



**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

Studijní program: Strojní inženýrství
Číslo studijního programu: B0715A270013
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

LIS NA PELETY

Bakalářská práce

Autor práce: Jan Hošek
Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan HOŠEK**
Osobní číslo: **S20B0136P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Lis na pelety**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je provést rešerši na téma peletovací lisu. Vypracovat konstrukční návrh peletovacího lisu o výkonu do 5 kW.

Základní technické údaje:

Tecnické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

- Vypracování rešerše na téma peletovací lisu.
- Návrh variantních konstrukcí peletovacího lisu a výběr optimální.
- Návrh a kontrola konstrukčního řešení zvolené varianty lisu.
- Vypracování výkresové dokumentace v zadaném rozsahu.

Konzultant: doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. Příručka strojího inženýra: obecné strojí části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
[2] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce : vysokoškolská učebnice. 2., opr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.
[3] Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2024**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za vstřícný a profesionální přístup, odbornou pomoc, ochotu a cenné rady při zpracování mé bakalářské práce. Taktéž děkuji ostatním pedagogům a přátelům za významné rady a připomínky při psaní kvalifikační práce.

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je zkonstruovat lis na pelety o malém výkonu, určený zejména k provozu v domácím prostředí.

První část se zabývá rešerší peletovacích lisů jako takových. Nejprve je vysvětlena charakteristika a problematika pelet, autor zde popisuje, jaká je vhodná surovina pro výrobu pelet, taktéž se zaměřuje na provozní charakteristiky typického lisu.

Druhá část práce se již zaměřuje na samotnou konstrukci lisu. Značné úsilí je věnováno teorii, zabývající se vznikem a působením sil od lisované suroviny, tato část je zcela zásadní pro kvalitní návrh součástí lisu. Autor dále popisuje, jak daný výkon motoru ovlivňuje lisovací parametry. Při samotném konstruování je taktéž myšleno na bezpečnost obsluhy a též na snadný transport zařízení.

Klíčová slova

Lis; Lis na pelety; Peletovací lis; Matrice; Rolna

Abstract

The aim of this bachelor's thesis is to construct a pellet press with a small power, intended especially for operation in a domestic environment.

The first part deals with the research of pellet presses as such. First, the characteristics and problems of pellets are explained, the author describes the suitable raw material for the production of pellets and also focuses on the operating characteristics of a typical press.

The second part of the work already focuses on the design of the press. Considerable effort is devoted to the theory dealing with the origin and action of forces from pressed raw materials, this part is absolutely essential for the quality design of press components. The author goes on to describe how the given engine power pressing parameters. During the construction itself, the safety of the operator is also taken into account, as well as easy transport equipment.

Key words

Press; Pellet press; Pellet mill; Matrix; Roll

Obsah

1.	Úvod.....	13
2.	Peleta	14
2.1	Co to vlastně je peleta?	14
2.2	Charakteristické znaky a výhody pelet	14
2.3	Rozdělení pelet.....	15
2.3.1	Dřevěné pelety.....	15
2.3.2	Agropelety.....	15
2.4	Proces výroby pelet	15
2.4.1	V průmyslovém prostředí.....	15
2.4.2	V domácím prostředí.....	17
3.	Stroje pro výrobu pelet	17
3.1	Lisy s prstencovou maticí	17
3.1.1	Jak lis s prstencovou maticí funguje.....	18
3.1.2	Dvě varianty lisu s prstencovou maticí	18
3.1.3	Výhody a nevýhody lisu s prstencovou maticí	20
3.2	Lisy s plochou maticí	20
3.2.1	Popis zařízení	20
3.2.2	Jak lis s plochou maticí funguje.....	21
3.2.3	Dvě varianty lisů s plochou maticí.....	22
3.2.4	Výhody a nevýhody lisu s plochou maticí	23
3.3	Vybrané lisy a jejich základní parametry	24
4.	Parametry potřebné pro návrh peletovacího lisu	25
4.1	Tlaky působící od lisovaného materiálu.....	25
4.2	Dělení procesu vlastní peletizace	27
4.3	Spotřeba energie při procesu peletizace	27
4.4	Vliv vlhkosti.....	28
4.5	Vliv teploty	28
4.6	Vliv velikosti částic	28
4.7	Vliv rozměrů lisovacího kanálu	28
4.8	Vliv peletizačního tlaku.....	29

4.9	Rychlost otáčení prstencové matrice	30
4.10	Koncepce pohonu.....	30
4.11	Působení sil na rolnu a matici	32
4.12	Další konstrukční poznatky	34
5.	Stanovení síly	34
5.1	Stanovení plochy matrice	34
5.2	Stanovení síly působící na rolnu	36
6.	Volba konceptu lisu.....	44
6.1	Volba typu lisu	44
6.2	Volba konceptu převodové skříně.....	44
6.2.1	Alternativy převodového mechanismu	45
6.2.2	Vyhodnocení volby konceptu převodové skříně	46
7.	Vlastní výpočty lisu.....	48
7.1	Výpočet pohonu a reduktoru	48
7.1.1	Volba motoru	48
7.1.2	Výpočet ozubených řemenů	48
7.2	Výpočet dílů přenášející kroutící moment.....	49
7.2.1	Výpočet per.....	49
7.2.2	Výpočet střížného kolíku	50
7.2.3	Výpočet hřídelů.....	52
7.3	Výpočet osy nesoucí rolny.....	58
7.4	Návrh vhodných ložisek.....	60
7.4.1	Ložiska na druhém hřídeli	60
7.4.2	Ložiska na třetí hřídeli	62
7.4.3	Ložiska na ose nesoucí rolny	63
7.5	Výpočet dalších konstrukčních prvků	64
7.5.1	Výpočet štelovacích šroubů	64
8.	Pohledy na zkonstruovaný lis	66
9.	Závěr	69
10.	Použité zdroje	70

Seznam obrázků

Obr. 1 Pelety [1].....	14
Obr. 2 Technologický postup výroby pelet [5]	16
Obr. 3 Vertikální typ lisu s prstencovou maticí [6].....	18
Obr. 4 Horizontální provedení lisu s prstencovou maticí [6]	19
Obr. 5 Samotná výroba pelet na lisu s prstencovou maticí horizontálního typu [7].....	19
Obr. 6 Schéma funkce lisu ve vertikálním provedení [8].....	20
Obr. 8 Lis s kruhovou maticí – popis [9]	21
Obr. 9 Technologie vzniku pelety na lisu s plochou maticí [9].....	22
Obr. 10 Otáčí se matrice kolem osy hlavní hřídele, rolny se otáčejí jen kolem své osy [9]	22
Obr. 11 Rolny se otáčejí kolem osy hlavní hřídele a zároveň kolem své osy [9].....	23
Obr. 12 Znázornění lisovacích tlaků při peletizaci.....	25
Obr. 13 Diagram závislosti lisovacího tlaku na poměru c [11].....	26
Obr. 14 Ilustrace procesu peletizace. [11]	27
Obr. 15 Kvalita pelet při různých tlacích 1/2 [12].....	29
Obr. 16 Kvalita pelet při různých tlacích 2/2 [12].....	29
Obr. 17 Schéma umístění převodovky a motoru v lisu	30
Obr. 18 Pracovní oblasti prstencové matrice [13]	32
Obr. 19 Klín suroviny [13]	32
Obr. 20 Vliv skluzové/tangenciální/ síly v lisu [13]	33
Obr. 21 Šnekový dopravník (vlevo) [9].....	33
Obr. 22 Vnitřní kružnice matrice [14]	35
Obr. 23 Plocha matrice ku výkonu	36
Obr. 24 Rovnováha sil a lis v pohledu shora	37
Obr. 25 Schéma rovnováhy sil na rolně v pohledu ze strany	38
Obr. 26 Ověření velikosti silového úhlu	40
Obr. 27 Určení velikosti síly působící na rolnu	41
Obr. 28 Volba konceptu převodové skříně – tabulka.....	46
Obr. 29 Volba konceptu převodové skříně – vyhodnocení	47
Obr. 30 Rozklad a určení sil na druhém hřídeli – menší řemenice.....	54
Obr. 31 Rozklad a určení sil na druhém hřídeli – větší řemenice.....	56

Obr. 32 Znárodnění sil na druhé hříděli.....	58
Obr. 33 Zobrazení třetí hříděle	58
Obr. 34 Znárodnění lis působící na osu roln	59
Obr. 35 Uložení 2. hříděle	60
Obr. 36 Uložení 3. hříděle	62
Obr. 37 Uložení roln.....	63
Obr. 38 Pohled na lis 1/2	66
Obr. 39 Pohled na lis 2/2.....	66
Obr. 40 Pohled na lis v řezu	67
Obr. 41 Pohled na rolny.....	67
Obr. 42 Pohled na řemeny.....	68
Obr. 43 Technická data motoru 1/3.....	72
Obr. 44 Technická data motoru 2/3.....	73
Obr. 45 Technická data motoru 3/3.....	73
Obr. 46 Výpočet prvního stupně reduktoru 1/4	74
Obr. 47 Výpočet prvního stupně reduktoru 2/4	75
Obr. 48 Výpočet prvního stupně reduktoru 3/4	76
Obr. 49 Výpočet prvního stupně reduktoru 4/4	76
Obr. 50 Výpočet druhého stupně reduktoru 1/4.....	77
Obr. 51 Výpočet druhého stupně reduktoru 2/4.....	77
Obr. 52 Výpočet druhého stupně reduktoru 3/4	78
Obr. 53 Výpočet druhého stupně reduktoru 4/4	78
Obr. 54 Data výpočtu druhé hříděle 1/4.....	79
Obr. 55 Data výpočtu druhé hříděle 2/4.....	79
Obr. 56 Data výpočtu druhé hříděle 3/4.....	79
Obr. 57 Data výpočtu druhé hříděle 4/4.....	80
Obr. 58 Data výpočtu třetí hříděle 1/5.....	80
Obr. 59 Data výpočtu třetí hříděle 2/5.....	80
Obr. 60 Data výpočtu třetí hříděle 3/5.....	81
Obr. 61 Data výpočtu třetí hříděle 4/5.....	81
Obr. 62 Data výpočtu třetí hříděle 5/5.....	81
Obr. 63 Data výpočtu osy nesoucí rolny 1/6.....	82

Obr. 64 Data výpočtu osy nesoucí rolny 2/6	82
Obr. 65 Data výpočtu osy nesoucí rolny 3/6	82
Obr. 66 Data výpočtu osy nesoucí rolny 4/6	82
Obr. 67 Data výpočtu osy nesoucí rolny 5/6	83
Obr. 68 Data výpočtu osy nesoucí rolny 6/6	83

Seznam tabulek

Tab. 4-1 Výpočet plochy matrice ku výkonu	35
Tab. 4-2 Číselný výpočet síly působící na surovinu	42
Tab. 4-3 Ověření velikosti silového úhlu	43
Tab. 4-4 Určení výsledné síly působící na rolnu	43
Tab. 5-1 Alternativy řešení převodového mechanismu	45
Tab. 6-1 Stanovení převodového poměru reduktoru	48
Tab. 6-2 Výpočet prvního stupně reduktoru.....	48
Tab. 6-3 Výpočet druhého stupně reduktoru	48
Tab. 6-4 Pero na motoru.....	49
Tab. 6-5 Pero na třetí hřídeli u řemenice.....	50
Tab. 6-6 Pero na třetí hřídeli u matrice.....	50
Tab. 6-7 Výpočet střižného kolíku.....	51
Tab. 6-8 Souhrnná data o hřídelích.....	52
Tab. 6-9 Výpočty orientačních průměrů hřídelí	52
Tab. 6-10 Určení velikosti síly působící na ložisko v rolně.....	59
Tab. 6-11 Volba ložisek na druhé hřídeli	60
Tab. 6-12 Výpočet ložisek na třetí hřídeli.....	63
Tab. 6-13 Volba ložisek na ose nesoucí rolny.....	64
Tab. 6-14 Výpočet štelovacích šroubů	65

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
FST	Fakulta strojní
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
PTO	Vývodová hřídel (např. traktoru)
Angl.	V anglickém jazyce
HP	Horse Power – výkon o síle jednoho koně
Hz	Hertz – jednotka frekvence

1. Úvod

V bakalářské práci bude vypracován konstrukční návrh celku a hlavních komponent „Lisu na pelety“. Lis na pelety je navržen pro malý výkon – zadáno cca 5 kW. Takový lis je vhodný pro domácí užití pro peletování dřevěných pilin pro jejich spalování v kamnech nebo pro peletování krmných směsí pro domácí zvířata.

Úvodní část práce bude věnována rešerši, zde bude vysvětleno, co to je peleta, jaké jsou její hlavní charakteristiky, výhody a nevýhody. Dále bude vysvětlena samotná výroba pelet a vhodné parametry suroviny, která je určena pro výrobu pelet. Rešerše se také bude zabírat peletovacími lisami, popíše jejich nejčastější typy a jejich typické parametry. Budou zde popsány role a matrice a další nezbytné součásti pro dobrou funkci lisu.

Dále bude práce zaměřena na síly a momenty důležité při samotném lisování. Zde autor rozvede teorii zabírající se vznikem sil od lisované suroviny, popíše, jak by dané síly mohly působit. Budou zde vytvořeny vztahy podložené nakreslenými schémata. V samotném závěru kapitoly provede vlastní výpočet pro daný výkon pohonu lisu. Vypočítané hodnoty budou nezbytnou součástí pro kvalitní návrh strojních komponent, zejména hřídelů, ložisek, těsných per apod.

Další část práce je zaměřena na volbu konceptů lisu, který zde bude konstruován. Zvolí celkové uspořádání lisu a vhodnou převodovku/reduktor. Poslední část práce bude zaměřena na samotnou konstrukci lisu, autor vypočítá zvolený převodový mechanismus. Určí síly a momenty působící na hřídele a vypočítá reakce na jejich podpory/uložení. Zvolí vhodné uložení rotačních komponent. Dále navrhne vhodné typy ložisek a stanoví velikost ložisek odpovídající zvolené životnosti. Napočítá spoje přenášející krut mezi rotačními prvky – zejména těsná pera. Navrhne ostatní komponenty. Lis vymodeluje v softwaru AUTODESK Inventor 2024.

Konstrukční část je vypracována s využitím studií nabitých znalostí, především pak ze základních předmětů, jakými jsou *Části a mechanismy strojů* nebo *Mechanika a Pružnost a pevnost*.

2. Peleta

2.1 Co to vlastně je peleta?

Peleta je určité množství suroviny, které se slisuje do obvykle válcového tvaru – válečku. Pelety mají využití jako náhrada fosilních paliv. Ovšem velkého využití také dosáhly v potravinářství a v živočišné výrobě, kde jsou využívány jako krmivo pro dobytek.



Obr. 1 Pelety [1]

Jejich hlavní předností je velmi dobrá manipulace, skladovatelnost a v neposlední řadě i možnost přesného dávkování. Díky těmto skvělým vlastnostem, je možné zavést poměrně vysokou míru automatizace. Příkladem může být automatický podavač pelet v kotli na pelety, kde je podavač – šnekový dopravník, který ze zásobníku dopravuje pelety na určené místo v předem stanovené dávce. Tato automatizace je schopna zajistit vysoké pohodlí uživateli. Velkého využití, jak již bylo řečeno, dosáhly pelety (též sbalky) také v podobě krmiva pro hospodářská zvířata. Výhodou je vysoká rozmanitost krmiva, která se může vyskytovat v jedné jediné peletě.

Topné pelety jsou brány jako ekologické palivo, jelikož obvykle vznikají z dřevního odpadu, zejména z dřevních pilin. Nicméně je nutné si uvědomit, že při spalování taktéž produkují oxid uhličitý a skleníkové plyny, avšak dřevěné pelety jsou stále považovány za čistší zdroj energie, než jsou fosilní paliva, zejména uhlí a zemní plyn.

2.2 Charakteristické znaky a výhody pelet

- Průměr pelety do 8 mm, délka pelety do 50 mm
- Narozdíl od fosilních paliv se jedná o obnovitelný zdroj energie pro vytápění
- Vysoká výhřevnost (do 18 MJ/kg)
- Nízký obsah vody (kolem 10 %)
- Nízké nároky na skladovací prostory dané vysokou objemovou hmotností
- Přijatelná cena za vyrobenou jednotku tepla v důsledku vysoké účinnosti
- Možnost automatizace procesů skladování
- Perspektivní standardní ekologické palivo [2]

2.3 Rozdělení pelet

2.3.1 Dřevěné pelety

- Pocházejí z čistého odpadního dřeva – piliny, hoblovačky
- Lisují se za vysokého tlaku bez pojiv, průměr granulí 6 až 8 mm, délka do 50 mm
- Vysoká výhřevnost, min. 16,5 MJ/kg
- Spalují se v automatických kotlích [3]

2.3.2 Agropelety

- Pelety otrubové – vyrábí se z otrub, což je vedlejší mlýnský produkt
- Pelety z řepkové slámy – vyrábí se ze slámy řepky olejky
- Pelety z obilné slámy – vyrábí se z celých zbytků rostlin obilí po sklizni
- Pelety slunečnicové – vyrábí se ze slupek semen slunečnic
- Pelety ze sena, rašeliny atd. [3]

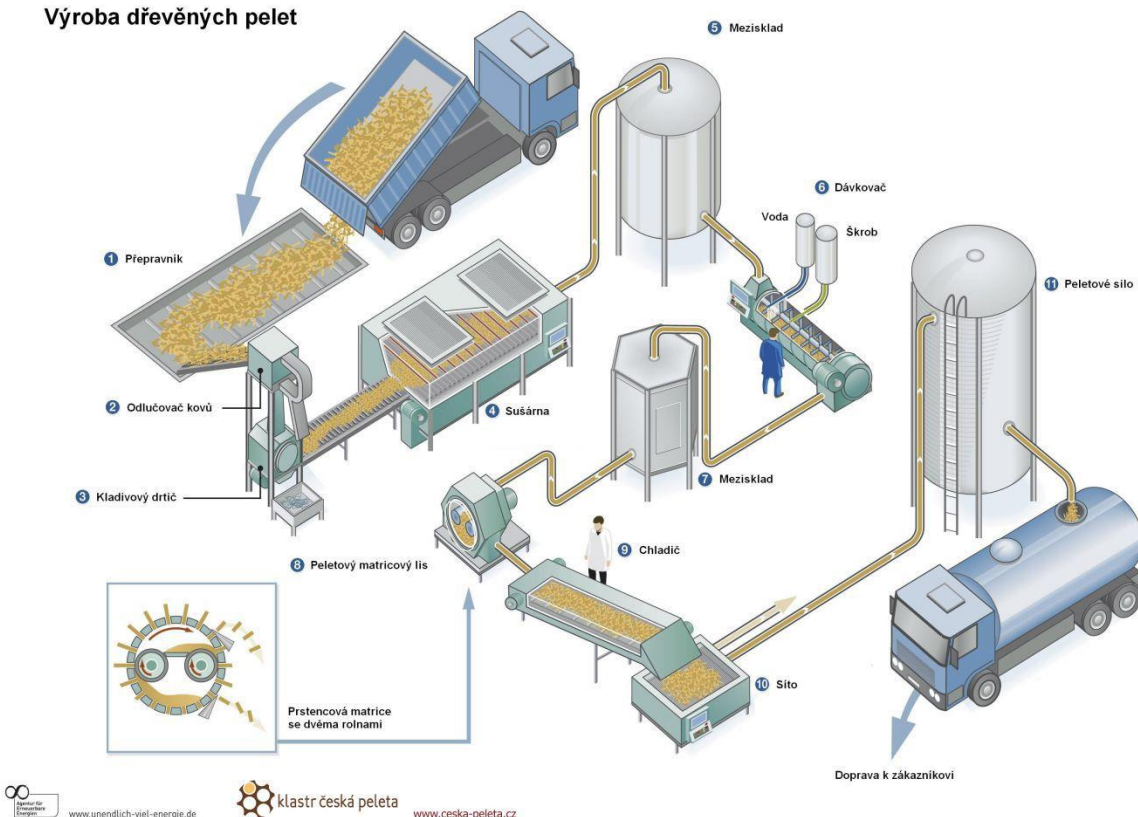
2.4 Proces výroby pelet

2.4.1 V průmyslovém prostředí

Technologický postup průmyslové výroby pelet (Obr. 2) je následující:

- Doprava materiálu na výrobní linku
- Odloučení kovů
- Mletí (drcení, pokud je to zapotřebí)
- Sušení suroviny (pokud je to zapotřebí)
- (Meziskladování)
- Míšení vody a škrobu
- (Meziskladování)
- Vlastní peletování v peletovacích lisech
- Chlazení
- Oddělení velikosti sbalků na sítu
- Skladování
- Balení
- Expedice [4]

Výroba dřevěných pelet



Obr. 2 Technologický postup výroby pelet [5]

Sušení – je nezbytné u všech druhů dřevních surovin, které mají vyšší obsah vody, než je pro peletování přípustné. Sušení jej snižuje na potřebných 12–14 %. Dodávané piliny (od katru) obsahují zpravidla až 50 % i více % vody. Sušení je energeticky náročný proces (až 5 MJ/kg odpařené vody), a tím také nákladné. Rekuperací tepla z odpařené vody (kondenzací) je možno náklady na sušení suroviny významně snížit. [4]

Mletí – drcení na kladivkových mlynech je nezbytné u surovin, která obsahuje větší kousky dřeva proto, aby byl získán homogenní, stejnozrný, jemný materiál. [4]

Peletování – jako nejdůležitější operace probíhá v peletovacích lisech. Pro vyšší výrobní výkony se využívají lisů s prstencovou maticí, pro nižší lisů s talířovou maticí. Surovina je před vstupem do velkých peletovacích lisů v takzvaném kondicionéru změkčena propařením (u menších lisů je ztropena vodou) a obsah vody je tak upraven na 11–14 %, přičemž se jedná výhradně o zvlhčení povrchu částic zpracovávané suroviny. Surovina se rovnoměrně přivádí do prostoru mezi maticí a rolnami a je jimi protlačována na druhou stranu matrice. Kondicionování suroviny snižuje tření a šetří energii při peletování. Na vnější straně matrice jsou nože, které odřezávají pelety na požadovanou délku. Do pracovního prostoru peletovacího lisu se surovina od kondicionéru přivádí výhradně šnekovým dávkovacím dopravníkem. [4]

Chlazení a skladování – na konci výrobní operace musí být pelety, (které mohou být až 90 °C teplé) zchlazeny. Bezprostřední zchlazení je nezbytné, neboť teprve potom získají pelety dostatečnou pevnost a odolnost proti odrolu (je výhodné využít vzniklé odpadové teplo pro rekuperaci např. pro předsušení suroviny). [4]

Balení a expedice – při expedici menšího množství, zejména pro uživatele lokálních kamen, se plní pelety do běžných pytlů do hmotnosti 25 kg. Při větším množství se dopravují většinou v cisternových automobilech o nosnosti cca 6-7 tun a pneumaticky dodávají odběrateli přímo do jeho skladu v blízkosti kotle nebo nad kotlem pro spalování pelet. Někdy se pelety dodávají na přání zákazníka v obřích vacích s hmotností až 1 tuna. [4]

Jakkoliv podle předchozího popisu vypadá výroba pelet jednoduše, ve skutečnosti se jedná při výrobě vysoce kvalitních pelet o velmi složitou technologii s hodnotným „Know-how“, kterou si každý výrobce chrání a která vyžaduje značné investice. [4]

2.4.2 V domácím prostředí

Jelikož existuje mnoho způsobů, jak vyrobit pelety, a jelikož je tato práce zaměřena na výrobní stroje pro pelety. Je zde stručné přiblížení výroby pelet v domácím prostředí pomocí peletovacího lisu. Pro výrobu dřevních pelet je nejlepší využívat tvrdé dřevo, jako je javor a dub. Sbalky z tvrdého dřeva dokážou v kotli vygenerovat více tepelné energie než pelety z měkkého dřeva.

V první řadě je nutno připravit surovinu, která bude zpracována, jedná se zejména o dřevní piliny, hobliny, případně odřezky. Důležité je, aby surovina byla v nadrcena na malé kousky, čím menší kousky budou, tím lépe bude probíhat lisování. Nutno zkontrolovat umístění správné velikosti matrice s dírami, kterou bude surovina protlačována. Pokud je vše správně nastaveno, předem připravenou surovinu nasypte do zásobníku lisovacího mlýnku. Během samotného lisovacího procesu je důležité sledovat, zda se stroj nehltí nebo nepřetěžuje. Slisované pelety je nutno ochladit, granulát poté můžeme skladovat v ideálně vzduchotěsných a voděodolných obalech.

3. Stroje pro výrobu pelet

3.1 Lisy s prstencovou maticí

Pro vyšší výrobní výkony se používají lisy s prstencovou (radiální) maticí (Obr. 3) s mnoha přesně vyrobenými otvory. Ve vnitřním prostoru matrice jsou umístěny na čepech v přesné vzdálenosti zpravidla dvě otáčivé rolny, kterými se zpracovávaná surovina otvory matrice protlačuje. Osy roln a matrice jsou rovnoběžné. Na vnější straně matrice je umístěný nůž (nože) ten upravuje délku vyrobených pelet [4].



Obr. 3 Vertikální typ lisu s prstencovou maticí [6]

3.1.1 Jak lis s prstencovou maticí funguje

Prstencový lis je napájen přímo připojeným motorem. Motor je s převodovkou spojen pomocí hřídelové spojky. Z převodovky je přenášen kroutící moment na rolny, které jsou umístěny uvnitř prstencové matrice. Surovina přiváděná do násypky ještě projde přes kondicionér, kde jsou mísená s párou. Tato úprava má za cíl zlepšit přilnavost suroviny a zvýšit rychlost tvarování. Následně je surovina přivedena do peletizační skříň. Působením odstředivé síly je rozmístěna na vnitřní straně prstencového průvluaku. Váleček vtlačí surovinu do otvorů na prstencové matici. Působením vysokých teplot a tlaků jsou způsobeny fyzikální a chemické změny suroviny. Po vytlačení suroviny z prstencové matrice vznikají pevné válcovité tyčinky. Tyčinky jsou následně zkráceny krájecím nožem, tím vznikne samostatný váleček – peleta. Poté pelety vypadnou ven přes výsypný otvor nacházející se pod prstencovou maticí.

