] KUBÍČEK, Josef. *Základy stavby výrobních strojů - obráběcí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-710-6.
- [8] KUBÍČEK, Josef. *Konstrukce a výpočty obráběcích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1994. ISBN 80-7082-146-9.
- [9] BERNÍK, Přemysl a Josef PÍČ a kol. *Obráběcí stroje, konstrukce a výpočty*, Praha: SNTL, 1982. ISBN 04-221-82.
- [10] ŽENÍŠEK, Josef a Milan JENKUT. *Výrobní stroje a zařízení*. Praha: SNTL 1986. ISBN 04-229-86.
- [11] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů 2*. vydání. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-00046-7
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky 4. doplň. vydání*. Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [14] BERNARDIN, Petr. *Přednášky z předmětu KKS/KOS*, Plzeň: Západočeská univerzita

7.2 Publikace na internetu

- [15] ŠMT a.s., *Multifunkční stroj S-MT* [online]. [cit. 2021-02-04]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/multifunkcni-stroj-s-mt>
- [16] ŠMT a.s., *Škoda Machine Tool a.s. se mění na ŠMT a.s.* [online]. [cit. 2021-02-04]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/spolecnost/aktuality/114-skoda-machine-tool-a-s-se-meni-na-smt-a-s>
- [17] MM Spektrum, *Rozhovor s GŘ a obchodním ředitelem ŠMT* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/tezka-vaha-z-plzne-v-prvni-tretine-zapasu.html>
- [18] Do it 101, *Turning and boring on lathe* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <http://doit101.com/Lathe/chapter1.html>
- [19] Engineering 360, *Steady rest and Follower rest information* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z:

- https://www.globalspec.com/learnmore/manufacturing_process_equipment/machine_tool_accessories/steady_rests_follower_rests
- [20] ŠMT a.s. Rusko, *Multifunkční stroje typu S-MT* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://skoda-stanki.ru/>
- [21] ATLING, *Self centering steady rests catalog* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/48221885/self-centering-steady-rests-suministros-industriales>
- [22] Ebay.com, *Valivé nástavky pro opěry s montážním průměrem 18 mm* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/itm/114382602216>
- [23] Richter Lünetten, *Modulární systém opěr pro soustruhy* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://steady-rest.com/>
- [24] Ebay.com, *kluzné výsuvné pinoly pro opěry* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/itm/202630653023>
- [25] Mymachineshop.net, *valivé pinoly pro opěry soustruhů* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: https://www.mymachineshop.net/product_p/10158.htm
- [26] Bright Hub Media, *Types of Lubrication* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.brighthubengineering.com/manufacturing-technology/73568-hydrostatic-lubrication/>
- [27] Indiamart, *Grinding steady rest* [online]. [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/grinding-steady-rest-retractable-arm-type-for-top-loading-3750172330.html>
- [28] Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, *Konstruování strojů a strojní součásti* [online]. [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/9914786-Fakulta-strojního-inzenyrstvi-vut-v-brne-ustav-konstruovani-konstruovani-stroju-strojni-soucasti-prednaska-10.html>
- [29] MITCalc, *postup výpočtu trapézového šroubu* [online]. [cit. 2021-05-26]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/powerscrew/help/cz/PowerScrew.htm>
- [30] Hestego, *Návod na montáž a údržbu teleskopického krytí lože* [online]. [cit. 2021-05-26]. Dostupné z: https://www.hestego.cz/downloads/NAVOD_NA_MONTAZ_A_UDRZBU_CZ.pdf

8 Použitý software

Siemens NX 12

PTC Mathcad Prime 7.0.0

MITCalc

KISSsys 2020

AutoCAD 2022

9 Seznam příloh

9.1 Vázané přílohy

Příloha 1 - Výpočet zátěžných stavů opěry a návrh kluzných nástavků – interní program KKS

Příloha 2 - Výpočet zatížení pinol – MITCalc report

Příloha 3 - Výpočet trapézových šroubů výsuvu pinol – MITCalc report

Příloha 4 - Výpočet trapézového šroubu příčného posuvu opěry – MITCalc report

Příloha 5 - Výpočet pohonu výsuvu spodní pinoly – KISSSys

9.2 Tištěné přílohy volně vložené

Výkres sestavy kluzné C opěry – KKS-DP-2021-10000

Výkres kluzného nástavku KKS-DP-2021-10020

9.3 Elektronické přílohy na CD

PDF soubor se zprávami z výpočtů

Výpočet zátěžných stavů opěry a návrh kluzných nástavků – interní program KKS

Výpočet zatížení pinol – MITCalc report

Výpočet trapézových šroubů výsuvu pinol – MITCalc report

Výpočet trapézového šroubu příčného posuvu opěry – MITCalc report

Výpočet pohonu výsuvu spodní pinoly – KISSSys

3D CAD model v Siemens NX 12

Příloha 1 - Výpočet zátěžných stavů opěry a návrh
kluzných nástavků – interní program KKS

Příloha 2 - Výpočet zatížení pinol



Katedra konstruování strojů
Fakulta strojní

KKS/KVS, KOS

Opěra zavřená typu 3 - kluzná, hydrodynamická, hydrostatická

Zdeněk Hudec

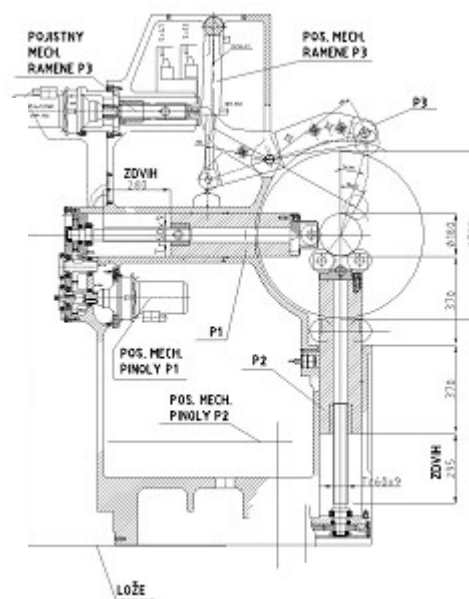
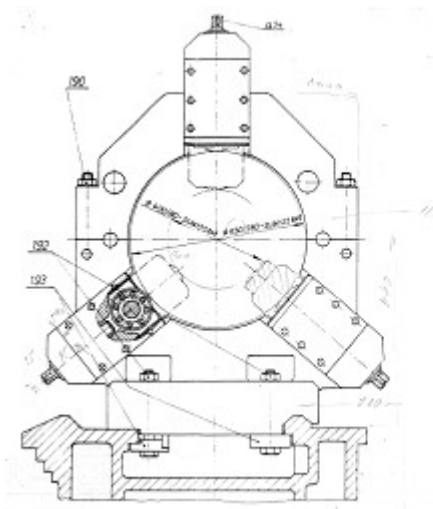
Západočeská univerzita v Plzni, 2020

Obsah

- 1 Spektrum zatizeni**
- 2 Souradnice polohy pinoly**
- 3 Zatizeni pinol $i = 1..n$ pri zatizeni opery spektrem sil F_{vj} , κ_j , $j = 1..m$**
 - 3.1 1. hrubovani**
 - 3.2 1. hrubovani-opacne**
 - 3.3 Vnitрни -normalni**
 - 3.4 Vnitрни-opacne**
 - 3.5 Dokoncovani**
- 4 Kluzné vločky pinol**
 - 4.1 Vlastnosti materiálu při mezním mazání**
 - 4.2 Návrh rozměrů vložek a kontrola zatížení**
 - 4.2.1 Pinola 1**
 - 4.2.2 Pinola 2**
 - 4.2.3 Pinola 3**
- 5 Porovnani zatizeni pinol**
 - 5.1 Dynamické zatizeni pinol**
 - 5.2 Statické zatizeni pinoly 3**
- 6 Hodnocení konstrukce kluzných vložek s mezným mazáním**

Předmluva

Program je vhodný pro výpočet oper zavřených se 3 pinolami a kluznými vložkami. Výstupem je spektrum zatížení pinol, ze kterého se odvodí zatížení pinol a kluzných, hydrodynamických nebo hydrostatických vložek. K zatížení je přiřazeno spektrum obvodových rychlostí.



1 Spektrum zatizeni

ORIGIN := 1

$$F_{QoM} := 1000 \cdot kN$$

..jmen. unosnost opery

VSTUP

$$j := 1 \dots 5$$

index zatezovacich stavu

$$k_{Qo} := \begin{bmatrix} 0.1 \\ 1 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.2 \end{bmatrix}$$

$$F_{Qo} := -F_{QoM} \cdot k_{Qo}^T = \begin{bmatrix} -100 & -1 \cdot 10^3 & -1 \cdot 10^3 & -500 & -200 \end{bmatrix} kN \quad \text{..zatizeni opery tihou obrobku}$$

$$F_M := 160 \cdot kN$$

...max. obvod. slozka rezne sily

$$k_F := \begin{bmatrix} 1 \\ -0.5 \\ 0.3 \\ -0.3 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{1. hrubovani} \\ \text{1. hrub. -opacne} \\ \text{Vnitri -norm.} \\ \text{Vnitri -opacne} \\ \text{Dokoncovani} \end{array}$$

$$F := F_M \cdot k_F^T = \begin{bmatrix} 160 & -80 & 48 & -48 & 0 \end{bmatrix} kN \quad \text{... obvod. slozka rezne sily}$$

Tihova slozka	Tecna slozka rezne sily	Radialni slozka rezne sily	
$F_{Qo}^T = \begin{bmatrix} -100 \\ -1 \cdot 10^3 \\ -1 \cdot 10^3 \\ -500 \\ -200 \end{bmatrix} kN$	$F^T = \begin{bmatrix} 160 \\ -80 \\ 48 \\ -48 \\ 0 \end{bmatrix} kN$	$F_R := \begin{bmatrix} -0.6 \cdot \left \langle F^T \rangle_1 \right \\ -0.6 \cdot \left \langle F^T \rangle_2 \right \\ 0.6 \cdot \left \langle F^T \rangle_3 \right \\ 0.6 \cdot \left \langle F^T \rangle_4 \right \\ 0 \end{bmatrix}$	1. hrubovani 1. hrub. -opacne Vnitri -norm. Vnitri -opacne Dokoncovani
			$F_R := F_R^T$

Obvodova rychlost

Pomerna doba behu

VSTUP

1. hrubovani	$v_{Kref} := \begin{bmatrix} 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3.333 \\ 3.333 \\ 6.667 \\ 6.667 \\ 6.667 \end{bmatrix} \frac{m}{s}$	$q := \begin{bmatrix} 0.25 \\ 0.25 \\ 0.2 \\ 0.25 \\ 0.05 \end{bmatrix}$
1. hrub. -opacne		
Vnitri -norm.		
Vnitri -opacne		
Dokoncovani		

Pozn.: Obvodová rychlost v uložení opěry odpovídá požadovaným řezným rychlostem - upravuje se dle výstupů v kap. 4.

$$k_{vK} := [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] \quad \dots \text{soucinitel korekce obvodove rychlosti}$$

$$v_{K_j} := v_{Kref_j} \cdot (k_{vK}^T)_j \quad v_K^T = [200 \ 200 \ 400 \ 400 \ 400] \frac{m}{min} \quad \dots \text{upravena obv. rychlost}$$

Vyslednice zatizeni opery

$$F_x := F_R$$

$$F_y := F_{Qo} + F = [60 \ -1.08 \cdot 10^3 \ -952 \ -548 \ -200] \text{ kN}$$

$$F_{v_{1,j}} := \sqrt{(F_{Qo_{1,j}} + F_{1,j})^2 + (F_{R_{1,j}})^2}$$

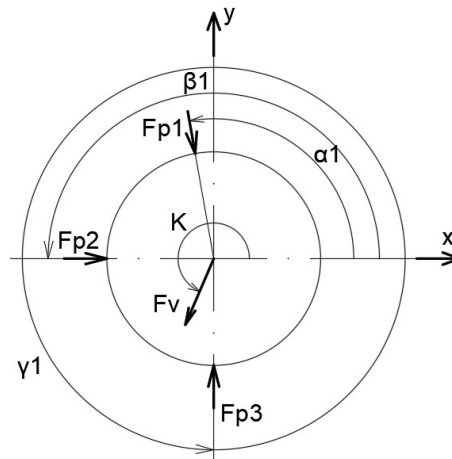
$$F_v = [113.208 \ 1.081 \cdot 10^3 \ 952.436 \ 548.756 \ 200] \text{ kN}$$

$$F_v := F_v^T \quad F_y := F_y^T \quad F_x := F_x^T$$

Polarni souradnice zatizeni

$$\kappa_{F_{v_j}} := \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \geq 0, \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{x_j}}{F_{v_j}} \right) \geq 0, \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right), \pi - \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \right), \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{x_j}}{F_{v_j}} \right) \geq 0, 2 \cdot \pi - \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right), \pi + \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \right) \right)$$

$$\kappa_{F_v} = \begin{bmatrix} 147.995 \\ 267.455 \\ 271.733 \\ 273.008 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg}$$



