

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Upínací prostředky rotačních součástí – sklíčidla, upínací desky

Autor: Martin KREJČÍ

Vedoucí práce: Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin KREJČÍ**
Osobní číslo: **S11B0166P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Upínací prostředky rotačních - součástí sklíčidla, upínací desky.
Sklíčidlo soustruhu.**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikací.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše konstrukčních řešení součástí sklíčidla, upínací desky u vybraných výrobců soustruhů.
2. Projekt upínací prostředky rotačních součástí sklíčidla, upínací desky. Sklíčidlo soustruhu pro zadaný typ soustruhu ve variantách.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty sestava a kusovník, výpočty.
4. Detail vybrané součásti.
5. Technicko ekonomické hodnocení navržené konstrukce.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:


HUDEC, Z. Upínací desky, sklíčidla - příklady. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2013

HUDEC, Z. Vedení kluzná - příklady. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2013

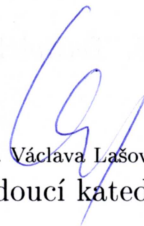
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Krejčí	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 “Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Upínací prostředky rotačních součástí– sklíčidla, upínací desky. Sklíčidlo soustruhu.		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	62	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	7
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tématika bakalářské práce se zabývá rešerší upínání strojních součástí do sklíčidel a upínacích desek. Jednotlivé funkční principy jsou blíže popsány. Dále se zabývá konstrukčním řešením sklíčidla soustruhu podle zadaných parametrů. Jednotlivé součásti sklíčidla jsou kontrolovány jak ručním výpočtem, tak i pomocí softwaru.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Sklíčidlo, upínací deska, čelist, sklíčidlo soustruhu.

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Krejčí	Name Martin		
FIELD OF STUDY	B2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec,CSc.	Name Zdeněk		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Clamping means of the rotating parts – chucks, clamping plates. Chucks of lathe.			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	62	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	7
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Subject of bachelor work deals with solution of clamping machine components into chucks and clamping plates. Particular functional principles are closely described. Futhermore it deals with the design of the lathe chuck according to the requested parameter particular components of chuck are controled both manually calculation and by software calculation.
KEY WORDS	Chuck, clamping plate, jaw, chucks of lathe.

OBSAH

1	Upínání obrobků na soustruhu	9
1.1	Rozdělení dle upnutí obrobku.....	9
1.2	Požadavky na upínání obrobků.....	9
1.3	Čelisti.....	10
1.4	Lunety.....	11
2	Univerzální sklíčidlo	12
2.1	Univerzální sklíčidla pro vnější a vnitřní upínání	12
2.2	Princip ručního sklíčidla.....	13
2.3	Mechanické upínání.....	14
2.3.1	Princip pneumatického sklíčidla	14
2.3.2	Princip Hydraulického upínání.....	15
2.4	Další typy sklíčidel	15
3	Upínací desky.....	16
3.1	Vlastnosti upínacích desek	16
3.2	Upínací mechanismus upínacích desek.....	17
3.3	Požadavky na upínací mechanismus	17
3.4	Upínací systém desky	18
3.5	Uložení čelistí v lícní desce	18
4	PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	19
4.1	Popis konstrukčního řešení sklíčidla	20
4.1.1	Deska sklíčidla	20
4.1.2	Upínka	21
4.1.3	Pakna	22
4.1.4	Hvězdice, tlačky	22
4.1.5	Hrot.....	23
4.1.6	Čelist.....	23
4.1.7	Mezideska.....	25
4.2	Výpočty konstrukce	25
4.2.1	Posuvový mechanismus	25
4.2.2	Určení působíště sil na mechanismu	26
4.2.3	Rovnováha sil na pakně.....	27
4.2.4	Rovnováha sil na upínce	28
4.2.5	Kontrola maximálního momentu na sklíčidle	28

Katedra konstruování strojů

Martin Krejčí

4.2.6	Kontrola šroubového spojení hrotu se sklíčidlem	28
4.2.7	Výpočet šroubů k uchycení hrotu pomocí KISSsoft	30
4.2.8	Výpočet tlaku působícího na plochy drážkování	32
4.2.9	Kontrola otlačení pakny	32
4.2.10	Výpočet statické bezpečnosti čelisti	33
4.2.11	Výpočet šroubů v programu KISSsoft	35
4.2.12	Kontrola vodicích ploch na pakně	36
4.2.13	Návrh hydraulického válce	39
5	Závěr	40
6	Seznam obrázků	41
7	Použitá literatura	42
8	Software	43
9	Přílohy	43

1 Upínání obrobků na soustruhu

Různé tvary a velikosti opracovávaných obrobků vyžadují rozmanité upínací prostředky. Upínací prostředky musí být schopny přenášet hlavní pohyb na obrobek a bezpečně zachytávat síly vznikající při obrábění. Na obrobek působí řezné síly, upínací síly, setrvačné síly a dynamické síly, nelze opomenout ani síly dané jeho hmotností. Upnutí obrobku musí být bezpečné a pevné, aby se nepoškodil nástroj ani stroj, součást se nesmí vlivem upnutí deformovat. "Způsob upnutí obrobku při soustružení závisí na tvaru obrobku, jeho hmotnosti, požadované přesnosti soustružení a rovněž na druhu soustruhu"(2). Mezi nejčastěji používané upínací prostředky patří univerzální sklíčidlo a upínací deska. Rozdíl mezi upínací deskou a sklíčidlem je v provedení upínacího mechanismu. Na sklíčidle se čelisti pohybují všechny najednou, kdežto na upínací desce se čelisti pohybují každá zvlášť nezávisle na sobě.

1.1 Rozdělení dle upnutí obrobku

- Univerzální sklíčidla: a) tříčelist'ová - pro upínání kruhových materiálů, tří a šestihranů, b) čtyřčelist'ová - nejčastěji se používají pro čtyřhrany,
- upínací desky - slouží pro upínání obrobků nepravidelných tvarů. Každá čelist se pohybuje samostatně,
- mezi hroty - jsou určeny pro delší součásti nebo pro kratší, kde chceme minimalizovat házení, používá se pro obrobky s poměrem délky a průměru $L/D > 2$ až 3,
- pevná luneta - používá se pro delší součásti, kdy zabráňuje vychýlení a upíná se na lože soustruhu,
- pohyblivá luneta - podepírá obrobek vůči soustružnickému noži. Má dvě čelisti, třetí tvoří nůž,
- kleštiny - jsou pro rychlé upínání bez poškození povrchu materiálu.

1.2 Požadavky na upínání obrobků

- "Správná poloha obrobku vůči nástroji,
- dostatečná tuhost a pevnost upnutí,
- bezpečnost upnutí,
- minimální náklady na provedení upnutí,
- spolehlivý přenos krouticího momentu (např. u soustružení),
- dostatečná přesnost nastavení upínací síly zajišťující, že nedojde k přetížení čelistí nebo k deformaci upínané součásti,
- odolnost vůči vibracím,
- životnost upínacího prostředku,
- dostatečná přesnost vystředění upínané součásti (0,01 mm),
- ergonomická kritéria – nízká síla na ramenu klíče při ručním upínání (<250 N),
- jednoduchá obsluha a údržba,
- nesmí bránit odchodu třísek a odtoku řezné kapaliny,

- nesmí bránit proměření součástí,
- dostatečný zdvih čelisti při upínání,
- vysoké upínací síly" (8).

1.3 Čelisti

Čelisti zajišťují přenos výkonu mezi strojem a obrobkem. Slouží k upnutí rotačních součástí k upínací desce či sklíčidlu. Pouze při použití správného typu čelistí, je možno využít celé kapacity obráběcího stroje a tím maximalizovat produktivitu. Základním dělením čelistí je na tvrdé a měkké. Dále podle způsobu upnutí na vnější, vnitřní, a obousměrné. Měkké čelisti nedeformují obrobek, a proto se používají pro dokončovací operace. "Při utahování je pohyb čelistí nejčastěji ovládán kotoučem s čelním spirálovým závitem zapadajícím do drážek čelistí. Čelní závit zapadá do drážek čelistí pod různými úhly, což způsobuje nadměrné tlaky, a tím i veliké opotřebení těchto součástí a nepřesnost upínání"(9). V sériové výrobě se častokrát používají speciálně tvarované čelisti, pro rychlejší upínání obrobku.



1



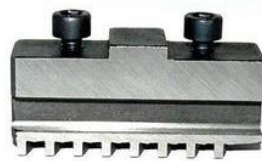
2



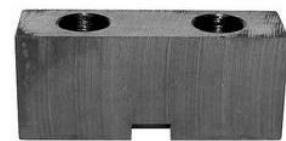
3



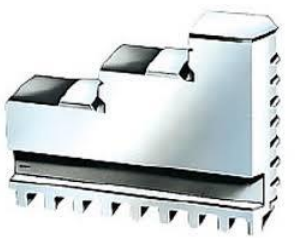
4



5



6



7

Obrázek 1: Druhy čelistí

(1 - tvrdá vnější čelist, 2 - tvrdá vnitřní čelist, 3 - měkká dělená čelist, 4 – monobloková čelist, 5 - základní čelist, 6 – měkká čelist, 7 – tvrdá čelist).(9)

1.4 Lunety

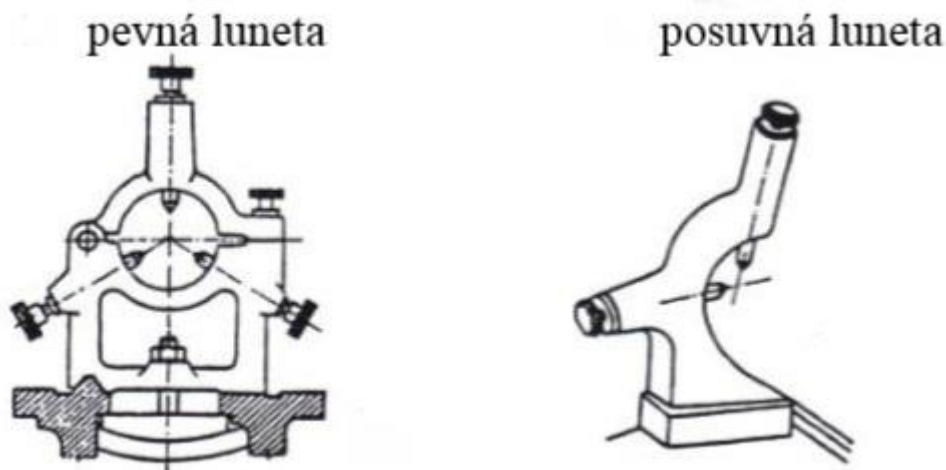
Jedná se o pomocné příslušenství, které usnadňuje manipulaci, upnutí obrobku a zároveň rozšiřuje možnosti soustruhu. Opěry neboli lunety se používají u velmi štíhlých obrobků, u kterých hrozí během obrábění nebezpečí prohnutí. Používají se při štíhlostním poměru $L/D > 10$. Opěrné styky jsou buď kluzné, nebo při větších rychlostech valivé. Lunety rozlišujeme, na polozavřené nebo zavřené lunety. Dále mohou být pevné lunety (upnuté k loži stroje) nebo posuvné lunety (posouvají se po loži). Polozavřené opěry mají tvar stojícího nebo ležícího C. Uzavřené opěry, které obepínají obrobek, mají horní polovinu opěry odklopnou, nebo snímatelnou, aby se do ní dal obrobek vložit.

Pevná luneta:

- Dlouhé tenké obrobky, zabraňuje průhybu,
- upevňuje se na vodící plochy lože soustruhu,
- při nasazování opěrných čelistí NESMÍ obrobek házet,
- čelisti vyrobeny z kalené oceli nebo osazeny destičkami ze slitin mědi a zinku (bronz).

Pohyblivá luneta:

- Podepírá obrobek vůči soustružnickému noži, nůž vytváří třetí čelist,
- pohybuje se s nožem (upevňuje se na suport), podpírá obrobek po celé délce obrobku,
- použití při hrubování.



Obrázek 2: Pevná a posuvná luneta

2 Univerzální sklíčidlo

Univerzální sklíčidlo je nejčastěji používaným upínacím prostředkem na soustruhu. Využívá se v kusové i sériové výrobě. Používá se jak pro dvoustranné upínání dlouhých obrobků, ale i pro letmé jednostranné upínání. Na přední straně sklíčidla jsou v drážkách posuvně uloženy 3 nebo 4 čelisti (výjimečně 2). Čelisti sklíčidla se stahují nebo rozevírají současně, otáčíme-li nástrčným klíčem, zasunutým do jednoho z otvorů na obvodě sklíčidla, tak se válcový obrobek samočinně ustředí. Sklíčidla se dělí dle upínacího mechanismu obrobku na ruční, pneumatický, hydraulický a elektrický.

Podle počtu upínacích čelistí rozeznáváme tříčelist'ová, čtyřčelist'ová a méně častá dvoučelist'ová sklíčidla. Tříčelist'ové sklíčidlo slouží k upnutí rotačních válcových součástí, proto se tento upínací prostředek volí pouze v případě, kdy je osa obráběné plochy totožná s osou soustružení, tedy s vřetenem soustruhu. Čtyřčelist'ová sklíčidla můžeme využít k upínání obrobků válcových, ale i čtyřhranných. Vlivem upínacích a řezných sil při soustružení dochází k deformacím obrobku, aby k deformacím nedocházelo, je nutné upínat do univerzálního sklíčidla pouze obrobky, které jsou dostatečně tuhé. Štíhlé obrobky s velkým poměrem délky k průměru musíme podepřít při soustružení lunetami. Lunety mohou být buď pevně upnuty na loži stroje, nebo jsou připevněny k supportu. "Vyčnívající konec obrobku by neměl překročit pětinasobek jeho průměru. Jinak musíme volný konec obrobku podepřít otočným hrotem koníku"(8).

2.1 Univerzální sklíčidla pro vnější a vnitřní upínání

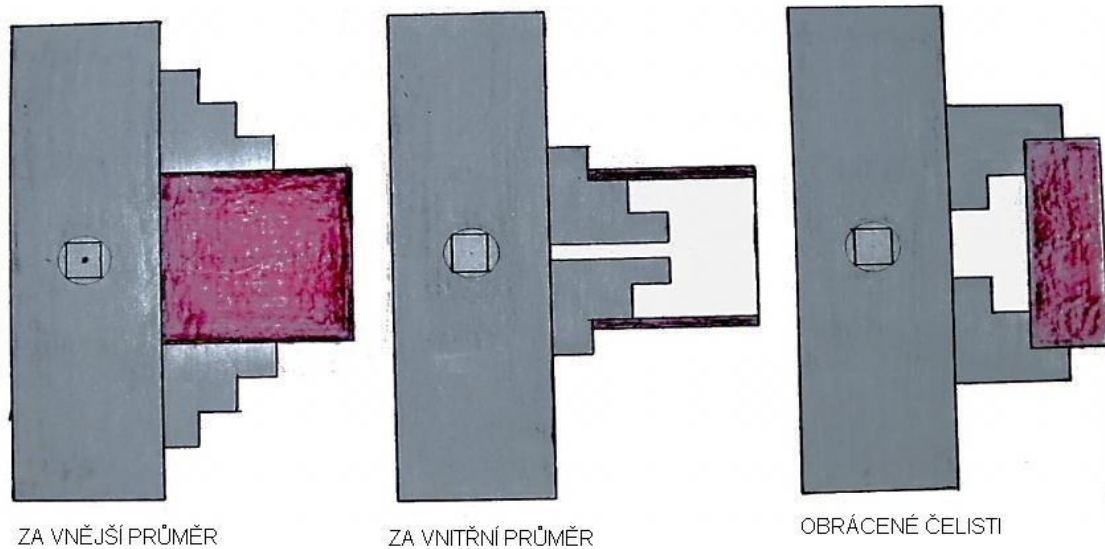


OBRÁCENÉ ČELISTI



NORMÁLNÍ ČELISTI

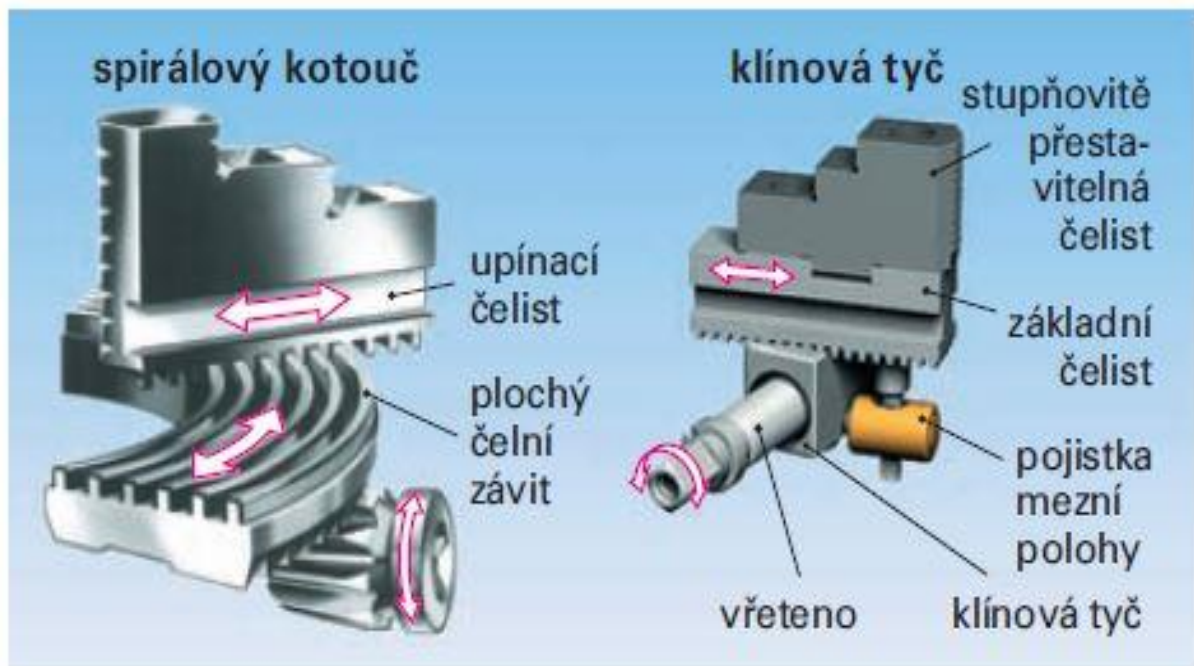
Obrázek 3: Čelisti na univerzálním sklíčidle



