

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh, výběr nejvhodnější varianty a kontrola šneku síťového šnekového
dopravníku pro tryskací stroj HTT-8-45/1508-430

Autor: **Bc. David KABÍČEK**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David KABÍČEK**
Osobní číslo: **S17N0024K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh, výběr nejvhodnější varianty a kontrola šneku síťového šnekového dopravníku pomocí MKP pro tryskací stroj HTT-8-45/1508-430 firmy Wheelabrator.**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Provést kompletní konstrukční návrh a výpočty děleného a neděleného šneku síťového šnekového dopravníku včetně pohonu a uložení šneku podle standardů firmy Wheelabrator. Pro oba typy šneku provést úpravu rozměrů pomocí MKP. U děleného šneku provést návrh různých řešení spojky a následnou analýzou vybrat nejlepší řešení pro danou aplikaci. S ohledem na životnost a náklady dopravníku provést analýzu možných variant pro různé aplikace a použití stroje.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Uvedení do problematiky, základní specifikace možných variant řešení, rešerše.
2. Vypracování návrhu různých variant řešení, jejich hodnocení a výběr nejvhodnější varianty.
3. Pomocí MKP provést optimalizaci rozměrů jednotlivých komponent pro obě varianty šnekového dopravníku (dělený i nedělený) včetně vybrané varianty spojení děleného šneku.
4. Vypracování částečné výkresové dokumentace.
5. Komplexní hodnocení návrhu, shrnutí a závěr.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David KABÍČEK**
Osobní číslo: **S17N0024K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh, výběr nejvhodnější varianty a kontrola šneku síťového šnekového dopravníku pomocí MKP pro tryskací stroj HTT-8-45/1508-430 firmy Wheelabrator.**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Provést kompletní konstrukční návrh a výpočty děleného a neděleného šneku síťového šnekového dopravníku včetně pohonu a uložení šneku podle standardů firmy Wheelabrator. Pro oba typy šneku provést úpravu rozměrů pomocí MKP. U děleného šneku provést návrh různých řešení spojky a následnou analýzou vybrat nejlepší řešení pro danou aplikaci. S ohledem na životnost a náklady dopravníku provést analýzu možných variant pro různé aplikace a použití stroje.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Uvedení do problematiky, základní specifikace možných variant řešení, rešerše.
2. Vypracování návrhu různých variant řešení, jejich hodnocení a výběr nejvhodnější varianty.
3. Pomocí MKP provést optimalizaci rozměrů jednotlivých komponent pro obě varianty šnekového dopravníku (dělený i nedělený) včetně vybrané varianty spojení děleného šneku.
4. Vypracování částečné výkresové dokumentace.
5. Komplexní hodnocení návrhu, shrnutí a závěr.

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kabíček	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh, výběr nejvhodnější varianty a kontrola šneku síťového šnekového dopravníku pro tryskací stroj HTT-8-45/1508-430		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	140	TEXTOVÁ ČÁST	98	GRAFICKÁ ČÁST	42
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p style="text-align: center;">ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a řešením šnekového dopravníku pro daný typ stroje. Navrhnout různé konstrukční varianty a možnosti spojky. Následnou analýzou poté vybrat to nejvíce vhodné řešení.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Šnek, dopravník, návrh, spojka, pohon, pevnost, životnost.</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Kabiček	Name David	
FIELD OF STUDY	„Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Lašová, Ph.D	Name Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design, selection of the most appropriate variant and check screw conveyor by for the blasting machine HTT-8-45 / 1508-430		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	140	TEXT PART	98	GRAPHICAL PART	42
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis deals with the design and solution of the screw conveyor for the given machine type. Design various design variants and clutch options. Subsequent analysis then chooses the most appropriate solution.
KEY WORDS	Screws, Conveyor, Design, Coupling, Drive, Strength, Lifetime.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Václavě Lašové, Ph.D. a konzultantovi diplomové práce Ing. Jaroslavu Krutílkovi, za trpělivé vedení, věnovaný čas, cenné rady a připomínky, které mi pomohly k vypracování této práce.

Obsah

1. Úvod a představení dané problematiky	2
1.1. Základní informace o firmě	3
1.2. Výrobní portfolio firmy	4
1.3. Problematika tryskání	4
1.4. Popis stroje HTT	5
1.5. Vysvětlení funkce a problematiky šnekového dopravníku.....	8
1.6. Popis zadaného síťového šnekového dopravníku a základní komponenty	15
1.7. Opakující se závady při provozu šnekového dopravníku	16
1.8. Rešerše předních výrobců šnekových dopravníků	19
2. Kontrola stávajícího řešení, vypracování návrhu různých variant řešení, jejich hodnocení a výběr nejvhodnější varianty	21
2.1. Základní výpočty šnekových dopravníků.....	21
2.2. Kontrola stávajícího řešení šnekového dopravníku.....	24
2.2.1. Základní výpočet šneku	24
2.2.2. Kontrola napětí a posunutí šneku.....	26
2.2.3. Únavová pevnost:.....	31
2.2.4. Kontrola spojky.....	38
2.3. Návrh variant	44
2.4. Hodnocení a výběr nejvhodnější varianty	52
3. Návrh a výpočet obou variant šnekového dopravníku (dělený i nedělený). Analýza vlivu mající dopad na pevnost šneku.....	55
3.1. Dělený šnekový dopravník	55
3.1.2. Spojení šneků	57
3.1.3. Návrh a analýza rozměrů hřídele šneku.....	63
3.1.4. Návrh ložisek	66
3.2. Nedělený šnek.....	69
3.2.1. Návrh rozměrů hřídele šneku.....	69
3.1.2. Návrh ložisek	71
4. Vypracování částečné výkresové dokumentace	74
5. Závěr.....	77

1. Úvod a představení dané problematiky

Tématem této diplomové práce je kompletní konstrukční návrh a výpočty děleného a neděleného šneku síťového šnekového dopravníku včetně jeho hlavních komponent, analýza parametrů mající vliv na pevnost šneku a kontrola původního šnekového dopravníku. Součástí návrhu bude také tvorba 3D modelu pomocí software SolidWorks 2017 a částečná výkresová dokumentace.

Tento šnekový dopravník slouží k dopravě ocelových kuliček/abraziva v oběhu tryskacího stroje HTT, jež je určen k čištění rozměrných odlitků od písku a odpadu z technologie odlévání. Tento dopravník také slouží k separaci písku (odpadu) od abraziva.

Téma diplomové práce bylo zadáno firmou Wheelabrator Czech s.r.o. z důvodů častých problémů, vad a poruch vznikajících na šnekovém dopravníku při provozu stroje HTT. Dané téma je zajímavé z důvodu možnosti reálně vidět stávající konstrukční řešení, které pak bude možné fyzicky porovnat s novou navrženou variantou a tím jednoznačně určit přínosy.

Diplomová práce je rozdělená do pěti základních kapitol. První kapitola je teoretická a obsahuje základní informace o zadavateli, výrobním stroji jako takovém a problematice tryskání. Obecný rozbor základního členění a jednotlivých částí šnekového dopravníku, na který naváže popis zadaného šnekového dopravníku. Důležitou částí bude kapitola o poruchách vznikajících při skutečném provozu, jež byly hlavním důvodem zadání této práce. První kapitolu zakončí rešerše předních výrobců šnekových dopravníků.

V druhé kapitole bude provedena kontrola základních částí a parametrů zadaného šnekového dopravníku, majících vliv na pevnost. Tato kontrola bude prováděna paralelně s návrhem optimálních parametrů, tak aby byla názorně ukázána správnost či nesprávnost návrhu původního řešení dopravníku. Touto kontrolou se budeme snažit najít příčinu vzniku poruch šneku, tak abychom jim mohli v budoucím návrhu, co nejefektivněji zabránit. Po zjištění příčiny budou provedeny návrhy variant řešení s jejich popisem. Následným hodnocením provedu výběr nejvhodnější varianty pro dělený a nedělený šnekový dopravník.

Třetí kapitola se bude zabývat samotným návrhem vybraných variant šneků z předchozí kapitoly. Navrženy budou jak rozměry šneků, tak i základní komponenty dopravníku. Výsledkem budou dva 3D modely šneků. Jeden pro dělenou a druhý pro nedělenou variantu.

Čtvrtá kapitola obsahuje nedílnou součást každého návrhu a to výkresovou dokumentaci vybraných komponent, neboť u šnekových dopravníků je velmi důležité uložení, přesnost a s tím spojené výrobní tolerance.

V poslední kapitole bude probrán závěr, kde zhodnotíme dosažené výsledky a cíle. Na konci této kapitoly budou zobrazeny kompletní 3D modely obou šnekových dopravníků.

1.1. Základní informace o firmě

wheelabrator

shaping industry

Obrázek 1 - Logo firmy [4]

Firma Wheelabrator Czech, s.r.o. je světová jednička v technologii úpravy povrchu polotovaru a hotových výrobků za pomoci technologie tryskání. Nabízí největší spektrum tryskačů s metacími koly na globálním trhu a tento trend si udržují již od roku 1900, kdy byla společnost založena. Tato firma má zastoupení ve více než 100 zemích celého světa. Zadavatelem této diplomové práce byla Příbramská pobočka, kde se provádí, jak kompletní výroba a montáž, tak i vlastní návrh a detailní konstrukce celého stroje. V Příbrami byla pobočka založena roku 1994 a od té doby v dané oblasti velice prosperuje a je jedním z největších zaměstnavatelů v okrese. Dnes zaměstnává firma přes 300 zaměstnanců a vyrobilo se zde již přes 32 500 tryskacích strojů. [4]

Wheelabrator je součástí holdingové skupiny Norican group, do které kromě zmíněné firmy patří DISA, Italpresse Gauss a StrikoWestofen. Všechny tyto společnosti jsou zaměřené na podobnou problematiku nebo jsou s problematikou vzdáleně spojeni. [4]



Obrázek 2 - Hlavní výrobní hala Wheelabrator Příbram [4]

1.2. Výrobní portfolio firmy

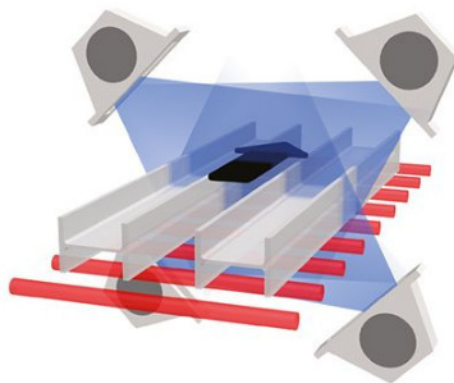
Jak již bylo zmíněno, Wheelabrator v Příbrami se specializuje na výrobu tryskacích strojů s metacími koly. Typů tohoto druhu stroje je za léta působení firmy již mnoho a to nejsou uvedeny ani všechny individuální projekty, jež byly zhotoveny na míru zákazníka. Proto zde bude uvedeno jen několik vybraných strojů.

- Tryskací stroj s válečkovou tratí (zkratka RB), jež je určen především pro úpravu plechů a profilů při výrobě ocelových konstrukcí. Oblast využití je pro čištění, odstranění koroze, nátěru nebo třeba okují. Pracovní rychlosti se pohybují od 0,5 do 20 m/min.
- Kontinuální průběžná tryskací zařízení (zkratka CT), jsou upřednostňována pro svůj automatizovaný proces v kontinuální výrobní lince. Jejich výhodou je vysoký výkon a minimální nebo nulový kontakt člověka s díly. Oblast využití je čištění, odjehlování, tryskání, odstraňování rzi a okují. Tryskací výkon se pohybuje v rozmezí od 3 do 14 t/h
- Závěsná tryskací zařízení (zkratka HT) jsou pro tuto diplomovou práci nejdůležitější, neboť úkol této práce je právě řešení síťového šnekového dopravníku pro tento typ stroje. Funkce a všechny potřebné parametry tohoto stroje budou popsány samostatně kapitole 1.4.

1.3. Problematika tryskání

Tryskání je metoda používaná k čištění, zpevňování nebo leštění kovů. Tryskání se používá v téměř každém průmyslu, který používá kovy, včetně leteckého, automobilového průmyslu, stavebnictví, slévárenství, stavby lodí, železnic a v mnoha dalších. Používají se dvě technologie: tryskání metacím kolem* a tlakovzdušné tryskání. [5]

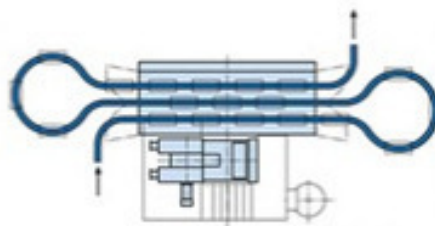
*Při tryskání se otáčením kola metací jednotky elektrická energie motoru přímo mění na kinetickou energii abraziva. Kapacita každého kola se pohybuje od 60 kg/min do 1200 kg/min. S využitím pohybové energie abraziva jsou tryskací stroje uplatňovány všude tam, kde je potřeba povrch obrobků zbavit rzi, okují, ořepů nebo písku z odlitků. Typ tryskacího stroje, který bude pro daný účel použit, je často určen způsobem dopravy otryskávaných dílů. Od jednoduchých stolových tryskacích strojů k integrovaným plně automatickým manipulačním strojům pro sériové výrobce automobilů, přes válečkové dopravníky a odkujovací systémy. [5]



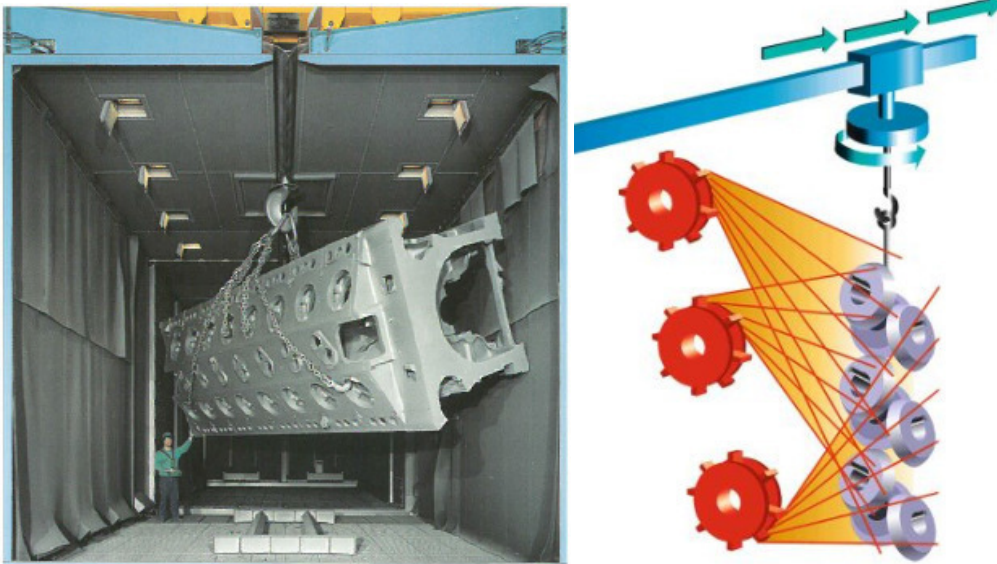
Obrázek 3 - Způsob otryskávání profilů (RB) [5]

1.4. Popis stroje HTT

Stroj HTT je závěsný tryskací stroj (z anglického **H**anger **T**ype) s průběžnou dráhou (xxT) a metacími koly, který je určen primárně na čištění, odstraňování rzi a koroze, či tryskání odlitek. Závěsné tryskací stroje nabízejí ideální tryskací podmínky pro efektivní a úsporné tryskání a podle druhu stroje pro odlitky až několika tun. Základní série zahrnuje moduly strojů různých velikostí osazených 2, 3, 4 nebo více metacími koly. Podle rozměrů dílů určených k čištění a požadovaného výstupu je možné připojit několik modulů strojů v sérii. Jedinečné uspořádání metacích kol zajišťuje, že všechny povrchy dílů, i se zapuštěnými stěnami a povrchy, lze očistit během jediného průchodu. Obrobky jsou dopravovány na závěsech, které uvnitř tryskací oblasti provádějí rotační a kyvné pohyby nebo pouze rotační pohyb v různých polohách tryskání, což zajistí kompletní očištění ploch obrobku. [6]



Obrázek 4 - Znáznornění průběžné dráhy [3]

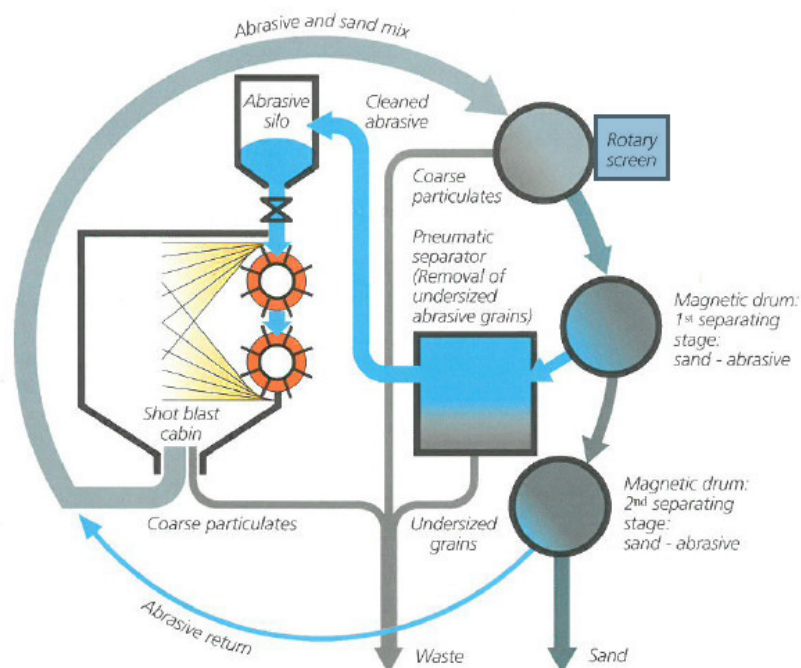


Obrázek 5 – Zavěšení dílů na dráze uvnitř tryskací kabiny [3]

Technické parametry a popis stroje HTT-8-45 / 1508-430:

Tryskací stroj HTT-8-45/1508-430 je určen k tryskání odlitků o hmotnosti 20-300 kg o teplotě 20-120°C. Tyto díly jsou uchyceny na závěsu a pomocí závěsné dráhy jsou dopraveny do tryskací kabiny. V tryskací kabině dochází k rovnoměrnému otryskávání dílů, které je zajištěno plynulým otáčením závěsu v tryskací kabině. Tryskání je prováděno pomocí osmi nepřímě poháněných metacích kol typu U70x500 o výkonu 45 kW. Jedno metací kolo má průtok 630 kg abraziva za minutu. Tryskání slouží jednak ke sjednocení povrchu tryskaných dílů, ale hlavně k jejich odpískování. Pro základní výpočet je potřeba počítat s množstvím 100 kg otryskaného zbytkového písku za minutu. Tryskacím prostředkem je mix abraziva firmy Würth, typ Vera, GS-R (30% velikosti 1,0-1,6 mm a 70% velikosti 1,25-2,0 mm) o tvrdosti 46,1-50,5 HRC. Nepřímě poháněná metací kola jsou osazena osmi lopatkami, které při otáčkách 2300 ot/min udělují abrazivu výstupní rychlost 80 m/s. Kapacita tryskacího stroje je maximálně 100 tun odlitků za hodinu.

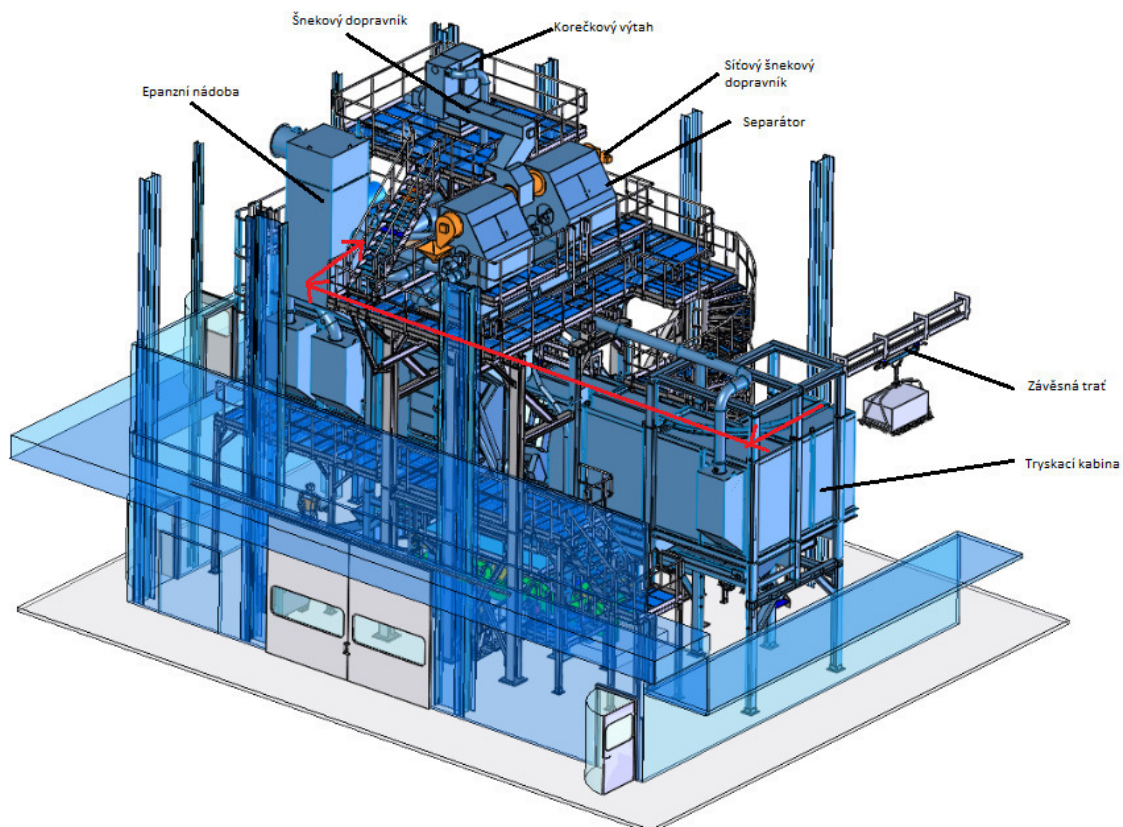
Ve stroji dochází tedy k poměrně vysokému průtoků abraziva o celkově velké hmotnosti. Průtok, nebo-li hmotnost abraziva a písku bude důležitá hodnota pro budoucí výpočet. Na obrázku níže je znázorněný průtok abraziva v uzavřeném oběhu stroje. Zvýrazněný rotary screen, bude řešením této práce.



Obrázek 6 - Tok abraziva ve stroji HTT [3]

Na obr. 7 je zobrazení zjednodušeného 3D modelu stroje HTT-8-45/1508-430, který poslouží pro stručný popis stroje a jeho funkce.

Díl zavěšený na dráze je dopraven do tryskací kabiny, kde je prováděn vlastní tryskací proces působením 8 metacích kol. Tryskací kabina je rozdělena na tři části: první část je vstupní komora, uprostřed kabiny je část s metacími koly a poslední část slouží k odstranění zbytků abraziva z dílů. Pohyb dílu kabinou je znázorněno na obrázku níže červenými šipkami, které tvoří tvar C. Pod kabinou je koryto, shromažďující abrazivo do vibračního dopravníku, kde se větší odpad z odlitků rozmělní a putuje do korečkového dopravníku. Na výstupu korečkového dopravníku se abrazivo s pískem sype do šnekového dopravníku, který dopraví abrazivo s pískem do síťového šnekového dopravníku (na obr. 7 zvýrazněn oranžovou barvou), kde dojde k třídění abraziva a písku od většího odpadu v síti dopravníku. Směs abraziva s pískem propadne do magnetického separátoru, kde se vytrídí abrazivo od písku. Ze separátoru už čisté abrazivo putuje do zásobníku abraziva, odkud se dle potřeby dávkuje do metacích kol a celý děj se opakuje.

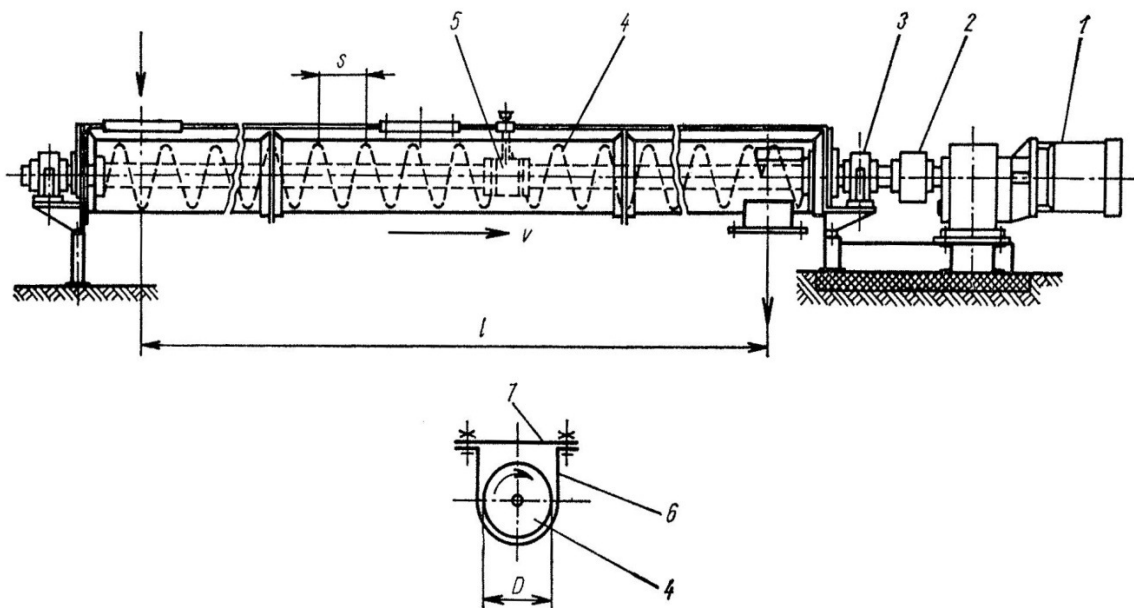


Obrázek 7 – Zjednodušený model stroje HTT-8-45/1508-430

1.5. Vysvětlení funkce a problematiky šnekového dopravníku

Šnekový dopravník

Šnekové dopravníky přemísťují materiál pomocí rotujícího šneka. Skládají se ze žlabu jako nosného orgánu, šneku a pohonu. Obr. 8 ukazuje schematicky šnekový dopravník pro vodorovnou dopravu. Uvnitř žlabu v jeho ose je uložen šnek. Při rotaci šneku dochází k posouvání dopravovaného materiálu ve žlabu. Šnekové dopravníky mají jednoduchou konstrukci a dobře se začleňují do automatických výrobních linek. Jejich jednoduchá konstrukce dává záruku spolehlivé funkce a zabírají malý prostor. Šnekové dopravníky se používají pro vodorovnou, šikmou a výjimečně svislou dopravu. Jsou vhodné pro dopravu řady materiálů, jako jsou materiály prašné, zrnité, drobné kusovité do maximální velikosti kusu 60 mm, částečně vlhké, vláknité, v běžném provedení do sklonu 20°. Mohou plnit i technologické funkce, např. míchání, mytí, hnětení, ohřívání, chlazení. Dopravované množství se u šnekových dopravníků pohybuje od 1 do 300 $\frac{m^3}{h}$, jejich délky dosahují až 60 m. Otáčky šneku jsou zpravidla v rozmezí 0,2 až 0,4 $\frac{ot}{s}$. Dopravní rychlost obvykle nepřesahuje 0,5 $\frac{m}{s}$. [7]



Obrázek 8 - Šnekový dopravník; 1-hnací převodový elektromotor, 2-spojka, 3-ložiska, 4-šnek, 5-vodící ložiska, 6-žlab, 7-víko žlabu [7]

Možné dělení šnekových dopravníků

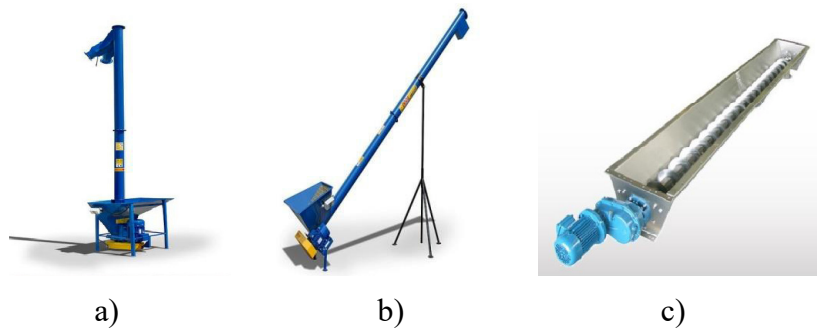
Tento typ dopravníku lze dělit podle nejrůznějších kritérií, jako je směr dopravy, otáčení, druhu dopravovaného materiálu nebo směru dopravy. Níže je znázorněno základní rozdělení šnekových dopravníků.