2 Souradnice polohy pinoly

VSTUP

$n := 3$...index pinol

$i := 1 \dots n$

$\alpha := \begin{bmatrix} 80 \cdot \text{deg} \\ 180 \cdot \text{deg} \\ 270 \cdot \text{deg} \end{bmatrix}$...polarni souradnice reakci Fp1,Fp2,...Fpn

$\beta := \pi + \alpha = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{deg}$

3 Zatizeni pinol i = 1..n pri zatizeni opery spektrem sil Fvj, kj, j = 1...m

3.1 1. hrubovani $j := 1$ $F_{vj} = (1.132 \cdot 10^5) \text{ N}$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} < \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{vj}} < \alpha_1, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{vj}} < \alpha_3, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_3} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_3, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{vj}} < \alpha_1, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_3 - \beta_1)}, 0 \right) \right)$$

Zatizeni pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 80 \\ 180 \\ 270 \end{bmatrix} \text{deg} \quad F_{p_i} := F_p = \begin{bmatrix} 60.926 \\ 106.58 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.2 1. hrubovani-opacne $j := 2$ $F_{vj} = (1.081 \cdot 10^6) \text{ N}$ $\kappa_{F_{vj}} = 267.455 \text{ deg}$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} < \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{vj}} < \alpha_1, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{vj}} < \alpha_3, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_3} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{V_j}} \leq \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_1)}, 0 \right) \right)$$

Zatizeni pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 80 \\ 180 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad F_{p_2} := F_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 48 \\ 1.08 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.3 Vnitri -normalni

$$j := 3 \quad F_{v_j} = (9.524 \cdot 10^5) \text{ N} \quad \kappa_{F_{V_j}} = 271.733 \text{ deg}$$

$$F_{p_1} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_1 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{V_j}} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_3} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{V_j}} \leq \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_1)}, 0 \right) \right)$$

Zatizeni pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 80 \\ 180 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad F_{p_3} := F_p = \begin{bmatrix} 165.853 \\ 0 \\ 1.115 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.4 Vnitri-opacne

$$j := 4 \quad F_{v_j} = (5.488 \cdot 10^5) \text{ N} \quad \kappa_{F_{V_j}} = 273.008 \text{ deg}$$

$$F_{p_1} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_1 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{V_j}} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_3} := \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_2 \wedge \kappa_{F_{V_j}} \leq \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}, \mathbf{if} \left(\kappa_{F_{V_j}} > \alpha_3 \vee \kappa_{F_{V_j}} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_j}})}{\sin(\beta_3 - \beta_1)}, 0 \right) \right)$$

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 80 \\ 180 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad F_{p4} := F_p = \begin{bmatrix} 165.853 \\ 0 \\ 711.333 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.5 Dokoncovani $j := 5$ $F_{v_j} = (2 \cdot 10^5) \text{ N}$ $\kappa_{Fv_j} = 270 \text{ deg}$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_3 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_3} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_3, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_3 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_3 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_3 - \beta_1)}, 0 \right) \right)$$

Zatizeni pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 260 \\ 360 \\ 450 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 80 \\ 180 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad F_{p5} := F_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 200 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

4 Kluzné vložky pinol

4.1 Vlastnosti materiálu při mezním mazání

Bronz: $p_D := 30 \cdot \text{MPa}$...dovolený měrný tlak
 $v_D := 8 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$...dovolená obvodová rychlost
 $p v_D := 1.75 \text{ MPa} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$...dovolený součinitel (pv)

Provozní limity kluzných ložisek

U materiálů kluzných ložisek s mezním mazáním se uvádějí provozní limity vyjadřující míru zatížení, opotřebení a oteplení.

Materiál ložiska	Maximální měrné zatížení (MPa)	Maximální teplota (°C)	Maximální obvodová rychlost čepu (m·s ⁻¹)	Maximální hodnota $p \cdot v$ (MPa·m·s ⁻¹)
Litý bronz	30	160	8	1,75
Pórovitý bronz	30	65	8	1,75
Pórovité železo	55	65	4	1,75
Fenoplast	40	95	13	0,50
Nylon	7	95	5	0,10
Teflon	3	260	0,5	0,04
Zpevněný Teflon	17	260	5	0,40
Teflonová tkanina	420	260	0,3	0,90
Delrin	7	80	5	0,10
Grafit	4	400	13	0,50
Pryž	0,4	65	20	
Dřevo	14	65	10	0,50

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně
Ústav konstruování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně Ústav konstruování.
 KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ strojn
 součásti. Přednáška 10 - PDF Free
 Download

$f_v := 0.15$...součinitel tření vložky

4.2 Návrh rozměrů vložek a kontrola zatížení

VSTUP

$$B_{op} := 300 \cdot mm \quad \dots \text{šířka tělesa opěry v oblasti max. průměru obrobku}$$

$$D_p := B_{op} - 2 \cdot 25 \cdot mm = 250 \cdot mm \quad \dots \text{průměr pinoly}$$

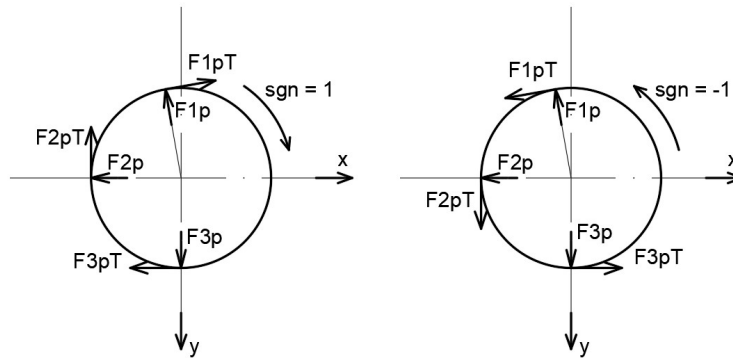
i...poradí pinol

j...poradí operace

F_{pj}...zatížení pinoly

Smysl otáčení obrobku a sil působících na pinoly

$$sgn := \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \\ 1 \\ -1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} \mathbf{1. \text{ hrubovani}} \\ \mathbf{1. \text{ hrubovani-opacne}} \\ \mathbf{Vnitřni -normalni} \\ \mathbf{Vnitřni-opacne} \\ \mathbf{Dokoncovani} \end{array}$$



$$\mathbf{4.2.1 \text{ Pinola 1}} \quad i := 1 \quad \beta_i = 260 \text{ deg}$$

$$j := 1 \dots 5$$

$$F_{lp} := \begin{bmatrix} F_{p1} \\ F_{p2} \\ F_{p3} \\ F_{p4} \\ F_{p5} \end{bmatrix} \quad \dots \text{axiální zatížení pinoly 1}$$

$$F_{lpT_j} := f_v \cdot sgn_j \cdot F_{lp_j} \quad \dots \text{zatížení pinoly 1 třecí silou}$$

$$F_{lpT}^T = [9.139 \ 0 \ 24.878 \ -24.878 \ 0] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly třecí silou}$$

$$F_{lpTM} := \max(F_{lpT}) = 24.878 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly třecí silou při sgn=1}$$

$$F_{lpTmin} := \min(F_{lpT}) = -24.878 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly třecí silou při sgn= -1}$$

$$F_{lp}^T = [60.926 \ 0 \ 165.853 \ 165.853 \ 0] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly axiální silou}$$

$$F_{lpM} := \max(F_{lp}) = 165.853 \text{ kN} \quad \dots \text{max. axiální zatížení pinoly}$$

Rozeř vložky**Obdélíkový průmět vložky**

$$A_1 := L_{p1} \cdot B_{p1} = 20000 \text{ mm}^2$$

$L_{p1} := 200 \text{ mm}$ $B_{p1} := 100 \text{ mm}$
 ...průmět do roviny plochy nástavku

Měrný tlak

$$p_{1M} := \frac{F_{1pM}}{A_1} = 8.293 \text{ MPa}$$

**Bezpečnost k
dovolenému tlaku: $S > 1$**

$$S_p := \frac{P_D}{P_{1M}} = 3.618$$

Vyhovuje: $S_p > 1$

$$v_{kor1} := \frac{p_{vD}}{p_{1M}} = 0.211 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**...korigovaná obvodová
rychlost pro $S_{pv} = 1$**

$$S_{pv} := \frac{p_{vD}}{p_{1M} \cdot v_{kor1}} = 1$$

4.2.2 Pinola 2 $i := 2$ $\beta_i = 360 \text{ deg}$

$$F_{2p} := \begin{bmatrix} F_{p1_2} \\ F_{p2_2} \\ F_{p3_2} \\ F_{p4_2} \\ F_{p5_2} \end{bmatrix} \quad \text{...axiální zatízení pinoly}$$

$$F_{2pT_j} := f_v \cdot \text{sgn}_j \cdot F_{2p_j}$$

... zatízení pinoly 2 třecí silou

$$F_{2pT}^T = [15.987 \quad -7.2 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \text{ kN}$$

...zatížení pinoly třecí silou

$$F_{2pTM} := \max(F_{2pT}) = 15.987 \text{ kN}$$

...max. zatízení pinoly třecí silou při $\text{sgn}=1$

$$F_{2pTmin} := \min(F_{2pT}) = -7.2 \text{ kN}$$

...max. zatízení pinoly třecí silou při $\text{sgn}=-1$

$$F_{2p}^T = [106.58 \quad 48 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \text{ kN}$$

...zatízení pinoly axiální silou

$$F_{2pM} := \max(F_{2p}) = 106.58 \text{ kN}$$

...max. axiální zatízení pinoly**Obdélíkový průmět vložky**

$$A_2 := L_{p2} \cdot B_{p2} = (1.2 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \text{...plocha}$$

 $L_{p2} := 200 \text{ mm}$ $B_{p2} := 60 \text{ mm}$

Měrný tlak

$$p_{2M} := \frac{F_{2pM}}{A_2} = 8.882 \text{ MPa}$$

**Bezpečnost k
dovolenému tlaku: $S > 1$**

$$S_p := \frac{P_D}{P_{2M}} = 3.378$$

Vyhovuje: $S_p > 1$

$$v_{kor2} := \frac{p_{vD}}{p_{2M}} = 0.197 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**...korigovaná obvodová
rychlost pro $S_{pv} = 1$**

$$S_{pv} := \frac{p_{vD}}{p_{2M} \cdot v_{kor2}} = 1$$

4.2.3 Pinola 3

$i := 3$

$\beta_i = 450 \text{ deg}$

$$F_{3p} := \begin{bmatrix} F_{p1_3} \\ F_{p2_3} \\ F_{p3_3} \\ F_{p4_3} \\ F_{p5_3} \end{bmatrix} \quad \dots \text{zatizeni pinoly}$$

$$F_{3pT_j} := f_v \cdot \text{sgn}_j \cdot F_{3p_j} \quad \dots \text{ zatizeni pinoly 3 třecí silou}$$

$$F_{3pT}^T = [0 \quad -162 \quad 167.3 \quad -106.7 \quad 30] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly třecí silou}$$

$$F_{3pTM} := \max(F_{3pT}) = 167.3 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatizeni pinoly třecí silou při sgn=1}$$

$$F_{3pTmin} := \min(F_{3pT}) = -162 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatizeni pinoly třecí silou při sgn= -1}$$

$$F_{3p}^T = [0 \quad 1.08 \cdot 10^3 \quad 1.115 \cdot 10^3 \quad 711.333 \quad 200] \text{ kN} \quad \dots \text{zatizeni pinoly axiální silou}$$

$$F_{3pM} := \max(F_{3p}) = (1.115 \cdot 10^3) \text{ kN} \quad \dots \text{max. axiální zatizeni pinoly}$$