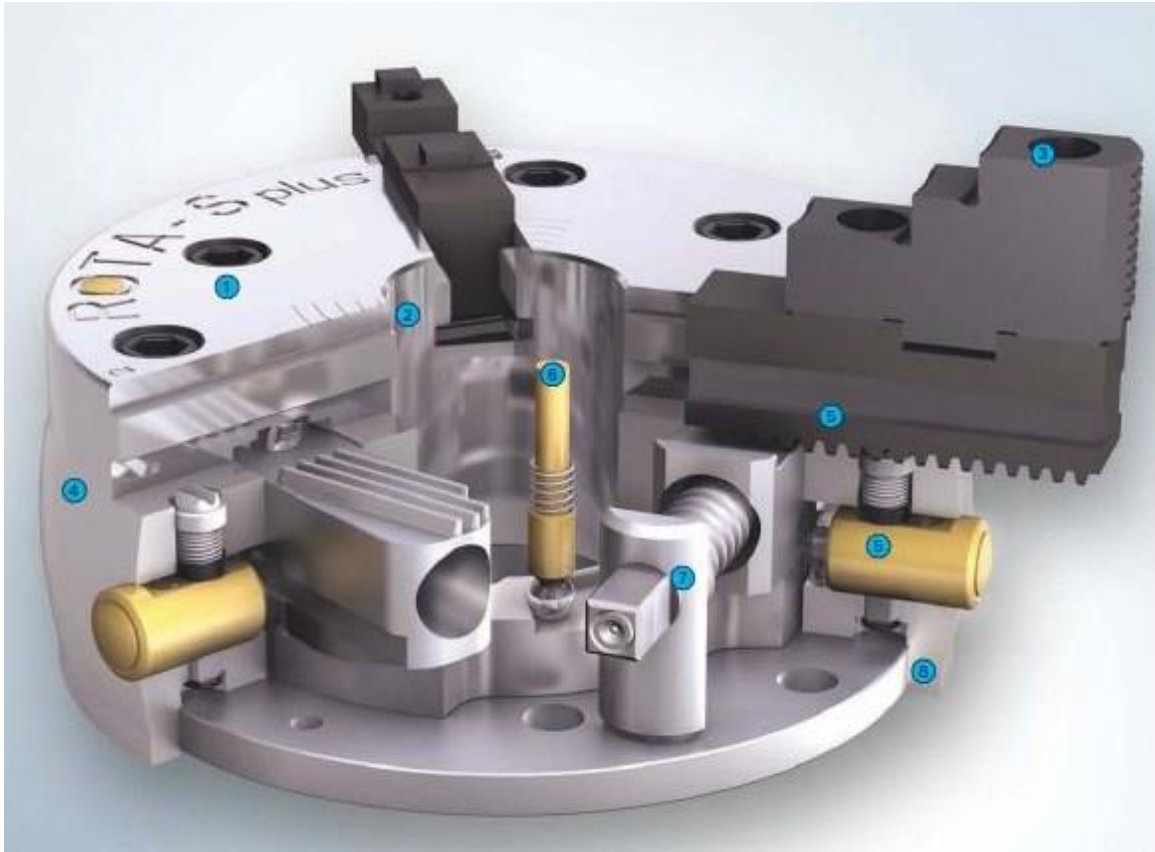
Obrázek 4: Možnosti uchycení obrobku

2.2 Princip ručního sklíčidla

"Jednou z nejdůležitějších částí ručního sklíčidla je talířové kolo s kuželovým ozubením, na jehož čele je spirálová drážka, do které zapadají zuby upínacích čelistí. Na obvodu talířového kola jsou kuželové pastorky. V každém z nich je čtyřhranná díra pro utahovací klíč, pomocí kterého otáčíme kuželovým pastorkem. Klíč zároveň pootáčí talířovým kolem, díky kterému se v radiálním směru v T drážkách pohybují upínací čelisti. Tyto čelisti se buď přibližují ke středu (obrobek tak sevřou) nebo se od středu oddalují (rozevírají se). To podle toho, ve kterém směru utahovacím klíčem otáčíme"(8).



Obrázek 5: Ruční sklíčidlo



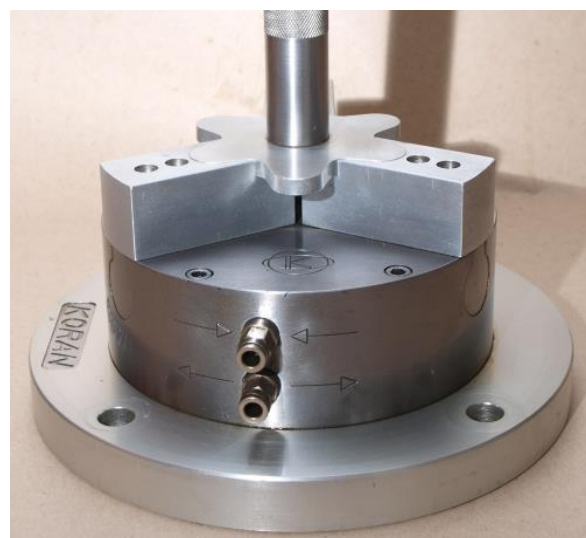
Obrázek 6: Řez ručního sklíčidla

1 - Tvrzené tělo sklíčidla, 2 - Průchozí otvor, 3 - Oboustranné horní čelisti, 4 - Speciální tvarování, 5 - Rychlý výměnný systém čelistí, 6 - Pin bezpečnosti, 7 - Kalené vřeteno ložiska, 8 - Cementované tělo sklíčidla.

2.3 Mechanické upínání

2.3.1 Princip pneumatického sklíčidla

"Přívod stlačeného vzduchu je omezen pouze na dobu upínání dílce nebo jeho odepínání. Po dobu obrábění není nutné přivádět žádný tlakový vzduch do sklíčidla, protože vyvozená upínací síla při upnutí zůstává působit stále, i když je přívod vzduchu přerušen. Tuto možnost zajišťuje již zmíněný nový mechanismus, který pracuje na principu samosvornosti. Výhodou je, že pro upínání je vhodná běžná vzduchová pistole, která bývá standardně instalována u každého obráběcího stroje. Sklíčidla je možno používat jak u točivých tak i u netočivých strojů. Sklíčidla je možno osadit základnou, která se montuje přímo na standardní vřeteno"(8).

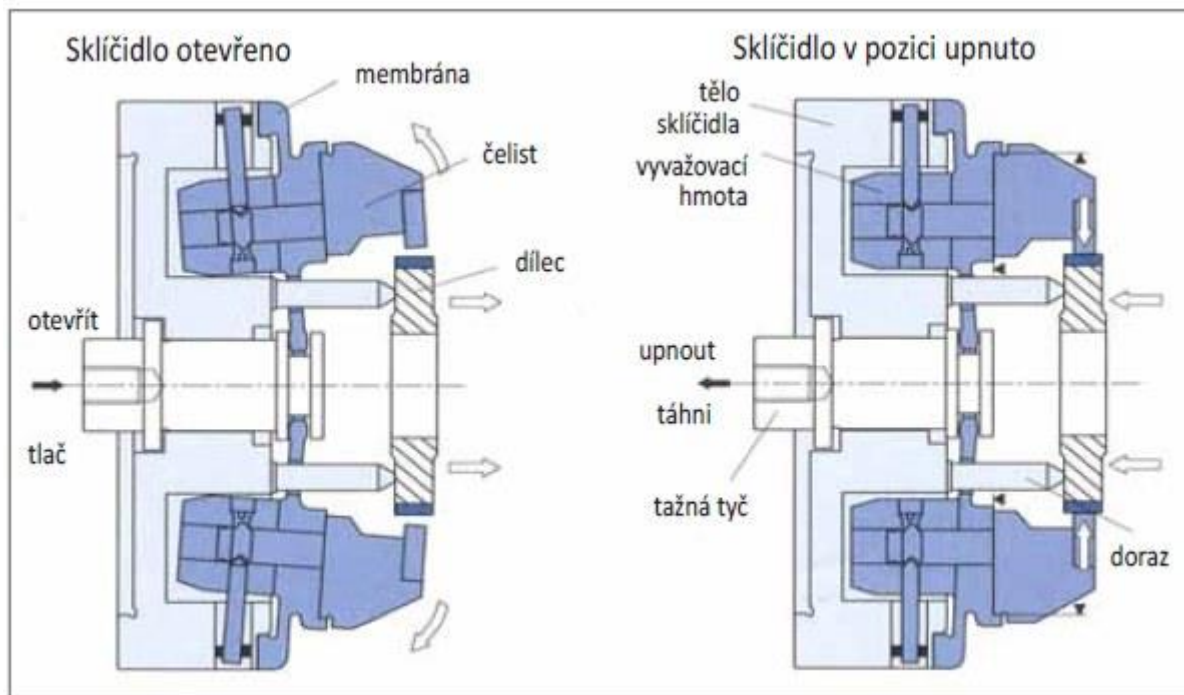


Obrázek 7: Pneumatické sklíčidlo

2.3.2 Princip Hydraulického upínání

Hydraulický upínací systém se skládá ze zdroje tlakové kapaliny, řídicích ventilů a upínacích hydraulických válců. Ke stlačování hydraulické kapaliny může být použita ruční pumpe, pneumaticko-hydraulický převodník nebo čerpadlo s elektrickým pohonem. Většina obráběcích strojů je vybavena tlakovým hydraulickým agregátem, který je poháněn elektromotorem. Skládá se z čerpadla, elektromotoru, zásobníku oleje, tlakového omezovacího ventilu, tlakového spínače, cestného ventilu a manometru.

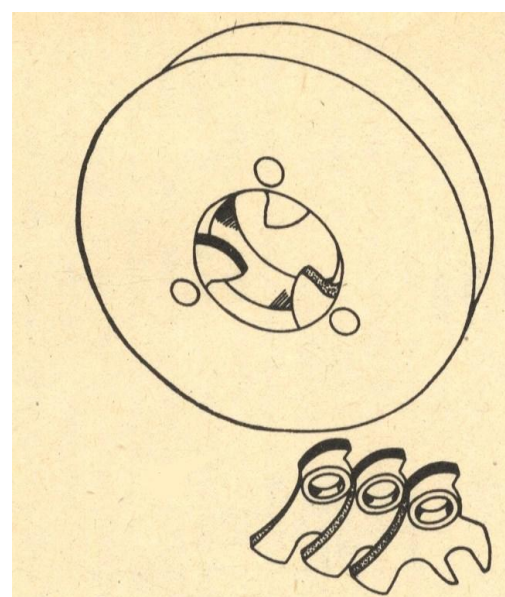
2.4 Další typy sklíčidel



Obrázek 8: Membránové sklíčidlo

Membránová sklíčidla (viz. Obrázek 8.) se také řadí mezi mechanizovaná sklíčidla. K upnutí obrobku, zde dochází pomocí deformace membrány sklíčidla. Hlavní výhodou membránového sklíčidla je vysoká přesnost středění.

"U soustružnických poloautomatů a automatů se používá samosvorné sklíčidlo, které obrobek automaticky sevře, jakmile se začíná otáčet"(7).



Obrázek 9: Samosvorné sklíčidlo

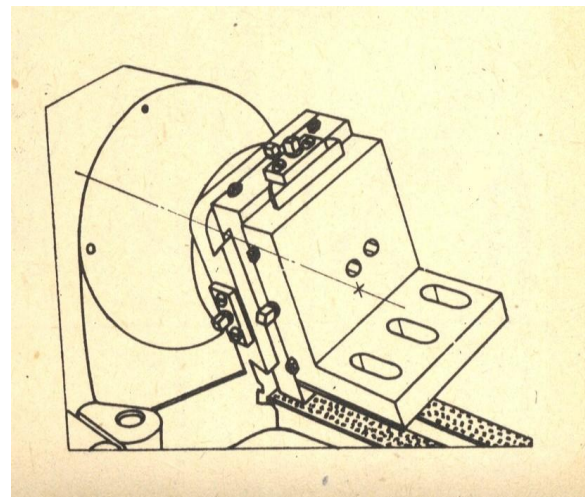
3 Upínací desky

Na upínací desky se upínají těžké obrobky větších rozměrů s nepravidelnými tvary. Upínací desky jsou nejčastěji se čtyřmi samostatně stavitelnými čelistmi, ovládané čtyřmi šrouby. Upínací desky lze použít i při upínání komplikovaných tvarů, kdy obrobek nelze upnout mezi čelisti. Upínací deska je vybavena upínacími drážkami rozmanitých provedení, aby bylo možné upnout i velice nepravidelné součásti. Na upínací desku můžeme tedy upnout i obrobky, u kterých nesouhlasí osa obráběné plochy s osou plochy, za kterou se upíná (vačky, zalomené hřídele). Pro upínání nesouměrných tvarů se používá upínací úhelník (obr. 10.). Na upínací desku lze polotovary upínat, buď pomocí čtyř samostatně stavitelných čelistí, pomocí upínacích segmentů nebo na úhelník.

Upínací desky jsou vybaveny nejčastěji čtyřmi čelistmi, pro dosažení vysoké únosnosti až osmi čelistmi. "Pro upínání tenkostěnných obrobků v sériové nebo hromadné výrobě slouží elektromagnetické nebo magnetické upínací desky. Ty nám při malém odběru třísky dovolují soustružit několik obrobků najednou. Jejich výhodou je snadné a velmi rychlé upnutí obrobků"(7).



Obrázek 10: Upínací deska



Obrázek 11: Upínací úhelník

3.1 Vlastnosti upínacích desek

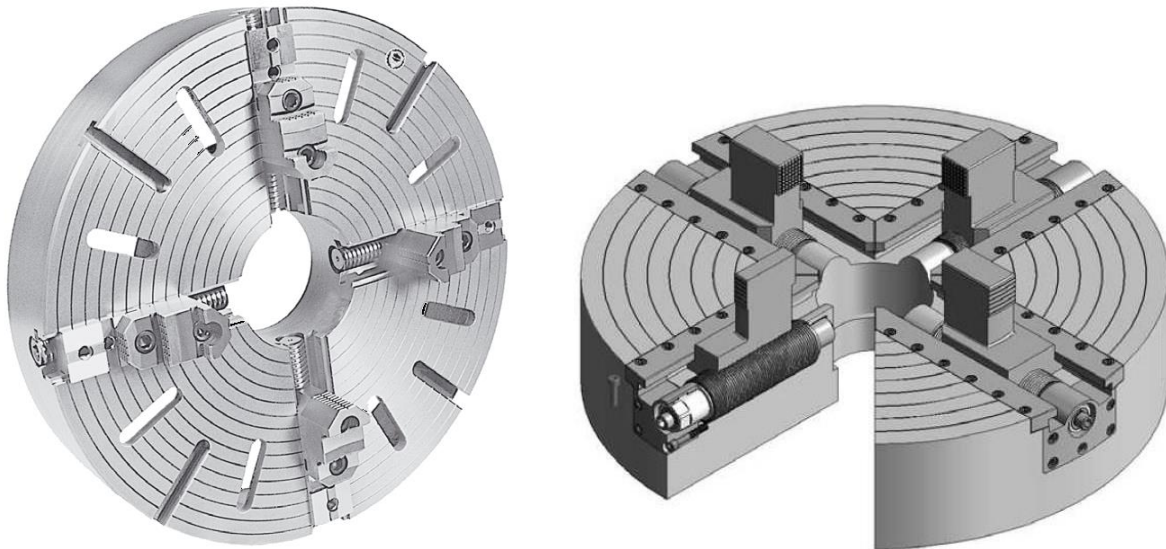
Upínací deska je uložena na vřetenu, případně na otočné vložce koníku. Pro uložení se používá buď krátký kužel dle DIN 55026 nebo dlouhý kužel v případě většího zatížení. Upínací deska přenáší vnější síly, moment od tíhy obrobku, řezné síly a točivý moment.

Upínací desky slouží pro tyto varianty upnutí obrobku:

- Upnutí v čelistech desky a ve hrotech vřeteníku a koníku,
- upnutí v čelistech desky a ve hrotu koníku,
- upnutí v čelistech desky a v opěře,
- upnutí v čelistech desky vřeteníku a desky koníku,
- letmé upnutí v čelistech desky.

3.2 Upínací mechanismus upínacích desek

Upínací mechanismus může být proveden kluzným třením poháněným ručně momentovým klíčem nebo multiplikátorem momentu s vlastním pohonem. Druhá varianta je pohybový šroub s kluzným třením, s vestavěným mechanickým multiplikátorem upínací síly. Pohyb čelistí se provádí ručně. Upínání se provádí vnitřním šestihranem.



Obrázek 12: Řez upínací deskou

3.3 Požadavky na upínací mechanismus

- "Vysoké upínací síly,
- dostatečná přesnost nastavení upínací síly zajišťující, že nedojde k přetížení čelistí nebo k deformaci upínané součásti,
- dostatečná přesnost vystředění upínané součásti (0,01 mm),
- dostatečný zdvih čelisti při upínání,
- ergonomická kritéria – nízká síla na ramenu klíče při ručním upínání (<250 N), jednoduchá obsluha a údržba.

Zásady správného upínání upínkami na upínací desky a úhelník

- Upínací šrouby umístíme co nejbližší k upínanému obrobku,
- upínací tlak musí působit na celou styčnou plochu mezi obrobkem a podložkou,
- upínací tlak nesmí deformovat obrobek,
- upnutí obrobku musí být rychlé, jednoduché a přesné, jen tak se zvýší kvalita a výkon"(9).

3.4 Upínací systém desky

Na upínací systém desky jsou kladeny vysoké nároky, je to jeden z nejdůležitějších věcí. Špatná konstrukce může vést k uvolnění obráběného dílu a tím pádem způsobit velkou škodu nejen na majetku, ale i na lidském zdraví. Nejčastěji používanými upínacími prostředky jsou pohybové šrouby, které jsou ovládané nezávisle na sebe. Vybrání pro umístění upínacích prostředků se nachází na čelní straně desky. Pozor musíme dávat také na to, zda je možné použít desku pro horizontální i svislou osu rotace, zde má největší vliv hmotnost a rozměr desky. Upínací systém desky je ovládán nejčastěji ručně pomocí sad momentových klíčů. Při konstrukci je hlavním cílem snížit hmotnost upínací desky. Při tomto kroku však musíme zhodnotit výhody a rizika, které může mít za následek snížení hmotnosti.

3.5 Uložení čelistí v lící desce

"Typ uložení čelistí v lící desce má významný vliv na její tuhost. Příčný pohyb zajišťuje pohybový šroub pomocí třetího axiálního ložiska a přenos momentu od vnějších zatížení umožňují vodící lišty. Použití této metody nám zajistí velkou rychlost přesunutí čelisti do požadované polohy a optimální upínací sílu, ale není to nejvhodnější řešení pro dosažení maximální tuhosti. Čelisti přímo uložené v čelní ploše desky jsou opatřeny nejčastěji čtyřmi šrouby vedenými ve speciálních T drážkách. Tyto drážky jsou kolmo k tělesu desky. Proto při zatížení nevzniká téměř žádný klopný moment. Tato metoda se používá pro desky s maximální tuhostí"(8).