- a) Podle smyslu stoupání - Pravotočivé
- Levotočivé



Obrázek 9 - Smysl stoupání šneků [10]

- b) Podle směru dopravy - Vodorovné
- Šikmé
- Svislé



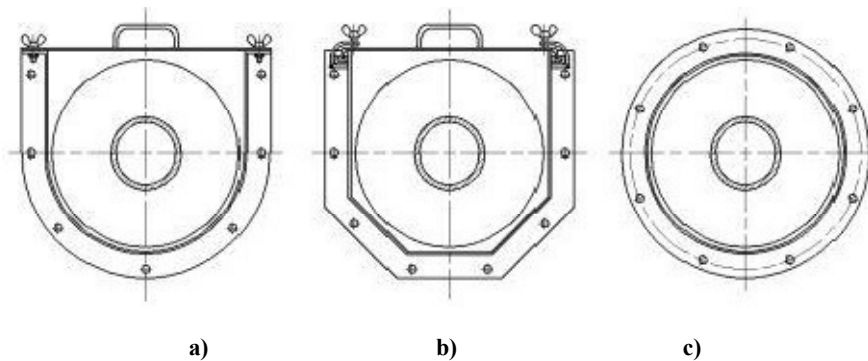
Obrázek 10 - Typy šnekových dopravníků podle směru dopravy: a) svislý, b) šikmý, c) vodorovný [9]

- c) Podle počtu šneků - Jednošnekové
- Vícešnekové



Obrázek 11 - Rozdělení podle počtu šneků [9]

- d) Podle konstrukčního uspořádání
- Trubkové – Vyznačují se spolehlivou uzavřenou konstrukcí a díky tvaru koryta je možné vyšší plnění dopravovaným materiálem, tudíž je možné za jednotku času dopravit více materiálu a tím dosáhnout vyššího výkonu dopravníku
 - Korýtkové – Jejich hlavní výhodou je snadný přístup a údržba dopravníku

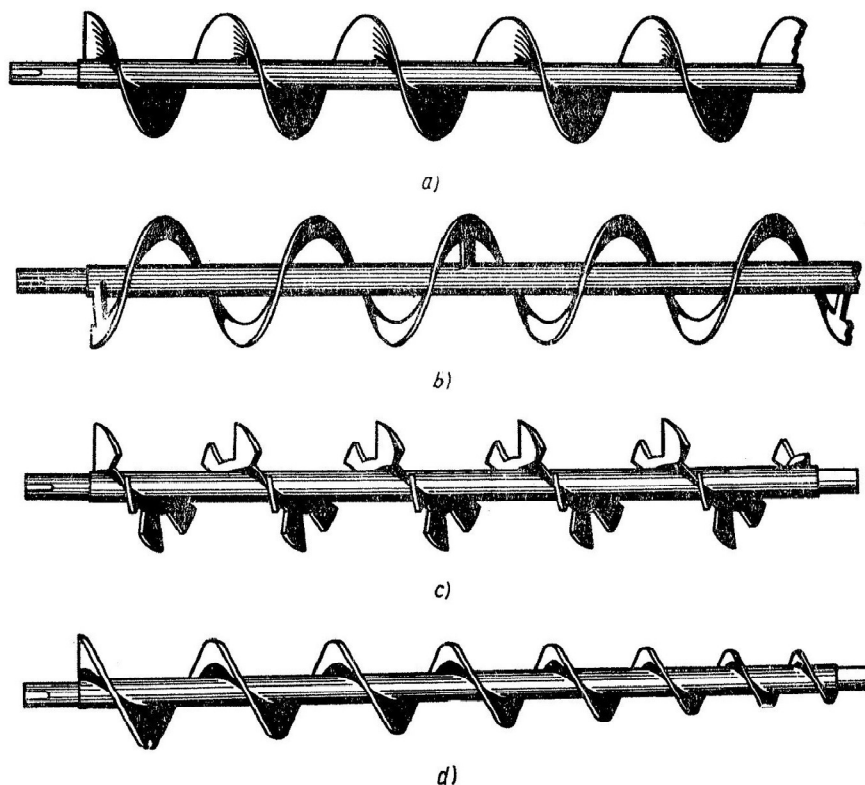


Obrázek 12 - Konstrukční uspořádání: a, b) korýtkové, c) trubkové [9]

Části šnekového dopravníku

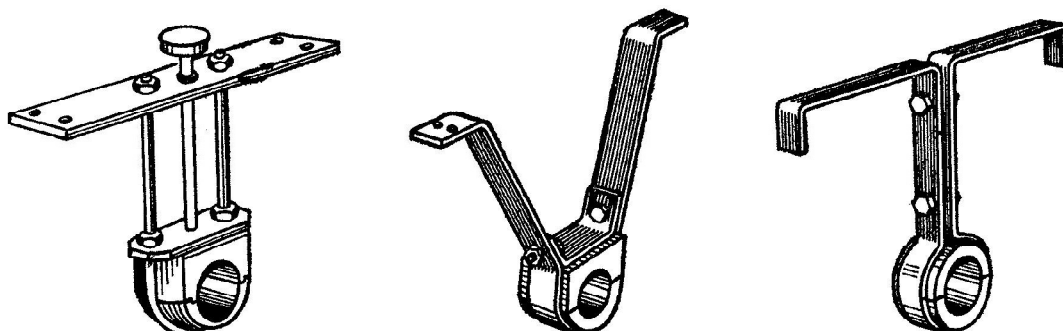
Šnek:

Šnek je podstatnou částí dopravníku. Do značné míry určuje vlastnosti dopravníku. Šnek se skládá z hřídele a šnekovnice. Hřídel bývá plný i trubkový s plnými čepy pro uložení v ložiskách. Na hřídeli je upevněna (přivařená) šnekovnice. Šnekovnice může mít pravé nebo levé stoupání. To je důležité z hlediska dopravovaného směru materiálu. Plnou šnekovnicí (obr. 13a) tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šneku. Šnekovnice z ocelového plechu bývá vyrobena buď válcováním z pásu nebo svařováním mezikruhových výstřižků. Vícechodé šneky jsou vhodné pro šikmé šnekové dopravníky dopravující velmi sypké materiály, neboť zabráňují zpětnému pohybu materiálu. Šneky s obvodovou šnekovnicí (obr. 13b) jsou určeny pro dopravu tuhých, hustých, tekoucích a lepkavých materiálu. Lopátkové šneky (obr. 13c) s lopatkami různého tvaru se používají tehdy, kdy se má dopravovaný materiál promíchávat. Šneky s kuželovou šnekovnicí (obr. 13d) se používají pro speciální účely. Vyrábějí se též s proměnlivým stoupáním. Je-li nejmenší průměr a nejmenší stoupání v místě přivádění materiálu, dosahuje se nakypření materiálu. [7]



Obrázek 13 - Typy šnekovnic; a)plná, b)obvodová, c)lopatková, d)kuželová [7]

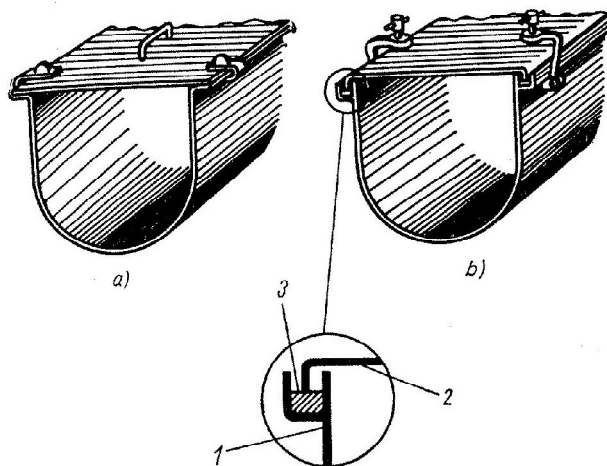
Hřídel šneku přenáší krouticí moment od pohonu na šnekovnici. Při menších rozměrech šneku bývá plný a většinou kruhového průřezu. Při větších rozměrech se vyrábí z ocelové tlustostěnné trubky. Šneky s trubkovým hřídelem mají při nízké váze značnou ohybovou tuhost. V případech, kdy dopravovaný materiál nesmí přijít do styku s ocelí, zhotoví se šnekovnice ze dřeva, plastických hmot, mědi a ocelový hřídel se opatří povlakem z podobného materiálu. Hřídel šneku je svými konci uložen v předním a zadním čele žlabu a to zpravidla ve valivých ložiskách, z nichž jedno musí zachycovat axiální síly. Nemá-li dojít k přílišnému průhybu hřídele při jeho větších délkách, je nutné ho uložit ve vzdálenostech 2,5 až 3 m v podpěrných vodících ložiskách zobrazených na obr. 14. Tato ložiska bývají výškově stavitelná, kluzná s pouzdry ze šedé litiny, bronzu, popř. plastických hmot. V místech uložení hřídele bývá provedeno i spojování jednotlivých dílců šneku. [7]



Obrázek 14 - Vodící podpěrná ložiska [7]

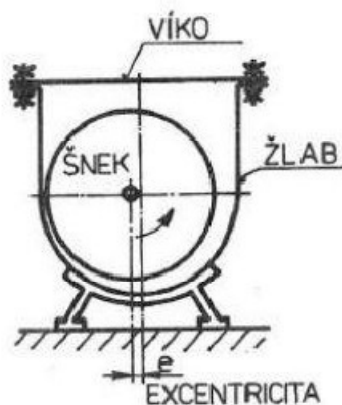
Žlab:

Tvoří nosnou část dopravníku. Mívá tvar písmene U nebo O a jeho rozměry jsou odvozeny od rozměru šneku. Minimální vůle mezi šnekem a žlabem bývá 5 až 10 mm a je určena hlavně výrobními tolerancemi šneku a druhem dopravovaného materiálu. Podobně jako šneky, jsou žlaby sestaveny do potřebné délky ze sekcí. Jsou zhotoveny z ocelového plechu o tloušťce 2 až 8 mm. V horní části průřezu žlabu je plech ohraňen. Vytvořený lem zvyšuje tuhost žlabu a umožňuje upevnění víka. Žlábek se vyplňuje těsnícím materiálem (pryž, asfalt apod.) jak je zobrazeno na obr. 15. Dopravovaný materiál se do žlabu přivádí shora, přiváděcími otvory ve víku, je-li žlab krytý. Přivádění materiálu je možné v libovolném místě, musí však být rovnoměrné. Odvádět materiál z dopravníku je možno opět v libovolném místě, a to otvorem se šoupátkem ve dne žlabu, nebo klapkou na konci žlabu. Odběr materiálu může být i na několika místech. Pak jsou odváděcí otvory uzavíratelné pomocí šoupátek a otvírá se šoupátko v požadovaném místě odběru.[7]



Obrázek 15 - Zakrytí žlabu šnekového dopravníku; a) jednoduché, b) těsné, 1-žlab, 2-víko, 3-těsnění části šnekového dopravníku[7]

K omezení drcení zrnitých materiálů a případnému zadírání mezi dnem a šnekem se šnek často ukládá excentricky.



Obrázek 16 - Excentrické uložení šneku [7]

Pohon:

K pohonu šnekových dopravníků se dnes nejčastěji používá převodkových elektromotorů.

Hnací skupina se ukládá obvykle na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na hřídel šneku pružnou spojkou. [7]

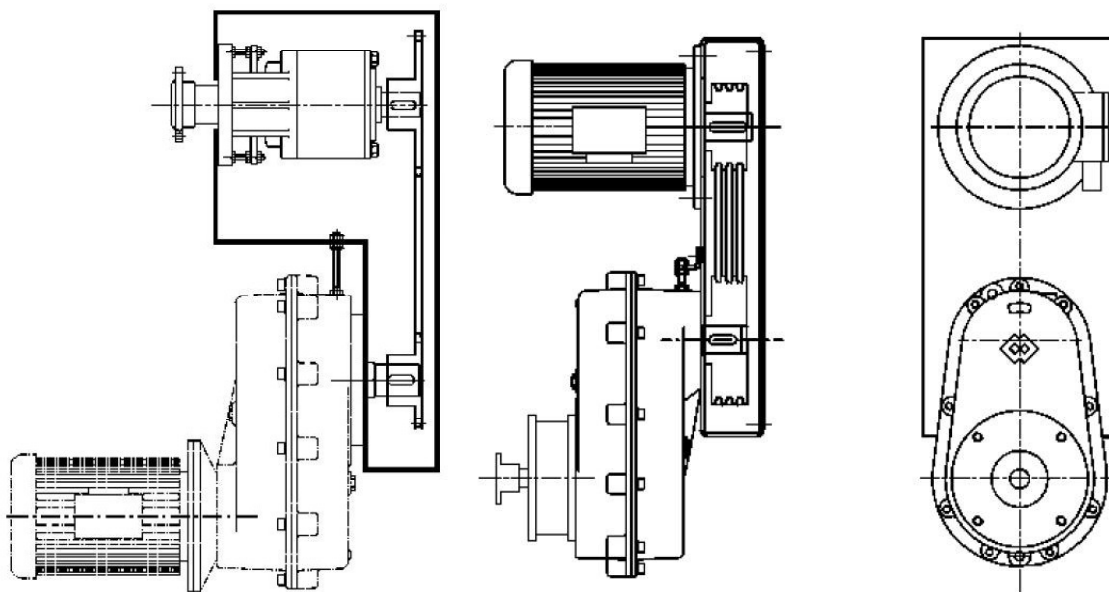
Spojení pohonu:

Ke spojení výstupního hřídele a hřídele elektromotoru se používají tři základní druhy:

Spojení přímé - používá se u dopravníků, které nebývají limitovány větší celkovou délkou dopravníku. Výhodou tohoto spojení je jednoduchost spoje, který je zpravidla realizován pomocí pružné kotoučové spojky vyznačující se jednoduchou konstrukcí a výrobou.

Spojení řetězem - se používá v prostorech, kde není možné využít spojení přímé. Toto spojení je bez skluzu a tím se dosahuje přesných převodových poměrů. Změna otáček se dá realizovat změnou převodového poměru ozubených kol.

Spojení řemenem - používá se při dopravě materiálu, kde hrozí jeho přičení. Skluz řemenu zajistí to, že nebude poškozena žádná další část dopravníku. Nevýhodou však je, že může dojít k nežádoucím skluzům, které vedou k nepřesnosti dávkování. Proto se nepoužívá u přesných dopravovaných množství. Podobně jako u spojení řetězem se dají měnit otáčky pomocí změny převodového poměru řemenic. [8]



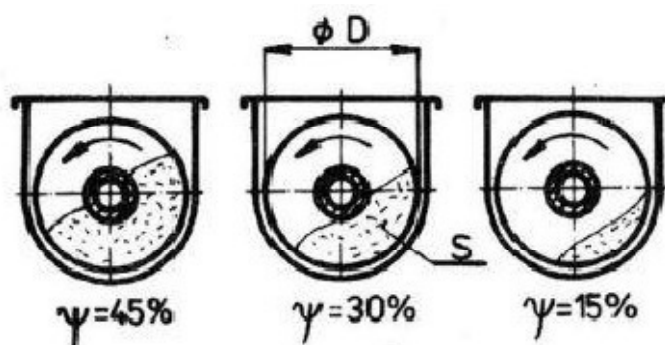
Obrázek 17 - Spojení řetězem a řemenem [8]

Dopravované materiály

Mnohostranné využití šnekových dopravníků nepotvrzuje nejen doprava pod různými úhly, ale i doprava mnoha různých materiálů, které by jiné dopravníky dopravovat nemohly nebo by to pro ně bylo náročné. Šnekové dopravníky mohou dopravovat velmi jemné, neabrazivní prášky jako třeba mletý vápenec, cement, cukr, mletý grafit, sušené mléko. Na druhou stranu jsou tyto dopravníky schopné dopravovat hrubé a velice abrazivní materiály jako je štěrk, hnědé uhlí, dřevní štěpka apod. Pro dopravu takto vysoce abrazivních látek se při výrobě doporučuje použití tvrdších materiálů jak na šnekovnice, tak na žlab. Může se jednat o ořezuvzdorné materiály o tvrdosti cca 400÷500 HB. V extrémních případech můžeme zvolit speciální kompozitní tvrdonávarové materiály, které díky speciální technologii navařování dosahují tvrdosti až 62 HRC a jsou abnormálně odolné vůči abrazi. Využívá se i v čistírnách odpadních vod, kde dopravuje různé heterogenní materiály typu, kaly, odpady, potravinářské výrobky či zbytky.

Součinitel plnění:

Důležitým faktorem, při volbě správných parametrů pro daný dopravovaný materiál, je součinitel plnění šneku ψ . Na obrázku (obr. 18) můžeme vidět jak se liší zaplnění žlabu při různém součiniteli plnění.



Obrázek 18 - Plnění žlabu dle součinitele plnění [7]

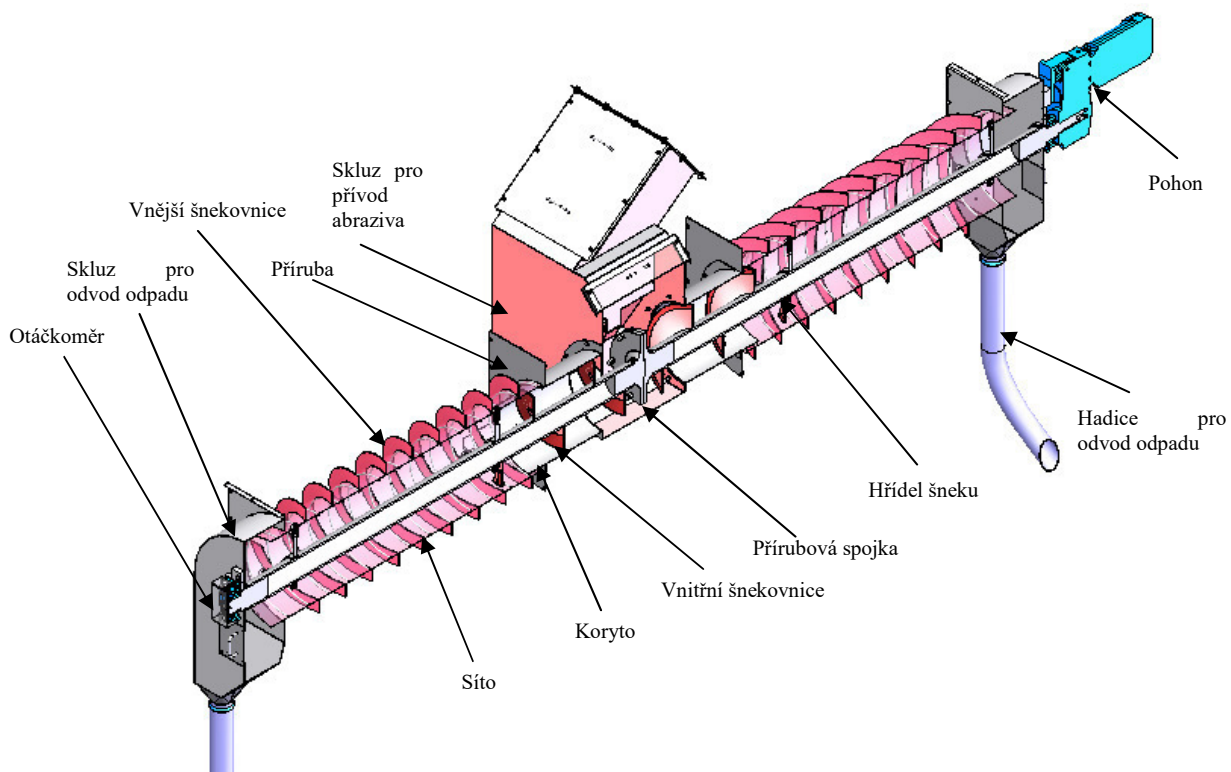
Na základě dopravovaného materiálu, zvolíme součinitel plnění z obrázku níže. Z kterého následně určíme vhodné parametry pro šnekový dopravník.

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	n [ot.s ⁻¹]	v [m.s ⁻¹]
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepkavý	drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1

Obrázek 19 - Doporučené parametry pro vybrané materiály [7]

1.6. Popis zadaného síťového šnekového dopravníku a základní komponenty

Po rozboru obecných konstrukčních prvků šnekového dopravníku je třeba upřesnit komponenty a funkci zadaného dopravníku, jež je právě svou konstrukcí a přidanou funkcí poměrně odlišný od konvenčních šnekových dopravníků. V neposlední řadě je také třeba popsat základní parametry, které bude nutné zachovat a uvést parametry zadaného šnekového dopravníku.



Obrázek 20 - Řez síťovým šnekovým dopravníkem

Na obrázku výše je znázorněn řez zadaným dopravníkem s popisem základních částí. Jak je vidět, šnek se skládá ze dvou polovin, jež jsou spolu spojeny přírubovou spojkou, která přenáší kroutící moment z jednoho šneku (hnaného) na druhý (hnacího). Hřídel šneku je vyrobena z duté trubky o rozměrech $\varnothing 152,4 \times 12,5$, jež je na koních obrobena pro nalisování čepu přírubové spojky a dvou hřídelů, z nichž je jeden poháněn elektromotorem firmy SEW o výkonu 7,5 kW a 37 ot/min. Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a šnekem je zajištěn těsným perem. Šnek je opatřen šnekovnicí v oblasti koryta, která je chráněna tvrdomávarovým svárem zvyšující otěruvzdornost. Abrazivo s odpadem (pískem) je dopraveno do síta, kde je roztríděno abrazivo od většího odpadu. Větší kusy odpadu na rozdíl od abraziva, nepropadnou sítem a dostanou se ke skluzu pro odpad, kde je sveden hadicí do sběrného kontejneru. Sítem propadlé abrazivo se dostane do separátoru, kde je rozprostřeno pomocí vnější šnekovnice (dvouchodá) a vyseparuje se abrazivo od drobného písku. Celý dopravník je na stroji přichycen pomocí přírub ke dvěma separátorům stroje (separátory lze vidět na obr. 7, kde je znázorněná dispozice tohoto šnekového dopravníku v prostoru celého stroje HTT). Samotný šnek je uložen na dvou ložiskových jednotkách UCF 217 D1. V neposlední řadě, je dopravník také opatřen senzorem pro kontrolu otáček.

Vzhledem ke své funkci, rozvodu a třídění. Šnek nesmí dosahovat velkých obvodových rychlostí (do 50 ot/min), neboť stroj HTT slouží k otryskání odlitků a může se stát, že z odlitku odpadne část zbytku z pískové formy, která může být poměrně objemná a velmi pórovitá, tudíž lehká. V případě velkých odstředivých sil, by se pak zamezila správná funkce síta.

Velkou odlišností oproti konvečním šnekovým dopravníkům je síto uchyceno přímo na hřídel šneku, které slouží pro třídění abraziva. Dopravou směsi abraziva a písku v prostoru síta dochází k poměrně velkému zatížení, působící negativně na hřídel šneku. Během provozu se také mohou otvory síta ucpat a tím vznikne větší plnění síta, což přinese i větší zatížení.

Naopak doprava materiálu v prostoru koryta, nemá na namáhání šneku téměř žádný vliv, krom vzniku axiální síly.

V tabulce níže jsou uvedeny technické parametry zadaného šnekového dopravníku. Parametry v levé části tabulky jsou dány vlastnostmi tryskacího stroje a jsou tedy pevně dány a musejí být zachovány. Parametry z pravé části tabulky pak platí pouze pro zadaný dopravník a výsledné varianty mohou mít odlišné hodnoty.

Tab. 1 - technické parametry:

Parametr	Jednotka	Hodnota	Parametr	Jednotka	Hodnota
Dopravovaný materiál	-	Vera, GS-R	Průměr hřídele šneku	mm	Ø 152,4x12,5
Dopravované množství	kg/min	5140	Průměr šnekovnice	mm	450
Délka (vzdálenost mezi podporami)	mm	6000	Parametry elektromotoru	kW ot/min	7,5 37

1.7. Opakující se závady při provozu šnekového dopravníku

Na zadaném šnekovém dopravníku vzniká hned několik zásadních závad, které znemožní správnou funkci či způsobí úplné zastavení stroje. Pro vlastní návrh je nutné zjistit příčinu vzniku těchto závad a snažit se jim předejít, tak aby nově navržené varianty byly schopny provozu po dobu požadované životnosti.

Proto v této budou probrány opakující se závady zadaného šnekového dopravníku s možným popisem jejich vzniku.

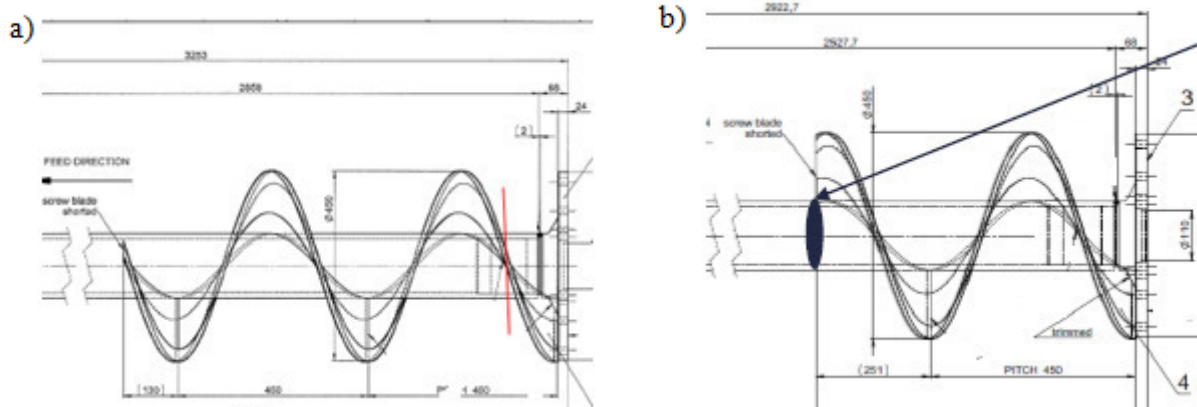
a) Praskání hřídele šneku (obr. 21).

Prvním a zároveň největším problémem je praskání hřídele šneku. Tato naprosto fatální závada je velmi častým problémem u zadaného dopravníku a je to také hlavní důvod zadání této práce. Proto snaze o zjištění možné příčiny vzniku praskliny je v této práci přisuzována největší priorita.



Obrázek 21 - Ukázka praskliny na šneku

Prasklina vzniká a šíří se na dvou opakujících se místech, které jsou znázorněny na obrázku níže. Na obrázku 22a je znázorněno, že prasklina vzniká v místě uložení čepu přírubové spojky. Po odborné konzultaci se zodpovědnými osobami ve firmě Wheelabrator bylo zjištěno, že k přivaření čepu spojky se krom koutového svaru provádí také děrový svar, který, jak se ukázalo, lokalizuje přímo v místě praskání. Děrové svary jsou u takového typu stroje velmi nevodné. Vznikají zde lokální, teplem ovlivněné oblasti a bodový svar působí jako koncentrátor napětí. To při cyklickém namáhání může vyústit ke vzniku trhliny. Druhá poloha výskytu praskliny je zanesena na obrázku 22b. Z obrázku je zřejmé, že prasklina vzniká v místě zakončení šnekovnice. To mohou mít za příčinu dva faktory. První možností vzniku je opět volba špatného svaru nebo jeho provedení. Další možnou příčinou je skokový nárůst průměru, což v místě přechodu opět způsobí hromadění napětí. V další kapitole této práce proto bude podrobena analýza stávajícího šneku, kde budou vyřešené průběhy napětí a posunutí, a posouzen vliv šnekovnice na napětí.



