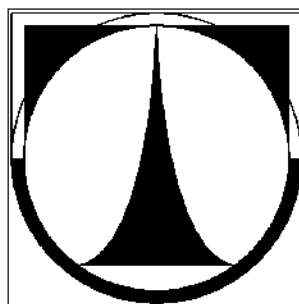


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukce navíjecího stroje pro hrubé příze s DPKV

2008

Tomáš Elstner

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní program: B 2341 - Strojírenství

Studijní obor: 2302 R 0222 – Stroje a zařízení

Zaměření: Stavba strojů

Konstrukce navíjecího stroje pro hrubé příze s DPKV

The Constriction of Winding Machine for Coarse Thread with Totally Accurate Cross Spooling

Tomáš Elstner

číslo bakalářské práce: KTS – B015

Vedoucí práce: Ing. Jozef Kaniok, Ph.D.

Konzultant práce: Jaroslav Hanuš

Počet stran: 51
Počet obrázků: 35
Počet tabulek: 02
Počet vzorců: 67
Počet příloh: 05

23. května 2008

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce navíjecího stroje bez rozváděcího mechanismu s dokonale přesným křížovým návínem pro navíjení hrubých přízí pomocí elektronicky řízených pohonů cívky a rozvodu příze. Je zde zahrnut návrh pohonu řemenovým převodem včetně cívky a konstrukce rámu. Návrh je doplněn výkresovou dokumentací součástí.

Klíčová slova

cívka, příze, navíjení, servomotor, řemen, včetně

Annotation

This final work occupy one's mind construction draft winding machine without cross machine with totally accurate cross spooling for winding rude yarns by means of electronic controlled driving roll and wool distribution. There is covered up draft gear by belt gear shrank spooling and frame construction. Concept is filling by drawing documentation components.

Key words

reel, yarn, winding, servo motor, belt, spindle

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum 23. května 2008

Podpis

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date 23.května 2008

Signature

Poděkování

Je mi potěšením tímto poděkovat zejména vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jozefu Kaniokovi, Ph.D. za velmi kvalitní odborné vedení mé práce, poskytnutí hojnosti studijních materiálů a trpělivost. Panu Jaroslavu Hanušovi děkuji za poskytnutý čas a vstřícné jednání při konzultacích konstrukce navíjecího stroje.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým blízkým, kteří mě po celou dobu studia podporovali.

Obsah

Seznam obrázků.....	8
Seznam tabulek	9
Seznam použitých symbolů a veličin.....	9
Seznam použitých zkratk	10
1 Úvod	11
2 Teorie vinutí.....	12
2.1 Typy vinutí cívek.....	12
2.1.1 Rovnoběžné vinutí - paralelní	12
2.1.2 Křížové	13
3 Mechanismy	20
3.1 Vačkové mechanismy.....	20
3.2 Mechanismy s rozváděcím bubnem	22
3.3 Mechanismus rozvádění rotujícími křídly	24
3.4 Rozvádění s rotujícími talíři-kuželi	26
3.5 Mechanismus rozvádění příze pomocí krokového motoru a řemínku s rozváděcím očkem	27
4 Volba konstrukčního řešení.....	29
5 Výpočty.....	35
5.1 Výpočet ozubeného řemene:	35
5.2 Výpočet hřídele:	38
5.3 Výpočet těsného pera	44
5.4 Výpočet ložisek	46
6 Závěr	49
7 Seznam použité literatury	50
8 Seznam příloh	51

Seznam obrázků

Obr. 1: Typy vinutí cívek	12
Obr. 2: Rovnoběžné vinutí	13
Obr. 3: Geometrie divokého vinutí.....	13
Obr. 4: Křížové vinutí s konstantním stoupáním ovinů s	15
Obr. 5: Kladení nití při přesném křížovém vinutí	15
Obr. 6: Uzavřené a otevřené přesné křížové vinutí	16
Obr. 7: Grafy funkce $R=f(d)$ pro divoké, přesné a digitální	17
Obr. 8: Schéma navíjecího zařízení pro DPKV.....	19
Obr. 9: Schéma rozváděcího mechanismu s jednochodou vačkou	20
Obr. 10: Přechodová část vačky v úvratí	21
Obr. 11: Schéma mechanismů s vícechodou vačkou	22
Obr. 12: Rozváděcí buben podle patentu fitmy SPT.....	23
Obr. 13: Porovnání dvou typů bubnů	23
Obr. 14: Navíjecí stroj s rozváděním bubnem HACOBA TK2/20 Thread King 2	24
Obr. 15: Mechanismus rozvádění příze rotujícími křídly	25
Obr. 16: Princip rozvádění rotujícími křídly	25
Obr. 17: Navíjecí stroj s rozváděním rotujícími křídly SSM PS6-D DIGICONE® preciflex™.....	26
Obr. 18: Mechanismus rozvádění společnost HACOBA.....	27
Obr. 19: Rozváděcí mechanismus pomocí krokového motorku	27
Obr. 20: Navíjecí stroj s rozvodem pomocí krokového motoru SSM DP1-D DIGICONE® preciflex™ (navíjecí rychlost až 1500m/min).....	28
Obr. 21: Servomotory CTM4	30
Obr. 22: Ozubený řemen HTD 8M.....	31
Obr. 23: Rámová konstrukce z hliníkových profilů a spojovacího materiálu MayTec.....	31
Obr. 24: Konstrukční řešení vřetene.....	32
Obr. 25: Taliřová brzda	33
Obr. 26: Navíjecí stroj s rozváděcím mechanismem pro dokonale přesný křížový návin.....	34
Obr. 27: Část řemenového převodu	35
Obr. 28: Schéma řemenového převodu	35
Obr. 29: Schéma sil v řemenovém převodu	37

Obr. 30: Počítaný hřídel	38
Obr. 31: Schéma sil působících na hřídeli	38
Obr. 32: Průběh posouvajících sil a momentů na hřídeli	40
Obr. 33: Rozložení sil v spoji těsným perem	45

Seznam tabulek

Tab. 1: Přehled parametrů u vinutí paralelního a křížového	18
Tab. 2: Parametry motoru CTM4-09	30

Seznam použitých symbolů a veličin

<u>označení</u>	<u>význam</u>	<u>jednotka</u>
d, d_1, d_2	průměr cívky	[mm]
β	úhel stoupání	[°]
α	úhel křížení	[°]
s	stoupání ovinů	[mm]
R, R_1, R_2	soukací poměr	[-]
R_s	skutečný soukací poměr	[-]
η	úhel vratu na čele cívky	[°]
t	tloušťka navíjené přize	[mm]
i	celkový převod	[-]
i_1	pevný převod	[-]
i_2	jemný kuželový převod	[-]
B	šířka návínu	[mm]
a, b, c	délky na hřídeli	[mm]
d_1, d_2	průměr řemenic	[mm]
p_z	rozteč zubů	[mm]
z	počet zubů	[-]
L	délka řemene	[mm]

a_R	osová vzdálenost	[mm]
a_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
z_1	počet zubů řemenice	[-]
z_{z1}	počet zubů v záběru	[-]
F_{V1}	síla v řemeni	[N]
b_R	šířka řemene	[mm]
F_M	síla od hmotnosti cívky	[N]
F_N	síla na přízi	[N]
R_A, R_B	reakční síly	[N]
m_C	hmotnost cívky	[kg]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
ρ	hustota přize	[kg/m ³]
V	objem návinu	[m ³]
M_O, M_K	moment ohybový, moment kroucí	[Nm]
σ	ohybové napětí	[MPa]
τ	smykové napětí	[MPa]
w_O, w_K	průřezový modul	[m ³]
β_O, β_K	součinitelé vrubu	[-]
p	tlak	[MPa]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
X, Y, X_0, Y_0	koeficienty dynamického a statického zatížení ložisek	[-]
C, C_0	únosnost ložisek	[N]
L_{10}	základní trvanlivost	[-]
L_{10H}	trvanlivost v hodinách	[hod]

Seznam použitých zkratk

obr.	Obrázek
spol. s r.o.	společnost s ručením omezeným
str.	strana
Tab.	Tabulka
tj.	to jest
tzv.	tak zvané

1 Úvod

V dnešní době neustálého zdokonalování výrobních technologií je kladen v textilním průmyslu čím dál větší důraz na kvalitu navíjení příze na cívku. Hlavními parametry, u kterých se dbá nejvíce na kvalitu přesného křížového návínů, jsou tvrdost cívky, velikost mezer navíjené příze a tvar navíjené cívky.

Tyto neustále se zvyšující požadavky na přesnost návínů vedou k nutnosti vyvíjet a aplikovat co nejlepší elektronicky řízené navíjecí mechanismy řízené pomocí programů vytvořených na základě nejnovějších trendů při tvorbě návínů cívek.

Práce se zabývá návrhem optimálního řešení konstrukce mechanismu sloužícího pro tvorbu dokonale přesného křížového návínů. Při volbě optimální varianty bylo využito znalostí o navíjení textilních přízí, které napomohly k dosažení nejvhodnějšího řešení konstrukce stroje. K nabytí těchto vědomostí dopomohlo vypracováním rešerše druhů vlnutí cívek a principů navíjecích mechanismů určených pro tvorbu návínů.

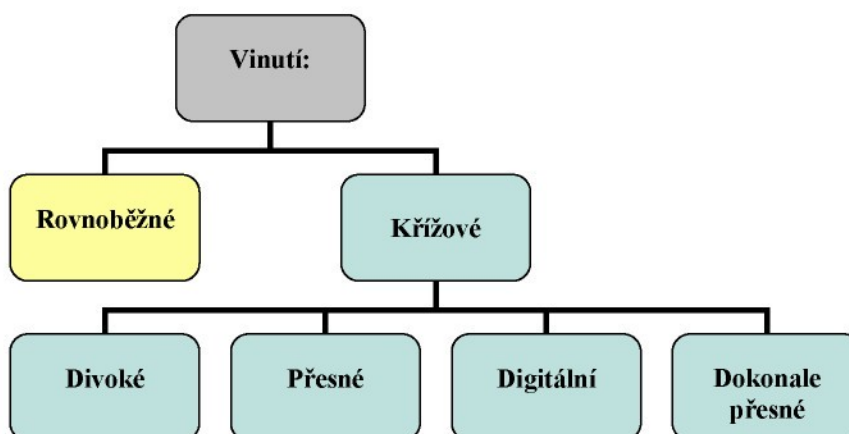
Navržené konstrukční řešení stroje se skládá z lehké konstrukce, na kterou je upevněn řízený pohon, který slouží k pohonu vřetene navíjecí cívky. Přenos kroutícího momentu z tohoto řízeného pohonu na vřeteno navíjecí cívky je realizováno pomocí ozubeného řemenu což zabezpečuje přesnost převodu. Návrh stroje sloužícího pro navíjení je doplněn o výpočty pohonu vřetene a kontrolní výpočty navržených součástí.

Návrh celého řešení navrženého stroje byl realizován v prostředí softwaru ProEngineer Wildfire 2. Tento 3D model stroje velice dobře zobrazuje vhodnost použitých komponent a celkovou koncepci stroje. Takto vytvořený model stroje bude moci posloužit i v budoucnu pro případné konstrukční úpravy díky své snadné modifikaci a dále napomůže ke konstrukčnímu řešení a upevnění odklopného rozváděcího mechanismu.

2 Teorie vinutí

Teorie vinutí délkové textilie se zabývá vinutím příze na dutinku. Navíjení na dutinku lze provést dvěma způsoby a to vinutím rovnoběžným, jenž je charakteristické malým stoupáním ovinů a malou rychlostí rozvádění, anebo křížovým u kterého dochází vlivem větší rychlosti rozvádění k většímu stoupání ovinů a tedy i ke křížení příze. Podle typu křížení nití dále křížový návin rozlišujeme na vinutí s konstantním úhlem stoupání ovinů α anebo na vinutí s konstantním stoupáním ovinů s , jinými slovy zda jde o vinutí divoké nebo přesné křížové případně digitální vinutí.

2.1 Typy vinutí cívek

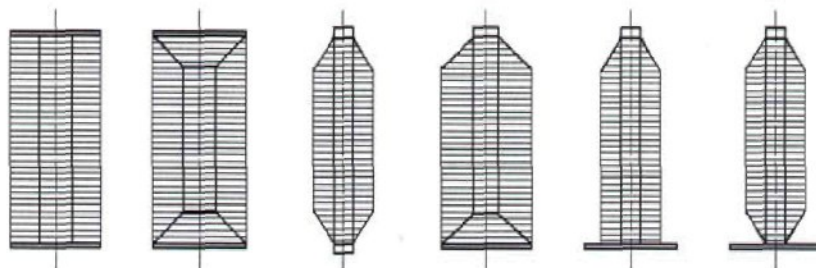


Obr. 1: Typy vinutí cívek

2.1.1 Rovnoběžné vinutí - paralelní

Rovnoběžné vinutí znázorněné na obr. 2, vzniká pokud je rozváděcí rychlost výrazně nižší než rychlost navíjecí. Úhel stoupání je malý a stoupání ovinů je jen nepatrně větší než průměr příze. Nevýhoda tohoto způsobu vinutí je malá provázanost ovinů a tím

pádem malá podélná soudržnost. Vzniká tak riziko sesuvu krajních ovinů, což je nutné eliminovat speciálními tvary dutinek a návínů. Výslednou cívku nelze barvit.

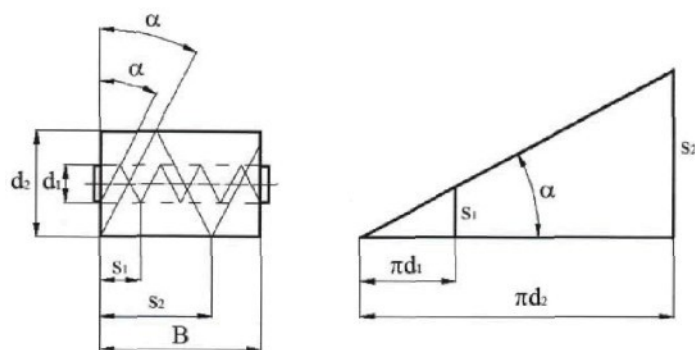


Obr. 2: Rovnoběžné vinutí

2.1.2 Křížové

Divoké vinutí

Divoké vinutí se také nazývá jako křížové vinutí s konstantním úhlem stoupání nebo náhodné vinutí. Na obr. 3 jsou na sobě znázorněny dva oviny rozvinuté z válcového povrchu do roviny. První ovin vznikl na průměru d_1 a druhý na průměru d_2 . Názorně je vidět, že jsou oba navinuty při konstantním úhlu stoupání α . Dále je patrné, že stoupání ovinů i délka navinuté nitě jsou přímo úměrné průměru.



Obr. 3: Geometrie divokého vinutí

Základní vztah platící pro divoké křížové vinutí:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \cdot d}, \quad (1)$$

po úpravě lze ze vztahu (1) vyjádřit stoupání s

$$s = \pi \cdot d \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (2)$$

Pojem soukací poměr je u divokého vinutí třeba definovat zejména z důvodu vysvětlení vzniku pásmového vinutí. Soukací poměr se určí jako počet ovinů navinutých během jednoho dvojzdvihu. Výraz dvojzdvih označuje úsek rozváděcího pohybu z jedné úvratě do druhé a zpět. Soukací poměr R se tedy vyjádří vztahem

$$R = \frac{\text{počet ovinů}}{\text{dvojzdvih}}. \quad (3)$$

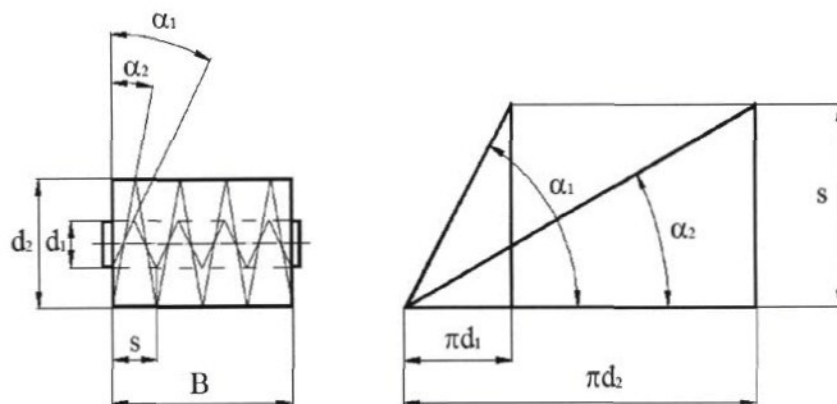
Přesné křížové vinutí

Přesné křížové vinutí, též známé jako vinutí s konstantním stoupáním ovinů, je vinutí u kterého v průběhu navíjení nedochází ke změně velikosti stoupání ovinů s . V průběhu navíjení materiálu na cívku dochází k růstu průměru cívky d a k zmenšení úhlu stoupání ovinu α , přičemž podle obr. 4 platí

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{s}{\pi \cdot d_1}, \quad (4)$$

kde

$$s = \pi \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 = \pi \cdot d_3 \cdot \alpha_3 = \text{konst}. \quad (5)$$



Obr. 4: Křížové vinutí s konstantním stoupáním ovinů s

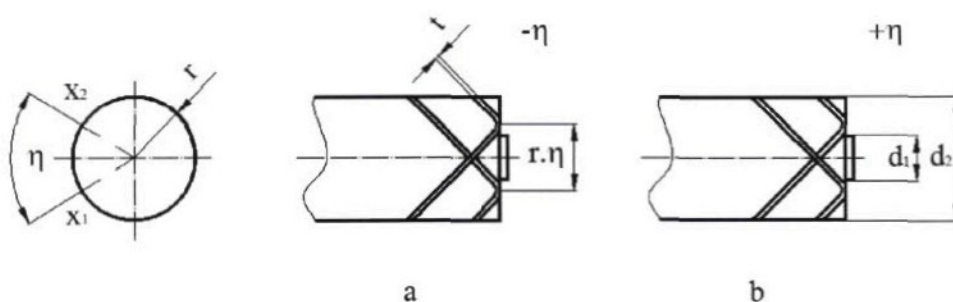
Soukací poměr R je konstantní, přičemž se nesmí rovnat celému číslu, jelikož by to mělo za následek vznikání pásového vinutí v celém průběhu navíjení cívky. Soukací poměr R_s , s jakým navíjecí zařízení pracuje, je pak tedy jiný než hodnota nominálního soukacího poměru R . Poměr R_s lze psát jako

$$R_s = \frac{(R \pm \frac{\eta}{2 \cdot \pi})}{1}, \quad (6)$$

R_s skutečný soukací poměr [-],

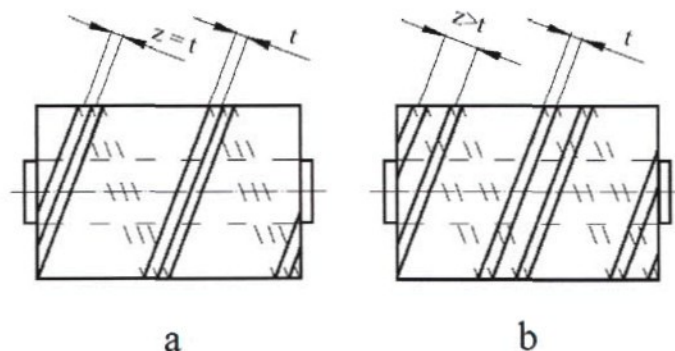
R nominální soukací poměr [-],

η úhel vratu na čele cívky [rad].



Obr. 5: Kladení nití při přesném křížovém vinutí

Úhel vratu na čele cívky η vlastně představuje s jakým úhlovým rozdílem navíjecí zařízení pracuje. Pokud je úhel η kladný $+\eta$, pak dochází v každém dalším kladení příze k posunu na čele cívky ve směru kladení, dochází vlastně ke kladení před předchozí ovin, obr. 5(b). V případě, že úhel η je záporný $-\eta$, pak dochází k opačnému případu a to ke kladení za předchozí ovin obr. 5(a).



Obr. 6: Uzavřené a otevřené přesné křížové vinutí

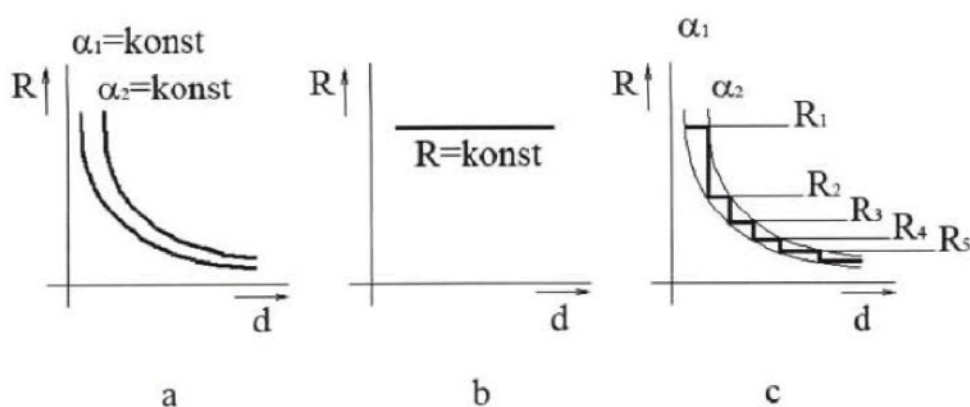
Přesné křížové vinutí v závislosti na velikosti úhlu η pak umožňuje tvorbu tzv. uzavřeného, obr. 6(a), nebo méně častějšího otevřeného vinutí, obr. 6(b). Jak je vidět na obr. 6(a) uzavřené vinutí je návín, u kterého dochází k těsnému kladení ovinů vedle sebe neboli k tomu, že osová vzdálenost sousedních ovinů z je rovna tloušťce navíjené příze t . Při navíjení otevřeného návínu podle obr. 6(b) jsou pak oviny kladeny s mezerou a dochází tak k navíjení příze s osovou vzdáleností sousedních nití z větší než je tloušťka navíjené příze t .

Navíjení cívek s uzavřeným vinutím vznikají náviny s vysokou hustotou, která je větší než u divokého návínu. Na cívky je pak možno navinout větší množství materiálu, což je výhodné například u cívek kobercových přízí, šňůrových cívek nebo u samonosných spodních cívek šicích nití. Otevřené vinutí se v praxi téměř nepoužívá. V praxi je spíše používáno vinutí digitální, které má lepší vlastnosti pro barvení cívek než přesné křížové vinutí otevřené.

Vinutí digitální

Vinutí digitální SSM známé jako DIGICONE vzniklo spojením výhod divokého a přesného křížového vinutí. Jedná se především o dosažení pokud možno stejného úhlu křížení, který je zajištěn dobrou stavbou cívky, a dobrých podmínek pro barvení cívek a zároveň o dosažení stejné vzdálenosti mezi oviny, která by měla být volitelná.

Na obr. 7(a,b,c) jsou znázorněny grafy průběhů funkce $R(d)$ dle vztahu 3 pro divoké obr. 7(a), přesné obr. 7(b) a digitální obr. 7(c) vinutí. Navíjení cívek digitálním návinem probíhá na strojích podle programu. Stroj začíná navíjet přesným křížovým vinutím se soukacím poměrem R_1 , s úhlem stoupání ovinu α_1 a naprogramovanou roztečí sousedních ovinů z , během růstu návinu klesne úhel α_1 na úhel α_2 , kdy dochází ke skokové změně parametrů navíjení, patrné na obr. 7(c), tak, že se soukací poměr R_1 změní na R_2 a navíjené oviny mají opět úhel stoupání α_1 a jsou navíjeny stále s roztečí z dokud opět neklesne úhel stoupání ovinů α na hodnotu α_2 .



Obr. 7: Grafy funkce $R=f(d)$ pro divoké, přesné a digitální

Digitální vinutí je vlastně otevřený přesný křížový návin se skokově měnícími se soukacími poměry R , tak aby se úhel stoupání pohyboval ve zvoleném malém intervalu $\langle \alpha_1, \alpha_2 \rangle$. Dosáhneme tak optimální hustoty nití, stejnosměrnosti vinutí a optimální stavby cívky pro následné technologické zpracování, např. barvení.

Pro tvorbu takového druhu návínu je již třeba přesného elektronického řízení, které vyžaduje užití moderních elektronicky řízených pohonů takových parametrů, že jsou schopny vykonávat pohyby jednotlivých členů navijecího zařízení podle naprogramovaných funkcí. Odpadají tak mechanické převody, které jsou nahrazovány řízenými pohony, které jsou flexibilnější na změnu parametrů cívky.

V tabulce 1 je uveden stručný přehled změny základních parametrů vinutí podle druhu užitého vinutí.

Vinutí		Rovnoběžné Paralelní	Křížové			
Parametr	Značka		Divoké	Přesné	Digitální	Dokonale přesné
Malý průměr	d	d	d	d	d	d
Velký průměr	D	D	D	D	D	D
Úhel stoupání	α	$\alpha \approx \text{konst}$	$\alpha = \text{konst}$	$\alpha \neq \text{konst}$	$\alpha \approx \text{konst}$	$\alpha \neq \text{konst}$
Stoupání ovinů	s	$s = \text{konst}$	$s \neq \text{konst}$	$s = \text{konst}$	$s \neq \text{konst}$	$s = \text{konst}$
Soukací poměr	R	Nedefinuje	$R \neq \text{konst}$	$R = \text{konst}$	$R \neq \text{konst}$	$R = \text{konst}$
Šířka návínu	B	$B = \text{konst}$	$B = \text{konst}$	$B = \text{konst}$	$B = \text{konst}$	$B = \text{konst}$

Tab. 1: Přehled parametrů u vinutí paralelního a křížového

Dokonale přesné křížové vinutí

Přesné křížové vinutí patří mezi často používané druhy vinutí využívané v textilním průmyslu a je užíváno tam, kde je kladen požadavek na co největší množství materiálu navinutého do daného objemu cívky. To je umožněno přesným kladením navýšených nití vedle sebe, což vede k pravidelnému prokládání ovinů a vzniku tělesa návínu s rovnoměrnější a zaplněnější strukturou, než je tomu u divokého návínu.