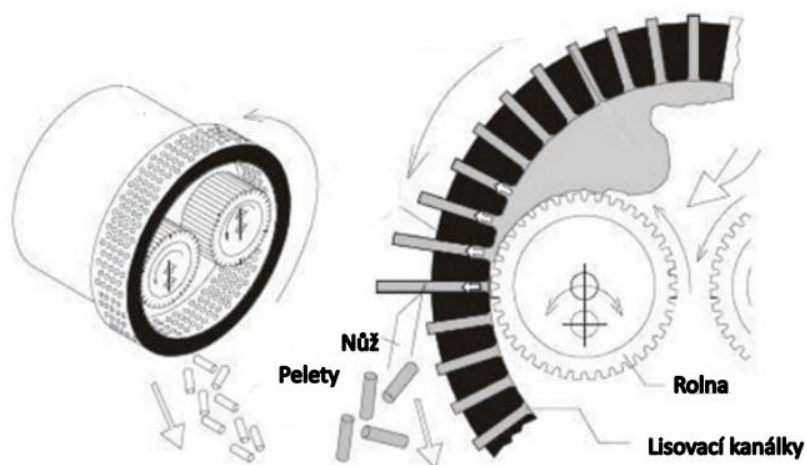
3.1.2 Dvě varianty lisu s prstencovou maticí

První varianta – horizontální typ

Prstencová matrice je u horizontálního lisu umístěna svisle – hlavní hřídel je tedy uložena horizontálně. Suroviny, které projdou kondicionérem jsou přiváděny do prstencové matrice horizontálně pomocí nuceného podavače. Surovina je dopravována k prstencové matici pomocí šnekového podavače. Otáčky prstencové matrice dosahují rychlosti 200 ot/min, ale mohou být i vyšší.



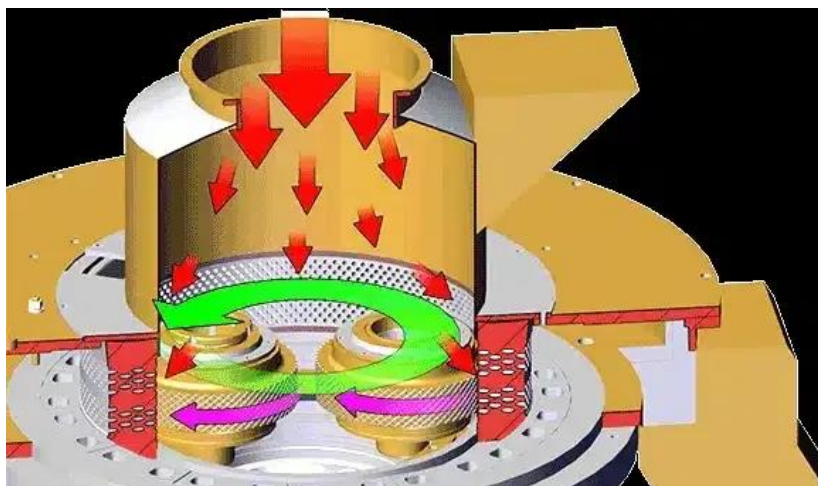
Obr. 4 Horizontální provedení lisu s prstencovou maticí [6]



Obr. 5 Samotná výroba pelet na lisu s prstencovou maticí horizontálního typu [7]

Druhá varianta – vertikální typ

Zde je prstencová matrice umístěna vodorovně tzn. že hlavní hřídel je uložena vertikálně. Plnicí násypka je instalována přímo nad prstencovou maticí, takže suroviny mohou padat přímo do prstencové matrice. V této variantě zařízení se otáčí jak rolny, tak i samotná prstencová matrice. Je zde vytvářena odstředivá síla, která rovnoměrně rozděljuje surovinu. Otáčky prstencové matrice jsou obvykle kolem 75 ot/min.



Obr. 6 Schéma funkce lisu ve vertikálním provedení [8]

3.1.3 Výhody a nevýhody lisu s prstencovou maticí

- Vysoká kapacita lisu – 800 kg až 20 tun za hodinu
- Jelikož je zde vysoká produktivita práce, spotřeba energie je poměrně malá
- Menší otěr mezi rolnou a maticí
- Tlak mezi maticí a rolkami je nižší
- Náročnější kontrola nastavení správnosti vůle mezi maticí a rolkami
- Složitější konstrukce
- Je větší a těžší – hůře se přemísťuje
- Vyšší pořizovací náklady

3.2 Lisy s plochou maticí

Pro nižší výkony se používají peletovací lisy s plochou talířovou maticí s vertikálním středovým čepem, na které se odvalují 2–4 rolky se stejnou protlačovací funkcí. Pořizovací cena tohoto typu je nižší.

Vzdálenost mezi rolkami a maticemi musí být přesně seřízena, protože otáčení rolky je vyvozováno pouze třením mezi maticí, lisovanou surovinou a rolkou. Matice je vybavena patřičným počtem přesně vyvrtaných otvorů, jejichž průměr odpovídá požadovanému průměru vyráběných pelet. Hloubka otvorů je mezi 30–40 mm. Na tomto typu lisu se pelety nejčastěji vyrábějí s průměrem 6 nebo 8 mm a délkou od 10 do 30 mm [4].

3.2.1 Popis zařízení

Lis je tvořen z těchto částí (viz. Obr. 7):

- Násypka
- Horní skříň
- Výsypka
- Vřetenová skříň

- Převodovka
- Převodová hřídel
- Elektrická ovládací skříň
- Elektromotor
- Základna motoru
- Kolečka atd.



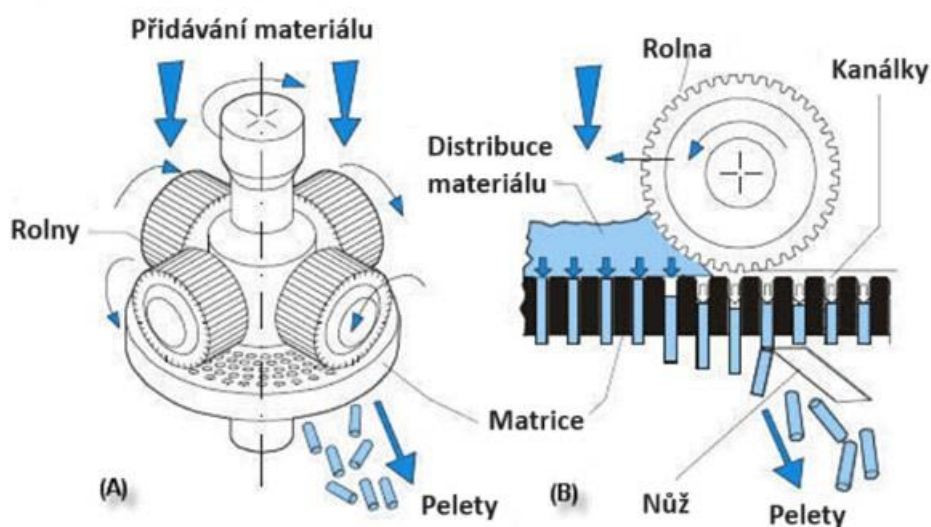
Obr. 7 Lis s kruhovou maticí – popis [9]

Elektromotor může být nahrazen jak naftovým, tak i benzínovým spalovacím motorem, popřípadě nahonem na vývodovou hřídel (PTO).

Peletizační částí peletovacího stroje s plochou maticí jsou lisovací válce (rolny) a plochá matrice. Matrice a rolny jsou instalovány v horní skříni. Rolny se odvalují po ploché matici a jsou spojeny pomocí hřídele. Matrice je upevněna na centrální vertikální hřídel. Počet rolny může být od dvou do čtyřech, každá rolna má na povrchu udělané drážky. Rolny a plochá matrice jsou vyrobeny z vysoce legované oceli, jejíž tvrdost je 55–60 HRC. Vůle mezi rolnami a plochou maticí by měla být v rozmezí 0,1–0,3 mm záleží na typu zpracovávané suroviny. Obvyklá varianta ustavování vůle je stavěcími maticemi (případně štelovacími šrouby) umístěnými z boku horní skříně. Další méně častá varianta je ustavování vůle pomocí centrální matice umístěné na hlavní svislé hřídeli.

3.2.2 Jak lis s plochou maticí funguje

Surovina, která je vkládána do násypky, dopadá na plochou matici. Při spuštění lisu je točivý moment přiváděn od motoru do převodovky. Převodovka redukuje otáčky motoru a přivádí krouticí moment na hlavní svislou hřídel, na tuto hřídel je připevněna matrice. Surovina je pomocí otáčejících se rolny vtlačována za velkého tlaku do otvorů v ploché matici. Jakmile je surovina protlačena maticí, již zůstává soudržná. Vytlačovaná surovina má tvar malého válečku – pelety. Jelikož velké tření mezi rolnou a maticí vytváří vysoký tlak, lisovaná surovina se zahřívá na více jak 80°C. Zahřátím dojde ke změknutí vláken a uvolnění ligninu, obojí zvyšuje přilnavost suroviny. Průměr vzniklých pelet je určen velikostí otvorů v matici, délka je určena krájecím nožem umístěným pod plochou maticí. Poloha krájecího nože je nastavitelná, tudíž je možno ovlivnit délku pelety. Následně pelety padají na výsypku a dále do sběrných nádob.



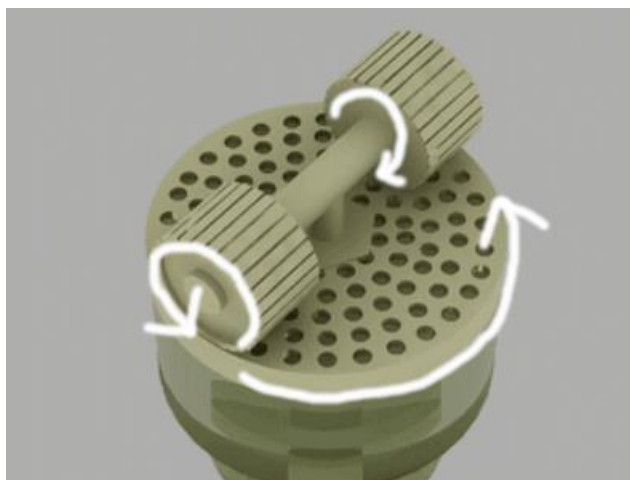
Stavba a pracovní princip lisu s plochou maticí

Obr. 8 Technologie vzniku pelety na lisu s plochou maticí [9]

3.2.3 Dvě varianty lisů s plochou maticí

První varianta

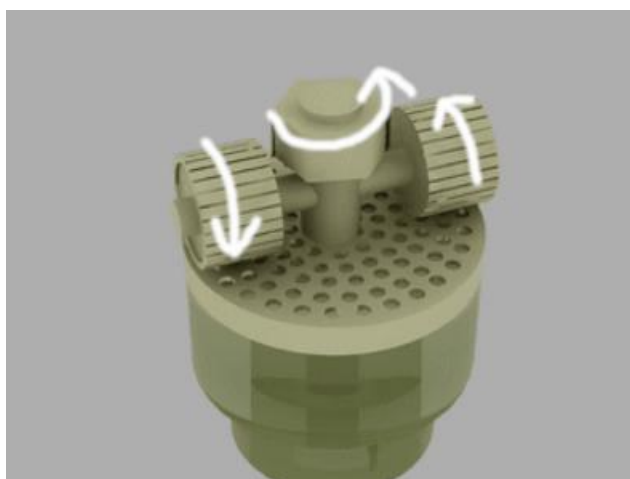
Plochá matrice, která je upevněna k hlavní svislé hřídeli se otáčí. Rolny nacházející se na matici se otáčejí pouze kolem své vlastní osy. Tento typ má vyšší kapacitu, ovšem jsou zde náročnější požadavky na převodovku.



Obr. 9 Otáčí se matrice kolem osy hlavní hřídele, rolny se otáčejí jen kolem své osy [9]

Druhá varianta

Plochá matrice se nijak nepohybuje. Rolny jsou přes hřídele nainstalovány na hlavní svislé hřídeli a ta se otáčí. Takže rolny rotují kolem osy hlavní hřídele a zároveň kolem své vlastní osy. Tento typ lisu je obvykle menší, tudíž i lépe přenosný. Obvyklá cena je také o něco menší než u první varianty.



Obr. 10 Rolny se otáčejí kolem osy hlavní hřídele a zároveň kolem své osy [9]

3.2.4 Výhody a nevýhody lisu s plochou maticí

- Jednoduchá konstrukce
- Lis je malý, relativně lehký a dobře přenosný
- Nižší pořizovací cena
- Jednoduše se kontroluje peletizace suroviny, lze tedy včas vyřešit vznikající problémy
- Matrice se více opotřebovávají, je tedy nutná častá výměna
- Válcové rolny po matici klouzají a otírají se (možnost vyřešit použitím kuželových rolen)
- Kontaktní plocha rolny a matrice je menší než u lisů s prstencovou maticí – nižší výrobní kapacita

3.3 Vybrané lisy a jejich základní parametry



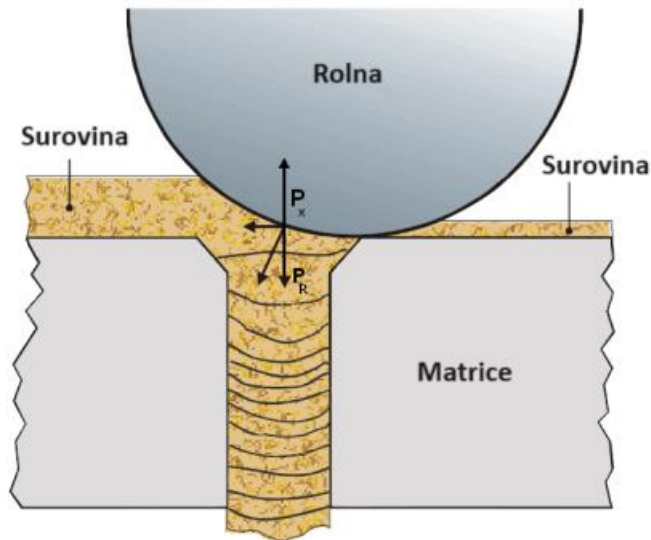
typ:	ZLSP-D 150B	ZLSP-D 150C	ZLSP-D 230A	ZLSP-150Q	ZLSP-D 230P	ZLSP-R 400B	ZLSP-R 300A	AGF-225E
základní informace:	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	www.biofuelmachines.com	https://agrofortel.cz/
výkon:	5,5kW	5,5kW	22 HP	7.5HP	≥22 HP	30 kW	41 HP	7,5 kW
max výkon kg/hod:	50-100	60-110	120-200	90-120	120-200	350-450	250-350	150
průměr matrice v mm:	-	-	-	-	-	-	-	230
typ matrice:	Matrice se otáčí	Matrice se otáčí	Matrice se otáčí	Matrice se otáčí	Matrice se otáčí	Matrice se neotáčí	Matrice se neotáčí	-
hmotnost v kg:	95/110	105/125	280/310	180/220	175/200	770/810	850/890	250
cena vč.DPH:	-	-	-	-	-	-	-	92 000
rozměry: ¹	800x450x700 mm	1000x480x780 mm	1560x850x1100 mm	1000x500x750 mm	1000x540x1020 mm	1400x800x1450 mm	1100x700x2480 mm	-

¹ V zabaleném stavu.

4. Parametry potřebné pro návrh peletovacího lisu

4.1 Tlaky působící od lisovaného materiálu

Samotný peletovací proces probíhá v tzv. lisovacím kanálu peletovacího lisu. Lisovací kanály mají kruhový tvar, tyto kanály, nebo také štěrby se nacházejí v matrici. Rolny, které jsou umístěny v těsné blízkosti matrice, stlačují lisovací surovinu/biomasu do lisovacích kanálů pokaždé, když rolna projede nad lisovacím kanálem (viz. Obr. 11 Znárodnění lisovacích tlaků při peletizaci).



Obr. 11 Znárodnění lisovacích tlaků při peletizaci

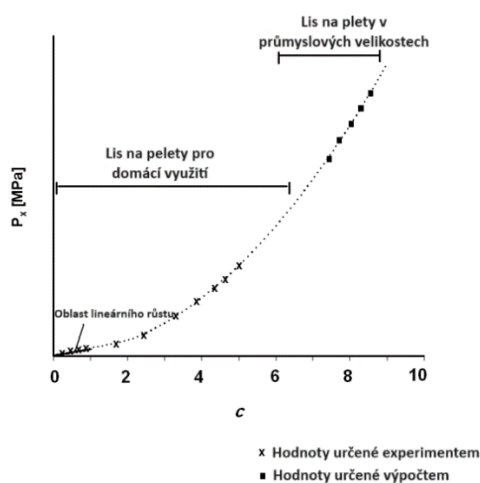
Studie [10] ukazuje, že jeden z největších faktorů, který ovlivňuje velikost tlaku p_x je poměr stran vyjádřený koeficientem c , který určuje poměr mezi délkou lisovacího kanálu a jeho průměrem. Tlak vyvíjený rolkami p_R směřuje opačně než tlak vznikající v lisovacím kanálu p_x . Pokud budeme předpokládat ustálený stav, jsou oba tlaky (p_x a p_R) v rovnováze. p_R je omezena v určitém rozsahu, který je dán velikostí a výkonem lisu, resp. výkonem motoru. Když p_x přesáhne tento rozsah, lisovací kanály lisu se zablokují, protože válce nebudou schopny vyvinout potřebný tlak k protlačení suroviny skrze kanály. Optimální velikost p_x je tedy kompromisem mezi nezbytným tlakem pro výrobu kvalitních pelet a spotřebou energie peletovacího lisu. Je nutno podotknout, že vysoký tlak p_x zvyšuje riziko vzniku požárů v důsledku nadměrného vývinu tepla způsobeného třením, a také energetické spotřeby lisu na pelety.

Dle studie [10], která studovala síly působící v lisovacím kanálu, hlavní síla působící na surovinu v lisovacím kanálu, je třecí síla mezi stěnou kanálu a lisovanou surovinou. Musíme ovšem předpokládat, že surovina je ortotropní materiál, kde jsou vlákna vyrovnána kolmo ke směru lisovacího kanálu. Surovina je rovněž elastická. Zvýšení tlaku v lisovací kanálu peletovacího lisu (p_x) lze popsat jako funkci koeficientu tření (μ), Poissonovy konstanty (ν), délky lisovacího kanálu (x) a jeho poloměru (r). Vlákna se při působení radiálního tlaku (p_R) elasticky deformují a tento tlak vede k podélnému protažení vláken (tzv. Poissonův jev). Jelikož stěny kanálu jsou pevné, převádí se příčný tlak na stěny lisovacího kanálu, což má za následek vznik tření. Tření způsobuje vznik tzv. protitlaku, který je při podmínce ustáleného stavu v rovnováze s opačně orientovaným tlakem vyvíjeným válečkou. Tlak je vyjádřen v následující rovnici:

$$p_x = \frac{p_{NO}}{v_{LR}} \left(e^{\frac{2\mu v_{LR} x}{r}} - 1 \right) \quad (4.1)$$

- p_x je tlak v lisovacím kanálu peletovacího lisu
- p_{NO} je tlak v lisovacím kanálu peletovacího lisu
- v_{LR} je Poissonova konstanta
- μ koeficient tření
- x je délka lisovacího kanálu
- r je poloměr lisovacího kanálu

Ověření tohoto modelu, resp. této rovnice proběhlo na peletovacím lisu. Model byl dále optimalizován tak, aby jej bylo možné použít k rychlému testování peletizačních procesů, při experimentování s novým typem suroviny. Studie umožňuje výrobcům pelet odhadnout peletizační chování nových typů surovin provedením několika testů pouze za použití jediného lisu na pelety. Data z těchto testů v kombinaci s prezentovaným modelem lze použít k odhadu klíčových procesních parametrů pro produkční lis na pelety, tj. stanovení optimální délky lisovacího kanálu a obsahu vlhkosti. Toto vše může snížit čas i náklady na vývoj a optimalizaci procesů.

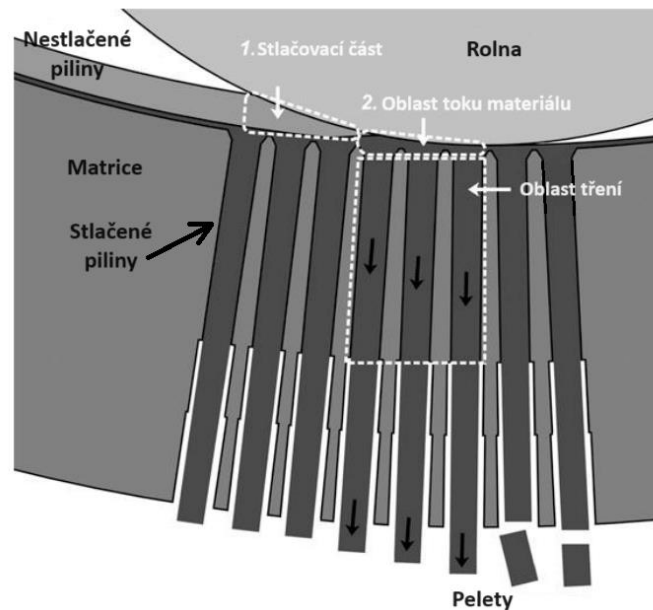


Obr. 12 Diagram závislosti lisovacího tlaku na poměru c [11]

Obr. 12 - schématický diagram znázorňující, jak může testování s jednou jednotkou lisu na pelety v kombinaci s modelováním předpovědět výkon lisu. p_x je nárůst tlaku v lisovacím kanálu a c je poměr rozměru kanálu, tedy poměr délky a průměru kanálu. Zkoušky lisování na jednotlivé pelety byly provedeny pro poměry stran mezi 0,1 až 5. Model byl použit k odhadu tlaků, které se pravděpodobně vyskytnou v lisech s vyššími poměry stran (mezi 8 až 10). [11]

4.2 Dělení procesu vlastní peletizace

Proces peletizace můžeme dělit na tři různé složky, které dohromady vytváří celkovou spotřebu energie procesu. Těmito složkami je stlačování, tok materiálu a tření (viz. studie [11]). Pokaždé když se rolna přiblíží k povrchu matrice, surovina (v tomto případě dřevní piliny) je stlačena a je vytvořena dočasná vrstva na povrchu matrice (stlačovací část). Složka toku materiálu představuje energii potřebnou ke vtlačení již tak stlačené vrstvy do lisovacích kanálů. Složka tření představuje energii potřebnou ke stlačení biomasy v kanálech. Celkovou energii potřebnou pro tyto tři složky můžeme stanovit experimentálně pro různé parametry procesu a pro různé suroviny. Výsledná data nám mohou poskytnout odhad energetické spotřeby procesu peletizace, který lze využít pro návrh a optimalizaci výrobního procesu.



Obr. 13 Ilustrace procesu peletizace. [11]

Pozn. k Obr. 13 spodní část lisovacích kanálů není součástí peletizace.

4.3 Spotřeba energie při procesu peletizace

Nejprve je potřebné si uvědomit, že velikost produkce pelet a množství dodané elektrické energie silně koreluje s typem vstupní suroviny a podmínkami zpracování, jako je velikost částí lisované suroviny a jeho vlhkost. Testované suroviny zkoumané ve studii [11] byly piliny, osikové dřevo, douglaska a tuhý komunální odpad. Průměrná elektrická energie, která byla potřebná k peletizaci biomasy byla mezi 16 a 49 kWh/t. Po mnoha experimentech se došlo k závěru, že velká část energie vstupující do procesu je spotřebována k „proudění“ biomasy do vstupů lisovacích kanálů, tato část je definovaná jako tzv. složka toku (viz. Obr. 13).

4.4 Vliv vlhkosti

Surovina ve studii [11] byla testována při různých úrovních obsahu vlhkosti a byl analyzován její vliv na kvalitu pelet. Bylo zjištěno, že optimální obsah vlhkosti je u dřevin v oblasti mezi 5 až 10 %, zatímco testy u zemědělských produktů (zejména trav) ukázaly ideální obsah vlhkosti o něco vyšší – v rozmezí mezi 10 až 20 %. Pokud se podíváme na vstupní suroviny jednotlivě, je možné konstatovat, že pro buk je optimální obsah vlhkosti 6 až 10 %, pro smrk 10 % a pro borovici 6 až 8 %. Pro blíže neurčenou slámu byl optimální obsah vlhkosti určen mezi 10 až 15 %, konkrétněji pro slámu z ječmene mezi 19 až 23 %, pro pšeničnou slámu přibližně 15 % a pro kukuřičnou slámu 10 %. Ukázalo se, že zvýšení obsahu vlhkosti nad optimální úroveň má negativní vliv na mechanické vlastnosti pelety, taktéž vede ke snížení hustoty vyrobené pelety.

4.5 Vliv teploty

Teplota vzniká během peletizace v důsledku tření mezi surovinou a lisovacími kanály lisu. Bylo zjištěno, že teplota matrice lisu za stabilních podmínek je asi 90 °C, zatímco teplota pelety opouštějící kanál lisu byla jen asi 70°C. K rapidnímu ochlazení pelety tedy dochází, jakmile peleta opouští lisovací kanál.

Hustota pelet se zvyšuje s rostoucí teplotou, ovšem pouze do cca 90 °C, další nárůst teplot již nevede ke zvyšování hustoty pelety.

Dále ve studii [11] bylo zjištěno, že rostoucí teplota matrice snižuje tření vznikající na stěnách lisovacích kanálů a tím se i snižuje potřebná energie pro lisování. Je to pravděpodobně z důvodu, že u dřeva se vlivem vyšších teplot dostává na povrch pelety talový olej (též známý jako tekutá pryskyřice nebo borovicový olej), který má dobré mazací účinky.

4.6 Vliv velikosti částic

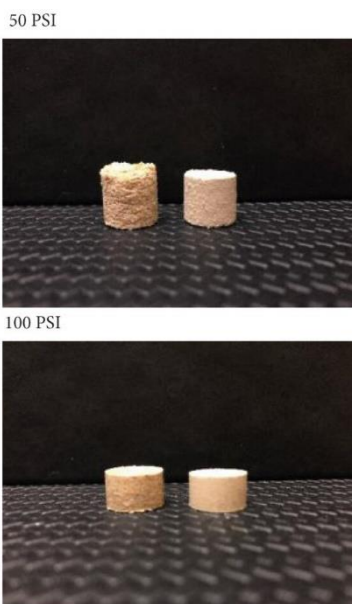
Bylo prokázáno, že se tření v lisovacím kanálu zvyšuje s klesající velikostí částic, a to v důsledku zvýšení povrchové plochy mezi částicemi a stěnou lisovacího kanálu. Pro výrobu pelet je optimální velikost částic obvykle do 5 mm (záleží na průměru lisovacích kanálů). A obecně, široká variace velikosti částic je nejlepší s ohledem na kvalitu pelet. Avšak příliš vysoké množství jemných částic (částice menší než 0,5 mm) v surovině má negativní dopad na tření a v konečném důsledku i na kvalitu pelet.

4.7 Vliv rozměrů lisovacího kanálu

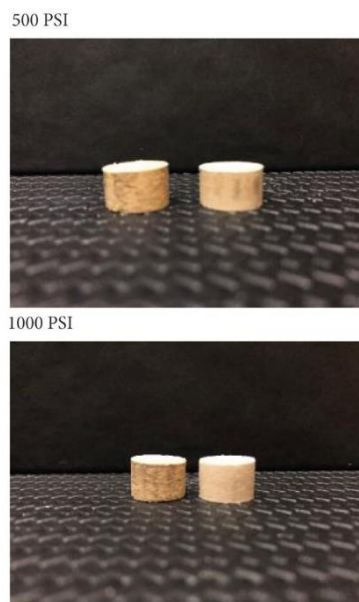
Průměry lisovacích kanálů můžeme měnit záměnou matric dle požadovaného průměru pelety, průměry kanálů se obvykle pohybují mezi 6 až 10 mm. Výše již bylo zmíněno, že poměr mezi délkou kanálu a jeho průměrem nazýváme jako tzv. kompresní poměr (c) nebo také poměr stran. Kompresní poměr je nejdůležitějším faktorem, který ovlivňuje tlak vznikající v lisovacím kanálu. Vyšší délka lisovacího kanálu u lisování krmných pelet vede k vyšším mechanickým vlastnostem (např. ke tvrdším peletám). Pro výrobu dřevěných pelet se poměr stran c obvykle ohybuje kolem 6, u výroby z pšeničné slámy může být poměr stran 11 až 12. Optimální délka závisí do značné míry na zvolené surovině a podmínkách zpracování (tj. teplota, obsah vlhkosti, velikost částic).