Obdélníkový průřět vložky

$$B_3 := 400 \text{ mm} \quad L_3 := 200 \text{ mm}$$

$$A_3 := B_3 \cdot L_3 = (8 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{plocha}$$

Měrný tlak

**Bezpečnost k
dovolenému tlaku: $S > 1$**

$$p_{3M} := \frac{F_{3pM}}{A_3} = 13.942 \text{ MPa}$$

$$S_p := \frac{p_D}{p_{3M}} = 2.152$$

Vyhovuje: $S_p > 1$

$$v_{kor3} := \frac{p_{vD}}{p_{3M}} = 0.126 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**...korigovaná obvodová
rychlost pro $S_{pv} = 1$**

$$S_{pv} := \frac{p_{vD}}{p_{3M} \cdot v_{kor3}} = 1$$

5 Porovnání zatížení pinol

5.1 Dynamické zatížení pinol

$$F_{1p}^T = [60.926 \ 0 \ 165.853 \ 165.853 \ 0] \text{ kN} \quad F_{1pM} = 165.853 \text{ kN} \quad \dots \text{axiální zatížení pinoly 1}$$

$$F_{1pT}^T = [9.139 \ 0 \ 24.878 \ -24.878 \ 0] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly 1 třecí silou}$$

$$F_{1pTM} := \max(F_{1pT}) = 24.878 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 1 třecí silou při sgn=1}$$

$$F_{1pTmin} := \min(F_{1pT}) = -24.878 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 1 třecí silou při sgn= -1}$$

$$F_{2p}^T = [106.58 \ 48 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ kN} \quad F_{2pM} = 106.58 \text{ kN} \quad \dots \text{axiální zatížení pinoly 2}$$

$$F_{2pT}^T = [15.987 \ -7.2 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly 2 třecí silou}$$

$$F_{2pTM} := \max(F_{2pT}) = 15.987 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 2 třecí silou při sgn=1}$$

$$F_{2pTmin} := \min(F_{2pT}) = -7.2 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 2 třecí silou při sgn= -1}$$

$$F_{3p}^T = [0 \ 1.08 \cdot 10^3 \ 1.115 \cdot 10^3 \ 711.333 \ 200] \text{ kN} \quad F_{3pM} = 1115.333 \text{ kN} \quad \dots \text{axiální zatížení pinoly 3}$$

$$F_{3pT}^T = [0 \ -162 \ 167.3 \ -106.7 \ 30] \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly 3 třecí silou}$$

$$F_{3pTM} := \max(F_{3pT}) = 167.3 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 3 třecí silou při sgn=1}$$

$$F_{3pTmin} := \min(F_{3pT}) = -162 \text{ kN} \quad \dots \text{max. zatížení pinoly 3 třecí silou při sgn= -1}$$

5.2 Statické zatížení pinoly 3

$$F_{3pzdvih} := F_{QoM} = (1 \cdot 10^3) \text{ kN} \quad \dots \text{zatížení pinoly 3 při zdvihání obrobku}$$

6 Hodnocení konstrukce kluzných vložek s mezným mazáním

Dovolené obvodové rychlosti u jednotlivých pinol

$$v_{kor} := [v_{kor1} \ v_{kor2} \ v_{kor3}] = [0.211 \ 0.197 \ 0.126] \frac{m}{s} \quad v_{kor} = [12.662 \ 11.822 \ 7.531] \frac{m}{min}$$

$$v_{min} := \min(v_{kor}) = 0.126 \frac{m}{s} \quad \dots \text{dovolená obvodová rychlost pro kluzné vložky všech pinol určená vložkou pinoly 3}$$

Využití požadované obvodové rychlosti - omezení řezných rychlostí vložkou pinoly 3

$$\frac{v_{min}}{v_K} = \begin{bmatrix} 0.038 \\ 0.038 \\ 0.019 \\ 0.019 \\ 0.019 \end{bmatrix}$$

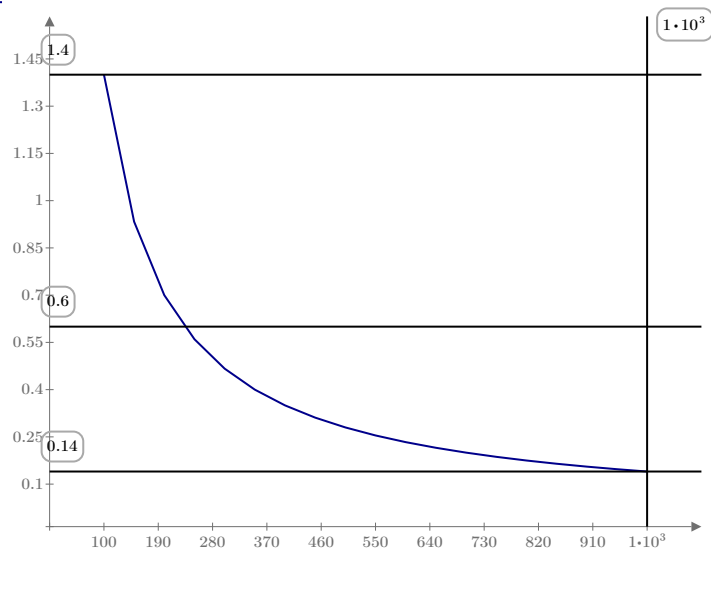
Zvýšení dovolené obvodové rychlosti u vložky pinoly 3

Zatížení pinoly 3 je převážně určeno tíhou obrobku F_{Qo} - lze tedy volit řeznou rychlost v závislosti na F_{Qo} s omezením hodnoty vložkou pinoly 2 (0.7) - viz obr. Tím se výrazně zvýší řezná rychlost při obrábění lehčích obrobků.

$$F_{Qo} := 0.1 \cdot F_{QoM}, 0.15 \cdot F_{QoM} \dots F_{QoM}$$

$$v(F_{Qo}) := \frac{P_{VD}}{F_{Qo}} \cdot A_3$$

$$v(F_{Qo}) \left(\frac{m}{s} \right)$$

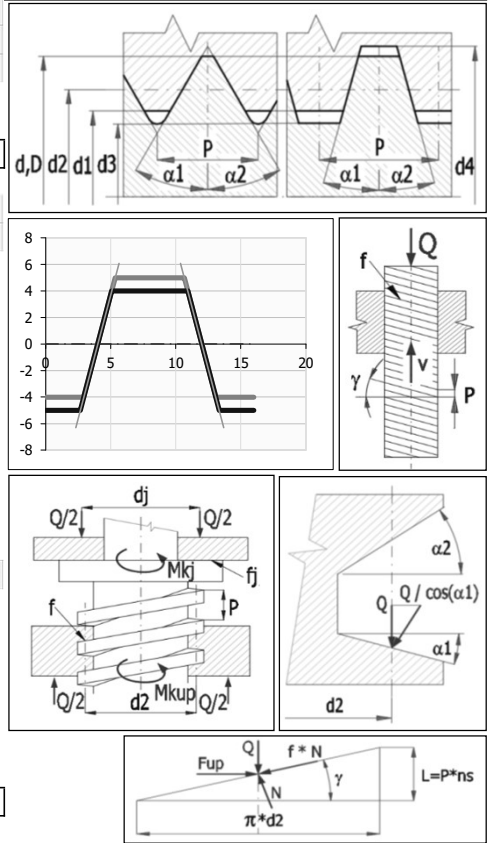


$$F_{Qo} \text{ (kN)}$$

Příloha 3 - Výpočet trapézových šroubů výsuvu pinol
– MITCalc report

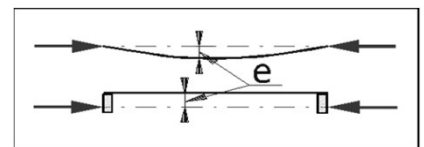
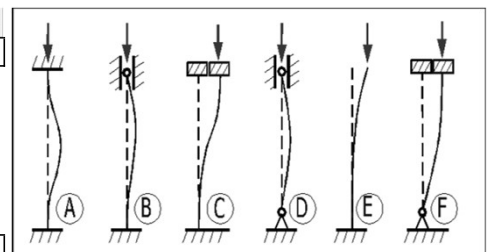
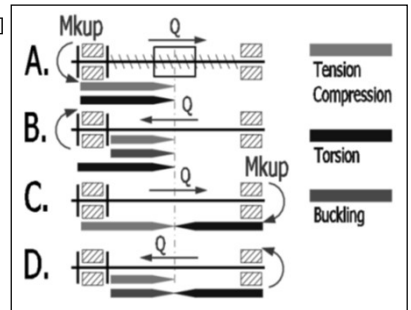
1.0 Kinematika, rozměry a výkonové parametry šroubu

		SI Units (N, mm, kW...)	
1.1	Jednotky výpočtu		
1.2	Materiál šroubu	Kalená ocel - (Rm = 580; Rp(0.2) = 320 [MPa])	
1.3	Materiál matice	Bronz - (Rm = 250; Rp(0.2) = 138 [MPa])	
1.4	Zatěžující síla	Q	165853,0 [N]
1.5	Rychlost posunu	v	1,000 [mm/s]
1.6	Součinitel tření v závitech	f	0,0800 0.06 - 0.09
1.7	Návrhový roztečný průměr závitu d2	d2prop	60,50 [mm]
1.8	Typ závitu	Metrický lichoběžníkový závit 30° (ISO 2904: 1977)	
1.9	Velikost závitu	Tr 70 x 16 (d2=62 mm)	
1.10	Vnější (jmenovitý) průměr závitu šroubu	d, D	70,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1.11	Vnitřní průměr závitu matice	d1	54,000 [mm]
1.12	Roztečný průměr	d2	62,000 [mm]
1.13	Vnitřní průměr závitu šroubu	d3	52,000 [mm]
1.14	Vnější průměr závitu matice	d4	72,000 [mm]
1.15	Rozteč závitu	P	16,000 [mm]
1.16	Počet chodů závitu	ns	1 [~]
1.17	Stoupání závitu	L	16,000 [mm]
1.18	Úhel stoupání	γ	4,6960 [°]
1.19	Vrcholový úhel závitu 1	α1	15,000 [°]
1.20	Vrcholový úhel závitu 2	α2	15,000 [°]
1.21	Třecí moment (zachycení axiální síly)	1. Nepoužito	
1.22	Součinitel tření čepu (ložiska)	fj	0,1000 [~]
1.23	Střední průměr čepu (vnitřní ložiska)	dj	102,000 [mm]
1.24	Moment čepového tření	Mkj	0,000 [Nm]
1.25	Moment pro zdvih	Mkup	853,976 [Nm]
1.26	Moment pro spuštění	Mkdw	3,460 [Nm]
1.27	Celková účinnost	η	0,495 [~]
1.28	Výkon pohonu	Pmin	0,335 [kW]
1.29	Otáčky	n [min]	3,75 200
1.30	Obvodová rychlost šroubu	v'	0,01 [m/s]
1.31	Posunutí matice (šroubu) v závislosti na počtu otáček		
1.32	Posun matice (šroubu)	dx	270,000 [mm]
1.33	Pootočení šroubu (matice)	nr	16,8750 [n]