Při zkoumání kvality navinutých cívek s přesným křížovým návínem bylo zjištěno, že v určitém rozsahu dochází ke zvětšování mezer mezi sousedními oviny, což vede ke snižování objemové využitelnosti cívek. Na Katedře textilních a jednoúčelových strojů Technické univerzity v Liberci byl na navíjených cívkách s přesným křížovým návínem proveden teoretický rozbor, kterým byla zjištěna příčina vzniku těchto mezer a na základě

19

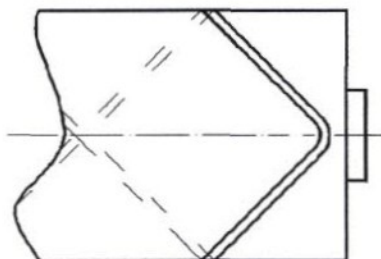


19

k nastavení rozteče sousedních ovinů na cívce. Respektive slouží k nastavení tloušťky navíjené příze t tak, aby vznikalo uzavřené vinutí.

Podobně jako u paralelního návínu dochází i zde, vlivem zvyšujícího se průměru cívky, k nárůstu navíjecí rychlosti, pročez se u systému, kde je vyžadována konstantní rychlost, přistupuje k elektronické regulaci otáček motoru. Ve většině případů však není nutné tento jev řešit neboť se přesného křížového návínu využívá především na soukacích strojích k přesoukání materiálu na požadovaný formát cívky.

Daleko větším omezením technických parametrů navíjecího zařízení, zejména rozváděcí rychlosti, je samotný rozváděcí mechanismus, respektive jeho vačka, která by z hlediska požadavku na dosažení kvalitního produktu, měla mít přesně vyrobenou drážku s konstantním stoupáním s co nejstrmějším přechodem v krajních polohách vačky. Ten bývá řešen jako přechodová křivky ve tvaru sinusoidy, která nevykazuje rázy vzniklé skokem zrychlení jako kdyby byl přechod řešen obloukem o poloměru r .

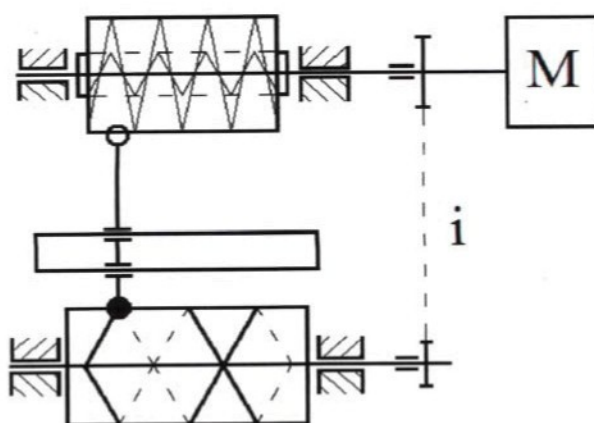


Obr. 10: Přechodová část vačky v úvrati

V důsledku těchto požadavků pak dochází na vačce a na kameni rozváděcí tyče při zvyšování rozváděcí rychlosti k velkému namáhání a opotřebení materiálu vlivem velkých setrvačných hmot. Naopak bude-li se přechodová část zvětšovat, bude opotřebení klesat. Avšak růst přechodové oblasti bude mít nežádoucí vliv na kvalitu cívky u které dojde ke zvýšení hustoty navíjené příze na čelech cívky, což se projeví na cívce vydouváním čel a zvýšením průměru cívky na jejích okrajích. U mechanismů pro přesný křížový návín navíc není možné tento jev řešit tzv. rozmazáváním krajů, které by snížilo hustotu nití na okrajích cívky.

b) mechanismus s vícechodou vačkou

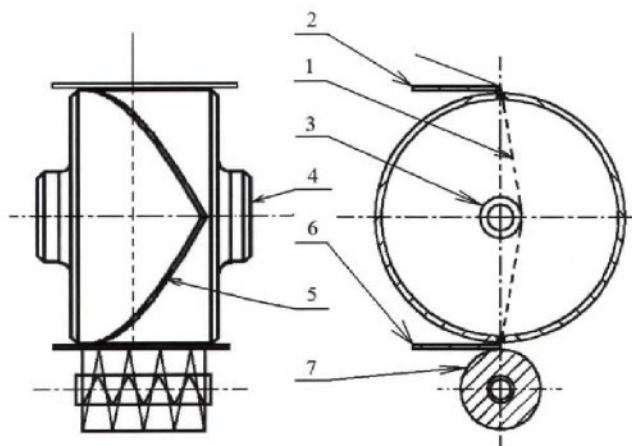
Pro navíjení cívek přesným křížovým vinutím o větších šířkách **B** by nebylo efektivní používat jednoduché vačky. Ty by dosahovaly velkých průměrů a celé navíjecí zařízení by pak vycházelo poměrně veliké. Z tohoto důvodu se zde používají vícechodé vačky, které mají menší průměr a přízi na jeden dvojdvih rozvádějí v několika otáčkách. Vícechodá vačka má několik závitů, jejichž počet je odvislý od potřebné šíře rozvádění prakticky neomezeně. Rozváděcí mechanismy s vícechodými mechanismy je možno vidět u navíjecích zařízení pro kobercové příze, šňůry nebo cívky větších formátů.



Obr. 11: Schéma mechanismů s vícechodou vačkou

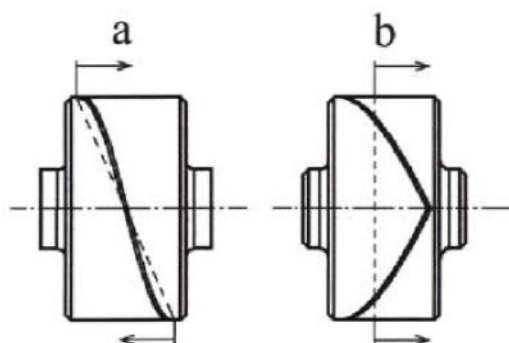
3.2 Mechanizmy s rozváděcím bubnem

Pomocí rozváděcího bubnu dle patentu anglické firmy SPT se podařilo vnést a velmi účinný prvek do systémů pro tvorbu přesného křížového vinutí. Užitím dutého rozváděcího bubnu se podařilo eliminovat všechny setrvačné hmoty rozváděcího mechanismu, které měly vliv na výkon navíjecího mechanismu. Jediný prvek, u kterého nedošlo ke změně pohybu, je nit, která v průběhu navíjení kmitá mezi úvratěmi rozváděcí drážky bubnu. Další výhodou jsou minimální poloměry nebo jejich úplné odstranění v úvratích drážky rozváděcího bubnu, což vede ke zvýšení kvality návinu.



Obr. 12: Rozváděcí buben podle patentu firmy SPT

Rozvádění příze pomocí bubnu probíhá tak, že nit **1** prochází kolem horní lišty **2**, vchází do dutého bubnu **4**, kde je drážkou **5** unášena z jedné do druhé úvratí otáčením bubnu. Z dvoudílného bubnu vystupuje nit přes dolní lištu **6** a je navíjena na cívku **7**. celá sestava rozváděcího bubnu je vyvážená a opírá se při navíjení o cívku lištou **4**. Při navíjení velkých cívek je spodní lišta **4** nahrazena válečkem uloženým v ložiskách z důvodu odstranění tření mezi lištou a navíjenou cívkou.



Obr. 13: Porovnání dvou typů bubnů

Při konstrukci bubnu je snaha dodržovat úhel stoupání drážky v optimální velikosti, ale při návrhu bubnu pro navíjení cívek s větší šířkou by pak rozváděcí bubny dosahovaly příliš velkých rozměrů a proto vznikl nový typ bubnu, obr. 15(a). Nový buben má jednoduchou drážku a na jednu svou otáčku vykoná jeden dvojzdvih oproti bubnu na obr. 15(b).

Při rozvádění pak nit uvnitř bubnu vykoná kmitavý pohyb na rozdíl od posuvného pohybu kolmo na osu rotace bubnu, který by vykonala v případě původního bubnu na obr. 15 (b).



**Obr. 14: Navíjecí stroj s rozváděním bubnem HACOBIA TK2/20 Thread King 2
(navíjecí rychlost až 1300m/min)**

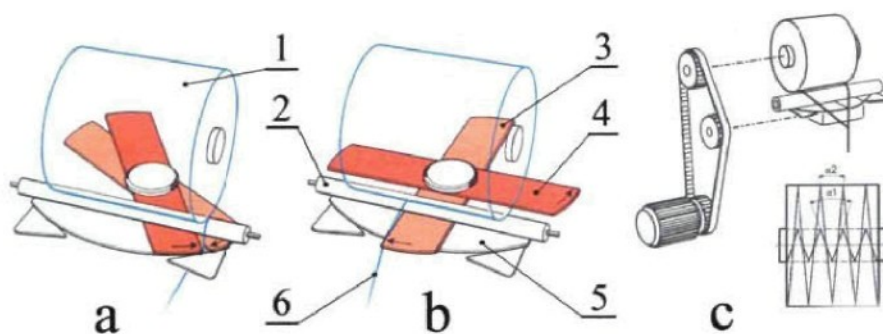
3.3 Mechanismus rozvádění rotujícími křídly

Mechanismus rozvádění příze pomocí rotujících křídel, obr. 17, byl poprvé předveden na výstavě ITMA 1975 švýcarskou společností SSM. Jedná se o rozváděcí mechanismus patřící do skupiny rotačních mechanismů.



Obr. 15: Mechanismus rozvádění příze rotujícími křídly

Cívka **1** na obr.18 je uchycena k rámu a její pohyb je zajištěn odvalem na hnacím válečku **2** nebo přímým náhonem vřetene cívky. Křídla **3** a **4** vykonávají rotační pohyb kolem svých rovnoběžných os, které nejsou totožné. Křídla se otáčejí proti sobě a vlivem posunu mezi osami rotace dochází vždy k unášení příze v jednom nebo druhém směru. Příze **6** je při rozvádění vedena křídlem do krajní polohy dokud křídlo není překryto plechem **5**, v tomto okamžiku dochází k převzetí příze druhým křídlem a příze je vedena do druhé úvrati. Velká vzdálenost mezi půlkruhovým plechem a místem kladení na cívce se pak negativně odráží na kvalitě návinu, především u přesného křížového návinu se toto projevuje jeho horší kvalitou.



Obr. 16: Princip rozvádění rotujícími křídly

Výhodou tohoto systému rozvádění je především jednoduchost a vyváženost celého mechanismu, která umožňuje dosahovat vyšších otáček cívky. S tím se nese i univerzálnost

celého zařízení, neboť podle toho s jakým pohybem je svázána rotace křídel je určen i druh návínu, který bude navíjen. Pokud jsou otáčky hřídele synchronizovány s otáčkami cívky, budou se navíjet cívky s přesným křížovým návínem, a pokud budou otáčky křídel synchronizovány s otáčkami válečku **3** bude pak vznikat na cívce divoký návín. Dnes při použití elektronicky řízených pohonů pro každou část zvlášť, lze na zařízení vytvářet divoké, přesné křížové a digitální vinutí.

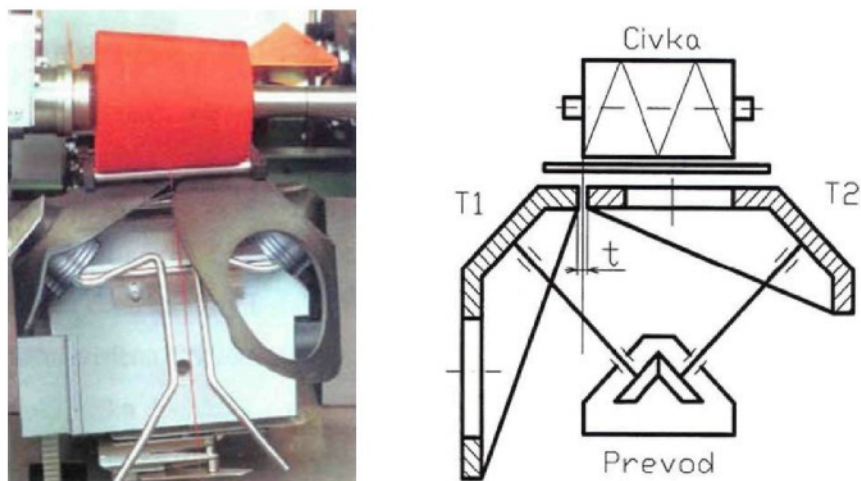


**Obr. 17: Navíjecí stroj s rozváděním rotujícími křídly SSM PS6-D DIGICONE® preciflex™
(navíjecí rychlost až 1200m/min)**

3.4 Rozvádění s rotujícími talíři - kužely

Na základě úspěchu mechanismu s rozváděcím bubnem firmy SPT vyvinula německá firma HACOBA svůj originální mechanismus, který odstranil kmitání pevných hmot. Jedná se o mechanismus s rotujícími talíři dle obr. 20.

V podstatě se jedná o dva rotující talíře, které mají přesně opracovaný tvar ve tvaru váčky. Tento složitý tvar pak při společné rotaci obou talířů zajišťuje konstantní mezeru pro rozvádění příze a zároveň přesné rozvádění příze, které zajišťuje vznik přesného křížového návínu. Oba talíře mají společný náhon přes kuželovou převodovku, jejíž náhon je svázán s pohonem cívky.

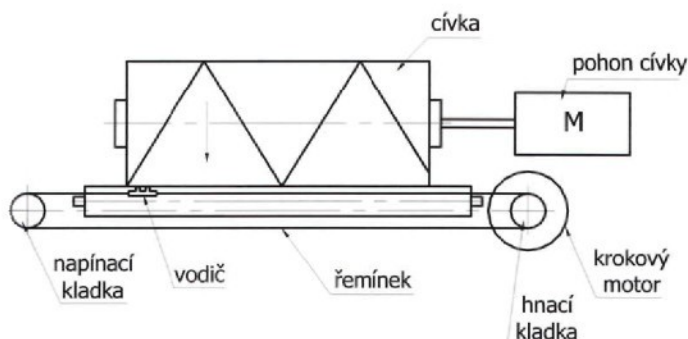


Obr. 18: Mechanismus rozvádění společnost HACOPA

Tyto mechanismy nebyly dlouho používány. Drahá výroba přesných talířů a rychlé opotřebení kuželové převodovky z důvodu horší vyváženosti rotujících talířů způsobily v roce 1985 ukončení výroby tohoto navíjecího systému.

3.5 Mechanismus rozvádění příze pomocí krokového motoru a řemínku s rozváděcím očkem

Na obr. 21 je vyobrazen mechanismus, který na výstavě ITMA 1999 představila firma SSM. K rozvádění příze jsou užity dva elektronicky řízené krokové motorky, které realizují program navíjení cívky jakéhokoliv tvaru. Lze podle programu vytvářet cívky válcové i bikónické s návinem divokým, přesným a digitálním.



Obr. 19: Rozváděcí mechanismus pomocí krokového motorku

Cívka na obr. 21 je upevněna v rámu a je poháněna motorem. Motor pohání přes kladku řemínek, na kterém je připevněno rozváděcí očko, které koná přímočarý vratný pohyb podle programu. Celkově tak dochází ke zmenšení setrvačných hmot, což umožňuje zvýšení navíjecích i rozváděcích rychlostí až na 1500m/min.

Takovéto navíjecí zařízení pak umožňuje navíjet divoké, přesné a digitální vinutí na různé druhy cívek a při různých šířkách návínů.

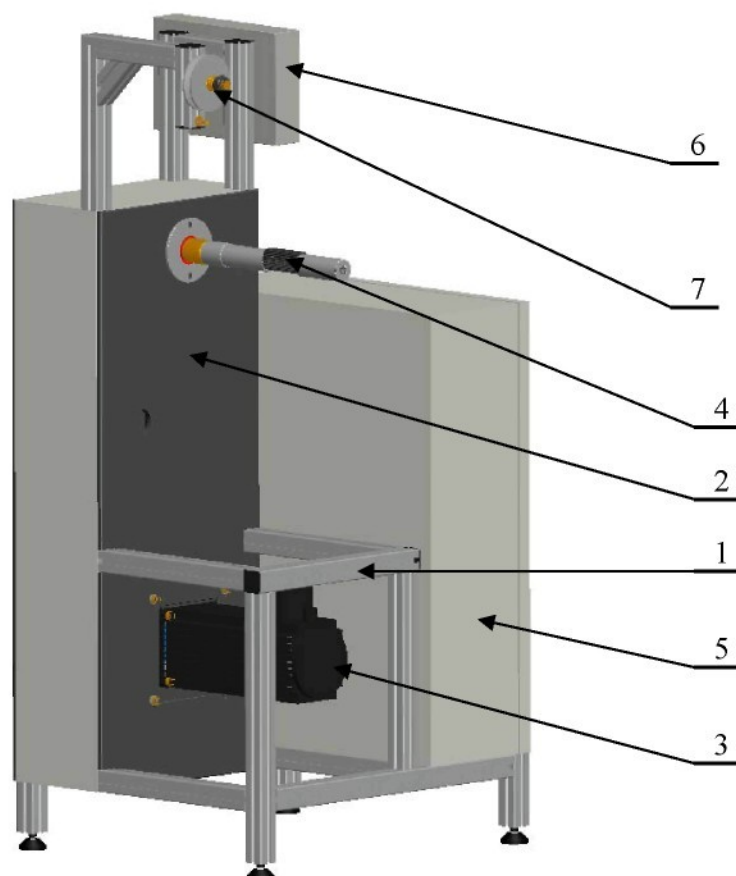


**Obr. 20: Navíjecí stroj s rozvodem pomocí krokového motoru SSM DP1-D DIGICONE® preciflex™
(navíjecí rychlost až 1500m/min)**

4 Volba konstrukčního řešení

Tato práce se zabývá návrhem stroje pro navíjení hrubé příze. Pro velice specifické parametry zadání tohoto problému byl navržen stroj, který je svým řešením spíše prototyp a jeho konstrukční řešení muselo již v počátcích být velice univerzální pro případ, že v provozu bude zapotřebí jeho části modifikovat.

Konstrukce vlastního stroje byla koncipována tak, aby celý stroj byl lehký a snadno modifikovatelný. Na obr. 28 je vidět tato konstrukce.



1 rám, 2 skříň převodu, 3 motor, 4 vřeteno cívky, 5 skříň elektroinstalace, 6 řídicí displej, 7 taliřová brzda

Obr. 23: Konstrukce stroje

Základní rám stroje má na sobě upevněn řízený pohon, který slouží pomocí ozubeného řemenu k pohonu vřetene cívky, na kterou je pomocí rozváděcího systému navijena příze.

Systém rozvádění příze na cívce není předmětem této bakalářské práce a tudíž je zde pouze zmíněn a jejím řešením se zabývá jiná práce.

Pro takto navržený stroj byly vyhledány konkrétní součástky z katalogů výrobců, které jsou uvedeny v seznamu literatury.

Pro pohon vřetene byl zvolen střídavý servomotor od společnosti Control Techniques. Zvolený servomotor CTM4-09 je vybaven enkodérem, který snímá polohu a otáčky. Servomotor je připevněn na výměnné desce pro možnost jeho eventuelní výměny.



Obr. 214: Servomotory CTM4

CTM4													
	Typ, délka	-09.1-			-09.2-			-09.3-			-09.4-		
Klíčový moment M_0	Nm	0,95			2,7			4,5			6,0		
Klíčový proud I_0	A	0,8	1,1	1,6	1,9	2,5	3,7	2,9	3,8	5,6	4,2	5,5	7,8
Imecové parametry													
Jmenovitý moment M_N	Nm	0,9	0,75	0,7	2,4	2,2	2,0	3,9	3,5	2,8	5,0	4,5	3,0
Jmenovitý proud I_N	A	0,75	0,9	1,3	1,8	2,1	3,0	2,7	3,1	3,8	3,7	4,4	4,5
Jmenovitá otáčky n_N	min ⁻¹	3000	4000	6000	3000	4000	6000	3000	4000	6000	3000	4000	6000
Jmenovitý výkon P_N	W	250	310	440	750	920	1250	1220	1470	1760	1570	1880	1880
Napěťová konstanta K_E	V/1000min ⁻¹	66,5	50,2	35,6	78,8	59,0	39,4	83,5	64,2	43,4	79,9	61,3	42,5
Svorkový odpor R_{20-20}	Ohm	74,9	39,4	18,9	13,1	6,9	3,3	5,5	3,7	1,7	3,4	2,1	1,03
Induktivnost vinutí L_{20-20}	mH	101,0	57,6	25,9	34,4	19,3	8,6	20,6	12,2	5,7	13,1	7,8	3,8
Tezící parametry													
Maximální moment M_{max}	Nm	4,3			12,2			20,3			27,0		
Maximální proud I_{max}	A	5,6	7,7	11,3	13,3	17,6	26,1	20,5	26,8	39,5	29,7	38,9	55,1
Maximální otáčky n_{max}	min ⁻¹	6000											

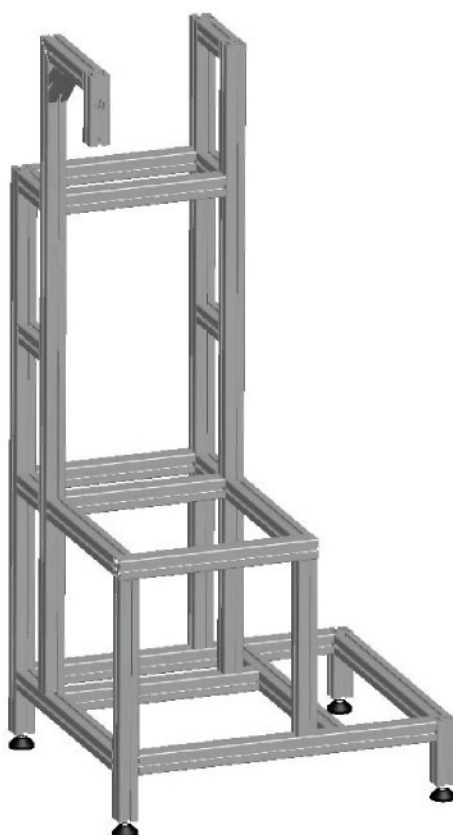
Tab. 2: Parametry servomotorů CTM4-09

Pro přenos kroutícího momentu a vřeteno byl zvolen ozubený řemen HTD 8M od firmy Ulmer s.r.o.



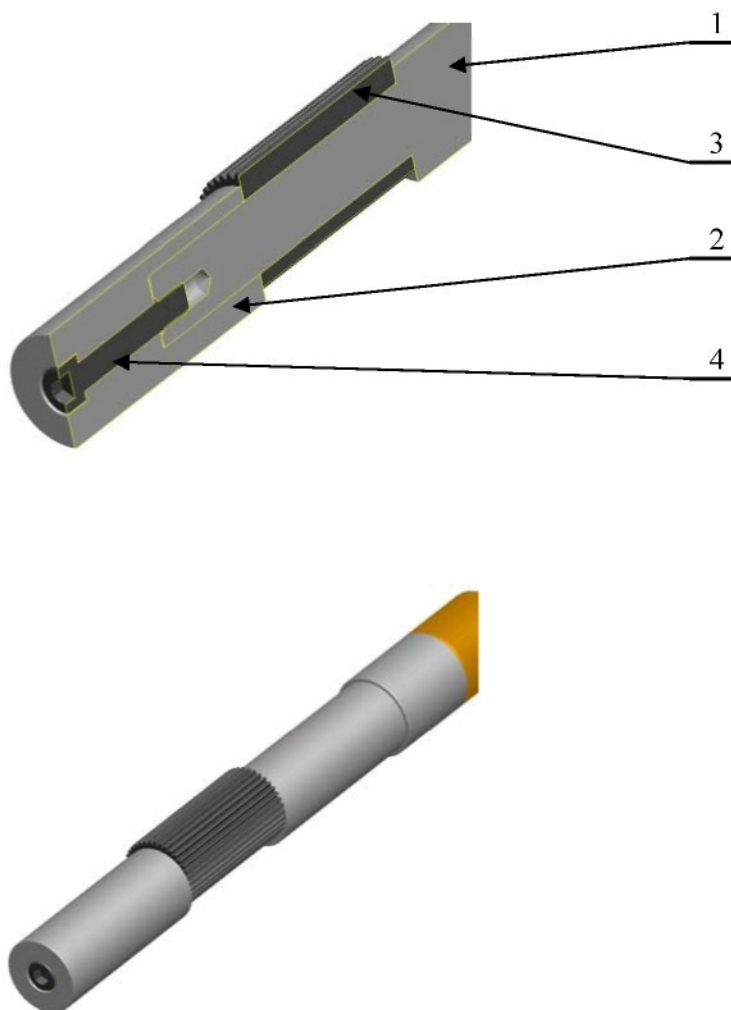
Obr. 22: Ozubený řemen HTD 8M

Konstrukce rámu je navržena z lehkých hliníkových profilů dodávaných firmou MayTec. Spoje profilů a duralových desek s profily budou zabezpečeny normalizovaným stavebnicovým spojovacím materiálem od firmy MayTec. Celý rám stroje bude stát na stavitelných nožkách z produkce této společnosti.