4.8 Vliv peletizačního tlaku

Tlak, kterému je surovina vystavena při peletizaci, má významný vliv na hustotu a trvanlivost produktu a také na spotřebu energie procesu. Při experimentech byla potvrzena skutečnost, že s rostoucím peletizačním tlakem, roste i hustota pelet. Mechanické vlastnosti, pevnost v tlaku a trvanlivost se zlepšují se zvyšováním tlaku. Ovšem existuje určitý práh tlaku, při jehož překročení se vložená energie spíše přeměňuje na přebytečné teplo, než aby přispívala k lepší kvalitě pelet. Na následujících obrázcích (Obr. 14 a Obr. 15) jsou znázorněny jednotlivé tlaky při experimentálním lisování pelet pro dva druhy surovin.



Obr. 14 Kvalita pelet při různých tlacích 1/2 [12]



Obr. 15 Kvalita pelet při různých tlacích 2/2 [12]

Pozn. 50 PSI \doteq 0,34MPa; 100 PSI \doteq 0,69 MPa; 500 PSI \doteq 3,4 MPa; 1000 PSI \doteq 6,9 MPa.

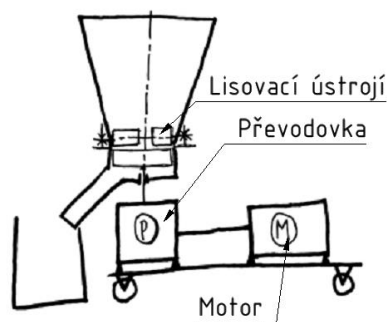
4.9 Rychlost otáčení prstencové matrice

Rychlost otáčení matrice² obvykle měříme na jejím vnějším průměru, obvykle ji označujeme jako obvodovou rychlost. Pro většinu aplikací by měla být obvodová rychlost matrice do 9 m/s, pro maximální výkon. Tato rychlost je používána pro suroviny dobře peletovatelné. Pro suroviny z tvrdšího materiálu, tedy suroviny hůře peletovatelné je typická rychlost 6 m/s, je to z důvodu snížení množství vibrací ve stroji. Pokud bude požadována vysoká kvalita pelet, jsou využity nižší otáčky matrice. Jakmile obvodová rychlost přesáhne 9 m/s může docházet ke snížení kvality pelet, ale zvýší se produkční kapacita. Naopak nižší obvodová rychlost (pod 6 m/s) vede ke zlepšení kvality pelet, ale ke snížení výrobní kapacity. Při velmi nízkých rychlostech může docházet k nerovnoměrnému dávkování suroviny a tím můžou být součásti stroje více opotřebený, zejména rolna a matrice.

Poměr výkonu k ploše matrice je důležitý pro zajištění dostatečného výkonu stroje pro každou aplikaci a pro zabránění předdimenzování, popř. poddimenzování motoru lisu. S tímto poměrem samozřejmě dále souvisí dimenzování a navrhování dalších konstrukčních prvků jako jsou ozubená kola nebo řemeny, ložiska, hřídele apod. Lis na pelety musíme považovat za stroj, který může být vystaven tzv. rázovému zatížení (např. při zahlcení lisu nebo při vniknutí cizích předmětů do lisu).

4.10 Koncepce pohonu

Jelikož požadované otáčky matrice jsou obvykle nižší, než jsou otáčky elektromotoru, je nutné mezi hřídel pohánějící matici a motor umístit převodovku, resp. reduktor (viz. Obr. 16).



Obr. 16 Schéma umístění převodovky a motoru v lisu

Existují dva typy uspořádání reduktoru lisu, a tím jsou ozubená kola a řemeny. V závislosti na různých faktorech jeden typ uspořádání pohonu může být v určitých případech preferován před jiným. Můžeme to demonstrovat na příkladu, kdy jednostupňová ozubená redukční převodovka s motorem se standardními otáčkami 1800 nebo 1200 za minutu³, může být použita k dosažení doporučených otáček matrice. Zatímco řemenový reduktor může vyžadovat řemenový pohon s dvěma stupni, aby se udržela obvodová rychlost matrice v přijatelných mezích. S využitím nízkootáčkových motorů se neuvažuje, jelikož tyto motory jsou podstatně dražší než klasické motory.

² Zde se jedná o prstencovou (radiální) matici, která dosahuje průměrů okolo 1000 mm.

³ Poznatek autor získal z literatur vzniklých v zemích se standardní frekvencí v síti 60 Hz, kde jsou tedy i standardní otáčky běžně vyráběných motorů 1800 ot/min.

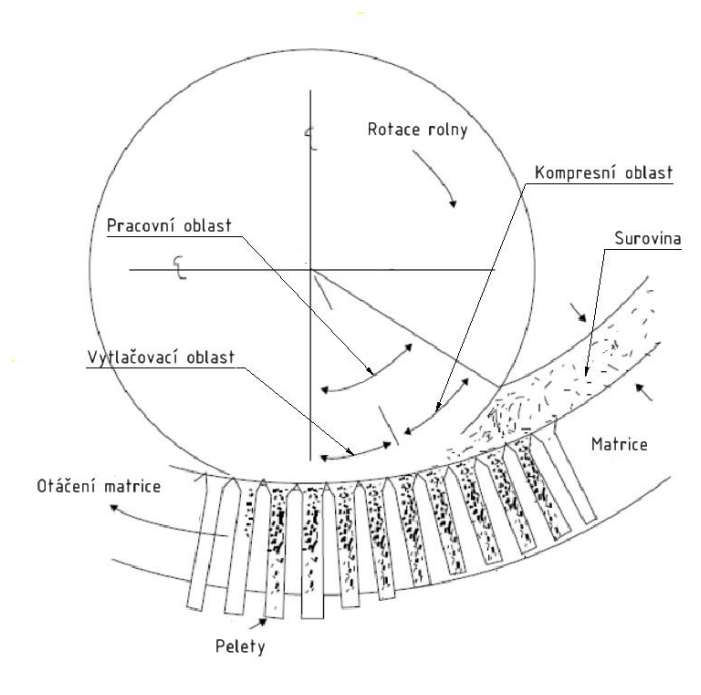
Obecně platí, že uspořádání s ozubenou převodovkou bude mít mechanickou účinnost mezi 96–98 %. Zatímco uspořádání s pohonem, kde je využit klínový řemen má typickou účinnost mezi 90–96 %. Pokud ovšem konstrukce převodu lisu bude muset obsahovat dvoustupňový řemenový převod s klínovými řemeny, účinnost se sníží na hodnoty mezi 81–92 %. Při porovnání těchto dvou typů převodů je zřejmé, že výhodnější varianta převodu točivého momentu je pomocí ozubených kol, kdy je až o 10 % efektivnější než pohon pomocí jednoho klínového řemenu, a při nutnosti využít dvoustupňové klínové řemenové převodovky, může být účinnost u zubové převodovky až o 20% vyšší. Tento rozdíl v účinnostech bude mít za následek větší nebo menší spotřebu energie v závislosti na použitém uspořádání reduktoru. Určitou alternativou, která vytváří můstek mezi převodovkou s ozubením a klínovými řemeny je využití ozubených řemenů. Jejich účinnost se totiž přibližuje klasické ozubené převodovce, ovšem určité výhody řemenů zde zůstávají.

Lis na pelety je možné využít pro širokou škálu různých aplikací a zatížení se může lišit od rovnoměrně zatíženého až po silné rázové zatížení. Z tohoto důvodu přenos výkonu by měl být navržen pro náročnější podmínky.

V případě použití klínových řemenových převodů je odolnost řemenů proti rázu omezena třemi faktory, kterými jsou kapacita odvodu tepla, pevnost v tahu řemenu a trvanlivost třecích ploch, které jsou v kontaktu s kladkami. Pokud vznikne u řemenu rázové zatížení, naroste hodnota vytvářeného tepla (v řemenu) kvůli absorpci rázové energie. Ráz zvyšuje opotřebení třecích ploch v důsledku přidaného pohybu proti čelu kladky. Taktéž zatížení může překročit mez tahu dovolený pro řemen a postupně může dojít k degradaci řemenu až k jeho celkové destrukci. Řemenové převody je tedy nutné dostatečně naddimenzovat.

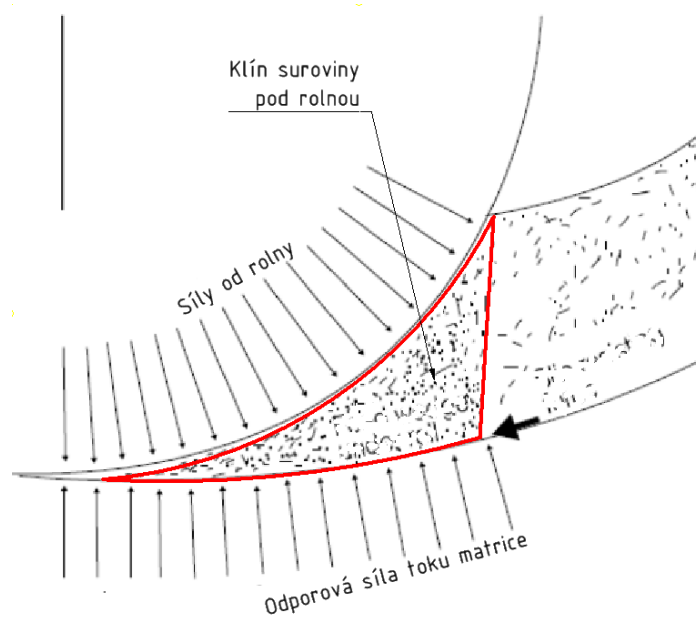
4.11 Působení sil na rolnu a matici

Pracovní oblast se skládá z kompresní oblasti, kde je surovina nejdříve stlačena. Další oblastí je oblast vytlačování suroviny, jak již název vypovídá, zde je surovina vtlačována do lisovacích kanálků umístěných v matici (viz. Obr. 17).



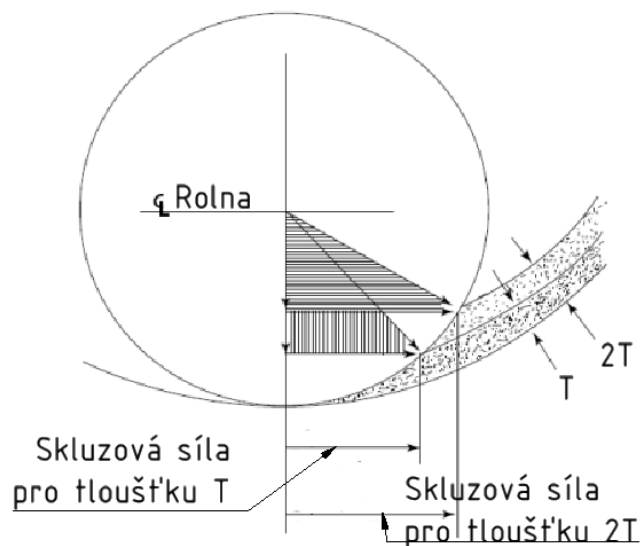
Obr. 17 Pracovní oblasti prstencové matrice [13]

K dobrému porozumění si musíme uvědomit síly a způsob jejich působení v pracovní oblasti. Zejména pokud se jedná o vyjádření síly působící na tzv. klín suroviny – v místě stlačování mezi maticí a rolnou (viz. Obr. 18)



Obr. 18 Klín suroviny [13]

Tzv. síla válce je síla, která působí od válce na surovinu. Je to síla stlačující surovinu určenou pro peletizaci. Tuto surovinu stlačí a následně protlačuje skrz matici. Tzv. radiální síla, je síla odolávající toku materiálu skrze otvory matrice. Tzv. tangenciální síla působí podél čela matrice. Zabraňuje sklouznutí suroviny podél čela matrice před rolnou. Tato síla souvisí s tlakem vyvíjeným válcem a třecími charakteristikami přiváděné suroviny.



Obr. 19 Vliv skluzové/tangenciální/ síly v lisu [13]

Obr. 19 ukazuje, co se stane, když se zvýší přísun suroviny do lisu, pokud naroste tloušťka vrstvy suroviny na dvojnásobek. S tlustší vrstvou ($2T$) má rolna tendenci tlačit surovinu dopředu, místo dolů do lisovacích kanálků. Skluzová síla je síla, která má tendenci způsobovat klouzání podávané suroviny před rolnou. V konečném důsledku může způsobit ucpání lisu vlivem nahromadění velkého množství suroviny před rolnou.

Je nutné si uvědomit, že pokud bude tloušťka (T) suroviny příliš nízká, lis bude dosahovat nižších produkčních výkonů. Ale na druhou stranu vysoká tloušťka suroviny může způsobit již zmíněné ucpání lisu. Abychom předešli těmto jevům, je vhodné zajistit pravidelnou dodávku suroviny. Toto nám velmi dobře zajistí šnekový dopravník s regulací otáček předřazený před peletovací lis (viz. Ilustrační obrázek Obr. 20).



Obr. 20 Šnekový dopravník (vlevo) [9]

4.12 Další konstrukční poznatky

Lis by měl být navržen se střížnými kolíky, které brání destrukci převodovky a jiných komponent, při vniknutí cizích nežádoucích předmětů mezi matici a rolny. Mají být konstruovány tak aby se okamžitě přestřihly, pokud dojde k přetížení lisu. Taktéž při navrhování umístění střížných kolíků musíme uvažovat s jejich dobrou přístupností pro výměnu.

5. Stanovení síly

Při stanovování sil, která působí na jednu rolnu, byl použit následující postup:

5.1 Stanovení plochy matrice

Jelikož nebyla známa plocha matrice odpovídající zadanému výkonu cca 5kW, bylo rozhodnuto, plochu kruhové matrice odvodit od údajů, které jsou známy od výrobců malých peletovacích lisů. Od výrobců byly posbírány tyto údaje:

- Výkon motoru
- Průměr matrice
- Průměr lisovacích kanálků
- Udávaná výkonnost (orientačně)

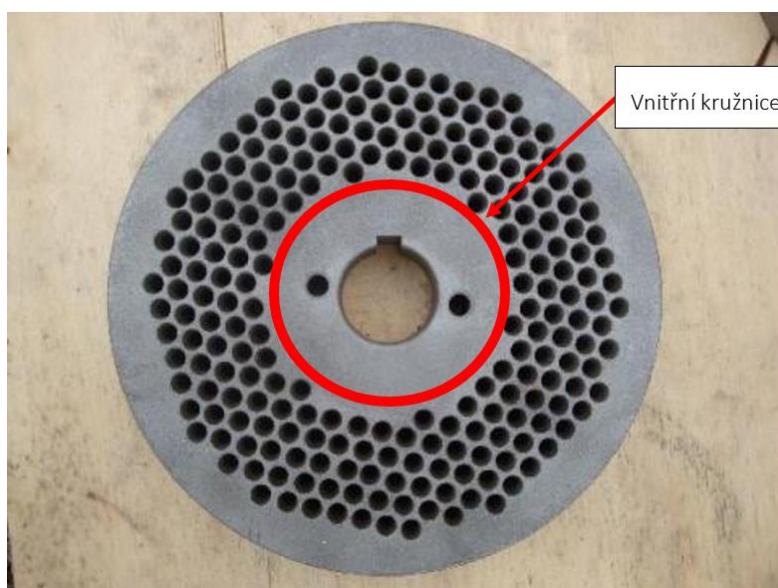
Cílem sbírání těchto údajů bylo zjistit, jakou plochu kruhové matrice mají obdobně výkonné lisy, a z tohoto stanovit, jaká plocha odpovídá 1 kW.

Pro lepší přehlednost byla vytvořena následující tabulka:

Tab. 5-1 Výpočet plochy matrice ku výkonu

typ	výkon lisu [kW]	průměr matrice [mm]	průměr lisovacích kanálků [mm]	udávaná výkonnost lisu [kg/hod]	plocha matrice ku výkonu [cm ² /kW]
AGF-120M	3	120	3,8	80	37,7
AGF-150	3,7	150	3,8	150	47,8
AGF-225E	7,5	230	6	150	55,4
MP-150	4	150	6	150	44,2
MP-200	7,5	200	6	200	41,9
MP-230	11	230	6	300	37,8
MP-260	15	260	6	350	35,4
MP-300	22	300	6	-	32,1
Peletovač 400mm matrice	30	400	-	700	41,9
Peletovač 150mm matrice	4	150	-	70	44,2
Wiensfield Lis na pelety - max. 100 kg/h - Ø 120	3	120	6	60	37,7
Wiensfield lis na pelety - max. 300-400kg/h - Ø 230	11	230	6	400	37,8

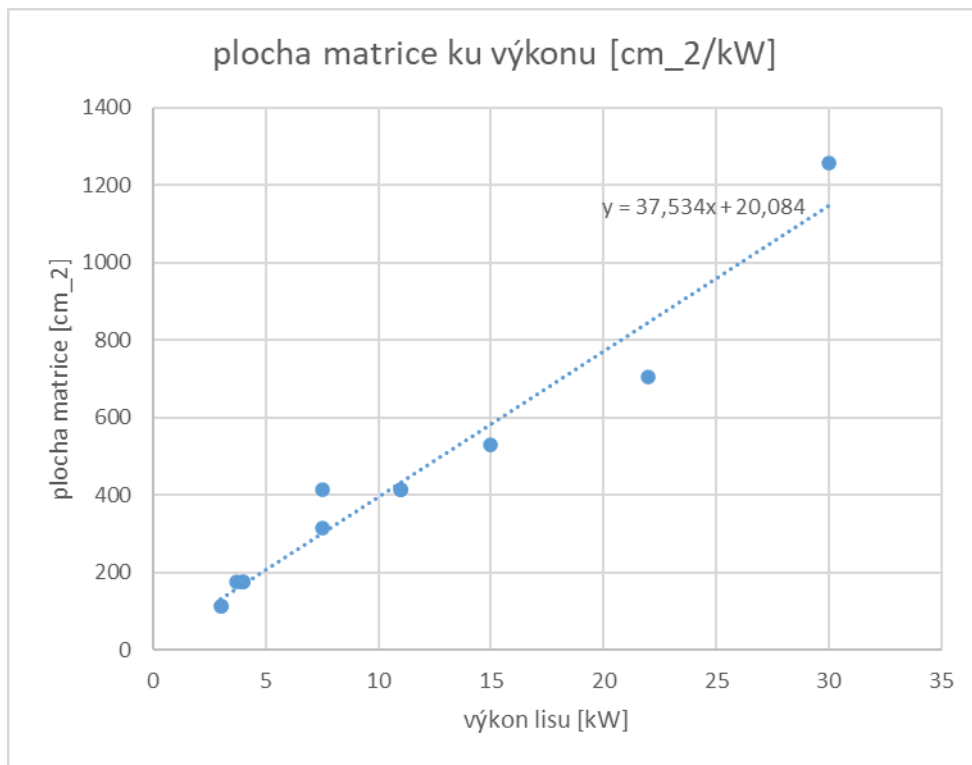
Pozn. Výrobce neuvádí průměr vnitřní kružnice kruhové matrice (místo, kde nejsou lisovací kanálky, obvykle je zde spojení hřídele s matricí) viz. Obr. 21. Ve výsledné ploše bude tedy plocha vnitřní kružnice již započítaná.



Obr. 21 Vnitřní kružnice matrice [14]

Tab. 5-1 byla pro lepší znázornění převedena do grafu (

Obr. 22), z kterého je zřejmé, že čím větší je plocha matrice, tím vyšší je potřebný výkon.



Obr. 22 Plocha matrice ku výkonu

Následně byl vypočítán aritmetický průměr plochy matrice odpovídající 1 kW výkonu, jehož hodnota je následující:

$$S_p = 41,1 \frac{cm^2}{kW}$$

5.2 Stanovení síly působící na rolnu

Nejprve je nutno si uvědomit, že pokud máme motor, který má výkon přibližně 5 kW, a pokud v lisu budou použity dvě rolny, na každou rolnu při ideálním rozložení zatížení připadá polovina výkonu motoru, tedy cca 2,5 kW. Z tohoto výkonu je potřebné určit síly a točivé momenty, které působí v lisu při lisování. Ty budou následně využity pro návrh celého strojního zařízení.

Z motoru je točivý moment přenášen do převodovky (pokud v koncepci je), a z ní vychází vertikální hřídel přímo napojená na matici, tím je výkon z motoru přenesen na otáčení matrice. Tento výkon v podstatě vytváří potřebný lisovací tlak lisu.

Výpočet sil v lisu bude proveden následujícím postupem:

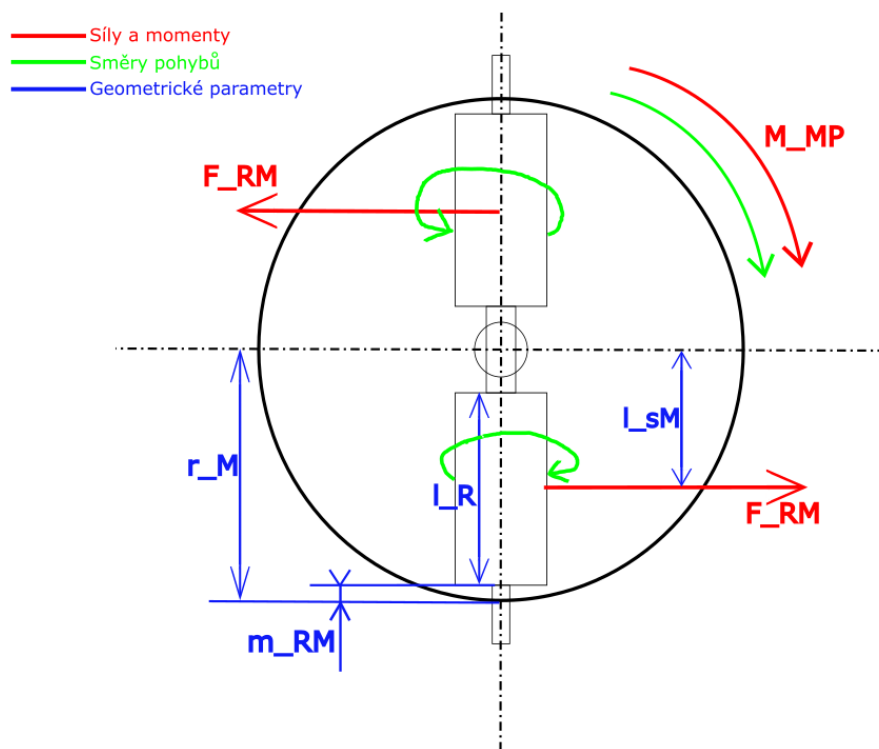
Jelikož je známý výkon motoru, a taktéž jsou známy otáčky matrice, je možné určit kroutící moment působící na matici od pohonu M_{MP} .

$$P = M_{MP} * \omega \quad (5.1)$$

$$M_{MP} = \frac{P}{\omega} \quad (5.2)$$

$$M_{MP} = \frac{P}{\pi * n} \quad (5.3)$$

Budeme uvažovat s následujícím schématem:



Obr. 23 Rovnováha sil a lis v pohledu shora

Dle schématu (Obr. 23) uvažujme. Uprostřed každé rolny působí síly od rolny na matrici F_{RM} , které jsou uváděny do silové rovnováhy s kroutícím momentem M_{MP} , pak je možné stanovit následující rovnice z nichž lze určit neznámou velikost síly F_{RM} .

$$0 = M_{MP} - 2 * F_{RM} * l_{SM} \quad (5.4)$$

$$M_{MP} = 2 * F_{RM} * l_{SM} \quad (5.5)$$

$$F_{RM} = \frac{M_{MP}}{2 * l_{SM}} \quad (5.6)$$

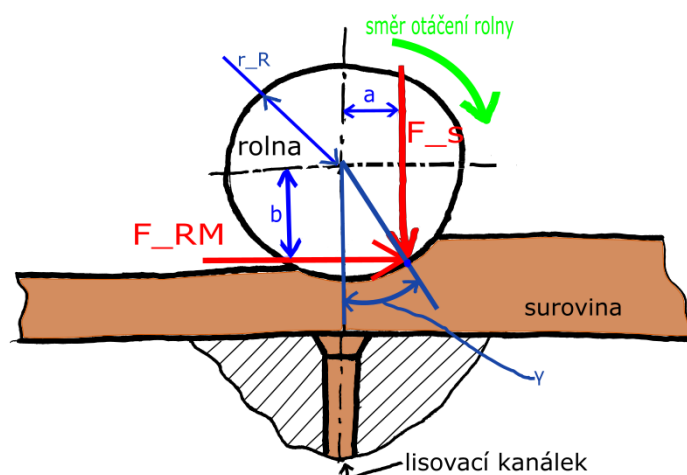
Kde platí, že velikost vzdálenosti středu rolny od středu e je následující:

$$l_{SM} = r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2} \quad (5.7)$$

- P výkon vstupující na rolnu
- M_{MP} kroutící moment působící na matrici od motoru
- ω úhlová frekvence

- n počet otáček matrice
- F_{RM} síla působící od rolny na matici
- l_{sM} vzdálenost středu rolny od středu matrice
- r_M poloměr matrice
- m_{RM} mezera mezi rolnou a maticí na jejím vnějším obvodu
- l_R délka rolny

Nyní je známá síla od rolny na matici F_{RM} , kterou lze taktéž vyjádřit v následujícím schématu.