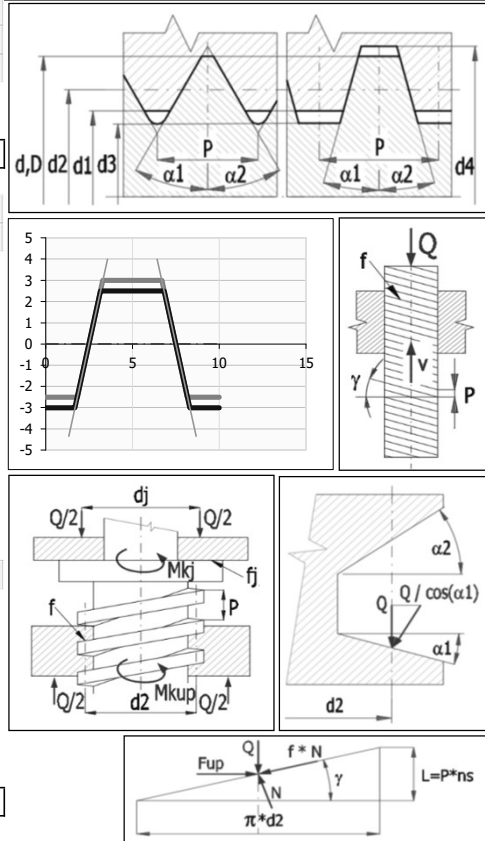
2.0 Pevnostní kontroly šroubu

2.1	Délka šroubu	Ls	410,00 [mm]
2.2	Materiálové parametry		
2.3	Hustota	ro	7850,00 7850 [kg/m ³]
2.4	Modul pružnosti v tahu	E	206000 206000 [MPa]
2.5	Mez kluzu	Rp(0.2)	320,00 320,00 [MPa]
2.6	Dovolený střední tlak v závitu	pD	21,60 17,6 - 25,6 [MPa]
2.7	Mezní štíhlost (čistý tlak/plastické)	SRcs	17,9 17,9 [~]
2.8	Mezní štíhlost (plastické/pružné)	SRc	112,7 112,7 [~]
2.9	Kontrola šroubu - tah, tlak, krut		
2.10	Napětí v krutu	τ	30,93 < 192 [MPa]
2.11	Tahové / tlakové napětí ve směru osy šroubu	σ	78,10 < 320 [MPa]
2.12	Redukované napětí	σred	94,71 < 320 [MPa]
2.13	Koeficient bezpečnosti	SF	3,38 > 2,00 [~]
2.14	Kontrola vzpěru - šroub (Secant metoda)		
2.15	Způsob uložení šroubu	B. Větknutí - Podpora	
2.16	Koeficient redukované délky	elc	0,80 0,80
2.17	Redukovaná (efektivní) délka	Leff	328,00 [mm]
2.18	Vnitřní plocha šroubu	A	2123,7166 [mm ²]
2.19	Kvadr. moment setrvačnosti	Ix	358908,1111 [mm ⁴]
2.20	Poloměr setrvačnosti	rx	13,000 [mm]
2.21	Max. vzdálenost vlákná	y	26,000 [mm]
2.22	Hmotnost šroubu	m	9,717 [kg]
2.23	Štíhlostní poměr	SR [~]	25,2 SRcs>SR>SRc
2.24	Stupeň excentricity	μ [~]	0,500 0,5
2.25	Excentricita	e [mm]	3,250 0,15
2.26	Napětí v krajním vlákně jádra šroubu	σ	118,35 [MPa]
2.27	Kritické napětí	σc	207,40 [MPa]
2.28	Kritická síla	Qcr	440457,5 [N]
2.29	Koeficient bezpečnosti	SF	2,66 > 1,89
2.30	Kritické otáčky	ncr	47460 [/min]
2.31	Maximální průhyb (zatížení vlastní vahou)	y _{max}	0,00040 [mm]
2.32	Kontrola na otláčení		
2.33	Výška matice	h	128,000 > 128 [mm]
2.34	Počet závitů v matici	nz	8 8
2.35	Max. počet činných závitů v matici	nz _{max}	8 =< 8 [~]
2.36	Tlak v závitech	p	13,30 < 21,6 [MPa]
2.37	Koeficient bezpečnosti	SF	1,62 > 1,25 [~]



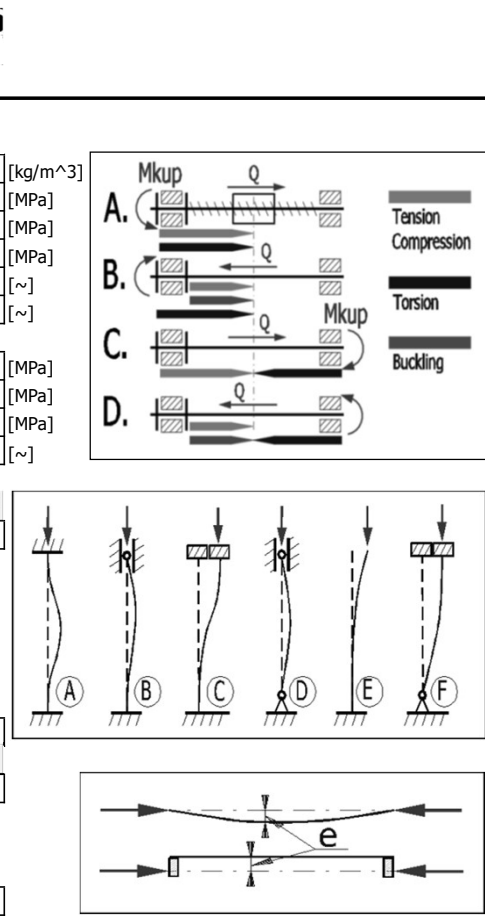
1.0 Kinematika, rozměry a výkonové parametry šroubu

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Materiál šroubu	Kalená ocel - (Rm = 580; Rp(0.2) = 320 [MPa])	
1.3 Materiál matice	Bronz - (Rm = 250; Rp(0.2) = 138 [MPa])	
1.4 Zatěžující síla	Q	106580,0 [N]
1.5 Rychlost posunu	v	1,000 [mm/s]
1.6 Součinitel tření v závitech	f	0,0800 [0.06 - 0.09]
1.7 Návrhový roztečný průměr závitu d2	d2prop	48,50 [mm]
1.8 Typ závitu	Metrický lichoběžníkový závit 30° (ISO 2904: 1977)	
1.9 Velikost závitu	Tr 65 x 10 (d2=60 mm)	
1.10 Vnější (jmenovitý) průměr závitu šroubu	d, D	65,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1.11 Vnitřní průměr závitu matice	d1	55,000 [mm]
1.12 Roztečný průměr	d2	60,000 [mm]
1.13 Vnitřní průměr závitu šroubu	d3	54,000 [mm]
1.14 Vnější průměr závitu matice	d4	66,000 [mm]
1.15 Rozteč závitu	P	10,000 [mm]
1.16 Počet chodů závitu	ns	1 [~]
1.17 Stoupání závitu	L	10,000 [mm]
1.18 Úhel stoupání	γ	3,0368 [°]
1.19 Vrcholový úhel závitu 1	α1	15,000 [°]
1.20 Vrcholový úhel závitu 2	α2	15,000 [°]
1.21 Třecí moment (zachycení axiální síly)	1. Nepoužito	
1.22 Součinitel tření čepu (ložiska)	fj	0,1000 [~]
1.23 Střední průměr čepu (vnitřní ložiska)	dj	85,000 [mm]
1.24 Moment čepového tření	Mkj	0,000 [Nm]
1.25 Moment pro zdvih	Mkup	436,360 [Nm]
1.26 Moment pro spuštění	Mkdw	94,772 [Nm]
1.27 Celková účinnost	η	0,389 [~]
1.28 Výkon pohonu	Pmin	0,274 [kW]
1.29 Otáčky	n [min]	6,00 [200]
1.30 Obvodová rychlost šroubu	v'	0,02 [m/s]
1.31 Posunutí matice (šroubu) v závislosti na počtu otáček		
1.32 Posun matice (šroubu)	dx	270,000 [mm]
1.33 Pootočení šroubu (matice)	nr	27,0000 [n]



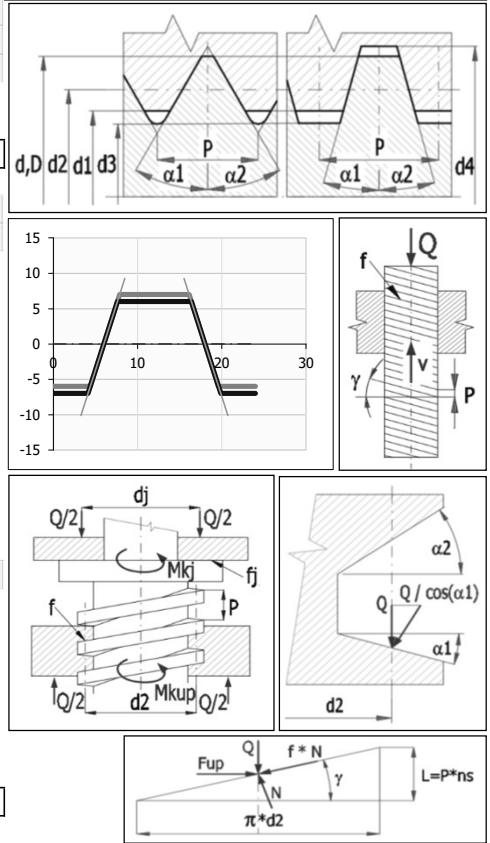
2.0 Pevnostní kontroly šroubu

2.1 Délka šroubu	Ls	360,00 [mm]
2.2 Materiálové parametry		
2.3 Hustota	ro	7850,00 [7850] [kg/m ³]
2.4 Modul pružnosti v tahu	E	206000 [206000] [MPa]
2.5 Mez kluzu	Rp(0.2)	320,00 [320,00] [MPa]
2.6 Dovolенý střední tlak v závitu	pD	21,60 [17,6 - 25,6] [MPa]
2.7 Mezní štíhlost (čistý tlak/plastické)	SRcs	17,9 [17,9] [~]
2.8 Mezní štíhlost (plastické/pružné)	SRc	112,7 [112,7] [~]
2.9 Kontrola šroubu - tah, tlak, krut		
2.10 Napětí v krutu	τ	14,11 [< 192] [MPa]
2.11 Tahové / tlakové napětí ve směru osy šroubu	σ	46,54 [< 320] [MPa]
2.12 Redukované napětí	σred	52,57 [< 320] [MPa]
2.13 Koeficient bezpečnosti	SF	6,09 [> 2,00] [~]
2.14 Kontrola vzpěru - šroub (Secant metoda)		
2.15 Způsob uložení šroubu	B. Větknutí - Podpora	
2.16 Koeficient redukované délky	elc	0,80 [0,80]
2.17 Redukovaná (efektivní) délka	Leff	288,00 [mm]
2.18 Vnitřní plocha šroubu	A	2290,2210 [mm ²]
2.19 Kvadr. moment setrvačnosti	Ix	417392,7854 [mm ⁴]
2.20 Poloměr setrvačnosti	rx	13,500 [mm]
2.21 Max. vzdálenost vlákná	y	27,000 [mm]
2.22 Hmotnost šroubu	m	7,990 [kg]
2.23 Štíhlostní poměr	SR [~]	21,3 [SRcs>SR>SRc]
2.24 Stupeň excentricity	μ [~]	0,500 [0,5]
2.25 Excentricita	e [mm]	3,375 [0,15]
2.26 Napětí v krajním vlákně jádra šroubu	σ	70,11 [MPa]
2.27 Kritické napětí	σc	209,11 [MPa]
2.28 Kritická síla	Qcr	478896,9 [N]
2.29 Koeficient bezpečnosti	SF	4,49 [> 1,81]
2.30 Kritické otáčky	ncr	66126 [/min]
2.31 Maximální průhyb (zatížení vlastní vahou)	y _{max}	0,00020 [mm]
2.32 Kontrola na otláčení		
2.33 Výška matice	h	80,000 [> 80] [mm]
2.34 Počet závitů v matici	nz	8 [8]
2.35 Max. počet činných závitů v matici	nz _{max}	8 [= < 8] [~]
2.36 Tlak v závitech	p	14,14 [< 21,6] [MPa]
2.37 Koeficient bezpečnosti	SF	1,53 [> 1,25] [~]



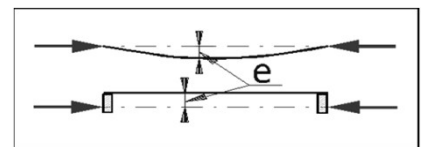
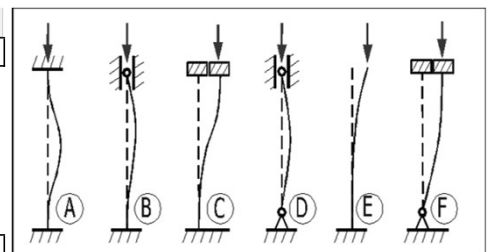
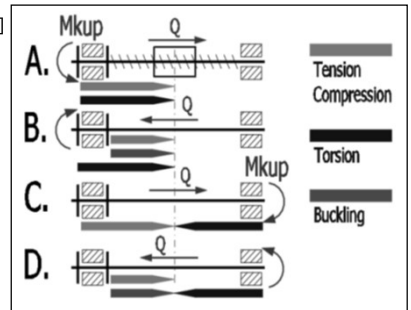
1.0 Kinematika, rozměry a výkonové parametry šroubu