Obr. 23: Rámová konstrukce z hliníkových profilů a spojovacího materiálu MayTec

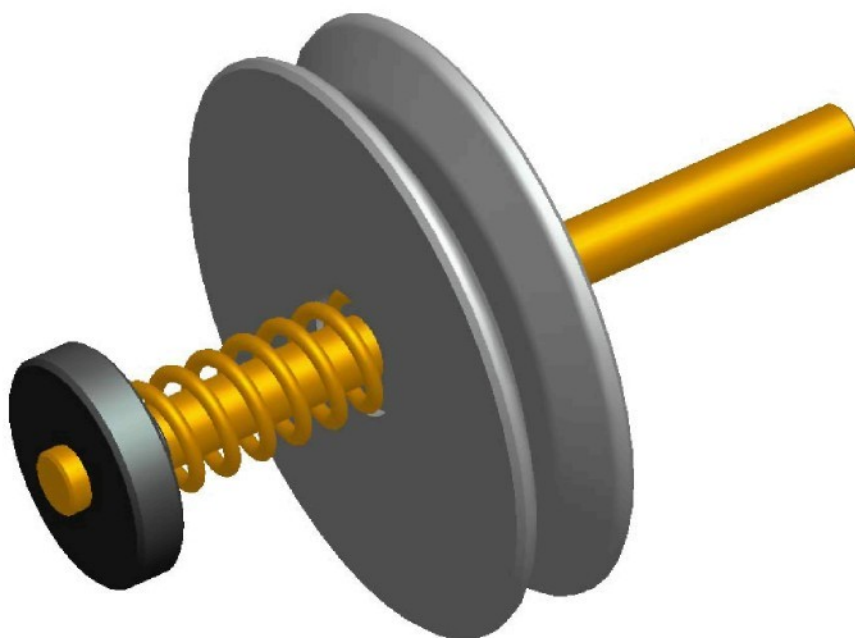
Vřeteno cívky je konstruováno tak, aby bylo zajištěno ukotvení nastrčené dutinky, což je realizováno pomocí excentru. Pootočením excentru dojde k zajištění dutinky k vřetenu. Toto řešení je konstrukčně velice jednoduché a pro určené využití stroje vhodné.



1 vřeteno, 2 krajní část vřetene, 3 upevňovací excentr, 4 šroub M10

Obr. 24: Konstrukční řešení vřetene

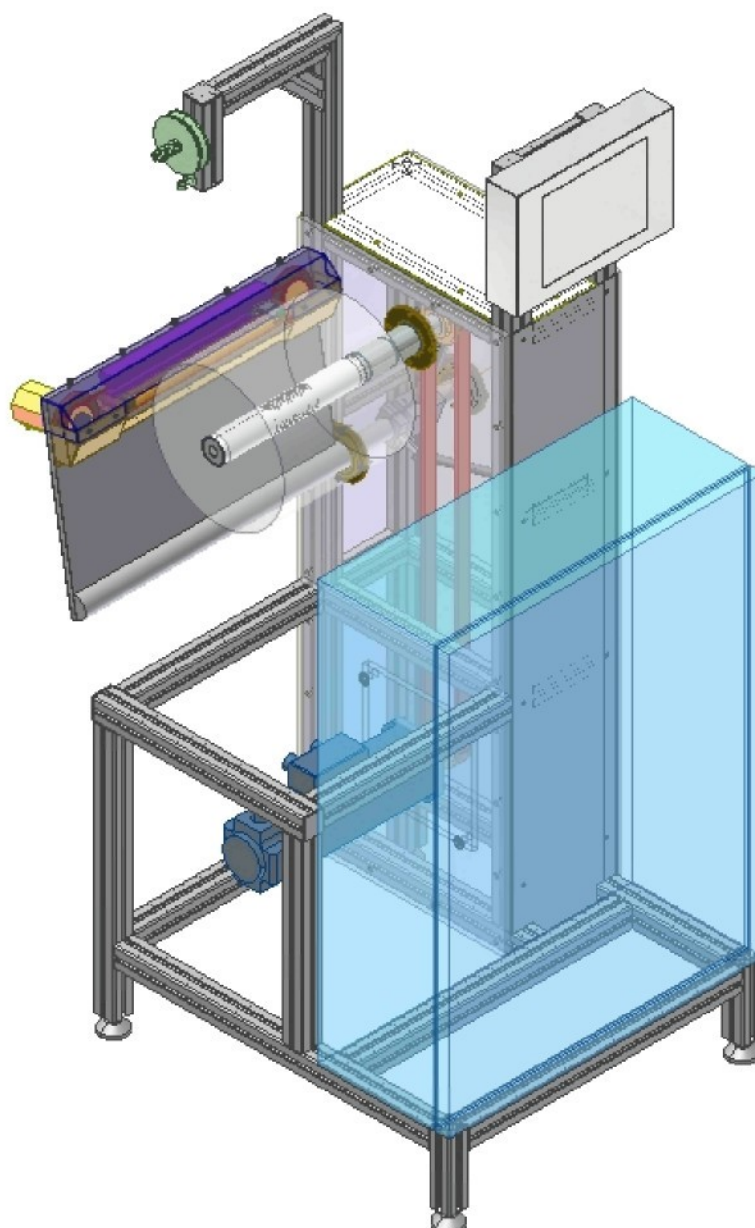
Pro vytvoření požadovaného předpětí při navíjení příze byla použita talířová brzda jako nejvhodnější řešení. V našem případě bylo za potřeby vytvořit maximální sílu předpětí na přízi při navíjení $F_N=20[\text{N}]$. Na základě této hodnoty byla zvolena tlačná pružina TL 2500x185x0420¹. Předpětí nutné k navíjení příze lze regulovat pomocí rýhované matice, viz obr. 33.



Obr. 25: Talířová brzda

¹ Štandardné skrutovité pružiny tlačné, PFS a. s., str. TL4/1

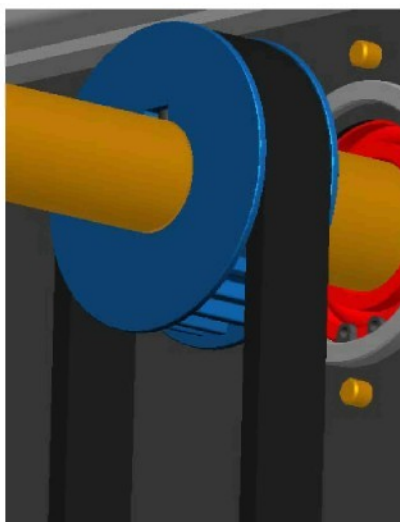
Výsledný stroj po sloučení rámu s pohonem vřetene a rozváděcího mechanismu, který byl měl za úkol navrhnout můj kolega v jiné bakalářské práci působí velice kompaktně a účelově. Stroj je zhotoven pouze jako jeden exemplář a je určen pro další výzkum dokonale přesného křížového vinutí, který se zabývá Katedra textilních a jed nouúčelových strojů Technické univerzity v Liberci. Pro případnou malosériovou výrobu je zapotřebí lehce pozměnit konstrukci stroje.



Obr. 26: Navíjecí stroj s rozváděcím mechanismem pro dokonale přesný křížový návin

5 Výpočty

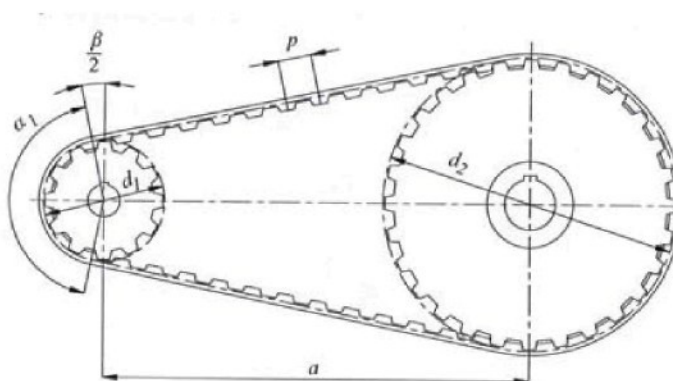
5.1 Výpočet ozubeného řemene:



Obr. 27: Část řemenového převodu

Pro zadaný mechanismus byl volen ozubený řemen z důvodu konstantního převodu, pro přesné převádění kroutícího momentu a plynulou regulaci otáček. Ozubený řemen má velkou výhodu právě v tom, že zde nejsou ztráty vzniklé prokluzem řemenu jako např. u klasického klínového řemenu a další nezanedbatelnou výhodou je tichý chod.

– Výpočet délky řemenu a průměru řemenic



Obr. 28: Schéma řemenového převodu

Pro zadaný převodový poměr $i \approx 1$ je úhel opásání $\alpha = 180^\circ$ z čehož vyplývá úhel $\beta = 0^\circ$, poté je průměr řemenic dán vztahem:

$$d_1 = d_2 = \frac{p}{\pi} \cdot z, \quad (7)$$

kde rozteč $p = 8 \text{ mm}$ a počet zubů $z = 26$

$$d_1 = d_2 = \frac{8}{\pi} \cdot 26 = 66,21 [\text{mm}] \quad (8)$$

a délka řemenu je rovna

$$L = \frac{\pi \cdot d^2}{4} + 2 \cdot a_R, \quad (9)$$

$$L = \frac{\pi \cdot 66,21^2}{4} + 2 \cdot 700 = 1608 [\text{mm}] \quad (10)$$

kde a_R je osová vzdálenost řemenic, která byla pro tento případ volena $a_R = 700 [\text{mm}]$.

– Výpočet počtu zubů řemenu

Z obr. 23 byl odvozen vztah (11) pro výpočet skutečné osové vzdálenosti a_{SK}

$$a_{SK} = \frac{L - \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{2}, \quad (11)$$

Po dosazení hodnot do vztahu (11) z katalogových hodnot²

$$a_{SK} = \frac{1600 - \frac{\pi \cdot 66,21^2}{4}}{2}, \quad (12)$$

$$a_{SK} = 696 [\text{mm}]. \quad (13)$$

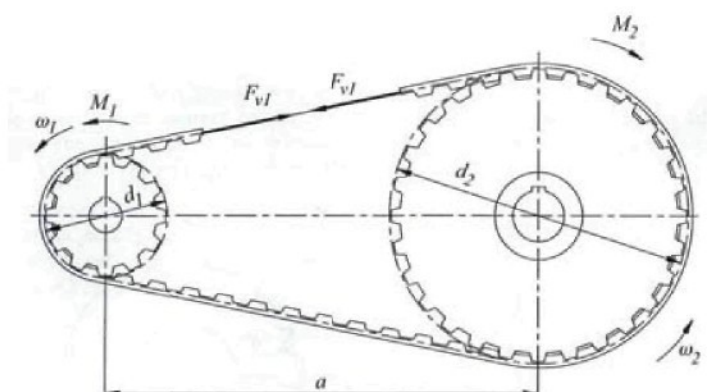
² Katalog Ulmer, s.r.o. Ozubený řemen HTD 8M (délka řemene $L=1600[\text{mm}]$, rozteč $P_z=8[\text{mm}]$, šířka $B_R=20[\text{mm}]$ a počet zubů $z=200$), str. G80

Jelikož úhel je roven $\beta = 0^\circ$ tak $\alpha = 180^\circ$, a potom bylo možno vypočítat počet zubů v záběru ze vztahu (14)

$$Z_{z1} = \frac{\alpha}{2 \cdot \pi} z_1 \Rightarrow Z_{z1} = 13 [-]. \quad (14)$$

– Výpočet sil v řemeni

Z obr. 24 byl odvozen vztah (15), kterým lze vyjádřit sílu v řemeni F_{v1} a šířku řemenu b dle vztahu (16)



Obr. 29: Schéma sil v řemenovém převodu

$$F_{v1} = F_1 = \frac{M_1}{r_1}, \quad (15)$$

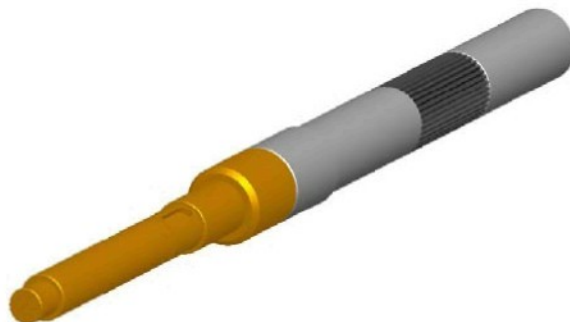
$$b_R = \frac{P_1}{P_s \cdot z_{z1}}. \quad (16)$$

Po dosazení do vztahů (15) a (16) byla vypočtena osová síla a šířka řemenu, kde krouticí moment $M_1 = 4,5 \text{ Nm}$ a výkon $P = 1,9 \text{ kW}$

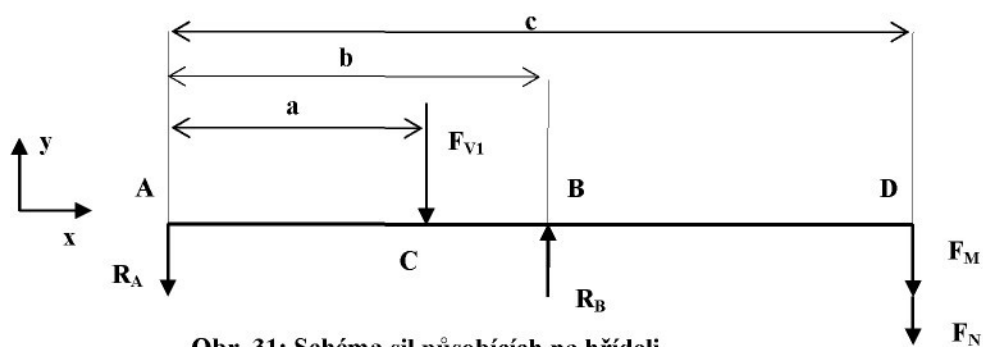
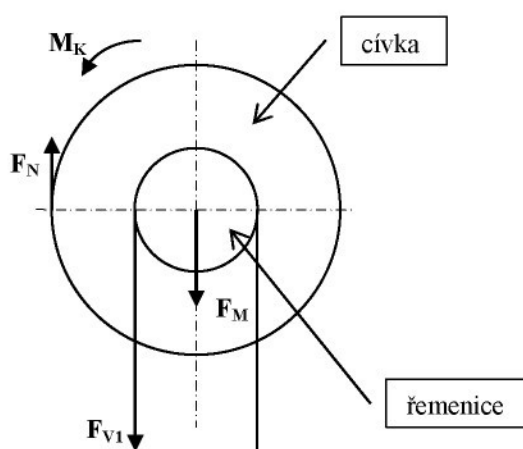
$$F_{v1} = \frac{4,5}{0,0331} = 136 [N], \quad (17)$$

$$b_R = \frac{1,9}{8,31 \cdot 13} = 0,017 [m]. \quad (18)$$

5.2 Výpočet hřídele:



Obr. 30: Počítaný hřídel



Obr. 31: Schéma sil působících na hřídeli

– Výpočet reakcí:

pro výpočet reakcí na hřídel byly sestaveny rovnice (19) a (20), kde rovnice (19) je rovnicí silové rovnováhy ve směru osy y

$$R_A + R_B - F_{V1} + F_N - F_M = 0, \quad (19)$$

a rovnice (20) je rovnice momentové rovnováhy k bodu **B**

$$R_A \cdot (b) - F_N \cdot (c - b) - F_{V1} \cdot (b - a) + F_M \cdot (c - b) = 0, \quad (20)$$

Do vztahů (19) a (20) byly nutno vyjádřit neznámé F_M a F_N pomocí následujících vztahů

$$F_M = m_C \cdot g, \quad (21)$$

$$m_C = \rho \cdot V, \quad (22)$$

$$V = \frac{l \cdot \pi}{4} (d_{cmax}^2 - d_V^2) \quad (23)$$

Síla na přízi F_N byla volena $F_N = 20[N]$.

Po dosazení do vztahů (21) až (23) byly vypočítány jejich hodnoty,

$$F_M = 14.74 \cdot 9.81 = 144.6[N]$$

$$m_C = 1100 \cdot 0.0134 = 14.74[kg]$$

$$V = \frac{280 \cdot \pi}{4} (250^2 - 40^2) = 0.0134[m^3]$$

Pomocí těchto hodnot bylo již možné vypočítat dosazením do vztahů (19) a (20) vlastní hodnoty reakcí R_A a R_B ,

$$R_A + R_B - F_{V1} + F_N - F_M = 0,$$

$$R_B = +F_{V1} - R_A - F_N + F_M, \quad (24)$$

$$R_B = 136 - R_A - 20 + 144.6 = 601.86[N], \quad (25)$$

$$R_A \cdot (b) - F_N \cdot (c - b) - F_{V1} \cdot (b - a) + F_M \cdot (c - b) = 0,$$

$$R_A = \frac{F_N \cdot c - b + F_{V1} \cdot (b - a) - F_M \cdot (c - b)}{b}, \quad (26)$$

$$R_A = \frac{F_N \cdot (440 - 200) + F_{V1} \cdot (200 - 140) - F_M \cdot (440 - 200)}{200},$$

$$R_A = -9.06[N], \quad (27)$$

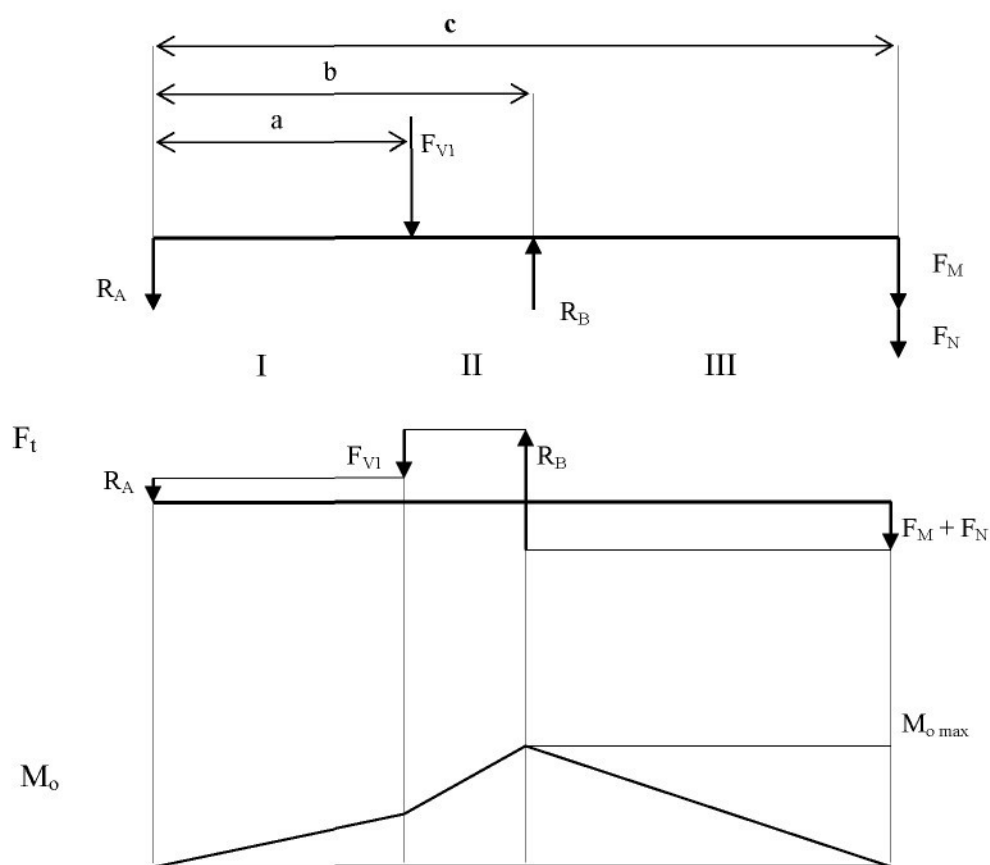
kde

$$a=140[\text{mm}],$$

$$b=200[\text{mm}],$$

$$c=440[\text{mm}].$$

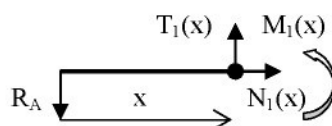
Následující obrázek znázorňuje průběh sil a momentů na hřídeli.



Obr. 32: Průběh posouvajících sil a momentů na hřídeli

Dále byli vypočteny dle obr.26 průběhy momentů

Interval I:



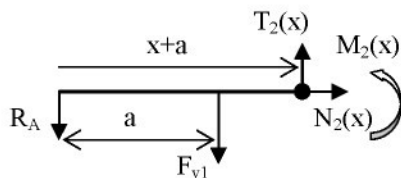
$$M_1(x) + R_A \cdot x = 0$$

$$M_1(x) = -R_A \cdot x \quad , \quad (28)$$

kde

$$x \in \langle 0; a \rangle.$$

Interval II.

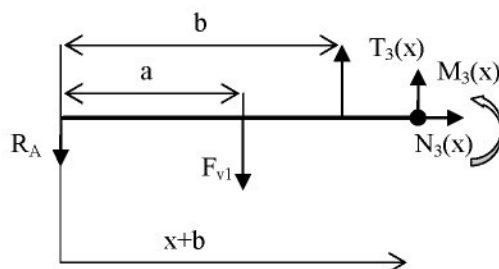


$$\begin{aligned} M_{2(x)} + R_A \cdot (x+a) - T_{v1} \cdot a &= 0 \\ M_{2(x)} &= -R_A \cdot (x+a) + T_{v1} \cdot a \end{aligned} \quad (29)$$

kde

$$x \in \langle a; b \rangle$$

Interval III.



$$\begin{aligned} M_{3(x)} + R_A \cdot (x+b) + R_B \cdot b - T_{v1} \cdot a &= 0 \\ M_{3(x)} &= -R_A \cdot (x+b) - R_B \cdot b + T_{v1} \cdot a \end{aligned} \quad (30)$$

kde

$$x \in \langle b; c \rangle$$

– Kontrola hřídele při proměnlivém namáhání:

Kontrola hřídele byla provedena výpočtem na dynamické střídavé namáhání v místě největšího ohybového momentu, viz. obr. 26, kde se vyskytuje vrub způsobený změnou průměru hřídele. Vrub způsobuje koncentraci napětí což snižuje životnost součásti.