Obrázek 22 – Kritická místa praskajících šneků: a) Prasklina v místě děrových svárů, b) Prasklina v místě ukončení spirály

b) Poškozená šnekovnice v místě tvrdonávaru (obr. 23)

K tomuto problému nebyly dodány žádné bližší informace, ale z obrázku níže lze usoudit, že poškození vzniklo během dopravy nebo špatné manipulaci při montáži. Tímto problémem se tedy v práci nebudeme dále zabývat. Možným řešením by bylo navrhnout vhodný montážní postupu nebo lépe přístupnou konstrukci, která by zjednodušila montáž.



Obrázek 23 - Poškozená spirála

c) Nadměrné opotřebení šneku (obr. 24)

Zamezení nadměrnému opotřebení je důležité z důvodu správné funkce, reklamací a tím spojených nákladů. Dopravník musí v průběhu požadované životnosti, tedy záruční doby stroje, zaručit svou správnou činnost. Na obr. 24 je vidět již značné opotřebení šnekovnice, které vzniká už při prvních 3000h provozu, což za nepřetržitého provozu (24h denně s výjimkou víkendů a svátků) znamená asi 125 pracovních dnů (pracovní rok má cca 250 dní). Nejprve dojde ke zbroušení šnekovnice do tvaru břitu (viz obr. 24). Následně při dalším opotřebování se pomalu začne zmenšovat průměr šnekovnice, to bude mít za následek změnu dopravovaného množství.

Příčin vzniku tohoto typu opotřebení může být hned několik. Např.: pokud k opotřebení dochází v místě plnění dopravníku, může to být způsobeno dopadem dopravovaného materiálu z relativně velké výšky na šnekovnici. Nebo pokud nadměrné opotřebení vzniká na konci šneku (v místě odvodu dopr. materiálu), může být způsobeno vlivem špatného odebrání nebo odvodu abraziva, čímž vznikne zaplnění prostoru dopravníku a dojde k velkému opotřebování, dokonce až k přetížení pohonné jednotky.

Je třeba zdůraznit, že vzhledem k charakteristice dopravovaného materiálu se zvýšené opotřebení šneku dá očekávat a proto i v případě vhodné konstrukční úpravy. Nelze plně zaručit odstranění tohoto problému. Obecně však platí, že pro velké hodnoty dopravovaného množství je výhodné použít ochranu, či oteruvzdorný materiál šnekovnice.



Obrázek 24 - Nadměrné opotřebovaný šnek

1.8. Rešerše předních výrobců šnekových dopravníků

Jak pro návrh nového výrobku, tak pro inovaci, je účelné zjistit jaká je konkurence, co nabízí dosahující parametry, případně vzít inspiraci ze zajímavých konstrukčních řešení předních výrobců. Proto před zahájením vlastního řešení budou ve stručnosti uvedena rešerše předních výrobců šnekových dopravníků.

TMT spol. s.r.o. Chrudim

Byla založena v roce 1991 a původně byla zaměřena pouze na projekci a konstrukci strojů na dopravu sypkých a kusových materiálů. V průběhu let získala firma i výrobní závod a dnes jejich výrobní program zahrnuje: konstrukce, výroba a dodávky technologických dopravních celků, dodávky zařízení pro technologickou a mezioperační dopravu sypkých a kusových materiálů, dodávky nosných a ocelových konstrukcí a dalších manipulačních zařízení dle potřeby a přání zákazníka. [10]

Možnosti jejich výrobního portfolia šnekových dopravníků obsahuje:

- Výroba šikmých, strmých a vodorovných provedení, v provedení trubkového nebo žlabového. Šneky je možné dodat s osou nebo bezosé.
- Doprava převážně nelepivých sypkých hmot (obiloviny, cukr, mouka, cement, vápno, sádra, popílek,...) popřípadě kašovitých hmot (kaly apod.).
- Jednoduchá konstrukce, prachutěsnost.
- Příslušenství k dopravníkům: regulační, dávkovací a uzavírací prvky, další provozní systémy – centrální mazání, revizní otvory, napojení na odsávání, snímače chodu, zahlcení apod.
- Oblast využití ve stavebnictví, potravinářském průmyslu a zemědělství.



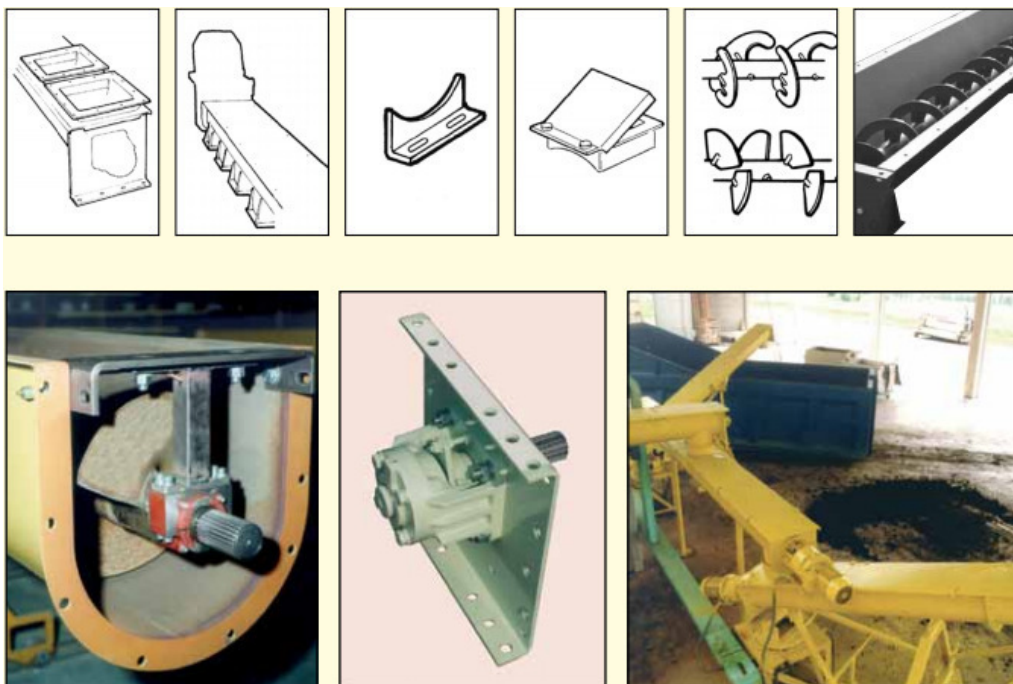
Obrázek 25 - Šnekový dopravník firmy TMT [10]

WAMGROUP

Společnost založená roku 1968 a v současnosti je světovým lídrem na trhu se šnekovými dopravníky. A jedním z předních výrobců manipulační techniky v oblasti dopravy sypkých hmot. Nyní zaměstnává přes 2100 lidí ve více než 40 zemích po světě.

Sortiment firmy zahrnuje: Zařízení pro manipulaci a zpracování sypkých hmot, filtrování prachu, čištění odpadních vod a generování energie z obnovitelných zdrojů.

Společnost se vyznačuje nekompromisním odhodláním v oblasti vývoje, který vede k rozsáhlému sortimentu a umožnil vznik několika vysoce inovativních zařízení i modulární řešení. Proto níže uvedený obrázek znázorní různá technická řešení této firmy. [11]



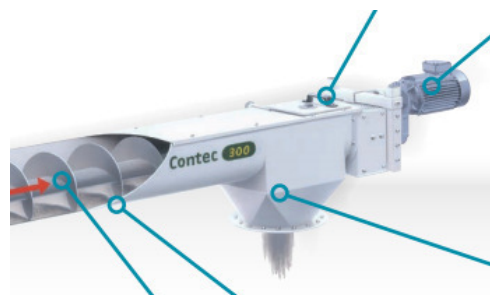
Obrázek 26 - Ukázka ze společnosti WAMGROUP [11]

NAVZAS

Původní firma založena roku 2003 pod názvem CIMBRIA HEID ČR. V roce 2013 došlo ke změně vedení a firma byla přejmenována na dosavadní název.

Se zaměřením na skladování a zpracování plodin s důrazem na drobná semena nachází uplatnění především v zemědělství.

Byť NAVZAS není dlouholetým hráčem na trhu, tak nabízí plno zajímavých řešení v oblasti šnekových dopravníků a mimo jiné umí zaujmout i povedeným designem. [12]



Obrázek 27 - Šnekový dopravník firmy NAVZAS [12]

2. Kontrola stávajícího řešení, vypracování návrhu různých variant řešení, jejich hodnocení a výběr nejvhodnější varianty

Před samotným návrhem variant je třeba provést základní výpočet a zjistit, zda není dopravník poddimenzovaný, či špatně navržený. Jelikož při návrhu budeme vycházet právě z dosavadního konstrukčního řešení, čímž bychom měli nalézt příčinu praskání šneku. Pro porovnání správnosti výsledků bude u vybraných komponent výpočet proveden ručně i za pomoci MKP analýzy v softwaru NX11. Kontrolováno bude dopravované množství, průměr šnekovnice, motor, samotný šnek a spojka. Abychom mohli jednoznačně určit správnost původního návrhu, bude u vybraných komponent probíhat paralelně s kontrolou i návrh optimální konstrukce.

Na základě vznikajících vad a výsledků z kontroly původního dopravníku, budou vypracovány různé varianty řešení vycházející z původního šnekového dopravníku, s ohledem na zadané parametry viz tabulka 1. Následovat bude hodnocení a výběr nejvhodnější varianty pro typ s dělenou a nedělenou šnekovnicí (vybrané varianty budou tedy dvě).

2.1. Základní výpočty šnekových dopravníků

U šnekových dopravníků je hlavním cílem výpočtu stanovení průměru šnekovnice a stoupání šnekovnice, příkon dopravníku a axiální síla. Ty se většinou určují ze zadaného dopravovaného množství, jež je stanovené zákazníkem. Pro výpočet hlavních parametrů platí ČSN 26 2802. [7]

Výpočet dopravního výkonu:

Prvotním výpočtem při každém návrhu šnekového dopravníku je určení dopravního výkonu. Ze kterého pak lze vypočítat průměr šnekovnice a tím zajistit správné plnění šneku a schopnost dopravit materiál s výsledným výkonem:

$$Q = \frac{Q_v}{\gamma} \quad (1)$$

Q – skutečný dopravovaný výkon [m^3h^{-1}]
 Q_v – dopravované množství [m^3h^{-1}]
 γ – sypná hmotnost [kg m^{-3}]

Pro dopravované množství lze také napsat:

$$Q_v = 3600 * \frac{\pi * D^2}{4} * s * \psi * n * s * c_H \quad (2)$$

D – jmenovitý průměr šnekovnice [m]
s – stoupání šnekovnice [m]
n – otáčky šneku [s^{-1}]
 ψ - součinitel plnění [-]
 c_H – koeficient rozvolnění (součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku) [-]

Úpravou vztahu (2), lze dopočítat jmenovitý průměr šnekovnice:

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q_v}{3600 * \pi * \psi * n * s * c_H}} \quad (3)$$

Z vypočteného průměru pak zvolíme průměr na základě normovaných čísel nebo dle zkušeností, případně omezujícího rozměru.

Dopravník musí být schopen dopravit zadané množství materiálu. Pomocí vztahu (1) se pak stanoví skutečný dopravní výkon ze zvoleného průměru šnekovnice. Výsledek výpočtu pak musí být větší, než požadované dopravované množství.

Pokud se dopravníkem dopravuje velkozrnný materiál. Je třeba udělat ještě kontrolní výpočet podle vztahu níže:

$$D \geq (8 \div 12) * a_{max} \dots \text{pro tříděný materiál} \quad (4)$$

$$D \geq (4 \div 6) * a_{max} \dots \text{pro netříděné materiál} \quad (5)$$

a_{max} – maximální rozměr zrna dopravovaného materiálu [m]

Střední dopravní rychlost materiálu:

$$v = s * n \quad (6)$$

v – střední dopravní výkon [m s^{-1}]

Výpočet příkonu elektromotoru:

Příkon dopravníku je určen řadou dílčích odporů, z nichž se některé nedají stanovit výpočtem s dostatečnou přesností. Proto se příkon dopravníku stanoví pomocí globálního součinitele odporu (viz tabulka 2). Příkon elektromotoru se poté vypočte dle: [7]

$$P_d = \frac{Q * \gamma * g}{3600} * (l_v * w \pm h_D) \quad (7)$$

P_d – příkon elektromotoru [W]
 l_v – vodorovná dopravovaná vzdálenost [m]
 w – globální součinitel odporu [-]
 h_D – dopravovaná výška [m]

U volby elektromotoru se z pravidla volí příkon o 20% vyšší, aby bylo zamezeno přetížení elektromotoru (např.: při rozběhu, kdy se po odstávce stroje mohl nahromadit materiál uvnitř dopravníku).

Tab. 2 - Globální součinitel odporu w [7]:

Materiál	Globální součinitel odporu w
Lehký neabrazivní (mouka, obilí, luštěniny, ...)	2
Mírně abrazivní (drobné uhlí, hrubozrnná sůl, ...)	3
Hrubě zrnitý, silně abrazivní (koks, kusovité vápno, ...)	4

Účinkem dopravovaného materiálu vzniklá axiální síla (vliv dopr. materiálu na šnekovnici):

$$F_a = \frac{M}{R_s \cdot \tan(\alpha + \varphi)} \quad (8)$$

R_s – účinný poloměr šnekovnice [m]
 M – Hnací moment [Nm]
 α – úhel stoupání šnekovnice [rad]
 φ – třecí úhel mezi materiálem a šnekem [rad]

Účinný poloměr šnekovnice ze vztahu (8) se poté vypočte:

$$R_s = \left((0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \right) \quad (9)$$

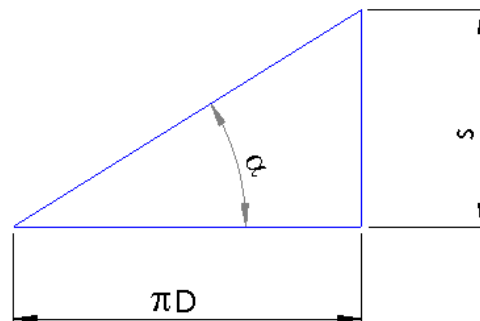
Hnací moment šneku ze vztahu (8) se určí:

$$P_d = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P_d}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (10)$$

Poslední dvě neznámé veličiny ze vztahu (8) jsou úhel stoupání a třecí úhel.

Úhel stoupání šnekovnice se tedy vypočte ze vztahu:

$$\tan \alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} \rightarrow \alpha = \tan^{-1} \frac{s}{\pi \cdot D} \quad (11)$$



Obrázek 28 - Úhel stoupání šnekovnice

Třecí úhel mezi materiálem a šnekem se určí z příslušného součinitele tření f_m [-]:

$$f_m = \tan \varphi \rightarrow \varphi = \tan^{-1} f_m \quad (12)$$

U šnekových dopravníků se dále počítá hmotnost samotné hřídele šneku a celková hmotnost včetně hmotnosti všech komponent, které jsou pevně spojeny se šnekem, jež bývá hlavní zatěžovací stav při kontrole šnekového dopravníku.

V této práci již budeme vycházet z hmotnosti vypočtené softwarem solidworks 2017 a proto výpočet hmotnosti nebude uveden.

2.2. Kontrola stávajícího řešení šnekového dopravníku

V této části bude provedena kontrola paralelně s návrhem základních komponent šnekového dopravníku ze zadaných hodnot v tab. 1. Tímto zjistíme správnost původního řešení, což využijeme při novém návrhu. Důležitou částí této kapitoly bude nalezení příčiny praskání šneku. Kontrolováno bude dopravované množství, průměr šnekovnice, pohon, samotný šnek a spojka.

2.2.1. Základní výpočet šneku

Nejdříve bude proveden základní výpočet, ze kterého určíme dopravované množství a průměr šnekovnice. Na základě těchto výsledků bude kontrola pohonu.

Dopravní výkon Q :

Prvotním výpočtem při každém návrhu šnekového dopravníku je určení dopravního výkonu určeného ze vztahu (1). Ze kterého pak lze vypočítat průměr šnekovnice a tím zajistit správné plnění šneku a schopnost dopravit materiál s výsledným výkonem.

$$Q = \frac{Q_v}{\gamma} = \frac{308400}{4400} = 70,1 \text{ m}^3/\text{h} \quad (13)$$

Dopravní objemový výkon Q_v je zadán z tabulky 1, kde po převodu z 5140 kg/min na 308400 kg/h bylo dosazeno do vztahu výše. Objemová hmotnost, jež je dána z katalogu dodavatele abraziva VERA GS-R činí 4400 kg/m³ (viz příloha 1).

Dále je nutné podotknout, že abrazivo je přiváděno do středu délky šneku a následná doprava probíhá tedy oběma směry. Tudíž skutečné dopravované množství bude pro jeden směr šneku poloviční, protože každý směr šneku je schopný odebrat polovinu z celkového množství průtoku abraziva.

Skutečný dopravní výkon pro polovinu šneku je pak: $Q_{1/2} = 35,05 \text{ m}^3/\text{h}$

Průměr šnekovnice D :

Ze vztahu (2) nyní určíme skutečný potřebný průměr šnekovnice a tím zjistit, zda dopravník bude schopný dosáhnout potřebného výkonu. Vycházet budeme z vypočteného dopravního výkonu a zadaných parametrů původního řešení (viz tabulka 1):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{1/2}}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot s \cdot c_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,05}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 0,62 \cdot 0,45}} = 0,385 \text{ m} = 385 \text{ mm} \quad (14)$$

Z výsledku vyplývá, že průměr šnekovnice původního řešení je naopak předimenzovaný (v tab. 1 pro $D = 450 \text{ mm}$). Pro návrh nového dopravníku budu vycházet z vypočteného průměru.

Stupeň plnění ψ byl určen z obrázku 19 a je tedy zvolen 0,3. Pro stoupání šnekovnice s obecně platí $s \approx D$ (tak i skutečně je u zadaného šneku), tedy 450 mm. Koeficient rozvolnění c_H , jež snižuje dopravované množství, je v případě vodorovného dopravování roven 1. Na výpočet tudíž nemá vliv.

Navržený průměr pak bývá ještě kontrolován na prostupnost dopravníkem platicí pro hrubozrné dopravované materiály, dle vztahu (4), či (5). Abrazivo VERA GS-R má velikost do 2 mm, proto vzhledem k velkému poměru rozměrů šnekovnice/abraziva, není kontrola nutná.

Příkon elektromotoru:

Elektromotor je nedílnou součástí téměř každého šnekového dopravníku. Aby byl zaručen bezproblémový chod, je zapotřebí určit potřebný příkon elektromotoru. V tomto případě bude provedena kontrola, zda elektromotor disponuje potřebným příkonem pro zaručení správného chodu dopravníku.

Vzhledem k tomu, že zadaná šnekovnice má větší průměr, než je vypočtený průměr, bude tudíž u zadaného šneku skutečné dopravované množství větší, než skutečně potřebné. Skutečné dopravované množství tedy bude vypočteno z průměru $D = 450$ mm se zachováním součinitele plnění 30%. Nyní tedy vypočítám potřebný příkon ze vztahu (7) pro vypočtené parametry i pro zadaný šnek. Tím určím příkon pro budoucí návrh a zároveň zkontroluji dosavadní řešení.

Výpočet skutečného dopravovaného množství pro $D = 450$ mm:

$$Q_{v450} = 3600 * \frac{\pi * D^2}{4} * s * \psi * n * c_H = 3600 * \frac{\pi * 0,45^2}{4} * 0,45 * 0,3 * 0,62 = 47,9 \text{ m}^3/\text{h} \quad (15)$$

Opět vzhledem k tomu, že doprava probíhá oběma směry, bude skutečné množství uvnitř dopravníku dvojnásobné, tedy: $Q_{v450} = 95,8 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\mu_{\text{poměr}} = \frac{Q_{v450}}{Q} = \frac{95,8}{70,1} = 1,37 \quad (16)$$

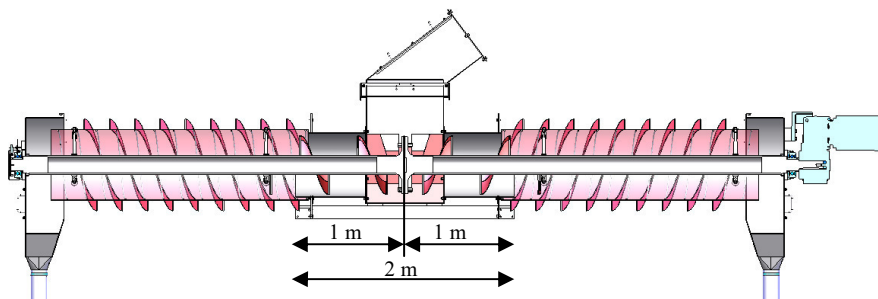
Z výsledků je zřejmé, že skutečný dopravní výkon je o 37% větší než požadovaný.

$$P_{d450} = \frac{Q_{v450} * \gamma * g}{3600} * (l_v * w \pm h_D) = \frac{95,8 * 4400 * 9,81}{3600} * (2 * 3) = 6,9 \text{ kW} \quad (17)$$

$$P_d = \frac{Q * \gamma * g}{3600} * (l_v * w \pm h_D) = \frac{70,1 * 4400 * 9,81}{3600} * (2 * 3) = 5 \text{ kW} \quad (18)$$

Z výsledků výše je patrné, že motor pro zadaný dopravník vyhovuje $6,9 \text{ kW} < 7,5 \text{ kW}$. Byť nebylo počítáno s rezervou, která by měla být 20%, jak bylo řečeno v kapitole 2.1. Z druhého výsledku je zřejmé, že pokud by byla šnekovnice navržena s minimálním potřebným průměrem, bude požadovaný výkon přibližně o 1/3 menší.

Dopravovaná délka l_v , pro kterou je počítán příkon, je znázorněna na obrázku 29. Je to tedy osová vzdálenost mezi vstupem a výstupem materiálu, který dopravuje šnekovnice. Globální součinitel odporu w nabývá ve vztahu (17), (18) hodnotu 3 (určeno z tabulky 2). Dopravovanou výšku h_D neuvažujeme, jelikož se materiál dopravuje ve vodorovné rovině.



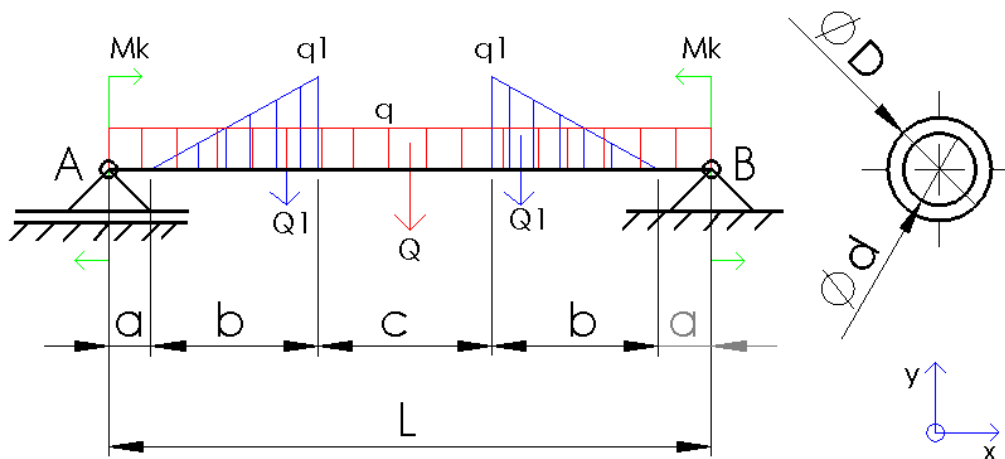
Obrázek 29 - Znázornění dopravované délky l_v

2.2.2. Kontrola napětí a posunutí šneku

Namáhání samotné hřídele šneku je jedním ze základních komponent, které je zapotřebí kontrolovat. U běžných šneků se počítá pouze s vlastní vahou. Ta spolu s délkou šneku jasně definuje maximální ohybový moment a tím i průhyb hřídele. Ovšem u šneku na obrázku 29, je hřídel zatížena ještě vahou protékajícího abraziva a to v místě síta. Nutno podotknout, že vzhledem k dopravovanému objemu abraziva, je zatížení oproti konvenčním šnekům značně větší. Na šnek tedy působí vlastní hmotnost, hmotnost směsi abraziva a písku uvnitř síta a kroučící moment (viz obr. 30). Nejprve bude proveden výpočet převedením šneku na nosník o dvou podporách a pro porovnání správnosti výpočtu bude i srovnání s MKP analýzou. Počítány budou reakce v ložiskách (uložení), průhyb a napětí šneku. Tento výpočet by mohl odhalit příčinu praskání šneku a to v případě, kdy by maximální napětí přesáhlo hodnotu dovoleného napětí.

Tab. 3 - zadané parametry šneku:

Parametr	Hodnota	Jednotka	Parametr	Hodnota	Jednotka
Hmotnost šneku - m_s	460	kg	Velký průměr - D	Ø152,4	mm
Hmotnost abraziva v jednom sítu - m_s	432	kg	Malý průměr - d	Ø127,4	mm
Délka mezi podporami - L	6000	mm	Délka - a	330	mm
Mez pevnosti materiálu - R_m	500	MPa	Délka - b	1920	mm
Mez kluzu materiálu - σ_k	220	MPa	Délka - c	1500	mm
Kroučící moment - M_k	2720	Nm	Poloměr díry pro děrový svár - r	5	mm



Obrázek 30 - Rozbor namáhání šneku

Prvním krokem je stanovení spojitého zatížení q a q_1 :

$$q = \frac{m_s \cdot g}{L} = \frac{460 \cdot 9,81}{6} = 752,1 \text{ N/m} \quad (19)$$

$$q_1 = \frac{m_s \cdot g}{b} = \frac{432 \cdot 9,81}{1,92} = 2207 \text{ N/m} \quad (20)$$

q, q_1 – spojité zatížení [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
 g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Dalším krokem je nahradit spojitě zatížení osamělou silou Q a Q_1 [N]:

$$Q = q * L = 751,1 * 6 = 4512,6 \text{ N} \quad (21)$$

$$Q_1 = q_1 * b = 2207 * 1,92 = 4237,4 \text{ N} \quad (22)$$

Po určení sil, které působí na šnek, lze vypočítat reakce v podporách a následně maximální ohybový moment:

$$\sum F_{Xi} = 0: \quad R_{BX} = 0$$

$$\sum F_{Yi} = 0: \quad R_{BY} + R_{AY} - Q - 2 * Q_1 = 0 \rightarrow R_{BY} \quad (23)$$

$$\sum M_A = 0: \quad -R_{AY} * L + Q * \frac{L}{2} + Q_1 * \left(a + \frac{2}{3}b\right) + Q_1 * \left(a + c + \frac{4}{3}b\right) = 0 \rightarrow R_{AY} \quad (24)$$

$$R_{AY} = \frac{Q * \frac{L}{2} + Q_1 * \left(a + \frac{2}{3}b\right) + Q_1 * \left(a + c + \frac{4}{3}b\right)}{L} = \frac{4512,6 * \frac{6}{2} + 4237,4 * \left(0,33 + \frac{2}{3} * 1,92\right) + 4237,4 * \left(0,33 + 1,5 + \frac{4}{3} * 1,92\right)}{6} = 6493,7 \text{ N} \quad (25)$$

$$R_{BY} = Q + 2 * Q_1 - R_{AY} = 4512,6 + 2 * 4237,4 - 6493,7 = 6493,7 \text{ N} \quad (26)$$

R_{BY}, R_{AY}, R_{BX} – reakce v podporách [N]

Po výpočtu reakce v podporách, můžeme určit maximální ohybový moment, který vzniká v místě $\frac{L}{2}$, jak plyne z matematického modelu (obr. 30). Velikost tedy určíme z následujícího vztahu:

$$M_{Omax\left(\frac{L}{2}\right)} = R_{BY} * \frac{L}{2} - \frac{Q}{2} * \frac{L}{4} - Q_1 * \left(\frac{2}{3} * b + a\right) = 6493,7 * \frac{6}{2} - \frac{4512,6}{2} * \frac{6}{4} - 4237,4 * \left(\frac{2}{3} * 1,92 + 0,33\right) = 9274,4 \text{ Nm} \quad (27)$$

M_{omax} – maximální ohybový moment [Nm]

Téměř posledním krokem je výpočet redukovaného napětí, z kterého určíme, zda pro navržené rozměry šnek vyhovuje. Pro výpočet redukovaného napětí při kombinovaném namáhání od krutu a ohybu, využijeme Guestovu podmínku pevnosti:

$$\sigma_D \geq \sigma_{red} = \frac{\sqrt{M_{omax\left(\frac{L}{2}\right)}^2 + M_k^2}}{W_o} = \frac{\sqrt{M_{omax\left(\frac{L}{2}\right)}^2 + M_k^2}}{\frac{\pi * D^4 - d^4}{32 * D}} = \frac{\sqrt{9274400^2 + 2720000^2}}{\frac{\pi * 152,4^4 - 127,4^4}{32 * 152,4}} = 54,4 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\text{kde } \sigma_D = \frac{\sigma_k}{k}$$

σ_D – dovolená napětí [Pa]
 σ_k – mez kluzu materiálu [Pa]
 W_o – průřezový modul v ohybu [m⁴]
 σ_{red} – redukované napětí [Pa]
 k – součinitel bezpečnosti [-]

σ_k je mez kluzu zvoleného materiálu a určí se z tabulek nebo ze stránek dodavatele polotovaru. U zadaného šneku byl použit materiál S235JR, která má dle tabulek mez kluzu 220 MPa (již zmíněno v tab. 3).