4 PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Martin Krejčí
 Studijní program: **B2341 Strojírenství**
 Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Téma bakalářské práce:

Upínací prostředky rotačních - součástí – sklíčidla, upínací desky

Sklíčidlo soustruhu

Požadavky a základní technické údaje:

Provést analýzu konstrukcí sklíčidel

Navrhnout sklíčidlo pro soustruh SUN 125 s

Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)

Vstupní parametry:

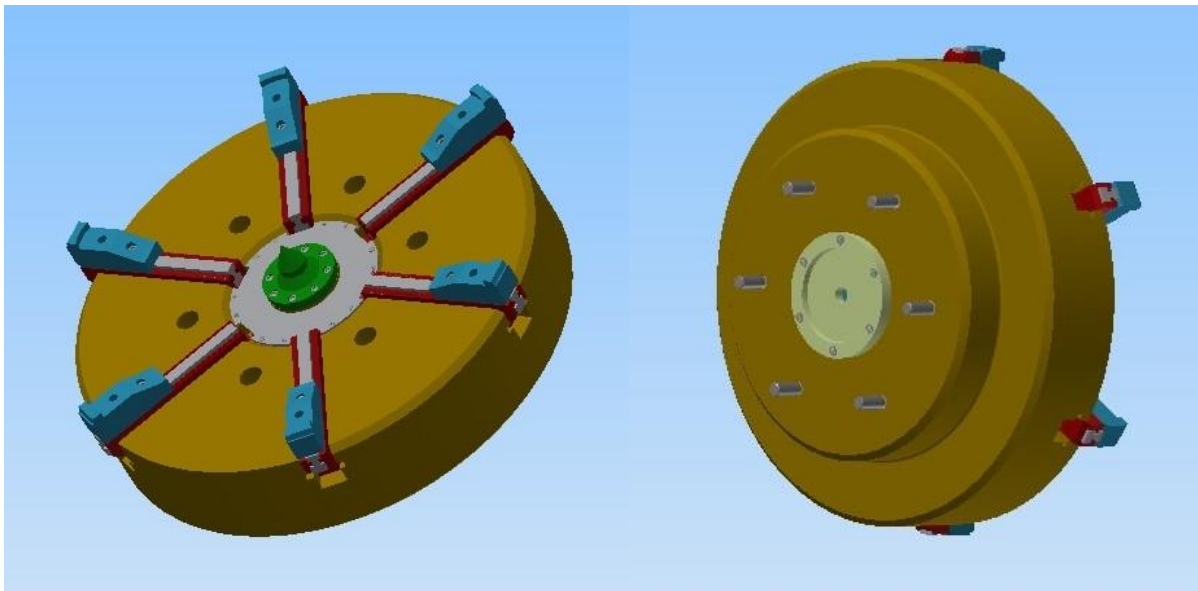
Průměr desky		mm	1400
Rozsah vnějších průměrů upínání		mm	1150 – 400
Max. moment na sklíčidle	M_L	kNm	16
Únosnost desky			
Radiální zatížení od tíhy obrobku	F_Q	kN	70
Max. svislá složka řezné síly při normálním smyslu obrábění	F_M	kN	30
Max. upínací síla všech čelistí		kN	180
Počet čelistí			6
Upínací zdvih čelistí		mm	15
Spojení vřetene se sklíčidlem			DIN 55026-15“
Průměr díry vřetene		mm	140

Dokumentace pro konstrukci

Uložení vřetene	Ob 28990S(SUN_125_CNC-KOMPLET)
	http://www.smwautoblok.com (IEP, IEP-D-1600mm)
Sklíčidlo stroje ATEGA	atega_2_10_a (XSestava stroje_x_t.prt, Sestava sklíčidla_V_choz_..._x_t.prt)
Učební text	HUDEC, Z. Upínací desky, sklíčidla - příklady. Plzeň: ZČU, 2013.

4.1 Popis konstrukčního řešení sklíčidla

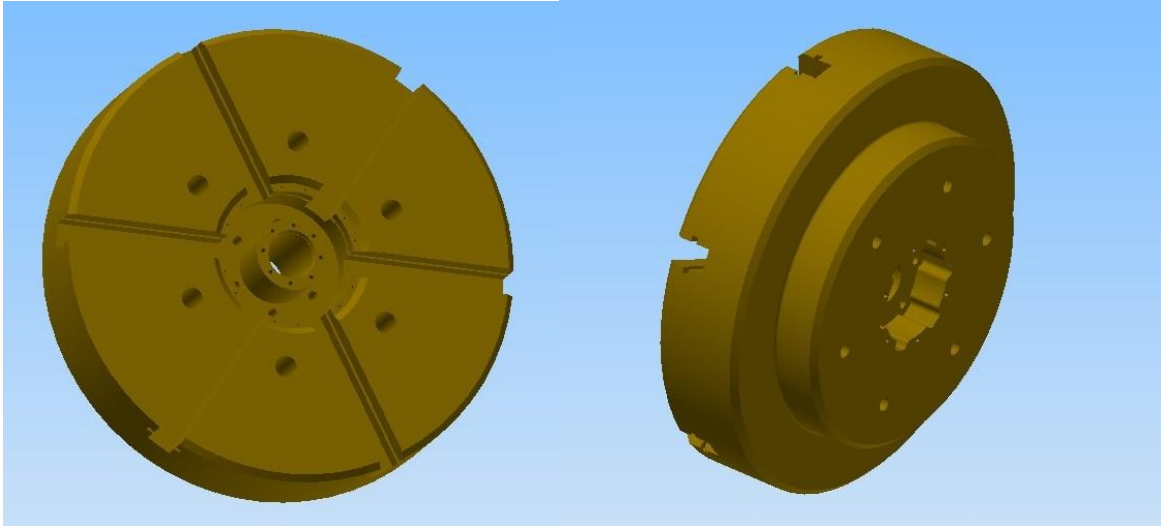
Navržené sklíčidlo využívá stejného mechanismu, posuvu čelistí, jako předložené sklíčidlo. Posuv čelistí je proveden pomocí klínového převodu a posuvu upínky. Upínka je spojena pomocí šesti tlaček s hvězdici. K hvězdici je připojena závitová tyč, která je na druhém konci spojena s hydromotorem. V následujících kapitolách jsou podrobněji popsány jednotlivé členy sestavy.



Obrázek 13: Sklíčidlo soustruhu

4.1.1 Deska sklíčidla

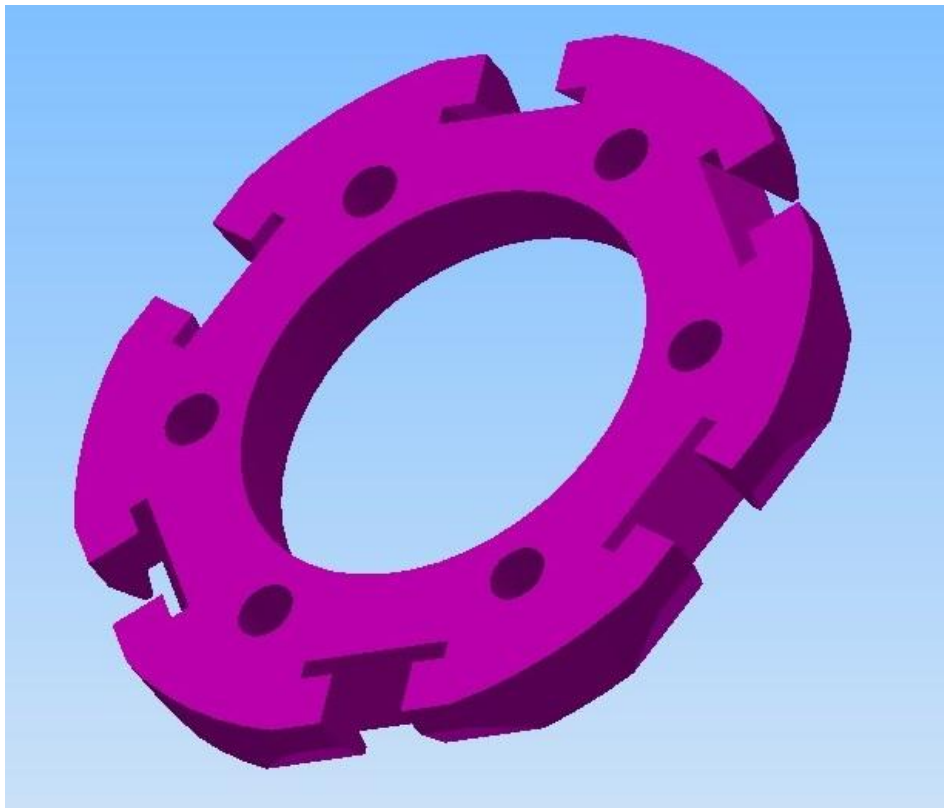
Hlavním úkolem desky sklíčidla je schovat celý mechanismus do svého těla. Jsou v ní ukryty pakny, upínky, hvězdice. Deska se k vřetenu připojuje pomocí šesti šroubů M42 a pomocí mezidesky. Mezideska obsahuje krátký kužel DIN 55026-15“, ten desku středí a zároveň unáší smykové síly působící na sklíčidlo. Mezideska je k desce připevněna pomocí šesti šroubů M20. K desce je v tomto případě ještě připojen hrot, který je rovněž středěn za pomoci krátkého kužele a s deskou jej spojuje osm šroubů M16. Možnost připojení hrotu k desce sklíčidla, nám dovoluje právě varianta mechanismu pomocí tlaček a hvězdice. V případě varianty bez hrotu, by nemuseli být tlačky a hvězdice použity. Střed sklíčidla by byl volný a závitová tyč by mohla být připojena rovnou k upínce. Pakny jsou vedeny v těle sklíčidla pomocí hranolových ploch a střed sklíčidla je zakryt krytem. Kryt je připevněn k desce pomocí dvanácti šroubů M8. Polotovarem sklíčidla je odlitek z ocele ČSN 42 2709.1. Jedná se normalizačně žíhanou manganovou ocel.



Obrázek 14: Tělo sklíčidla

4.1.2 Upínka

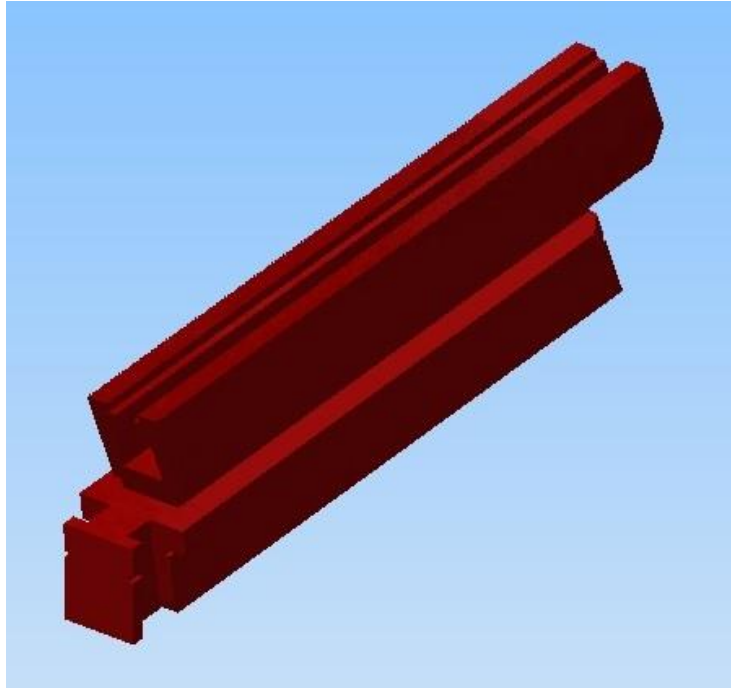
Upínka musí být dostatečně pevná, jelikož přenáší tažnou sílu od hydromotoru. Místa stykových ploch klínového převodu musí být odolné proti otěru. Jako polotovar volíme výkovek z kalené ocele ČSN 14 220. Jedná se o mangan chromovou ocel k cementování, dobře tvářitelná za tepla, po žihání naměkko i za studena, je dobře obrobitelná a svařitelná. Používá se pro součásti k zušlechtění, k cementování s velkou pevností v jádře např. hřídele, ozubená kola.



Obrázek 15: Upínka sklíčidla

4.1.3 Pakna

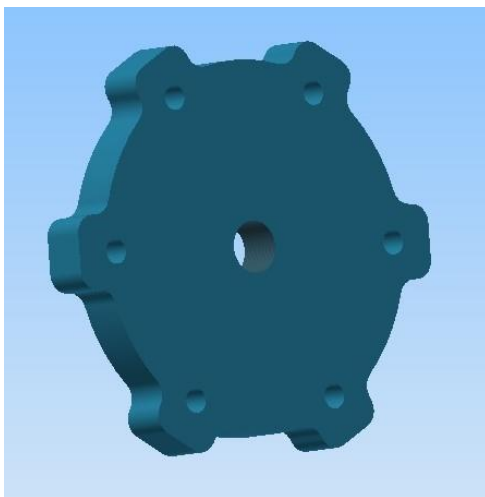
Pakna musí být dostatečně pevná a vodící plochy musí být odolné proti otěru. To zajistíme pomocí cementace vodících ploch. Na vrchní ploše pakny je vyrobeno drážkování, pro unášení smykových napětí z čelistí. Jako materiál volíme ocel ČSN 15 241. Ocel se zvláštními vlastnostmi, pro zušlechťování a povrchové kalení. Ocel je dobře tvářitelná za tepla, ve stavu žíhaném naměkko dobře obrobitelná. Vhodná pro výrobu součástí strojů, u nichž se žádá velká pevnost a dostatečná tažnost.



Obrázek 16: Pakna (Basic čelist)

4.1.4 Hvězdice, tlačky

Hvězdice i tlačky jsou vyrobeny z ocele ČSN 12 050, uhlíková ocel k zušlechťování a povrchovému kalení, zajišťuje nám dostatečnou pevnost. Tlačky jsou na jedné straně nalisované k hvězdici a z druhé strany jsou připevněny k upínce pomocí šroubu M16. Pro spojení hvězdice se závitovou tyčí je uprostřed hvězdice závit M42. Hvězdice je s upínkou spojena pomocí šesti tlaček.



Obrázek 17: Hvězdice



Obrázek 18: Tlačka

4.1.5 Hrot

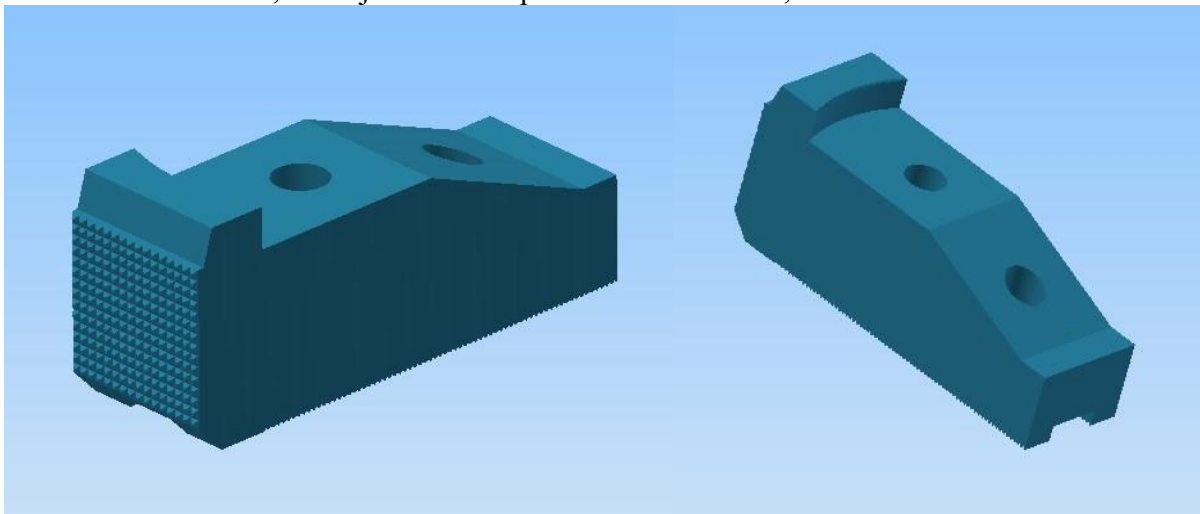
Hrot je ke sklícidlu přišroubován pomocí osmi šroubů M16 na roztečné kružnici o průměru 180mm. Hrot má středící kužel, pomocí něhož se nejen středí, ale také se přes tento kužel přenáší smykové síly, které by jinak musely být přenášeny smykovým třením, mezi sklícidlem a hrotem vyvolaným předpětím šroubů. Hrot musí být vyroben s velkou přesností. V našem případě použijeme hrot s vrcholovým úhlem 60° . Materiál volíme nástrojovou ocel 19 191. Uhlíková nástrojová ocel vyznačující se vysokou tvrdostí základné vrstvy vysokou houževnatostí.



Obrázek 19: Hrot

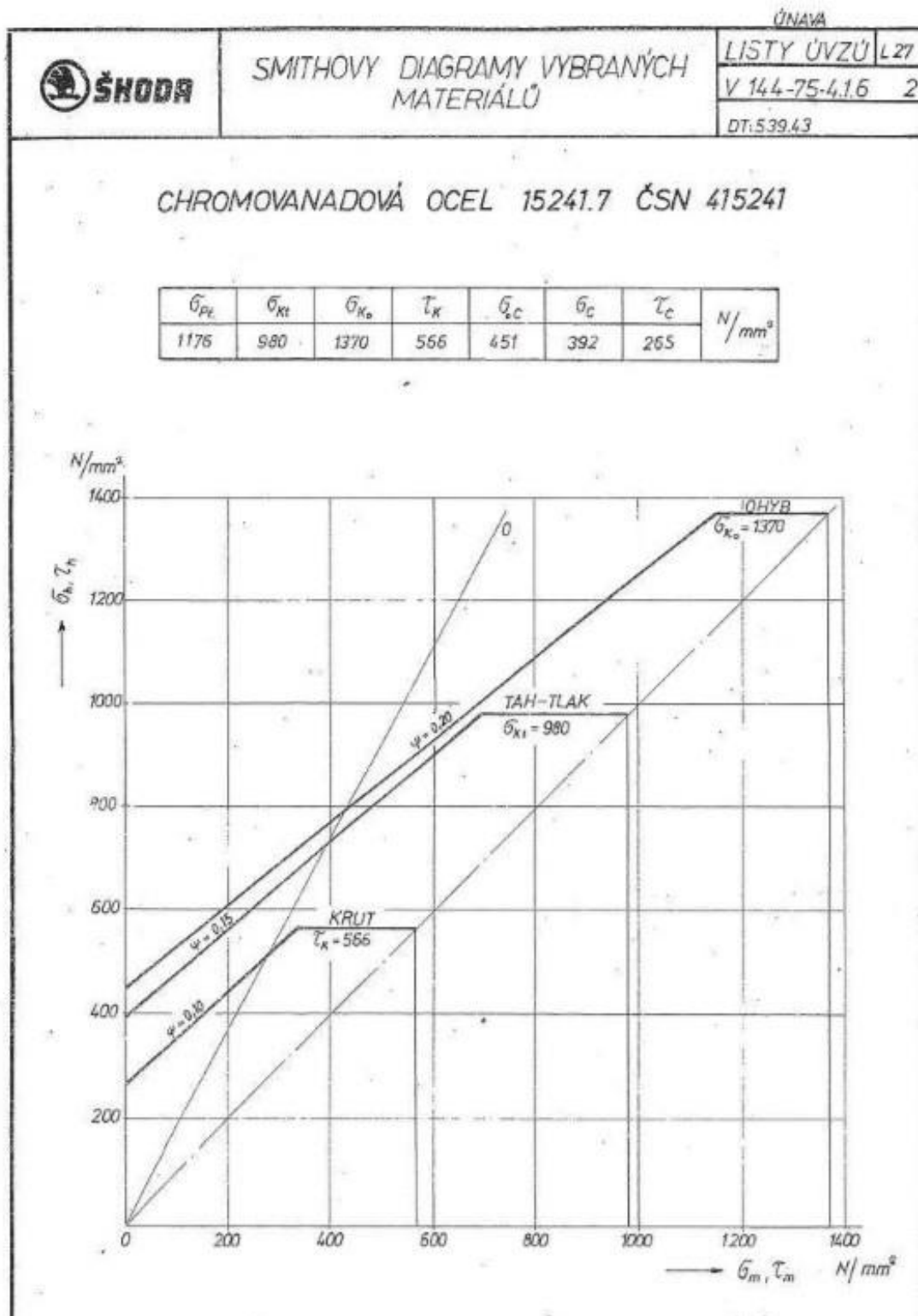
4.1.6 Čelist

Tvar čelisti jsme zvolili, dle katalogu firmy Schunk. Čelist je 250mm dlouhá, 80mm široká a výška je 105mm. Na spodní straně je vyrobeno drážkování. Čelist je upnuta k pakně pomocí dvou šroubů M20. Materiál čelisti volíme ocel 15 241.4. Jedná se o chromvanadovou ocel k zušlechťování, která je vhodná k povrchovému kalení, má dobré vlastnosti meze kluzu.