Pro hřídel byl volen materiál 12 052, který má hodnoty pro střídavé namáhání

$$\sigma_{CO}=170[\text{MPa}], \tau_{CK}=120[\text{MPa}], \sigma_K=70[\text{MPa}], \tau_K=40[\text{MPa}], \sigma_P=90[\text{MPa}], \tau_P=90[\text{MPa}]^3.$$

³ Leinveber, J. Řasa, J. Vávra, P. Strojnické tabulky. Praha 1999: str. 52

Výpočet momentu v intervalu III.:

$$M_{o1} = M_{3(x=0)} = F_{V1} \cdot a - R_B - R_A \cdot (x + b) \quad (31)$$

$$M_{o1} = M_{3(x=0)} = 136 \cdot 140 - 601.86 - 9.06 \cdot (200)$$

$$M_{o1} = 63134.1[Nmm] = 63.134[Nm] \quad (32)$$

– Statická bezpečnost:

Při výpočtu statické bezpečnosti bylo nutné vypočítat ohybové a smykové napětí,

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{w_{o1}} = \frac{M_{o1} \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3}, \quad (33)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{w_{k1}} = \frac{M_{k1} \cdot 16}{\pi \cdot d_1^3}, \quad (34)$$

$$w_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}, \quad (35)$$

$$w_k = 2 \cdot w_o, \quad (36)$$

kde

$$d_1 = 30[mm], \quad M_{k1} = 4.5[Nm].$$

Po dosazení do vztahů (33) a (34) byly spočteno

$$\sigma_{o1} = \frac{63.134 \cdot 32}{\pi \cdot 0.03^3} = 23.82[MPa],$$

$$\tau_{k1} = \frac{4.5 \cdot 16}{\pi \cdot 0.03^3} = 2.924[MPa]$$

Redukované napětí v uvažovaném místě řezu bylo poté vypočteno jako

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2}, \quad (37)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{23.82^2 + 4 \cdot 2.924^2} = 24.53[MPa], \quad (38)$$

z čehož

$$k_{k1} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}}, \quad (39)$$

$$k_{k1} = \frac{70}{24.53} = 2.85. \quad (40)$$

Kontrola byla provedena pomocí vztahů (41) a (42)

- z grafu pro tvarový součinitel: $\alpha_k=2.2$, $\alpha_o=2.45$, $q=0.85$

$$\beta_k = q \cdot (\alpha_k - 1) + 1 = 0.85 \cdot (2.2 - 1) + 1 = 2.02 \quad (41)$$

$$\beta_o = q \cdot (\alpha_o - 1) + 1 = 0.85 \cdot (2.45 - 1) + 1 = 2.233 \quad (42)$$

$$v_o = v_k = 1 \quad \eta_{po} = 0.96$$

$$\eta_{pk} = \frac{1 + \eta_{po}}{2} = \frac{1 + 0.96}{2} = 0.98 \quad (43)$$

Mez únavy pro cyklické namáhání

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{v_o \cdot \eta_{po}}{\beta_o}, \quad (44)$$

$$\sigma_{co}^* = 170 \cdot \frac{1 \cdot 0.96}{2.233} = 73.86 = 73.9 [MPa], \quad (45)$$

$$\tau_{ck}^* = \tau_{ck} \cdot \frac{v_k \cdot \eta_{pk}}{\beta_k}, \quad (46)$$

$$\tau_{ck}^* = 120 \cdot \frac{1 \cdot 0.98}{2.02} = 58.22 [MPa]. \quad (47)$$

Fiktivní napětí:

$$\sigma_F = (2 \div 3) \cdot \sigma_p = (2 \div 3) \cdot 100 = 200 \div 300 [MPa] \quad (250 MPa) \quad (48)$$

$$\tau_F = (2 \div 3) \cdot \tau_p = (2 \div 3) \cdot 90 = 180 \div 270 [MPa] \quad (225 MPa) \quad (49)$$

Složky pracovního napětí:

$$\sigma_m = 0, \sigma_a = \sigma_{o1} = 23.82 [MPa]$$

$$\tau_m = \tau_a = \tau_{k1} = 2.924 [MPa]$$

Dílčí součinitele bezpečnosti:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_a} = \frac{73.09}{23.82} = 3.07 \quad (50)$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_a} \cdot \left(1 + \frac{\tau_{ck}^* \cdot \tau_m}{\tau_a \cdot \tau_F} \right)^{-1} \quad (51)$$

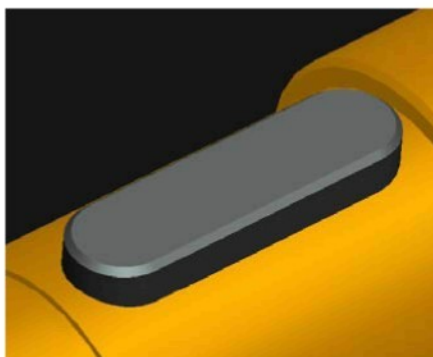
$$k_{\tau} = \frac{58.22}{2.924} \cdot \left(1 + \frac{58.22}{225} \right)^{-1} = 15.82$$

Výsledná bezpečnost:

$$k = \frac{k_{\sigma}^2 \cdot k_{\tau}^2}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} \quad (52)$$

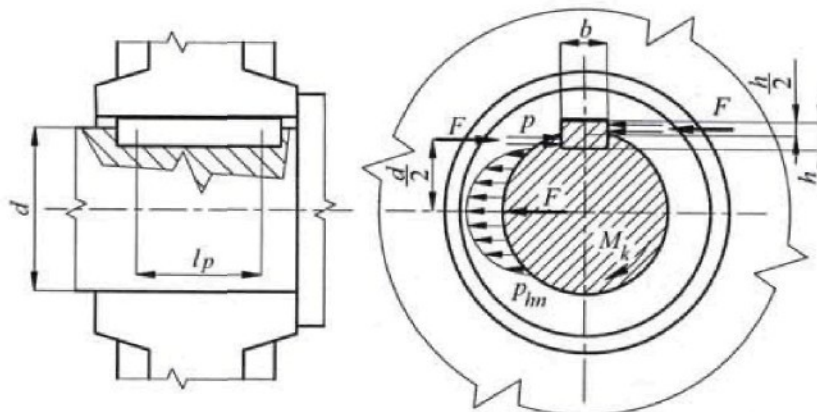
$$k = \frac{3.07^2 \cdot 15.82^2}{\sqrt{3.07^2 + 15.82^2}} = 146.4 [7]$$

5.3 Výpočet těsného pera



Obr. 33: Počítané pero na hřídeli

Pro spoj hřídele s nábojem se nejčastěji používají spojovací těsná pera. U pera je důležité provést kontrolu na stříh a otláčení, jelikož celý krouticí moment přenášejí pouze boky per.



Obr. 34: Rozložení sil v spoji těsným perem

Z obr. 27 byl odvozen vztah pro výpočet přenášeného kroutícího momentu těsným perem

$$M_K = F \cdot \frac{D}{2} = \frac{1}{4} \cdot d \cdot h \cdot p \cdot l_p, \quad (53)$$

kde tlak ve stykových plochách je

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{d \cdot h \cdot l_p}, \quad (54)$$

po dosazení

$$p = \frac{4 \cdot 4,5}{0,026 \cdot 0,007 \cdot 0,03} = 3,3 [MPa]. \quad (55)$$

Z obr. 27 bylo též možno stanovit smykové napětí

$$\tau = \frac{2 \cdot M_K}{b \cdot d \cdot l_p}, \quad (56)$$

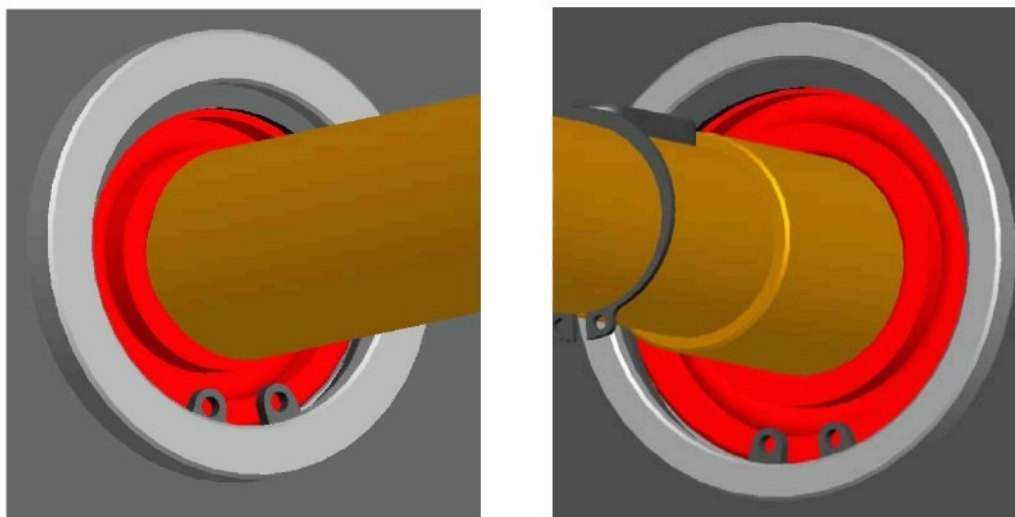
které je po dosazení

$$\tau = \frac{2 \cdot 4,5}{0,008 \cdot 0,026 \cdot 0,03} = 1,45 [\text{MPa}]. \quad (57)$$

Pro materiál pera 11 600 byl z tabulek⁴ vyhledán dovolený tlak $p_D=50$ [MPa], z čehož vyplývá, že

$$p \leq p_D \dots \dots \text{vyhovuje.} \quad (58)$$

5.4 Výpočet ložisek



Obr. 35 Počítaná kuličková ložiska 1 a 2

Výpočtem ložisek lze ověřit správnost jejich volby, nejprve pro kontrolu navržených ložisek byl proveden výpočet dynamického zatížení pomocí vztahu (59) a statického zatížení pomocí vztahu (60).

⁴ Leinveber, J. Řasa, J. Vávra, P. Strojnické tabulky. Praha 1999: str. 52

Dynamické zatížení ložiska

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (59)$$

Statické zatížení ložiska

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (60)$$

Po dosazení do vztahů (59) a (60) pro ložiska v místech **A** a **B** byly poté vypočteny jejich hodnoty

$$P_{rA} = 9.06[N],$$

$$P_{rB} = 601.86[N],$$

$$P_{0rA} = 0.6 \cdot 9.06 = 5.44[N],$$

$$P_{0rB} = 0.6 \cdot 601.86 = 361.11[N].$$

kde zatěžující síly jsou

$$R_A = -9.06 \text{ N}, \quad R_B = 601.86 \text{ N},$$

kde hodnoty koeficientů pro dynamické zatížení (61) a statické zatížení (62) jsou

$$X=1, Y=0, \quad (61)$$

$$X_0=0.6, Y_0=0.5. \quad (62)$$

Bezpečnost při statickém zatížení

$$C_{0r} = s_0 \cdot P_{0r} \quad s_0 = 1 \text{ pronormální hod} \quad (63)$$

Po dosazení do vztahů (63) pro ložiska v místech **A** a **B** byly poté vypočteny jejich hodnoty

$$C_{0rA} = 5.44[N]$$

$$C_{0rB} = 361.116[N]$$

Základní trvanlivost

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (64)$$

$$L_{10} = \left(\frac{6800}{601.86} \right)^3$$

$$L_{10} = 1442.25 \quad (65)$$

Trvanlivost v hodinách

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (66)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6800}{601.86} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1990}$$

$$L_{10h} = 12079.1[hodin] \quad (67)$$

Vypočtené hodnoty trvanlivosti ložisek jsou pouze informativní, jelikož předem nebyl stanoven požadavek na životnost zařízení.

Výpočtem bylo stanoveno, že hodnota dynamické únosnosti pro zvolená ložiska SKF 6006 (C=10200N, Co=6800N) a SKF 6004 (C=7200N, Co=4400N) je nižší než předepsaná únosnost ložiska výrobce a proto navržená ložiska **vyhovují**.

6 Závěr

Tato práce rozebírá problematiku navíjení hrubých přízí na dutinku dokonale přesným křížovým návínem a návrh konstrukčního řešení stroje pro její navíjení. Toto navíjení má odstranit vznik mezer mezi oviny při zvětšování průměru cívky. Zkoumání problematiky navíjení příze vedlo na konstrukční řešení, které umožňuje snadnou modifikovatelnost a díky tomu umožňuje navíjení širokého spektra hrubých přízí co do hrubosti příze tak rozměrů cívky.

Pro kvalitní zpracování zadaného tématu této bakalářské práce bylo nutno provést velice obsáhlou rešerši principů navíjecích mechanismů a druhů vinutí cívek. Velice hodnotnou zkušeností pro tvorbu navíjecího stroje pro hrubé příze bylo seznámení se stroji vyráběnými pro průmysl a to jak od firmy SSM tak i od dalších výrobců. Nabyté zkušenosti při zkoumání těchto strojů daly podnět ke vzniku stroje k navíjení hrubé příze.

Výpočtová část řeší zadání, které je jakýmsi prvním přiblížením z důvodu, že doposud nebylo provedeno konstrukční řešení odklápěcího rozváděcího mechanismu. Výpočtová část ověřuje, zda-li navržené součásti a celkový charakter konstrukčního řešení a uspořádání mechanismu pohonu včetně cívky pro navíjení hrubé příze splňuje požadavky na bezpečný a plynulý chod.

Celé řešení takto navrženého stroje vyvrcholilo v sestrojení 3D modelu stroje a zhotovení komplexní výkresové dokumentace součástí. Výkresová dokumentace poslouží pro realizaci řešeného zařízení. 3D model stroje umožňuje v budoucnu snazší představu pro návrh odklopného rozváděcího mechanismu a jeho upevnění na stroj.

Pomocí navrženého mechanismu stroje pro dokonale přesný křížový návín bude možno provádět zkoušky navíjení hrubší příze, a to pro přesné, dokonale přesné a digitální vinutí. Při dalším výzkumu navíjení hrubých přízí jistě tento stroj napomůže k získávání cenných zkušeností a poznatků vedoucím k zdokonalení návínů což je úkolem této práce.

7 Seznam použité literatury

Tištěné zdroje:

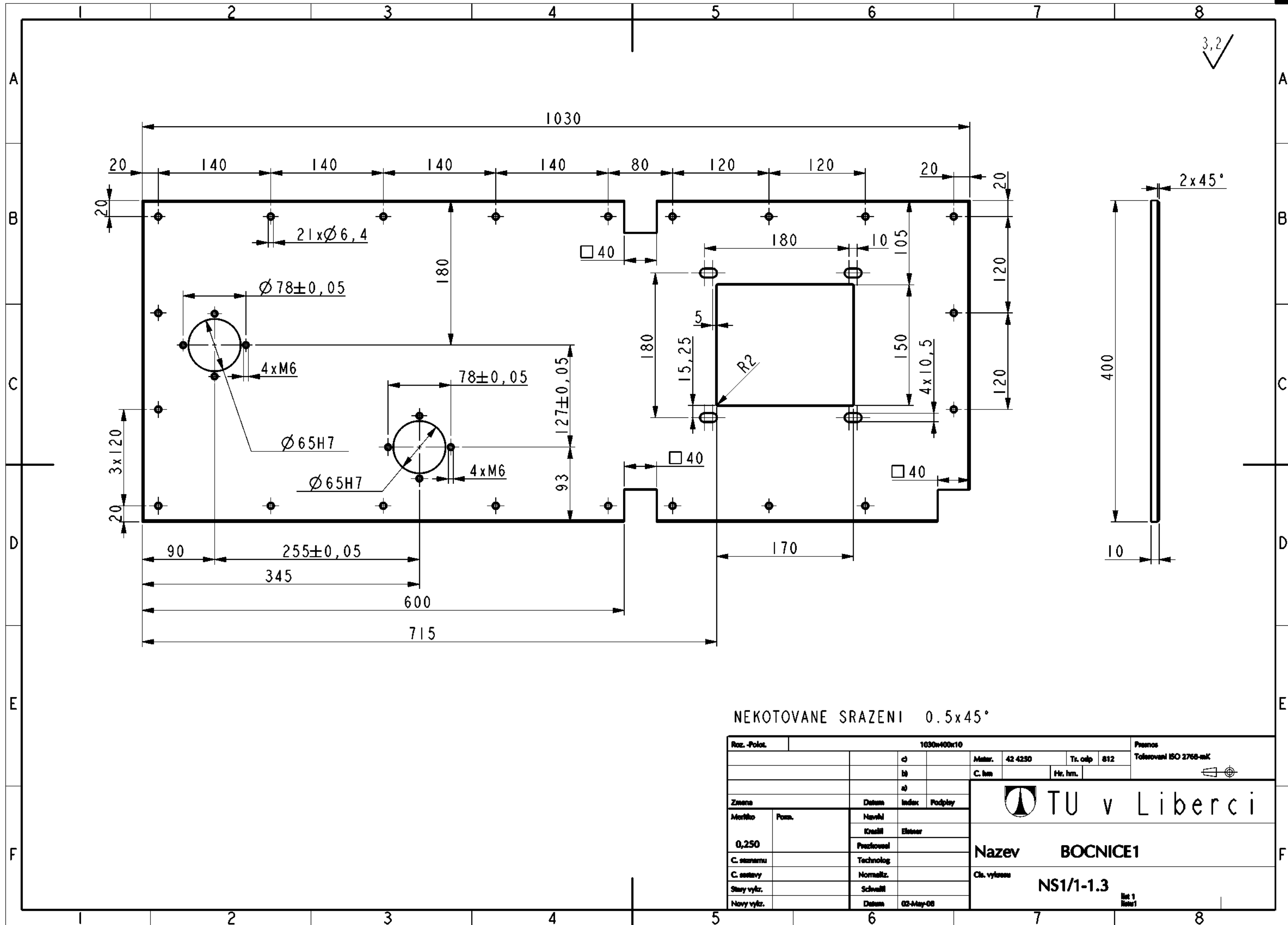
- [1] Talavášek, O., Plíštil, J. Příprava materiálů ke tkání.
Praha: SNTL, 1984
- [2] Kaniok, J. Nový systém přesného křížového vynutí, disertační práce.
TU Liberec, 2004
- [3] Šulán, M. Konstrukce převodů pro řízené navíjení dokonalého přesného křížového
vnutí (DPKV), bakalářská práce.
TU Liberec, 2004
- [4] Vilda, P. Navíjecí zařízení pro DPKV s řízenými pohony a rozváděcím bubnem,
diplomová práce.
TU Liberec, 2006
- [5] Firemní prospekty firmy SSM
- [6] MAYTEC katalog profilů
- [7] Bolek, A., Kochman, J. a kol. Části strojů svazek 1. Praha: SNTL, 1989

Internetové zdroje:

- [8] CONTROL TECHNIQUES [online]. [cit. 6.12.2007].Dostupné na internetu:
<<http://www.controltechniques.cz/index.php?menu=475&zavreno=1&jedinecnejmeno=>>
- [9] MAYTEC [online]. [cit. 6.12.2007].Dostupné na internetu:
<<http://www.moas.cz/profily.htm>>
- [10] ULMER [online]. [cit. 6.12.2007].Dostupné na internetu:
<<http://ulmer.invite.cz/php/index.php?lang=CZ&sekce=4&sekce1=18&sekce2=31>>
- [11] SSM [online]. [cit. 6.12.2007].Dostupné na internetu:
<<http://www.ssm.ch/index.php?S=1&Folder=14>>

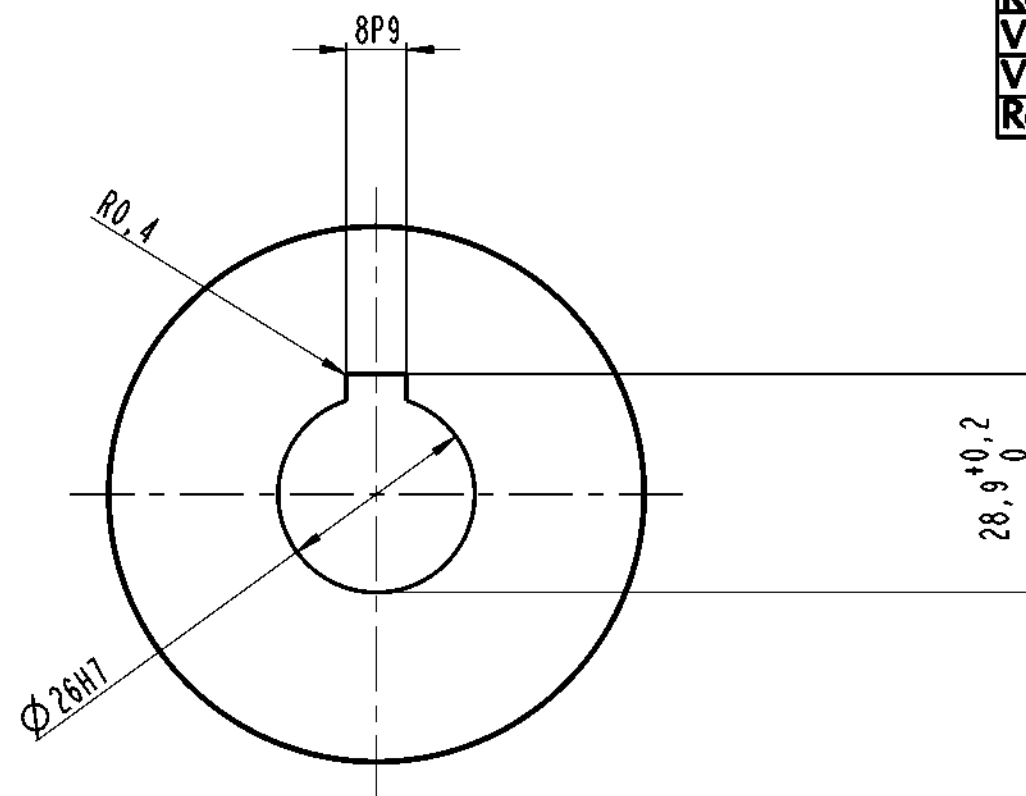
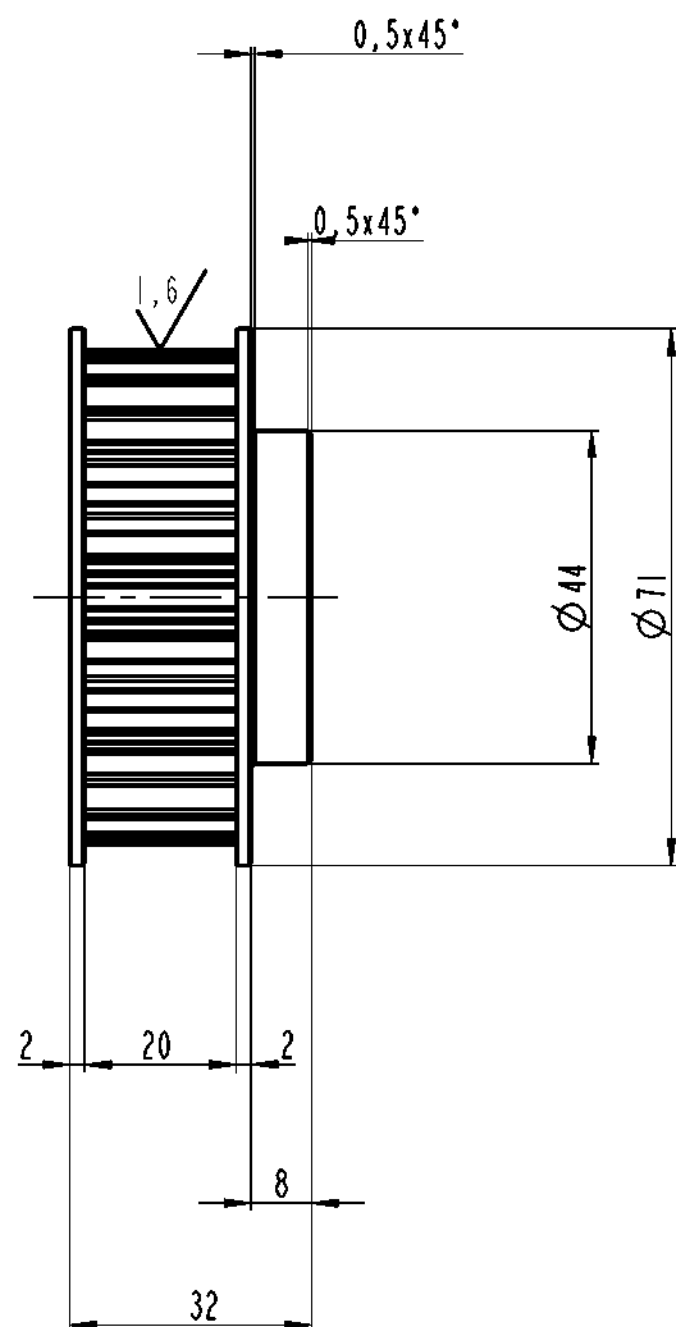
8 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výkres sestavy NS1/1.1	(1 strana)
Příloha č. 2 - Výkres sestavy vřetene NS1/1.11.3	(1 strana)
Příloha č. 3 - Výkres sestavy brzdy NS1/1.12.3	(1 strana)
Příloha č. 4 – Výkres sestavy rámu NS1/1.13.1	(1 strana)
Příloha č. 5 – Výrobní výkresy součástí	(18 stran)



NEKOTOVANE SRAZENI 0.5x45°

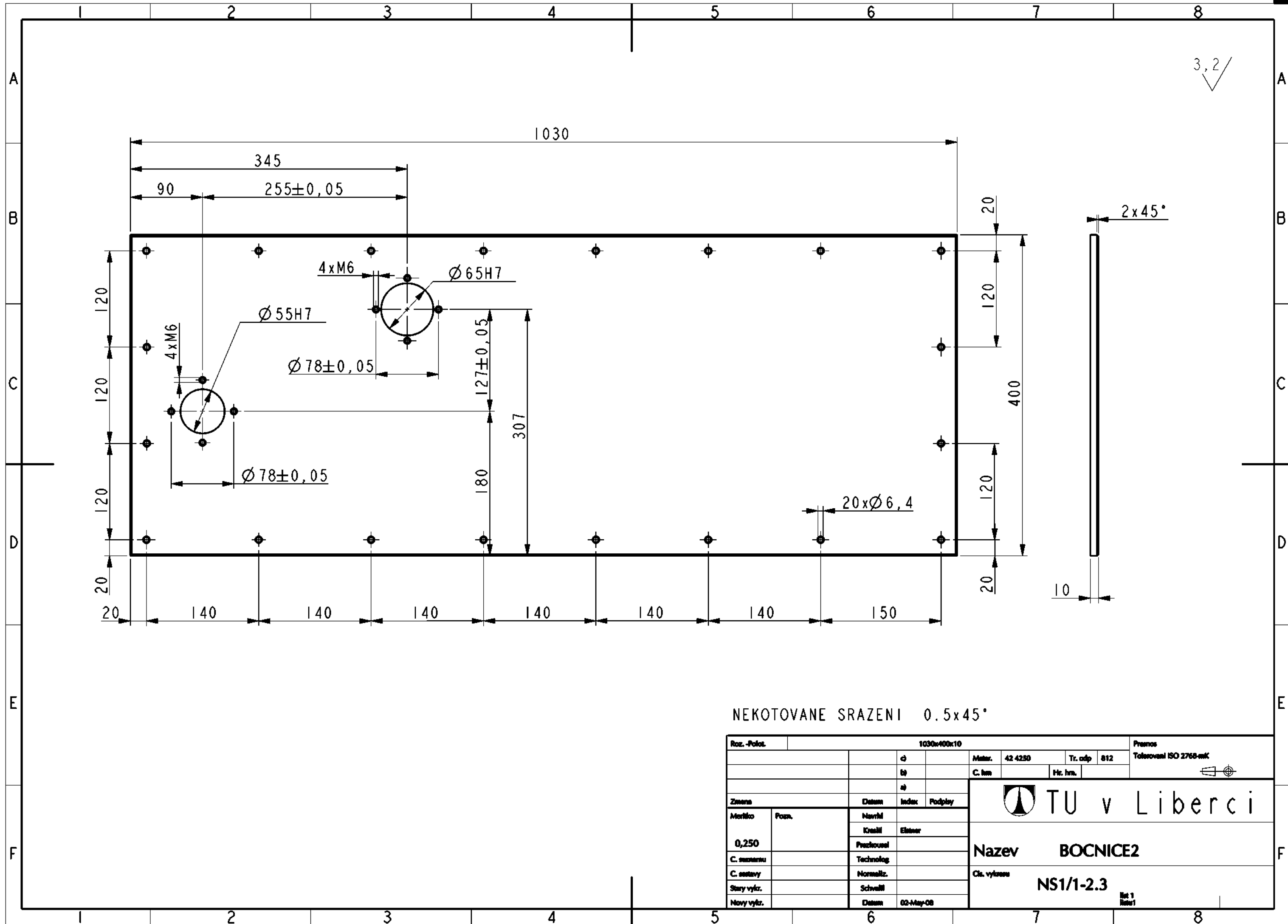
Roz. - Polos.		1030x400x10				Přenos	
		d		Mater.	42 4250	Tř. odp.	812
		b		C. hm.		Hr. hm.	
		a)					
Zařazení		Datum		Index	Podpis	TU v Liberci Nazev BOCNICE1 Čís. výkresu NS1/1-1.3 1st 1	
Merito	Pos.	Návrh		Kreslil	Elektr.		
0,250		Přezkoušel		Technolog			
C. seznamu		Normaliz.		Schválil			
C. sestavy		Datum		02-May-08			
Starý výkr.							
Nový výkr.							