Nyní z vypočteného maximálního napětí a dovoleného napětí určíme součinitel bezpečnosti k , který by měl vyjít v rozsahu od 1,5 do 2,5. V případě nižší hodnoty, lze říci, že šnek je poddimenzovaný. V případě vyšší hodnoty pak naopak předimenzovaný.

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{k} = \sigma_{max} \rightarrow k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} = \frac{220}{54,4} = 4,04 \quad (29)$$

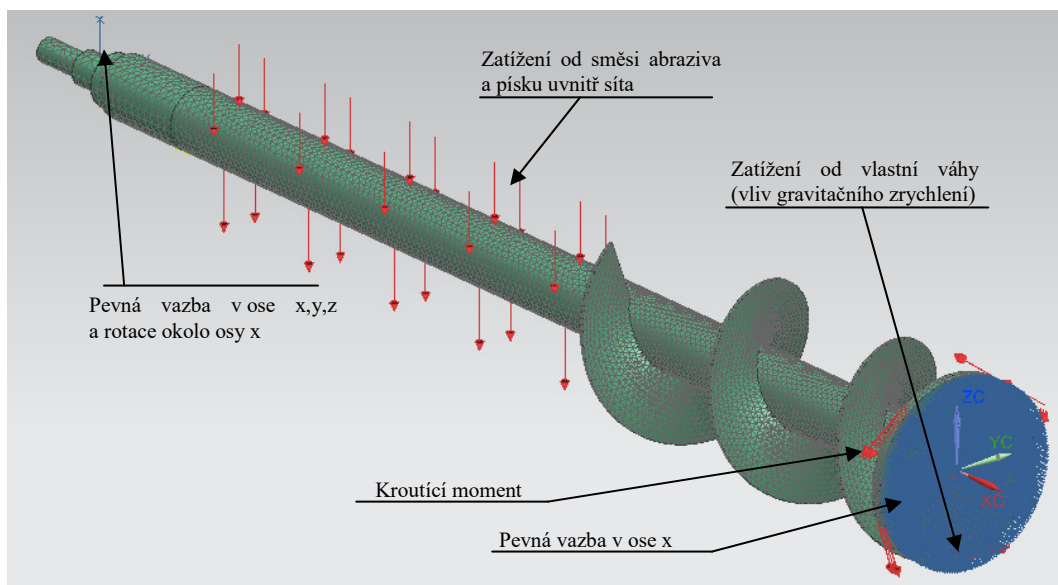
Z výsledku je zřejmé, že šnek je za daných podmínek naopak **předimenzovaný** a nenalezl jsem tedy přirozený důvod prasknutí šneku. Pro porovnání bude v následující části provedena MKP analýza, kde by měli být získány přesnější výsledky, které možná zodpoví otázku praskání šneku.

Porovnání s výsledky z MKP analýzy:

U kontroly šneku pomocí metody MKP by výsledek měl být více reálný, neboť u převodu na nosník o dvou podporách bylo provedeno značné zjednodušení celé geometrie i zatížení, kdežto u modelování se dá lépe přiblížit realitě.

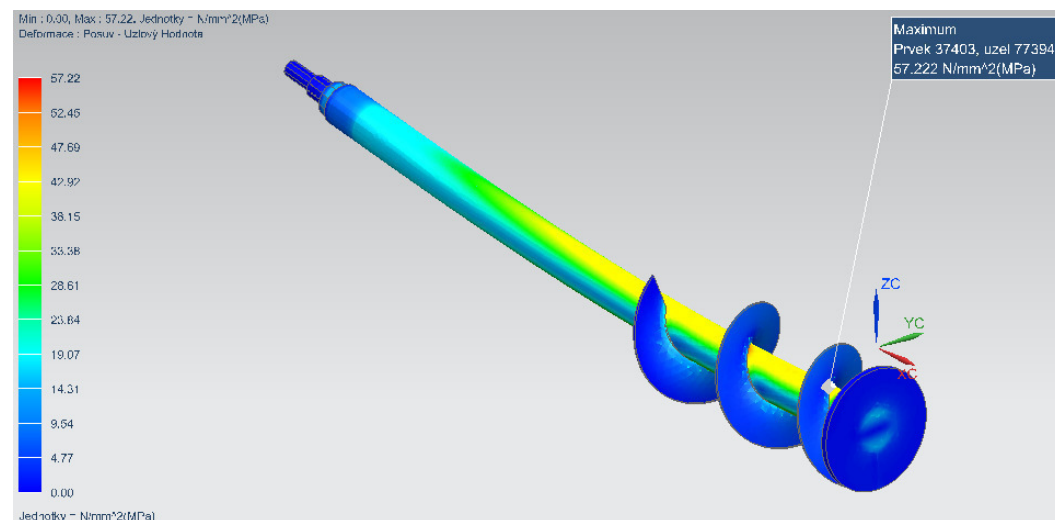
Na obrázku 31 je vidět výpočtový model šneku s okrajovými podmínkami a zasilováním, kde jsou zanedbány ostré přechodové hrany, zkosení, díry, apod. Dále je počítána jen polovina šneku a to z důvodu symetričnosti úlohy a snazšího výpočtu.

Všechny okrajové podmínky - způsob, velikost zatížení, uložení a zasilování budou pro všechny výpočty šneku pomocí MKP analýzy v softwaru NX11 naprosto stejné a proto budou i u výpočtu jiných variant zobrazeny pouze výsledky analýzy.



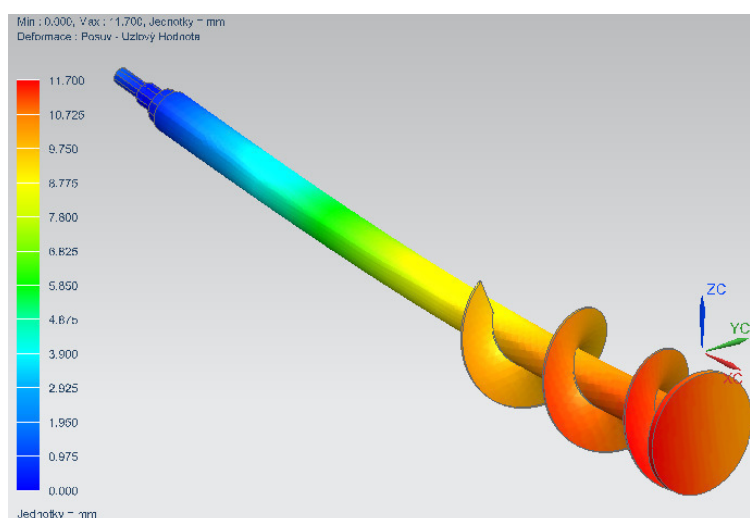
Obrázek 31 - Zjednodušený model šneku s okr. podmínkami a zasilováním

Na obrázku 32 pak můžeme vidět, že maximální napětí vyšlo jen o velmi málo vyšší, oproti dřívějšímu výsledku, kde bylo zjištěno maximální napětí 54,4 MPa. Pomocí MKP analýzy bylo spočteno maximální napětí 57,22 MPa. Tato odchylka je poměrně malá a lze tedy tvrdit, že výpočet byl proveden správně. Odchylka je pravděpodobně způsobena jiným rozložením váhy výpočtového modelu a skutečným průřezem v každém místě šneku. Stojí za povšimnutí, že maximální napětí se hromadí pod místem návaru šnekovnice a to u každého otočení spirály šnekovnice, nikoliv jen u zvýrazněného místa na obrázku níže. Vzhledem k tomuto zjištění a skutečnosti, že k praskání šneku dochází také v místě zakončení šnekovnice (kap. 1.7.), bude pomocí MKP analýzy dále v této kapitole znázorněn vliv šnekovnice na napětí a pevnost celého šneku. Tyto výsledky nám poslouží u budoucího návrhu.



Obrázek 32 - Průběh napětí šneku

Z obrázku níže pak vidíme, že maximální posunutí šneku je 11,7 mm. Určit hodnotu průhybu je velmi důležité z důvodu možného zadírávání šnekovnice ve žlabu dopravníku. V případě velkého průhybu, by se šnek opíral o dno žlabu, což by mělo za následek brzkou poruchu dopravníku. Průměr šnekovnice je 450 mm, v porovnání s vnitřním průměrem žlabu, který je 490 mm, lze soudit, že průhyb je v dovolené mezi, neboť mezi hranou nezdeformovaného šneku a stěnou žlabu je mezera 20 mm.

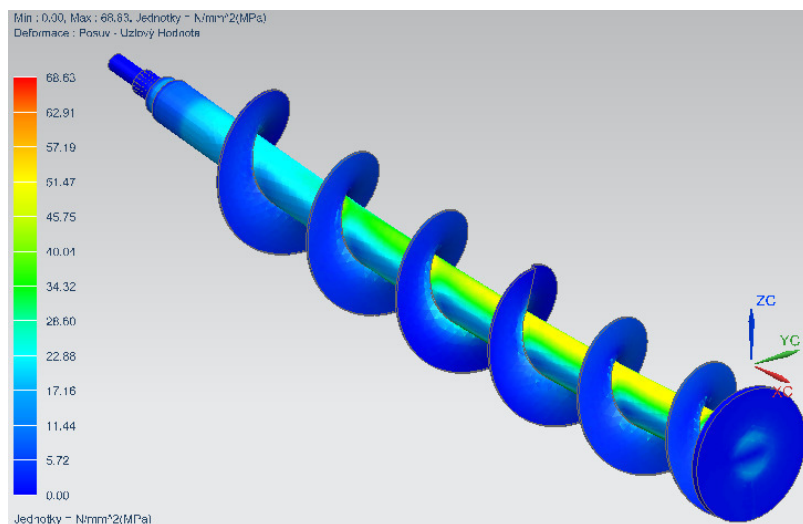


Obrázek 33 - Posunutí šneku

Jak již bylo řečeno, pro budoucí návrh je důležité posoudit vliv šnekovnice, na koncentraci napětí v místě svaru, a proto pomocí MKP analýzy bude posouzen vliv šnekovnice ze dvou konstrukčních hledisek:

a) *Prodloužení šnekovnice*

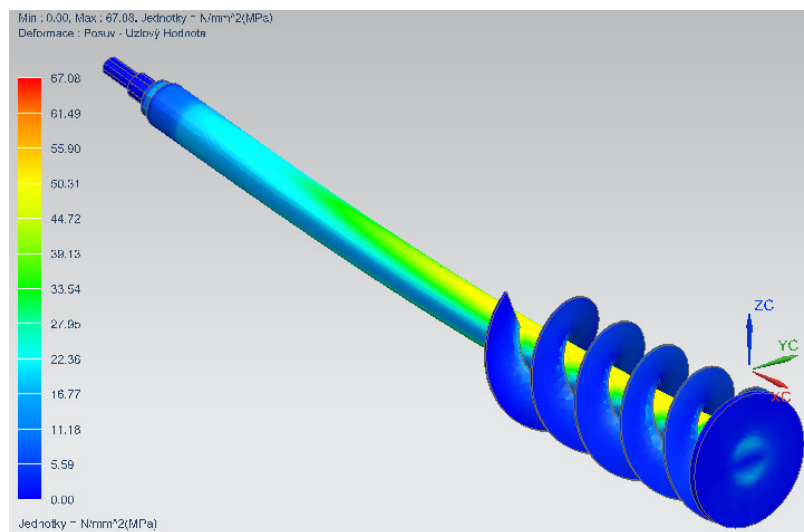
Z obrázku níže vidíme, že prodloužení šnekovnice svou přidanou hmotností vyvolá ve šneku větší napětí. Maximální napětí je nyní 68,63 MPa (max. průhyb 12,1 mm). Toto prodloužení sice napomohlo k rovnoměrnějšímu rozprostření napětí a netvoří se již tak výrazné špičky. Nicméně jako celek, konstrukci spíše uškodí.



Obrázek 34 - Průběh napětí při použití prodloužené šnekovnice

b) *Dvojitá šnekovnice*

V tomto případě bylo dosaženo obdobného výsledku jako u případu výše. Maximální napětí je jen o málo nižší a má hodnotu 67,08 MPa (max. průhyb 12,2mm). Po této analýze, lze soudit, že šnekovnice má obecně negativní dopad na průhyb a napětí šneku a cílem by mělo být šnekovnici dělat pokud možno co nejkratší a jednočinnou. Těmto podmínkám ovšem nelze vždy vyhovět, neboť jsou případy, kdy je vyžadován pravý opak, to ovšem již nemá nic společného s pevností.



Obrázek 35 - Průběh napětí při použití dvojitě šnekovnice

Po získání výsledků z obou výpočtů, lze usoudit, že k praskání šneku dochází vlivem jiných faktorů, než přetížením šneku. Další faktory, které velmi ovlivní pevnost a tím možnou poruchu šneku jsou špatná výrobní technologie v podobě děrových svárů apod. Ovšem hlavním důvodem praskání je pravděpodobně vysokocyklová únava materiálu. Vzhledem k charakteristice zatížení a otáčení hřídele, je šnek zatěžován na souměrně střídavý ohyb. Jelikož se nejvyšší napětí vyskytuje v místě děrového sváru, který při posuzování únavové pevnosti působí jako vrub (značně snižuje životnost) je zcela logické ubírat se touto cestou a počítat únavou pevnost právě v tomto místě. Tuto skutečnost lze usoudit i na základě kapitoly 1.7., kde bylo popsáno praskání šneku právě v tomto místě.

Z prvního případu prasknutí hřídele bylo zjištěno, že k prasknutí došlo přibližně po 3900 hodinách provozu, což je při konstantním otáčení 37 ot/min celkem 8658000 cyklů. Přičemž minimální požadovaný počet cyklů nesmí být nižší než 26640000, tedy dobu běhu stroje ve třisměnném provozu po dobu dvou let.

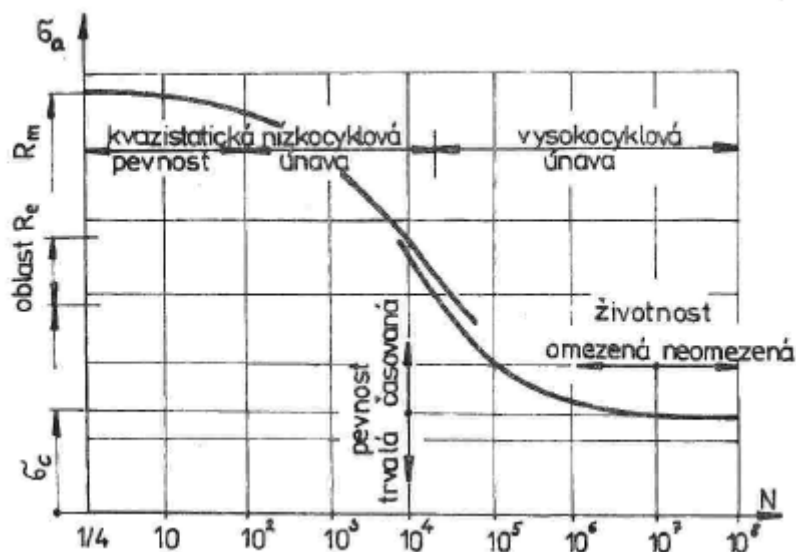
2.2.3. Únavová pevnost:

Jak již bylo řečeno výše, minimální životnost šneku nebyla splněna, byť maximální napětí nedosahuje některak vysoké hodnoty (vzhledem k dovolenému napětí). Proto je vhodné hřídel podrobit kontrole na únavovou pevnost.

Z pohledu výzkumníka se můžeme na únavový proces dívat jako na zkoumání vlastností tzv. černé schránky, tj. na zjišťování únavové odezvy součástí, charakterizované svými únavovými vlastnostmi při kmitavém zatěžování. Konstruktera naopak zajímá promítnutí únavové odezvy součástí do požadavků na jejich únavovou pevnost, životnost a též stanovení bezpečnosti součástí proti jejich porušení, čili volba “filozofie” výpočtu. [18]

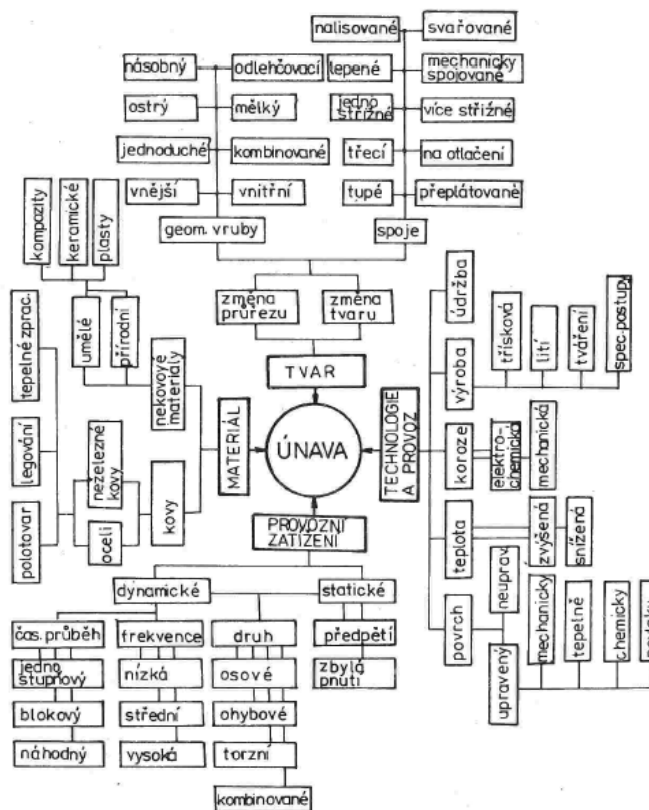
Nejstarším a dosud nejužívanějším postupem dimenzování částí na únavu je dimenzování pod mez únavy, tj. na **trvalou pevnost** (neomezenou životnost). Podobně jako při statickém dimenzování je výpočet pokryt součinitelem bezpečnosti, zde vůči mezi únavy dané součástí. Z důvodu většího rozptylu únavových dat se volí větší než bezpečnost statická, bývá 1,5 až 4. Důsledkem tohoto způsobu dimenzování je poměrná robustnost konstrukcí, nízký měrný výkon a efektivnost strojů. Zaručuje však provozní způsobilost částí během celé fyzické životnosti zařízení. [18]

Právě na výše popsanou trvalou pevnost bude provedena kontrola původního šneku. Tento výpočet byl zvolen na základě minimálního požadovaného počtu cyklů, neboť jako neomezená životnost se uvažuje hodnota vyšší než 10^7 cyklů. Tato hodnota byla určena na základě experimentů, kde u hodnot vyšších už nejde přibližně stanovit počet cyklů (průběh křivky je pak téměř lineární), jak vyplývá z Wöhlerovy křivky (obr. 36).



Obrázek 36 - Wöhlerova křivka [18]

Před samotným spočtením součinitele bezpečnosti je třeba spočítat faktory ovlivňující únavový proces a na základě těchto hodnot pak určit samotný součinitel bezpečnosti. Ovšem sledování všech faktorů ovlivňujících únavu materiálu je prakticky nemožné, lze klasifikovat součinitele hlavní a vedlejší. Specifické podmínky formulující chování objektu znázorňuje schéma na obr. 37.



Obrázek 37 - Schéma faktorů ovlivňujících únavový proces [18]

Jak lze asi usoudit z obrázku 37, nelze zahrnout všechny vstupy ovlivňující pevnost a tak pro výpočet budou uvažovány tři hlavní faktory:

a) *Vliv absolutní velikosti tělesa*

Na základě experimentů bylo zjištěno, že zvětšování zkušebních vzorků z téhož materiálu při daném typu namáhání se projevuje snížením meze únavy. Tento jev popisuje Weibullova teorie slabého místa, kde vysvětluje, že ve větším objemu je větší počet “slabých míst“ (poruch struktury), který mají negativní dopad na únavu materiálu. [18]

Tento faktor lze vyjádřit součinitelem velikosti při nehomogenní napjatosti (ohyb a krut):

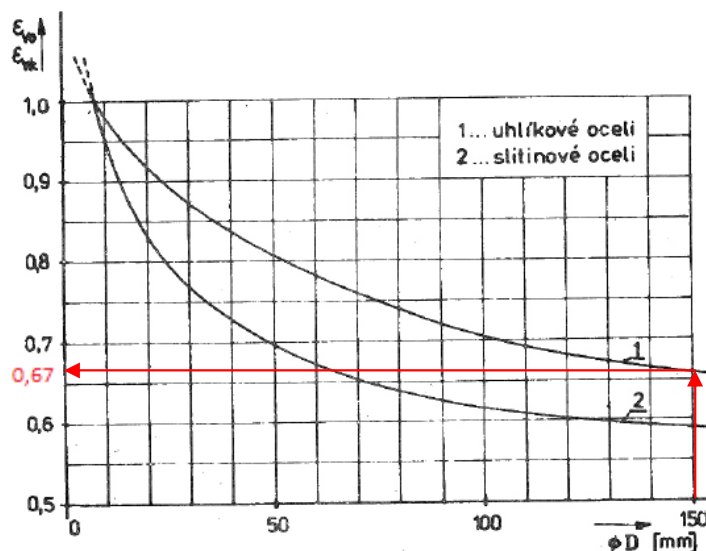
$$\varepsilon_{vo} = \frac{\sigma_c^D}{\sigma_c} < 1 \quad (30)$$

Z Weibullové teorie dostaneme, že součinitel velikosti je závislý na poměru absolutních objemů obou zkušebních tyčí, proto platí:

$$\varepsilon_{vo} = \left(\frac{V}{V_o}\right)^m < 1 \quad (31)$$

- ε_{ov} – součinitel při nehomogenní napjatosti [-]
- σ_c^D – mez únavy rozměrné tyče [Pa]
- σ_c – základní mez únavy etalonové tyče ($\phi 7-10$ mm) [Pa]
- V – objem velkého vzorku [m]
- V_o – objem etalonu [m]
- m – materiálová konstanta [-]

Materiálová konstanta se pohybuje u ocelí v rozmezí -0,03 až -0,06. Pro konstrukční ocel nedoporučuje hodnota $m = -0,034$. Průběh závislosti vztahu (31) a hodnoty materiálové konstanty lze určit z obrázku níže, kde pro průměr přibližně 150 mm bude:



Obrázek 38 – Součinitel vlivu velikosti při nehomogenní napjatosti (ohyb, krut) [18]

b) *Vliv jakosti povrchu*

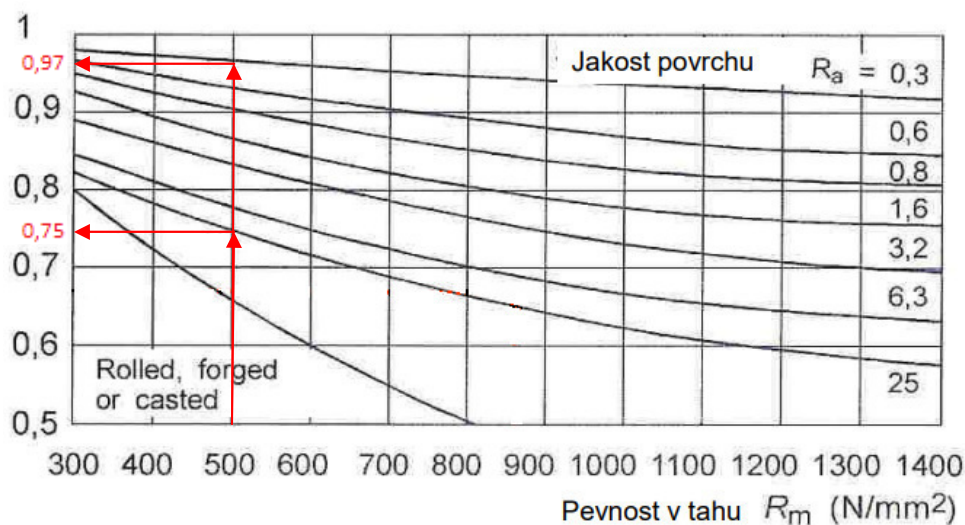
Protože kvalita povrchové vrstvy materiálu je určující pro fázi nukleace únavových trhlin, bude technologie povrchových úprav výrazně ovlivňovat mez únavy. Únavovou odezvu stavu povrchu kvantifikuje součinitel jakosti povrchu. Udává poměr mezi únavou vzorku daného povrchového opracování vůči leštěnému etalonovému vzorku. Pro symetricky střídavý ohyb i tah-tlak platí shodně vztah (32), při krutu se projevuje částečné snížení nepříznivého vlivu a proto se vypočte ze vztahu (33): [18]

$$\mu_{po} = \frac{\sigma_C^R}{\sigma_C^E} < 1 \quad (32)$$

$$\mu_{pk} = \frac{1}{2} * (1 + \mu_{po}) < 1 \quad (33)$$

μ_{po} – součinitel jakosti povrchu v ohybu [-]
 μ_{pk} – součinitel jakosti povrchu v krutu [-]
 σ_C^E – součinitel meze únavy etalonového vzorku [-]
 σ_C^R – součinitel meze reálného tělesa [-]

Kde oba součinitele meze únavy lze opět určit na základě meze pevnosti v tahu z obrázku 39. Opět červenou barvou znázorněna volba součinitelů pro mez pevnosti v tahu 500 MPa. Pro leštěný etalonový vzorek platí $R_a=0,3$.



Obrázek 39 - Vliv jakosti povrchu [18]

c) *Vliv koncentrace napětí*

Mezi koncentrátoři napětí můžeme řadit všechny tvarové a průřezové změny v konstrukci. Vytvářejí podmínky pro lokální zvýšení nominálních napětí, obecně tzv. “vruby”. Tento pojem lze zobecnit např. tímto rozdělením – konstrukční, technologické, metalurgické vruby.

Je zřejmé, že kromě nezbytně nutných vrubů jsou ostatní koncentrátoři napětí nežádoucí a pokud lze, snažíme se je odstranit.