Obrázek 20: Horní čelist

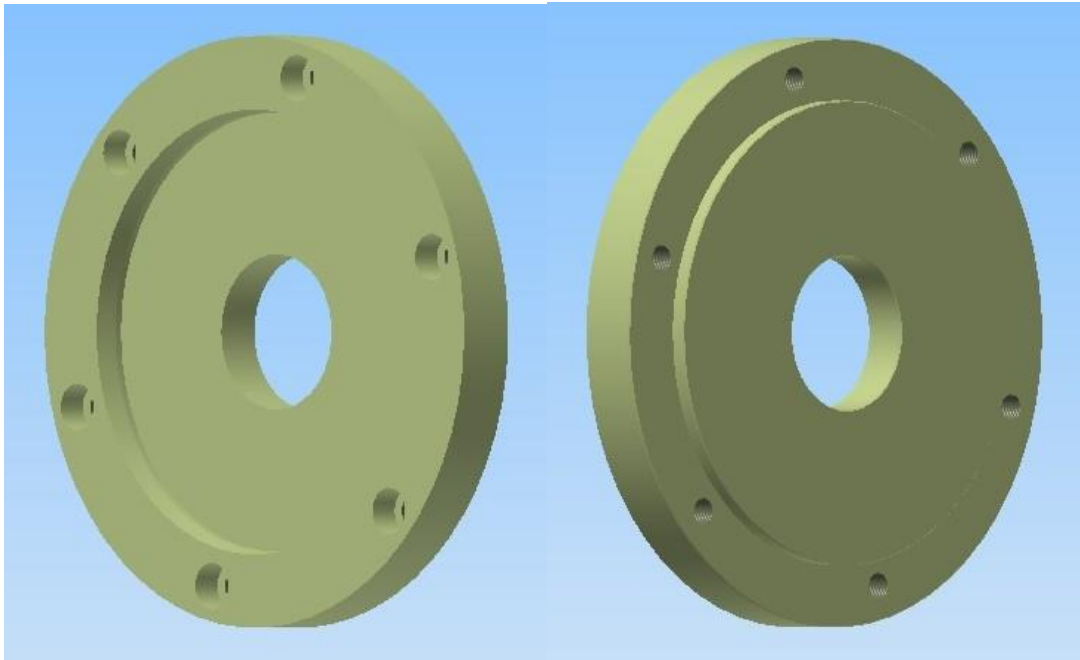
Ocel je dobře tvářitelná za tepla, ve stavu žíhaném naměkko dobře obrobitelná. Je vhodná pro výrobu součástí, u nichž se žádá velká pevnost a dostatečná tažnost. Na obrázku 21. jsou zobrazeny vlastnosti materiálu.



Obrázek 21: Smithův diagram únavy

4.1.7 Mezideska

Mezideska je připojena k desce soustruhu pomocí šesti šroubů M20. Mezideska je středěná pomocí krátkého kuželu DIN 55026-15. Průměr mezidesky je $\varnothing 380\text{mm}$ a výška je 50mm. Uprostřed je vyvrtaná díra o průměru $\varnothing 100\text{mm}$, aby bylo možné spojit závitovou tyč hydraulického motoru s hvězdicí, která následně pohybuje pomocí tlaček s upínkou. Mezidesku vyrobíme uříznutím z tyčoviny nebo je možné vyrobit odlitek.

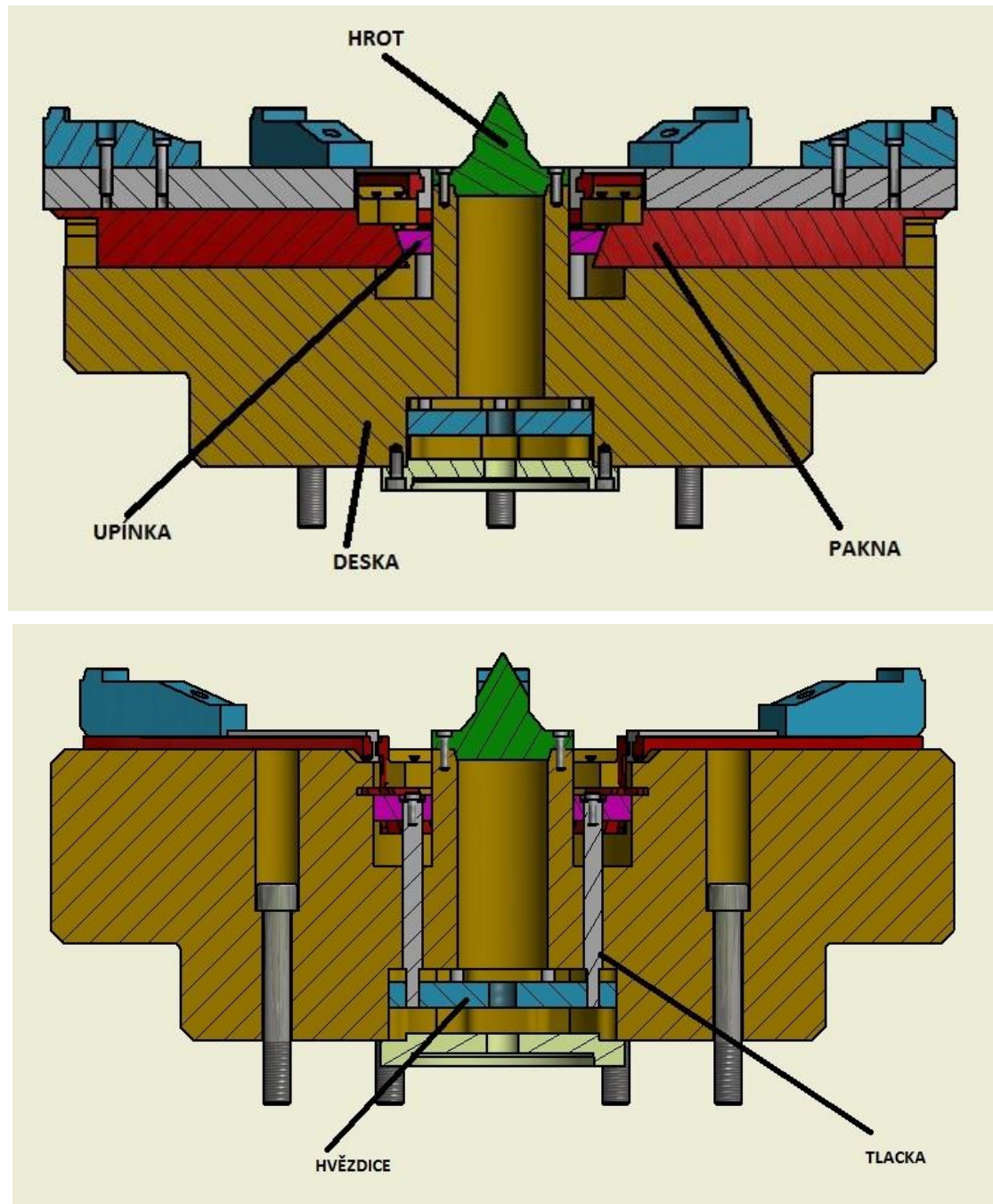


Obrázek 22: Mezideska

4.2 Výpočty konstrukce

4.2.1 Posuvový mechanismus

Princip mechanismu je založen na klínovém převodu, ten se uskutečňuje mezi upínkou a paknou. Upínka se pohybuje v axiálním směru a přes klínový převod je převeden na pohyb pakny v radiálním směru. Pokud je upínka vtahována směrem do vřetena soustruhu, poté se pakny přibližují ke středu sklíčidla a dochází tím k upnutí součástí. Pohyb upínky je vyvolán pomocí hydraulického motoru. Hydraulický motor se nachází na druhém konci vřetena. Kvůli možnosti upnutí hrotu na sklíčidlo, nemůže být spojena upínka přímo s motorem. Upínka je spojena s motorem pomocí šesti tlaček a hvězdice. Hvězdice je poté pomocí závitové tyče spojena s hydromotorem a pomocí tlaček pohybuje i s upínkou.

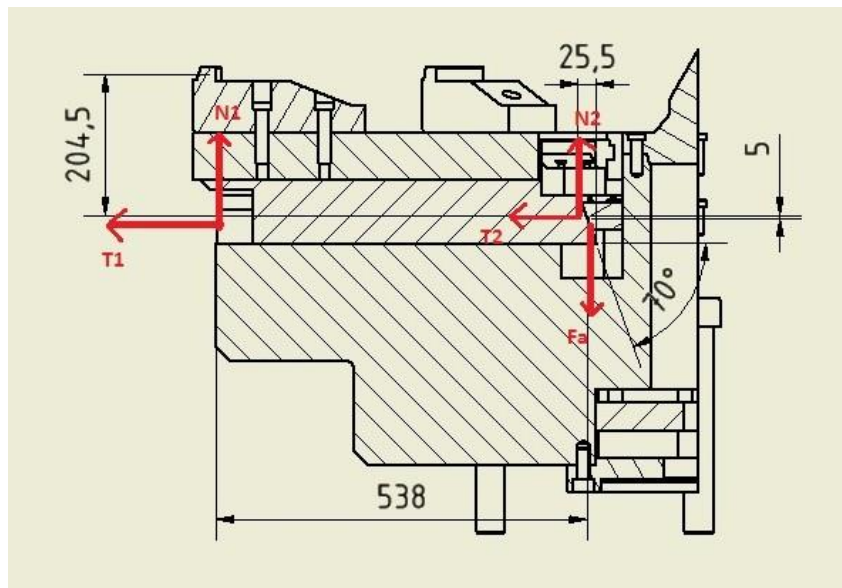


Obrázek 23: Řez sklíčem

4.2.2 Určení působíště sil na mechanismu

Sklíčidlo má sudý počet čelistí (šest), využijeme tedy jeho symetrie a výpočet provedeme pouze na jedné čelisti s upínkou v horní úvratí. Na obrázku 24. jsou zobrazeny síly působící na mechanismus. Síla F , upínací síla na jedné čelisti, je rovna šestině celkové upínací síly. Síla F_a reprezentuje tažnou sílu hydromotoru, také uvažujeme jednu šestinu, ze stejného důvodu jako u upínací síly. Síly N_i a T_i jsou normálové a tečné reakce mezi palkou a drážkou pro palku. Pro řešení rovnováhy sil použijeme metodu uvolňování. Všechny působící síly jsou uvedeny na obrázku 24. Provedeme tedy 2 složkové podmínky do os X a Y a jednu momentovou podmínku rovnováhy. K provedení výpočtu musíme znát velikost síly F , úhel nakloněné roviny klínu, součinitel tření a pro momentovou podmínku velikosti ramen.

4.2.3 Rovnováha sil na paku



Obrázek 24: Rovnováha sil na paku

Dáno:

$$F = 180000/6 = 30\,000$$

upínací síla

$$\alpha = 70^\circ$$

úhel nakloněné roviny

$$f = 0,1$$

součinitel tření

$$a = 538\text{mm}$$

$$b = 25,5\text{ mm}$$

$$c = 204,5\text{ mm}$$

$$d = e = 5\text{ mm}$$

Výpočet:

Rovnováha sil a momentů

$$T_1 = N_1 \cdot f, \quad T_2 = N_2 \cdot f$$

$$\sum F_x = 0: N \cdot (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha) - N_1 \cdot f - N_2 \cdot f - F = 0$$

$$\sum F_y = 0: N \cdot (-\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) + N_1 + N_2 = 0$$

$$\sum M_A = 0: N_1 \cdot (a + f \cdot e) + N_2 \cdot (b + f \cdot d) - F \cdot c = 0$$

$$N = 34\,807,2\text{N}$$

$$N_1 = 11\,200,9\text{N}$$

$$N_2 = 3974,7\text{N}$$

4.2.4 Rovnováha sil na upínce

Vzhledem k zavedení symetrie nám nevzniká žádná normálová síla od vedení upínky, protože v ose X se nám vyruší. K řešení nám tedy stačí jen jedna rovnice do směru Y.

$$\sum F_y = 0: N \cdot (f \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) - F_A = 0$$

Výpočet:

$$F_a = 15\,175,6\text{N}$$

$$F_N = 6 \cdot F_a = 91\,053,6\text{N}$$

Potřebná tažná síla, kterou musíme vyvinout k upínací síle 180 000N je přibližně 95 000N.

Při výpočtu se poloha upínky a pakny neměnila. Kdybychom však provedli výpočet v jiné poloze, zjistili bychom, že se upínací síla mění jen nepatrně. Tím pádem můžeme vliv polohy upínky na upínací sílu zanedbat.

4.2.5 Kontrola maximálního momentu na sklíčidle

Nyní je potřeba zkontrolovat, od jakého průměru lze na sklíčidle možné použít maximální mezní moment soustruhu.

Dáno:

$$M_L = 16\,000\text{N}$$

maximální mezní moment

$$F = 180\,000\text{N}$$

upínací síla

$$f = 0,5$$

součinitel tření mezi čelistmi a obrobkem

Výpočet

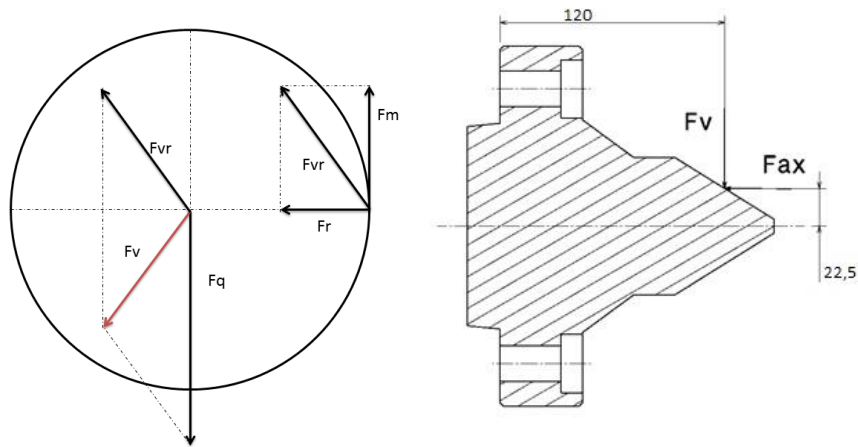
$$M_L = F \cdot f \cdot \frac{D}{2}$$

$$D = \frac{2 \cdot M_L}{F \cdot f} = \frac{2 \cdot 16000}{180000 \cdot 0,5} = 0,355\text{m}$$

Maximální mezní moment je možné na sklíčidle využít od upínacího průměru 355mm.

4.2.6 Kontrola šroubového spojení hrotu se sklíčidlem

Na hrot působí tíhová síla obrobku, axiální síla od koníku a je zatěžován řeznými silami. Zadáno bylo radiální zatížení od tíhy obrobku a maximální svislá složka řezné síly při normálním smyslu obrábění. Radiální složka řezné síly se určí jako 80% maximální svislé řezné síly a axiální síla jako 90% radiálního zatížení od obrobku. Na obrázku 25 jsou znázorněny rozklady sil a provedeny výpočty.