Obr. 24 Schéma rovnováhy sil na rolně v pohledu ze strany

Nejprve bylo nutno stanovit tzv. silový úhel γ – ten je tvořen středovou svislicí rolny s úsečkou, procházející středem rolny a bodem kde působí výsledná síla od rolny na matici F_{RM} , tato síla je uváděna do silové rovnováhy se silou působící od suroviny F_S .

$$0 = F_S * a - F_{RM} * b \quad (5.8)$$

$$F_S = F_{RM} * \frac{b}{a} \quad (5.9)$$

Parametry b a a jsou určeny z poloměru rolny a silového úhlu γ .

$$\sin(\gamma) = \frac{a}{r_R} \quad (5.10)$$

$$a = \sin(\gamma) * r_R \quad (5.11)$$

$$\cos(\gamma) = \frac{b}{r_R} \quad (5.12)$$

$$b = \cos(\gamma) * r_R \quad (5.13)$$

Vztahy (5.9), (5.11), (5.13) je možné upravit do následující rovnice:

$$F_S = F_{RM} * \frac{\cos(\gamma) * r_R}{\sin(\gamma) * r_R} = F_{RM} * \frac{\cos(\gamma)}{\sin(\gamma)} = \frac{F_{RM}}{\tan(\gamma)} \quad (5.14)$$

Následující úpravou vztahů (5.14), (5.6), (5.7), (5.3) lze získat rovnici (5.19).

$$F_S = \frac{\frac{M_{MP}}{2 * l_{SM}}}{\tan(\gamma)} = \frac{\frac{\frac{P}{\omega}}{2 * \left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right)}}{\frac{\tan(\gamma)}{1}} \quad (5.15)$$

$$F_S = \frac{\frac{P}{\omega}}{2 * \left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma)} \quad (5.16)$$

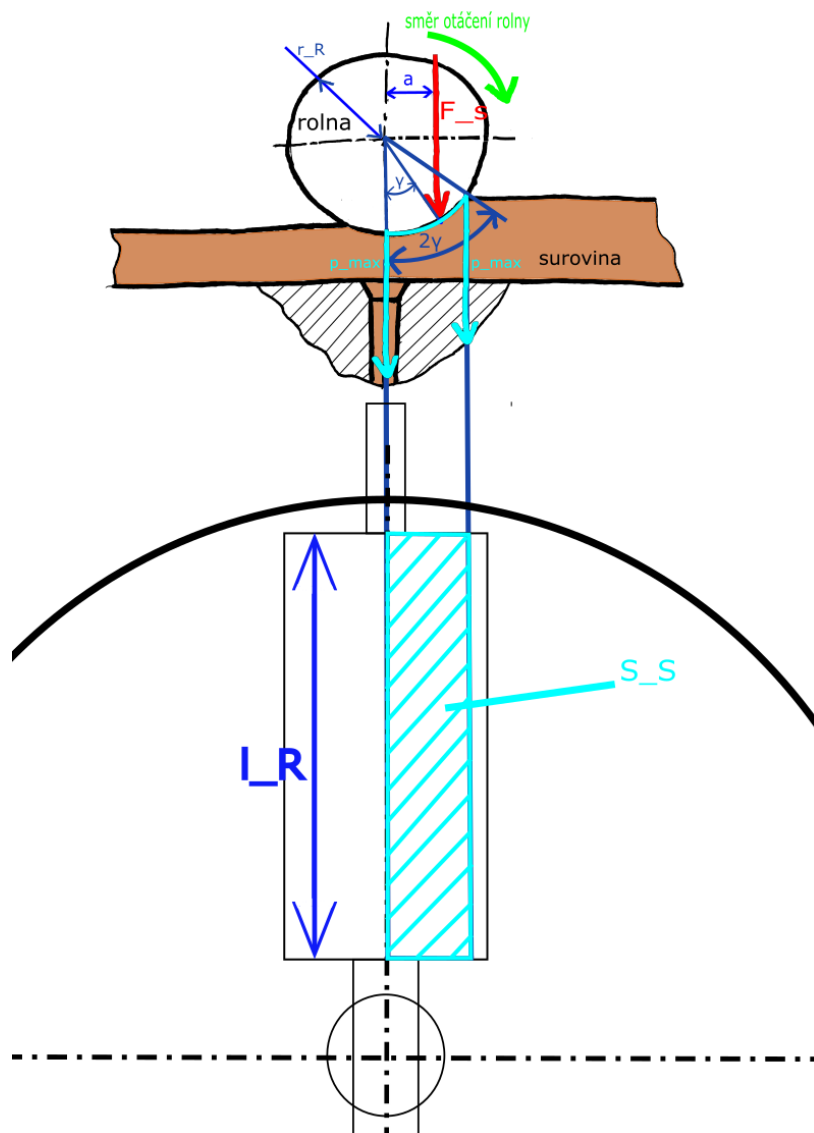
$$F_S = \frac{P}{2 * \left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \omega} \quad (5.17)$$

$$F_S = \frac{P}{2 * \left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \frac{\pi * n}{30}} \quad (5.18)$$

$$F_S = \frac{15 * P}{\left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \pi * n} \quad (5.19)$$

- F_S [N] síla působící od rolny na surovinu
- F_{RM} [N] síla působící od rolny na matrici
- a [m] rameno síly F_S
- b [m] rameno síly F_{RM}
- r_R [m] poloměr rolny
- P [W] výkon přiváděný na matrici od pohonu
- n [ot/min] otáčky matrice
- γ [°] silový úhel
- r_M [m] poloměr matrice
- m_{RM} [m] mezera mezi rolnou a matricí na jejím vnějším obvodu
- l_R [m] délka rolny

Ověření velikosti úhlu γ :



Obr. 25 Ověření velikosti silového úhlu

Budeme-li uvažovat, že síla F_S působí ve středisku plochy vymežující styk suroviny s rolnou. Pak je možné stanovit velikost zmíněné plochy následovně:

$$S_S = 2 * \pi * r_R * l_R * \left(\frac{2\gamma[^{\circ}]}{360} \right) = \pi * r_R * l_R * \left(\frac{\gamma[^{\circ}]}{90} \right) \quad (5.20)$$

Pomocí rovnice (5.20) je vyjádřen úhel γ jako:

$$\gamma[^{\circ}] = \frac{90 * S_S}{\pi * r_R * l_R} \quad (5.21)$$

Pro určení plochy pod surovinou S_S bude využit následující vzorec:

$$p_{max} = \frac{F_S}{S_S} \quad (5.22)$$

$$S_S = \frac{F_S}{p_{max}} \quad (5.23)$$

Následně vztahy (5.21), (5.23) složíme dohromady:

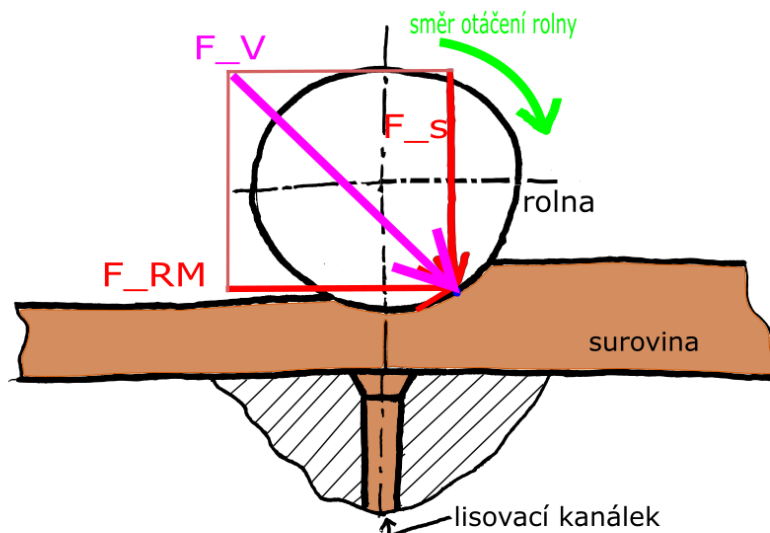
$$\gamma [^\circ] = \frac{90 * \frac{F_S}{p_{max}}}{\pi * r_R * l_R} = \frac{90 * F_S}{\pi * r_R * l_R * p_{max}} \quad (5.24)$$

Pozn. Očekávaný maximální lisovací tlak p_{max} pro tvorbu kvalitních pelet by měl být přibližně

$$p_{max} \sim 7 \text{MPa}$$

- $S_S [m^2]$ plocha styku suroviny s matricí
- $r_R [m]$ poloměr rolny
- $l_R [m]$ délka rolny
- $\gamma [^\circ]$ silový úhel
- $p_{max} [Pa]$ maximální velikost tlaku požadovaného při lisování
- $F_S [N]$ síla od suroviny

Nyní je ještě potřeba určit celkovou velikost síly, působící na rolnu při lisování. Pro její určení je využito rovnic (5.19), (5.6) a (5.3). Jelikož síly F_S a F_{RM} působí na rolnu dají se vektorově sečíst, tak aby byla známa výslednice, tedy společná náhrada těchto sil. Protože zmíněné síly jsou vzájemně kolmé, je možno k vyjádření výslednice využít Pythagorovy věty pro výpočet pravouhlého trojúhelníku.



Obr. 26 Určení velikosti síly působící na rolnu

$$F_V = \sqrt{F_{RM}^2 + F_S^2} \quad (5.25)$$

$$F_V = \sqrt{\left(\frac{M_{MP}}{2 * l_{SM}}\right)^2 + \left(\frac{15 * P}{\left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \pi * n}\right)^2} \quad (5.26)$$

$$F_V = \sqrt{\left(\frac{\frac{P}{\pi * n}}{2 * l_{SM}}\right)^2 + \left(\frac{15 * P}{\left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \pi * n}\right)^2} \quad (5.27)$$

$$F_V = \sqrt{\left(\frac{15 * P}{\pi * n * l_{SM}}\right)^2 + \left(\frac{15 * P}{\left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right) * \tan(\gamma) * \pi * n}\right)^2} \quad (5.28)$$

Po zkombinování s rovnicí (5.7) dostaneme:

$$F_V = \frac{15 * P}{\pi * n * \left(r_M - m_{RM} - \frac{l_R}{2}\right)} * \sqrt{(1)^2 + \left(\frac{1}{\tan(\gamma)}\right)^2} \quad (5.29)$$

Výpočty potřebných parametrů byly vypočítány pomocí softwaru EXCEL. Následující tabulka zobrazuje vstupy a výstupy počítaných hodnot.

Tab. 5-2 Číselný výpočet síly působící na surovinu

P výkon přiváděný na matici od pohonu	5280	W
n otáčky matrice	150	ot/min
γ silový úhel	20,9	°
r_M poloměr matrice	0,084895	m
m_RM mezera mezi rolnou a maticí na jejím vnějším obvodu	0,018010	m
l_R délka rolny	0,047377	m
r_R poloměr rolny	0,042	m
p_max maximální lisovací tlak	7	MPa
F_s síla na surovinu	10194	N

Tab. 5-3 Ověření velikosti silového úhlu

F_s síla na surovinu	10194	N
l_R délka rolny	0,047377	m
r_R poloměr rolny	0,042	m
p_max maximální lisovací tlak	7	MPa
γ silový úhel	20,89	°

Tab. 5-4 Určení výsledné síly působící na rolnu

P výkon přiváděný na matici od pohonu	5280	W
n otáčky matrice	150	ot/min
r_M poloměr matrice	0,084895	m
m_RM mezera mezi rolnou a maticí na jejím vnějším obvodu	0,018010	m
l_R délka rolny	0,047377	m
γ silový úhel	20,9	°
F_V výsledná síla působící na rolnu	10912,0	N

6. Volba konceptu lisu

6.1 Volba typu lisu

Převážně vychází z kapitoly [Stroje pro výrobu pelet](#), která se zabývá rešerší běžně vyráběných strojů. Nicméně pro připomenutí je dobré zmínit, že převážně existují dva typy lisů, a to lis s kruhovou maticí nebo lis s prstencovou maticí.

Jelikož je zde požadavek postavit lis o malém výkonu, byl zde preferován lis s kruhovou maticí. Tento typ je zcela běžný u těchto malých strojů, jeho výhoda je jednoduchost konstrukce. Z čehož vyplývá i nižší výrobní cena. Byť jeho nevýhodou může být vyšší časová náročnost na údržbu zařízení (horší přístup k součástem vyžadující častější mazání oproti centrálnímu mazacímu systému, které je obvyklé ve velkých lisech apod.)

6.2 Volba konceptu převodové skříně

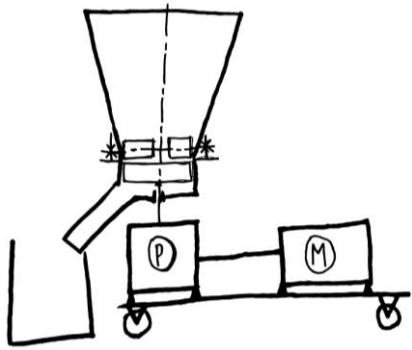
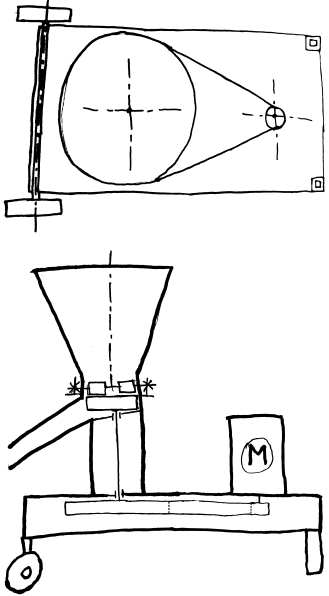
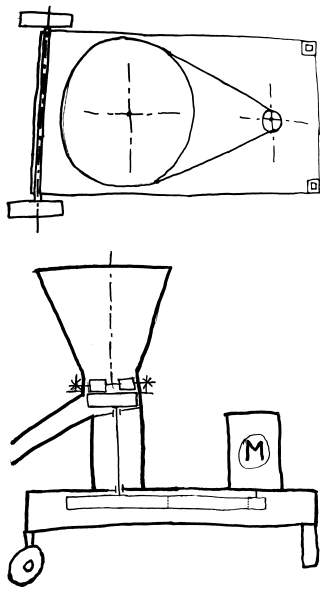
Při volbě typu převodové skříně, byly využity znalosti, které autor získal na předmětu Design for X (DFX). V podstatě se jedná o stanovení klíčových vlastností, které by měla konstruovaná převodovka splňovat.

Každá vlastnost má svou vlastní váhu od 0 do 4 bodů, s tím, že 0 je téměř nepotřebná vlastnost a 4 je vysoce důležitá vlastnost.

Ke konceptům/alternativám se přiřazují jednotlivé body, dle toho, jak moc ta daná koncepce splňuje tu danou vlastnost. Požíváme zde bodovou škálu od 0 do 4 bodů. 4 body znamenají, že koncepce vlastnost splňuje velmi dobře. 0 bodů znamená, že požadovaná vlastnost se zde nevyskytuje, popř. se zde vyskytuje ve velmi malé míře.

6.2.1 Alternativy převodového mechanismu

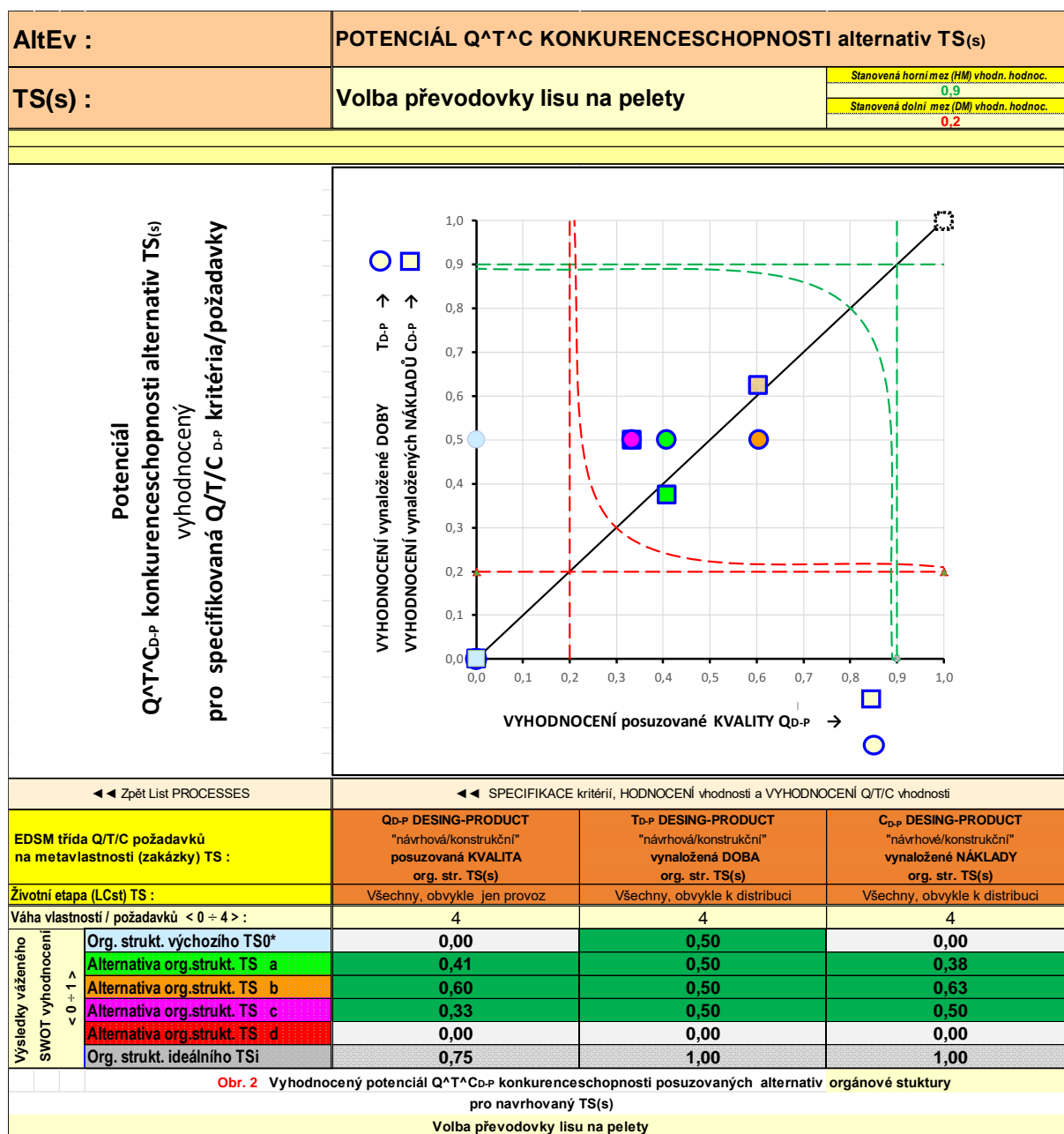
Tab. 6-1 Alternativy řešení převodového mechanismu

Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Převodovka s ozubeným soukolím	Převodovka složená z ozubených řemenů	Převodovka složená z klínových řemenů
		

6.2.2 Vyhodnocení volby konceptu převodové skříně

AltEv :	SPECIFIKACE kritérií/požadavků na alternativy TS(s), HODNOCENÍ a vyhodnocení jejich vhodnosti							
TS(s) :	Volba převodovky lisu na pelety	Meze vyhodnocení vhodnosti pro řešenou úlohu :						
		Stanovení:	Dolní mez	0,2	Horní mez	0,9	< 0 ÷ 1 >	
FÁZE NÁVRHU TS:	// Obvykle KONCEPČNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH tj. návrh Organové struktury TS (jinak omezení jen vhodností pro menší počet kritérií)							
Kroky řešení :	SPECIFIKACE POŽAD./KRITÉRIÍ pro hodnoc. potenc. konkurencesch.			SWOT HODNOCENÍ VHDNOSTI alternativ pro SPECIF. POŽAD./KRITÉRIA				
Λ	Komentář pro vypracování (jeho řádky mezi Λ a V je proto vhodné při tisku skryt) :							
V								
DIAGR. Q*TC ►►	Kritérium / požadavek	Váha <0 ÷ 4>	Hodnocení vhodnosti <0 ÷ 4> alternativ TS					
◄◄ Komentář	- porovnatelná konkurenční vlastnost		TS0*	a	b	c	d	TSi
Posuzovaná KVALITA Q	účinnost	4		4	4	0		4
	jednoduchost konstrukce	4		0	4	2		4
	jednoduchost udržování	3		2	3	3		4
	zatěžování ložisek nadměrnou silou	1		2	2	0		4
	odolávání rázového zatížení	3		2	3	4		4
	velikost zástavbového prostoru	3		3	2	1		4
	Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti Q <0 ÷ 1>		0,00	0,41	0,60	0,33	0,00	0,75
Vynaložená DOBA T	Celk. dodací doba (shodná -nehodnoceno)	4	2	2	2	2		4
	Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti T <0 ÷ 1>		0,50	0,50	0,50	0,50	0,00	1,00
Vynaložené NÁKLADY C	Výrobní náklady	4		1	3	3		4
	Náklady na údržbu	4		2	2	1		4
	Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti C <0 ÷ 1>		0,00	0,38	0,63	0,50	0,00	1,00
Obr. 1 Hodnocení vhodnosti navržených alternativ orgánové stuktury pro specifikovaná kritéria/požadavky a vyhodnocení Q/T/C vhodností alternativ pro navrhovaný TS(s) Volba převodovky lisu na pelety								

Obr. 27 Volba konceptu převodové skříně – tabulka



Obr. 28 Volba konceptu převodové skříně – vyhodnocení

V koncovém hodnocení byla zvolena alternativa B.

Pozn. V alternativě A se uvažuje s čelním, případně kuželovým ozubením.

7. Vlastní výpočty lisu

7.1 Výpočet pohonu a reduktoru

7.1.1 Volba motoru

Velikost pohonu/motoru lisu je znám ze zadání, má se jednat o motor o výkonu cca 5kW, jelikož motory s přesným výkonem 5 kW nejsou tak běžně vyráběné, byl zvolen motor o výkonu 5,5 kW, který je běžně dostupný. Jedná se o motor výrobce NORD, s konkrétním označením 132 SP/4 - IEC B5 – A300 - 400/690 V. Motor dosahuje 1465 otáček za minutu.

Další technická data zvoleného motoru jsou v příloze ([Technická data motoru](#)).

7.1.2 Výpočet ozubených řemenů

V předchozí kapitole [Volba konceptu převodové skříně](#) bylo zvoleno redukování otáček pomocí ozubených řemenů. Nyní je znám i počet otáček motoru, na výstupu je vyžadováno 150 otáček za minutu, ty byly stanoveny na základě autorových znalostí, které získal jak v odborných vědeckých studiích, tak i na různých kutilských fórech.

Tab. 7-1 Stanovení převodového poměru reduktoru

vstupní otáčky n_i	1465	ot/min.
výstupní otáčky n_o	150	ot/min.
celkový převodový poměr n_i/n_o	9,767	-

Bylo rozhodnuto postavit dvoustupňový reduktor s převody rovnoměrně rozdělenými. Výpočet proběhl v softwaru EXCEL.

Tab. 7-2 Výpočet prvního stupně reduktoru

návrhový převod i_{n1}	3,125167	-
skutečný převod i_{s1}	3,133	-
otáčky n_1	1465	ot/min
otáčky n_2	467,6	ot/min
účinnost převodu η_1	0,98	-
skutečný výkon na výstupu P_{s2}	5,39	kW

Tab. 7-3 Výpočet druhého stupně reduktoru

návrhový převod i_{n2}	3,125167	-
skutečný převod i_{s2}	3,125	-
otáčky n_2	467,6	ot/min
otáčky n_3	149,6	ot/min
účinnost převodu η_2	0,98	-
skutečný výkon na výstupu P_{s3}	5,28	kW

Toto byl návrh výpočtu převodových poměrů na reduktoru. V softwaru AUTODESK Inventor 2024 byly vygenerovány řemenové převody s pomocí hodnot vypočítaných výše.

V příloze ([Data výpočtu řemenových převodů](#)) jsou další informace vygenerované ze zmíněného softwaru.

7.2 Výpočet dílů přenášející kroučící moment

7.2.1 Výpočet per

Výpočet per je obdobný pro všechny zdejší aplikace. Výpočty pera na stříh zde nejsou, jelikož šířka žádného pera není menší než 8 mm.

Výpočet per má následující vzorec.

$$p = \frac{4 * M_t}{d * h * l_{st}} \leq p_d \quad (7.1)$$

- p tlak působící na pero
- M_t točivý moment působící na hřídel
- d průměr hřídele
- h výška pera
- l_{st} délka styku drážky a pera
- p_d maximální dovolený tlak působící na pero

Pozn. Tlak p_d se přizpůsobuje materiálu nižší kvality.

Bezpečnost spoje perem s_p :

$$s_p = \frac{p_d}{p} \quad (7.2)$$

Pero na hřídeli jedna/hřídel motoru

Délka pera se odvíjí od velikosti drážky, která je již stanovena na zakoupeném motoru.

Tab. 7-4 Pero na motoru

průměr hřídele d	38	mm
výška pera h	8	mm
délka pera l	70	mm
šířka pera b	10	mm
styková délka pera l_{st}	60	mm
moment přenášený hřídelem M_t	35850,6	N*mm
povolený tlak na náboj p_d	130,00	MPa
vypočtený tlak p	7,86	MPa
bezpečnost s_p	16,54	-

Zvolené pero je dle normy ČSN 022562.

Pero na třetí hřídeli u řemenice

Tab. 7-5 Pero na třetí hřídeli u řemenice

průměr hřídele d	42	mm
výška pera h	8	mm
délka pera l	56	mm
šířka pera b	12	mm
styková délka pera l_{st}	44	mm
moment přenášený hřídelem M_t	337100	N*mm
povolený tlak na náboj p_d	130,00	MPa
vypočtený tlak p	91,21	MPa
bezpečnost s_p	1,43	-

Zvolené pero je dle normy ČSN 02 2507.

Pero na třetí hřídeli u matrice

Tab. 7-6 Pero na třetí hřídeli u matrice

průměr hřídele d	38,5	mm
výška pera h	8	mm
délka pera l	38	mm
šířka pera b	12	mm
styková délka pera l_{st}	38	mm
moment přenášený hřídelem M_t	337100	N*mm
povolený tlak na náboj p_d	130,00	MPa
vypočtený tlak p	115,21	MPa
bezpečnost s_p	1,20	-

Zvolené pero je dle normy DIN 6885-1.

7.2.2 Výpočet střižného kolíku

Jelikož je nutné zajistit, aby při vniku nežádoucího předmětu do lisovacího prostoru nedošlo ke vzniku velkých škod (např. k destrukci motoru), byl do reduktoru namontován střižný kolík. Ten se při přetížení lisu přestřihne. Kolík se nachází mezi dvěma řemenicemi na druhé hřídeli.

Nejprve je nutno stanovit, jaká síla bude působit na střižný kolík. Jelikož známe točivý moment působící na hřídel a vzdálenost osy kolíku se středovou osou hřídele zvolíme, výpočet síly bude následující:

$$F = \frac{M_t}{x} \quad (7.3)$$

Mez pevnosti ve smyku je určena:

$$\tau_s = 0,8 * R_m \quad (7.4)$$

Vzorec pro výpočet potřebné plochy průřezu kolíku je následující:

$$S_k = \frac{F * s_k}{\tau_s} \quad (7.5)$$

Z plochy průřezu kolík je určen jeho průměr jako:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 * S_k}{\pi}} \quad (7.6)$$

- F síla působící na průřez kolíku
- M_t točivý moment působící na hřídel
- x vzdálenost mezi osou kolíku a osou hřídele
- τ_s mez pevnosti ve smyku materiálu
- R_m mez pevnosti materiálu
- S_k plocha průřezu kolíku
- s_k zvolený koeficient bezpečnosti kolíku
- d_k vypočtený průměr kolíku

Tyto vzorce byly zadány do softwaru EXCEL, viz. následující tabulka.