Kvantitativní účinek zvýšení lokální špičky napětí v geometrickém vrubu popisuje součinitel tvaru, nazývá se též teoretický součinitel koncentrace napětí. Je definován vztahem špičky napětí v kořeni vrubu k nominální napjatosti ve vrubu oslabeném průřezu: [18]

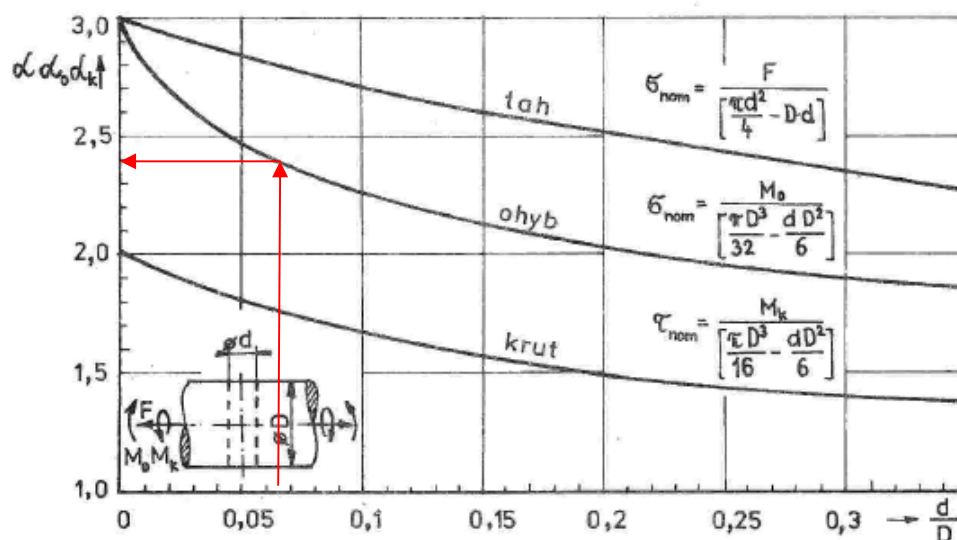
$$\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (34)$$

Analogicky pro krut:

$$\alpha_k = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} \quad (35)$$

α, α_k – součinitele tvaru [-]
 σ_{max} – špička napětí v kořeni vrubu [Pa]
 σ_{nom} – nominální napjatost ve vrubem oslabeném průřezu [Pa]
 τ_{max} – špička smykového napětí v kořeni vrubu [Pa]
 τ_{nom} – nominální smyková napjatost ve vrubem oslabeném průřezu [Pa]

Kde nominální napětí můžeme vypočítat na základě vzorců z obrázku 40 nebo výslednou hodnotu součinitele tvaru určit přímo ze zmíněného obrázku na základě poměru průměrů. Tyto hodnoty byly určeny experimentálně, čímž byla ověřena jejich pravost.



Obrázek 40 - Grafy k určení součinitelů tvaru pro vyznačený tvar součásti a způsobu namáhání

Po určení hodnoty součinitele tvaru provedeme výpočet součinitele vrubu β , který je právě pro budoucí výpočet stěžejní. V literatuře je uvedena celá řada vztahů určujících součinitel vrubu. Pro další výpočet proto bude brán vztah podle Neubergera, který platí jak pro ohyb, tak krut:

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{r}}} \quad (36)$$

Získáním těchto faktorů ovlivňujících únavovou pevnost můžeme vypočítat reálnou mez únavy součásti v ohybu σ_{oC}^* , či krutu τ_C^* , a to ze vztahu:

$$\sigma_{oC}^* = \frac{\sigma_{oC} \cdot \epsilon_v \cdot \mu_{po}}{\beta_o} \quad (37)$$

$$\tau_C^* = \frac{\tau_C \cdot \epsilon_v \cdot \mu_{pk}}{\beta_k} \quad (38)$$

Ze vzorce je zřejmé, že poslední neznámou jsou σ_{oc} a τ_C^* , ty jsou označovány jako přibližná mez únavy materiálu. Přibližná proto, že skutečná mez únavy je zatížena velkým rozptylem hodnot a proto byly stanoveny korelační vztahy pro různé typy zatížení při malé pravděpodobnosti poruchy (1%). Vztah pro přibližnou mezní únavu materiálu pro střídavý ohyb, pak můžeme vyčíst z tabulky níže.

Tab. 4 - Přibližné vztahy pro odhad mezí únavy konstr. ocelí [18]

Typ namáhání	mez únavy oceli
Střídavý tah-tlak	$\sigma_C = 0,35 R_m$
Míjivý tah	$\sigma_{MC} = 0,61 R_m$
Střídavý ohyb	$\sigma_{oC} = 0,43 R_m$
Střídavý krut	$\tau_C = 0,25 R_m$ resp. $\tau_C = 0,58 R_m$ (HMH)

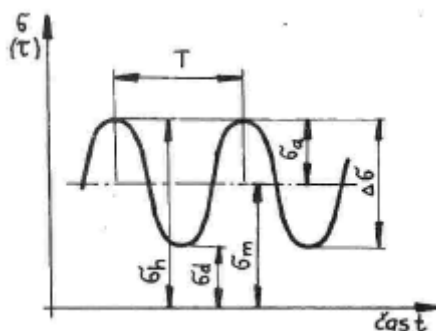
Po určení všech výše popsaných parametrů, lze spočítat výslednou bezpečnost na trvalou pevnost při namáhání na ohyb a krut:

$$k_{co} = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_{oa}} \quad (39)$$

$$k_{ct} = \frac{\tau_C^*}{\tau_a} \quad (40)$$

- k_{co} – součinitel únavové bezpečnosti v ohybu [-]
- σ_{oc}^* – reálná mez únavy součásti v ohybu [Pa]
- σ_{oa} – amplituda napětí v ohybu [Pa]
- k_{ct} – součinitel únavové bezpečnosti v krutu [-]
- τ_C^* – reálná mez únavy součásti v krutu [Pa]
- τ_a – amplituda napětí v krutu [Pa]

Amplituda napětí znázorněná na obrázku 40. Vzhledem k souměrně střídavému namáhání platí $\sigma_{oa} = \sigma_a$ (analogicky pro krut).



Obrázek 41 - Kmit napětí a označení veličin

Nyní dosadíme za právě probrané vztahy konkrétní hodnoty a zjistíme, zda šnek vyhovuje z hlediska únavové pevnosti.

Pro součinitel velikosti součásti známe přímo výsledek určený z obr. 38:

$$\varepsilon_{vo} = \left(\frac{V}{V_o}\right)^m = 0,67 \quad (41)$$

Vliv jakosti součásti – vztah (32), s dosazením hodnot z obr. 39:

$$\mu_{po} = \frac{0,75}{0,97} = 0,773 \quad (42)$$

Vliv koncentrace napětí – kde součinitele tvaru pro ohyb určíme z obr. 40 a dosadíme do vztahu (36):

$$\beta_o = 1 + \frac{2,4-1}{1 + \sqrt{\frac{\sqrt{0,45}}{5}}} = 2,02 \quad (43)$$

Přibližná mez únavy materiálu – z tab. 4:

$$\sigma_{oC} = 0,43 * 500 = 215 \text{ MPa} \quad (44)$$

Reálná mez únavy – dosazení výše spočtených do vztahu (37):

$$\sigma_{oC}^* = \frac{215 * 0,67 * 0,773}{2,02} = 90 \text{ MPa} \quad (45)$$

Součinitele únavové bezpečnosti pro ohyb – vztah (39):

$$k_{co} = \frac{90}{57,22} = 1,57 \quad (46)$$

Z výsledku vidíme, že při namáhání na souměrně střídavý ohyb jsem docílil přesně spodní hodnoty součinitele bezpečnosti, která by se měla pohybovat v rozmezí 1,5÷4. Je ovšem nutno podotknout, že v místě děrového sváru se provádí také nalisovaný spoj (nalisování spojky do trubky šneku). Experimenty bylo zjištěno (viz příloha 2), že tento druh spojení má velmi negativní dopad na únavovou pevnost (uvádí se, že v některých případech součinitel vrubu až 3,2), proto by měl být součinitel bezpečnosti minimálně 2, tak aby vlivem přidané hodnoty tohoto účinku nedošlo k opakovanému prasknutí.

Pro zjištění hodnoty napětí, které by za stejných podmínek (počítaných výše) mělo za následek požadovanou hodnotu součinitele únavové bezpečnosti, vyjdu ze vztahu (39), kde vyjádřím σ_{oa} a za reálnou mez únavy dosadím výsledek ze vztahu (45)

$$\sigma_{oa} = \frac{\sigma_{oc}^*}{k_{co}} = \frac{90}{2} = 45 \text{ MPa} \quad (47)$$

Při návrhu nového šneku bude tedy požadované maximální napětí šneku menší než **45 MPa**, čímž zajistíme splnění součinitele únavové bezpečnosti 2. Zároveň by měla být při návrhu nových variant vytvořena taková konstrukce, kde se nebudou vyskytovat děrové svary a nalisované spoje v místech lokalizace nejvyšších napětí (pokud to pro daný navržený šnekový dopravník bude možné).

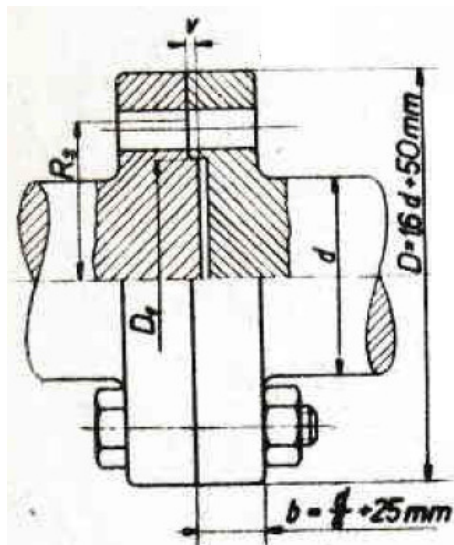
2.2.4. Kontrola spojky

Přírubové spojky jsou vytvořeny buď vykováním příruby přímo ze hřídele nebo přivařením. Aby byla čelní dosedací plocha spojky kolmá k ose, opracují se příruby na čisto až po zavaření nebo nalisování. U lisovaných přírub se zvětšuje součinitel tření posypáním stykové plochy mezi spojkou a hřídelem karborundovým práškem. Nevýhodou těchto spojek je jednak nutnost osového posuvu jednoho hřídele při montáži minimálně o v (viz obr. 42) a dále to, že v případě nutnosti přídavného uložení lze použít pouze pro dělená ložiska. Pro přenos stálého kroučícího momentu se používá přenos momentu pouze třením ve stykových plochách. Při provozu s proměnlivým kroučícím momentem se nelze spolehnout na přenos momentu pouze třením a používají se pak lícované šrouby, které jsou namáhány na střih, někdy bývá spojka opatřena i příčným perem. [13]

V této části tedy bude provedena kontrola šroubových spojů spojky a proveden návrh rozměrů spojky, z důvodu vysoké hmotnosti současného řešení – nižší hmotnost znamená menší zatížení a nižší náklady. Celá spojka váží 120kg s porovnáním k celkové váze šneku - 460kg. Je na první pohled zřejmý nepříznivý poměr hmotností. Stejně jako u předešlé kapitoly bude kontrola provedena ručně a následně provedena kontrola napětí pomocí MKP analýzy v softwaru NX11.

Tab. 5 - hodnoty současného řešení spojky:

Parametr	Hodnota	Jednotka	Parametr	Hodnota	Jednotka
Velký průměr - D	445	mm	Střední poloměr tření - R_s	203,75	mm
Průměr čepu - d	130	mm	Počet šroubů - i	6	ks
Průměr mezikruží - D_1	370	mm	Typ šroubu	M 16 -8,8 ISO 4014	-
Šířka - b	24	mm	Průměr jádra šroubu - d_3	13,39	mm
Kroučící moment - M_t	2720	Nm	Součinitel tření - f	0,15	-



Obrázek 42 – Pevná kotoučová spojka [13]

Nejprve bude proveden návrh rozměrů spojky, abychom určili optimální rozměry, neboť kontrola rozměrů již navržené spojky se za normálních okolností neprovádí. Spojka i její rozměry se běžně volí z tabulek dle ČSN 02 6204 na základě přenášeného momentu, či průměru náboje. Po návrhu rozměrů a šroubového spoje, bude provedena kontrola stávajícího řešení na schopnost přenést kroutící moment. Posledním krokem této části bude MKP analýza původní spojce.

Návrh rozměrů:

Malý průměr d je zadaný z původního dopravníku a bude tedy 130mm. Z obrázku 42 je patrné, že velký průměr D se stanoví ze vztahu:

$$D = 1,6 * d + 50 = 1,6 * 130 + 50 = 258 \text{ mm} \quad (48)$$

Z výsledku je patrný velký rozdíl mezi průměrem původní a současné spojky. Původní spojka má vnější průměr 445 mm, což je téměř dvojnásobná hodnota!!

Pro navrženou spojku volím průměr $D_1 = 180 \text{ mm}$

Střední poloměr tření pro navrženou spojku pak spočteme:

$$R_s = \frac{D+D_1}{4} = \frac{258+180}{4} = 109,5 \text{ mm} \quad (49)$$

Šířka spojky pak na základě obrázku 42:

$$b = \frac{d}{6} + 25 = \frac{130}{6} + 25 = 46,6 \text{ mm} \quad (50)$$

Návrh šroubového spoje:

Dalším krokem bude určení počtu šroubů. U tohoto výpočtu se vychází ze dvou možných variant:

- a) Přenos kroutícího momentu namáháním šroubů na střih. Tento vztah se používá v případě použití lícovaného šroubu.

$$\frac{M_t}{R} = i * S * \tau_{Dš} \rightarrow i = \frac{M_t}{R * S * \tau_{Dš}} \quad (51)$$

$\tau_{Dš}$ – dovolené napětí šroubů na střih [Pa]
 S – průřez jednoho šroubu v nebezpečném místě [m²]
 R – poloměr roztečné kružnice šroubů [m]

- b) Přenos kroutícího momentu pouze třením. Tento vztah se používá v případě použití běžného šroubu.

$$M_t = f * F_N * R_s = i * f * s_j * \sigma_{Dš} * R_s \rightarrow i = \frac{M_t}{f * \frac{\pi * d_3^2}{4} * R_s * \sigma_{Dš}} \quad (52)$$

$\sigma_{Dš}$ – dovolená napětí šroubu v tahu [Pa]
 s_j – průřez jádra jednoho šroubu [m²]
 R_s – střední poloměr tření [m]
 F_N – normálová složka síly [N]

Jelikož u zadané úlohy jsou použity běžné šrouby, budeme s nimi počítat i v novém řešení. Vycházet tedy budeme z varianty b. Ještě před tím je však třeba určit dovolené napětí šroubu v tahu, jelikož je to poslední neznámou ze vztahu (52):

Pro šrouby pevnostní třídy 8.8: $8.8 \rightarrow \sigma_{Pt} = 800 \text{ MPa}$

Z označení dále lze určit: $\sigma_{kt} = \sigma_{Pt} * 0,8 = 640 \text{ MPa}$

Dovolené napětí šroubu je pak: $\sigma_{Dš} = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{1}{2} * \frac{\sigma_{kt}}{s_{kt}} = \frac{1}{2} * \frac{640}{(1,5 \div 2,5)} = 130 \text{ MPa} \quad (53)$

σ_{kt} – napětí meze kluzu šroubu [Pa]
 σ_{Pt} – napětí meze pevnosti šroubu [Pa]
 s_{kt} – bezpečnost vůči mezi kluzu [-]

$$i = \frac{M_t}{f * \frac{\pi * d_3^2}{4} * R_s * \sigma_{Dš}} = \frac{2720000}{0,15 * \frac{\pi * 13,39^2}{4} * 109,5 * 130} = 9,1 \quad (54)$$

Z výsledku vidíme, že pro bezpečný přenos kroutícího momentu třením musí být použito minimálně 10 šroubů. Volím počet šroubů 12, vzhledem k nižším nárokům na předepnutí šroubu a součiniteli bezpečnosti proti prokluzu.

Posledním výpočtem návrhu přírubové spojky je vyvození potřebného přednutí šroubu. Vyvozená síla předepnutím musí být taková, aby byl kroutící moment přenášen pouze třením ve stykové ploše:

$$F_{\text{s}} = \frac{M_t}{i * f * R_s} * S_f = \frac{2720000}{12 * 0,15 * 109,5} * 1,3 = 17940 \text{ N} \quad (55)$$

F_{s} – síla vyvozená jedním šroubem [N]
 S_f – součinitel bezpečnosti proti prokluzu [-]

Kontrola šroubového spoje původní spojky:

Po návrhu optimálních rozměrů a šroubového spoje, bude nyní provedena kontrola návrhu šroubového spoje původní spojky. Do vztahů (54), (55) tedy dosadíme hodnoty z tabulky 5:

$$i = \frac{M_t}{f * \frac{\pi * d^2}{4} * R_s * \sigma_{D\text{s}}} = \frac{2720000}{0,15 * \frac{\pi * 13,39^2}{4} * 203,7 * 130} = 4,9 \quad (56)$$

Z výsledku vidíme, že pro stávající spojku je potřeba pouze 5 šroubů. Vzhledem k velkému třecímu poloměru se značně zmenšily nároky na celkovou hodnotu předepnutí šroubu. U používané spojky je použito 6 šroubů, tudíž z hlediska jednoduchého návrhu je možné říct, že spojka vyhovuje. Nicméně je třeba vzít v potaz, že výpočet je proveden na základně dovoleného napětí šroubu a v případě zahrnutí součinitele bezpečnosti proti prokluzu (ochrana proti možnému výskytu vyššího zatížení, např.: při rozběhu stroje). Napětí ve šroubu by pak překročilo dovolenou hodnotu napětí.

$$F_{\text{s}} = \frac{M_k}{i * f * R_s} * S_f = \frac{2720000}{6 * 0,15 * 203,7} * 1,3 = 19287 \text{ N} \quad (57)$$

Nyní vypočteme napětí vzniklé ve šroubu vlivem předepnutí a určíme, zda šroub vyhovuje (dovolené napětí viz vztah 53):

$$\sigma_{\text{s}} = \frac{F_{\text{s}}}{S_j} = \frac{19287}{\frac{\pi * 13,39^2}{4}} = 137 \text{ MPa} > \sigma_{D\text{s}} \rightarrow \text{Nevyhovuje} \quad (58)$$

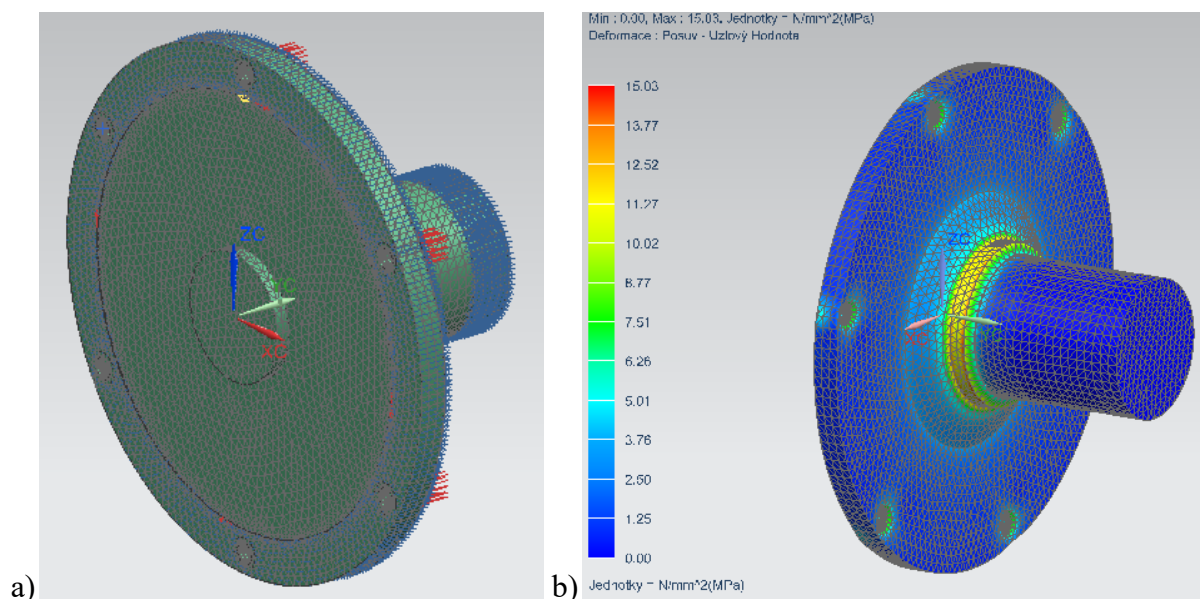
Tuto hodnotu předepnutí bychom pravděpodobně mohli vyvodit, aniž by došlo k poškození šroubů, neboť výsledné napětí je jen o málo vyšší než dovolené napětí. Nicméně z důvodu bezpečnosti by bylo vhodnější použít pro stávající řešení spojky šrouby vyšší pevnosti např.: 10.8. Tyto šrouby mají vyšší mez pevnosti a pro napětí výše by byly tudíž vyhovující.

MKP analýza spojky:

U MKP analýzy bude hlavním cílem určit maximální napětí v těle spojky a z výsledku určit, kde by bylo vhodné odebrat část objemu spojky, a tím snížit hmotnost dosavadního řešení spojky.

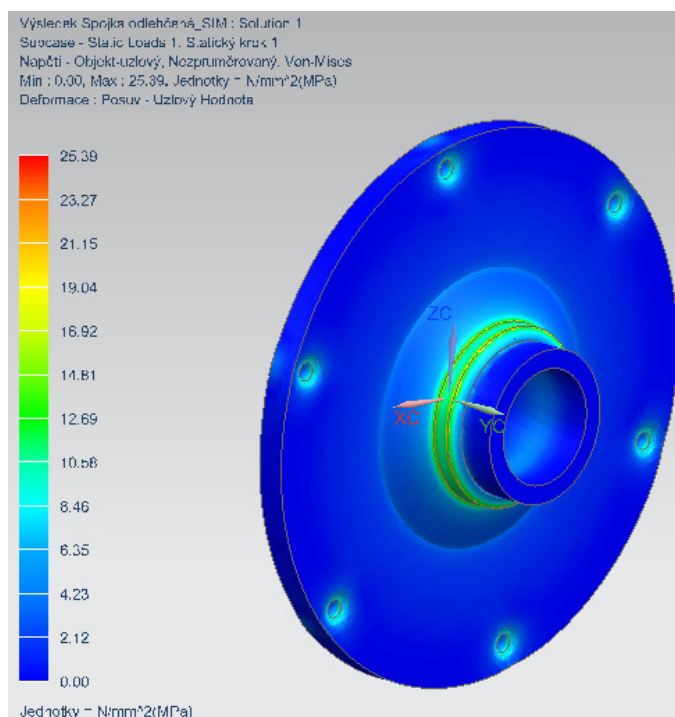
Na obrázku níže je vidět rozložení napětí spojky a okrajové podmínky se zasítováním. Z obrázku 43b vyplývá, že nejvyšší napětí je v přechodu na menší průměr před místem přivaření ke šneku a také v místě předeprnutí šroubů.

Vzhledem ke konstrukci a funkci spojky, není moc možností (krom průměru), kde odebrat část spojky a tím snížit hmotnost. Jsou pouze dvě možná řešení, a to odebrání středu spojky, čímž vznikne dutý čep spojky. Dále pak zkrácení čepu a udělat menší vodící plochu pro nalisování do hřídele šneku. Provedeny budou tedy obě úpravy najednou, neboť ani jedna část spojky nemá výrazný vliv na přenos krouticího momentu.



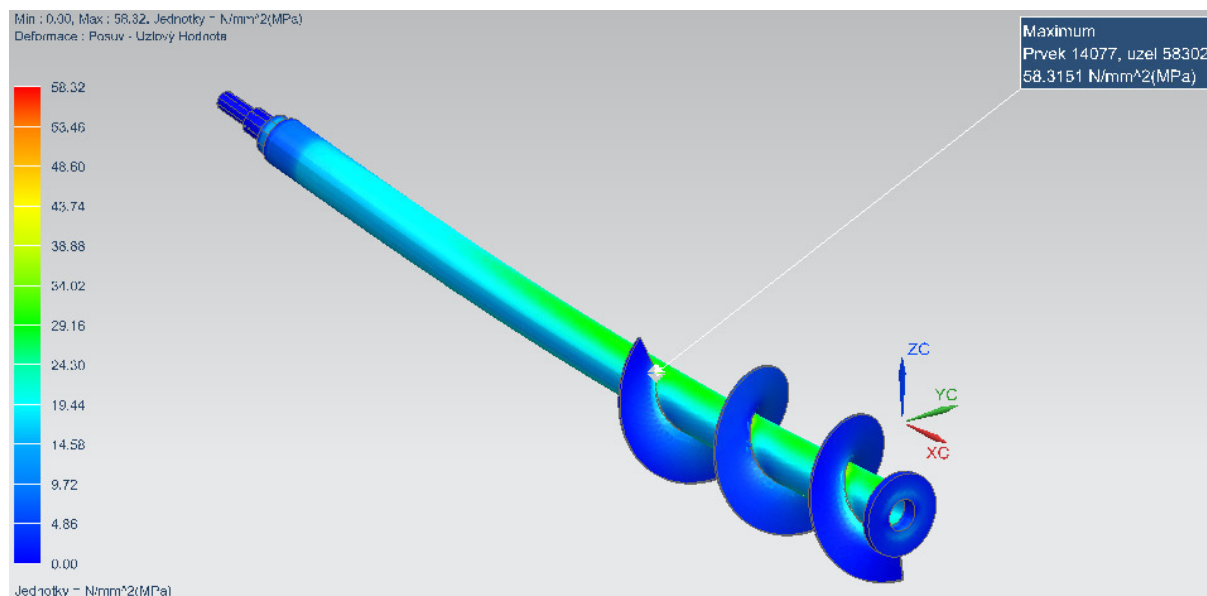
Obrázek 43 – MKP analýza původní spojky: a) okr. podmínky, b) rozložení napětí

Úpravu lze vidět na obrázku 44, kde je tatáž spojka, jako na obrázku 43 se stejnými okrajovými podmínkami, ovšem s vnitřním vybráním o průměru 98 mm a zkráceným čepem. Tato úprava snížila hmotnost bezmála o 21 kg (15 kg odebráním středu spojky + 6 kg zkrácením spojky) na jednu polovinu spojky, v případě odlehčení u obou částí se úspora hmotnosti bude pohybovat okolo 42 kg. Maximální napětí bylo spočítáno 25,39 MPa, přičemž dovolené namáhání materiálu S235JR na krut je 30 MPa, lze tedy říci, že spojka **vyhovuje** pro dané zatížení za poměrně velké úspory materiálu. Nutno doplnit, že v případě použití navrženého průměru spojky, tedy $D = 258$ mm. Byla by úspora hmotnosti dalších 18 kg na jednu polovinu spojky.



Obrázek 44 - Průběh napětí odlehčené spojky

Nyní po odlehčení spojky provedeme opět analýzu celého šneku, tak abychom mohli posoudit vliv úspory materiálu/hmotnosti spojky. Spojka v modelu se tedy nyní bude lišit ve velkém průměru, vybrání středu spojky a zkrácené vedení. To sníží hmotnost přibližně o 40 kg v místě největšího ohybového momentu, ale zároveň zmenší průřez.



Obrázek 45 - Průběh napětí s odlehčenou spojkou

Z výsledku vyplývá, že maximální napětí se téměř nezměnilo a nejvyšší hodnoty napětí se lokalizuje stále v místě šnekovnice. Špička napětí se pak posunula dále od spojky a působí nyní na začátku šnekovnice (oblast kde šnek také praská, viz kap. 1.7). Zajímavé ovšem je, že maximální průhyb se značně snížil, nyní je maximální posunutí přibližně 10,5 mm (viz příloha).

2.3. Návrh variant

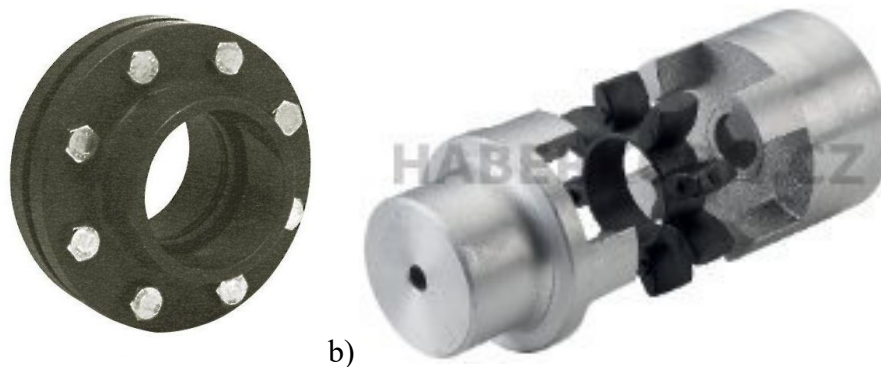
U návrhu variant budeme vycházet z poznatků, které byly popsány a spočítány v předchozích kapitolách. Nejprve budou popsány možnosti jednotlivých konstrukčních uzlů, ze kterých bude vytvořena morfologická matice, kde uspořádáme strukturu dopravníku z popsaných parametrů. Poté budou vybrány dvě varianty a to jak pro dělený, tak nedělený šnek. Celkem tedy budou popsány čtyři varianty, z nichž následným hodnocením vybereme dvě výsledné.