		SI Units (N, mm, kW...)	
1.1	Jednotky výpočtu		
1.2	Materiál šroubu	Kalená ocel - (Rm = 640; Rp(0.2) = 350 [MPa])	
1.3	Materiál matice	Bronz - (Rm = 250; Rp(0.2) = 138 [MPa])	
1.4	Zatěžující síla	Q	1000000,0 [N]
1.5	Rychlost posunu	v	1,000 [mm/s]
1.6	Součinitel tření v závětech	f	0,0800 0.06 - 0.09
1.7	Návrhový roztečný průměr závitu d2	d2prop	148,70 [mm]
1.8	Typ závitu	Metrický lichoběžníkový závit 30° (ISO 2904: 1977)	
1.9	Velikost závitu	Tr 150 x 24 (d2=138 mm)	
1.10	Vnější (jmenovitý) průměr závitu šroubu	d, D	150,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1.11	Vnitřní průměr závitu matice	d1	126,000 [mm]
1.12	Roztečný průměr	d2	138,000 [mm]
1.13	Vnitřní průměr závitu šroubu	d3	124,000 [mm]
1.14	Vnější průměr závitu matice	d4	152,000 [mm]
1.15	Rozteč závitu	P	24,000 [mm]
1.16	Počet chodů závitu	ns	1 [~]
1.17	Stoupání závitu	L	24,000 [mm]
1.18	Úhel stoupání	γ	3,1686 [°]
1.19	Vrcholový úhel závitu 1	α1	15,000 [°]
1.20	Vrcholový úhel závitu 2	α2	15,000 [°]
1.21	Třecí moment (zachycení axiální síly)	1. Nepoužito	
1.22	Součinitel tření čepu (ložiska)	fj	0,1000 [~]
1.23	Střední průměr čepu (vnitřní ložiska)	dj	198,000 [mm]
1.24	Moment čepového tření	Mkj	0,000 [Nm]
1.25	Moment pro zdvih	Mkup	9578,359 [Nm]
1.26	Moment pro spuštění	Mkdw	1886,357 [Nm]
1.27	Celková účinnost	η	0,399 [~]
1.28	Výkon pohonu	Pmin	2,508 [kW]
1.29	Otáčky	n [min]	2,50 200
1.30	Obvodová rychlost šroubu	v'	0,02 [m/s]
1.31	Posunutí matice (šroubu) v závislosti na počtu otáček		
1.32	Posun matice (šroubu)	dx	260,000 [mm]
1.33	Pootočení šroubu (matice)	nr	10,6250 [n]



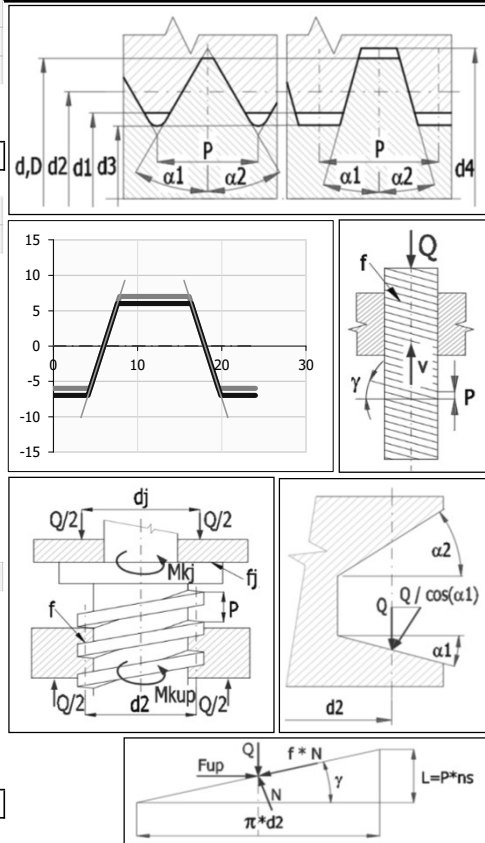
2.0 Pevnostní kontroly šroubu

2.1	Délka šroubu	Ls	450,00 [mm]
2.2	Materiálové parametry		
2.3	Hustota	ro	7850,00 7850 [kg/m^3]
2.4	Modul pružnosti v tahu	E	206000 206000 [MPa]
2.5	Mez kluzu	Rp(0.2)	350,00 350,00 [MPa]
2.6	Dovolený střední tlak v závitu	pD	21,60 17,6 - 25,6 [MPa]
2.7	Mezní štíhlost (čistý tlak/plastické)	SRcs	17,2 17,2 [~]
2.8	Mezní štíhlost (plastické/pružné)	SRc	107,8 107,8 [~]
2.9	Kontrola šroubu - tah, tlak, krut		
2.10	Napětí v krutu	τ	25,59 < 210 [MPa]
2.11	Tahové / tlakové napětí ve směru osy šroubu	σ	82,81 < 350 [MPa]
2.12	Redukované napětí	σred	93,92 < 350 [MPa]
2.13	Koeficient bezpečnosti	SF	3,73 > 2,00 [~]
2.14	Kontrola vzpěru - šroub (Secant metoda)		
2.15	Způsob uložení šroubu	B. Větknutí - Podpora	
2.16	Koeficient redukované délky	elc	0,80 0,80
2.17	Redukovaná (efektivní) délka	Leff	360,00 [mm]
2.18	Vnitřní plocha šroubu	A	12076,2822 [mm^2]
2.19	Kvadr. moment setrvačnosti	Ix	11605307,16 [mm^4]
2.20	Poloměr setrvačnosti	rx	31,000 [mm]
2.21	Max. vzdálenost vlákná	γ	62,000 [mm]
2.22	Hmotnost šroubu	m	52,836 [kg]
2.23	Štíhlostní poměr	SR [~]	11,6 < SRcs
2.24	Stupeň excentricity	μ [~]	0,100 0,1
2.25	Excentricita	e [mm]	1,550 0,15
2.26	Napětí v krajním vlákně jádra šroubu	σ	91,14 [MPa]
2.27	Kritické napětí	σc	317,42 [MPa]
2.28	Kritická síla	Qcr	3833202,0 [N]
2.29	Koeficient bezpečnosti	SF	3,83 > 1,75
2.30	Kritické otáčky	ncr	97178 [/min]
2.31	Maximální průhyb (zatížení vlastní vahou)	y _{max}	0,00009 [mm]
2.32	Kontrola na otláčení		
2.33	Výška matice	h	192,000 > 192 [mm]
2.34	Počet závitů v matici	nz	8 8
2.35	Max. počet činných závitů v matici	nz _{max}	8 =< 8 [~]
2.36	Tlak v závětech	p	24,03 < 21,6 [MPa]
2.37	Koeficient bezpečnosti	SF	0,90 > 1,25 [~]



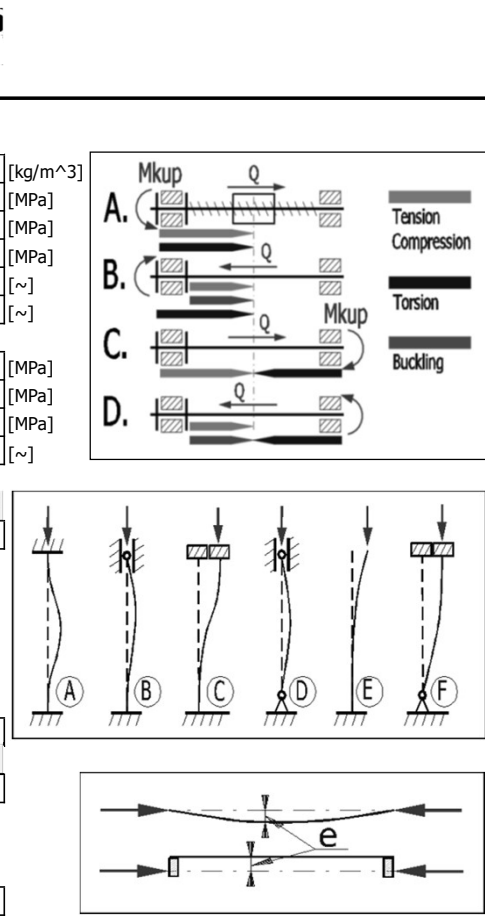
1.0 Kinematika, rozměry a výkonové parametry šroubu

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Materiál šroubu	Kalená ocel - (Rm = 640; Rp(0.2) = 350 [MPa])	
1.3	Materiál matice	Bronz - (Rm = 250; Rp(0.2) = 138 [MPa])	
1.4	Zatěžující síla	Q	1115000,0 [N]
1.5	Rychlost posunu	v	1,000 [mm/s]
1.6	Součinitel tření v závitech	f	0,0800 0.06 - 0.09
1.7	Návrhový roztečný průměr závitu d2	d2prop	157,00 [mm]
1.8	Typ závitu	Metrický lichoběžníkový závit 30° (ISO 2904: 1977)	
1.9	Velikost závitu	Tr 150 x 24 (d2=138 mm)	
1.10	Vnější (jmenovitý) průměr závitu šroubu	d, D	150,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1.11	Vnitřní průměr závitu matice	d1	126,000 [mm]
1.12	Roztečný průměr	d2	138,000 [mm]
1.13	Vnitřní průměr závitu šroubu	d3	124,000 [mm]
1.14	Vnější průměr závitu matice	d4	152,000 [mm]
1.15	Rozteč závitu	P	24,000 [mm]
1.16	Počet chodů závitu	ns	1 [~]
1.17	Stoupání závitu	L	24,000 [mm]
1.18	Úhel stoupání	γ	3,1686 [°]
1.19	Vrcholový úhel závitu 1	α1	15,000 [°]
1.20	Vrcholový úhel závitu 2	α2	15,000 [°]
1.21	Třecí moment (zachycení axiální síly)	1. Nepoužito	
1.22	Součinitel tření čepu (ložiska)	fj	0,1000 [~]
1.23	Střední průměr čepu (vnitřní ložiska)	dj	198,000 [mm]
1.24	Moment čepového tření	Mkj	0,000 [Nm]
1.25	Moment pro zdvih	Mkup	10679,870 [Nm]
1.26	Moment pro spuštění	Mkdw	2103,288 [Nm]
1.27	Celková účinnost	η	0,399 [~]
1.28	Výkon pohonu	Pmin	2,796 [kW]
1.29	Otáčky	n [min]	2,50 200
1.30	Obvodová rychlost šroubu	v'	0,02 [m/s]
1.31	Posunutí matice (šroubu) v závislosti na počtu otáček		
1.32	Posun matice (šroubu)	dx	260,0000 [mm]
1.33	Pootočení šroubu (matice)	nr	10,8333 [n]