Tab. 7-7 Výpočet střížného kolíku

moment působící na hřídel M_t	110,1	N*m
vzdálenost mezi osou hřídele a osou kolíku x	42	mm
síla působící na průřez kolíku F	2620,81	N
zvolený koeficient bezpečnosti kolíku s_k	2	-
typ materiálu	E 295	
mez pevnosti materiálu R_m	500,00	MPa
mez pevnosti ve smyku materiálu τ_s	400,00	MPa
vypočtená plocha průřezu kolíku S_k	13,104	mm ²
vypočtený průměr kolíku d_k	4,086	mm
soustružím na průměr kolíku d_k	4,100	mm

7.2.3 Výpočet hřídelů

Pro přehlednost je zde uvedena následující tabulka, kde jsou shrnuty informace o hřídelích.

Tab. 7-8 Souhrnná data o hřídelích

Výpočet skutečných točivých momentů a otáček na hřídelích			
Moment a otáčky hřídele 1 - hřídel motoru			
Moment 1	$M_{k1} = P_M / (2\pi \cdot n_M)$	35,9	Nm
Otáčky hřídele 1	$n_M = n_1$	1465,00	ot/min
Moment a otáčky hřídele 2			
Moment 2	$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{s1} \cdot \eta_1$	110,1	Nm
Otáčky hřídele 2	$n_2 = n_1 / i_{s1}$	467,6	ot/min
Moment a otáčky hřídele 3			
Moment 3	$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{s2} \cdot \eta_2$	337,1	Nm
Otáčky hřídele 3	$n_3 = n_2 / i_{s2}$	149,6	ot/min

Tab. 7-9 Výpočty orientačních průměrů hřídelí

Výpočty orientačních jmenovitých průměrů hřídelí			
Jmenovité průměry hřídelí jsou počítány ze vztahu pro napětí v krutu, kde dovolená hodnota $\tau_D = 30$ MPa			
napětí v krutu (obecně)	$\tau_k = M_k / W_k = \tau_D = M_k / ((\pi \cdot d_j^3) / 16)$		
jmenovitý průměr	$d_j = ((16 \cdot M_k) / (\pi \cdot \tau_D))^{1/3}$		
jmenovitý průměr hřídele 1	d_{j1}	18,26	mm
jmenovitý průměr hřídele 2	d_{j12}	26,54	mm
jmenovitý průměr hřídele 3	d_{j3}	38,54	mm

- M_{k1} kroutící moment od motoru
- P_M výkon motoru
- n_M otáčky motoru
- n_1 otáčky na prvním hřídeli (tedy hřídeli motoru)
- M_{k2} kroutící moment na druhé hřídeli
- i_{s1} převodový poměr na prvním převodovém stupni
- η_1 účinnost prvního převodového stupně

- n_2 otáčky na druhé hřídeli
- M_{k3} kroutící moment na třetí hřídeli
- i_{s2} převodový poměr na druhém převodovém stupni
- η_2 účinnost druhého převodového stupně
- n_3 otáčky na třetí hřídeli
- τ_D dovolená hodnota ve smyku
- τ_k dovolená hodnota napětí v krutu
- W_k průřezový modul v krutu
- d_j jmenovitý (orientační) průměr hřídele

První hřídel

První hřídel je zde zmíněna jen pro přehlednost, jedná se totiž o hřídel, která je součástí nakupovaného motoru, tedy její parametry jsou předem známy.

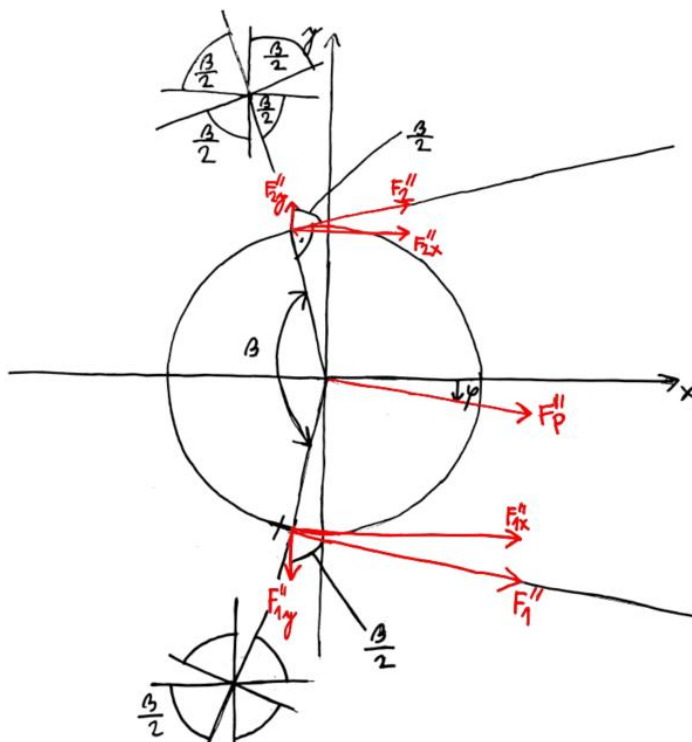
Radiální sílu od řemenice 1 motor spolehlivě unese.

Druhá hřídel

Směry sil od jednotlivých řemenic působící na hřídel, leží vůči sobě pod určitým úhlem. Děje se tak, jelikož je vždy jedna větev řemenu odlehčovaná a druhá přitěžovaná.

V následujícím textu je ukázáno řešení sil na těchto řemenicích.

Řemenové kolo, které je menší („blíže k lisu“):



Obr. 29 Rozklad a určení sil na druhém hřídeli – menší řemenice

Hodnoty získané z aplikace Inventor:

$$F_1'' \cong 2076,3 \text{ N}$$

$$F_2'' \cong 347,3 \text{ N}$$

$$\beta'' = 136,78^\circ$$

$$F_{2y}'' = F_2'' * \cos\left(\frac{\beta''}{2}\right) \quad (7.7)$$

$$F_{2y}'' = 347,3 * \cos\left(\frac{136,78^\circ}{2}\right) = 125,1 \text{ N}$$

$$F_{2x}'' = F_2'' * \sin\left(\frac{\beta''}{2}\right) \quad (7.8)$$

$$F_{2x}'' = 347,3 * \sin\left(\frac{136,78^\circ}{2}\right) = 324,0 \text{ N}$$

$$F_{1x}'' = F_1'' * \sin\left(\frac{\beta''}{2}\right) \quad (7.9)$$

$$F_{1x}'' = 2076,3 * \sin\left(\frac{136,78^\circ}{2}\right) = 1930,4N$$

$$F_{1y}'' = F_1'' * \cos\left(\frac{\beta''}{2}\right) \quad (7.10)$$

$$F_{1y}'' = -2076,3 * \cos\left(\frac{136,78^\circ}{2}\right) = -764,7N$$

$$F_x'' = F_{2x}'' + F_{1x}'' \quad (7.11)$$

$$F_x'' = 324 + 1930,4 = 2254,4N$$

$$F_y'' = F_{2y}'' + F_{1y}'' \quad (7.12)$$

$$F_y'' = 125,1 + (-764,7) = -639,6N$$

$$F_p'' = \sqrt{((F_x'')^2 + (F_y'')^2)} \quad (7.13)$$

$$F_p'' = \sqrt{((2254,4)^2 + (-639,6)^2)} = 2343,4N$$

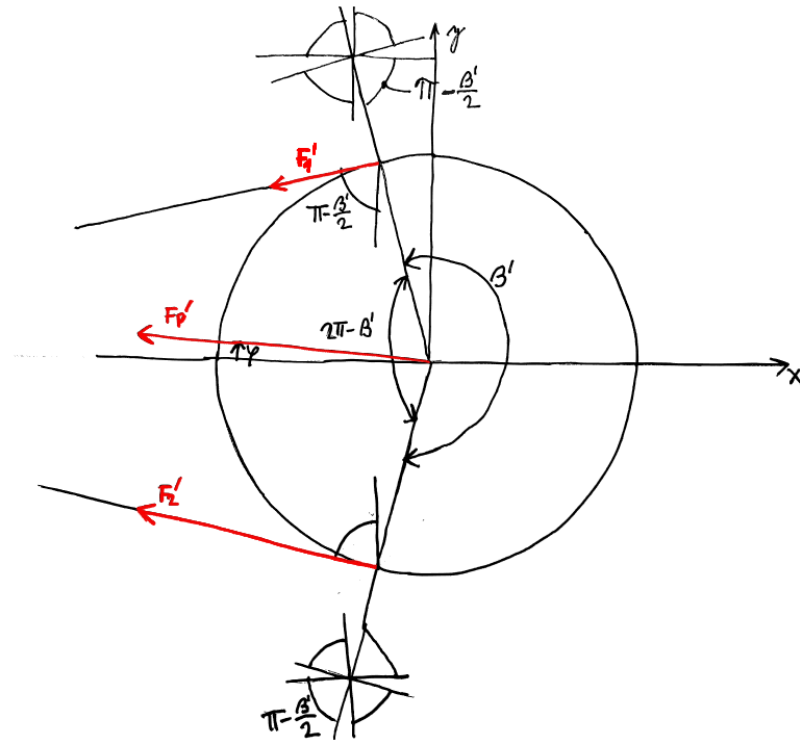
$$\tan \varphi = \frac{F_y''}{F_x''} \quad (7.14)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{F_y''}{F_x''}\right) \quad (7.15)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{-639,6}{2254,4}\right) = -15,84^\circ$$

Výsledný směr síly na menším řemenovém kole má zápornou y-ovou hodnotu a x-ovou kladnou hodnotu.

Řemenové kolo, které je větší („blíže k motoru“):



Obr. 30 Rozklad a určení sil na druhém hřídeli – větší řemenice

Hodnoty získané z aplikace Inventor:

$$F_1' \cong 154,3 \text{ N}$$

$$F_2' \cong 905,2 \text{ N}$$

$$\beta' = 229,49^\circ$$

Následně byly vyjádřeny jednotlivé složky sil.

$$F_{2y}' = F_2' * \cos\left(\pi - \frac{\beta'}{2}\right) \quad (7.16)$$

$$F_{2y}' = 905,2 * \cos\left(180^\circ - \frac{229,49^\circ}{2}\right) = 378,9 \text{ N}$$

$$F_{2x}' = F_2' * \sin\left(\pi - \frac{\beta'}{2}\right) \quad (7.17)$$

$$F_{2x}' = -905,2 * \sin\left(180^\circ - \frac{229,49^\circ}{2}\right) = -822,1 \text{ N}$$

$$F_{1x}' = F_1' * \sin\left(\pi - \frac{\beta'}{2}\right) \quad (7.18)$$

$$F_{1x}' = -154,3 * \sin\left(180^\circ - \frac{229,49^\circ}{2}\right) = -140,1 \text{ N}$$

$$F'_{1y} = F'_1 * \cos\left(\pi - \frac{\beta'}{2}\right) \quad (7.19)$$

$$F'_{1y} = -154,3 * \cos\left(180^\circ - \frac{229,49^\circ}{2}\right) = -64,6N$$

$$F'_x = F'_{2x} + F'_{1x} \quad (7.20)$$

$$F'_x = -140,1 + (-822,1) = -962,2N$$

$$F'_y = F'_{2y} + F'_{1y} \quad (7.21)$$

$$F'_y = -64,9 + 378,9 = 314,3$$

$$F'_p = \sqrt{((F'_x)^2 + (F'_y)^2)} \quad (7.22)$$

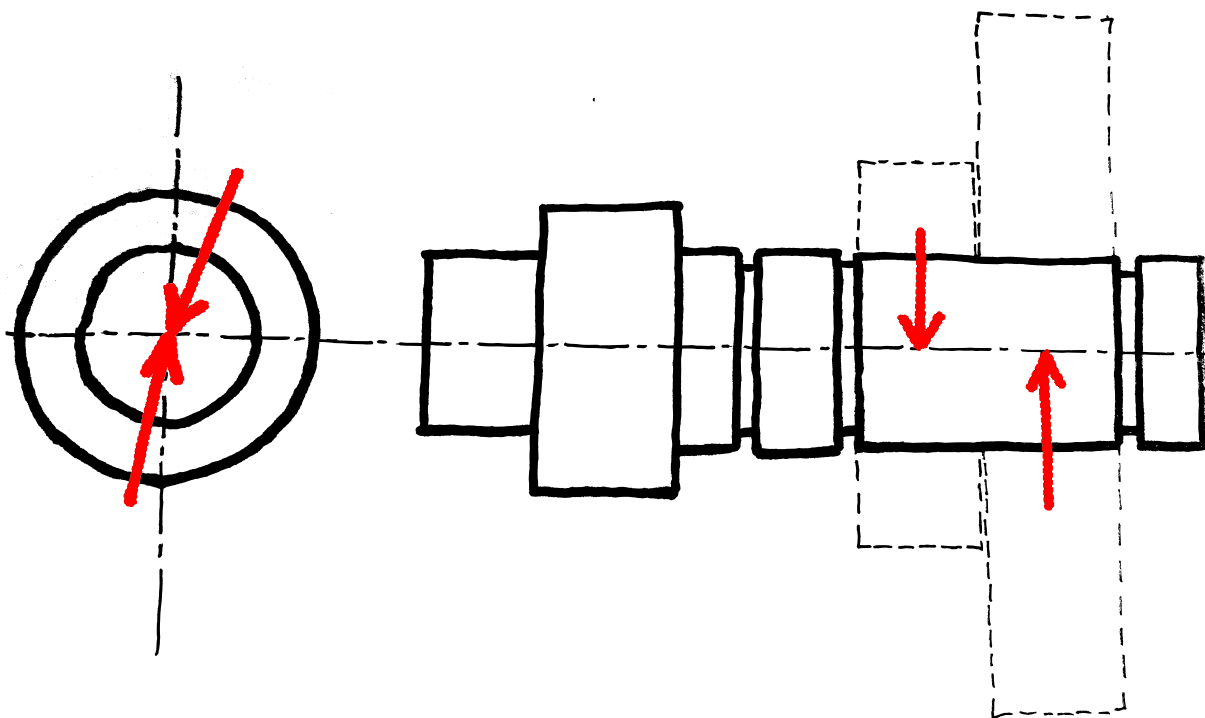
$$F'_p = \sqrt{((-962,2)^2 + (314,3)^2)} = 1012,2N$$

$$\tan \varphi = \frac{F'_y}{F'_x} \quad (7.23)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{F'_y}{F'_x}\right) \quad (7.24)$$

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{314,3}{-962,2}\right) = -18,09^\circ$$

Výsledný směr výsledné síly má zápornou x-ovou hodnotu a y-ovou kladnou hodnotu.



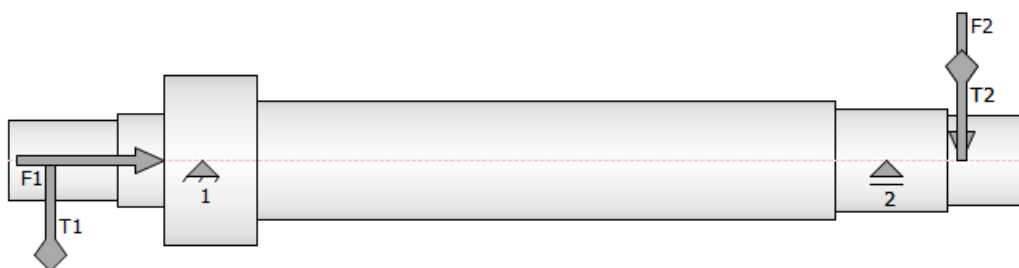
Obr. 31 Znáznornění sil na druhé hřídele

Materiál druhé hřídele byl zvolen C45, což je obdoba 12 050 dle ČSN.

Více informací lze nalézt v příloze ([Data výpočtu druhé hřídele](#))

Třetí hřídel

Na tuto hřídel působí kroutící moment, radiální síla od řemenice a axiální síla od lisovací matrice.



Obr. 32 Zobrazení třetí hřídele

Materiál třetí hřídele byl zvolen C45, což je obdoba 12 050 dle ČSN.

Více informací lze nalézt v příloze ([Data výpočtu třetí hřídele](#))

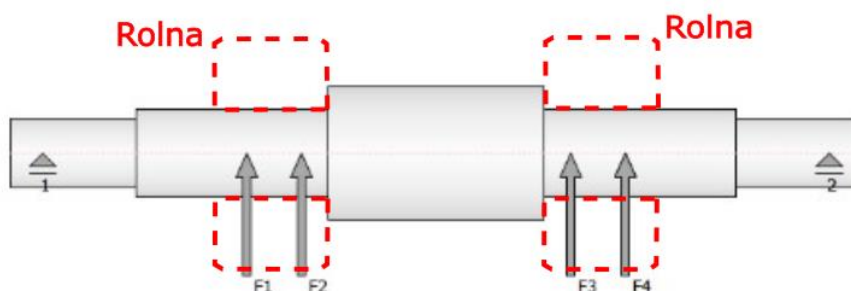
7.3 Výpočet osy nesoucí rolny

Vzorec pro výpočet výsledné síly působící na rolnu F_V byl určen v kapitole [Stanovení síly působící na rolnu](#). Výsledná síla byla vynásobena koeficientem bezpečnosti. A tuto sílu bylo nutné rozdělit na dvě, jelikož jsou dvě ložiska, která přenášejí zatížení (každé ložisko přenese část zatížení).

Tab. 7-10 Určení velikosti síly působící na ložisko v rolně

F_V výsledná síla působící na rolnu	10912,0	N
s koeficient bezpečnosti	1,5	-
F_Vs síla působící na rolnu přepočítaná koeficientem bezpečnosti	16368,0	N
F_LR síla působící na jedno ložisko v rolně	8184,0	N

Následně byly tyto síly přeneseny do výpočtového softwaru.



Obr. 33 Znárodnění lis působící na osu roln

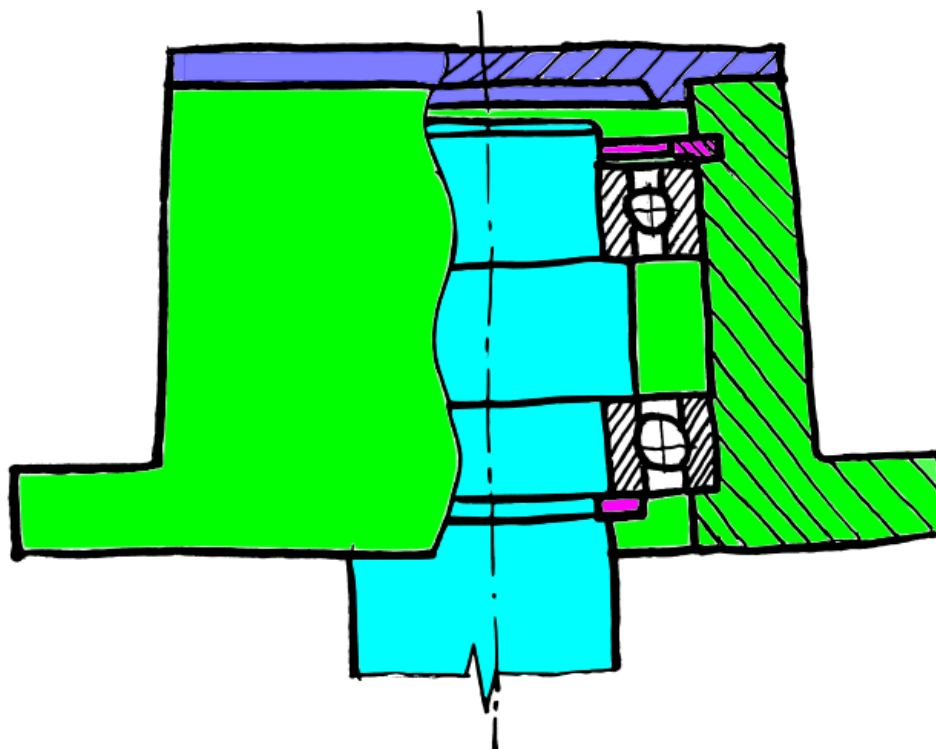
Materiál osy byl vzhledem k poměrně vysokému namáhání zvolen 15NiCr13, ten je obdobou materiálu 16 420 dle ČSN.

Více informací lze nalézt v příloze ([Data výpočtu osy nesoucí rolny](#)).

7.4 Návrh vhodných ložisek

7.4.1 Ložiska na druhém hřídeli

Pro uložení hřídele byla použita zapouzdřená kuličková ložiska. Velikost a směr axiálních a radiálních sil byly vypočteny v kapitole [Výpočet hřídelů](#). Ložisko nacházející se blíže k řemenici (na Obr. 34 dole) je bráno jako radiaxiální, zatímco ložisko dále od řemenice (na Obr. 34 nahoře) je primárně určeno pro přenos radiálních sil.



Obr. 34 Uložení 2. hřídele

Velikosti a směry sil působící na podpory byly vloženy do tabulky v softwaru EXCEL, kde byla vypočtena celková radiální a axiální síla působící na každou podporu/ložisko.

Tab. 7-11 Volba ložisek na druhé hřídeli

	hřídel 2	
	podpora 1 (blíže k řemenici)	podpora 2 (dál od řemenice)
	maximální hodnoty	maximální hodnoty
$F_z = F_a$ [N]	70	0
$F_y = F_{r1}$ [N]	-880,1	585,4
$F_x = F_{r2}$ [N]	3498,2	-2206,0
$F_x^2 + F_y^2 = F_r$ [N]	3607	2282
L_h [hod]	38700	153000
typ zvoleného ložiska SKF	6210-2Z	6210-2Z

- F_z síla ve směru osy z
- F_a axiální síla

- F_y síla ve směru osy y
- F_{r1} první radiální směr síly
- F_x síla ve směru osy x
- F_{r2} druhý radiální směr síly
- F_r celková velikost radiální síly
- L_h celková životnost ložiska

Trvanlivost ložisek je požadována na provoz 12 500 hodin, což je zde splněno. Ložiska tedy vyhovují. Ložiska jsou namazaná z výroby na celou svoji životnost.

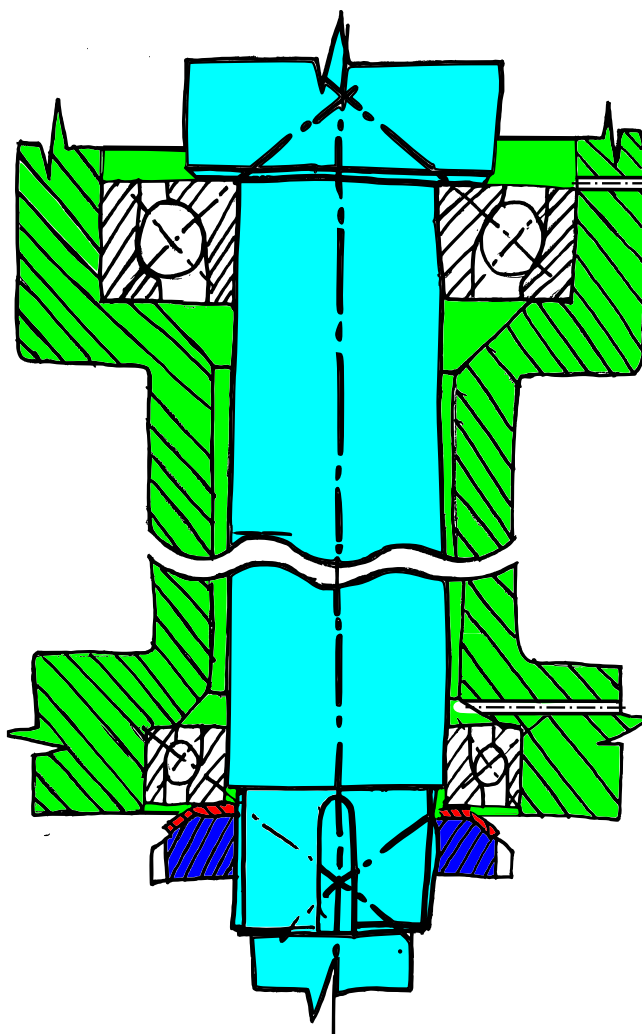
Pro výpočet ložisek byl využit webový kalkulátor od firmy SKF pro výpočet ložisek ([SKF Product select \(skfbearingselect.com\)](https://skfbearingselect.com)).

7.4.2 Ložiska na třetí hřídeli

Na tuto hřídel působí poměrně vysoké axiální síly, radiální síly také dosahují určitých hodnot. Působení sil a jejich velikosti v podporách byly určeny v kapitole [Výpočet hřídelů](#).

Volba typu ložisek zde byla náročnější, jelikož bylo potřebné přenést poměrně vyšší zatížení. Nakonec byla zvolena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jevící se jako nejvíce optimální pro zdejší aplikaci.

Výpočet probíhal obdobně jako u předchozí hřídele.



Obr. 35 Uložení 3.hřídele

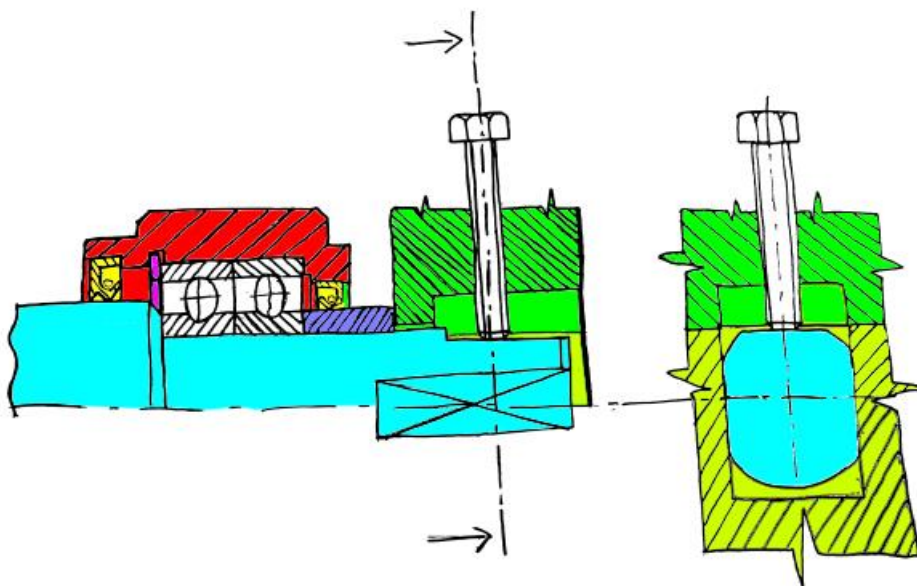
Tab. 7-12 Výpočet ložisek na třetí hřídeli

hřídel 3		
	podpora 1 (blíž k řemenici)	podpora 2 (blíž k matici)
	maximální hodnoty	maximální hodnoty
$F_z=F_a$ [N]	0	30600
$F_y=F_{r1}$ [N]	2679	-278
$F_x=F_{r2}$ [N]	0	0
$F_x^2+F_y^2=F_r$ [N]	2679	278
L_h [hod]	200000	17900
typ zvoleného ložiska SKF	7210 BEP	7410 BM

Trvanlivost ložisek je požadována na provoz 12 500 hodin, což je zde splněno. Ložiska tedy vyhovují. Ložiska budou mazána vazelínou po určitém intervalu provozu zařízení. Mazání bude pomocí mazacích kanálků s maznicemi (na Obr. 35 vpravo).