Pocet zubu	26
Roztec	8
Vyska zubu	3.8
Vyska remene	5.59
Roztečna kruznice	66.21

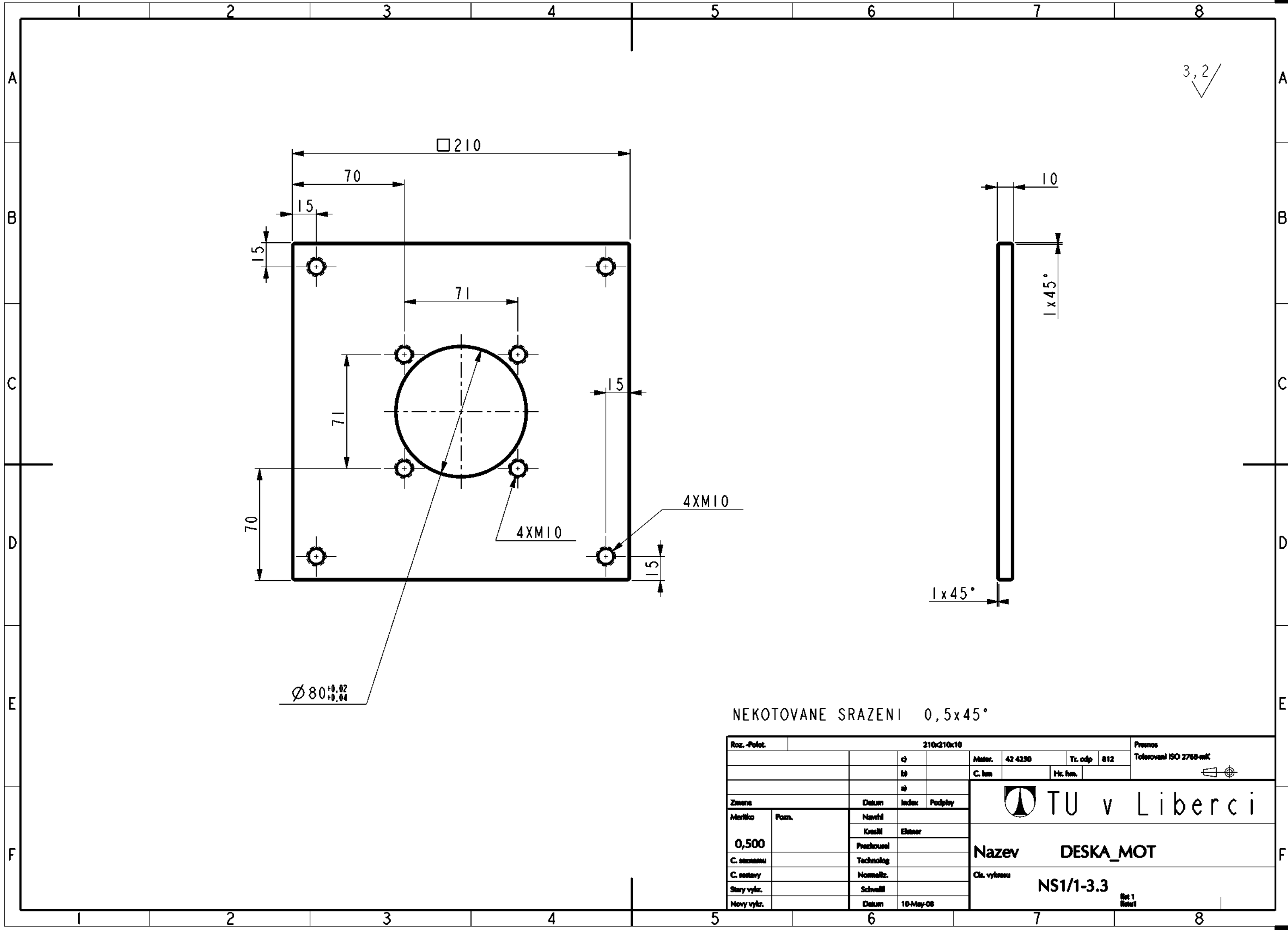
NEKOTOVANE SRAZENI 0.2x45°

Roz. - Polot.		Ø 75 x 35				Přenos Tolerovaní		
			ø		Mater.	12 010	Tr. odp.	007
			b)		C. km		Hr. km.	
			a)					
Změna		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci			
Meritko	Posa.	Návrh						
1:1		Kreslil	Elašov					
		Prozkoušel						
C. sestavku		Technolog						
C. sestavy		Normaliz.			Název REMENICE2			
Starý výkr.		Schválil						
Nový výkr.		Datum	03-May-08					
					Čís. výkresu NS1/1 - 10.3			
					List 1 z celku 1			



NEKOTOVANE SRAZENI 0.5x45°

Roz. - Polos.		1030x400x10					Přenos			
			ø		Mater.	42 4250	Tr. odp	812	Tolerovaní ISO 2768-mK	
			b)		C. hm		Hc. hm.			
			a)		 TU v Liberci					
Změna		Datum	Index	Podpis						
Měřička	Pozn.	Návrh								
		Kreslil								
		Elašter								
Přezkoušel										
0,250		Technolog								
C. sestavení		Normaliz.								
C. sestavy		Schválil								
Starý výkr.		Datum								
Nový výkr.		02-May-08								
					Název					BOCNICE2
					Osk. výkresu					NS1/1-2.3
										List 1 Rozsah

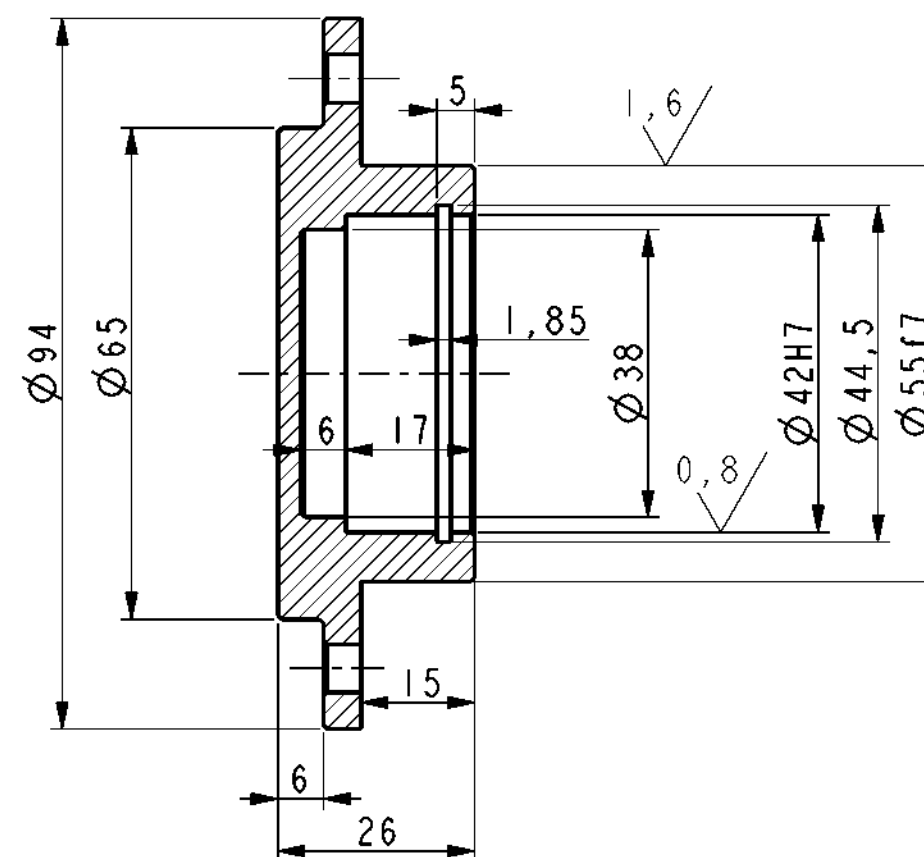
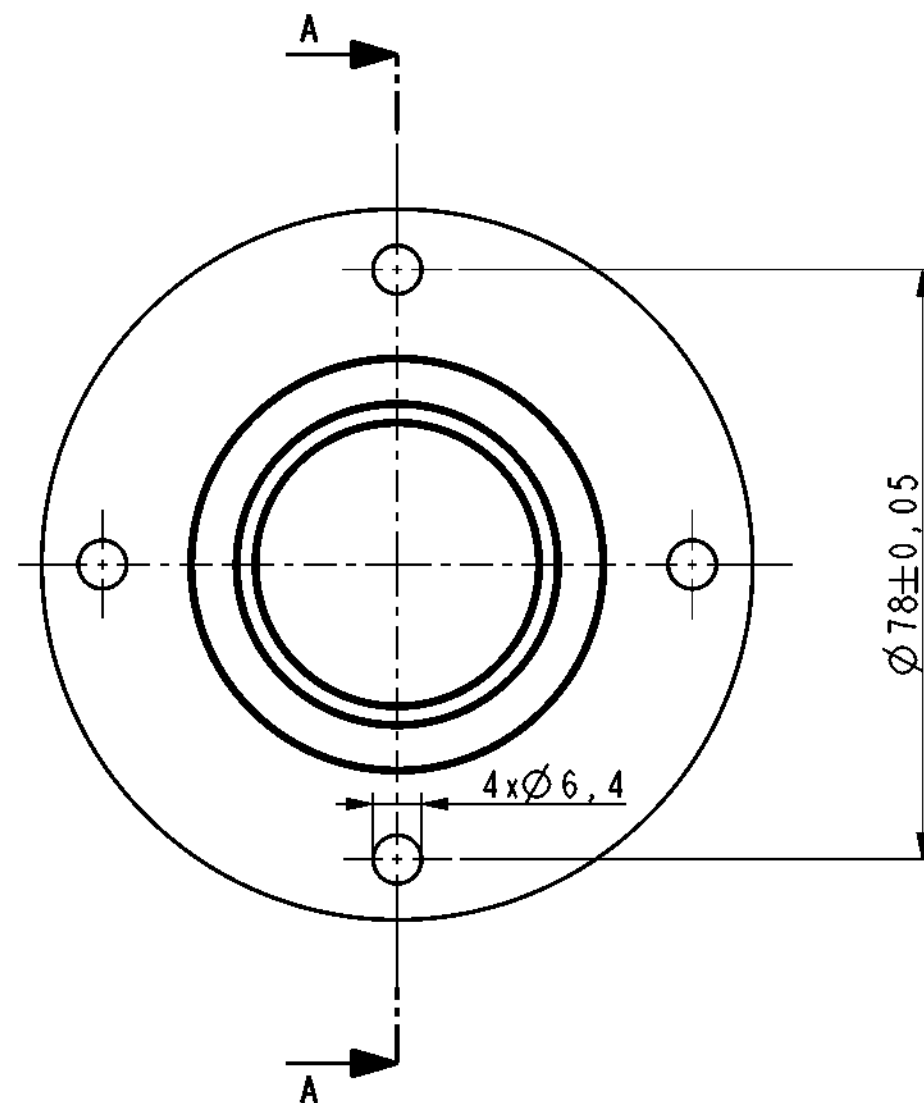


NEKOTOVANE SRAZENI 0,5x45°

Roz. - Polot.		210x210x10				Presnos	
		c		Matr.	42 4230	Tr. odp	812
		b		C. km		Hc. km.	
		a		Tolerance ISO 2768-mK			
Zmena		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Meritko	Posm.	Navrhl					
0,500		Kretil	Elabor		Nazev DESKA_MOT		
C. seznamu		Prechovatel			Osk. vyrazu		
C. sestavy		Technolog			NS1/1-3.3		
Starý vykr.		Normaliz.			Str 1		
Nový vykr.		Schválil			Rozs1		
		Datum	10-May-08				

3.2 / (✓)

SECTION A-A

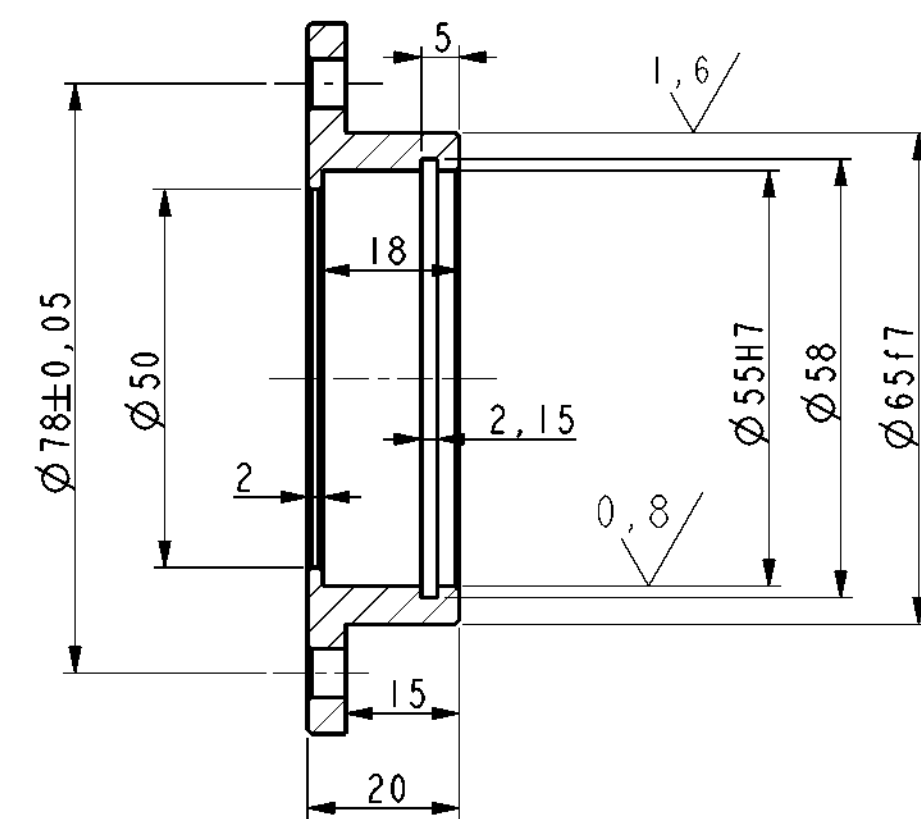
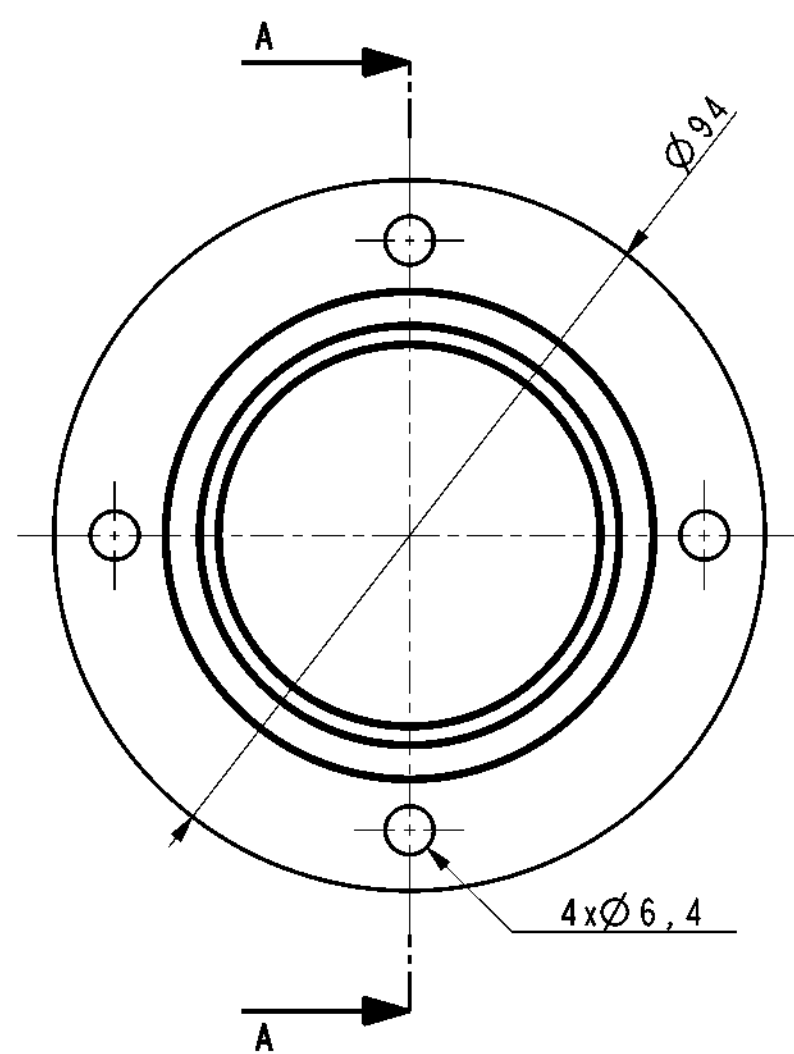


NEKOTOVANE SRAZENI 0,5x45°

Roz. - Poloz.		Ø 120 x 30				Přenos	
		Ø		Mater.	12 010	Tr. odp.	007
		b)		C. km		Hc. km.	
		a)					
Zařazení		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Merito	Pozn.	Návrh					
1,000		Kreslil	Elster				
C. schéma		Prozkoušel					
C. sestavy		Technolog					
Starý vylz.		Normaliz.			Nazev NABOJ_LOZ1 Ck. vylzau NS1/1-4.3		
Nový vylz.		Schválil					
		Datum	21-Dec-07		List 1 z 1		

3.2 / (✓)

SECTION A-A

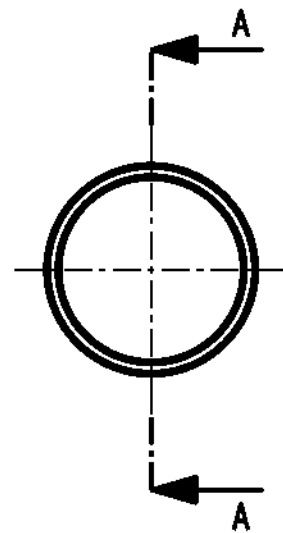
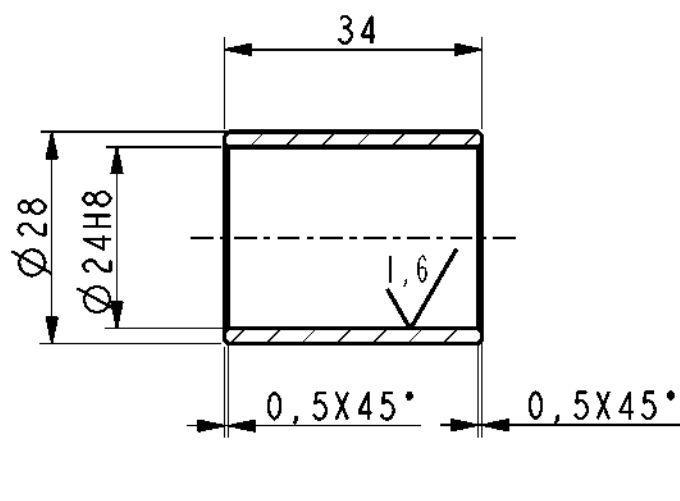


NEKOTOVANA SRAZENI 0,5x45°

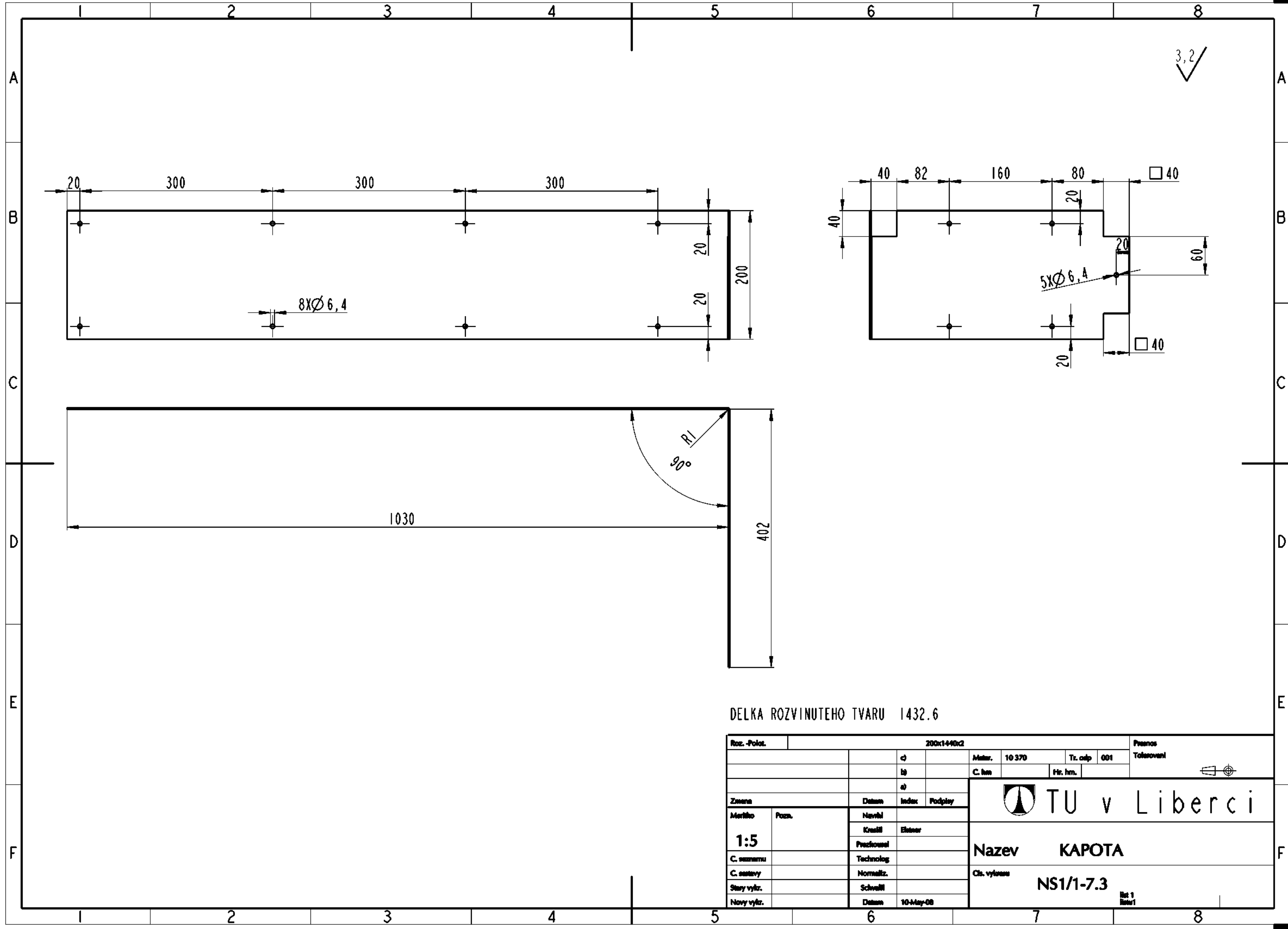
Roz. - Poloz.		Ø 120 x 25				Prinos	
		Ø		Mat.	12 010	Tr. odp	007
		b		C. lra		Hr. lra.	
		a					
Zmena		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Merito	Pozn.	Navrh					
1,000		Kreslil	Elabor				
C. zmeny		Prizkoucel					
C. sestavy		Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.			NABOJ_LOZ2 Cla. vylozka NS1/1-5.3		
Novy vykr.		Schvalil					
		Datum	21-Dec-07		List 1 z 1		

3.2 / (✓)