2.0 Pevnostní kontroly šroubu

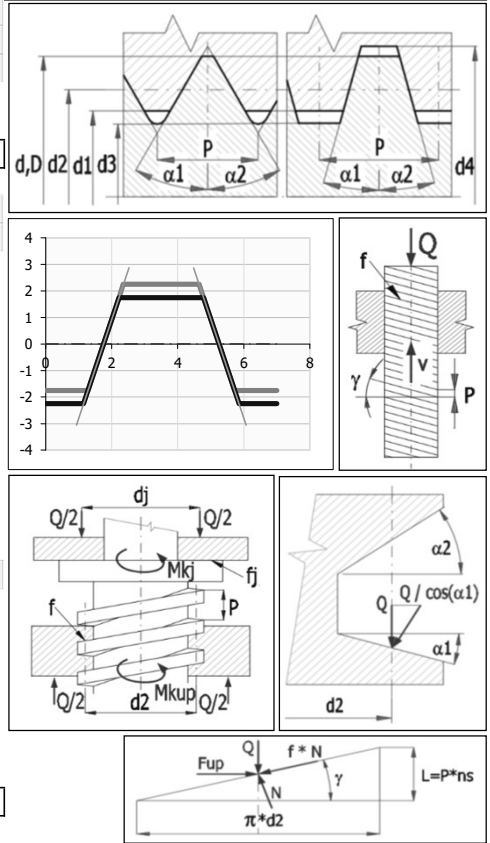
2.1	Délka šroubu	Ls	450,00 [mm]
2.2	Materiálové parametry		
2.3	Hustota	ro	7850,00 7850 [kg/m^3]
2.4	Modul pružnosti v tahu	E	206000 206000 [MPa]
2.5	Mez kluzu	Rp(0.2)	350,00 350,00 [MPa]
2.6	Dovolený střední tlak v závitu	pD	21,60 17,6 - 25,6 [MPa]
2.7	Mezní štíhlost (čistý tlak/plastické)	SRcs	17,2 17,2 [~]
2.8	Mezní štíhlost (plastické/pružné)	SRc	107,8 107,8 [~]
2.9	Kontrola šroubu - tah, tlak, krut		
2.10	Napětí v krutu	τ	28,53 < 210 [MPa]
2.11	Tahové / tlakové napětí ve směru osy šroubu	σ	92,33 < 350 [MPa]
2.12	Redukované napětí	σred	104,72 < 350 [MPa]
2.13	Koeficient bezpečnosti	SF	3,34 > 2,00 [~]
2.14	Kontrola vzpěru - šroub (Secant metoda)		
2.15	Způsob uložení šroubu	B. Větknutí - Podpora	
2.16	Koeficient redukované délky	elc	0,80 0,80
2.17	Redukovaná (efektivní) délka	Leff	360,00 [mm]
2.18	Vnitřní plocha šroubu	A	12076,2822 [mm^2]
2.19	Kvadr. moment setrvačnosti	Ix	11605307,16 [mm^4]
2.20	Poloměr setrvačnosti	rx	31,000 [mm]
2.21	Max. vzdálenost vlákná	γ	62,000 [mm]
2.22	Hmotnost šroubu	m	52,836 [kg]
2.23	Štíhlostní poměr	SR [~]	11,6 < SRcs
2.24	Stupeň excentricity	μ [~]	0,100 0,1
2.25	Excentricita	e [mm]	1,550 0,15
2.26	Napětí v krajním vlákně jádra šroubu	σ	101,63 [MPa]
2.27	Kritické napětí	σc	317,42 [MPa]
2.28	Kritická síla	Qcr	3833202,0 [N]
2.29	Koeficient bezpečnosti	SF	3,44 > 1,75
2.30	Kritické otáčky	ncr	97178 [/min]
2.31	Maximální průhyb (zatížení vlastní vahou)	y _{max}	0,00009 [mm]
2.32	Kontrola na otláčení		
2.33	Výška matice	h	192,000 > 192 [mm]
2.34	Počet závitů v matici	nz	8 8
2.35	Max. počet činných závitů v matici	nz _{max}	8 =< 8 [~]
2.36	Tlak v závitech	p	26,79 < 21,6 [MPa]
2.37	Koeficient bezpečnosti	SF	0,81 > 1,25 [~]



Příloha 4 - Výpočet trapézového šroubu příčného posuvu
opěry – MITCalc report

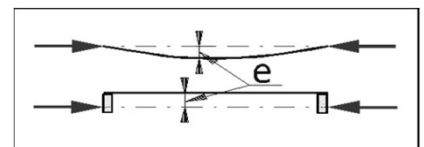
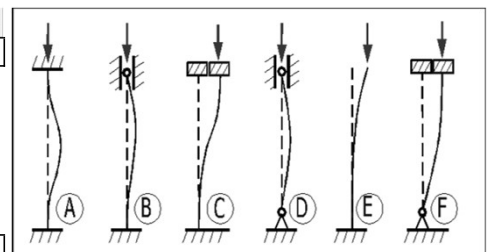
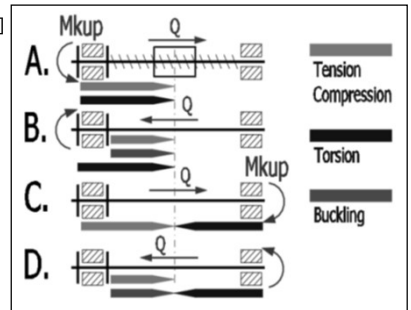
1.0 Kinematika, rozměry a výkonové parametry šroubu

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Materiál šroubu	Kalená ocel - (Rm = 580; Rp(0.2) = 320 [MPa])	
1.3	Materiál matice	Bronz - (Rm = 250; Rp(0.2) = 138 [MPa])	
1.4	Zatěžující síla	Q	17650,0 [N]
1.5	Rychlost posunu	v	5,000 [mm/s]
1.6	Součinitel tření v závitech	f	0,0800 0.06 - 0.09
1.7	Návrhový roztečný průměr závitu d2	d2prop	19,80 [mm]
1.8	Typ závitu	Metrický lichoběžníkový závit 30° (ISO 2904: 1977)	
1.9	Velikost závitu	Tr 40 x 7 (d2=36,5 mm)	
1.10	Vnější (jmenovitý) průměr závitu šroubu	d, D	40,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>
1.11	Vnitřní průměr závitu matice	d1	33,000 [mm]
1.12	Roztečný průměr	d2	36,500 [mm]
1.13	Vnitřní průměr závitu šroubu	d3	32,000 [mm]
1.14	Vnější průměr závitu matice	d4	41,000 [mm]
1.15	Rozteč závitu	P	7,000 [mm]
1.16	Počet chodů závitu	ns	1 [~]
1.17	Stoupání závitu	L	7,000 [mm]
1.18	Úhel stoupání	γ	3,4933 [°]
1.19	Vrcholový úhel závitu 1	α1	15,000 [°]
1.20	Vrcholový úhel závitu 2	α2	15,000 [°]
1.21	Třecí moment (zachycení axiální síly)	1. Nepoužito	
1.22	Součinitel tření čepu (ložiska)	fj	0,1000 [~]
1.23	Střední průměr čepu (vnitřní ložiska)	dj	54,000 [mm]
1.24	Moment čepového tření	Mkj	0,000 [Nm]
1.25	Moment pro zdvih	Mkup	46,577 [Nm]
1.26	Moment pro spuštění	Mkdw	6,979 [Nm]
1.27	Celková účinnost	η	0,422 [~]
1.28	Výkon pohonu	Pmin	0,209 [kW]
1.29	Otáčky	n [min]	42,86 200
1.30	Obvodová rychlost šroubu	v'	0,09 [m/s]
1.31	Posunutí matice (šroubu) v závislosti na počtu otáček		
1.32	Posun matice (šroubu)	dx	500,000 [mm]
1.33	Pootočení šroubu (matice)	nr	71,4286 [n]



2.0 Pevnostní kontroly šroubu

2.1	Délka šroubu	Ls	630,00 [mm]
2.2	Materiálové parametry		
2.3	Hustota	ro	7850,00 7850 [kg/m^3]
2.4	Modul pružnosti v tahu	E	206000 206000 [MPa]
2.5	Mez kluzu	Rp(0.2)	320,00 320,00 [MPa]
2.6	Dovolený střední tlak v závitu	pD	21,60 17,6 - 25,6 [MPa]
2.7	Mezní štíhlost (čistý tlak/plastické)	SRcs	17,9 17,9 [~]
2.8	Mezní štíhlost (plastické/pružné)	SRc	112,7 112,7 [~]
2.9	Kontrola šroubu - tah, tlak, krut		
2.10	Napětí v krutu	τ	7,24 < 192 [MPa]
2.11	Tahové / tlakové napětí ve směru osy šroubu	σ	21,95 < 320 [MPa]
2.12	Redukované napětí	σred	25,28 < 320 [MPa]
2.13	Koeficient bezpečnosti	SF	12,66 > 2,00 [~]
2.14	Kontrola vzpěru - šroub (Secant metoda)		
2.15	Způsob uložení šroubu	A. Vetknutí - Vetknutí	
2.16	Koeficient redukované délky	elc	0,65 0,65
2.17	Redukovaná (efektivní) délka	Leff	409,50 [mm]
2.18	Vnitřní plocha šroubu	A	804,2477 [mm^2]
2.19	Kvadr. moment setrvačnosti	Ix	51471,85404 [mm^4]
2.20	Poloměr setrvačnosti	rx	8,000 [mm]
2.21	Max. vzdálenost vlákná	γ	16,000 [mm]
2.22	Hmotnost šroubu	m	5,175 [kg]
2.23	Štíhlostní poměr	SR [~]	51,2 SRcs>SR>SRc
2.24	Stupeň excentricity	μ [~]	0,100 0,1
2.25	Excentricita	e [mm]	0,400 0,15
2.26	Napětí v krajním vlákně jádra šroubu	σ	24,22 [MPa]
2.27	Kritické napětí	σc	273,97 [MPa]
2.28	Kritická síla	Qcr	220336,7 [N]
2.29	Koeficient bezpečnosti	SF	12,48 > 2,36
2.30	Kritické otáčky	ncr	18169 [/min]
2.31	Maximální průhyb (zatížení vlastní vahou)	y _{max}	0,00271 [mm]
2.32	Kontrola na otláčení		
2.33	Výška matice	h	49,000 > 56 [mm]
2.34	Počet závitů v matici	nz	7 7
2.35	Max. počet činných závitů v matici	nz _{max}	7 =< 8 [~]
2.36	Tlak v závitech	p	6,28 < 21,6 [MPa]
2.37	Koeficient bezpečnosti	SF	3,44 > 1,25 [~]



Příloha 5 - Výpočet pohonu výsuvu spodní pinoly –
KISSys

Name : Výpočet výsuvu spodní pinoly

Changed by: Petr Kanta on: 27.5.2021 at: 09:43:03

Výpočet výsuvu spodní pinoly

Power inputs:

_O.Boundary1			
Speed	[1/min]	7.353	
Torque	[Nm]	3540.192	
Power	[kW]	2.726	

Power outputs:

_O.Boundary2			
Speed	[1/min]	2.5	
Torque	[Nm]	-9600	
Power	[kW]	2.513	

Calculations:

_O.GearPair_const1.GearPair_const1_calc
_O.sh1.sh1_calc
_O.sh2.sh2_calc
_O.sh3.sh3_calc
_O.sh4.sh4_calc
_O.z1_z2_z3.ThreeHelicalGears_calc1

_O.GearPair_const1.GearPair_const1_calc - kuželové soukolí

Bevel gear calculation, bevel gear pair

Calculation method	Bevel gear DIN 3991:1988	
Geometry calculation according to method	0, ISO 23509:2016	
Standard, fig 1 (Tip, Pitch and Root apex in one point)		
Power (kW)	[P]	2.726
Speed (1/min)	[n]	7.4 5.0
Torque (Nm)	[T]	3540.2 5206.2
Application factor	[KA]	1.25
Required service life	[H]	20000.00
Hypoid offset (mm)	[a]	0.000
Mean normal module (mm)	[mmn]	8.0000
Mean spiral angle (°)	[βm]	30.0000
Number of teeth	[z]	17 25
Facewidth (mm)	[b]	66.00 66.00
Safety for tooth root stress	[SF=σFP/σF]	1.64 1.65
Safety factor for contact stress, σHP/σHB/D	[SH]	1.57 1.61
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000

_O.sh1.sh1_calc - hřidel motoru - pouze reference.