7.4.3 Ložiska na ose nesoucí rolny

Na ose nesoucí dvě rolny se nacházejí celkem 4 ložiska, na každou rolnu tedy připadají dvě ložiska. Zde jsou zvolena běžně využívaná kuličková ložiska. Na tato ložiska působí zejména radiální složky reakcí. Velikosti reakcí jsou vypočteny v kapitole [Výpočet osy nesoucí rolny](#). Je nutné si uvědomit, že ložiska taktéž musejí odolávat občasným axiálním silám (proto byla preferována právě kuličková ložiska). Uložení rolny je znázorněno na následující skice.



Obr. 36 Uložení rolen

Tab. 7-13 Volba ložisek na ose nesoucí rolny

osa nesoucí rolny		
	ložisko 1	ložisko 2
	maximální hodnoty	maximální hodnoty
$F_z=F_a$ [N]	0	0
$F_y=F_{r1}$ [N]	8114	8184
$F_x=F_{r2}$ [N]	0	0
$F_x^2+F_y^2=F_r$ [N]	8114	8184
životnost ložiska [hod]	2460	2460
typ zvoleného ložiska SKF	6205 ETN9	6206 ETN9

Výpočet probíhal obdobně jako u druhé hřídele.

Otáčky roln byly vypočteny na 69,7 ot/min.

Životnost ložisek je zde požadována co nejvyšší, ovšem je nutné se ohlížet na tloušťky stěn ostatních komponent (pozn. s rostoucí velikostí obvykle roste životnost ložiska). Ložiska jsou zde brána jako spotřební materiál, tedy je u nich běžná častější výměna.

Zde se uvažovalo ještě s druhým typem ložisek, a to s využitím soudečkových ložisek. Ta jsou velikostí zvoleným ložiskům dosti podobná (jsou širší o 3 mm), jejich životnost se blížila ke 100 tisíců provozních hodin, avšak byla téměř 14krát dražší než zde aplikovaná ložiska. Pokud by si uživatel přál mít tento typ ložisek, je zde možnost po drobných konstrukčních úpravách jejich implementování.

7.5 Výpočet dalších konstrukčních prvků

7.5.1 Výpočet štelovacích šroubů

Funkce štelovacích šroubů je popsána na konci kapitoly [2.2.2](#).

Je známa celková maximální síla působící na dva šrouby, tato síla je přepočtena na sílu působící na jeden šroub se zadaným bezpečnostním koeficientem.

$$F_s = \frac{F_{2s}}{2} * s_z \quad (7.25)$$

Plocha průřezu dříku/nejmenšího průměru je vypočtena jako:

$$S_d = \left(\pi * \frac{d_d^2}{4} \right) \quad (7.26)$$

Hodnotu vypočteného tlaku lze stanovit následovně:

$$p_s = \frac{F_s}{S_d} \quad (7.27)$$

Vypočtený koeficient bezpečnosti šroubu lze získat:

$$s_{\xi} = \frac{R_e}{p_{\xi}} \quad (7.28)$$

Šroub musí být taktéž odolný proti otláčení, tedy platí podmínka:

$$p_{\xi} \leq p_o \quad (7.29)$$

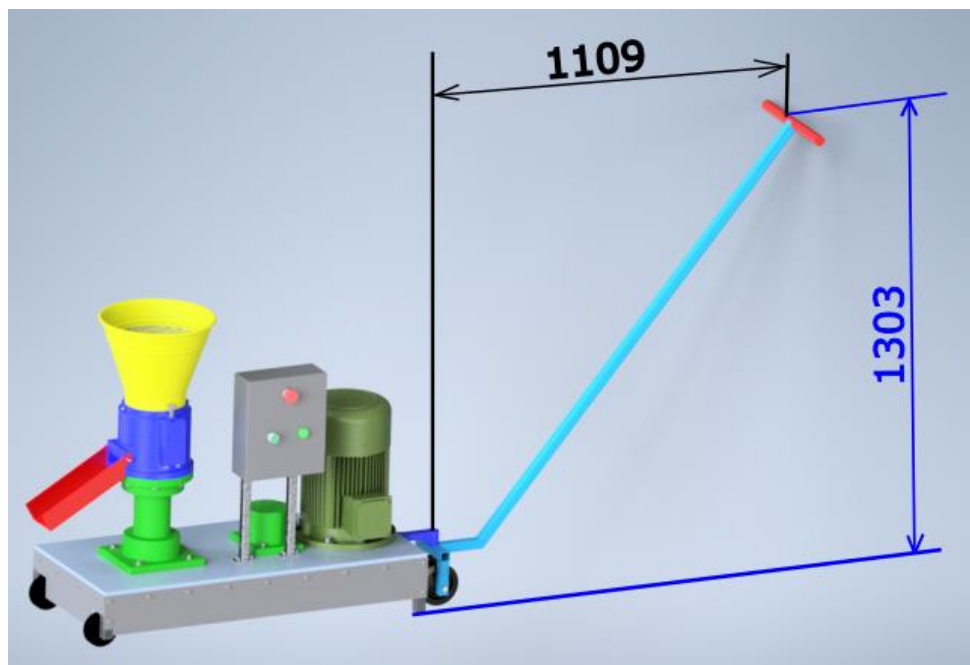
- F_{ξ} síla působící na jeden šroub
- s_z zvolený koeficient bezpečnosti
- $F_{2\xi}$ síla působící na dva šrouby
- S_d plocha průřezu v nejmenším průměru šroubu
- d_d nejmenší průměr na šroubu
- p_{ξ} vypočtený tlak působící na jeden šroub
- R_e mez kluzu materiálu šroubu
- s_{ξ} vypočtený koeficient bezpečnosti šroubu
- p_o doporučená maximální hodnota tlaku vůči otláčení šroubu

Tab. 7-14 Výpočet štelovacích šroubů

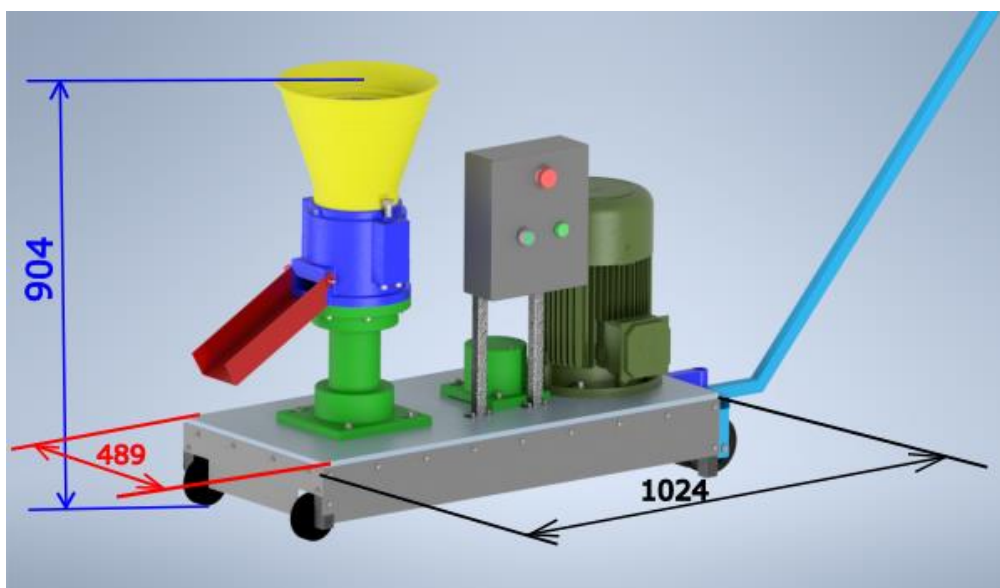
celková síla působící na dva šrouby $F_{2\xi}$	30600,0	N
zvolený koeficient bezpečnosti s_z	1,40	-
síla na jeden šroub F_{ξ}	21420,0	N
typ šroubu	M16	
nejmenší průměr na šroubu d_d	13,835	mm
jeho plocha S_d	150,255	mm ²
vypočítaný tlak působící na jeden šroub p_{ξ}	142,56	MPa
pevnostní parametry šroubu	8.8	
mez kluzu materiálu šroubu R_e	640,00	MPa
vypočtený koeficient bezpečnosti šroubu s_{ξ}	4,49	-
doporučená maximální hodnota vůči otláčení p_o	150	MPa
splňuje šroub výše zmíněnou podmínku?	SPLŇUJE	

8. Pohledy na zkonstruovaný lis

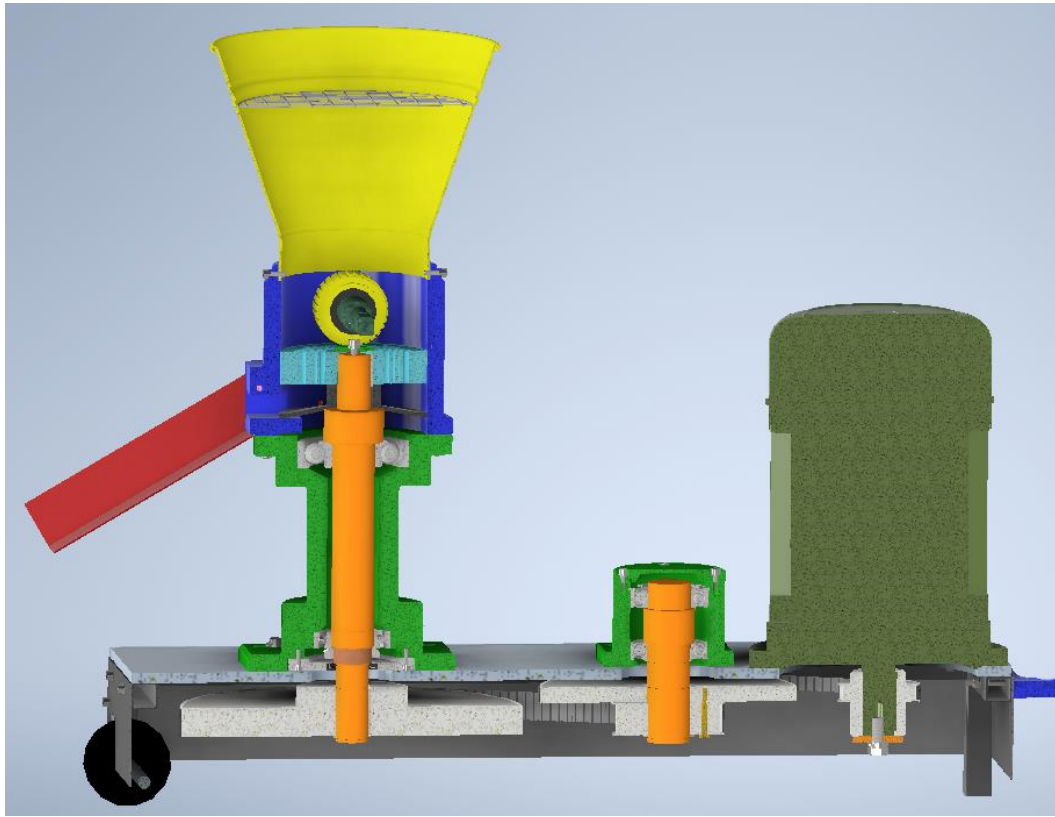
Celá konstrukce lisu proběhla v softwaru AUTODESK Inventor 2024.



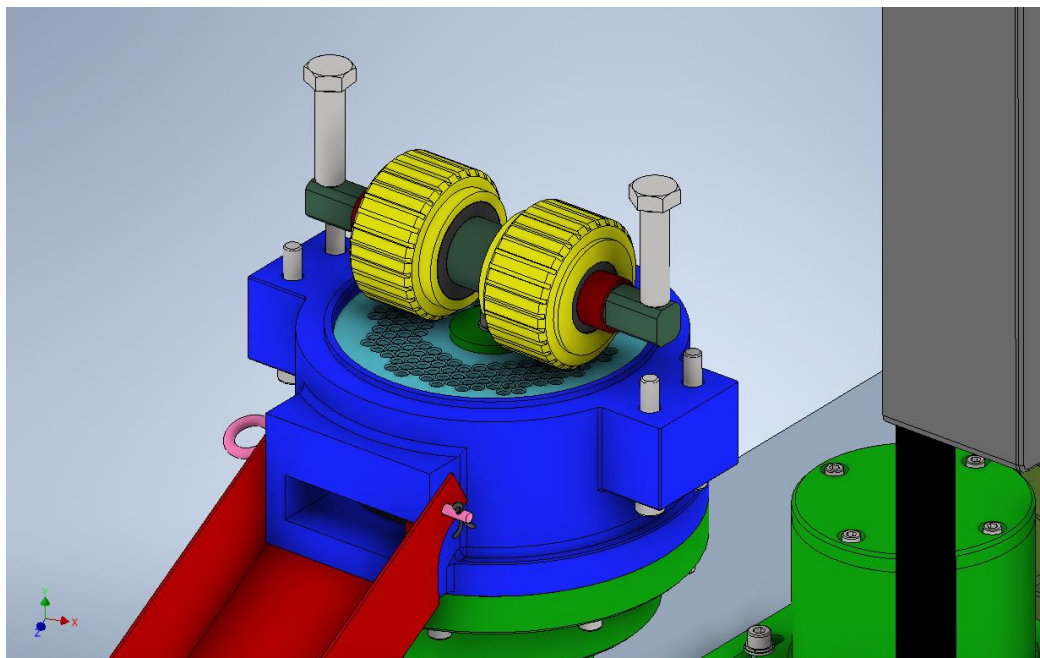
Obr. 37 Pohled na lis 1/2



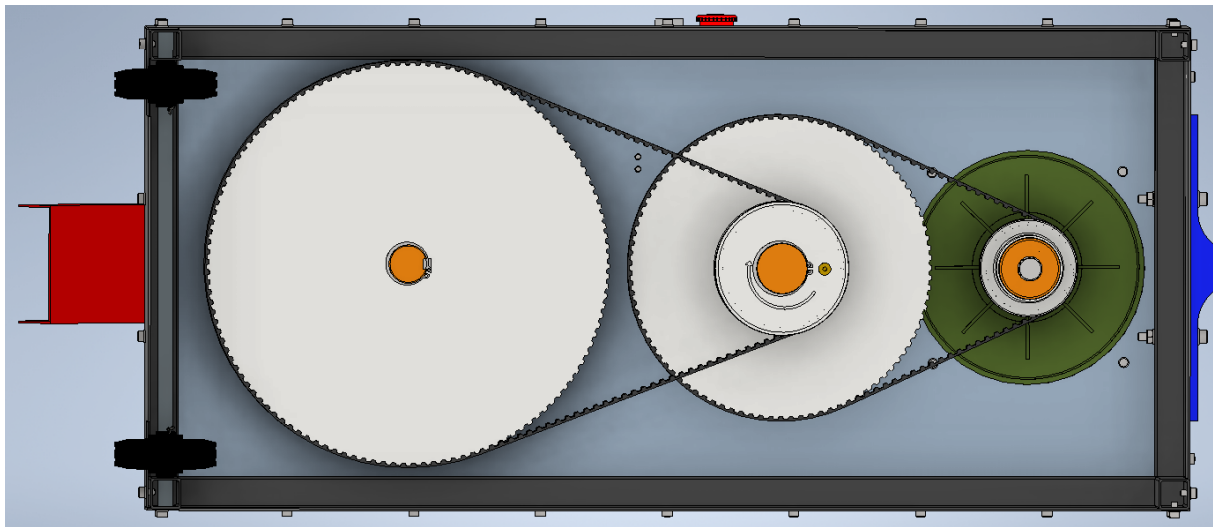
Obr. 38 Pohled na lis 2/2



Obr. 39 Pohled na lis v řezu



Obr. 40 Pohled na rolny



Obr. 41 Pohled na řemeny

9. Závěr

Bakalářská práce je věnována konstrukčnímu návrhu peletovacího lisu.

V první části práce jsem se věnoval rešerši. Bylo objasněno, jak taková peleta vypadá, k čemu ji lze využít a z jaké suroviny se vyrábí. Zadařilo se mi vysvětlit funkci lisu a popsal jsem nejčastěji vyráběné lisy na pelety. Byly vysvětleny pojmy rolna, matrice a další důležité prvky lisu.

Další část je zaměřena na síly a momenty důležité při samotném lisování. Rozvedl jsem teorii zabývající se vznikem sil od lisované suroviny, bylo popsáno, jak by takové síly mohly působit. Mnou vytvořené matematické vztahy jsou podloženy vlastními kresbami objasňující myšlenkové postupy. V samotném závěru této části jsem dosadil číselné hodnoty a provedl vlastní výpočet. Vypočítané hodnoty byly stěžejní pro další návrh strojních komponent.

V následující části práce jsem se zaměřil na volbu vhodné koncepce lisu. Jelikož konstruovaný lis má být pro domácí použití, z možných typů lisů byl zvolen lis s plochou (axiální) matricí. Dále byla zvolena vhodná koncepce převodovky/reduktoru.

Poslední část je zaměřena na samotnou konstrukci zvoleného typu lisu. Vypočítal jsem převodový mechanismus. Určil síly a momenty působící na hřídele, taktéž vypočítal reakce sil působící na podpory/uložení. Volil jsem vhodná uložení rotačních komponent. Dále vhodné typy a velikosti ložisek. Byly vypočítány spoje přenášejí kroučící moment – zejména těsná pera. Další komponenty lisu jsem také vhodně navrhl/vypočítal.

Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace v zadaném rozsahu.

10. Použité zdroje

- [1 Peleta. online. In: <https://cs.wikipedia.org/>. 2021, 1. 5. 2021. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Peleta>. [cit. 2023-10-06].
- [2 KLOBUŠNÍK, Lubomír. *Pelety: palivo budoucnosti*. První vydání. České Budějovice: Sdružení harmonie, 2003. ISBN 80-239-1956-3.
- [3 DOSKOČILOVÁ, Alena; DOSTÁLOVÁ, Hana; CHLÁDEK, Marek; ŠVITAVSKÝ, Michal a ŠIMÍČEK, Vladimír; GAUSE, Marcel (ed.). Biomasa pro energii. online. 2013, s. 36-37. Dostupné z: http://zelenymost.cz/files/biomasa_pro_energii.pdf. [cit. 2023-09-22].
- [4 HOLZ, Thomas. *Topíme dřevěnými peletami: návrh, instalace a provoz*. První vydání. Praha: Grada, 2007. ISBN 978-80-247-1634-3.
- [5 Technologický postup zpracování pelet. online. In: <https://i.ceskestavby.cz>. cc. Dostupné z: https://i.ceskestavby.cz/clanky/odstavce/22532-551338-1_Schema-peletovaci-linky-na-vyrobu-drevenych-pelet.JPG. [cit. 2023-10-20].
- [6 Lis s prstencovou maticí. online. In: <http://www.pellet-making.com/>. cc. Dostupné z: <http://www.pellet-making.com/blog/how-does-a-pellet-mill-work.html>. [cit. 2023-10-20].
- [7 Horizontal-ring-die-pellet-mill-working-method. online. In: <https://www.tcpel.com/>. ©. Dostupné z: <https://www.tcpel.com/wp-content/uploads/2022/10/horizontal-ring-die-pellet-mill-working-method.webp>. [cit. 2023-10-09].
- [8 Vertical-pellet-mill-feeding-method. online. In: <https://www.tcpel.com>. ©. Dostupné z: <https://www.tcpel.com/wp-content/uploads/2022/10/vertical-pellet-mill-feeding-method.webp>. [cit. 2023-10-09].
- [9 <http://www.pellet-making.com/>. online. In: <http://www.pellet-making.com/>. ©. Dostupné z: <http://www.pellet-making.com/blog/how-does-a-pellet-mill-work.html>. [cit. 2023-10-09].
- [10 STELTE, Wolfgang; HOLM, Jens K.; SANADI, Anand R.; BARSBERG, Søren; AHRENFELDT, Jesper et al. *Fuel pellets from biomass: The importance of the pelletizing pressure and its dependency on the processing conditions*. Vědecká studie. Denmark: Technical University of Denmark, 2011.
- [11 RECENT DEVELOPMENTS IN BIOMASS PELLETTIZATION – A REVIEW. online, Vědecká studie, vedoucí Wolfgang Stelte. Denmark: Danish Technological Institute, 2012. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/242019569_Recent_Developments_in_Biomass_Pelletization_-_A_Review/link/02e7e53abaea654238000000/download. [cit. 2023-11-12].

- [1] *Design Proposal of a Prototype for Sawdust Pellet Manufacturing through Simulation*. online, 2] Vědecká studie. Mexico: Instituto Politécnico Nacional, 2020. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/339892186_Design_Proposal_of_a_Prototype_for_Sawdust_Pellet_Manufacturing_through_Simulation/figures. [cit. 2024-05-09].
- [1] *Pellet mill design*. online, Vědecká studie, vedoucí Ron Turner. Manhattan, USA: Kansas State University, 2019. Dostupné z: https://img.feedstrategy.com/files/base/wattglobalmedia/all/document/2019/09/fs.1-3_Pellet_Mill_Design.pdf. [cit. 2023-12-11].
- [1] Matrice. online. In: *Agro-bazar*. 2024. Dostupné z: <https://www.agro-bazar.cz/1704-matrice-na-4-pelety-valce-k-peletovani-prodam.html>. [cit. 2024-04-25].

Příloha A Technická data motoru

Veškerá technická data motoru:

PRODUCT ATTRIBUTES

Technical description 132SP/4 P712 B5 400/690 TF

▼ Technical design

Motor size	132
Efficiency class	IE3
Braking motor	No
Motor protection class	IP55
Insulation class	F
Operating mode of motor	S1
Mechanical design	IEC
Motor flange type	IEC B5

Obr. 42 Technická data motoru 1/3

▼ Technical Data

Cosine phi 1	0.80
IA / IN 1	8.6
Nominal motor voltage (V)	400/690
ETA 50% Nominal load voltage	90.6
ETA 75% Nominal load voltage	91.5
ETA 100% Nominal load voltage	90.9
Nominal frequency	50 Hz
Nominal power	5.50 kW
Motor speed	1,465 r/min

Obr. 43 Technická data motoru 2/3

▼ Options

Thermal motor protection	Thermistors
--------------------------	-------------

▼ Master Data

Gross Weight	55.00 kg
--------------	----------

Obr. 44 Technická data motoru 3/3

Příloha B Data výpočtu řemenových převodů

▣ Vlastnosti řemenu

Zobrazovaný název		Ozubený řemen
Velikost		16T10 x 1150
Rozteč zubů	p_b	10,000 mm
Počet zubů	z	115,000 ul
Roztečná délka	L	1150,000 mm
Šířka	B	16,000 mm
Výška	H	4,500 mm
Šířka zubu	S	5,300 mm
Úhel zubu	β	20,00 deg
Výška zubu	h_t	2,500 mm
Poloměr zaoblení paty	r_r	0,600 mm
Poloměr zaoblení hlavy zubu	r_a	0,600 mm
Minimální roztečný průměr řemenice	D_{min}	38,000 mm
Maximální dovolené pracovní zatížení	T_a	982,140 N
Maximální frekvence ohybů	f_{max}	50,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{max}	60,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,077 kg/m

Obr. 45 Výpočet prvního stupně reduktoru 1/4

▣ Vlastnosti ozubené řemenice 1

Zobrazovaný název		Ozubená řemenice
Velikost		Uživatelské
Typ řemenice		Hnací
Počet zubů	z	30,000 ul
Počet zabírajících zubů	z_c	11,000 ul
Rozteč zubů	p_b	10,000 mm
Roztečný průměr	D_p	95,493 mm
Vnější průměr řemenice	D_0	93,493 mm
Odsazení nosných vláken	a	1,000 mm
Šířka řemenice	b_f	18,000 mm
Poloměr zaoblení výšky zubů	r_t	1,200 mm
Poloměr zaoblení paty zubů	r_b	0,800 mm
Šířka drážky	b_w	6,800 mm
Výška zubu	h_g	5,200 mm
Úhel drážky	φ	25,00 deg
Souřadnice X	x	-359,771 mm
Souřadnice Y	y	468,510 mm
Délka větve řemenu	L_f	221,011 mm
Podíl výkonu	P_x	1,000 ul
Výkon	P	5,500 kW
Krouticí moment	T	35,851 N m
Otáčky	n	1465,000 rpm
Úhel opásání	β	130,51 deg
Síla na vstupu	F_1	905,145 N
Síla na výstupu	F_2	154,291 N
Výsledné zatížení hřídele	F_r	1012,194 N
Statická napínací síla	F_v	962,166 N

Obr. 46 Výpočet prvního stupně reduktoru 2/4

▣ Vlastnosti ozubené řemenice 2

Zobrazovaný název		Ozubená řemenice
Velikost		Uživatelské
Typ řemenice		Hnaná
Počet zubů	z	94,000 ul
Počet zabírajících zubů	z_c	60,000 ul
Rozteč zubů	p_b	10,000 mm
Roztečný průměr	D_p	299,211 mm
Vnější průměr řemenice	D_0	297,211 mm
Odsazení nosných vláken	a	1,000 mm
Šířka řemenice	b_f	18,000 mm
Poloměr zaoblení výšky zubů	r_t	0,800 mm
Poloměr zaoblení paty zubů	r_b	0,600 mm
Šířka drážky	b_w	3,600 mm
Výška zubu	h_g	2,600 mm
Úhel drážky	φ	25,00 deg
Souřadnice X	x	-261,235 mm
Souřadnice Y	y	691,022 mm
Osová vzdálenost	C	243,354 mm
Délka větve řemenu	L_f	221,011 mm
Podíl výkonu	P_x	1,000 ul
Výkon	P	5,390 kW
Krouticí moment	T	110,085 N m
Otáčky	n	467,553 rpm
Převodový poměr	i	3,133 ul
Úhel opásání	β	229,49 deg
Síla na vstupu	F_1	154,291 N
Síla na výstupu	F_2	905,145 N
Výsledné zatížení hřídele	F_r	1012,194 N
Statická napínací síla	F_v	962,166 N

Obr. 47 Výpočet prvního stupně reduktoru 3/4

▣ Pevnostní kontrola

Výkon	P	5,500 kW
Krouticí moment	T	35,851 N m
Otáčky	n	1465,000 rpm
Účinnost	η	0,980 ul
Provozní součinitel	c_p	1,200 ul
Výsledný provozní součinitel	c_{pR}	1,303 ul
Rychlost řemenu	v	7,325 mps
Obvodová síla	F_p	750,853 N
Odstředivá síla	F_c	4,121 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	529,718 N
Maximální zatížení větve řemenu	F_{tmax}	905,145 N
Souč. počtu zabírajících zubů	k_z	1,000 ul
Součinitel předpětí	k_1	1,200 ul

Obr. 48 Výpočet prvního stupně reduktoru 4/4

▣ Vlastnosti řemenu

Zobrazovaný název		Ozubený řemen
Velikost		32T10 x 1610
Rozteč zubů	P_b	10,000 mm
Počet zubů	z	161,000 ul
Roztečná délka	L	1610,000 mm
Šířka	B	32,000 mm
Výška	H	4,500 mm
Šířka zubu	S	5,300 mm
Úhel zubu	β	20,00 deg
Výška zubu	h_t	2,500 mm
Poloměr zaoblení paty	r_r	0,600 mm
Poloměr zaoblení hlavy zubu	r_a	0,600 mm
Minimální roztečný průměr řemenice	D_{min}	38,000 mm
Maximální dovolené pracovní zatížení	T_a	2164,451 N
Maximální frekvence ohybů	f_{max}	50,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{max}	60,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,154 kg/m