SECTION A-A

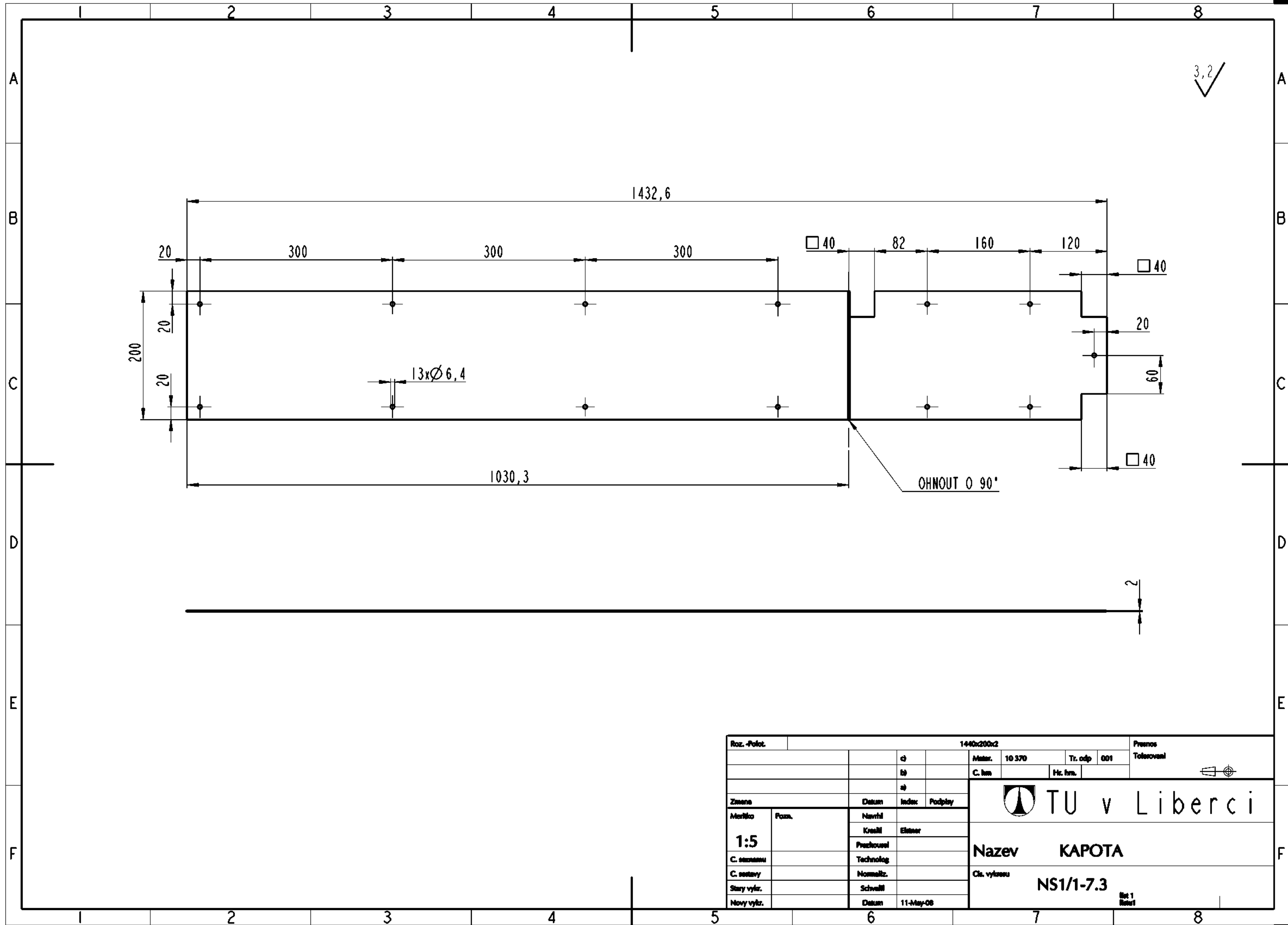


Roz. - Polot.		Ø 28 x 35				Pracov.	
		d		Mater.	42 4201	Tr. odp.	812
		b)		C. km		Hr. km.	
		a)					
Změna		Datum	Index	Podpis			
Verze	Popis	Návrh					
1,000		Kontrola	Elsner				
C. pracovní		Technolog					
C. sestavy		Normaliz.					
Starý výzr.		Schválil					
Nový výzr.		Datum	02-May-08				
				 TU v Liberci			
				Název KROUZEK24			
				Čís. výkresu NS1/1-6.4			
				List 1 Celkem 1			

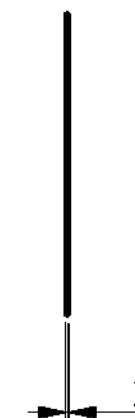
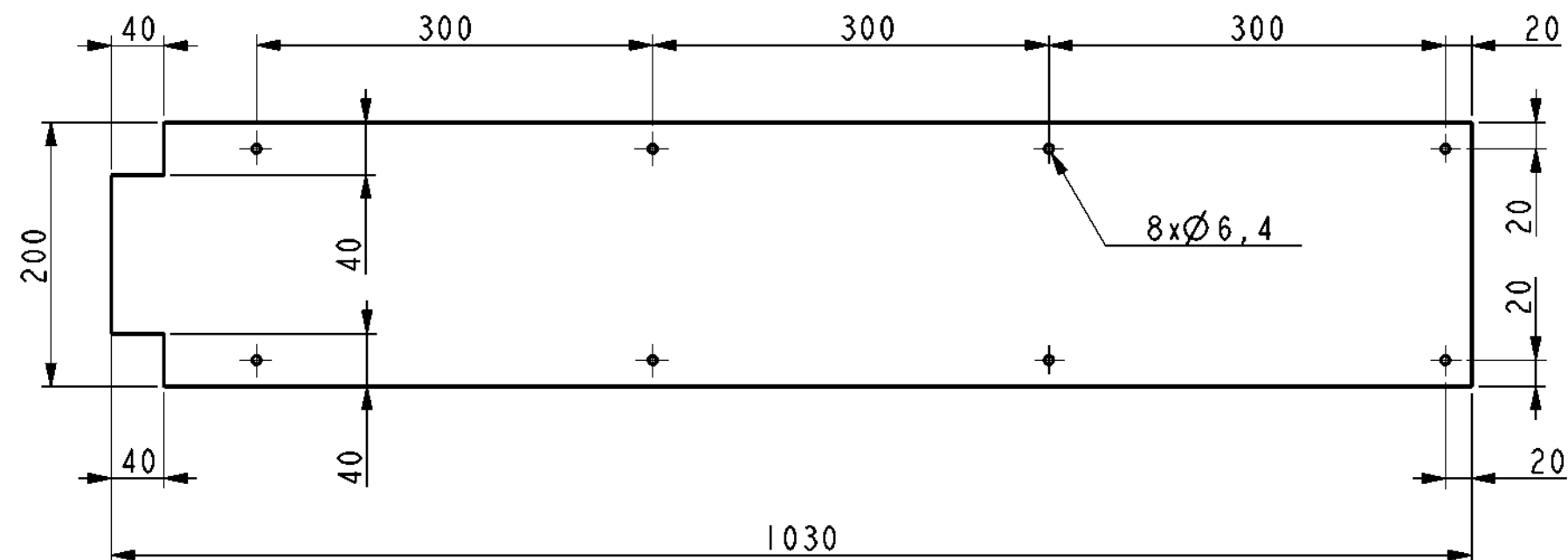


DELKA ROZVINUTEHO TVARU 1432.6

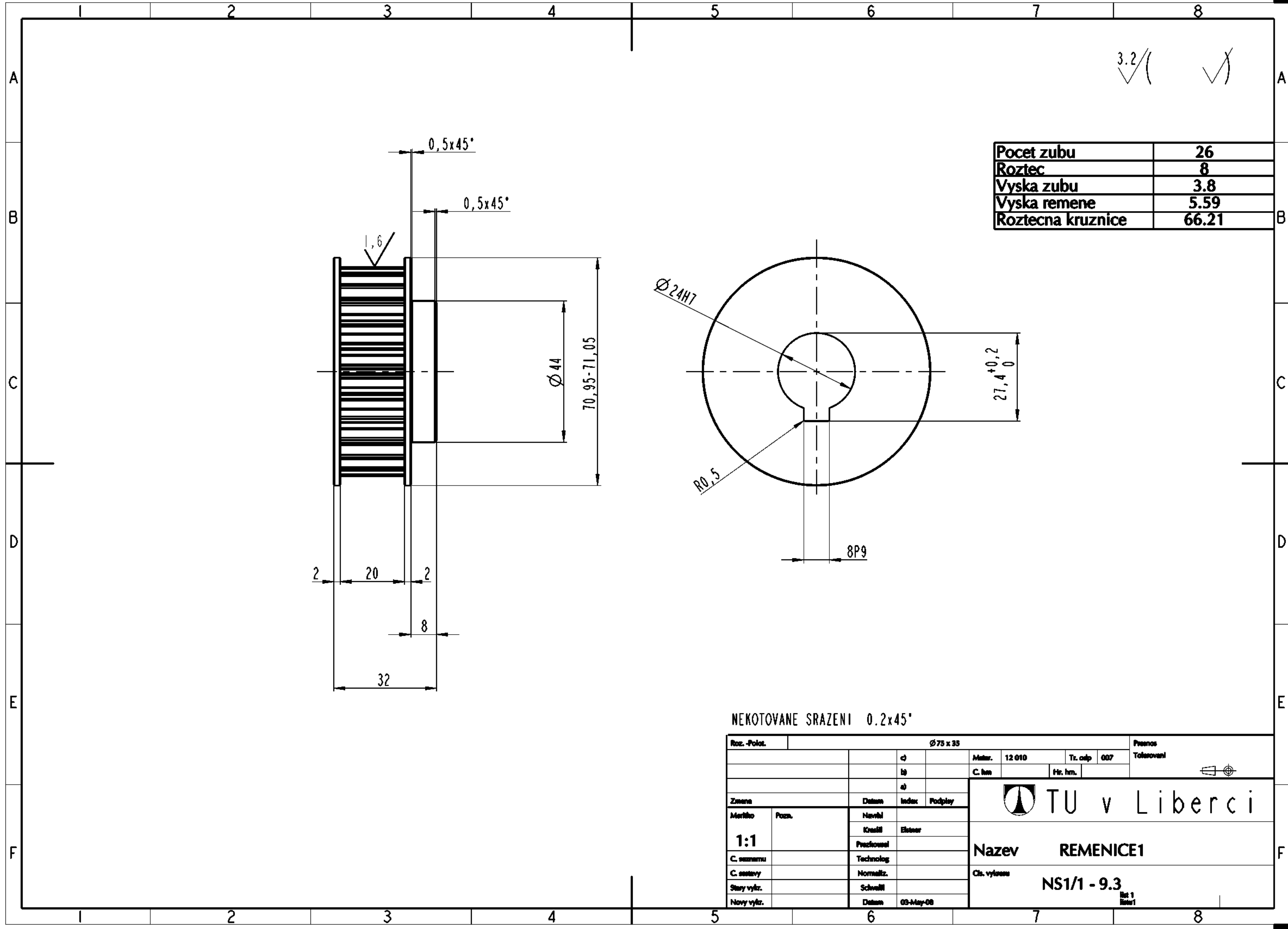
Roz. - Polot.		200x1440x2				Přenos Toleroval		
		c)		Mater.	10 370	Tř. odp	001	
		b)		C. hm		Hr. hm.		
		a)		 TU v Liberci				
Změna		Datum	Index					Podpis
Merito	Pozn.	Návrh						
		Kreslil	Ektor					
1:5		Prozkoušel						
C. sestavy		Technolog						
C. sestavy		Normaliz.						
Starý vylz.		Schválil			Název KAPOTA			
Nový vylz.		Datum	10-May-08					
				Obr. vylz. NS1/1-7.3				
				List 1 Rozs1				



Roz. - Polot.		1440x200x2				Přenos Tolerovaní	
		c		Max.	10 370	Tr. odp.	001
		b		C. km		Hc. km.	
		a					
Změna		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Merito	Pozn.	Nevhl					
		Krešl	Elster				
		Přehled					
		Technolog					
C. seznam		Normaliz.			Název KAPOTA		
C. sestavy		Schvál.					
Stary vyl.		Datum	11-May-08				
Novy vyl.					Obr. výtvaru NS1/1-7.3		
					List 1 Rozs1		



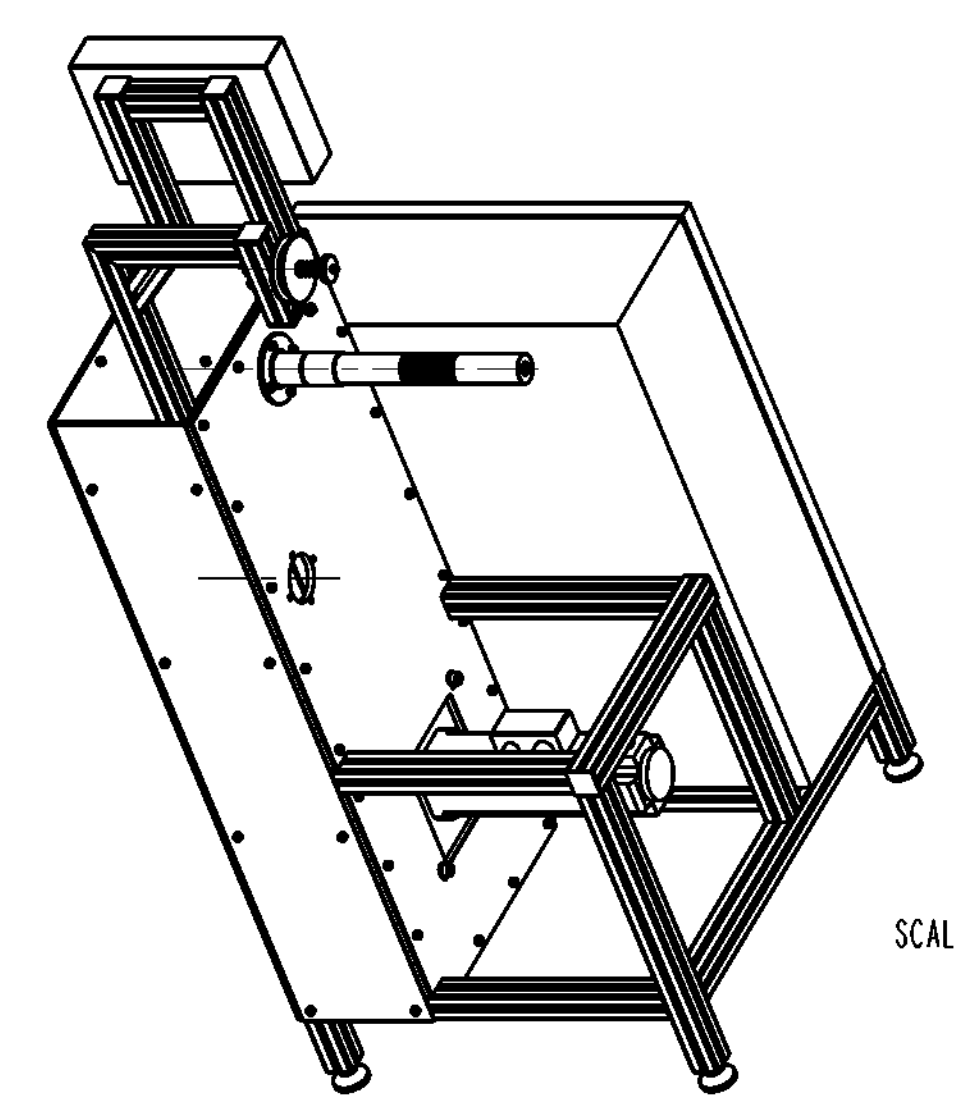
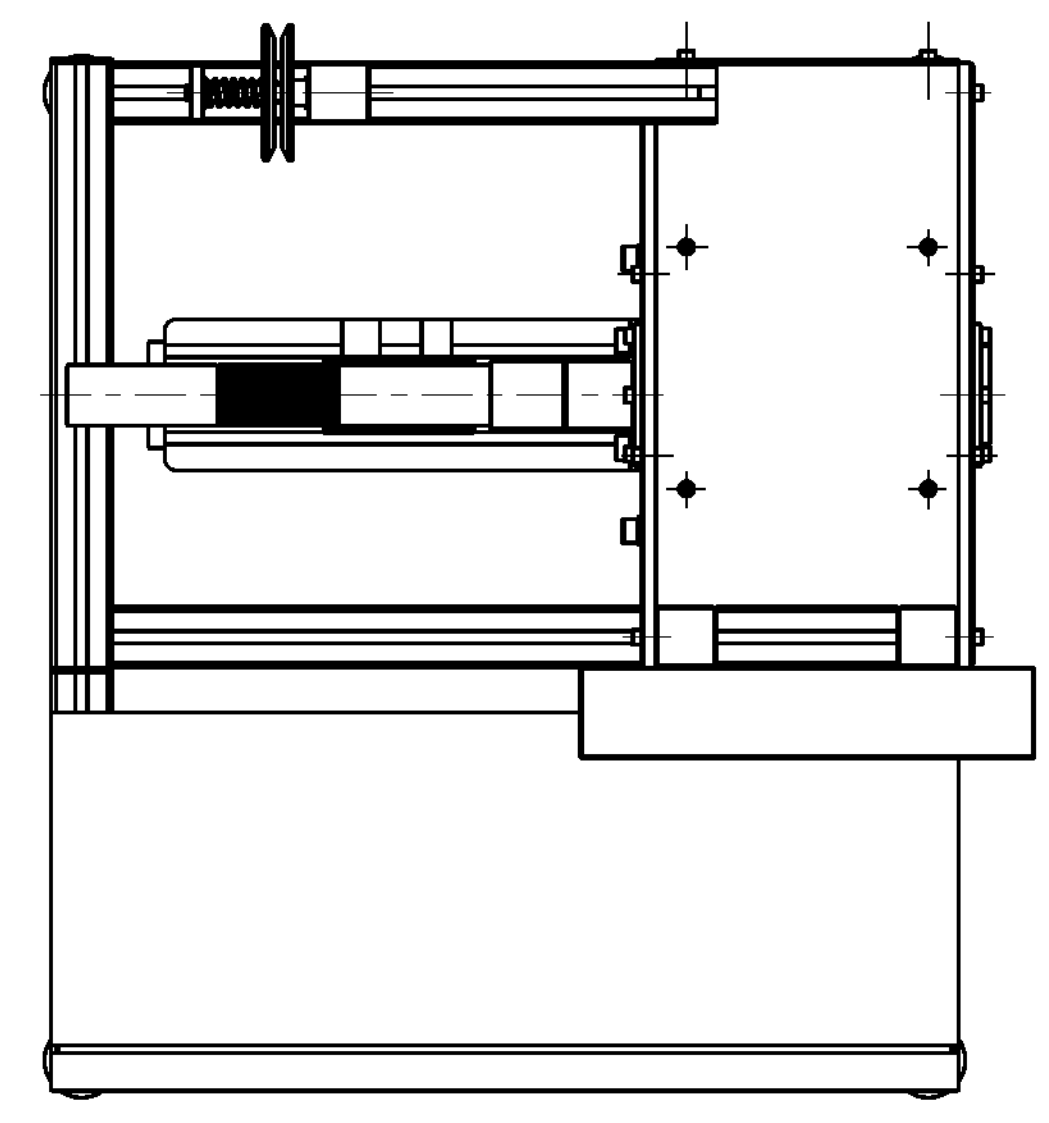
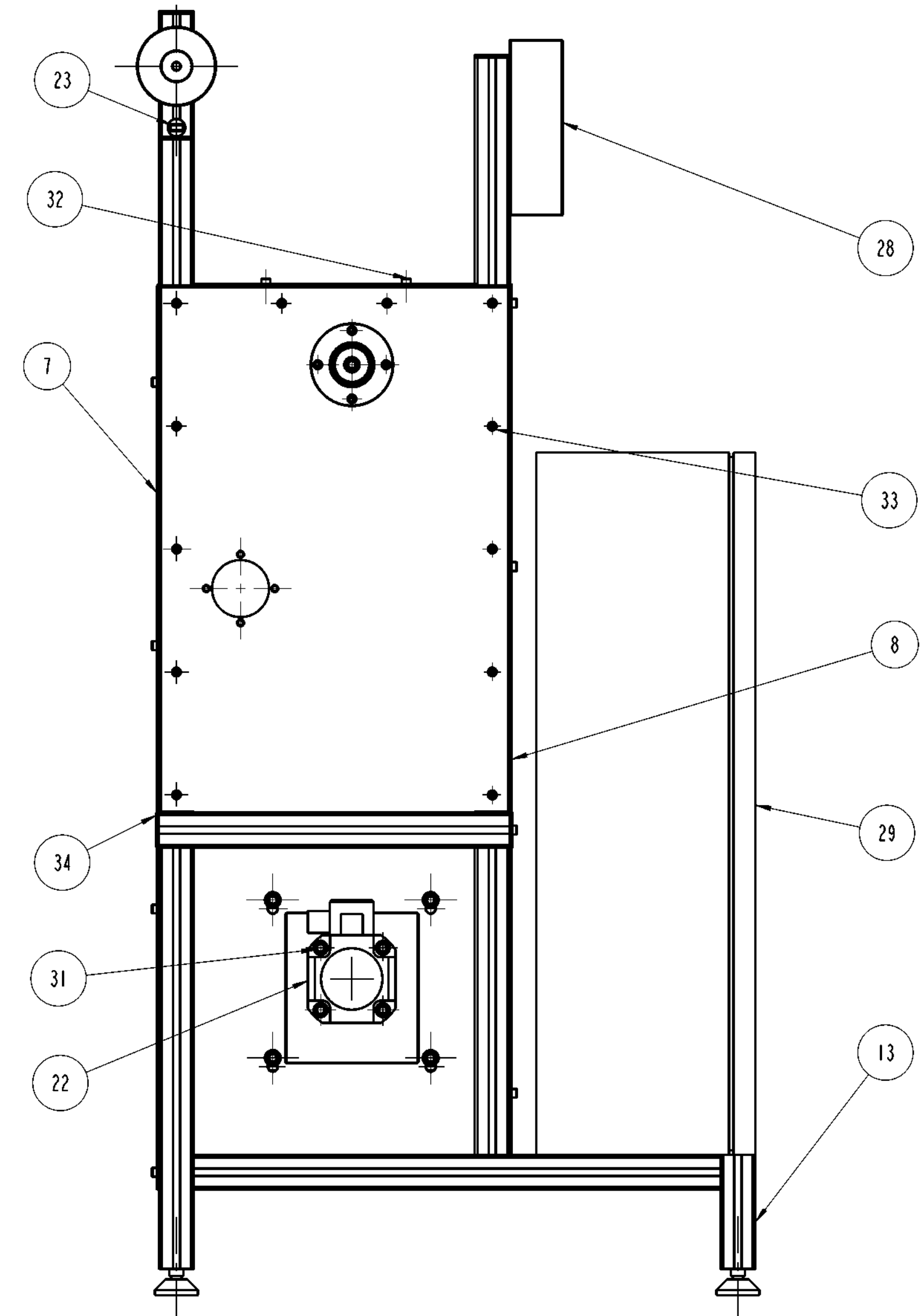
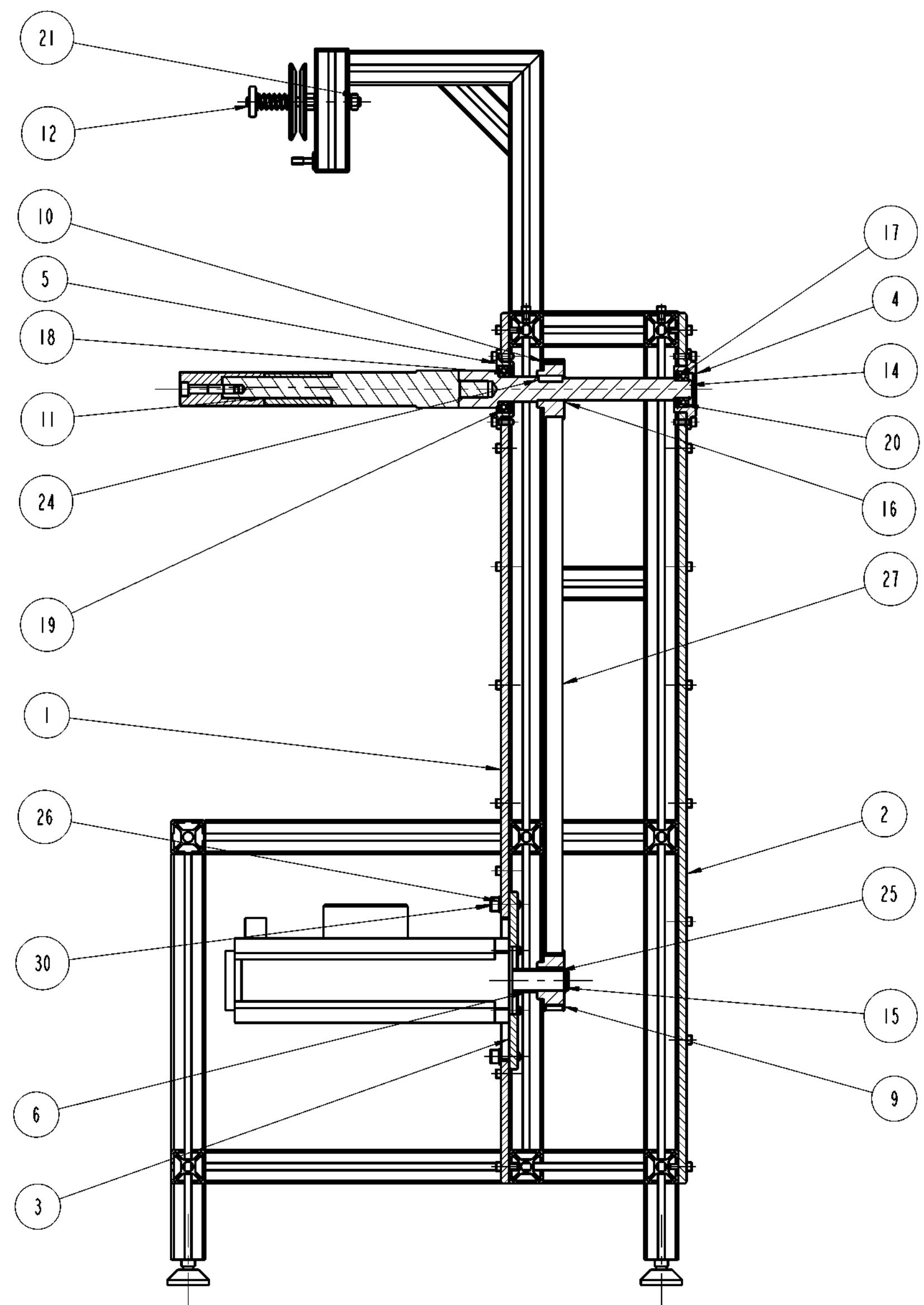
Roz. - Polot.		200x1030x2					Přenos Tolerovaní	
			c)		Mater.	10 370	Tr. odp	001
			b)		C. hm.		Hr. hm.	
			a)					
Změna		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci Nazev KAPOTA1 Cis. výtisku NS1/1-8.3 Str 1 Rok 1			
Meritko	Pozn.	Navrh						
0,200		Kresl	Elevac					
C. seznamu		Prostouel						
C. sestavy		Technolog						
Starý vylz.		Normaliz.						
Nový vylz.		Schvál						
		Datum	10-Mer-08					