Popis konstrukčních uzlů:

Spojení šneků – Spojování šneků a tedy jejich dělení je velmi výhodné u velkých dopravovaných vzdáleností, neboť výroba dlouhých nedělených šneků vnáší do konstrukce několik negativních vlivů, jako jsou: problém se zajištěním stroje schopného přesně obrobit rozměrnou trubku (v našem případě 6 m), s velkými rozměry vzniká i problém manipulace, či samotné montáže. Velký problém u dlouhých nedělených šneků je také složitá, či nemožná montáž přídavné podpory. Proto se dlouhé šneky z pravidla dělí na dvě, či více částí (v závislosti na délce). Ke spojení šneků lze využít pevnou či pružnou spojku, ty zajistí spojení a přenos kroutícího momentu.

Pružná spojka umožňuje spojení nesouosých hřídelů, které umožňují mírné osové nebo úhlové posunutí a dovolují mírné pootočení spojovaných částí vůči sobě. Jsou schopny pohltit kinetickou energii v pružných člancích, a proto jsou vhodné pro tlumení kmitů soustavy.

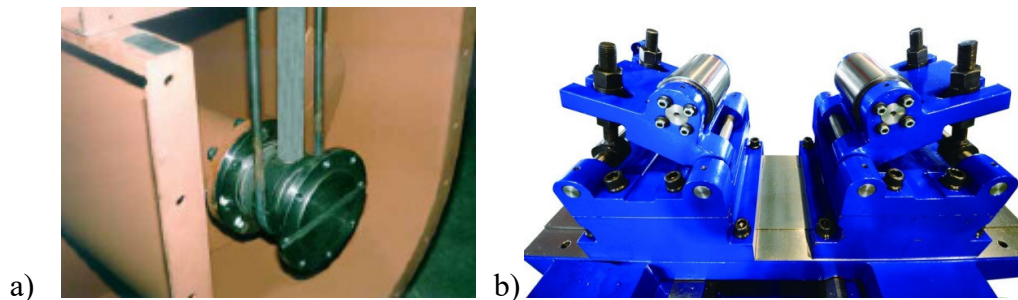
Pevná spojka slouží pro trvalé spojení dvou hřídelů takovým způsobem, že je zamezeno jejich vzájemnému pohybu. Pro správnou funkci těchto spojek je nutná přesná souosost spojovaných částí, jelikož nesouosost vyvolá značné přidané namáhání. Pevné spojky mohou přenášet i ohybové momenty, jestliže jsou uloženy v blízkosti ložisek. Pevné spojky se vyznačují jednoduchou konstrukcí a příznivou cenou.



Obrázek 46 - Příklad spojky: a) pevná přírubová spojka, b) pružná spojka GRMALU [22], [23]

Druh podpěry šneku – Jak již bylo řečeno v kapitole 1.5, nemá-li dojít k přílišnému průhybu hřídele při jeho větších délkách, je nutné ho uložit ve vzdálenostech 2,5 až 3 m. Nejčastějším způsobem uložení (podpora) šneku bývá v ložisku, které je nějakým způsobem vetknuto do žlabu dopravníku nebo přímo do rámu stroje (obr. 47a). Ne vždy však ložisko lze použít, konstrukce šneku musí být uzpůsobena tak, aby ložisko bylo možné nasunout na hřídel. Šnekovnice přivařená na hřídeli šneku, má totiž vždy mnohem větší průměr než hřídel a to znemožní montáž ložiska, proto v případě potřeby přídavného uložení musí být vždy

konstruován dělený šnek s použitím spojky (viz výše). Pokud je podepření šneku nutné a nelze využít ložisko k zabezpečení správné funkce, můžeme použít některá z netypických způsobů podpory hřídele. Např.: použití mechanické podpěry s vodícími pásky, či valivými segmenty nebo podvalky (obr. 47b), které umožní otáčení hřídele a zamezí průhybu.

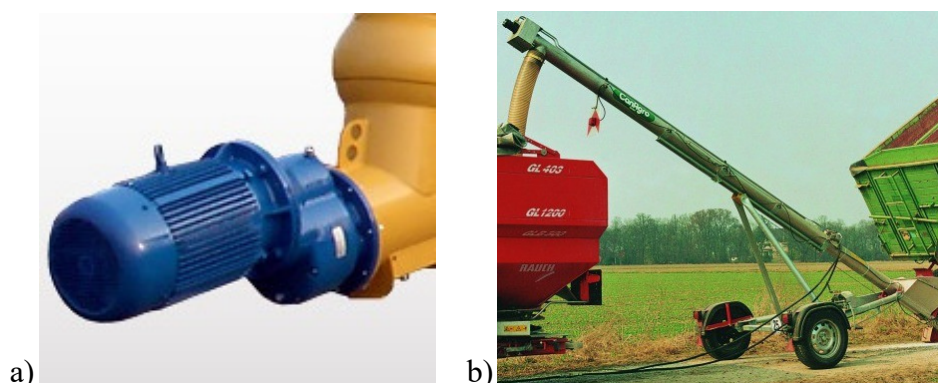


Obrázek 47 - Možné konstrukční řešení podpěry šneku: a) Uložení v ložisku vetknutému ke stropu, b) otevřená opěrka/podvalek [11], [24]

Druh pohonu – Druhy pohonu šnekových dopravníků jsou synchronní nebo asynchronní motor, případně hydromotor. Přičemž jednoznačně nejpoužívanějším pohonem ze zmíněných je asynchronní motor, který je vzhledem ke svým vlastnostem pro šnekové dopravníky nejvhodnější (s výjimkou výjimečných případů) a mezi jeho výhody patří: vysoká spolehlivost, vysoká účinnost, jednoduchá konstrukce a velké rozmezí otáček (frekvenční měniče).

Synchronní motory se používají hlavně pro pohon velkých průmyslových strojů nebo vozidel velkých výkonů. Jejich nevýhodou je obtížné řízení otáček a nutnost pomocného motoru, který rozbíhá synchronní motor při spuštění provozu stroje (tuto potřebu lze odstranit za pomoci frekvenčních měničů).

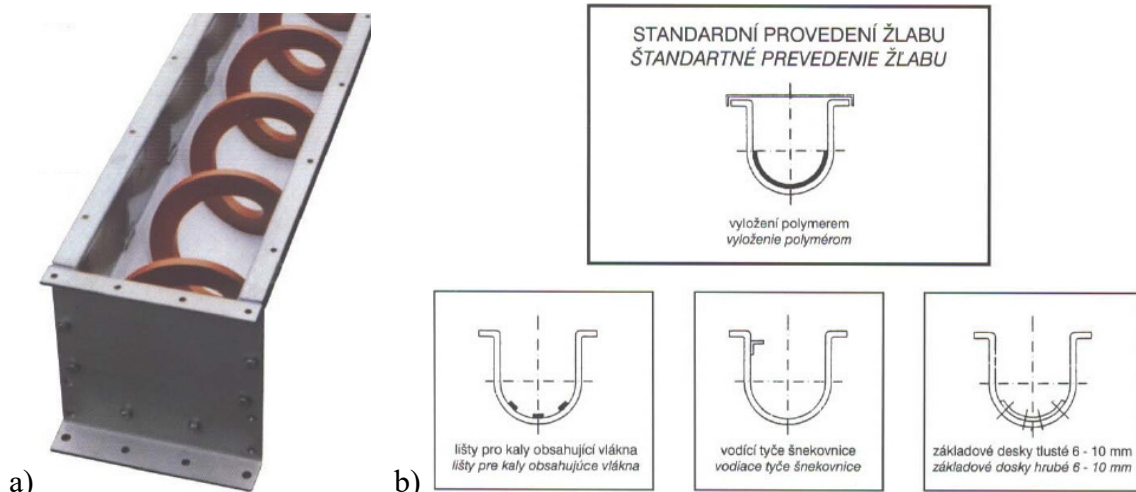
Posledním, i když ne příliš rozšířeným způsobem pohonu je pomocí hydromotoru. Hydromotor dokáže díky vlastnostem kapaliny dosahovat velkého výkonu a kroutícího momentu. S porovnáním k elektromotorům vynikají také v hmotnosti a snadnou říditelnosti otáček. Vzniká ovšem problém v podobě nutného přívodu hydraulické kapaliny přímo k dopravníku (což není vždy možné) a proti elektromotoru jsou kladeny velké nároky na těsnost a kvalitu kapaliny.



Obrázek 48 - Pohony šnekových dopravníků: a) Synchronní motor, b) Pohon hydromotorem [9], [14]

Způsob spojení pohonu – Spojení pohonu se šnekem může být provedeno třemi základními způsoby, které byly popsány v kapitole 1.5, a proto zde nebudou více rozebírány.

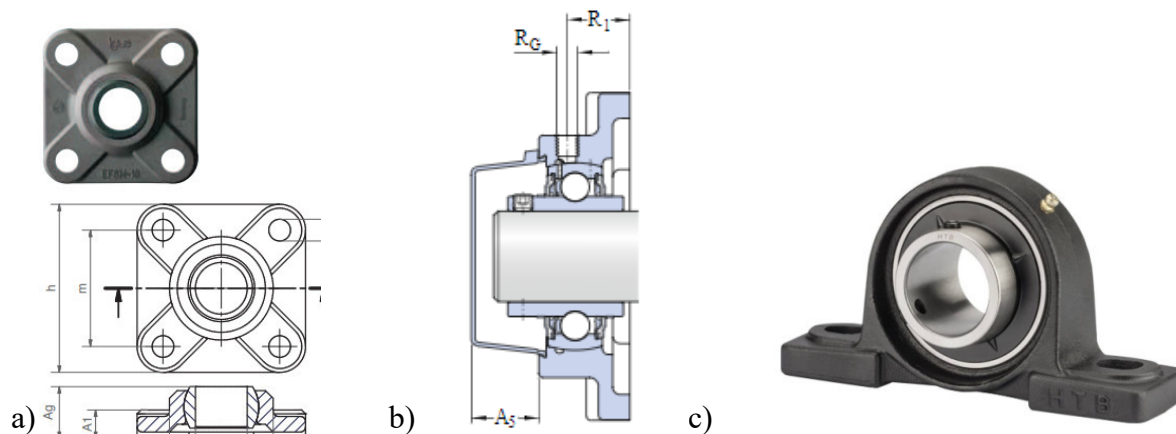
Typ šnekovnice – Pro návrh nového řešení byly vybrány tři typy: plná, obvodová a spirálová šnekovnice. První dvě již byly popsány v kapitole 1.5 a nebudou zde tedy více rozebírány. Spirálová šnekovnice, se vyznačuje absencí hřídele a šnekovnice musí být vedená ve žlabu dopravníku pomocí vodících pásků. Velkou výhodou oproti konvenčním typům šnekovnice je: Odstranění potřeby uložení v ložiskách a tím nutnost mazání a nulový průhyb v radiálním směru. Tento typ také nabízí možnost vysokých objemových výkonů bez možného přetížení.



Obrázek 49 – Spirálová šnekovnice: a) konstrukční řešení, b) způsoby vedení spirály [11]

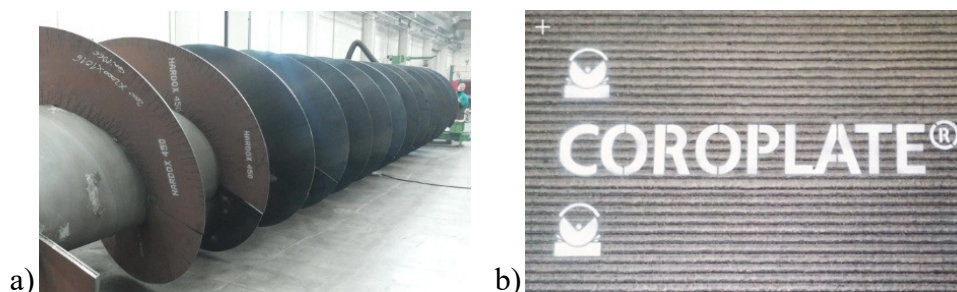
Těleso ložiska – Hřídel šneku je zpravidla uložena ve dvou valivých ložiskách (v případě dlouhých šneků i více) a to na předním a zadním čele žlabu. Nejčastěji se využívá naklápěcí kuličková ložiska, které vyrovnávají statické a dynamické nesouososti, současně vynikají velmi dobrou výkonností při vysokých otáčkách. Díky možnému naklápění také vzniká menší tření, což způsobuje chladnější chod a tím delší životnost.

Tyto ložiska lze s velkou výhodností koupit zabudované již v ložiskovém domku, což zjednoduší jejich montáž a zajistí dobré výkonnostní parametry. Pro uložení dopravníku se nejčastěji využívají přírubová tělesa, která se šroubují přímo do čelní desky dopravníku. Přírubová ložiska pak budou u návrhu variant dvojího druhu. Buď s klasickými valivými elementy (obr. 50b) nebo ložisko igubal (obr. 50a), jež využívá jednoduchou kalotu pro uložení hřídele. U běžných ložisek je třeba několik komponent – vnitřní, vnější kroužek, valivá tělíska, klec a těsnění. Mezi výhody ložiska igubal tedy patří chemická odolnost, bezúdržbovost, nízká cena, možnost osového vychýlení, jednoduchá konstrukce a výměna kaloty. Poslední možnou konstrukcí domku ložiska jsou stojanová tělesa, která potřebují dodatečnou konzoly pro uchycení u šnekových dopravníků, ale jsou schopné přenést vyšší zatížení.



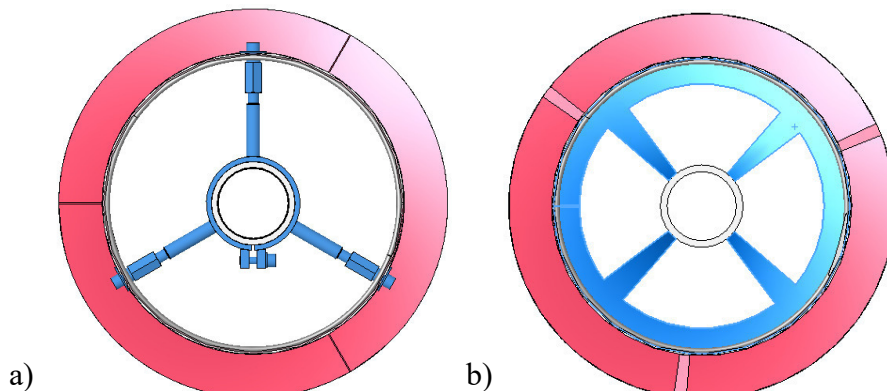
Obrázek 50 - Způsoby uložení šneku: a) ložisko igubal, b) přírubové ložisko UCF, c) ložiskové těleso UCP [16], [17]

Ochrana šnekovnice – V případě dopravování neabrazivních a jemných materiálů se využívá jako materiál šnekovnice obyčejná konstrukční ocel S235JR. V případě mírně abrazivních hrubozrnných materiálů se šnekovnice opatří ochranou v podobě tvrdonávaru, která chrání před zvýšeným otěrem a prodlužuje tím životnost dopravníku. Dalším možným způsobem je změna materiálu šnekovnice, vyznačující se zvýšenou odolností proti otěru, např.: X120Mn12. Pro vysoce abrazivní materiály lze pak využít ochrany pomocí materiálů s vysokou hodnotou tvrdosti např.: Opatřit šnekovnici tvrdonávarovým kompozitním plechem (až 68 HRC) nebo použitím materiálu HARDOX (až 60 HRC), který se vyznačuje velmi dobrou otěruvzdorností.



Obrázek 51 - Ochrana šnekovnice: a) šnekovnice z hardoxu, b) tvrdonávarový kompozitní plech [25], [26]

Spojení síta – Možností spojení síta a pohonu je celá řada. Prvním způsobem je pomocí objímky s táhly, které spojují hřídel šneku a samotné síto. Tato varianta se používá u dosavadního řešení a ukázala se jako levný a bezproblémový způsob uchycení a otáčení síta. Dalším možným způsobem je v místě síta přidat obvodovou šnekovnici, jejíž velký průměr by se rovnal průměru síta a síto by mohlo být lehce smontovatelné, či přivařené ke šneku. Vzhledem k velkému zatížení šneku od plného síta se také nabízí možnost udělat naprosto nezávislé síto a nespojovat ho se šnekem. Tím by došlo k opravdu velkému odlehčení šneku, tím vzniku nižšímu napětí a následkem toho prodloužení životnosti dopravníku. Tato varianta by s sebou nesla značné zvýšení nákladů, neboť síto by muselo být uloženo nezávisle v rámu stroje, či separátoru. Dále by vznikla nutnost vlastního vedení a pohonu, který byl doposud odvozen od otáček šneku.



Obrázek 52 - Spojení síta: a) pomocí objímky s táhly, b) pomocí šnekovnice

Skluz/přívod abraziva – Přívod abraziva je realizován skluzem, který sype dopravovaný materiál do středu šneku. Odtud šnek odebírá a odvádí abrazivo do dvou směrů. Skluz může svádět materiál na jedno místo nebo může být rozdělen a dodávat každému šneku abrazivo zvlášť, tím se vyhneme zvýšené abrazi v místě spojky, či uložení. Dalším jednoduchým způsobem je umístění jednoduché „stříšky“, která by zabránila sypání abraziva na citlivé části šneku.

Stoupání šnekovnice – Stoupání šnekovnice má přímý vliv na rychlost a objem dopravovaného materiálu. Běžně se využívá stoupání rovné velkému průměru šnekovnice. V případě požadované vyšší rychlosti dopravování při stejných otáčkách, se volí stoupání šnekovnice vyšší než je její průměr. U menšího stoupání se naopak rychlost sníží a tím se zajistí vyšší plnění šneku.

Počet chodů šneku – Vyšší počet chodů šneku zvýší plynulost dopravovaného materiálu a využívá se většinou při dopravě materiálu vzhůru. Zároveň jak bylo dokázáno v kapitole 2.2. vyšší počet šnekovnic má negativní dopad na celou konstrukci šneku, proto by měla být důkladně prověřena nutnost použití více chodů šneku.

Tvar žlabu – Popsáno v kapitole 1.5.

Čep spojky – Jak již bylo řečeno v kapitole kontrola spojky, stávající spojka váží poměrně hodně vzhledem k celkové hmotnosti dopravníku a byť tato úprava nepřinesla velký vliv na vzniklé napětí, průhyb byl snížen výrazně. Je tedy žádoucí snížit její hmotnost na minimum. Spojka tedy může být plná a zachovat si pevnost nebo dutá, čímž snížíme hmotnost.

Morfologická matice:

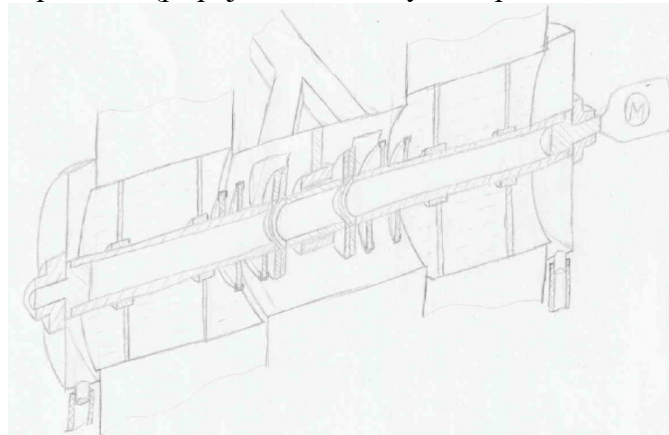
Z popsaných konstrukčních uzlů je vytvořena morfologická matice viz tab. níže, ze které budou vytvořeny čtyři základní varianty s uspořádanou konstrukční strukturou.

Tab. 6 - Morfologická matice

Parametry	Dělený šnek		Nedělený šnek	
	Var I	Var II	Var I	Var II
Spojení šneků	Pevná spojka	Pružná spojka	žádné	žádné
Druh podpěry	Žádná	uložení v ložisku	mechanická podpěra	mechanická podpěra
Druh pohonu	Asynchronní elektromotor	Synchronní elektromotor	Hydromotor	Hydromotor
Způsob spojení pohonu	Přímý	Nepřímý přes řetěz	Nepřímý přes řemen	Nepřímý přes řemen
Typ šnekovnice	Plná	Obvodová	Spirálová	Spirálová
Těleso ložiska	Přírubové těleso	Přírubová ložiska igubal	Stojanová tělesa	Stojanová tělesa
Mat. šnekovnice	Tvrdonávarový kompozitní plech	Šnekovnice z mat. X120Mn12	Šnekovnice z hardoxu	Šnekovnice z hardoxu
Spojení síta	Objímka s táhly	Propojení se šnekovnicí	Nespojovat se šnekem – vlastní pohon a vedení v rámu stroje	Nespojovat se šnekem – vlastní pohon a vedení v rámu stroje
Skluz/přívod abraziva	Svedení do středu šneku	Předěl ve skluzu a rozvedení abraziva mimo spojku	Svedení do středu s ochranou stříškou	Svedení do středu s ochranou stříškou
Stoupání šnekovnice	$s = D$	$s = 0,875 * D$	$s = 1,125 * D$	$s = 1,125 * D$
Počet chodů šneku	Jednochodý	Dvouchodý	Tříchodý	Tříchodý
Tvar žlabu	Korýtkové hladké	Korýtkové lámavé	Trubkové	Trubkové
Čep spojky	Dutá	Plná	Žádná	Žádná

Dělený šnek – varianta I:

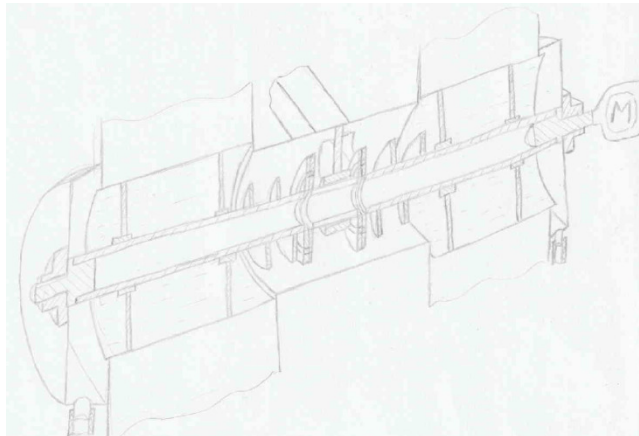
Pro první variantu děleného šneku byla zvolena pevná spojka, stejně jako je tomu u zadaného šnekového dopravníku. Jak bylo řečeno v kapitole 2.2.3, současné řešení přírubové spojky působí negativně na únavovou pevnost, proto bude použit jiný druh pevné spojky a to takový, aby odpadla potřeba nalisovaného spoje. Šnek bude opatřen přidanou podporou v místě přívodu abraziva, kde bude uložen v ložisku. Použití ložiska jako podpory je dalším důvodem, proč musí být použit jiný druh spojky, než přírubová. Pohonem pak bude asynchronní elektromotor, jež je svými vlastnosti pro šnekové dopravníky nejběžnějším druhem pohonu a bude spojen napřímo. Kroutící moment mezi pohonem a hřídelí šneku bude přenášen přes těsné pero. Celý šnek bude uložen na dvou naklápěcích přírubových ložiskách. Šnek bude opatřen plnou šnekovnicí se stoupáním vyšším než je hodnota velkému průměru šnekovnice, která bude zhotovená z materiálu X120Mn12 a obvod bude chráněn tvrdonávarovým kompozitním plechem. Ten by měl svými vlastnosti napomoci k menšímu opotřebení. Spojení síta bude provedeno pomocí objímky s táhly, jako je tomu u zadaného dopravníku. Toto spojení se během provozu prokázalo, jako spolehlivé a levné řešení. Ve skluzu nebo-li v místě přívodu abraziva bude zhotovena dělicí příčka, která odvede tok dopravovaného materiálu mimo citlivé části spojky. Šnek bude jednochodý, což je pro vodorovnou dopravu nejběžnější a také jak bylo prokázáno v kapitole 2.2.2 více chodů má negativní dopad na namáhání a průhyb šneku. Žlab bude trubkový, vzhledem ke způsobu spojení na vstupu do separátoru (připojovací rozměry na separátoru musí zůstat zachovány).



Obrázek 53 – Náčrt varianty I děleného šneku

Dělený šnek – varianta II:

Druhá varianta využívá ke spojení šneků pružné spojky, která umožní plynulejší přechod kroutícího momentu a příznivější podmínky při rozběhu. Šnek bude opatřen stejnou podpěrou, jako je tomu u varianty I. Pohonem je opět asynchronní elektromotor spojený napřímo. Uložení šneku bude v přírubových ložiskách igubal, jež jsou svou konstrukcí a funkcí moderním způsobem rotačního uložení. Šnekovnice bude opět plná, ale vyrobena z materiálu HARDOX, jež svými vlastnostmi pozitivně ovlivní průběh opotřebení šnekovnice. Síto bude spojeno za pomoci objímky s táhly, vzhledem k bezproblémovosti konstrukčního uzlu. Skluz (přívod abraziva) bude sveden do středu a samotná spojka bude opatřena konstrukcí, chránící před poškozením od abraziva. Stoupání šnekovnice se bude rovnat velkému průměru a bude jednochodá, jako je tomu u zadaného dopravníku. Žlab bude trubkový a pružná spojka bude dutá z důvodu úspory hmotnosti.



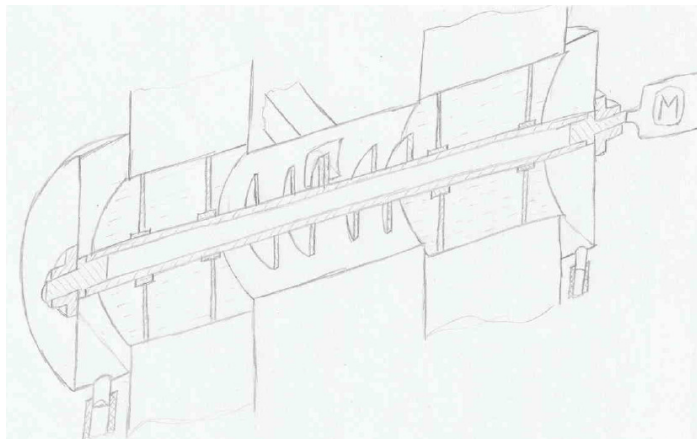
Obrázek 54 - Náčrt varianty II děleného šneku

Nedělený šnek – varianta I:

Vzhledem k zadání, které nám jasně definuje celistvost šneku, nebude tedy použita žádná spojka ani jiný druh spojení šneků. Konstrukce neděleného šneku pak znemožňuje nebo velmi zkomplikuje možnost přidané podpory. Tato varianta bude tedy bez přídavné podpory, což bude mít za následek velké průhyby a napětí šneku spojené s nutností robustní konstrukce. Pohonem bude asynchronní elektromotor spojený napřímo.

Šnekovnice bude plná z materiálu X120Mn12. U dlouhého šneku bez podpory je využití materiálů s vysokou tvrdostí značně nežádoucí. Tvrdé materiály jsou jen velmi málo houževnaté, čímž by v místě šnekovnice (střed šneku) došlo k velkému zpevnění a minimálnímu průhybu šneku, to by mělo za následek vznik koncentrace napětí v přechodu mezi “téměř“ tuhou a houževnatou částí. Velikost zvýšení napětí na konci šnekovnice by bylo opravdu značné. Vliv tohoto lokálního napětí by mělo za následek velké zkrácení únavové pevnosti. Výskyt špiček napětí v místě šnekovnice byl prokázán už v kapitole 2.2.2 kde byl uvažován stejný materiál (S235JR) pro celý šnek.