Obr. 49 Výpočet druhého stupně reduktoru 1/4

▣ Vlastnosti ozubené řemenice 1

Zobrazovaný název		Ozubená řemenice
Velikost		Uživatelské
Typ řemenice		Hnací
Počet zubů	z	40,000 ul
Počet zabírajících zubů	z_c	16,000 ul
Rozteč zubů	P_b	10,000 mm
Roztečný průměr	D_p	127,324 mm
Vnější průměr řemenice	D_0	125,324 mm
Odsazení nosných vláken	a	1,000 mm
Šířka řemenice	b_f	34,000 mm
Poloměr zaoblení výšky zubů	r_t	1,200 mm
Poloměr zaoblení paty zubů	r_b	0,800 mm
Šířka drážky	b_w	6,800 mm
Výška zubu	h_g	5,200 mm
Úhel drážky	φ	25,00 deg
Souřadnice X	x	0,000 mm
Souřadnice Y	y	-147,499 mm
Délka větve řemenu	L_f	341,471 mm
Podíl výkonu	P_x	1,000 ul
Výkon	P	5,390 kW
Krouticí moment	T	110,074 N m
Otáčky	n	467,600 rpm
Úhel opásání	β	136,78 deg
Síla na vstupu	F_1	2076,343 N
Síla na výstupu	F_2	347,301 N
Výsledné zatížení hřídele	F_r	2341,526 N
Statická napínací síla	F_v	2253,258 N

Obr. 50 Výpočet druhého stupně reduktoru 2/4

▣ Vlastnosti ozubené řemenice 2

Zobrazovaný název		Ozubená řemenice
Velikost		Uživatelské
Typ řemenice		Hnaná
Počet zubů	z	125,000 ul
Počet zabírajících zubů	z_c	78,000 ul
Rozteč zubů	p_b	10,000 mm
Roztečný průměr	D_p	397,887 mm
Vnější průměr řemenice	D_0	395,887 mm
Odsazení nosných vláken	a	1,000 mm
Šířka řemenice	b_f	34,000 mm
Poloměr zaoblení výšky zubů	r_t	0,800 mm
Poloměr zaoblení paty zubů	r_b	0,600 mm
Šířka drážky	b_w	3,600 mm
Výška zubu	h_g	2,600 mm
Úhel drážky	φ	25,00 deg
Souřadnice X	x	-339,886 mm
Souřadnice Y	y	-286,715 mm
Osová vzdálenost	C	367,293 mm
Délka větve řemenu	L_f	341,471 mm
Podíl výkonu	P_x	1,000 ul
Výkon	P	5,282 kW
Krouticí moment	T	337,102 N m
Otáčky	n	149,632 rpm
Převodový poměr	i	3,125 ul
Úhel opásání	β	223,22 deg
Síla na vstupu	F_1	347,301 N
Síla na výstupu	F_2	2076,343 N
Výsledné zatížení hřídele	F_r	2341,526 N
Statická napínací síla	F_v	2253,258 N

Obr. 51 Výpočet druhého stupně reduktoru 3/4

▣ Pevnostní kontrola

Výkon	P	5,390 kW
Krouticí moment	T	110,074 N m
Otáčky	n	467,600 rpm
Účinnost	η	0,980 ul
Provozní součinitel	c_p	1,200 ul
Výsledný provozní součinitel	c_{PR}	1,251 ul
Rychlost řemenu	v	3,117 mps
Obvodová síla	F_p	1729,042 N
Odstředivá síla	F_c	1,493 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	1211,822 N
Maximální zatížení větve řemenu	F_{tmax}	2076,343 N
Souč. počtu zabírajících zubů	k_z	1,000 ul
Součinitel předpětí	k_1	1,200 ul

Obr. 52 Výpočet druhého stupně reduktoru 4/4

Příloha C Data výpočtu druhé hřídele

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Kroučící moment	Průhyb				Úhel průhybu
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Y	X	Velikost	Směr	
T1	130,5 mm														111,000 N m	10,995 microm	-42,987 microm	44,371 microm	284,35 deg	0,03 deg
F1	130,5 mm	314,300 N	-962,200 N	1012,232 N	288,09 deg											10,995 microm	-42,987 microm	44,371 microm	284,35 deg	0,03 deg
F2	159 mm	-639,600 N	2254,400 N	2343,375 N	105,84 deg											15,418 microm	-59,987 microm	61,936 microm	284,41 deg	0,04 deg
T2	159 mm														-111,000 N m	15,418 microm	-59,987 microm	61,936 microm	284,41 deg	0,04 deg

Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Axiální zatížení	Poddajnost	Typ	Průhyb				Úhel průhybu
			Y	X	Velikost	Směr				Y	X	Velikost	Směr	
1	Volný	20,5 mm	585,370 N	-2205,976 N	2282,321 N	284,86 deg	0,005 microm/N	Kuličková ložiska s hlubokou drážkou	-2,971 microm	11,195 microm	11,583 microm	104,86 deg	0,03 deg	
2	Pevná	79,5 mm	-880,098 N	3498,176 N	3607,189 N	104,12 deg	0,004 microm/N	Kuličková ložiska s hlubokou drážkou	3,834 microm	-15,241 microm	15,716 microm	284,12 deg	0,03 deg	

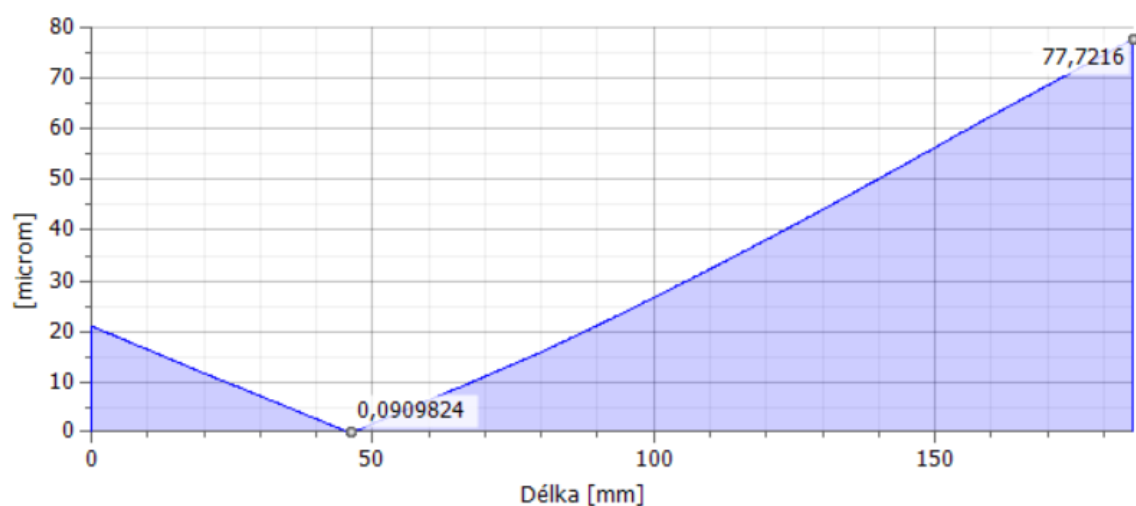
Obr. 53 Data výpočtu druhé hřídele 1/4

Výsledky

Délka	L	185,150 mm
Hmotnost	Hmotnost	3,117 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	11,841 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	1,193 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	4,523 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	11,916 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	77,722 microm
Úhel zkroucení	φ	0,00 deg

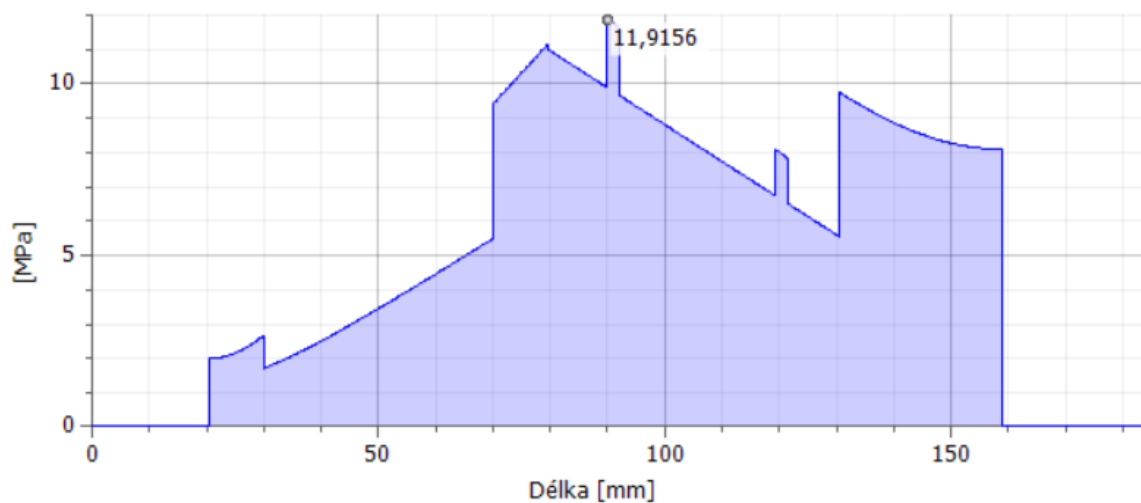
Obr. 54 Data výpočtu druhé hřídele 2/4

Průhyb



Obr. 55 Data výpočtu druhé hřídele 3/4

Redukované napětí



Obr. 56 Data výpočtu druhé hřídele 4/4

Příloha D Data výpočtu třetí hřídele

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojité zatížení				Axiální zatížení	Krouticí moment	Průhyb			Úhel průhybu
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Velikost	Směr		
T1	17 mm														-338,000 N m	55,652 microm	55,652 microm		0,01 deg
F1	64,24 mm												30600,000 N			48,035 microm	48,035 microm		0,01 deg
F2	391,99 mm			2342,000 N												-25,998 microm	25,998 microm	180,00 deg	0,02 deg
T2	391,99 mm													338,000 N m		-25,998 microm	25,998 microm	180,00 deg	0,02 deg

Podpory

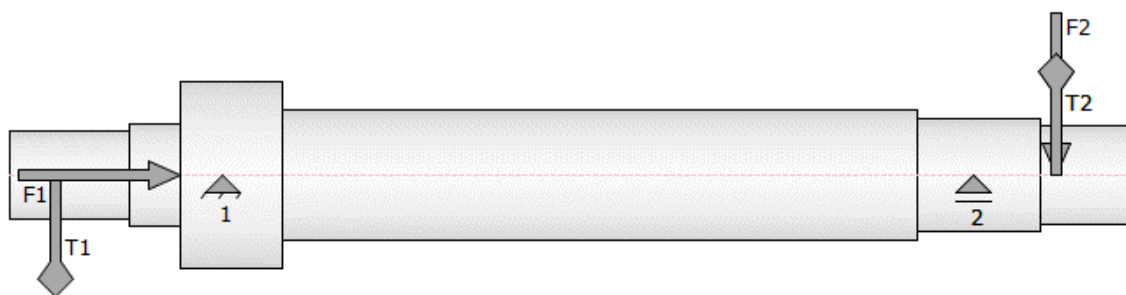
Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Axiální zatížení	Poddajnost	Typ	Průhyb			Úhel průhybu
			Y	X	Velikost	Směr				Y	X	Velikost	
1	Pevná	80 mm	-224,115 N	224,115 N	180,00 deg	30600,000 N	0,203 microm/N	Kuličková ložiska s kosohýlým stykem	45,492 microm	45,492 microm		0,01 deg	
2	Volný	361 mm	2626,080 N	2626,080 N			0,005 microm/N	Kuličková ložiska s kosohýlým stykem	-13,957 microm	13,957 microm	180,00 deg	0,02 deg	

Obr. 57 Data výpočtu třetí hřídele 1/5

Výsledky

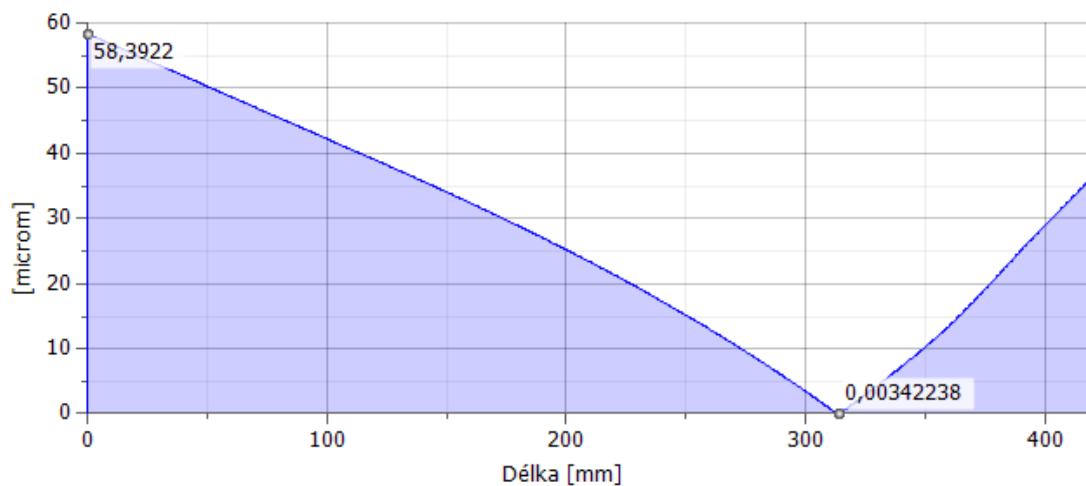
Délka	L	420,490 mm
Hmotnost	Hmotnost	6,115 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	9,651 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	2,169 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	45,788 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	7,951 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	79,307 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	58,392 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,22 deg

Obr. 58 Data výpočtu třetí hřídele 2/5



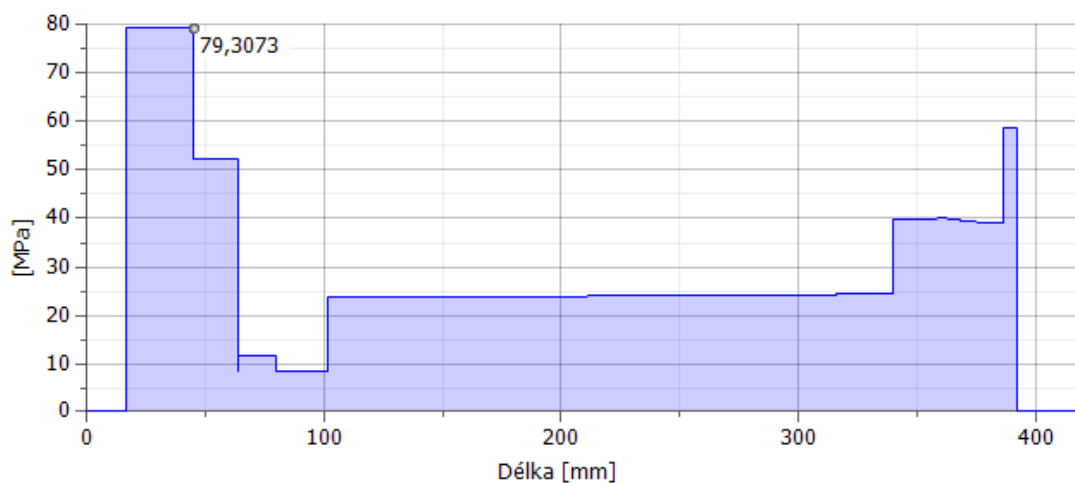
Obr. 59 Data výpočtu třetí hřídele 3/5

▣ Průhyb



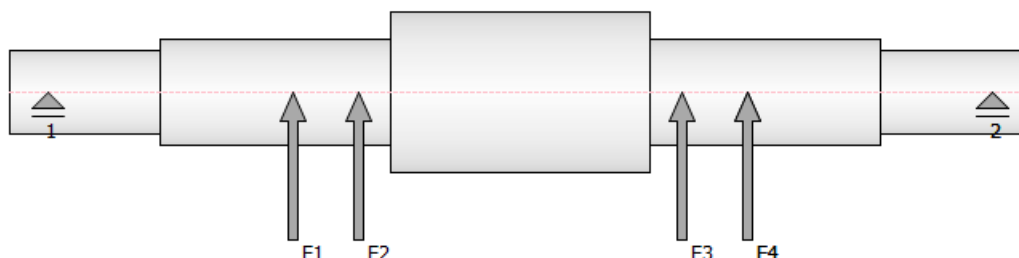
Obr. 60 Data výpočtu třetí hřídele 4/5

▣ Redukované napětí



Obr. 61 Data výpočtu třetí hřídele 5/5

Příloha E Data výpočtu osy nosoucí rolny



Obr. 62 Data výpočtu osy nosoucí rolny 1/6

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Kroutcí moment	Průhyb				Úhel průhybu
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Délka	Y	X	Velikost	
F1	66,2 mm	-8184,000 N	-8184,000 N													747,547 microm	747,547 microm		0,45 deg	
F2	81,2 mm	-8184,000 N	-8184,000 N													833,226 microm	833,226 microm		0,22 deg	
F3	156,8 mm	-8184,000 N	-8184,000 N													833,226 microm	833,226 microm		0,20 deg	
F4	171,8 mm	-8184,000 N	-8184,000 N													747,547 microm	747,547 microm		0,43 deg	

Obr. 63 Data výpočtu osy nosoucí rolny 2/6

Podpory

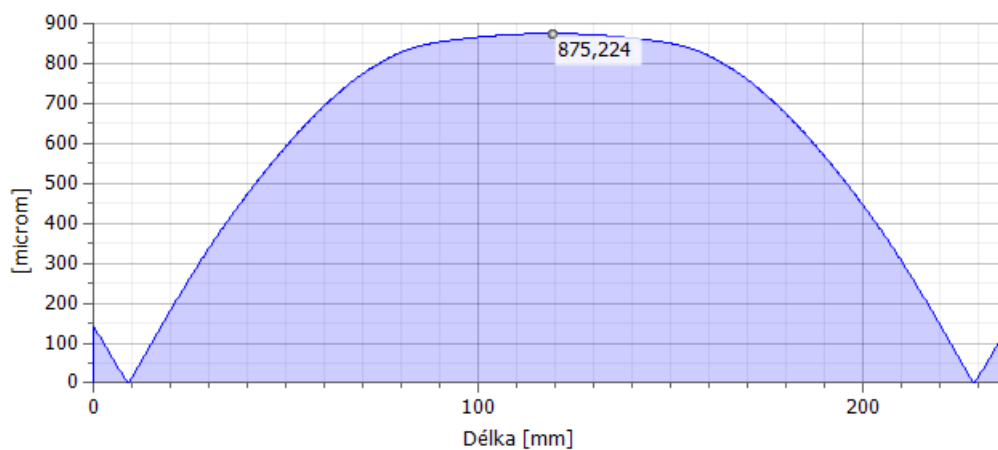
Index	Typ	Umístění	Reakční síla				Axiální zatížení	Poddajnost	Typ	Průhyb				Úhel průhybu
			Y	X	Velikost	Směr				Y	X	Velikost	Směr	
1	Volný	9,003 mm	-16362,472 N	16362,472 N	180,00 deg			Vlastní	-0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg		0,92 deg	
2	Volný	228,997 mm	-16362,472 N	16362,472 N	180,00 deg			Vlastní	0,001 microm	0,001 microm			0,97 deg	

Obr. 64 Data výpočtu osy nosoucí rolny 3/6

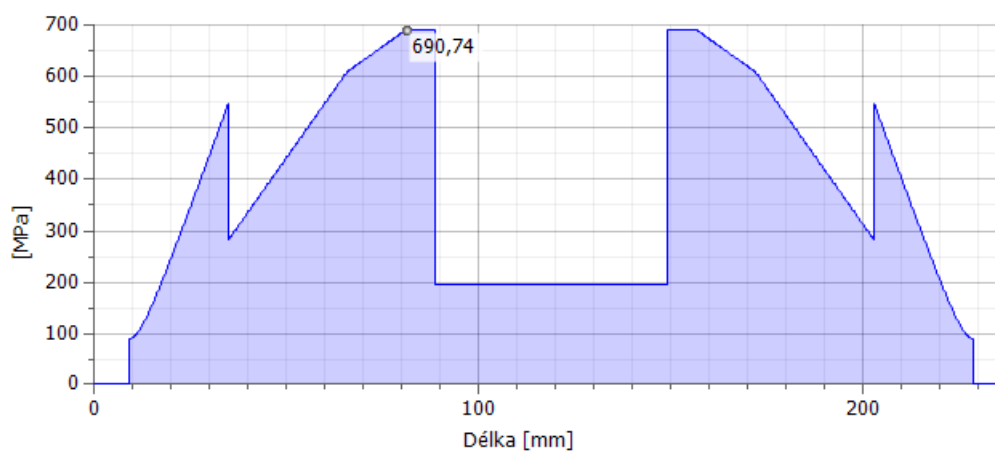
Výsledky

Délka	L	238,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	1,127 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	690,136 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	52,086 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	0,000 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	690,740 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	875,224 microm
Úhel zkroucení	φ	0,00 deg

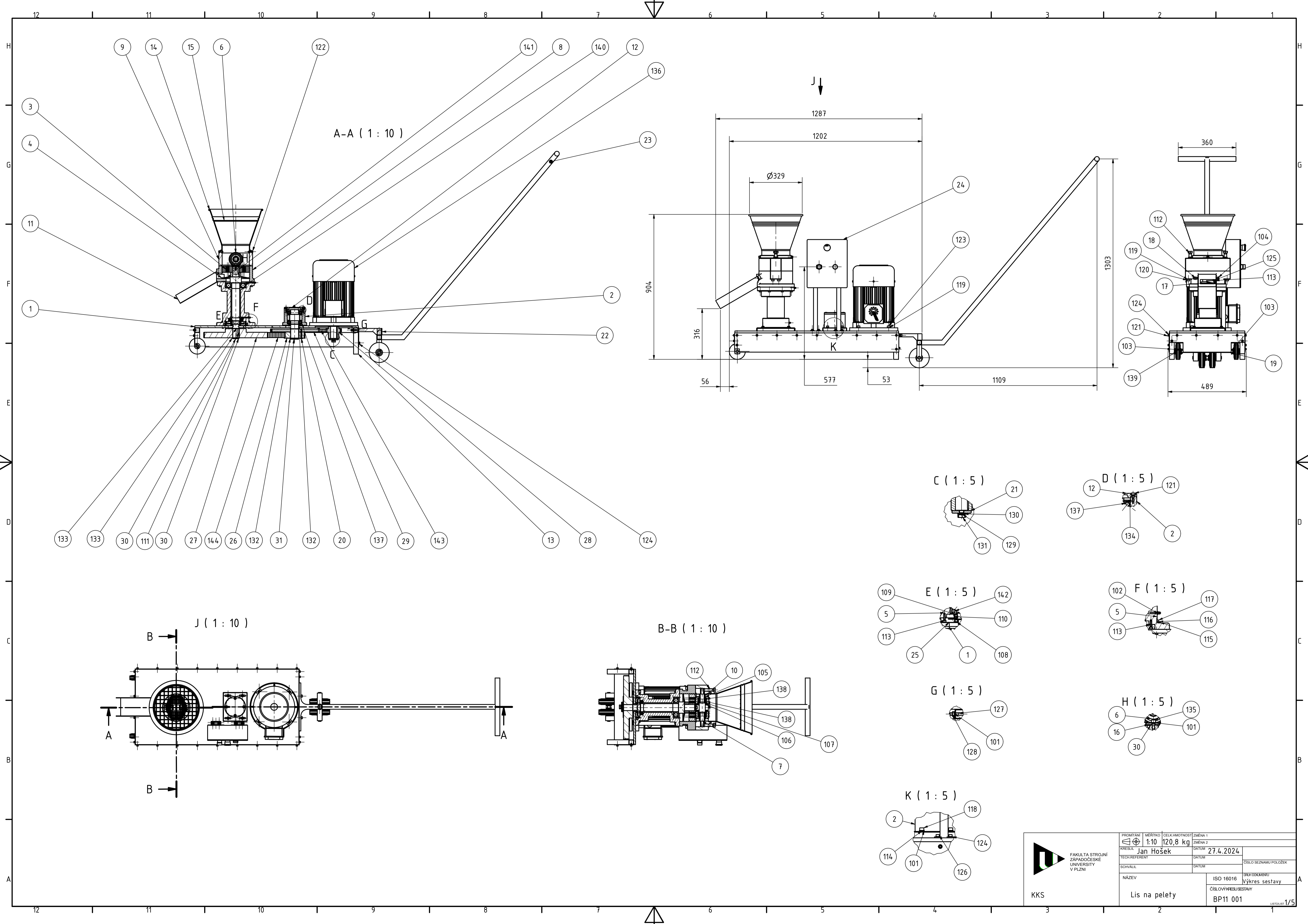
Obr. 65 Data výpočtu osy nosoucí rolny 4/6

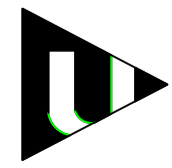

▣ **Průhyb**

Obr. 66 Data výpočtu osy nesoucí rolny 5/6

▣ **Redukované napětí**

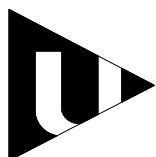
Obr. 67 Data výpočtu osy nesoucí rolny 6/6



 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKS	PROMÍTÁNÍ  MĚŘITKO 1:10 CELK.HMOTNOST 120,8 kg ZMĚNA 1 ZMĚNA 2	DATUM 27.4.2024
	KRESLIL Jan Hošek	DATUM
SCHVÁLIL	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
NÁZEV Lis na pelety	ISO 16016 ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY BP11 001	ÚŘADNÍ ODKAZOVÁNÍ Výkres sestavy 1/5

KUSOVNÍK

POLOŽKA	KS	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI/NORMA	MATERIÁL
1	1	Stůl	BP00 005	S355
2	1	Ložiskový domeček 2.hřídel	BP00 002	S235
3	1	Matrice	BP00 006	Hardox 450
4	1	Vyomezovací kroužek mezi matrici a hřídel	BP00 007	S235
5	1	Ložiskový domeček 3.hřídel	BP00 008	ČSN 422425
6	2	Rolna	BP00 009	ČSN 422545
7	1	Osa rolen	BP00 004	15NiCr13
8	1	Dolní víko lisu	BP00 011	S235
9	1	Horní víko lisu	BP00 012	S235
10	2	Vyomezovací kroužek mezi rolnu a horní víko	BP00 013	S235
11	1	Výsypka	BP00 014	A1008
12	1	Víko na 2.hřídel	BP00 015	S235
13	1	Svařená konstrukce podvozku	BP11 002	-
14	1	Násypka	BP00 016	A1008
15	1	Mřížka	BP00 017	X10CrNi18-8
16	1	Přítlačná deska pro matrici	BP00 018	S235
17	1	Nůž pod matrici	BP00 019	S235
18	1	Tyčka pro zajištění výsypky	BP00 020	S235