Obrázek 25: Síly působící na hrot

Dáno:

$$F_M = 30\,000\text{N}$$

$$F_Q = 70\,000\text{N}$$

$$F_R = 0,8 \cdot 30000 = 24\,000\text{N}$$

$$L = 70\text{mm}; \quad x = 25\text{mm}$$

$$\varnothing d = 82,8\text{mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Výpočet

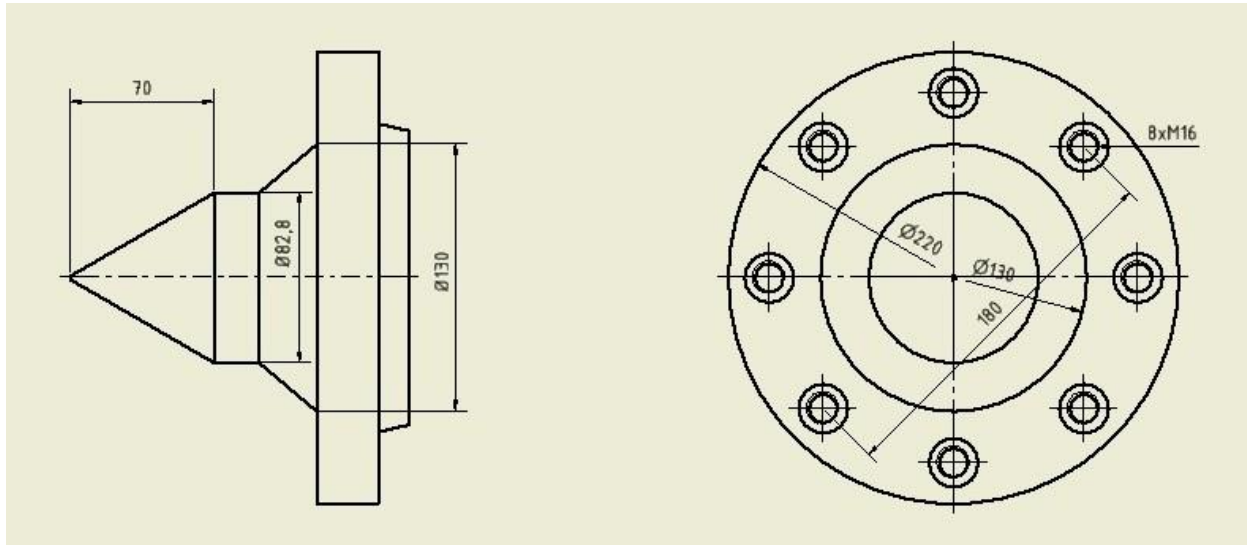
$$F_V = \sqrt{F_{VR}^2 + F_Q^2} = \sqrt{F_R^2 + (F_Q - F_M)^2} = \sqrt{24^2 + (70 - 30)^2} = 46\,650\text{N}$$

$$F_{ax} = 0,9 \cdot 70000 = 63\,000\text{N}$$

$$M_v = F_v \cdot 0,120 = 5\,598\text{Nm}$$

$$M_{ax} = F_{ax} \cdot 0,0225 = 1\,417,5\text{Nm}$$

$$M = M_v - M_{ax} = 5\,598 - 1\,417,5 = 4\,180,5\text{Nm}$$



Obrázek 26: Rozměry hrotu

Ohyb

$$M_o = F_v \cdot 25 = 46\,650 \cdot 25 = 1\,166\,250 \text{ Nmm}$$

$$W_o = \pi \cdot d^3 / 32 = \pi \cdot 82,8^3 / 32 = 55\,702 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = M_o / W_o = 1\,166\,250 / 55\,702 = 21 \text{ MPa}$$

Tlak

$$S = \pi \cdot d^2 / 4 = \pi \cdot 82,8^2 / 4 = 5\,382 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_d = F_{ax} / S = 63\,000 / 5382 = 11,7 \text{ MPa}$$

Smyk

$$\text{tg}30^\circ = \sigma_d / 2 \cdot 45 \Rightarrow \sigma_d = 52 \text{ mm}$$

$$S_s = \pi \cdot d_s^2 / 4 = \pi \cdot 52^2 / 4 = 2\,122,6 \text{ mm}^2$$

$$\tau_s = F_v / S_s = 46\,650 / 2\,122,6 = 22 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{11,7^2 + 3 \cdot 22^2} = 39,86 \text{ MPa}$$

Celkové napětí

$$\sigma_1 = \sigma_o + \sigma_d = 21 + 11,7 = 32,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_d - \sigma_o = 11,7 - 21 = -9,3 \text{ MPa}$$

4.2.7 Výpočet šroubů k uchycení hrotu pomocí KISSsoft

Vstupní parametry.

$$F_a = 65\,000 \text{ N} \quad \text{axiální síla}$$

$$M = 10\,810 \text{ Nm} \quad \text{ohybový moment}$$

$$d = 20 \text{ mm} \quad \text{průměr šroubu}$$

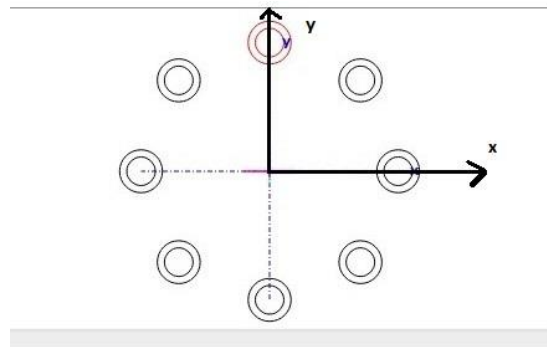
$$L = 90 \text{ mm} \quad \text{délka šroubu}$$

$F_s = 10\,000\text{N}$

zbytkové přepětí stroje

Souřadnice šroubů

	x	y
1	0	90
2	63,6	63,6
3	90	0
4	63,6	-63,6
5	0	-90
6	-63,6	-63,6
7	-90	0
8	-63,6	63,6



Obrázek 27: Souřadnice šroubů

Ostatní vstupní údaje jsou uvedeny v příloze [I].

Výsledky výpočtu programem KISSsoft

$F_{pmin} = 39\,024\text{N}$ min. požadovaná síla

$F_{pmax} = 62\,439\text{N}$ max. požadovaná síla

$M_{pmin} = 107\text{Nm}$ min. požadovaný napětí

$M_{pmax} = 172\text{Nm}$ max. požadovaný napětí

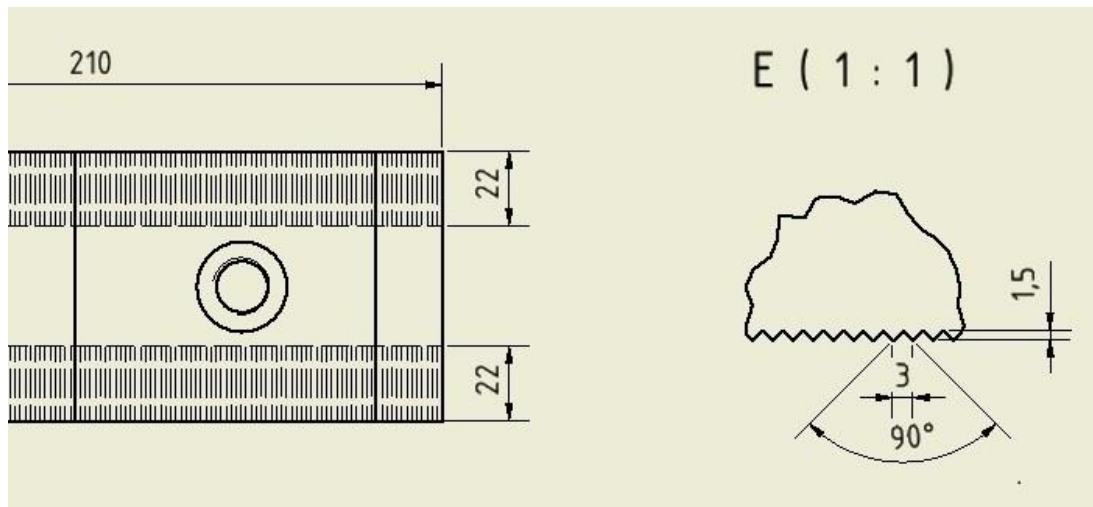
Výsledné požadované napětí určíme ze střední hodnoty M_{pmin}/max

$$M_p = \frac{M_{pmax} + M_{pmin}}{2} = 139,5\text{Nm}$$

Výpočty vyřešeny pro přesnost nastavení momentového klíče 1,6.

Bezpečnost spojení	Max. dosažené předpětí
Proti mezi kluzu	4,04
Proti únavě	4,63
Proti tlaku	3,65

4.2.8 Výpočet tlaku působícího na plochy drážkování



Obrázek 28: Drážkování čelisti

Dáno:

$$h = 1,5\text{mm}$$

hloubka drážky

$$b = 22\text{mm}$$

šířka drážky

$$L = 210\text{mm}$$

délka drážkování

$$r = 3\text{mm}$$

rozteč drážek

Výpočet:

$$A_1 = h * B = 1,5 * 22 = 33 \text{ mm}^2$$

plocha jedné drážky

$$N = L/r = 210/3 = 70$$

počet drážek

$$A_c = N * A_1 * 2 = 70 * 33 * 2 = 4620\text{mm}^2$$

celková plocha drážkování

$$F_Q = 70\ 000\text{N}$$

síla působící na drážkování

$$P_D = F_Q/A_c = 70000/4620 = 15,2 \text{ MPa}$$

tlak v drážkování

Dovolená hodnota nepohyblivých spojení není překročena.

4.2.9 Kontrola otláčení pakny

Pomocí klínového převodu a upínky se přenáší síla hydromotoru na paknu a následně na čelist. V místě dotyku pakny a upínky dochází k namáhání klínového převodu a musí být provedena kontrola. Namáhání je normálovou silou, kterou jsme vypočetli v kapitole 4.2.3.

Dáno:

$$N = 34\ 807,2\text{N}$$

normálová síla působící na klín

$$a = 45 \text{ mm}$$

délka stykové plochy upínky

$$b = 10\text{mm}$$

šířka drážky

$$p_D = 40\text{MPa}$$

dovolený tlak v drážce při pohybu

Výpočet

$$p_D \geq \frac{F}{S}$$

$$\frac{F}{S} = \frac{N}{S} = \frac{N}{2 \cdot (a \cdot b)} = \frac{34\,807,2}{2 \cdot (50 \cdot 10)} = 38,7 \text{ Pa}$$

$$40 \geq 38,7$$

Otlačení v drážce vyhovuje.

4.2.10 Výpočet statické bezpečnosti čelisti

Hledáme maximální a minimální zatížení čelisti.

$$\Delta F = F_Q \cdot \frac{\cos(\alpha_1 - \kappa)}{\sum_{i=1}^6 [(\cos(\alpha_i - \kappa))^2]}$$

F_Q = maximální radiální zatížení sklíčidla

α_i = polární souřadnice reakcí

$$\kappa = \alpha_1$$

α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
0°	60°	120°	180°	240°	300°

$$\Delta F = \frac{70000 \cdot \cos(0 - 0)}{(\cos(0 - 0))^2 + (\cos(60 - 0))^2 + (\cos(120 - 0))^2 + (\cos(180 - 0))^2 + (\cos(240 - 0))^2 + (\cos(300 - 0))^2}$$

$$\Delta F = 23\,333 \text{ N}$$

Maximální zatížení čelisti F_{\max}

$$F_{\max} = F_Q + \Delta F = 70000 + 23\,333 = 93\,333 \text{ N}$$

Minimální zatížení čelisti F_{\min}

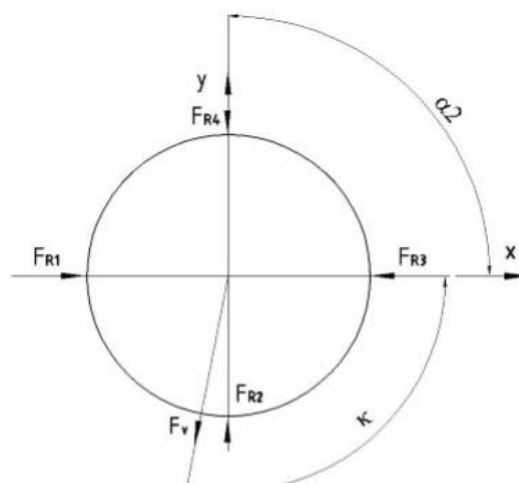
$$F_{\min} = F_Q - \Delta F = 70000 - 23\,333 = 46\,667 \text{ N}$$

Střední hodnota F_m

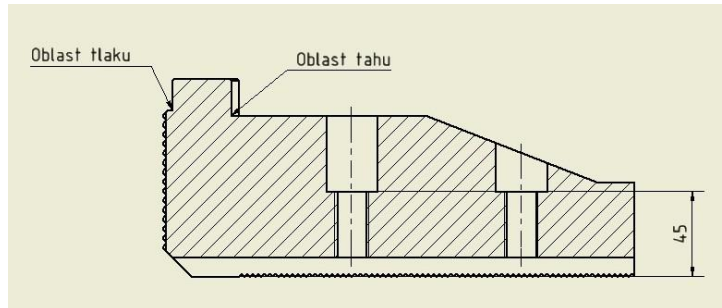
$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = 70000 \text{ N}$$

Koeficient podílu zatížení q

$$q = F_{\max}/F_m = 1,3$$

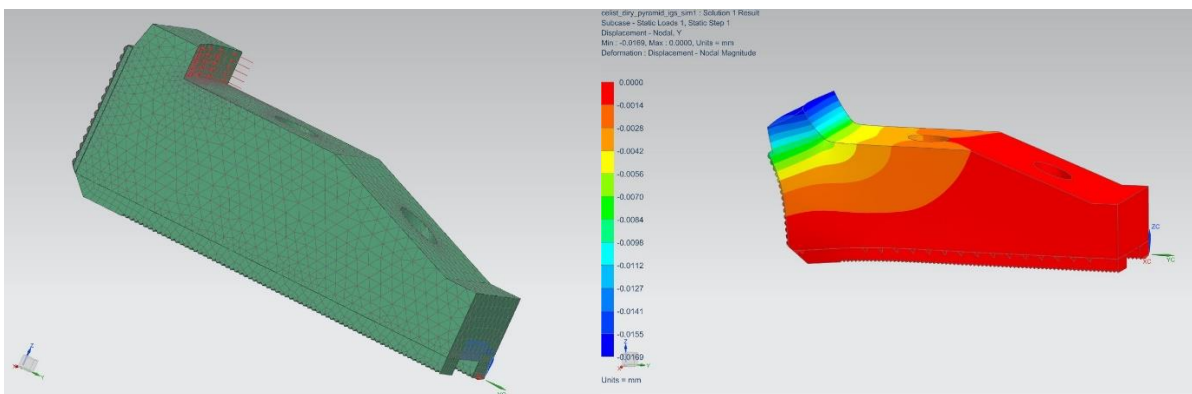


Obrázek 29: Souřadnice působení sil



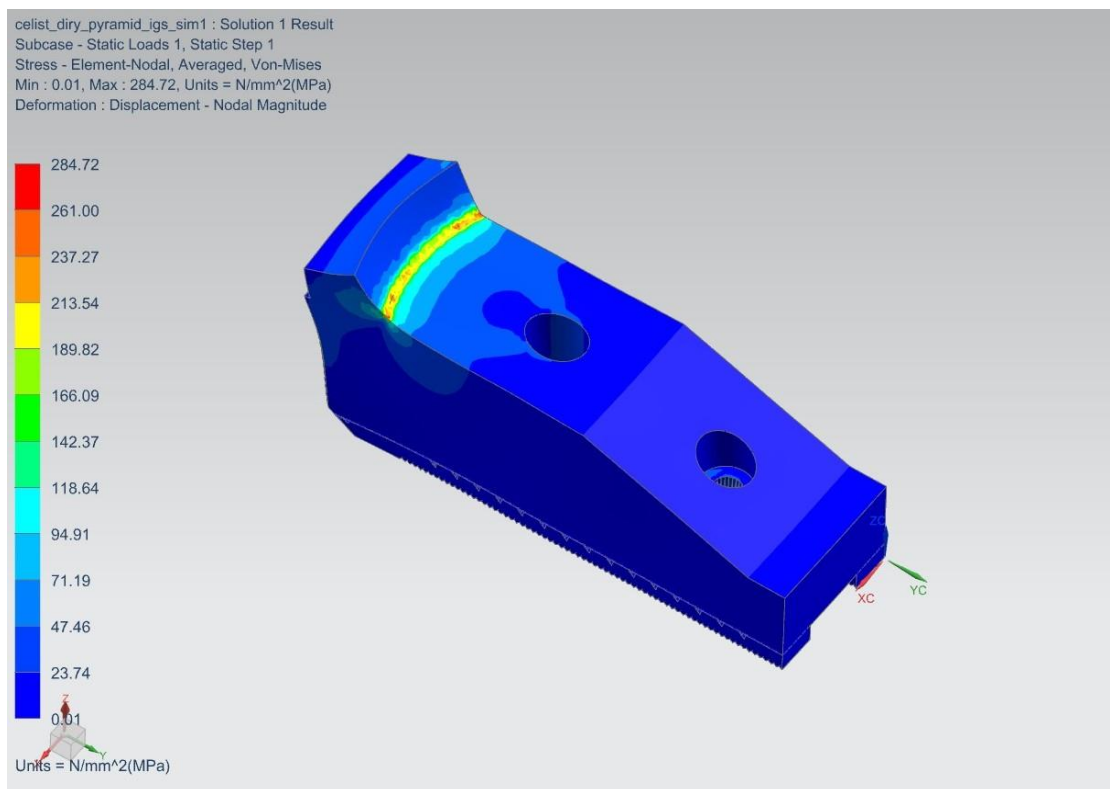
Obrázek 30: Tahová a tlaková oblast napětí

Pomocí metody MKP (metoda konečných prvků) v programu Siemens NX9 bylo zjištěno redukované napětí při zatížení radiální silou. Abychom získali maximální napětí v čelisti, musíme tuto hodnotu vynásobit koeficientem podílu zatížení q .



Obrázek 31: Zasiťovaný model čelisti

Obrázek 32: Výsledné posunutí v ose y



Obrázek 33: Analýza napětí v čelisti

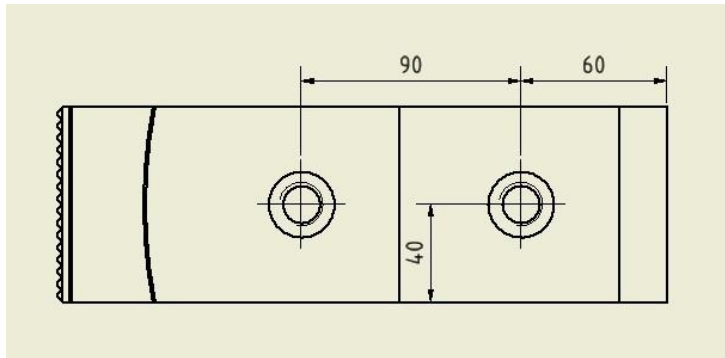
Navýšení nejvyšší hodnoty napětí

$$\sigma_{\max} = q \cdot \sigma_1 = 1,3 \cdot 284,72 = 370,14 \text{ Mpa}$$

Výpočet statické bezpečnosti

$$S_{\text{st}} = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{980}{370,14} = 2,65$$

4.2.11 Výpočet šroubů v programu KISSsoft



Vstupní parametry

$F_{x\min} = 47\,000 \text{ N}$	minimalní síla
$F_{x\max} = 93\,000 \text{ N}$	maximální síla
$L = 45 \text{ mm}$	tloušťka příruby
$d = 20 \text{ mm}$	průměr šroubu
$F_s = 10\,000 \text{ N}$	zbytkové přepětí

Ostatní vstupní údaje jsou uvedeny v příloze [II].

Výsledky výpočtu programem KISSsoft

$$M_{\text{amin}} = 276,24 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{amax}} = 441,98 \text{ Nm}$$

Výsledné požadované napětí určíme ze střední hodnoty $M_{\text{amin/max}}$

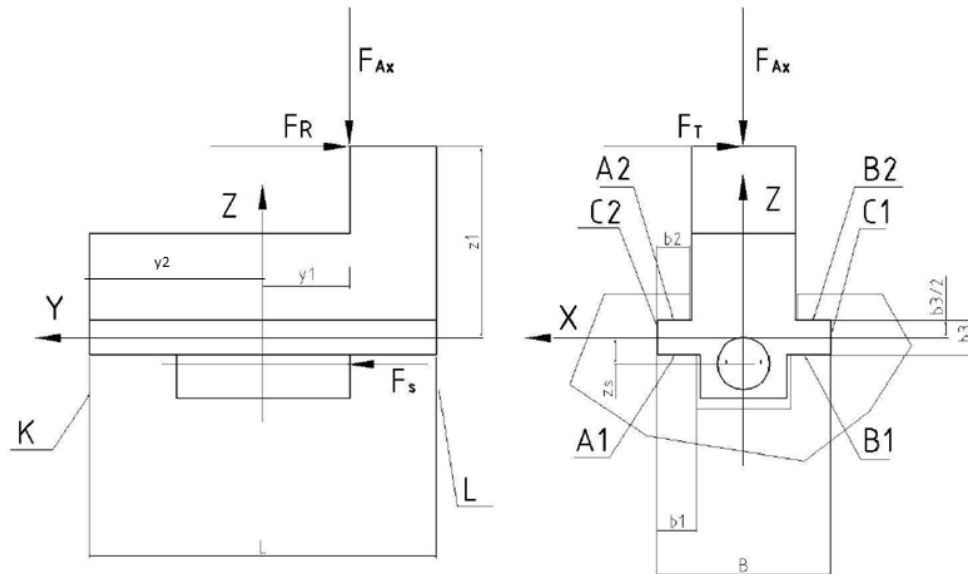
$$M_a = \frac{M_{\text{amax}} + M_{\text{amin}}}{2} = 359,11 \text{ Nm}$$

Výpočty vyřešeny pro přesnost nastavení momentového klíče 1,6.