Pocet zubu	26
Roztec	8
Vyska zubu	3.8
Vyska remene	5.59
Roztecna kruznice	66.21

NEKOTOVANE SRAZENI 0.2x45°

Roz. - Polot.		Ø 75 x 35					Presnos								
			d		Mater.	12 010	Tř. odp	007	Tolerovaní						
			b		C. km		Hr. km.								
			a												
Změna		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci										
Meritko	Pozn.	Návrh													
		Kreslil	Elster												
		Prozkoušel													
C. sestavám		Technolog													
C. sestavy		Normaliz.													
Starý vylz.		Schválil													
Nový vylz.		Datum	03-May-08												
										Název					REMENICE1
										Ch. výkres					NS1/1 - 9.3
										list 1					
										list 1					



34	Zaslepka		6
			ks.
33	Sroub M6x20	CSN EN ISO 4762	49
			ks.
32	Sroub M6x10	CSN EN ISO 4762	21
			ks.
31	Sroub M10x30	CSN EN ISO 4762	4
			ks.
30	Sroub M10x30	CSN EN ISO 4762	4
			ks.
29	Skrin řízení		1
			ks.
28	Ridici displej		1
			ks.
27	Remen		1
			ks.
26	Podložka 10	ISO 8738	5
			ks.
25	Pero tesne 8e7x7x32	CSN 022562	1
			ks.
24	Pero tesne 8e7x7x28	CSN 022562	1
			ks.
23	Očko		1
			ks.
22	Motor CTM 4-09		1
			ks.
21	Matice M10	CSN EN 24 032	1
			ks.
20	Ložisko ZKL 6004A	CSN 024630	1
			ks.
19	Ložisko SKF 6006	CSN 024630	1
			ks.
18	Krouzek 55	CSN 022931	1
			ks.
17	Krouzek 42	CSN 022931	1
			ks.
16	Krouzek 26	CSN 022930	1
			ks.
15	Krouzek 24	CSN 022930	1
			ks.
14	Krouzek 20	CSN 022930	1
			ks.
13	RAM		1
	NS1/1.13.1		ks.
	BRZDA		1
12	NS1/1.12.3		ks.
	VRETENO_SEST		1
11	NS1/1.11.3		ks.
	REMNICE2		1
10	NS1/1-10.3	12 010	ks.
	REMNICE1		1
9	NS1/1-9.3	12 010	ks.
	KAPOTA1		1
8	NS1/1-8.3	10 370	ks.
	KAPOTA		1
7	NS1/1-7.3	10 370	ks.
	KROUZEK24		1
6	NS1/1-6.4	42 4201	ks.
	NABOJ_LOZ2		1
5	NS1/1-5.3	12 010	ks.
	NABOJ_LOZ1		1
4	NS1/1-4.3	12 010	ks.
	DESKA_MOT		1
3	NS1/1-3.3	42 4250	ks.
	BOCNICE2		1
2	NS1/1-2.3	42 4250	ks.
	BOCNICE1		1
1	NS1/1-1.3	42 4250	ks.
	OZNACENI		1
ODK	VYKRES	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA JED.

Verze: 1:5

Posl.

Číslo

Stav

Reviz.

Datum

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

Podpis

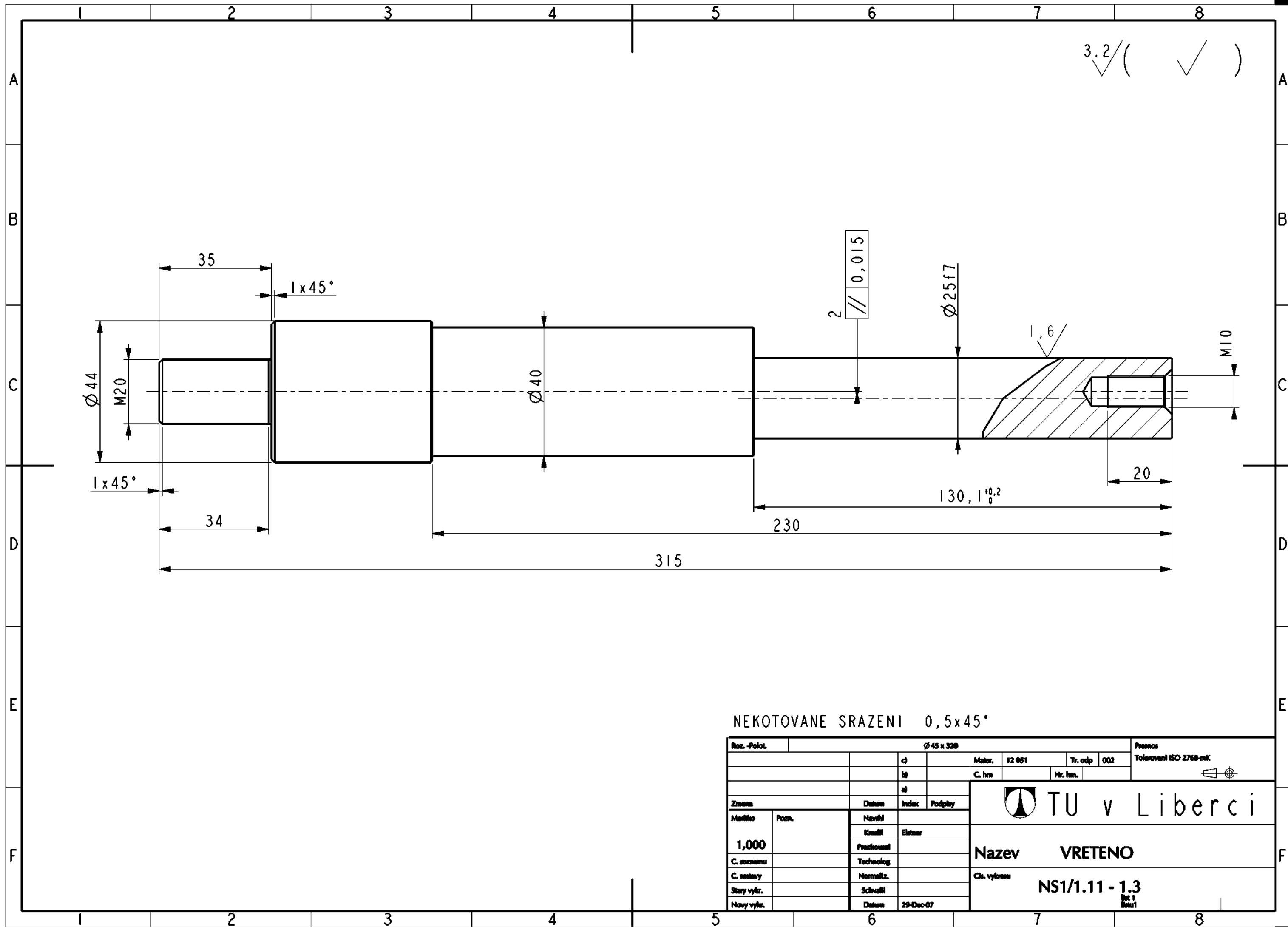
Podpis

Podpis

TU v Liberci

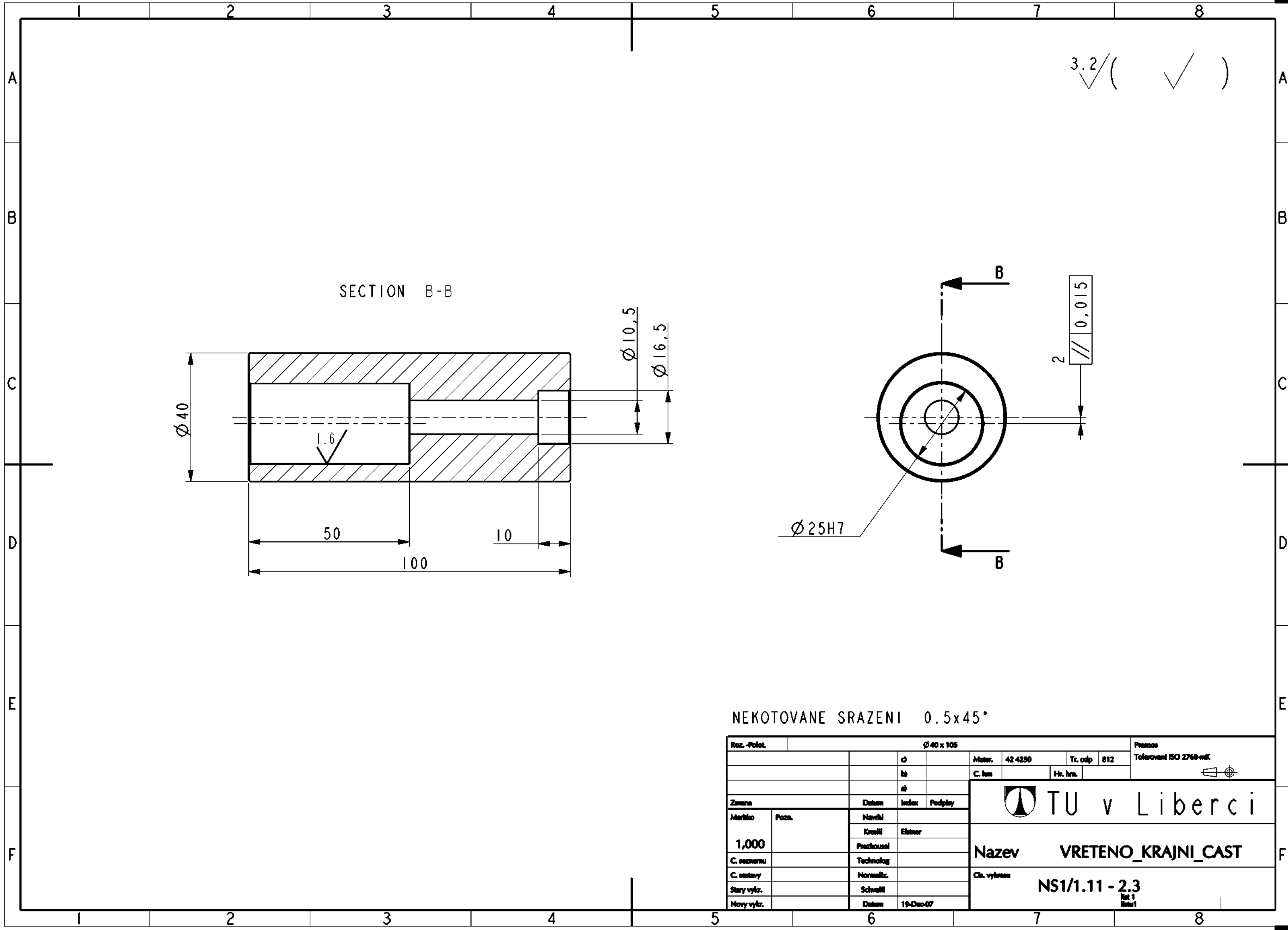
SESTAVA

NS1/1.1

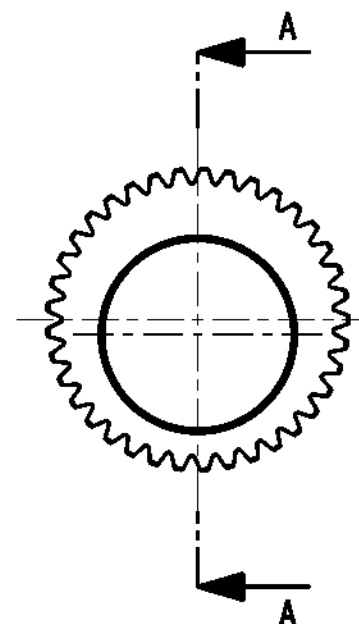
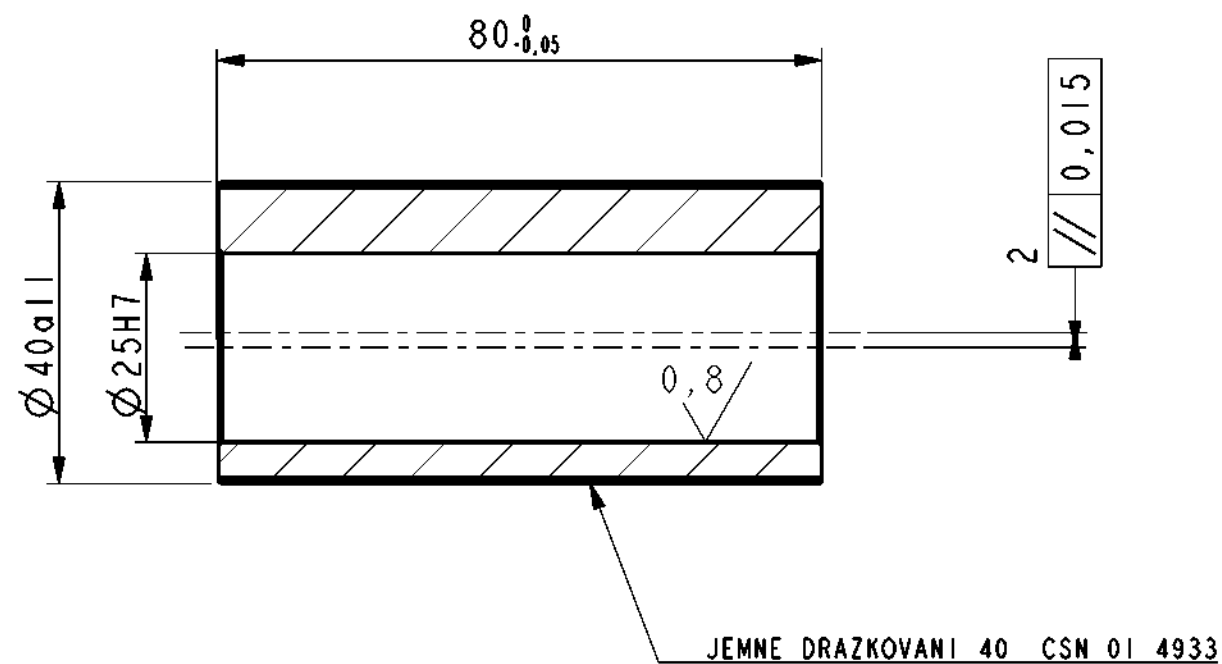


NEKOTOVANE SRAZENI 0,5x45°

Roz. - Polot.		$\varnothing 45 \times 320$				Presaz	
		d		Mater.	12 051	Tr. odp	002
		b		C. hm		Hr. hm.	
		a					
Značka		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Meritko	Pozn.	Navrh					
1,000		Kvalif	Elstner				
C. seznamu		Praktickosť					
C. sestavy		Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.			Název VREteno		
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	29-Dec-07		Cl. vykras		
					NS1/1.11 - 1.3		
					Rat 1		
					Rat 1		



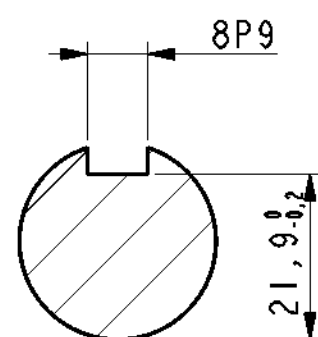
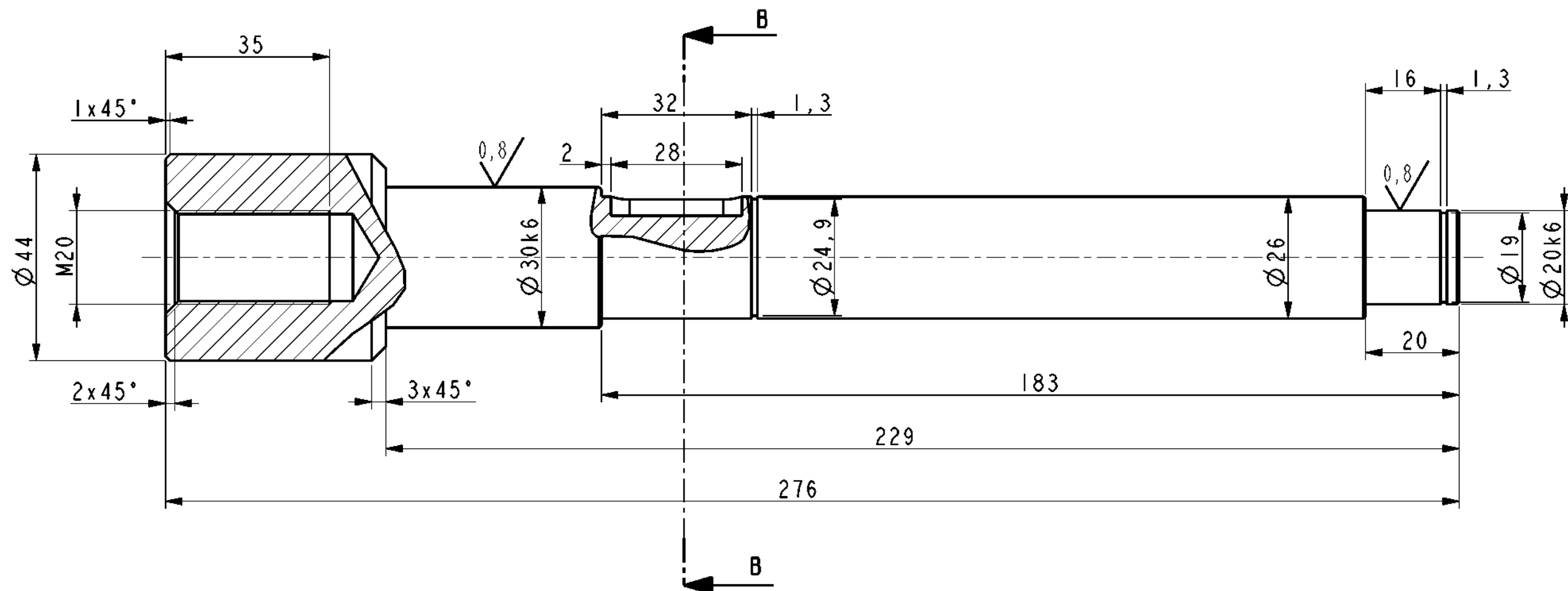
SECTION A-A



NEKOTOVANE SRAZENI 0,5x45°

Roz. - Polot.		Ø45 x 80				Prinos	
		d		Mater.	42 4250	Tr. odp	812
		b		C. hm		Mr. hm	
		a					
Zasena		Datum	Index	Podpis			
Meritko	Pozn.	Navrh					
1,000		Kreslil	Elstner				
C. oznamen		Prozkoušel					
C. sestavy		Technolog					
Starý vylr.		Normaliz.			Nazev EXCENTR Ck. vylr. NS1/1.11 - 3.3 List 1 z 1		
Nový vylr.		Schválil					
		Datum	29-Dec-07				

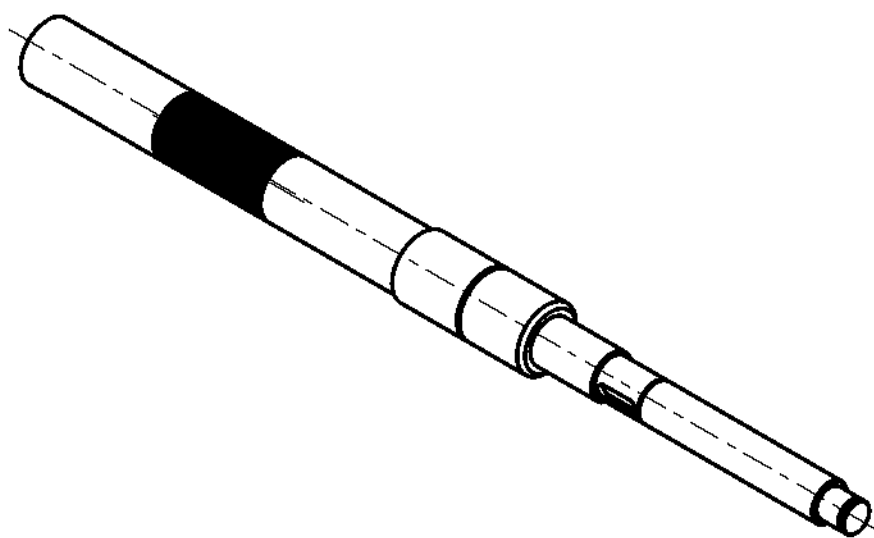
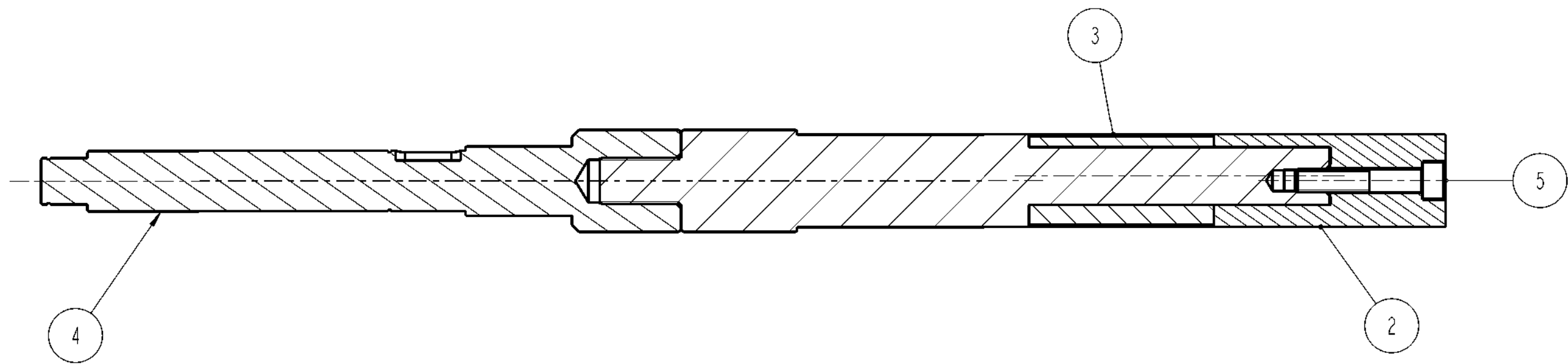
3.2 / (✓)



SECTION B-B

NEKOTOVANE SRAZENI 0,5x45°

Roz. - Polot.		$\varnothing 45 \times 280$				Prinos	
		$\varnothing$		Mater.	12 052	Tr. odp.	002
		b)		C. km		Hr. km.	
		a)					
Zasena		Datum	Index	Podpis			
Meritko	Posm.	Navrh					
1,000		Kresil	Elabor				
C. sestavy		Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schvalil			Nazev HRIDEL_VRETENE Cla. vylozka NS1/1.11 - 4.3 kusu1		
		Datum	21-Dec-07				

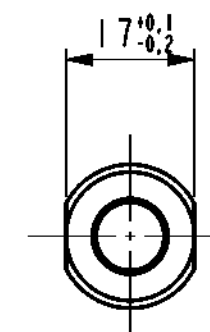
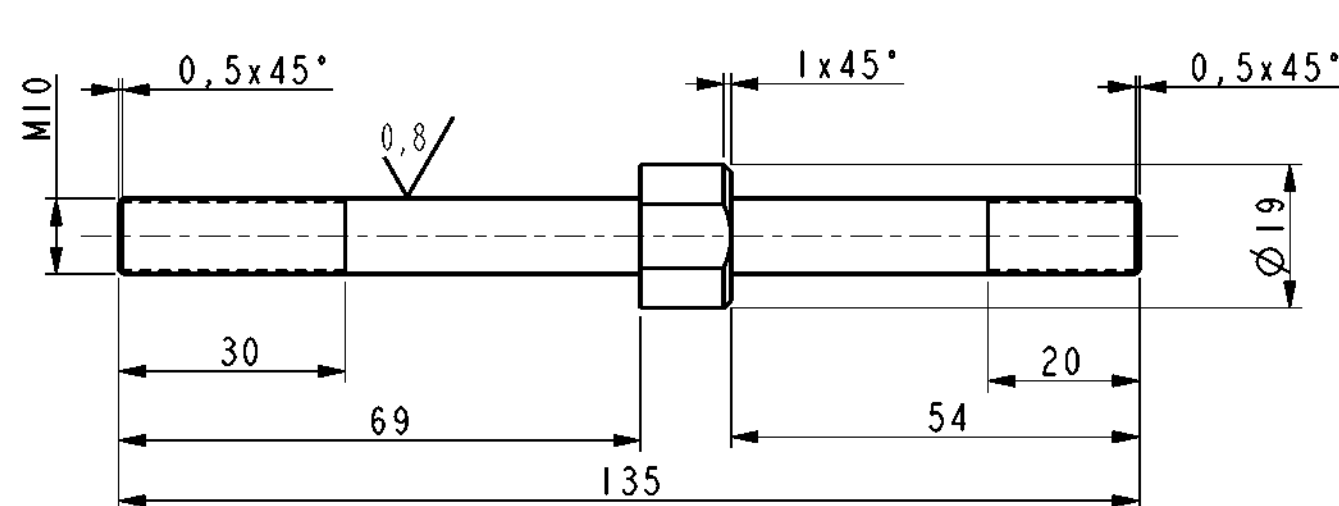