Analysis of shafts, axle and beams

Label	sh1		
Drawing			
Initial position (mm)			0.000
Length (mm)			150.000
Speed (1/min)			7.35
Direction of rotation:		clockwise	
Material	C45 (1)		
Type of force element			Bevel gear
Position on shaft (mm)	[y _{local}]		6.0000
Type of force element			Coupling
Position on shaft (mm)	[y _{local}]		140.0000

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'sh1' Rolling bearing 'RollerBearing7'

Dynamic equivalent load	[P]	64.25	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			64.25 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	145621.42	h
Static safety factor	[S ₀]	4.30	

Shaft 'sh1' Rolling bearing 'RollerBearing8'

Dynamic equivalent load	[P]	51.54	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			32.61 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	116398.24	h
Static safety factor	[S ₀]	8.28	

_O.sh2.sh2_calc - Hřídel ozubeného kola 2 a 3

Analysis of shafts, axle and beams

Label	sh2	
Drawing		
Initial position (mm)	0.000	
Length (mm)	463.000	
Speed (1/min)	5.00	
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Type of force element	Bevel gear	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	443.5000
Type of force element	Cylindrical gear	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	110.0000

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'sh2' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Dynamic equivalent load	[P]	51.79	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			51.79 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	33720.35	h
Static safety factor	[S ₀]	2.36	

Shaft 'sh2' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Dynamic equivalent load	[P]	16.50	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			16.50 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	668032.18	h
Static safety factor	[S ₀]	6.30	

Shaft 'sh2' Rolling bearing 'RollerBearing8'

Dynamic equivalent load	[P]	29.09	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			29.09 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	23.37	

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

sh2

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SD	SS
A-A	1.00	0.91	0.83	5.38	4.83
Required safeties:				1.20	1.20

_O.sh3.sh3_calc - Hřídel ozubeného kola 4

Analysis of shafts, axle and beams

Label	sh3		
Drawing			
Initial position (mm)	0.000		
Length (mm)	207.500		
Speed (1/min)	2.78		
Direction of rotation:	counterclockwise		
Material	C45 (1)		
Type of force element	Cylindrical gear		
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	110.0000	
Type of force element	Cylindrical gear		
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	110.0000	

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'sh3' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Dynamic equivalent load	[P]	68.68	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			68.68 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	160239.34	h
Static safety factor	[S ₀]	2.66	

Shaft 'sh3' Rolling bearing 'RollerBearing4'

Dynamic equivalent load	[P]	81.55	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			81.55 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	90387.68	h
Static safety factor	[S ₀]	2.24	

Strength calculation according to DIN 743:2012 with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

sh3

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened

_O.sh4.sh4_calc - Hřídel ozubeného kola 5

Analysis of shafts, axle and beams

Label	sh4		
Drawing			
Initial position (mm)			0.000
Length (mm)			413.000
Speed (1/min)			2.50
Direction of rotation:		clockwise	
Material	C45 (1)		
Type of force element			Coupling
Position on shaft (mm)	[y _{local}]		295.0000
Type of force element			Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[y _{local}]		115.0000

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'sh4' Rolling bearing 'RollerBearing5'

Dynamic equivalent load	[P]	40.16	kN	
Static equivalent load	[P ₀]			40.16 kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	570782.92	h
Static safety factor	[S ₀]	3.41	

Shaft 'sh4' Bearing 'Support1'

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

sh4

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

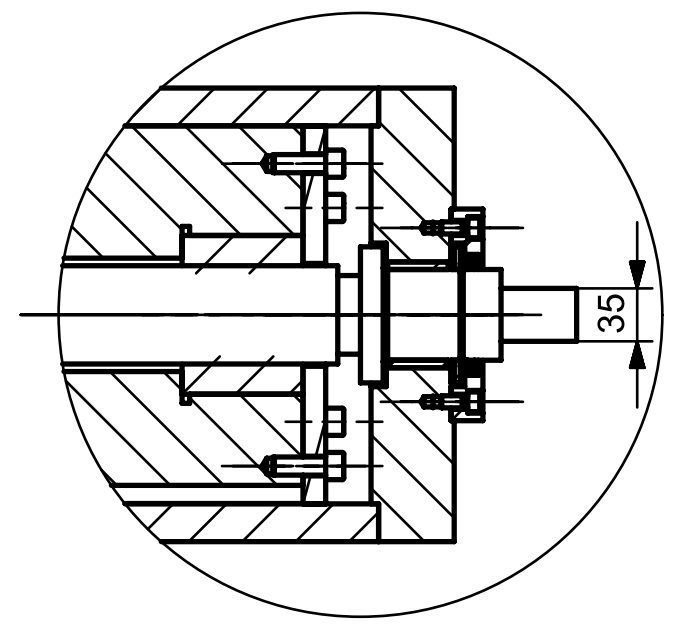
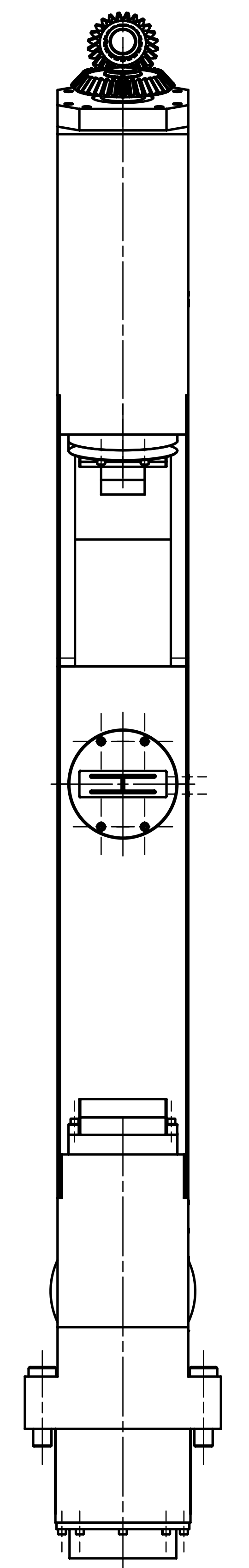
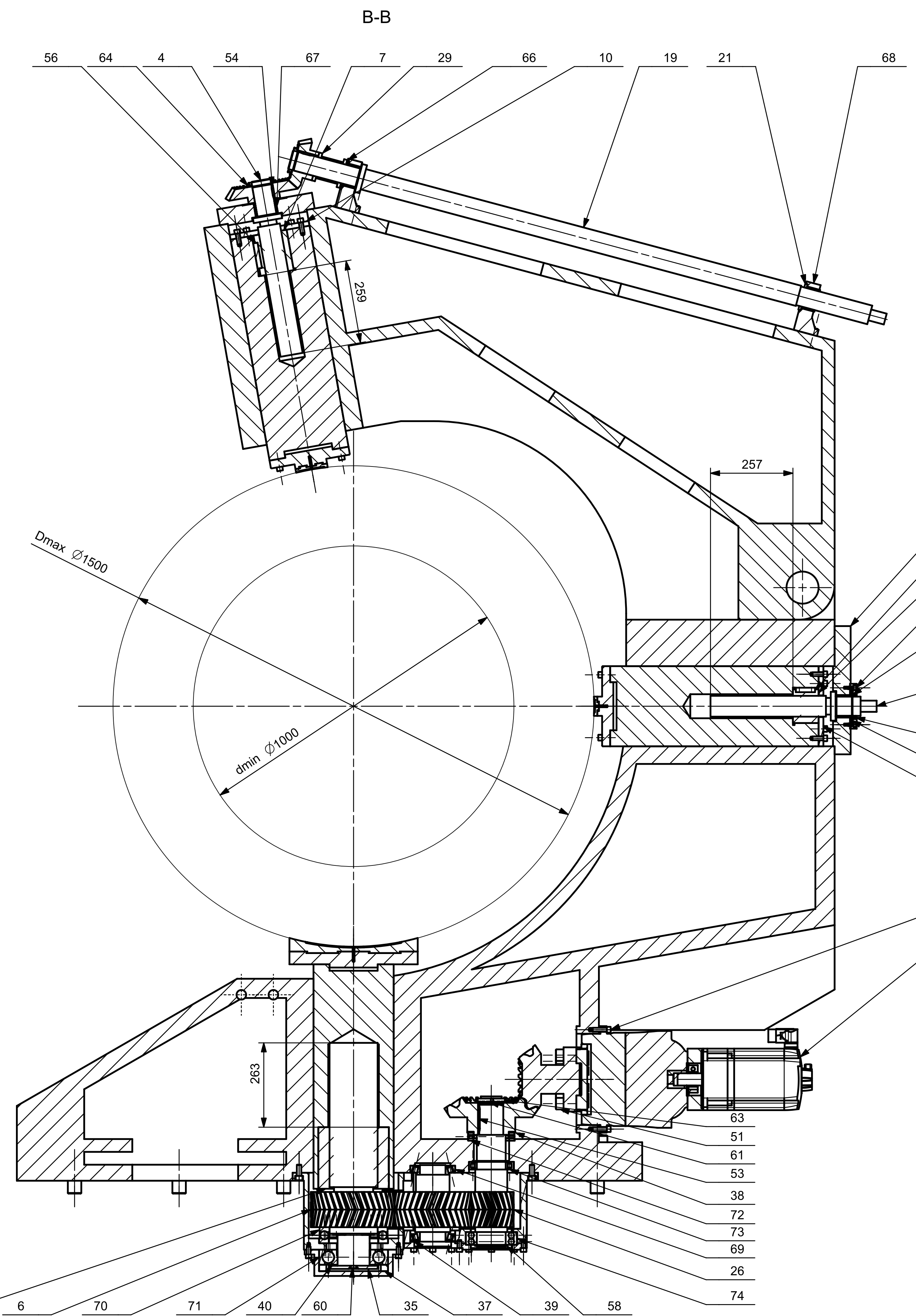
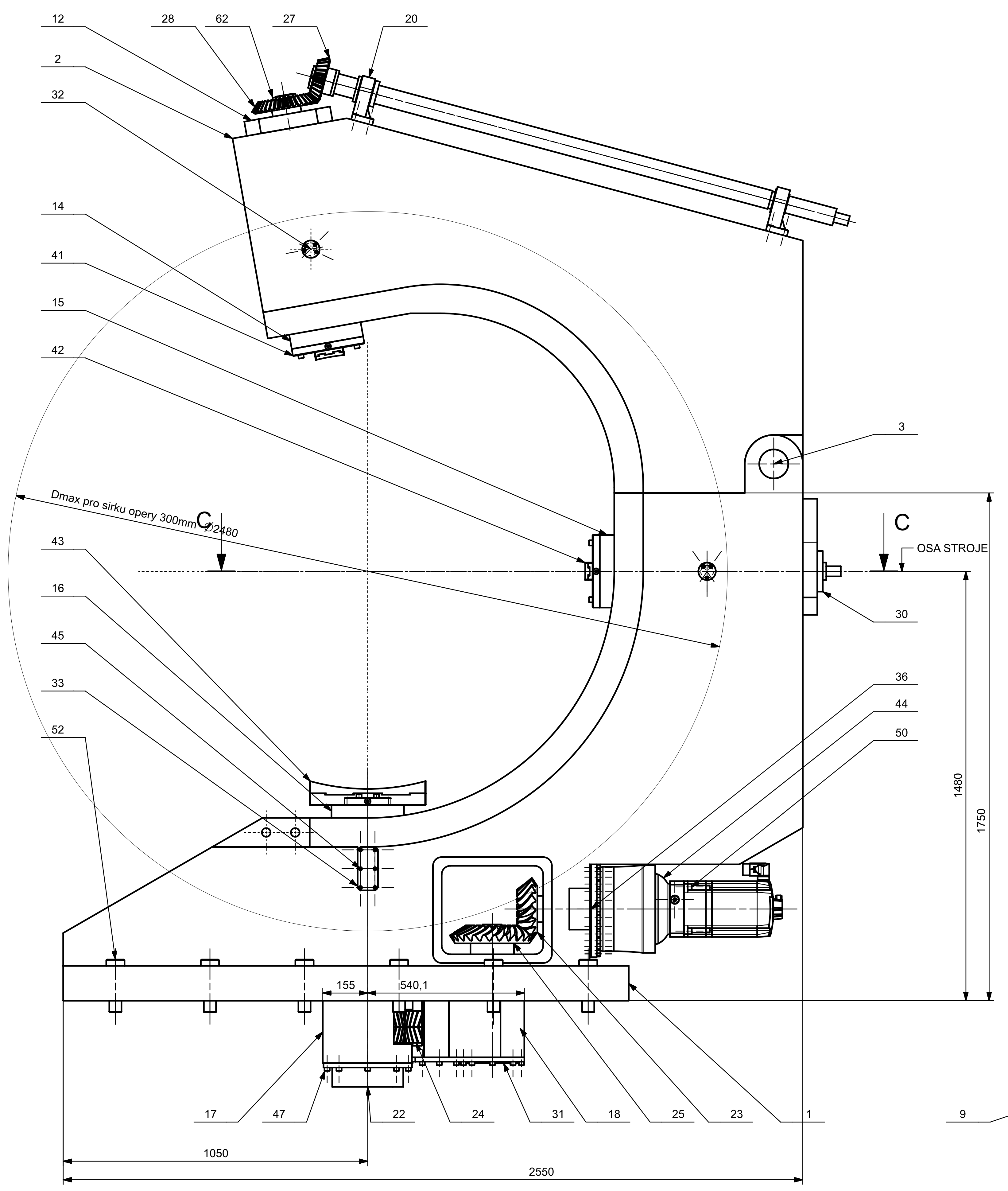
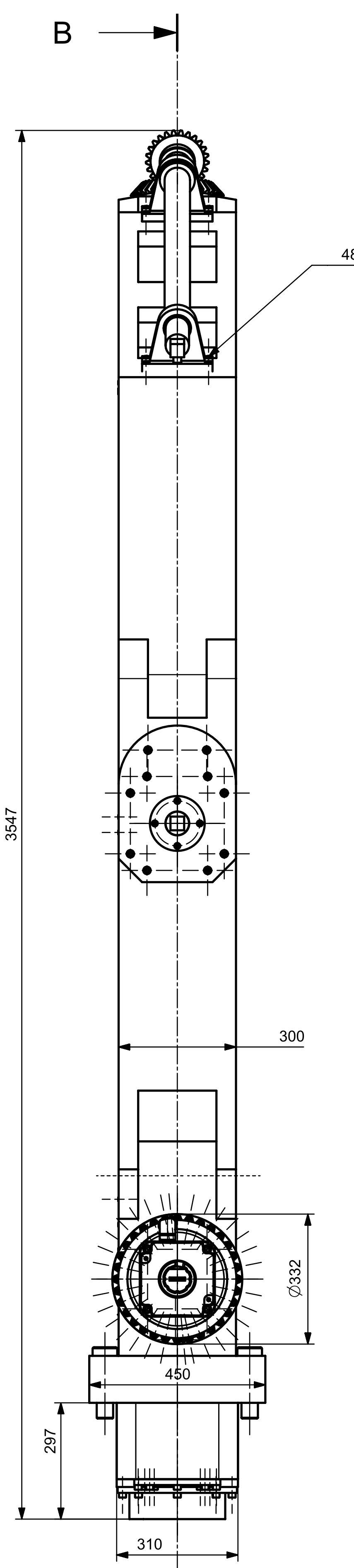
Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SD	SS
A-A	1.00	0.92	0.82	6.80	6.01
Required safeties:				1.20	1.20