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

KKS

PROMÍTÁNÍ



MĚŘÍTKO

CELK.HMOTNOST

ZMĚNA 1

ZMĚNA 2

KRESLIL

Jan Hošek

DATUM

27.4.2024

TECH.REFERENT

DATUM

SCHVÁLIL

DATUM

ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK

NÁZEV

ISO 16016

DRUH DOKUMENTU

Lis na pelety

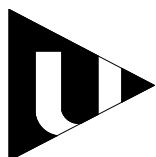
ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY

BP11 001

Výkres sestavy

KUSOVNÍK

POLOŽKA	KS	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI/NORMA	MATERIÁL
19	1	Osa pro pojezdová kola	BP00 021	S235
20	1	Střížný kolík	BP00 022	E295
21	1	Přítlačná deska pro 1. hřídel	BP00 023	S235
22	1	Oj transportního vozíku	BP00 024	S235
23	1	Transportní vozík	BP11 003	-
24	1	Skříň s elektrickými prvky	BP11 004	-
25	1	Víčko pro 3. hřídel u řemenice	BP00 025	S235
26	1	Ozubená řemenice 21	BP00 026	C45
27	1	Ozubená řemenice 22	BP00 027	C45
28	1	Ozubená řemenice 11	BP00 028	C45
29	1	Ozubená řemenice 12	BP00 029	C45
30	1	Třetí hřídel	BP00 001	C45
31	1	Druhá hřídel	BP00 003	C45
101	16	Pružná podložka	DIN 128 - A8	
103	1	Závlačka	DIN EN ISO 1234 - 2,5x24	
104	1	Závlačka	DIN EN ISO 1234 - 3,2x14	
105	2	Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760 - AS - 30 x 40 x 7 - NBR	
106	2	Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760 - AS - 38 x 55 x 7 - NBR	
107	2	Pružný pojistný kroužek	DIN 472 - 52 x 2	
108	1	Hřídelový těsnicí kroužek	DIN 3760 - AS - 38 x 62 x 7 - NBR	
109	1	Pojistná podložka - Typ MB/MBL	DIN 5406 - MB9	



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

KKS

PROMÍTÁNÍ



MĚŘÍTKO

CELK.HMOTNOST

ZMĚNA 1

ZMĚNA 2

KRESLIL

Jan Hošek

DATUM

27.4.2024

TECH.REFERENT

DATUM

SCHVÁLIL

DATUM

ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK

NÁZEV

Lis na pelety

ISO 16016

DRUH DOKUMENTU

Výkres sestavy

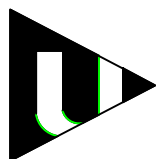
ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY

BP11 001

LISTŮ/LIST 3/5

KUSOVNÍK

POLOŽKA	KS	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI/NORMA	MATERIÁL
110	1	Kruhová matice se zářezy	DIN 981 - KM 9	
111	1	Těsné pero	DIN 6885 - A 10 x 8 x 56	
112	2	Šestihranný šroub	ISO 4017 - M16 x 60 - 8.8	
113	6	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M5 x 20 - 8.8	
114	7	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice	DIN 126 - 9	
115	4	Podložka	ISO 7093-1 - 8	
116	4	Pružná podložka	DIN 127 - A 8	
117	4	Šroub s válcovou hlavou	DIN 7984 - M8 x 40 - 8.8	
118	12	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M8 x 35 - 8.8	
119	8	Pružná podložka	DIN 128 - A10	
120	4	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M10 x 70 - 8.8	
121	36	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M6 x 10 - 8.8	
122	7	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M6 x 20 - 8.8	
123	4	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M10 x 40 - 8.8	
124	51	Pružná podložka	DIN 128 - A6	
125	2	Pružná podložka	DIN 128 - A5	
126	4	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M6 x 25 - 8.8	
127	2	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M8 x 60 - 8.8	
128	2	Šestihranná matice	DIN 934 - M8	



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

KKS



PROMÍTÁNÍ

MĚŘÍTKO

CELK.HMOTNOST

ZMĚNA 1

ZMĚNA 2

KRESLIL

Jan Hošek

DATUM

27.4.2024

TECH.REFERENT

DATUM

SCHVÁLIL

DATUM

ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK

NÁZEV

Lis na pelety

ISO 16016

DRUH DOKUMENTU

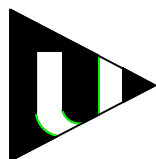
Výkres sestavy

ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY

BP11 001

KUSOVNÍK

POLOŽKA	KS	POPIS	ČÍSLO SOUČÁSTI/NORMA	MATERIÁL
129	1	Pružná podložka	DIN 128 - A12	
130	1	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice	DIN 126 - 13,5	
131	1	Šestihranný šroub	ISO 4017 - M14 x 35 - 8.8	
132	3	Pojistné kroužky pro hřídele	DIN 471 - 50x2	
133	2	Pojistné kroužky pro hřídele	DIN 471 - 38x1,75	
134	1	Pružný pojistný kroužek	DIN 472 - 90 x 3	
135	1	Šroub s válcovou hlavou	DIN 912 - M8 x 20 - 8.8	
136	2	Mazací hlavice, kuželová Typ A	DIN 71412 - AM 6 (kuželový krátký)	
137	2	Kuličkové ložisko	skf_bearing_6210-2z_2	-
138	4	Kuličkové ložisko	skf_bearing_6205_etn9_2	-
139	2	Pojezdová kola	B0493.10030	-
140	1	Kuličkové ložisko s kosoúhlým dotykem	skf_bearing_7410_bm_2	-
141	1	Těsné pero	DIN 6885 - B 12 x 8 x 40	
142	1	Kuličkové ložisko s kosoúhlým dotykem	DIN 628 T1 - 7210B - 50 x 90 x 20	-
143	1	Ozubený řemen 1 - 16T10x1150		
144	1	Motor NORD 132 SP/4		
145	1	Ozubený řemen 2 - 32T10x1610		



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERSITY
V PLZNI

KKS



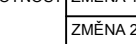
PROMÍTÁNÍ



MĚŘÍTKO



CELK.HMOTNOST



ZMĚNA 1

ZMĚNA 2

KRESLIL

Jan Hošek

DATUM

27.4.2024

TECH.REFERENT

DATUM

SCHVÁLIL

DATUM

ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK

NÁZEV

Lis na pelety

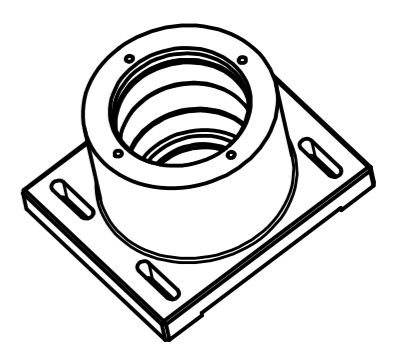
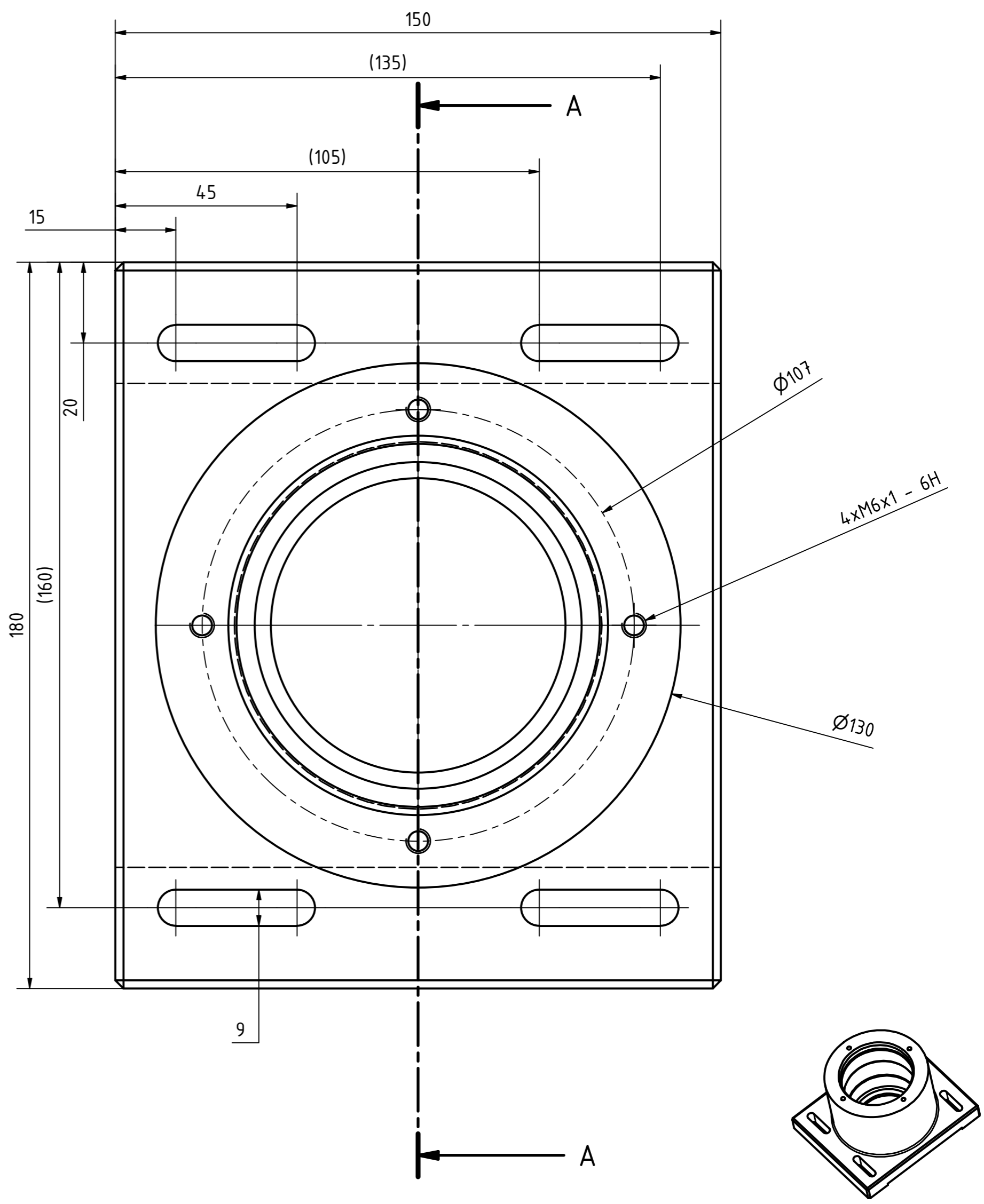
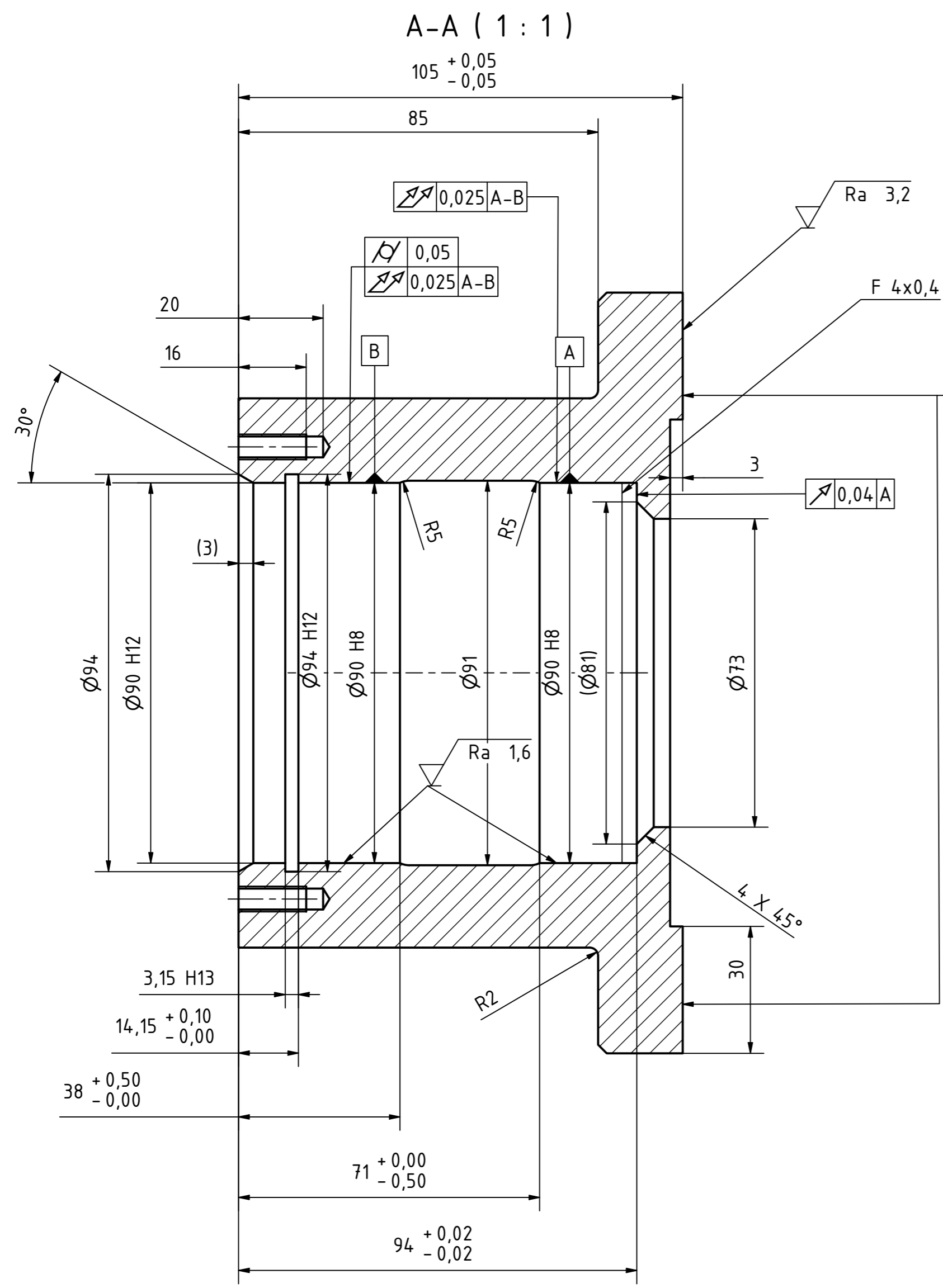
ISO 16016

DRUH DOKUMENTU

Výkres sestavy

ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY

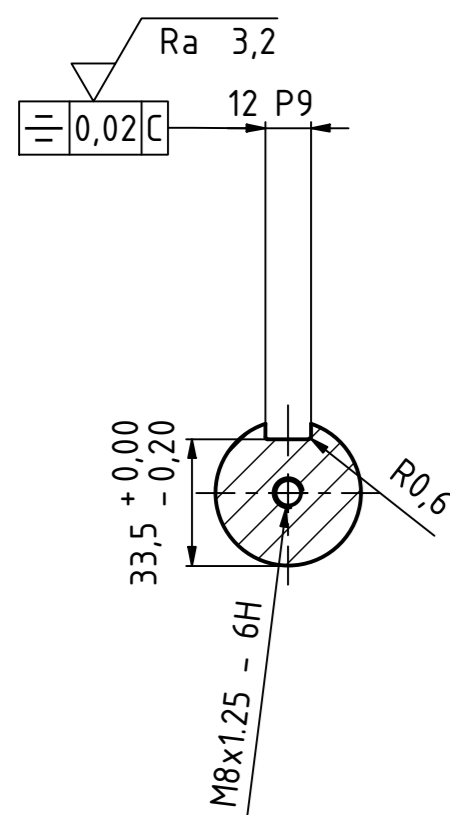
BP11 001



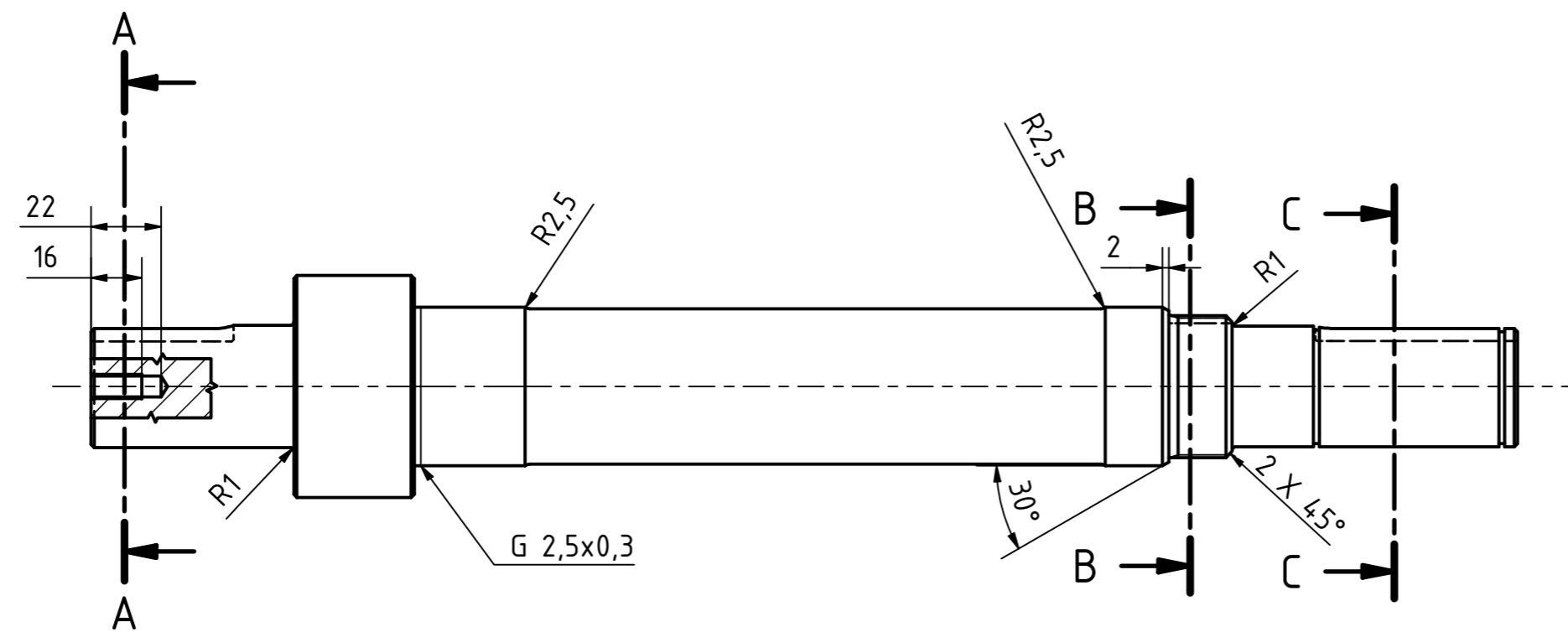
nekótované sražení srazit na 2x45°

Textura povrchu Ra 6,3 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 +0,4	Měřítko 1:1	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 7,73	Tolerování ISO 8015
			Promítání ☑
Materiál - Polotovár S235 4HR 200x120 ČSN 42 7520.12		Formát A3	
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Jan Hošek	Název Ložiskový domeček	
	Datum 27.4.2024	Číslo dokumentu BP00 002	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	
	Datum		

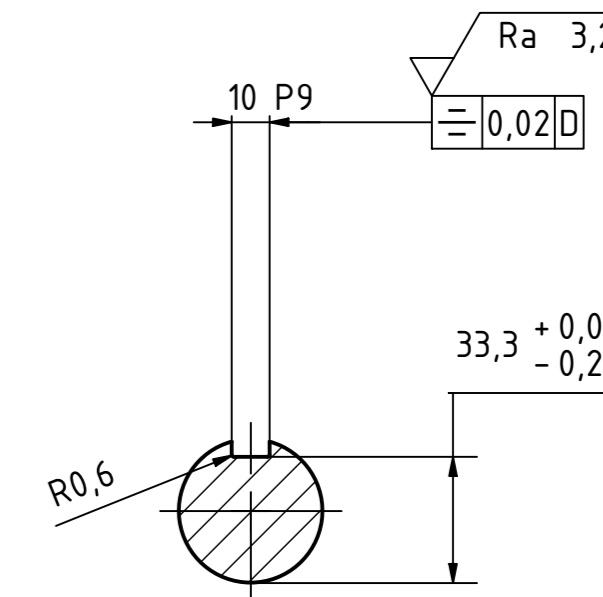
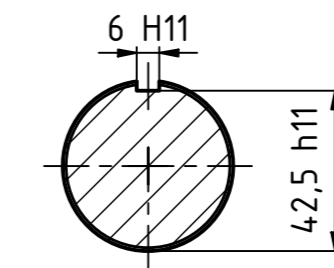
List 1 Listů 1



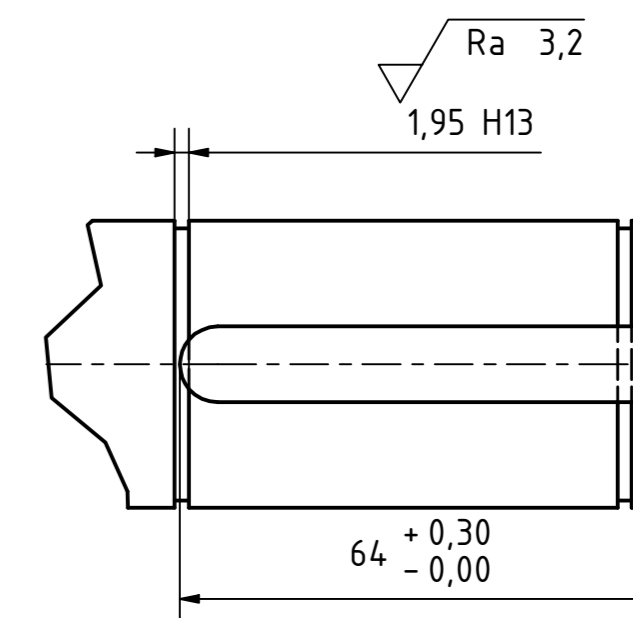
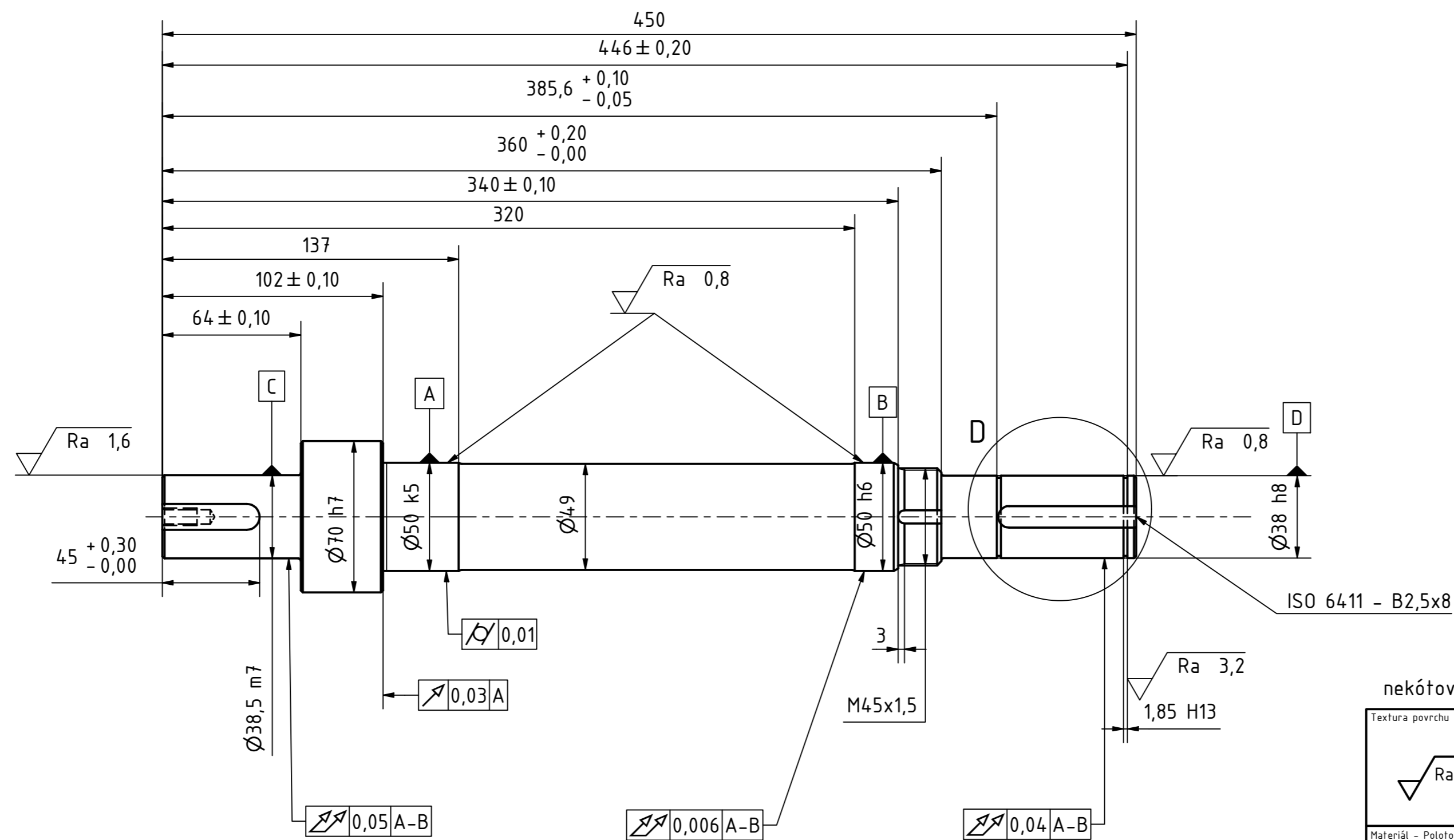
A-A (1:2)



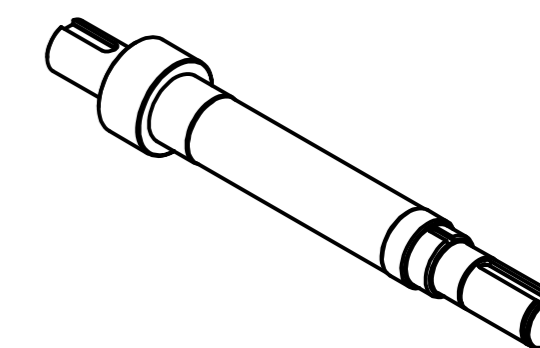
B-B (1:2)



C-C (1:2)



D (1:1)



nekótované sražení srazit na 1x45°		Měřítko 1:2		Přesnost ISO 2768 - mK	
Textura povrchu	Hrany ISO 13715	Hmotnost (kg) 6,28		Tolerování ISO 8015	
$\sqrt{Ra\ 6,3}$ (✓)	-0,4 / +0,4	Promítání		Formát A3	
Materiál - Polotovár C45 KR90-500 ČSN 42 5510.10			Název Třetí hřídel		
Kreslil Jan Hošek		Datum 27.4.2024		Číslo dokumentu BP00 001	
Schválil		Datum		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Fakulta Strojní Západočeské univerzity v Plzni		List 1 Listů 1	