Bezpečnost spojení	Max. dosažené předpětí
Proti mezi kluzu	1,54
Proti únavě	5,28
Proti tlaku	1,39

4.2.12 Kontrola vodících ploch na pakně

Na vedení působí nejen upínací síla, ale také síla vzniklá obráběním. Všechny vodící plochy mají shodnou šířku 20mm.



Obrázek 34: Vodící plochy pakny

Kontrola tlaků při upínání

Dáno:

$$L = 585\text{mm}$$

$$z_1 = 175\text{mm}$$

$$y_2 = 242\text{mm}$$

$$b_1 = b_2 = 20\text{mm}$$

$$N = 34\,807,2\text{N}$$

$$F = 30\text{kN}$$

$$\alpha = 70^\circ$$

$$f = 0,1$$

$$p_D = 40\text{MPa}$$

Výpočet:

$$F_Z = N \cdot (-\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha)$$

$$F_Z = 34\,807,2 \cdot (-\cos 70 - 0,1 \cdot \sin 70) = -15\text{ kN}$$

$$M_X = F \cdot z_1 - |F_Z| \cdot y_2$$

$$M_X = 30000 \cdot 175 - |15000| \cdot 242 = 1620\text{Nm}$$

$$F_A = F_B = \frac{F_Z}{2}$$

$$F_A = F_B = \frac{-15000}{2} = -7,5 \text{ kN}$$

$$M_A = M_B = \frac{M_X}{2}$$

$$M_A = M_B = \frac{1620}{2} = 810 \text{ Nm}$$

$$p_K = \frac{F_A}{L \cdot b_1} + \frac{6 \cdot M_A}{L^2 \cdot b_1}$$

$$p_K = \frac{7500}{0,585 \cdot 0,020} + \frac{6 \cdot 810}{0,585^2 \cdot 0,02} = 0,07 \text{ Mpa}$$

$$p_L = \frac{F_A}{L \cdot b_1} - \frac{6 \cdot M_A}{L^2 \cdot b_1}$$

$$p_L = \frac{7500}{0,585 \cdot 0,020} - \frac{6 \cdot 810}{0,585^2 \cdot 0,02} = -1,35 \text{ Mpa}$$

$$|p_K| < |p_L| < p_D \dots 0,07 < 1,35 < 40$$

Kontrola tlaků při obrábění:

Dáno:

$$L = 585 \text{ mm}$$

$$z_1 = 175 \text{ mm}$$

$$y_1 = 218 \text{ mm}$$

$$y_2 = 242 \text{ mm}$$

$$b_1 = b_2 = b_3 = 20 \text{ mm}$$

$$N = 34\,807,2 \text{ N}$$

$$F = 30 \text{ kN}$$

$$F_R = 70 \text{ kN}$$

$$F_T = 24 \text{ kN}$$

$$F_{ax} = 63 \text{ kN}$$

$$\alpha = 70^\circ$$

$$f = 0,1$$

$$p_D = 40 \text{ MPa}$$

Výpočet:

$$F_Z = N \cdot (-\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) - F_{ax} = -78 \text{ kN}$$

$$F_Z = 34807,2 \cdot (-\cos 70 - f \cdot \sin 70) - 63000 = -78 \text{ kN}$$

$$M_X = F_R \cdot z1 - |F_Z| \cdot y2$$

$$M_X = 70000 \cdot 0,175 - |15000| \cdot 0,242 = 8620\text{Nm}$$

$$F_X = F_T = 24\text{kN}$$

$$M_Y = F_X \cdot z1 = 4200\text{Nm}$$

$$M_Z = F_T \cdot y1 = 5232\text{Nm}$$

$$F_A = \frac{F_Z}{2} - \frac{M_Y}{L} = -46,2\text{kN}$$

$$F_A = \frac{-78000}{2} - \frac{4200}{0,585} = -46,2\text{kN}$$

$$F_B = \frac{F_Z}{2} + \frac{M_Y}{L} = -31,8\text{kN}$$

$$F_C = F_T = 24\text{kN}$$

$$M_A = M_B = \frac{M_X}{2} = \frac{8620}{2} = 4310\text{Nm}$$

$$M_C = M_Z = 5232\text{Nm}$$

$$p_{KA} = \frac{F_A}{L \cdot b1} + \frac{6 \cdot M_A}{L^2 \cdot b1}$$

$$p_{KA} = \frac{-46200}{0,585 \cdot 0,02} + \frac{6 \cdot 4310}{0,585^2 \cdot 0,02} = -0,2\text{MPa}$$

$$p_{LA} = \frac{F_A}{L \cdot b1} - \frac{6 \cdot M_A}{L^2 \cdot b1}$$

$$p_{LA} = \frac{-46200}{0,585 \cdot 0,02} - \frac{6 \cdot 4310}{0,585^2 \cdot 0,02} = -7,8\text{MPa}$$

$$p_{KB} = \frac{F_B}{L \cdot b1} + \frac{6 \cdot M_B}{L^2 \cdot b1}$$

$$p_{KB} = \frac{-31800}{0,585 \cdot 0,02} + \frac{6 \cdot 4310}{0,585^2 \cdot 0,02} = 1,1\text{MPa}$$

$$p_{LB} = \frac{F_B}{L \cdot b1} - \frac{6 \cdot M_B}{L^2 \cdot b1}$$

$$p_{LB} = \frac{-31800}{0,585 \cdot 0,02} - \frac{6 \cdot 4310}{0,585^2 \cdot 0,02} = -6,5\text{MPa}$$

$$p_{KC} = \frac{F_C}{L \cdot b3} - \frac{6 \cdot M_C}{L^2 \cdot b3}$$

$$p_{KC} = \frac{24000}{0,585 \cdot 0,02} - \frac{6 \cdot 5232}{0,585^2 \cdot 0,02} = -2,5 \text{ MPa}$$

$$p_{LC} = \frac{F_C}{L \cdot b^3} + \frac{6 \cdot M_C}{L^2 \cdot b^3}$$

$$p_{LC} = \frac{24000}{0,585 \cdot 0,02} + \frac{6 \cdot 5232}{0,585^2 \cdot 0,02} = 6,6 \text{ MPa}$$

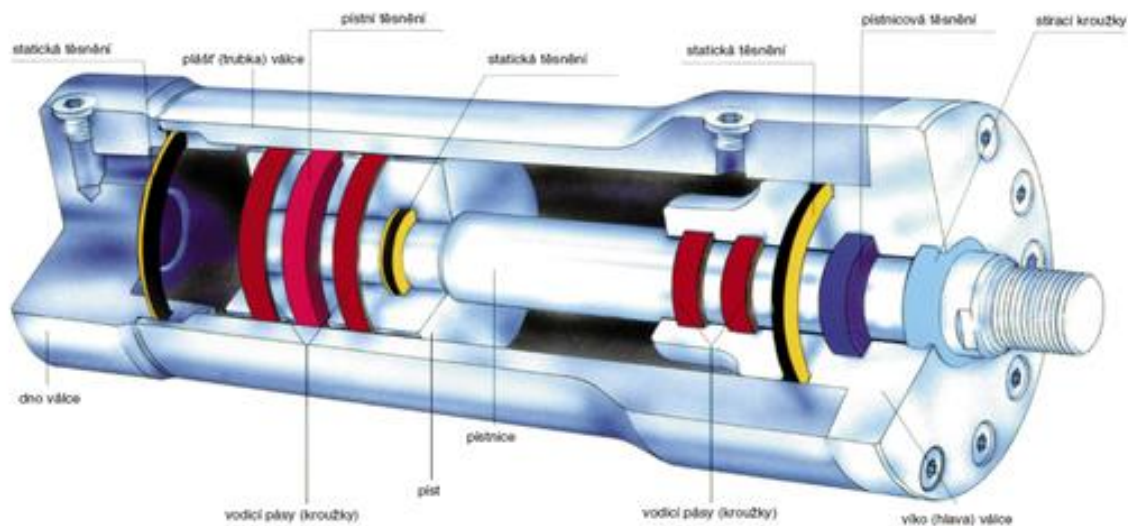
$$|p_{KA}| < p_{KB} < |p_{KC}| < |p_{LB}| < p_{LC} < |p_{LA}| < p_D$$

$$|-0,2| < 1,1 < |-2,5| < |-6,5| < 6,6 < |-7,8| < 40$$

Tlaky ve vedení pro obrábění vyhovují.

4.2.13 Návrh hydraulického válce

Hydraulický válec volíme z katalogu výrobce SMW-Autoblok model SIN-S 200. Jedná se o rotační válec. Jak již bylo vypočteno v kapitole 4.2.4, potřebná tažná síla, kterou musíme vyvinout k upínací síle 180 000N je přibližně 95 000N. Model SIN-S 200 nám umožňuje upínat silou 112 000N a zdvih je 50mm (<http://www.smwautoblok.com/media/uploads/SIN-S-catalog.pdf>). Hydromotor je spojen s hvězdicí pomocí závitové tyče M42. Na obrázku 35 je znázorněn řez hydraulickým válcem a zobrazen základní princip.



Obrázek 35: Hydraulický válec

5 Závěr

Bakalářská práce se zabývá upínáním obrobků na soustruh. V první části je provedena rešerše upínacích prostředků, kde jsou popsány jednotlivé možnosti uchycení obrobků a jejich charakteristika. Práce se zabývá uchycením obrobků do sklíčidla a lící desky. Druhá část je věnována vlastnímu návrhu sklíčidla. Cílem práce bylo navrhnout řešení sklíčidla soustruhu pro zadané parametry. V druhé části jsou nejprve detailněji popsány jednotlivé části sklíčidla. Kvůli možnosti umístění hrotu, jsme museli sklíčidlo přepracovat. Pohyb čelistí jsme zajistili pomocí tlaček, upínky a hvězdice. Dále je proveden ruční výpočet sil působících na čelisti a hrot sklíčidla. Čelist a hrot je následně zkontrolován pomocí programů Siemens NX a KISSsoft. Nakonec je navržen hydraulický válec, který odpovídá zadaným parametrům.

6 Seznam obrázků

Obrázek 1: Druhy čelistí	10
Obrázek 2: Pevná a posuvná luneta.....	11
Obrázek 3: Čelisti na univerzálním sklíčidle	12
Obrázek 4: Možnosti uchycení obrobku	13
Obrázek 5: Ruční sklíčidlo	13
Obrázek 6: Řez ručního sklíčidla	14
Obrázek 7: Pneumatické sklíčidlo.....	14
Obrázek 8: Membránové sklíčidlo	15
Obrázek 9: Samosvorné sklíčidlo.....	15
Obrázek 10: Upínací deska.....	16
Obrázek 11: Upínací úhelník.....	16
Obrázek 12: Řez upínací deskou	17
Obrázek 13: Sklíčidlo soustruhu	20
Obrázek 14: Tělo sklíčidla	21
Obrázek 15: Upínka sklíčidla	21
Obrázek 16: Pakna (Basic čelist)	22
Obrázek 17: Hvězdice Obrázek 18: Tlačka.....	22
Obrázek 19: Hrot.....	23
Obrázek 20: Horní čelist	23
Obrázek 21: Smithův diagram únavy.....	24
Obrázek 22: Mezideska.....	25
Obrázek 23: Řez sklíčidlem	26
Obrázek 24: Rovnováha sil na pakně.....	27
Obrázek 25: Síly působící na hrot.....	29
Obrázek 26: Rozměry hrotu	30
Obrázek 27: Souřadnice šroubů	31
Obrázek 28: Drážkování čelisti	32
Obrázek 29: Souřadnice působení sil	33
Obrázek 30: Tahová a tlaková oblast napětí	34
Obrázek 31: Zasít'ovaný model čelisti Obrázek 32: Výsledné posunutí v ose y.....	34
Obrázek 33: Analýza napětí v čelisti.....	34
Obrázek 34: Vodící plochy pakny.....	36
Obrázek 35: Hydraulický válec.....	39

7 Použitá literatura

- (1) HUDEC, Zdeněk. *Upínací desky, sklíčidla-příklady*, Učební text KOS, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2013.
- (2) KOČMAN a PROKOP. *Technologie obrábění*. Brno: VUT v Brně, 2005.
- (3) RAFTL, Karel a JANYŠ, Bohumil. *Upínání obrobků na soustruh 1. vyd.* Praha : SNTL, 1961. str. 115.
- (4) PAVLÍČEK, Jaroslav. *Upínací deska soustruhu řady SR*. Plzeň: Diplomová práce, ZČU Plzeň, 2008/2009. str. 100.
- (5) SOVA, František. *Technologie obrábění a montáže. 3. vyd.* Plzeň : ISBN 80-7082-823-4, 2001. str. 273.
- (6) VLACH, Bohumil. *Technologie obrábění*. Brno : VUT v Brně, 2005.
- (7) SCHUNK. [Online] http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/catalogs/9954732_8M_2011-01/ROTA-S_plus__Einleitung__DE_EN.pdf.
- (8) www.vutbr.cz [Online] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=65180
- (9) PROCHÁZKA, Michael. *Upínání obrobků, upínací pomůcky. SPŠOA Uherský Brod, 2010*
- (10) Koran Rankov. [Online] <http://www.koran-rankov.cz/vyroba-pneumatickych-sklicidel>.
- (11) www.kovanastroje.cz. [Online] <http://www.kovonastroje.cz/Upinaci-nastroje/Univerzalni-sklicidla-a-prisl/Nahradni-celisti>
- (12) www.kovotech.kvalitne.cz [Online] <http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cisloclanku=2005051801>
- (13) LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*, Úvaly: Albra, 2006.

8 Software

Autodesk Inventor Professional 2014

Siemens NX 9

Microsoft Office 2013

KISSsoft

9 Přílohy

[I] Výpočet šroubů k uchycení hrotu v programu KISSsoft

[II] Výpočet šroubů k uchycení čelisti v programu KISSsoft

10-6-15-S-01 Výkres sestavy sklíčidla

10-6-15-S-02 Kusovník

03-6-15-11 Výkres čelisti

PŘÍLOHA č. I

Výpočet sil působících na hrot v programu KISSsoft

Name : hrot_2a
 Changed by: krejci3 on: 11.06.2015 at: 13:12:12

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M20	
Pitch (mm)	[P]	2.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	20.00
Flank diameter (mm)	[d2]	18.38
Core diameter (mm)	[d3]	16.93
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	17.29
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	18.38
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	314.16
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	225.19
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-65000.00 / -65000.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	10810.00 / -10810.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 / 0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	10000.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of screws	[n]	8
Chosen screw (Own input)	[no.]	1
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-38171.47 / 21921.47
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00
For sealing (N)	[KerfD]	10000.00

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	0.00	90.00	1.00	-38171.47	21921.47	0.00
2	63.60	63.60	1.00	-29357.84	13107.84	0.00
3	90.00	0.00	1.00	-8125.00	-8125.00	0.00
4	63.60	-63.60	1.00	13107.84	-29357.84	0.00
5	0.00	-90.00	1.00	21921.47	-38171.47	0.00
6	-63.60	-63.60	1.00	13107.84	-29357.84	0.00
7	-90.00	0.00	1.00	-8125.00	-8125.00	0.00
8	-63.60	63.60	1.00	-29357.84	13107.84	0.00

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	-0.000	-0.000	-0.000
sy	0.000	0.000	0.000

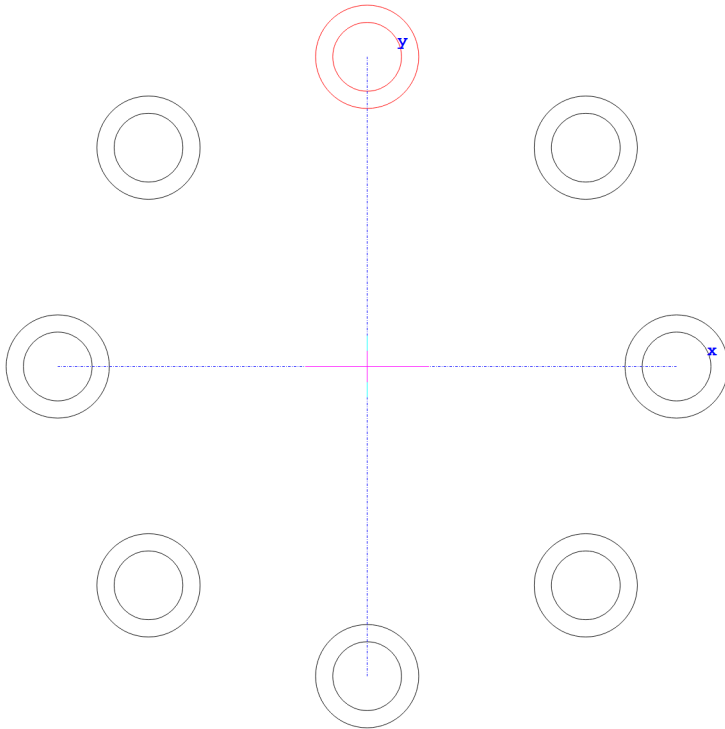


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)		
Tightening factor	[alphaA]		1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]		1.00
Load application factor	[n]		0.70
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)	[lA]		0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]		0.00
Force application height (mm)	[lk]		42.00
Coef. of friction in thread	[myG]		0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[myK]		0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)	[d]		20.00
Bolt length (mm)	[l]		90.00
Shank diameter (mm)	[d1]		20.00
Shank length (mm)	[l1]		38.00
Thread length (mm)	[b]		52.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]		28.87
Inner diameter of head support (mm)	[da]		22.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]		16.00
Stressed cross section of screw (mm²)	[As]		244.79
Height of bolt head (mm)	[k]		20.00

Diameter of screw head (mm)	[dk]	30.00
Free thread length (mm)	[l3]	22.00
Width across flats (mm)	[s]	17.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50

Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts: Segment of annulus

External radius annulus (mm)	[ra]	80.00
Screw radius annulus (mm)	[rs]	58.00
Internal radius annulus (mm)	[ri]	40.00
Bolt spacing (mm)	[t]	68.00
Number of parts	[iP]	3