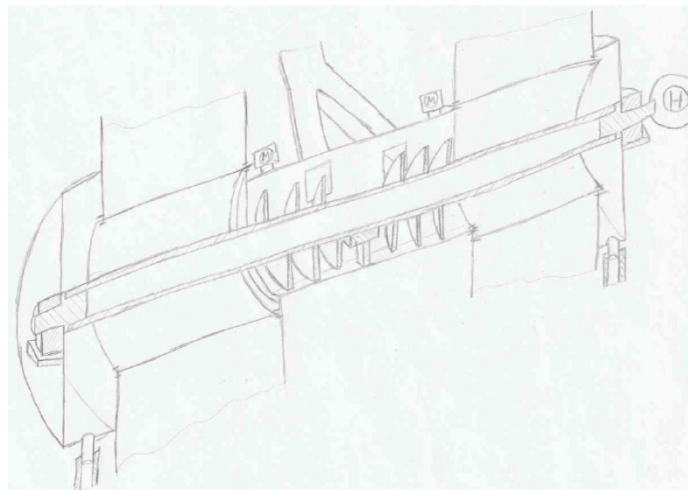
Uložení šneku bude v přírubovém naklápěcím ložisku, stejně jako u první varianty děleného šneku. Ke spojení síta bude použita objímka s táhly. Skluz bude svádět dopravovaný materiál do středu šneku, jelikož šnek nedisponuje v tomto místě žádným prvkem vyžadujícím vyšší ochranu. Stoupání šnekovnice se bude rovnat velkému průměru a bude jednochodá. Žlab trubkový.



Obrázek 55 - Náčrt varianty I neděleného šneku

Nedělený šnek – varianta II:

Poslední varianta je založena na poměrně velkých konstrukčních odlišnostech oproti zadanému šnekovému dopravníku. Tato práce je sice zaměřená na optimalizaci stávajícího řešení, ale někdy nekonvenční řešení může přinést pozitivní výsledky. Tato varianta bude opatřena podpěrou, i přes to, že je šnek nedělený. Bude použita mechanická podpěra a pro zajištění funkce, bude ve středu šneku úsek bez šnekovnice. Aby nedošlo k poškození této podpěry, bude ve skluzu proveden předěl a rozvod abraziva mimo toto místo. Jako pohon bude použit hydromotor, který není úplně typickým zastupitelem pohonu v tomto odvětví, nicméně někteří výrobci ho s určitou výhodností používají. Šnekovnice bude použita obvodová z materiálu X120Mn12. Obvodová šnekovnice sníží axiální síly působící ve šneku a způsobí přelévání dopravovaného materiálu. Pro plynulejší chod (vzhledem k přelévání) dopravovaného materiálu bude použita dvouchodá šnekovnice s vyšším stoupáním. Tím zvýšíme rychlost dopravovaného materiálu, čímž vykompenzujeme přelévání přes obvodovou šnekovnici. Uložení šneku bude ve stojanovém ložisku, které bude potřebovat jinou konstrukci čelní desky, aby byla možná montáž ložiska a utěsnění otvoru pro vstup hřídele šneku. Síto bude pomocí vedení spojeno s rámem tryskacího stroje, čímž se opravdu značně sníží zatížení celého šneku. Nezávislost síta na šneku pak vzniká nutnost použít vlastní pohon, který by zajistil otáčení síta. Tvar žlabu bude korýtkový lánaný.



Obrázek 56 - Náčrt varianty II neděleného šneku

2.4. Hodnocení a výběr nejvhodnější varianty

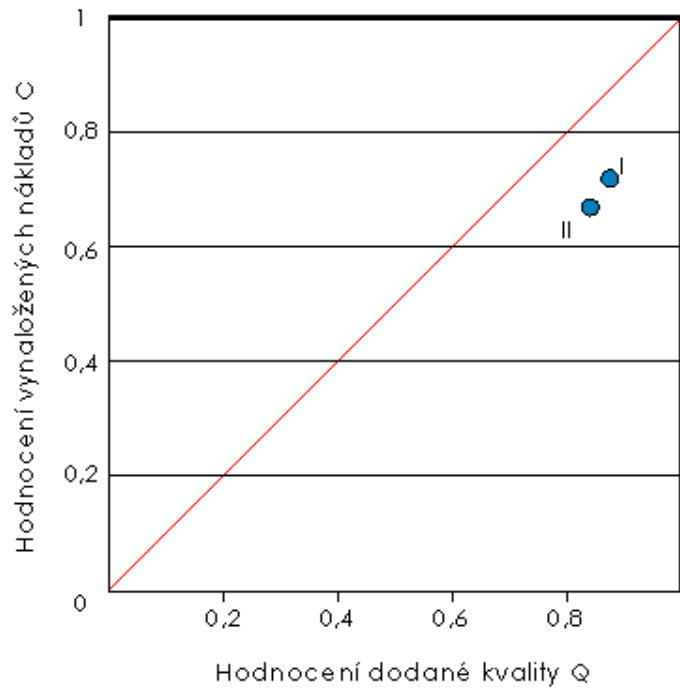
V této kapitole bude vybrána nejvhodnější varianta pro dělený a nedělený šnek z výše popsaných variant. Hodnocení bude probíhat na základě kritérií, které mají zabránit vzniku vad popsaných v kapitole 1.7. Krom tohoto hodnocení budou také ohodnoceny náklady spojené s životním cyklem dopravníku. Na základě porovnání těchto dvou hodnot bude vybráno nejvhodnější řešení.

Tab. 7 - Hodnocení variant děleného šneku:

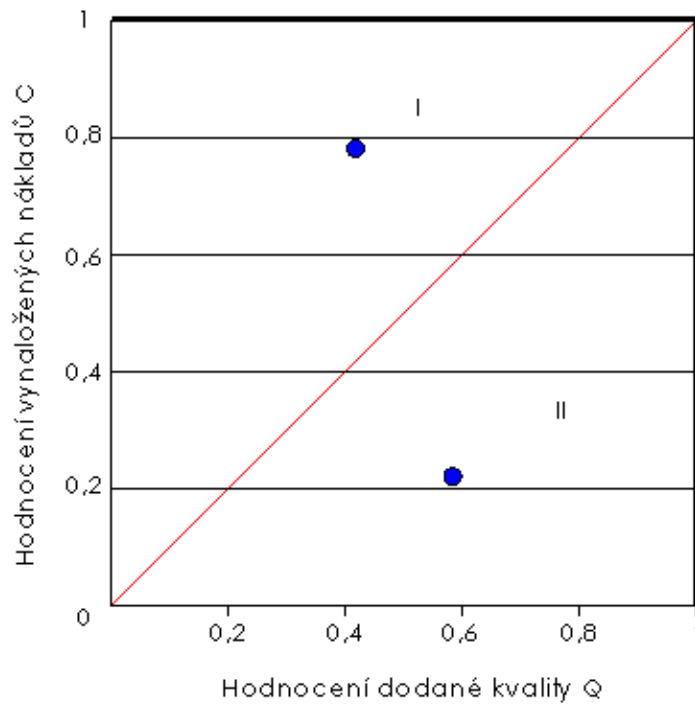
Alternativa:			I	II	Ideál
Symbol	Kritéria hodnocení		Hodnocení vhodnosti (0 až 6)		
Q	Pro dodanou kvalitu (řešení častých závad):	Hmotnost šneku	6	5	6
		Max. napětí	5	5	6
		Odolnost proti opotřebení	6	5	6
		Jednoduchost manipulace	4	5	6
	Součet hodnocení:	$\{0 / \text{součet}_{\text{ideál}}\} = \{0 \text{ až } 16\}$	21	20	24
	Normované hodnocení:	$(\text{součet} / \text{součet}_{\text{ideál}}) \Rightarrow \{0 \text{ až } 1\}$	0,875	0,84	1
C	Pro vynaložená náklady:	Výrobní náklady	5	3	6
		Údržba	4	5	6
		Spotřeba energie	4	4	6
	Součet:	$\{0 / \text{součet}_{\text{ideál}}\} = \{0 \text{ až } 16\}$	13	12	18
	Normované hodnocení:	$(\text{součet} / \text{součet}_{\text{ideál}}) \Rightarrow \{0 \text{ až } 1\}$	0,72	0,67	1

Tab. 8 - Hodnocení variant neděleného šneku:

Alternativa:			I	II	Ideál
Symbol	Kritéria hodnocení		Hodnocení vhodnosti (0 až 6)		
Q	Pro dodanou kvalitu (řešení častých závad):	Hmotnost šneku	2	4	6
		Max. napětí	2	4	6
		Odolnost proti opotřebení	3	3	6
		Jednoduchost manipulace	3	3	6
	Součet hodnocení:	$\{0 / \text{součet}_{\text{ideál}}\} = \{0 \text{ až } 16\}$	10	14	24
	Normované hodnocení:	$(\text{součet} / \text{součet}_{\text{ideál}}) \Rightarrow \{0 \text{ až } 1\}$	0,417	0,583	1
C	Pro vynaložená náklady:	Výrobní náklady	6	1	6
		Údržba	4	2	6
		Spotřeba energie	4	1	6
	Součet:	$\{0 / \text{součet}_{\text{ideál}}\} = \{0 \text{ až } 16\}$	14	4	18
	Normované hodnocení:	$(\text{součet} / \text{součet}_{\text{ideál}}) \Rightarrow \{0 \text{ až } 1\}$	0,78	0,22	1



Obrázek 57 - Vyhodnocení variant děleného šneku



Obrázek 58 - Vyhodnocení variant neděleného šneku

Vhodnější varianta se určí z obrázků 32,33 na základě bodu (modré barvy), který je nejbližší červené úsečce a zároveň nejbližší k pomyslnému bodu [1,1]. Červená úsečka nám označuje poměr cena výkon, která by měla být vždy ve vyváženém poměru. Není třeba dodávat vyšší kvalitu, než jakou zákazník požaduje, stejně jako není cílem dosáhnout vysokých nákladů. Pomyslný bod [1,1] v grafu znázorňuje ideální případ konstrukčního řešení, kdy je každé kritérium splněno na 100% a není lepšího řešení. Tohoto stavu v reálném případě nelze nikdy dosáhnout, neboť vždy je prostor pro zlepšení a o žádném konstrukčním řešení nelze tvrdit, že je bezkonkurenčně nejlepší.

Z grafů na předchozí stránce vidíme, že pro dělený i nedělený šnek byla lépe vyhodnocena **varianta I**.

3. Návrh a výpočet obou variant šnekového dopravníku (dělený i nedělený). Analýza vlivů mající dopad na pevnost šneku.

V této kapitole bude provedena konstrukční optimalizace stávajícího řešení šnekového dopravníku s úpravou podle navržených variant z předchozí kapitoly. Pro nové řešení už byly provedeny některé výpočty v kapitole kontroly původního dopravníku a tak se na tyto výsledky budeme v této části odkazovat. Pro dělený šnek zatím žádný výpočet proveden nebyl, nicméně postup i výpočty budou dosti podobné, v některých případech až stejné. Rozdělení šneku nezmění funkci ani způsob stroje, pouze bude mít významný vliv na průběh napětí po celé délce šneku.

Optimalizace rozměrů bude provedena v softwaru NX 11, kde budou komponenty podrobeny MKP analýze, pomocí které zjistíme chování dané konstrukce.

3.1. Dělený šnekový dopravník

Jako první proběhne výpočet a optimalizace rozměrů šnekového dopravníku s děleným šnekem, neboť zde nebude tak velký konstrukční rozdíl oproti zadanému šnekovému dopravníku, zároveň část výpočtů, již bylo provedeno dříve v této práci.

V první řadě bude navrhnout optimální rozměr průměru šnekovnice dle dopravovaného množství a s tím spojeného příkonu a volby elektromotoru. V dalším kroku bude proveden návrh vhodného spojení šneků. Po určení rozměrů těchto dvou prvků proběhne návrh rozměrů samotné hřídele šneku. Kapitola bude zakončena výpočtem ložisek a velikosti napětí na čelní stěně šnekového dopravníku.

3.1.1. Průměr šnekovnice a volba pohonu

Tento návrh byl proveden již kapitole 2.2.1., kde byl proveden výpočet průměru ze zadaného dopravovaného množství. Ze vztahu (14) byl tedy vypočítán průměr 385 mm. Vzhledem ke standardům firmy byla zvolena rozměrová řada nejbližší vyšší:

$$D = 400 \text{ mm}$$

Zmenšení průměru šnekovnice bude mít pozitivní dopad na namáhání, neboť zmenšení průměru se projeví na hmotnosti a tím zatížení šneku.

Po určení průměru šnekovnice vypočteme skutečný dopravované množství, kde použijeme hodnoty ze vztahu (15) pouze dosadíme za průměr hodnotu 400 mm:

$$Q_{v400} = 3600 * \frac{\pi * D^2}{4} * s * \psi * n * c_H = 3600 * \frac{\pi * 0,4^2}{4} * 0,45 * 0,3 * 0,62 = 37,9 \text{ m}^3/\text{h} \quad (59)$$

Opět vzhledem k tomu, že doprava probíhá oběma směry, bude skutečné množství uvnitř dopravníku dvojnásobné, tedy: $Q_{v400} = 75,8 \text{ m}^3/\text{h}$

Z této hodnoty nyní určíme potřebný příkon elektromotoru ze vztahu (17):

$$P_{d400} = \frac{Q_{v400} * \gamma * g}{3600} * (l_v * w \pm h_D) = \frac{75,8 * 4400 * 9,81}{3600} * (2 * 3) = 5,5 \text{ kW} \quad (60)$$

Jak bylo popsáno v kapitole 2.1. potřebný příkon je třeba navýšit o 20% jako ochranu motor proti možnému přetížení. Skutečný požadovaný příkon tedy bude **6,6 kW**.

Při volbě elektromotoru se bude opět vycházet ze standardů zadavatele, kde stálým dodavatelem elektromotorů je společnost SEW a tudíž i nový pohon bude vybírán z katalogu tohoto výrobce.

Pro správný výběr krom příkonu, je třeba znát výstupní otáčky, případně kroučící moment . Při volbě tedy budeme vycházet ze dvou základních parametrů:

Příkon 6,6 kW a 37 ot/min

Ze zadaných parametrů a prostoru na konci dopravníku, byl zvolen elektromotor s typovým označením FA87DRP160M4 viz obr. níže. Tento elektromotor disponuje příkonem 7,5 kW, což je nejbližší vyšší hodnota, kterou výrobce nabízí. Kompletní technickou specifikaci motoru pak nalezneme v příloze 4.

Technické údaje		
FA87DRP160M4		
Charakteristika	Hodnota	Jednotka
Jmenovité otáčky motoru	1470	1/min
Výstupní otáčky	37	1/min
Převodový poměr celkově	39,30	
Výstupní kroučící moment	1910	Nm
Provozní faktor SEW-FB	1,40	
Typ konstrukce	M1	
Vrchní nátěr dle RAL	7031 Blue gray (51370310)	

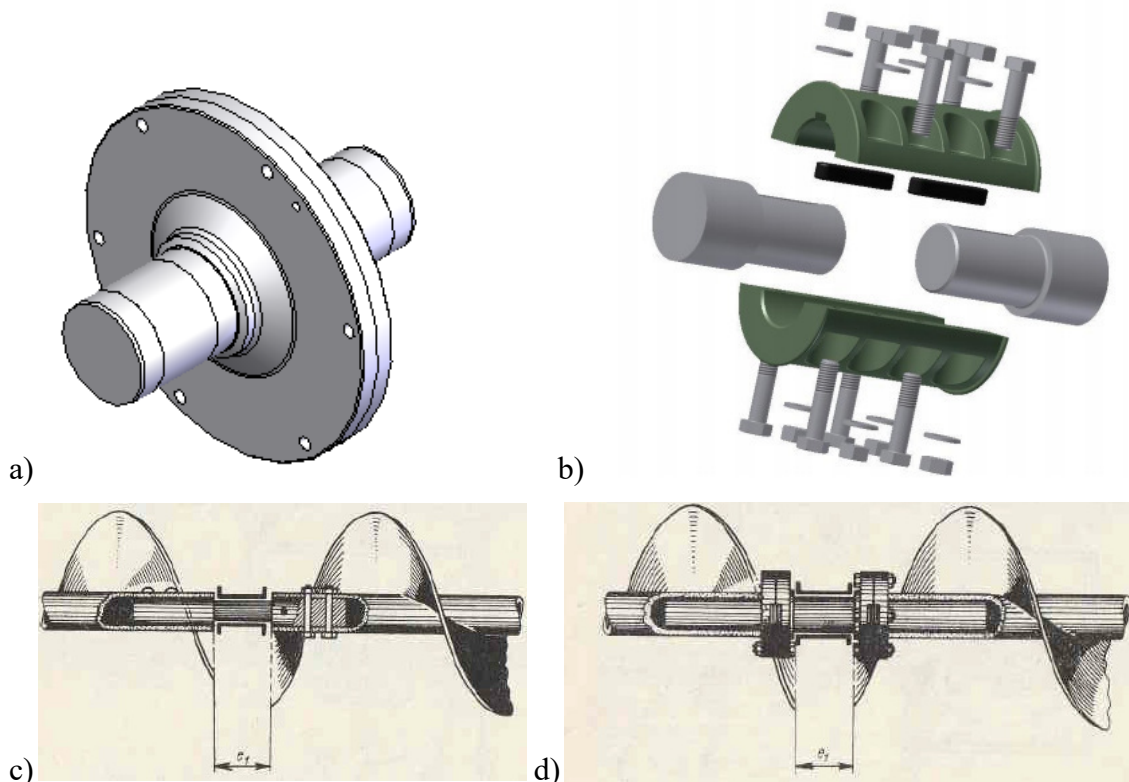
Přehled výrobků



Obrázek 59 - Technické údaje elektromotoru FA87DRP160M4

3.1.2. Spojení šneků

V kapitole 2.3. bylo pro variantu děleného šneku vybráno spojení pomocí pevné spojky. Touto volbou bylo spojení omezeno na určitý druh spojek, nicméně druhů pevných spojek je celá řada. Proto v této části budou probrány a popsány 4 základní druhy pevných spojek používaných u šnekových dopravníků. Tato kapitola bude obsahovat stručný popis s analýzou možného využití u tohoto typu dopravníku. Na základě analýzy bude vybrána výsledná varianta, které bude podrobena návrhu.



Obrázek 60 – Základní možnosti spojení šneků: a) jednoduchá přírubová spojka, b) korýtková spojka, c) spoj s lícovaným čepem a šrouby, d) s lehce demontovatelnou spojkou [7]

Přírubová spojka (obr. 60a):

Přírubová spojka již byla popsána v kapitole 2.2.4, a tudíž zde budou jen ve stručnosti probrány důležité parametry. Tento druh spojek se vyznačuje jednoduchou konstrukcí, spolehlivostí a poměrně nízkými náklady na výrobu a nulovými náklady na údržbu. Nevýhodou těchto spojek v případě použití u šnekových dopravníků je, obtížná montáž (z důvodu nutného posunutí celého šneku při montáži a přesnosti uložení) a zamezení možnosti využití ložiska pro přidavné uložení. Z tohoto důvodu se tento druh spojení doporučuje maximálně do délky šneku 4 metry.

Sada přírubových spojek (obr. 60d):

V případě potřeby využití přírubové spojky u delších šneků, lze použít sadu dvou přírubových spojek. Toto sériové zapojení zjednoduší montáž a umožní využití přidavné podpory, či uložení do ložiska. Vyšší počet spojek pak do konstrukce vnáší vyšší náklady a počet nalisovaných spojů (nutné pro přesné uložení), které byly prokázány jako nevhodné pro konstrukci šneku.

Spoj s lícovaným čepem a lícovanými šrouby (obr. 60c):

Jedná se o spojení typu trubkové spojky, s tím rozdílem, že místo kolíků jsou použity lícované šrouby a trubka spojované hřídele nesvírá, ale duté spojované hřídele svírají čep. Výhodu toho řešení je velmi jednoduchá konstrukce, levná výroba a snadné uložení ložiska. Vzniká ovšem nutnost velkého osového posunutí při montáži a vnáší do soustavy vruby v podobě několika děr pro průchozí šrouby. Vliv těchto vrubů byl již dříve posouzen v podobě děrových svarů a bylo dáno, že se tvorbě těchto vrubů chceme vyvarovat.

Korýtková spojka (obr. 60b):

Je dvoudílná spojka a skládá se ze dvou stejných těles sešroubovaných k sobě pomocí čtyř, šesti nebo osmi šrouby. Jedná se v podstatě o svěrný spoj, kterým se přenáší kroutící moment. Při dynamickém zatěžování se využívá zalícované pero, které slouží proti pootočení při rázu. Spojka se vyznačuje snadnou montáží a demontáží, nehodí se pro střídavé zatěžování a nelze s ní spojovat hřídele rozdílných průměrů. Dále se obtížně vyvažuje, a proto se využívá pro volnoběžné hřídele (do 200 ot/min). [19]

Co se týká přídatného uložení, běžná korýtková spojka by pro montáž ložiska byla také poměrně nevhodná, ale nabízí se možnost využití sériového zapojení dvou těchto spojek, jako je tomu na obrázku 60d. Velkou výhodou tohoto konstrukčního řešení je, že do soustavy nevnaší žádné přidané vruby, či nalisované spoje.

Tab. 9 - Srovnání spojek

Kritéria	Váha kritéria	Přírubová spojka		Sada přírubových spojek		Spojení čepem a šrouby		Korýtková spojka		Sada korýtkových spojek	
		1	3	3	9	4	12	1	3	3	9
K1-Možnost podpěry	3	1	3	3	9	4	12	1	3	3	9
Jednoduchost montáže	1	2	2	2	2	1	1	3	3	3	3
Vliv vrubu	4	2	8	2	8	1	4	4	16	4	16
Výrobní náklady	2	2	4	1	2	4	8	3	6	2	4
Celkem	10		17		21		25		28		32

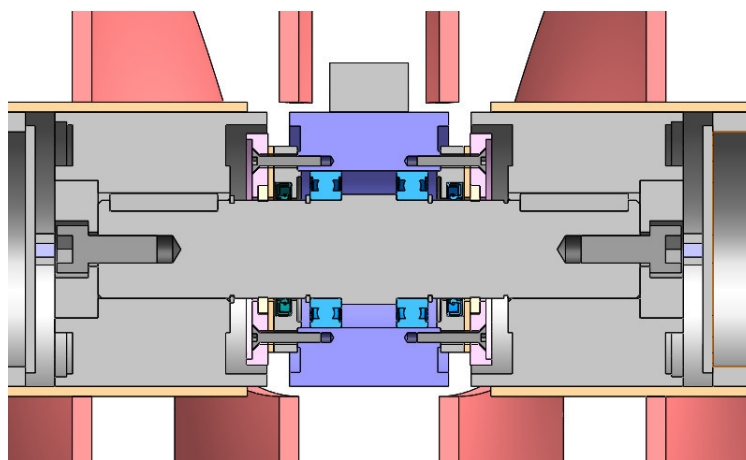
Na základě srovnání spojek viz tabulka výše, byla vybrána pro návrh a detailní konstrukci varianta - sada korýtkových spojek. Proto v další části této kapitoly bude zobrazen konstrukční návrh spojky s výpočtem přenosové části a svěrného spoje.

Kontrola kritické části spojky na kroutící moment:

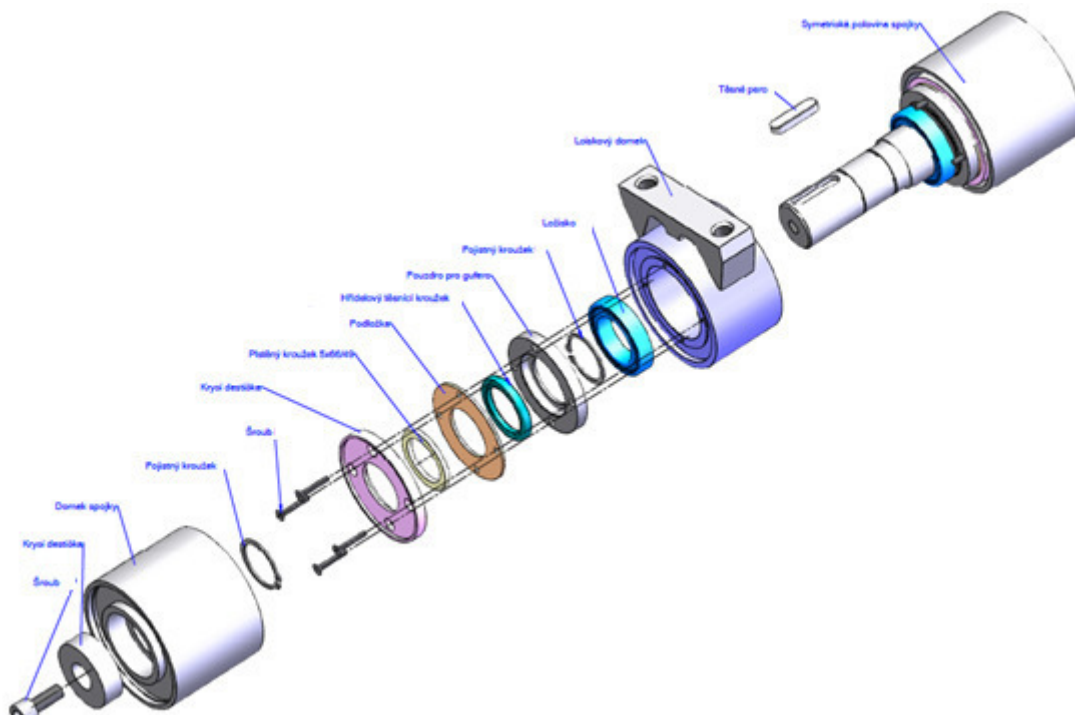
Na obrázku níže můžeme vidět průřez počátečním návrhem spojky, kde rozměry budou upraveny na základě nově navrženého průměru hřídele šneku. Jak je vidět na obrázku, hlavní přenosovou částí kroutícího momentu bude hřídelka sestavy spojek. Hřídelka byla zvolena záměrně menšího průměru a to z důvodu možného modulárního použití, kdy pro více druhů šneku bude použita stejná hřídelka.

Nyní tedy blíže popíšeme sestavu spojky, její funkci a strukturu. Níže vidíme dva obrázky, na prvním je zobrazen řez spojkou spojenou se šneky. Druhý obrázek pak ukazuje rozloženou spojkou s popisem jednotlivých komponent.

V ložiskovém domku jsou tedy uložena dvě ložiska zajištěná pojistným kroužkem. Vstupy k ložiskům jsou pak chráněny hřídelovým těsněním z důvodu mazání ložisek, následováno plstěným kroužkem, který chrání před vniknutím nečistot k ložiskům. Soustava těsnění je pak spojená krycí destičkou, která je přišroubovaná k ložiskovému domku. Hřídelka spojky pak pomocí těsných per přenáší kroutící moment z jednoho šneku na druhý přes domky spojky, které jsou sevřeny korýtkem spojky a silou předepnutí šroubu přenáší kroutící moment mezi hřídelkou spojky a samotným šnekem. Korýtka jsou pak opatřena přivařenou krátkou šnekovnicí pro lepší rozvod dopravovaného materiálu. Celá soustava je pak pomocí šroubů upevněna k horní traverze v dopravníku, která je výškově nastavitelná.



Obrázek 61 - Řez spojkou



Obrázek 62 - Rozložená polovina spojky

Z obrázku i popisu vyplývá, že kritická část na přenos kroučícího momentu bude hřídelka spojky a těsné pero. Proto bude nejprve Vypočítán průměr hřídelky a následně zvoleno a zkontrolováno těsné pero.

Pro hřídelku volím materiál S355J2, které má dovolené napětí v krutu $\tau_D = 115 \text{ MPa}$.

Návrh průměru hřídelky

Velikost napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (61)$$

,kde pro kruhový průřezový modul platí:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (62)$$

Po dosazení vztahu (62) do (61) a vytknutí d dostaneme vzorec na určení minimálního průměru pro přenos maximálního kroučícího momentu. Aby platila podmínka minimálního průměru, položíme rovnost $\tau_k = \tau_D$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2720}{\pi \cdot 115000000}} = 0,049 \text{ m} \quad (63)$$

M_k – Kroučící moment [Nm]
 d – Průměr hřídelky [m]
 τ_k – napětí v krutu [Pa]
 W_k – průřezový modul v krutu [m³]

Na základě výsledku volím nejmenší průměr hřídelky **50 mm**

Kontrola těsného pera:

Pro průměr 50 mm volím těsné pero 16x10x170 ČSN 02 2562, které má dovolené namáhání v tlaku $p_d=170$ MPa a dovolené namáhání na stříh $\tau_D=140$ MPa.