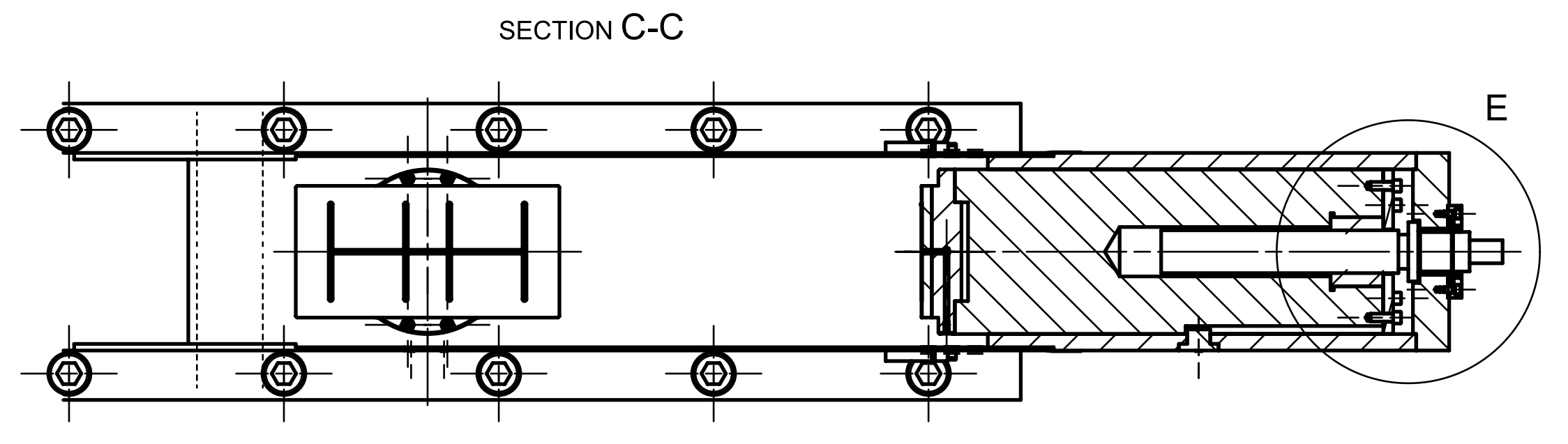
_O.z1_z2_z3.ThreeHelicalGears_calc1 - Výpočet šípového ozubení

Calculation of helical-toothed cylindrical gears

Calculation method	ISO 6336:2019			
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ---
Number of idler gears	[No.wheel]	1	1	1
Power (kW)	[P]		2.617	
Speed (UpM)	[n]	5.0	2.8	2.5
Torque (Nm)	[T]	4997.9	0.0	9995.8
Application factor	[KA]		1.10	
Required service life (h)	[H]		4000.00	
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise		
Center distance (mm)	[a]	183.265	246.801	
Normal module (mm)	[mn]		6.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]		20.0000	
Number of teeth	[z]	20	36	40
Total facewidth of Gear (mm)	[B]	110.00	110.00	110.00
Face load factor - flank	[KHβ]		1.07	1.04
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	3.04		
	[SF=σFG/σF]		2.54 / 2.81	
	[SF=σFG/σF]			3.65
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=σHG/σHBD]	1.53	1.60 / 1.97	1.99
Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00	
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000	



DETAIL E
SCALE 1:5



POZ	PART NAME	KS	HMOT.	C. VYKRESU/NORMA	MATERIÁL
74	LOZISKO 4218 ATN9	1	3	SKF	
73	LOZISKO NU 1018 ML	1	1	SKF	
72	LOZISKO 81122 TN	1	1	SKF	
71	LOZISKO 6320 M	1	9	SKF	
70	LOZISKO 51230 M	1	6	SKF	
69	LOZISKO 30216	2	2	SKF	
68	KLUZNE LOZISKO S OSAZENIM 60x50	1	1	SKF	
67	KLUZNE LOZISKO 60x65-50	3	-	SKF	
66	AXIALNI KROUZEK 62x90-2	6	-	SKF	
65	MOTOR 1FK7105-2AC71	1	81	SIEMENS	
64	MB PODLOZKA 60x73	2	-	ISO 2982-2	
63	KM MATICE M65x2x79	1	-	ISO 2982-2	
62	KM MATICE M60x2x73	2	-	ISO 2982-2	

POZ	PART NAME	KS	HMOT.	C. VYKRESU/NORMA	MATERIÁL
61	MB PODLOZKA 65x79	1	-	ISO 2982-2	
60	SROUB ZAPUSTNY M14x25	1	-	ISO 10642	
59	GUFERO 60x75x8	1	-	CSN 02 9401	
58	POJ. KROUZEK VNEJSI 90	2	-	CSN 02 2930	
57	POJ. KROUZEK VNEJSI 60	1	-	CSN 02 2930	
56	PERO TESNE 22e7x14x80	1	-	CSN 02 2562	
55	PERO TESNE 22e7x14x40	1	-	CSN 02 2562	
54	PERO TESNE 22e7x14x60	2	-	CSN 02 2562	
53	PERO TESNE 20e7x12x60	1	-	CSN 02 2562	
52	SROUB M42x3x140	12	2	CSN 02 1143	
51	SROUB M24x3x70	12	-	CSN 02 1143	
50	SROUB M14x2x35	35	-	CSN 02 1143	
49	SROUB M12x1.75x45	40	-	CSN 02 1143	
48	SROUB M12x1.75x35	48	-	CSN 02 1143	
47	M12x1.75x25	22	-	CSN 02 1143	
46	SROUB M8x1.25x18	4	-	CSN 02 1143	
45	SROUB M6x1x16	12	-	CSN 02 1143	
44	PREVODOVKA AP 285/100 3ST	1	-	APEX	
43	NASTAVEK PINOLY 3	1	44	KKS-DP-2021-10043	11523.1
42	NASTAVEK PINOLY 2	1	13	KKS-DP-2021-10042	11523.1
41	NASTAVEK PINOLY 1	1	15	KKS-DP-2021-10041	11523.1
40	AX. KROUZEK 3. PINOLY	1	-	KKS-DP-2021-10040	11500
39	AX. KROUZEK KUZ. KOLA	1	-	KKS-DP-2021-10039	11500
38	AX. KROUZEK KUZ. SOUKOLI PINOLA 3	1	-	KKS-DP-2021-10038	11500
37	DISTANCI KROUZEK	1	2	KKS-DP-2021-10037	11500
36	AX. KROUZEK PREVODOVKY	1	1	KKS-DP-2021-10036	11500
35	POJISTNA PODLOZKA	1	1	KKS-DP-2021-10035	11500
34	STR. KROUZEK AX. KROUZKU	1	-	KKS-DP-2021-10034	11500
33	VODICI KAMEN 2	1	2	KKS-DP-2021-10033	12050
32	VODICI KAMEN	2	-	KKS-DP-2021-10032	12050

POZ	PART NAME	KS	HMOT.	C. VYKRESU/NORMA	MATERIÁL
31	VICKO VYSUVU PINOLY 1	1	7	KKS-DP-2021-10031	11523.0
30	VICKO PINOLY 2	1	2	KKS-DP-2021-10030	11523.0
29	TRUBKA DISTANCNI	1	1	KKS-DP-2021-10029	11500.0
28	KUZELOVE KOLO 1 PINOLA 1	1	8	KKS-DP-2021-10028	16326
27	KUZELOVE KOLO 2 PINOLA 1	1	4	KKS-DP-2021-10027	16326
26	OZUBENE KOLO 3	1	28	KKS-DP-2021-10026	16326
25	OZUBENE KOLO 2	1	22	KKS-DP-2021-10025	16326
24	OZUBENE KOLO 4	1	45	KKS-DP-2021-10024	16326
23	OZUBENE KOLO 1	1	25	KKS-DP-2021-10023	16326
22	DOMEK LOZISKA	1	14	KKS-DP-2021-10022	422425
21	DOMEK 2	1	6	KKS-DP-2021-10021	11323.0
20	DOMEK 1	1	12	KKS-DP-2021-10020	11323.0
19	HRIDEL VYSUVU PINOLY 1	1	48	KKS-DP-2021-10019	11.500
18	DOMEK VYSUVU PINOLY 1 2	1	43	KKS-DP-2021-10018	422425
17	DOMEK VYSUVU PINOLA 1	1	34	KKS-DP-2021-10017	422425
16	PINOLA 3	1	165	KKS-DP-2021-10016	15330.9
15	PINOLA 2	1	229	KKS-DP-2021-10015	15330.9
14	PINOLA 1	1	246	KKS-DP-2021-10014	15330.9
13	TALIR PINOLY 2	1	41	KKS-DP-2021-10013	11.523.0
12	TALIR PINOLY 1	1	32	KKS-DP-2021-10012	11.523.0
11	ZATKA PINOLY 2	1	5	KKS-DP-2021-10011	11.523.0
10	ZATKA PINOLY 1	1	5	KKS-DP-2021-10010	11.523.0
9	MATICNE PINOLY 3	1	43	KKS-DP-2021-10009	CuSn10
8	MATICNE PINOLY 2	1	4	KKS-DP-2021-10008	CuSn10
7	MATICNE PINOLY 1	1	7	KKS-DP-2021-10007	CuSn10
6	SROUB PINOLY 3	1	116	KKS-DP-2021-10006	13240.6
5	SROUB PINOLY 2	1	13	KKS-DP-2021-10005	13240.6
4	SROUB PINOLY 1	1	16	KKS-DP-2021-10004	13240.6
3	CEP OPERY	1	18	KKS-DP-2021-10003	12050
2	RAM OPERY - VRCHNI	1	1351	KKS-DP-2021-10002	422425
1	RAM OPERY - SPODNI	1	2500	KKS-DP-2021-10001	422425

Date: 27.5.2021
 Author: Karel Petr
 Faculty: Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology
 Project: OPERA KLUZNA 1000-1500/1000KN
 Drawing No.: KKS-DP-2021-10000
 Scale: 1:8
 Sheet: 4 of 4