Part A

Material	42 CrMo 4 (3)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	15.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	900.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Part B

Material	C45 (2)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	5.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	630.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Part C

Material	42 CrMo 4 (3)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	40.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	900.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole

Clamping length (mm)	[lk]	60.00
----------------------	------	-------

Through hole standard ISO 273:1979 (DIN 273) fine

Diameter through hole (mm)	[dh]	21.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

Blind hole

Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	77.50
Diameter (mm)	[DA]	77.50
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	94.64
Cone angle (°)	[phi]	28.73
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.906204e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	1.509421e-006
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0785
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0150
Preload loss (N)	[Fz]	8823.31
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	39024.20
-maximum (N)	[FMmax]	62438.71
Pretension force according table (N)	[FMtab]	223000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	270000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	222686.92
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	213863.60
Additional bolt load (N)	[FSA]	1720.59
Additional plate load (N)	[FPA]	20200.88
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	9.63
Fatigue life (N/mm ²)	[sigAzul]	44.63
Number of load cycles	[ND]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.05890
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.09425
at FM (mm)	[fS]	0.33613
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00744
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01190
at FM (mm)	[fT]	0.04245

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	222686.92
Pretension force (N)	[FV]	213863.60
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	100155.13
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigared.B]	952.98
Tightening torque (Nm)	[MA]	611.93
Loose torque (Nm)	[ML]	415.22
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	861.35

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	39024.20
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigared.M_FMmin]	173.49
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigared.B_FMmin]	172.59
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	107.24
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	58.64
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	156.39

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	62438.71
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	100155.13
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	277.58
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	272.07
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	171.58
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	104.10
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	246.26
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	260.53
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	900

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:		1.60
Safety against yield point	[SF]	4.04
Safety against fatigue	[SD]	4.63
Safety against pressure	[SP]	3.65

Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	4.63
Safety against pressure	[SP]	1.04

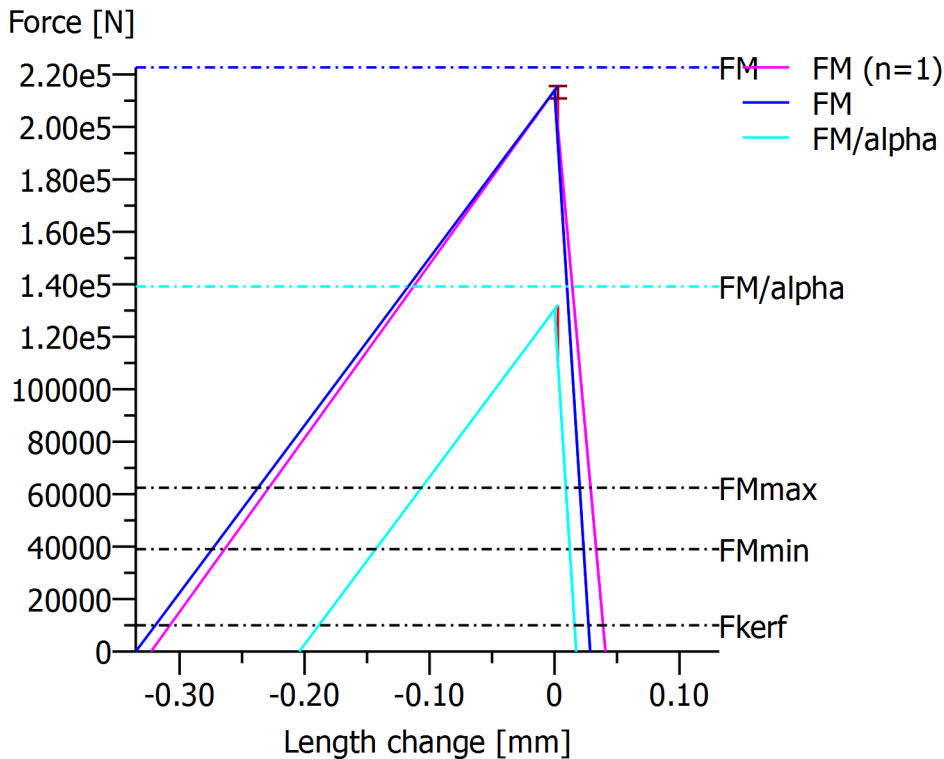


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / alphaA, FKerf = KerfN + KerfD
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

End of Report

lines: 244

PŘÍLOHA č. II

Výpočet šroubů k uchycení čelisti v programu KISSsoft

Name : Unnamed
 Changed by: krejci3 on: 18.06.2015 at: 17:55:33

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Bolted connection under axial load (single bolt)

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M20	
Pitch (mm)	[P]	2.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	20.00
Flank diameter (mm)	[d2]	18.38
Core diameter (mm)	[d3]	16.93
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	17.29
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	18.38
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	314.16
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	225.19
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Upper boundary value of axial force (N)	[FAO]	93000.00
Lower boundary value of axial force (N)	[FAU]	47000.00
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00
For sealing (N)	[KerfD]	10000.00

Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)

Tightening factor	[alphaA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]	1.00

Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Force application height (mm)	[lk]	31.50

Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/ 0.100

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter (mm)	[d]	20.00
Bolt length (mm)	[l]	90.00
Shank diameter (mm)	[d1]	20.00
Shank length (mm)	[l1]	38.00
Thread length (mm)	[b]	52.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	28.87

Inner diameter of head support (mm)	[da]	22.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	244.79
Height of bolt head (mm)	[k]	20.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	30.00
Free thread length (mm)	[l3]	7.00
Width across flats (mm)	[s]	17.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		42 CrMo 4 (1)
Depth of Layer (mm)	[hi]	45.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	900.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	45.00

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	21.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	77.97
Diameter (mm)	[DA]	77.97
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	77.97
Cone angle (°)	[phi]	28.61
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.745455e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	1.184492e-006
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0899
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0080
Preload loss (N)	[Fz]	5886.52
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	100525.52

-maximum (N)	[FMmax]	160840.83
Pretension force according table (N)	[FMtab]	223000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	270000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	222686.92
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	216800.40
Additional bolt load (N)	[FSA]	8361.00
Additional plate load (N)	[FPA]	84639.00
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	8.45
Fatigue life (N/mm ²)	[sigAzul]	44.63
Number of load cycles	[ND]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.11907
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.19051
at FM (mm)	[fS]	0.26377
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.01755
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.02807
at FM (mm)	[fT]	0.03887

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	222686.92
Pretension force (N)	[FV]	216800.40
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	38653.80
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	979.11
Tightening torque (Nm)	[MA]	611.93
Loose torque (Nm)	[ML]	420.92
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	886.84

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	100525.52
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	446.91
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	460.08
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	276.24
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	183.74
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	417.94

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	160840.83
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	38653.80
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	715.05
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	716.33
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	441.98
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	300.85
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	649.45
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	260.53

Permissible surface pressure
(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 900

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	1.54
Safety against fatigue	[SD]	5.28
Safety against pressure	[SP]	1.39

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.12
Safety against fatigue	[SD]	5.28
Safety against pressure	[SP]	1.01

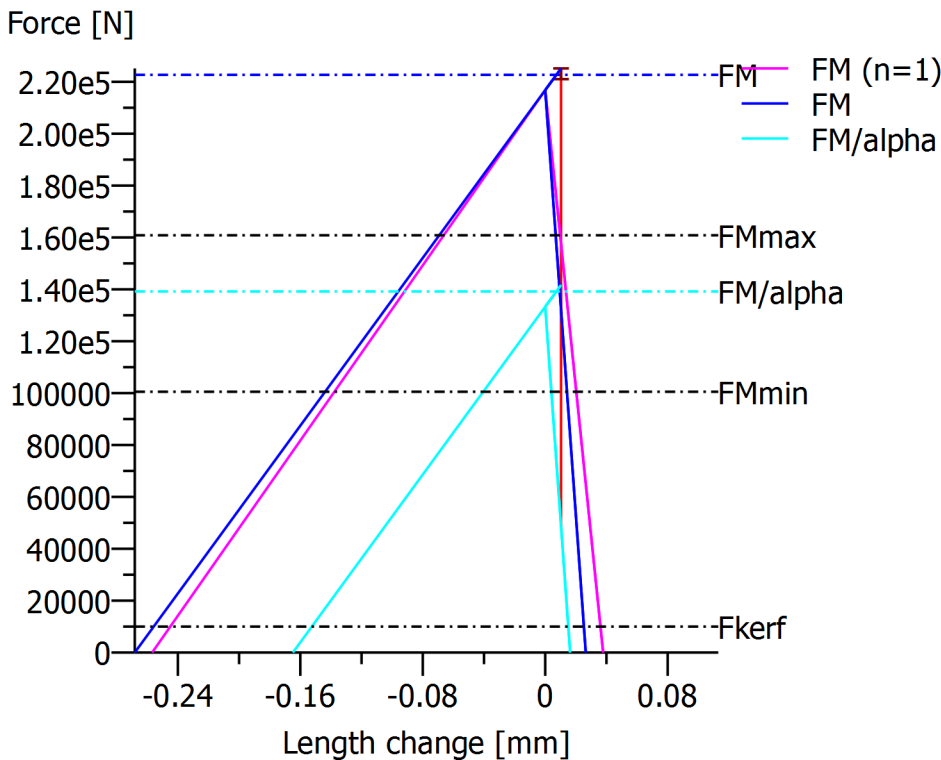


Figure: Display of restraint-diagram

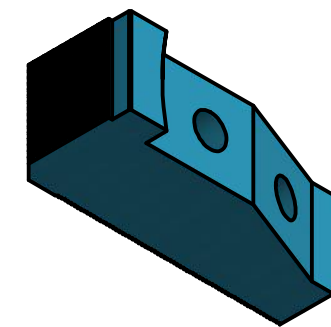
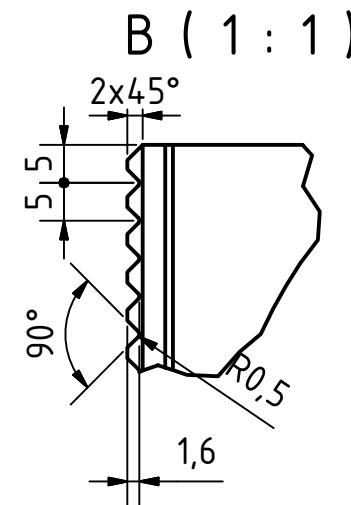
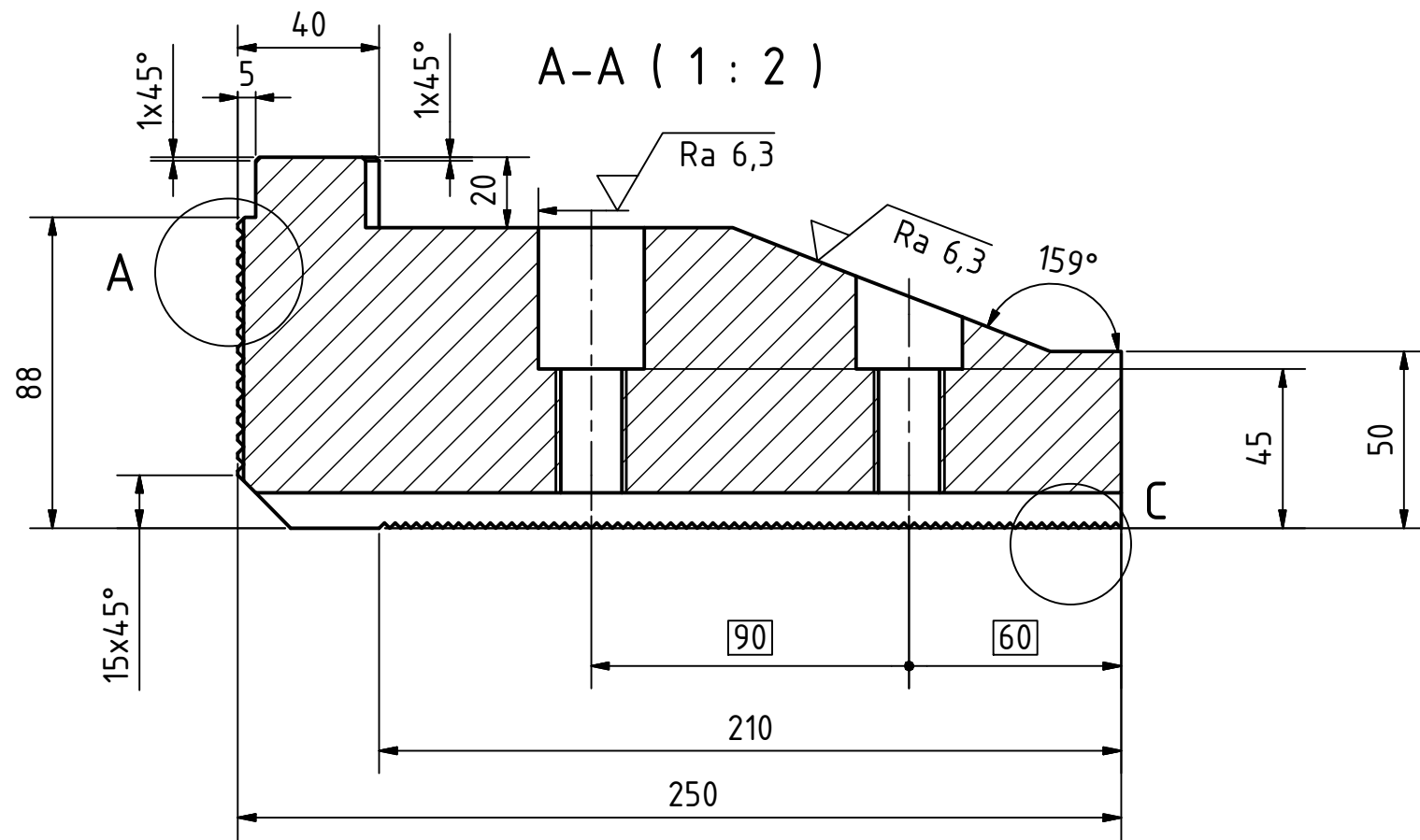
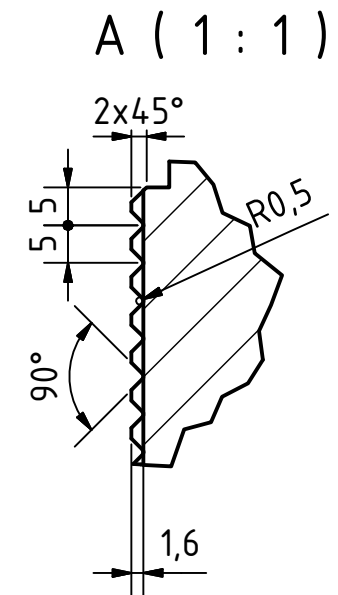
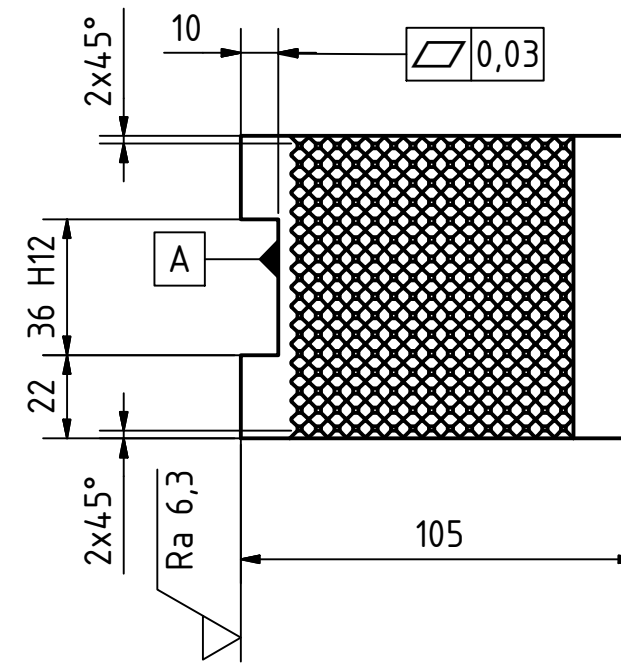
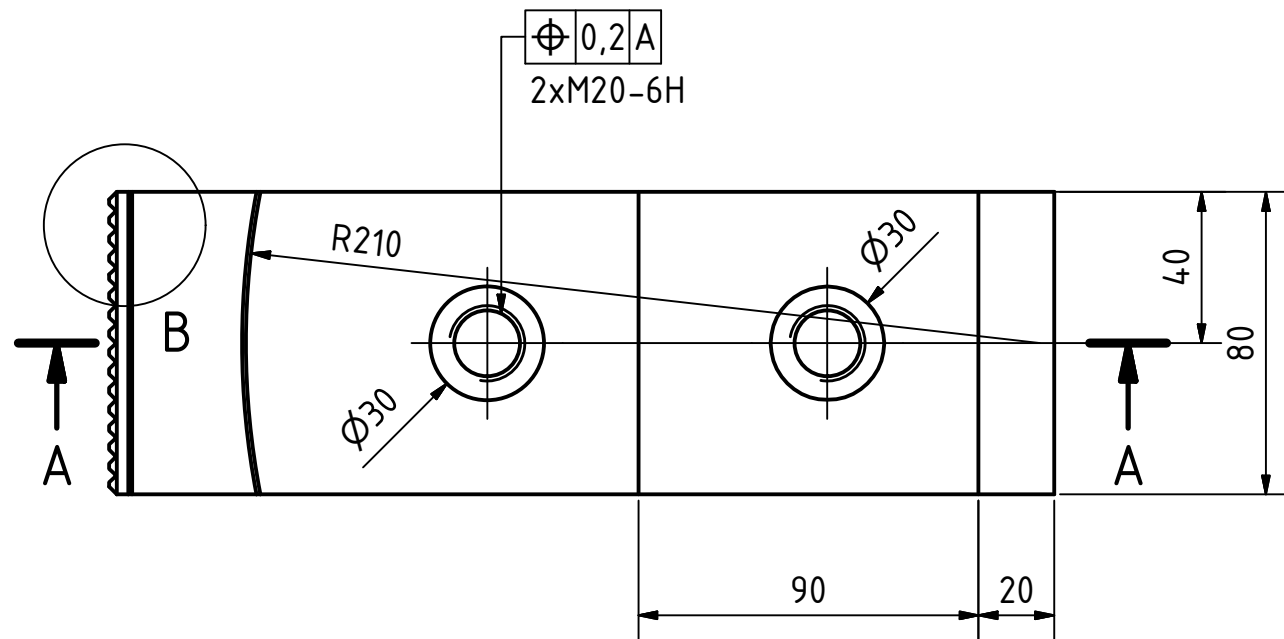
Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR / FKerf] is calculated with:
FKR: with FM / alphaA, FKerf = KerfN + KerfD
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)