SCALE 3:10

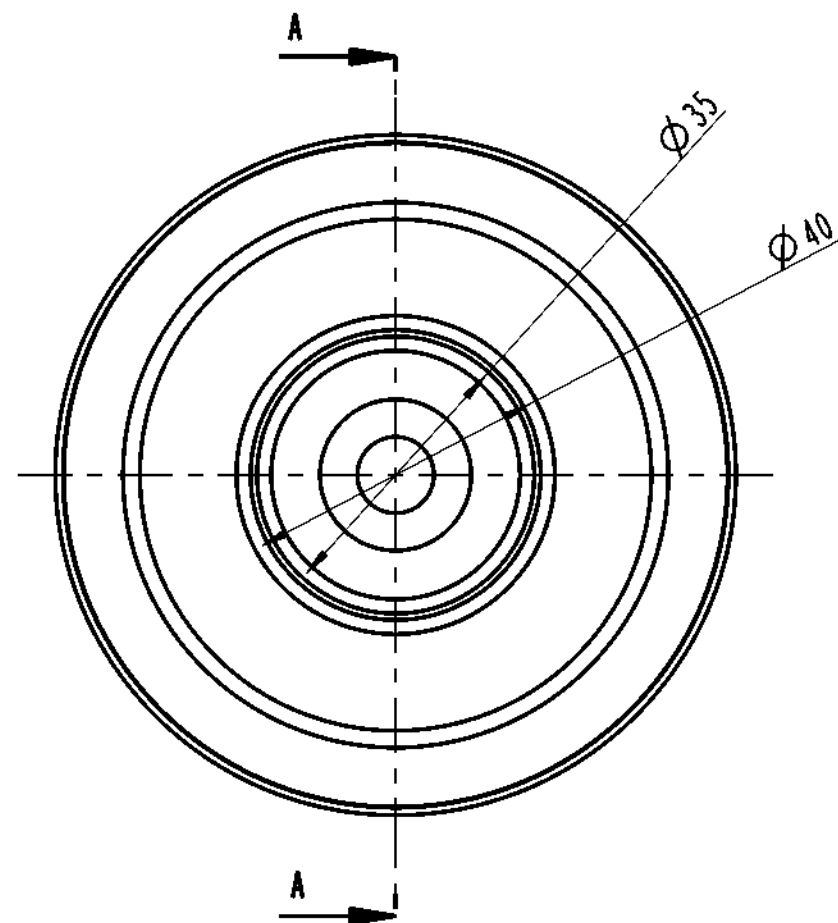
5	Sroub M10x55	CSN EN ISO 4762		1
				ks.
4	HRIDEL_VRETENE			1
	NS1/1.11 - 4.3	12 052		ks.
3	EXCENTR			1
	NS1/1.11 - 3.3	42 4250		ks.
2	VRETENO_KRAJNI_CAST			1
	NS1/1.11 - 2.3	42 4250		ks.
1	VRETENO			1
	NS1/1.11 - 1.3	12 051		ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena		Datum	Index	Podpisy
Merilko 1:2	Pozn.	Navrh		 TU v Liberci
		Kreslil	Eltner	
		Prezkoušel		
C. seznamu		Technolog		Nazev
C. sestavy		Normaliz.		Typ
Starý vykr.		Schválil		Cis.vykesu
Nový vykr.		Datum	28-Dec-07	NS1/1.11.3
				List

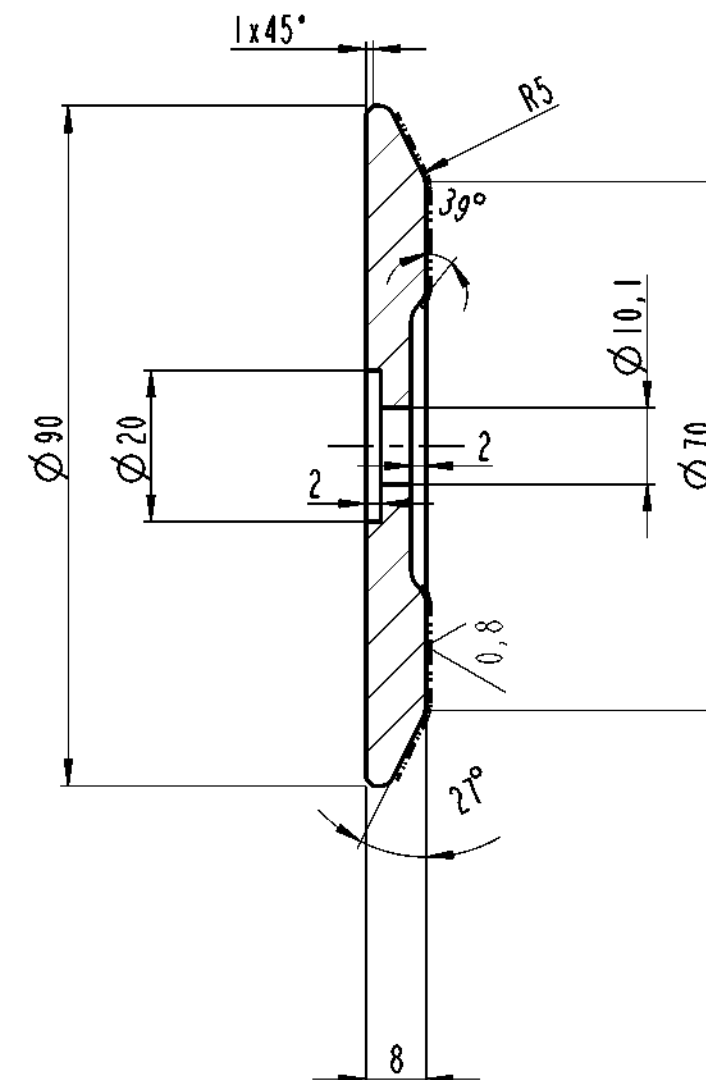
3.2 / (✓)



Roz. - Polot.		Ø20x140					Přenos Tolerovaní	
			a)		Mater.	11 373	Tr. odp	002
			b)		C. km		Hc. km.	
			a)					
Změna		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci			
Měřko	Pozn.	Návrh						
1,000		Kreslil	Elaear					
		Prozkoušel						
		Technolog						
C. sestavy		Normaliz.						
Starý výkr.		Schválil						
Nový výkr.		Datum	09-May-08		Obr. výkresu NS1/1.12-1.3 list 1 z celku 1			



SECTION A-A

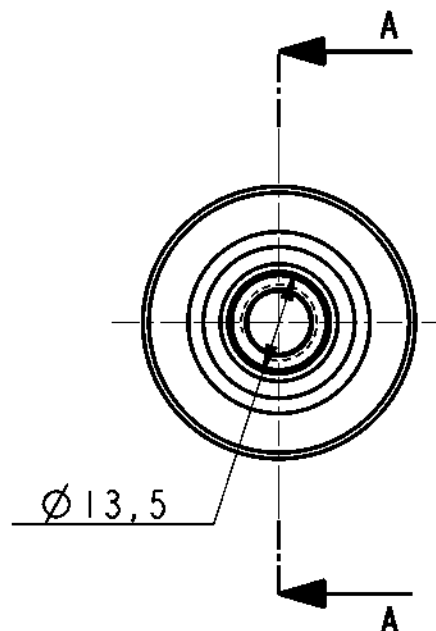
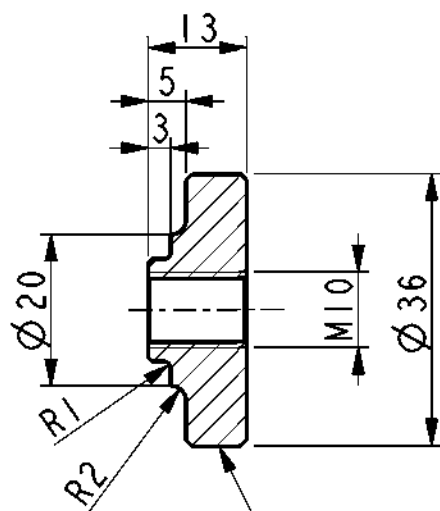


NEKOTOVANE RADIUSY R3

Roz. - Polot.		Ø100x10				Presnos	
		c		Mat.	42 4230	Tr. odp	812
		b		C. km		Hc. km.	
		a					
Zneme		Datum	Index	Podpis	 TU v Liberci		
Meriko	Pozn.	Nevhl	Krekl	Elster			
1:1		Prostovol			Nazev TALIR_BRZDY		
C. seznamu		Technolog					
C. sestavy		Normaliz.			NS1/1.12-2.3		
Stary vylr.		Schvalil					
Novy vylr.		Datum	09-May-08		Str 1 Rus1		

3,2 ✓

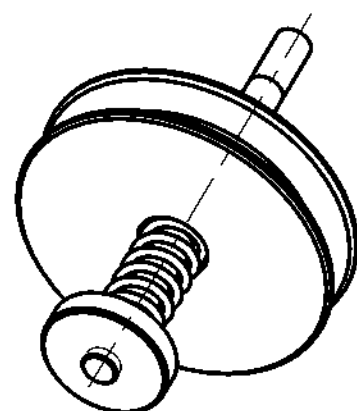
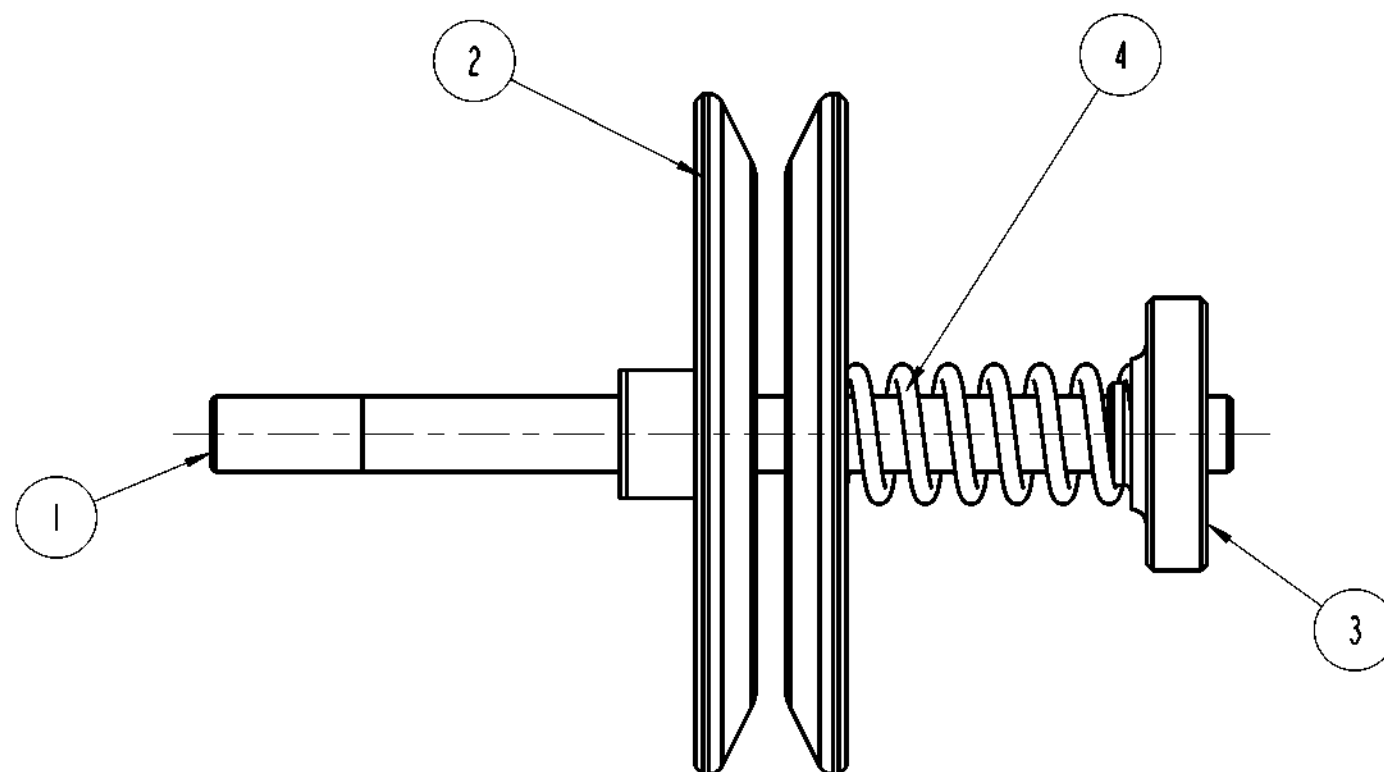
SECTION A-A



RYHOVAT PRIMO 0.8

NEKOTOVANE SRAZENI 0.5x45°

Roz. - Polot.		Ø 40x20				Prace	
		d		Mater.	12 040	Tr. odp	002
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrh		 TU v Liberci			
1,000		Kreslil	Elstner				
C. seznam		Prochazka					
C. sestavy		Technolog					
Stary vylz.		Novosilz.					
Novy vylz.		Schvill		Nazev RYH_MATICE_M10 Cis. výtvaru NS1/1.12-3.4 Str 1 Rostl			
		Datum	09-May-06				

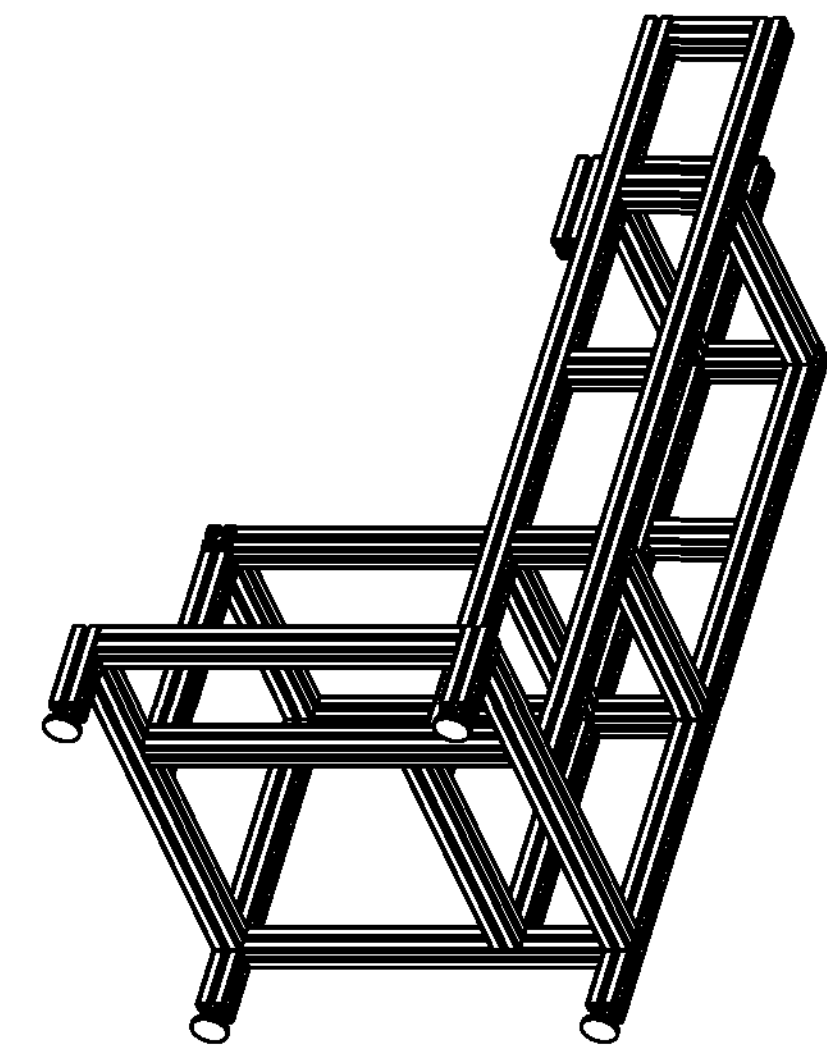
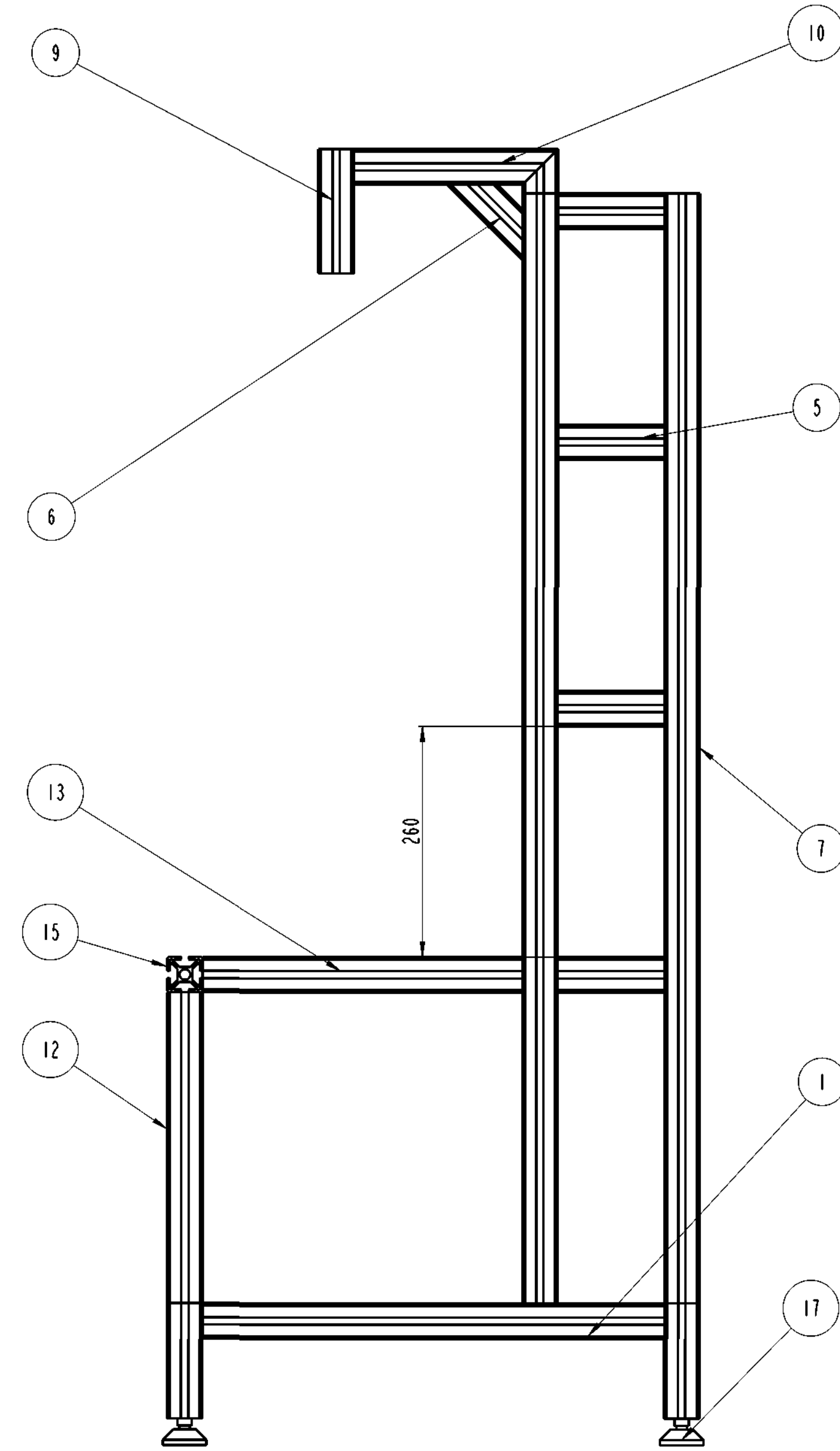
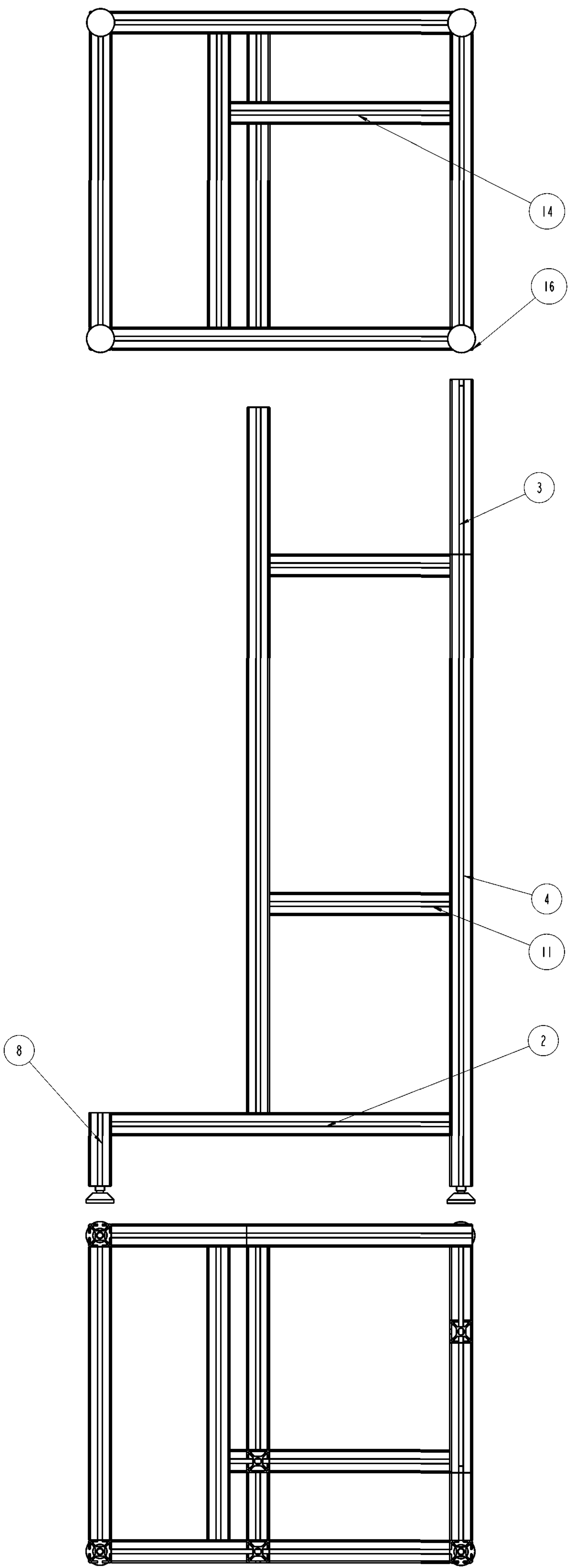


SCALE 1:2

4	TLAC_PRUZINA			1
				ks.
3	RYH_MATICE M10			1
	NS1/1.12-3.4	12 040		ks.
2	TALIR_BRZDY			2
	NS1/1.12-2.3	42 4250		ks.
1	OSA_BRZDY			1
	NS1/1.12-1.3	11 373		ks.
ODK.	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena		Datum	Index	Podpisy
Meritko 1:1	Pozn.	Navrh		
		Kreslil	Eltner	
		Prezkoušel		
C.seznamu		Technolog		
C.sestavy		Normaliz.		
Stary vykr.		Schválil		
Novy vykr.		Datum	02-May-08	

	TU v Liberci
Nazev	BRZDA
Typ	
Cis.vykresu	NS1/1.12.3
	List



SCALE 1:10

17	NOHA				4
16	AL_PROFIL40X480				ks.
15	AL_PROFIL40X400				1
14	AL_PROFIL40X390				ks.
13	AL_PROFIL40X360				1
12	AL_PROFIL40X350				ks.
11	AL_PROFIL40X320				1
10	AL_PROFIL40X230_ZKOS				4
9	AL_PROFIL40X140				ks.
8	AL_PROFIL40X130				1
7	AL_PROFIL40X1250				2
6	AL_PROFIL40X120_ZKOS				ks.
5	AL_PROFIL40X120				1
4	AL_PROFIL40X1120				ks.
3	AL_PROFIL40X1000_ZKOS				1
2	AL_PROFIL40X600				ks.
1	AL_PROFIL40X320				2
ODK	OZNACENI VYKRES	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA		ks.

Imena

Podp.

Index

Podpis

Horstko

1:5

C. sochoma

C. sochovy

Starý vykr.

Nový vykr.

Horstko

Kreslil

Preziosoel

Technolog

Normaliz.

Schneidli

Datum

Horstko

Elstner

28-Dec-07

TU v Liberci

RAM

NS1/1.13.1

Typ

Cis. vykrase