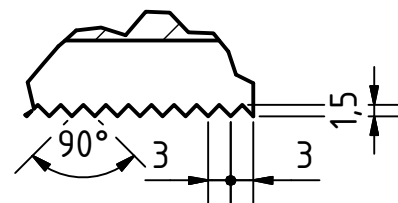
18	12	DIN 7984 - M20 x 70	DIN 7984 - M20 x 70	0,220 kg	Ocel, měkká
17	6	ČELIST	03-06-15-11	1,404 kg	15 241
16	6	MATICE PAKNY	03-06-15-10	1,167 kg	12 050
15	6	PAKNA	03-06-15-09	5,030 kg	15 241
14	6	ISO 4762 - M42x300	ISO 4762 - M42 x 300	4,033 kg	Nerezová ocel 440C
13	6	ISO 4762 - M20x45	ISO 4762 - M20 x 45	0,194 kg	Nerezová ocel 440C
12	1	MEZIDESKA	03-06-15-08	3,633 kg	
11	12	ISO 10642 - M8x30	ISO 10642 - M8 x 30	0,014 kg	Ocel
10	1	KRYT	03-06-15-07	1,107 kg	12 050
8	6	DIN 6912 - M16x40	DIN 6912 - M16 x 40	0,087 kg	Ocel, měkká
7	8	DIN 7984 - M16x70	DIN 7984 - M16 x 70	0,135 kg	Ocel, měkká
6	6	TLAČKA	03-06-15-06	0,198 kg	12 050
5	6	PODLOŽKA	03-06-15-05	0,003 kg	11 600
4	1	UPÍNKA	03-06-15-04	2,742 kg	14 220
3	1	HROT	03-06-15-03	1,834 kg	19 191
2	1	HVĚZDICE	03-06-15-02	3,089 kg	12 050
1	1	DESKA SKLÍČIDLA	03-06-15-01	505,051 kg	42 2709.1
POZICE	KS	NÁZEV SOUBORU	ČÍSLO SOUČÁSTI	HMOTNOST	MATERIÁL

KUSOVNÍK

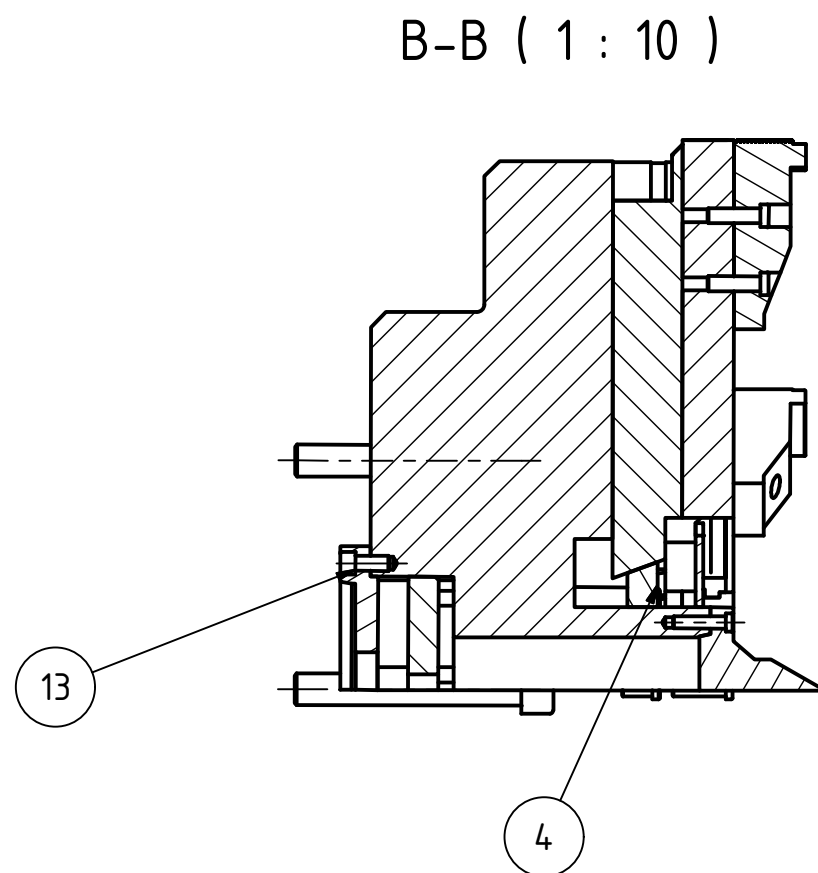
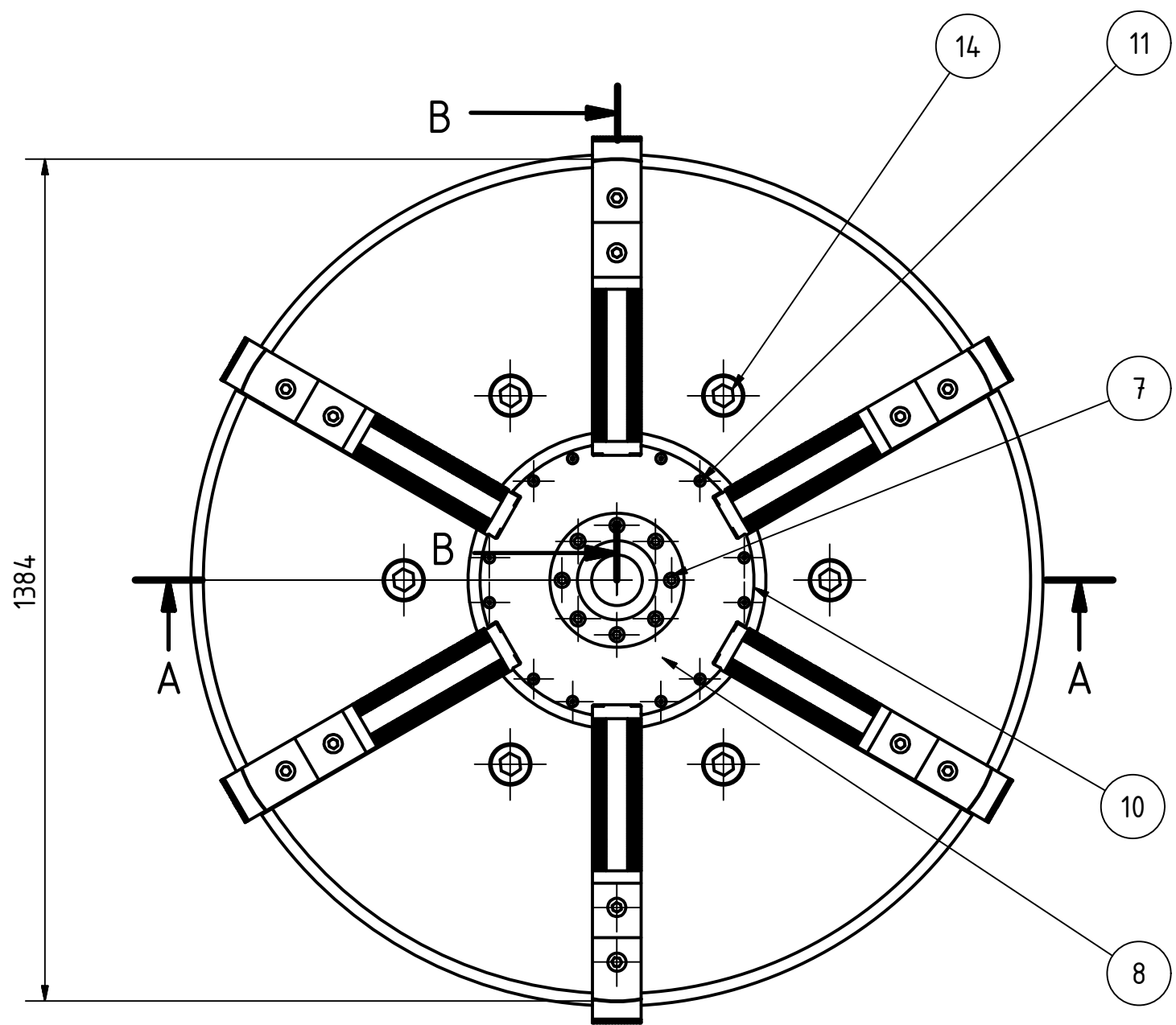
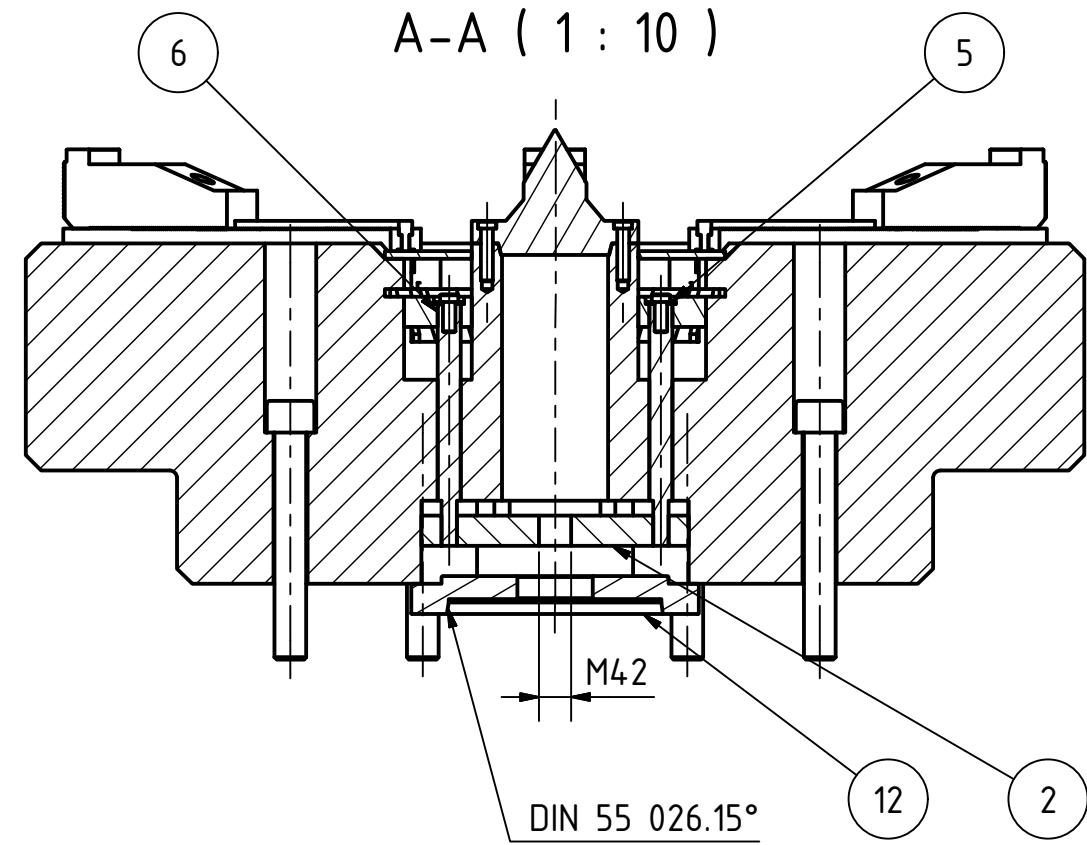
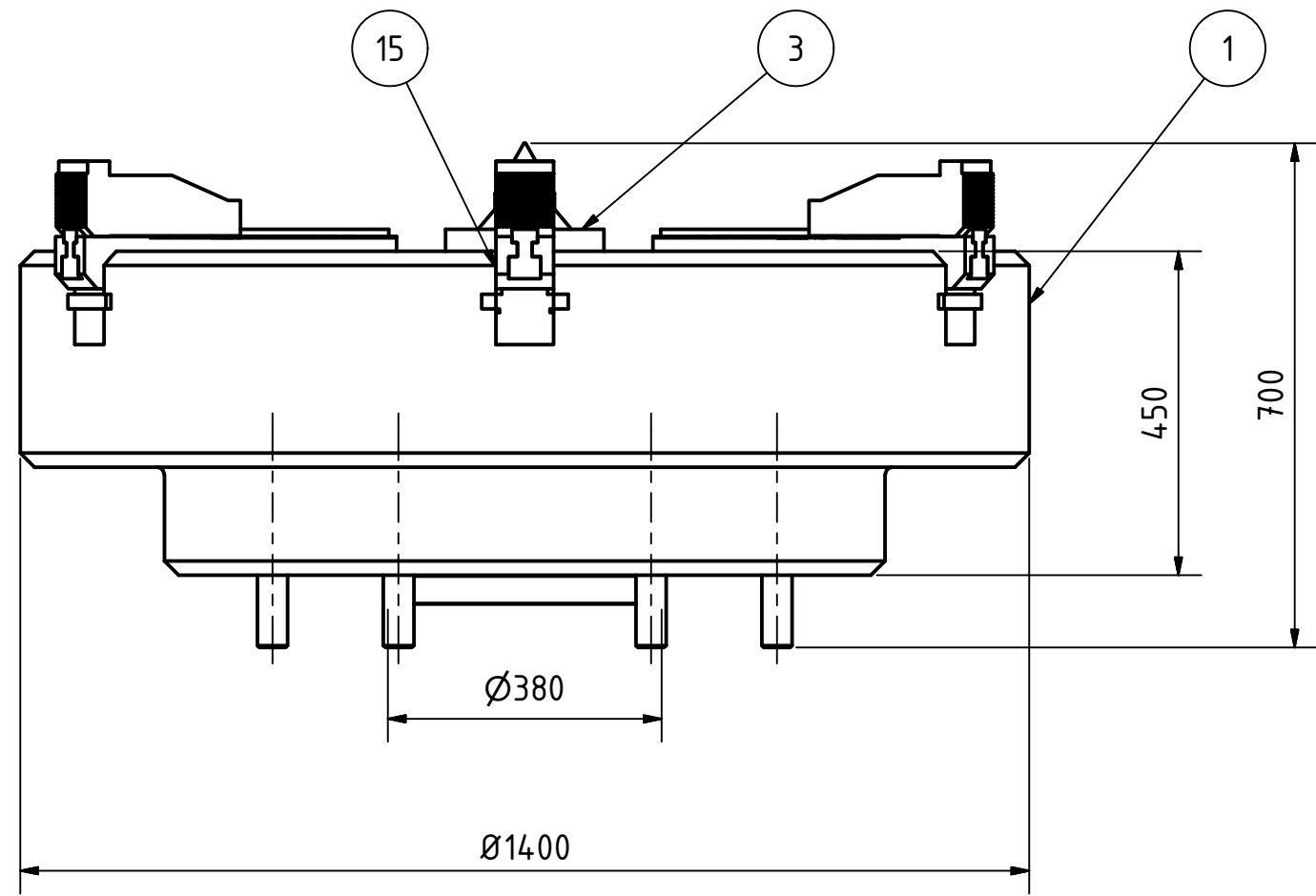
Měřítko 1:1	Hmotnost (kg) 530	Promítání 	Formát A4
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil KREJČÍ	Název KUSOVNÍK	
	Datum 10. 6. 2015		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu 10-6-15-S-02	
	Datum		
	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY		



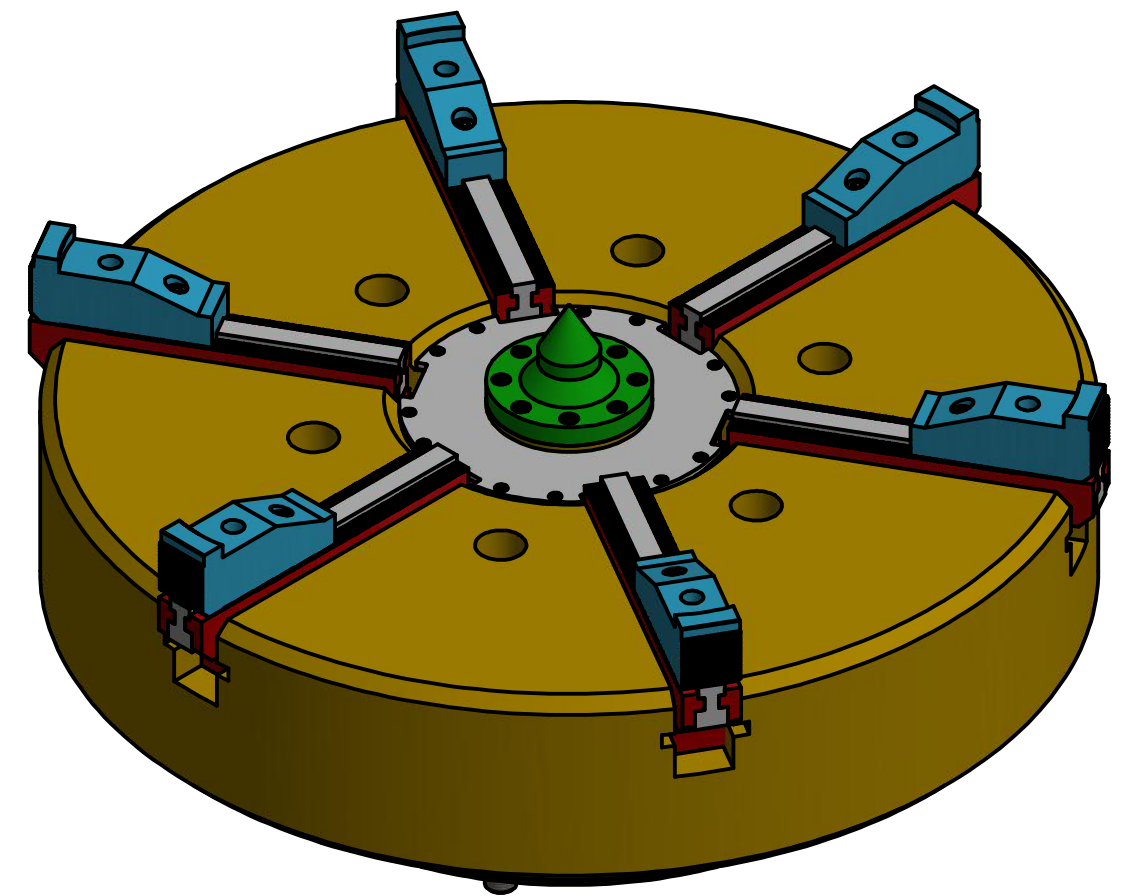
C (1:1)



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka	Přesnost
		1:2	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár		Hmotnost (kg)	Tolerování
90x110		1,404	ISO 8015
Formát		Promítání	
A3			
Kreslil Datum Schválil Datum	KREJČÍ 9. 6. 2015		Název
	VÝROBNÍ VÝKRES		ČELIST
Číslo dokumentu 03-06-15-11		KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	
List 1 Listů 1		KKS	




Isometric (1 : 10)



Pokyny pro obsluhu:

1. VNĚJŠÍ UPÍNAČÍ PRŮMĚR: MAX 1400mm - MIN 400mm
2. VYUŽITÍ MAX. KROUTÍCÍHO MOMENTU NA SKLÍČIDLE OD Ø355mm

Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 530	Promítání [Symbol]	Formát A2
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil KREJČÍ	Název SKLÍČIDLO SOUSTRUHU	
	Datum 10. 6. 2015	Číslo dokumentu 10-6-15-S-01	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	
	Datum	List 1 Listů 1	