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot n_p \cdot c_{ef} \cdot \left[l_{st} \cdot b + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \right]} \leq \tau_D \quad (64)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 2720000}{50 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left[154 \cdot 16 + \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \right]} = 40 \text{ MPa}$$

Napětí vyhovuje -> $\tau_s < \tau_D$

Kontrola na stykový tlak:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot n_p \cdot l_{st} \cdot h_{st} \cdot c_{ef}} \leq p_d \quad (65)$$

$$p = \frac{4 \cdot 2720000}{50 \cdot 1 \cdot 154 \cdot 7,4 \cdot 1} = 161,9 \text{ MPa}$$

c_{ef} - součinitel efektivního počtu nesoucích per [-]

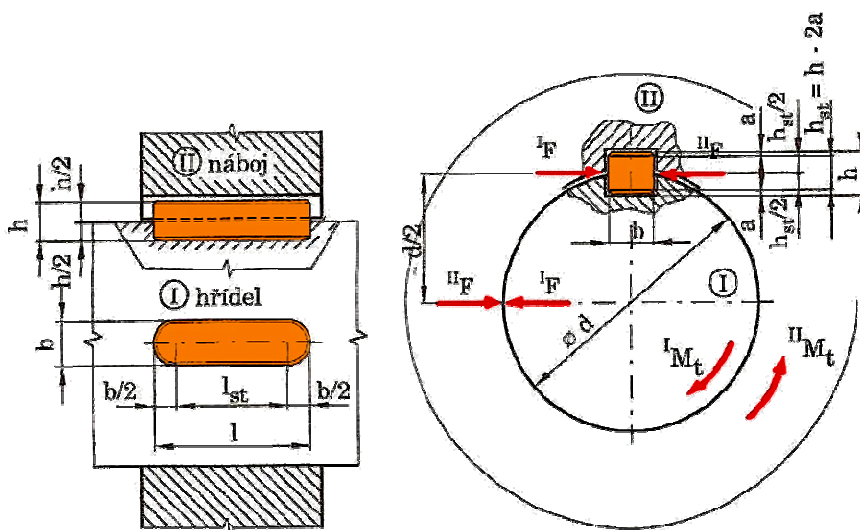
n_p - počet per [-]

h_{st}, l_{st} - styková výška a délka pera [m]

b - šířka pera [m]

τ_s - napětí stříhové [Pa]

Napětí vyhovuje -> $p < p_d$



Obrázek 63 – Rozměry a síly působící na těsné pero [20]

Volba šroubů:

V předchozí části jsme tedy navrhli nejkritičtější části na přenos kroutícího momentu a nyní navrhne svěrný spoj. Nejprve tedy vypočítáme potřebný tlak vyvozený ve třecí ploše pro spolehlivý přenos kroutícího momentu. Na základě tohoto výsledku určíme potřebnou sílu v jedné šroubu, z kterého zvolíme vhodný šroub (symboly a hodnoty z obr. 64).

Potřebný tlak pro přenos kroutícího momentu:

$$p_{potř} = \frac{M_k}{c_{NP} * \pi * D * l_{st} * f * \frac{D}{2} * \frac{1}{s_f}} = \frac{2720000}{0,75 * \pi * 139,7 * 59 * 0,15 * \frac{139,7}{2} * \frac{1}{1,3}} = 17,4 \text{ MPa} \leq p_D = 30 \text{ MPa} \quad (66)$$

M_k – Kroutící moment [Nm]

c_{NP} – součinitel nerovnoměrnosti rozložení tlaku ve stykové ploše; 0,75 [-]

D – Průměr hřídele [m]

l_{st} – délka stykové plochy [m]

f – součinitel tření [-]

s_f – bezpečnost proti prokluzu; 1,3 [-]

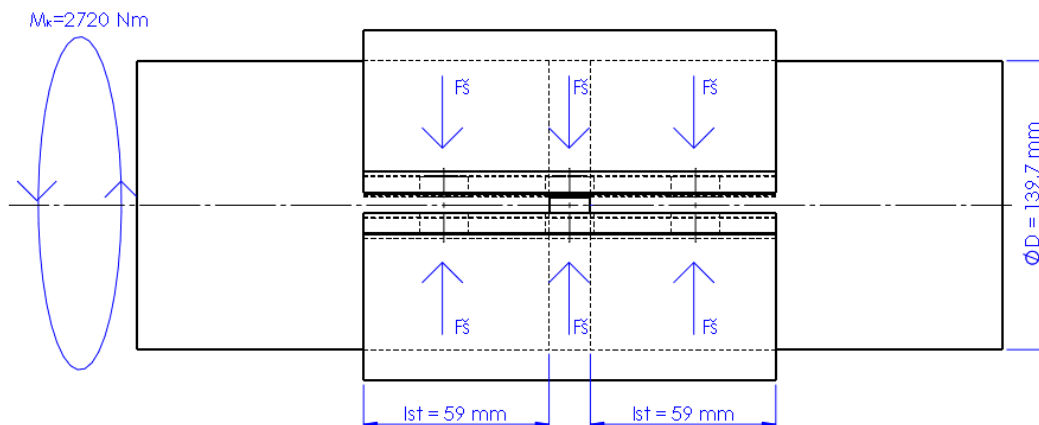
$p_{potř}$ – potřebný tlak pro přenos kroutícího momentu [Pa]

p_D – dovolený tlak ve stykové ploše [Pa]

Napětí vyhovuje -> $p_{potř} < p_D$

Nyní z výsledku výše určíme potřebné předepnutí v jednom šroubu. Pro spojení korýtek volím 6 šroubů:

$$F_{\xi} \geq \frac{D * l_{st} * p_{potř}}{\frac{n_{\xi}}{2}} = \frac{139,7 * 59 * 17,4}{\frac{6}{2}} = 47805,3 \text{ N} \quad (67)$$



Obrázek 64 - Spojení hřídele šneku s čepem

Volba průměru šroubu. Vzhledem k poměrně velkému předepnutí šroubu volím šroub pevnosti 10,8. Dovolené napětí šroubu 150 MPa (výpočet dovoleného napětí šroubu proveden stejným způsobem, jako u výpočtu spojky):

$$d_{\xi} \geq \sqrt{\frac{4 * M_t}{\pi * \sigma_{D_{\xi}}}} = \sqrt{\frac{4 * 2720000}{\pi * 150}} = 20,1 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím šroub M24} \quad (68)$$

3.1.3. Návrh a analýza rozměrů hřídele šneku:

Popis a výpočet hřídele šneku byl probrán již v předcházejících kapitolách a proto zde budou zobrazeny pouze výsledky MKP analýzy s krátkým popisem. Okr. Podmínky a zasíťování bude naprosto totožné jako v kapitole 2.2.2, tak aby se výsledky daly co nejlépe porovnat. Posouzen bude vliv tloušťky stěny hřídele a průměru šneku a dále ukázka toho, jak se zachová šnek bez / s podporou umístěnou v prostoru spojky.

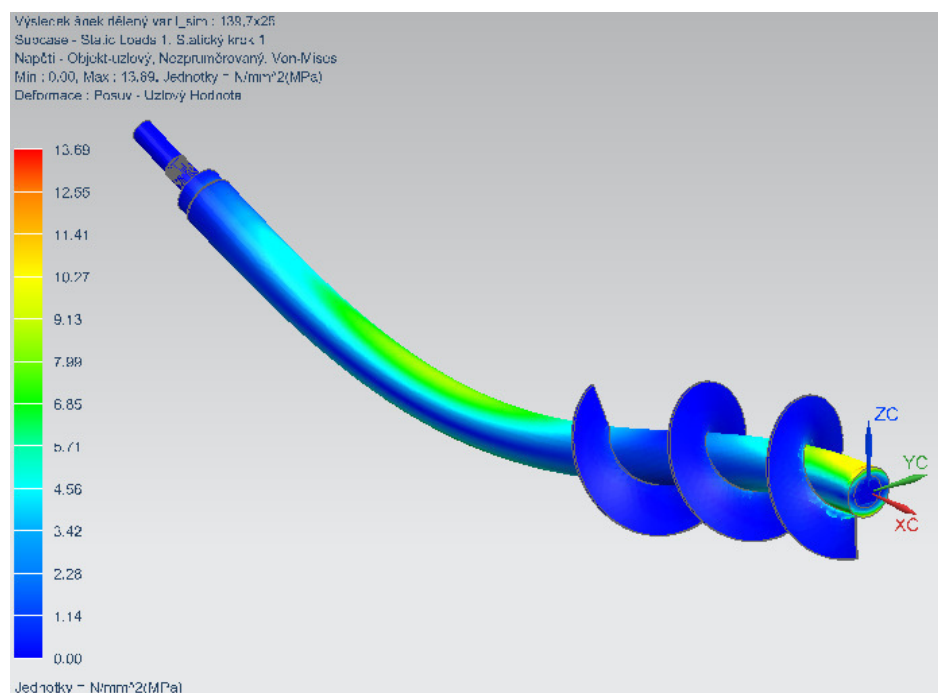
Vnější průměr hřídele šneku je dán ze standardů firmy a vyplývá z vypočteného průměru šnekovnice, volbu jiného průměru je možné volit jen v případě, že by šnek nevyhověl podmínce 45 MPa. Zbývá tedy navrhnout tloušťku stěny a spočítat rozložení napětí. Vnější průměr hřídele je tedy **139,7 mm**.

Při volbě tloušťky stěny se bude vycházet z empirického vztahu, využívajícího se pro hřídele šneku. Nutno podotknout, že tento vztah je využíván pro šneky bez podpory:

$$t = (0,15 \div 0,2)D \quad (69)$$

t – tloušťka stěny hřídele šneku [m]
 D – vnější průměr hřídele šneku [m]

Výchozí tloušťka stěny tedy bude 25 mm. Na obrázku níže je pak zobrazen průběh napětí šneku, s rozměry hřídele $\varnothing 139,7 \times 25$. Na konci šneku bude počítáno jen s vnější částí spojky (spojovací díl mezi čepem a korýtkem). Protože se snažím dodržet podmínku 45 MPa, budou v této analýze zobrazeny jen hodnoty napětí. Maximální posunutí pak nalezneme v příloze 5.

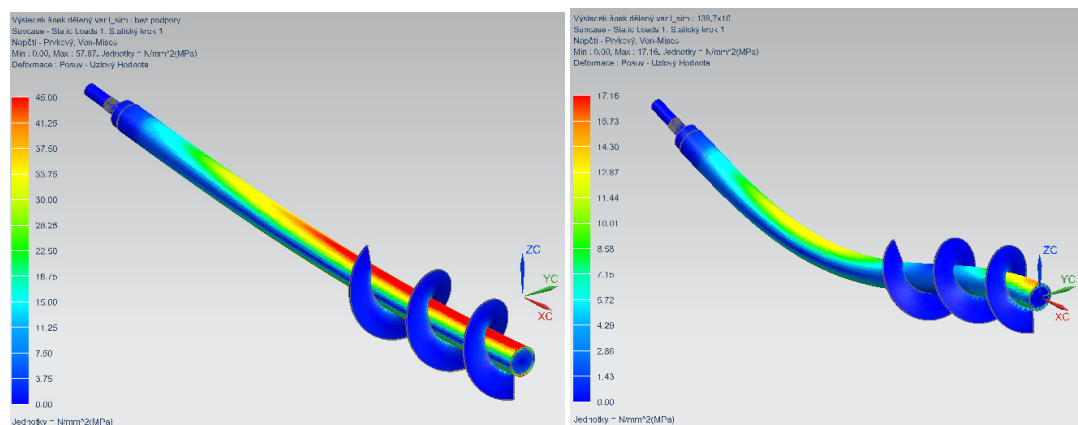


Obrázek 65 - Průběh napětí prvotního návrhu

Z obrázku 65 je zřejmé, že je dodržen požadavek z kapitoly 2.2.3. a sice, že napětí z důvodu zajištění životnosti nesmí přesáhnout hodnotu 45 MPa. Výsledné napětí je ovšem velmi nízké a tak bude tloušťka stěny hřídele upravena na hodnotu 10 mm, aby se snížila příznivě hmotnost i cena polotovaru a níže v této kapitole pak zjistíme, zda byla dodržena zmíněna podmínka napětí i pro tuto tloušťku stěny.

Pomocí MKP analýzy tedy bude zkontrolován nový rozměr hřídele. Dále bude provedena pevnostní analýza šneku ze tří hledisek a to z hlediska tloušťky stěny, průměru hřídele šneku a z přínosu podpory. Vliv šnekovnice na pevnost již byla popsána v kapitole 2.2.2 a tak tento faktor není třeba znovu ověřovat.

a) Vliv podpory

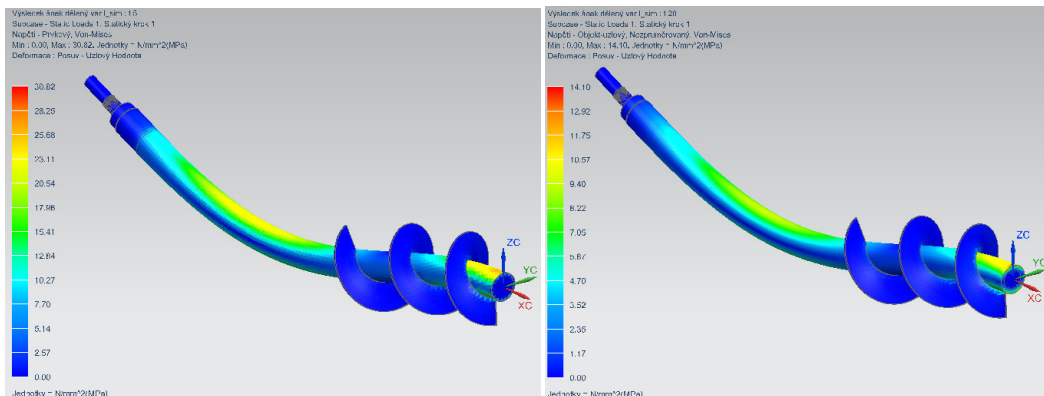


Obrázek 66 – Vliv podpory šneku s tloušťkou stěny 10mm na napětí: nalevo šnek bez podpory, napravo šnek s podporou

Na obrázku výše vidíme závislost hodnot napětí od vlivu podpory pro hřídel 139,7x10 mm. Z obrázku výše vyplývá, že maximální napětí má v případě použití podpory stále značnou rezervu, nicméně snižovat pod tuto hranici by už nepřineslo výraznou úsporu a naopak by konstrukce byla náchylná na případné dynamické zatížení. Maximální napětí v případě použití podpory dosahuje hodnoty 17,16 MPa a maximální posunutí nepřesahuje hodnotu 1 mm.

Pakliže stejné konstrukci odebereme podporu, způsobí to výraznou změnu napětí a posunutí. Maximální napětí na obr. 66 vlevo dosahuje 57,87 MPa a posunutí překračuje hodnotu 12 mm. Na zmíněném obrázku jsou červeně znázorněna místa, kde napětí přesahuje podmínku napětí z kapitoly 2.2.3.

b) *Vliv tloušťky stěny*

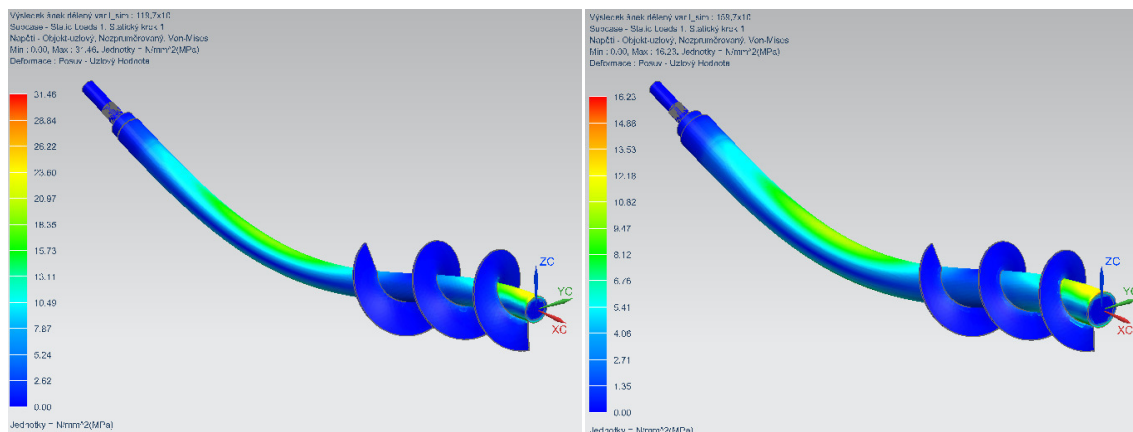


Obrázek 67 - Vliv tloušťky stěny na napětí: vlevo 5 mm, vpravo 20 mm

Vliv tohoto faktoru už jsme z části prokázali v sekci a). Nicméně na obrázku 67 je ukázka toho, že v případě nalezení optimální hodnoty stěny hřídele, se pohyb oběma směry, tedy nahoru, či dolů projeví negativně. Posouzené byly dvě hodnoty v závislosti na navržené tloušťce a to v poměru polovičky a dvojnásobku navržené hodnoty (10 mm).

Z obrázku výše pak vyplývá, že další snížení tloušťky přinese výrazné zvýšení napětí, konkrétně na hodnotu 30,82 MPa (obr. 67 nalevo). V případě zvýšení se přidaná hmotnost také projeví negativně z hlediska maximálního napětí, kde pro tloušťku 20 mm dosahuje hodnoty 14,1 MPa (obr. 67 napravo).

c) *Vliv průměru*



Obrázek 68 - Vliv průměru na napětí: nalevo -20 mm, napravo +20 mm

Pro ukázkou vlivu napětí tohoto faktoru byl upraven průměr o hodnotu +/- 20 mm z výchozího průměru 139,7 mm. Tloušťka zůstala zachována a činí tedy 10 mm.

Z obr. 68 nalevo (s menším průměrem hřídele) je patrné velké navýšení maximálního napětí, konkrétně na hodnotu 31,46 MPa. V případě většího průměru naopak došlo k mírnému snížení maximálního napětí na hodnotu 16,23 MPa. Maximální napětí se opět hromadí v místě spojky tedy v podpoře šneku.

Z provedené analýzy na možné vlivy na napětí je navržen dutý hřídel šneku o rozměrech $\varnothing 139,7 \times 10$ mm.

3.1.4. Návrh ložisek:

Pro bezproblémový chod dopravníku je důležitá správná volba ložiska založená na zadaných parametrech. Mezi hlavní zatížení ložisek se uvažuje hmotnost šneku a hmotnost směsi abraziva s pískem uvnitř síta. Z těchto vstupů určíme radiální sílu působící na ložiska. Axiální složka síly se u tohoto dopravníku neuvažuje, jelikož existuje předpoklad, že dopravované množství materiálu je v obou směrech stejný, čímž se axiální složka síly, která vzniká při otáčení šneku vlivem působení abraziva na lopatky šneku, vyruší. Dalšími vstupy jsou otáčky šneku a minimální požadovaná životnost ložisek.

Zatěžovací složky jsou tedy vlastní hmotnost šneku a hmotnost materiálu v sítu. Maximální možnou hmotnost uvnitř síta už je nám známa a zbývá tedy spočítat hmotnost šneku. Pro určení hmotnosti využijeme software SolidWorks 2017, který je schopen z modelu spočítat hmotnost.

Hmotnost šneku: $m_{\text{šI}} = 313 \text{ kg}$

Hmotnost mat. v jednom sítu: $m_{\text{s}} = 432 \text{ kg}$

Hmotnost mat. v sítu bude vynásobeno dvakrát, jelikož dopravník disponuje dvěma síty. Celé zatížení, pak naopak podělo třemi z důvodu rozložení zatížení mezi tři místa (ložiska).

Radiální zatížení F_r :

$$F_r = \frac{1}{3} * ((m_{\text{šI}} + m_{\text{s}}) * g) = \frac{1}{3} * ((311 + 2 * 432) * 9,81) = 3708,2 \text{ N} \quad (70)$$

Na základě zatížení bylo zvoleno 2x kuličkové naklápěcí ložisko s označením UCF 213 od firmy SKF, které bude uchyceno na čelní desce. Uprostřed šneku pak budou použita dvě jednořadá kuličková ložiska s označením W61910-2RZ.

U obou ložisek muselo být přihlédnuto k minimálnímu průměru hřídele, na který budou ložiska montována. Pro ložisko UCF 213 vychází průměr z katalogu výrobce motoru, kde pro motor udává výrobce průměr hřídele 60 mm. Z toho vyplývá, že průměr hřídele pro uložení ložiska musí být větší než 60 mm pro umožnění montáže. Průměr byl tedy zvolen 65 mm, což je nejbližší vyšší z katalogu výrobce.

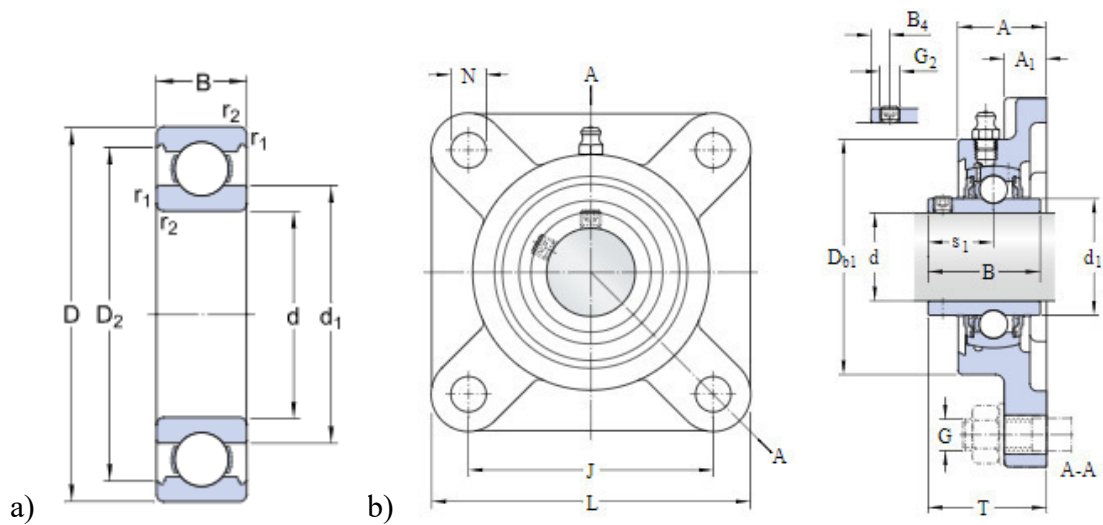
Pro ložiska W61910-2RZ se pak minimální průměr rovná průměru hřídelky spojky, tedy 50 mm. Kompletní technická specifikata ložisek pak k nalezení v příloze 6.

Tab. 10 - Technické parametry ložiska UCF 213 [17]

Rozměry [mm]					Základní únosnost	
d	L	N	T	B	Dynamická – C [kN]	Statická – Co [kN]
65	187	19	69,7	65,1	57,2	40

Tab. 11 - Technické parametry ložiska W61910-2RZ [17]

Rozměry [mm]				Základní únosnost	
d	D	r	B	Dynamická – C [kN]	Statická – Co [kN]
50	72	0,6	12	12,5	11,6



Obrázek 69 - Ložiska UCF: a) Jednořadé kuličkové ložisko W61910-2RZ, b) Přírubová ložisková jednotka UCF213 [17]

Po získání všech potřebných parametrů, je třeba zkontrolovat ložisko na životnost. Životnost by měla být vyšší, než **12144** hod provozu, neboť při třísměnném provozu po uplynutí dvouroční záruční doby uplyne právě zmíněný počet hodin. Životnost ložiska L_h se pak spočítá ze vztahu:

$$L_h = \left(\frac{C}{P_r}\right)^P * \frac{10^6}{60 * n} \quad (71)$$

C – dynamická únosnost [N]

P_r – ekvivalentní statické zatížení [N]

P – koeficient styku, kde pro bodový styk je roven 3 (všechna kuličková ložiska) [-]

n – otáčky hřídele [ot/min]

$$L_{h1} = \left(\frac{57200}{3708,2}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 37} = 1653277 \text{ hod} \quad (72)$$

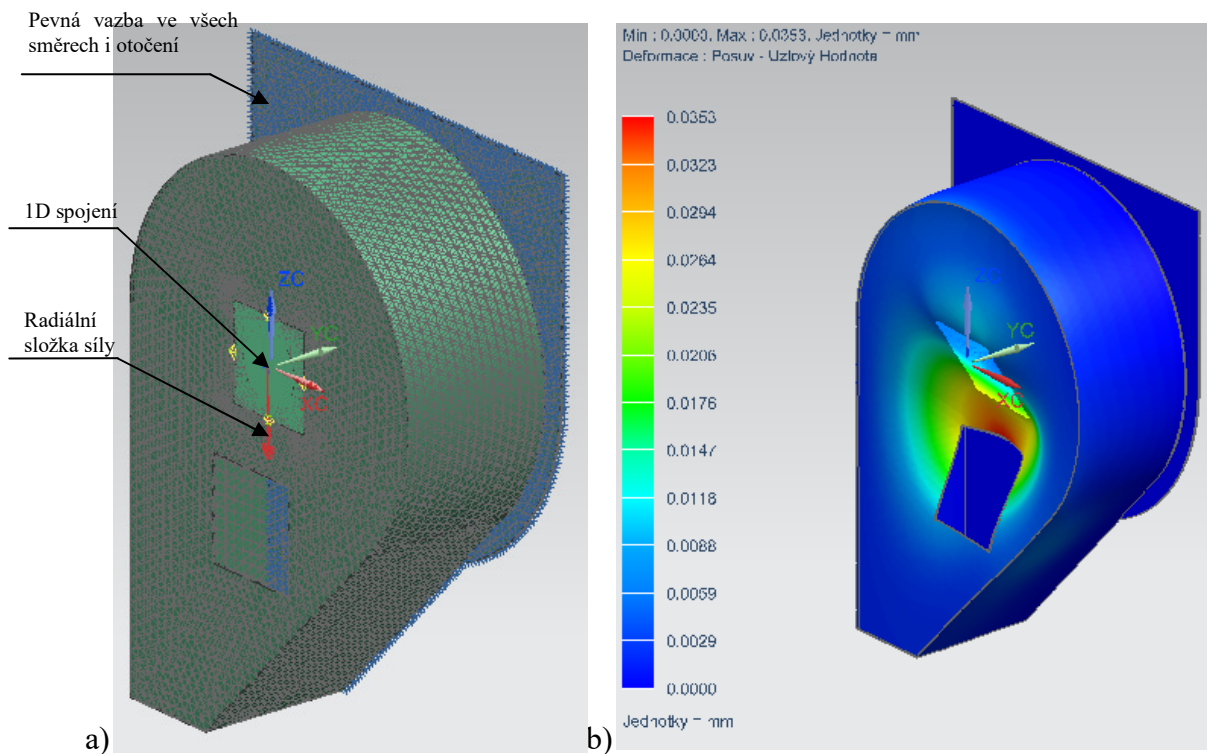
$$L_{h2} = \left(\frac{12500}{3708,2}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 37} = 17254 \text{ hod} \quad (73)$$

Z výsledku je zřejmé, že ložisko UCF 213 (L_{h1}) je opravdu velmi předimenzované a je to dáno potřebným minimálním průměrem hřídele, kdy pro takto velký průměr a potřebný druh ložiska výrobce nižší únosnost nenabízí, to posléze vede k nepřiměřeně vysokému výsledku.

Pro ložisko W61910-2RZ (L_{h2}) je pak výsledek optimální. Výsledek je jen o málo vyšší než potřebná životnost. Nicméně oba výsledky splňují podmínku minimální životnosti a tudíž vyhovují.

Kontrola čelní desky:

Vzhledem ke konstrukci tělesa ložiska se ložisko šroubuje k čelní desce, která tímto ponese celou složku radiální síly. V případě velké zatěžující síly může dojít k výrazné deformaci čelní desky a tím ovlivnění funkce a životnosti celého šneku. Proto je důležité vyšetřit i tuto komponentu, která by vlivem velké deformace nevhodně ovlivnila uložení šneku a tím i jeho životnost. Pro návrh využijeme sílu stěny 5 mm.



Obrázek 70 - Čelní deska: a) okr. podmínky a zasiťování, b) hodnoty posunutí

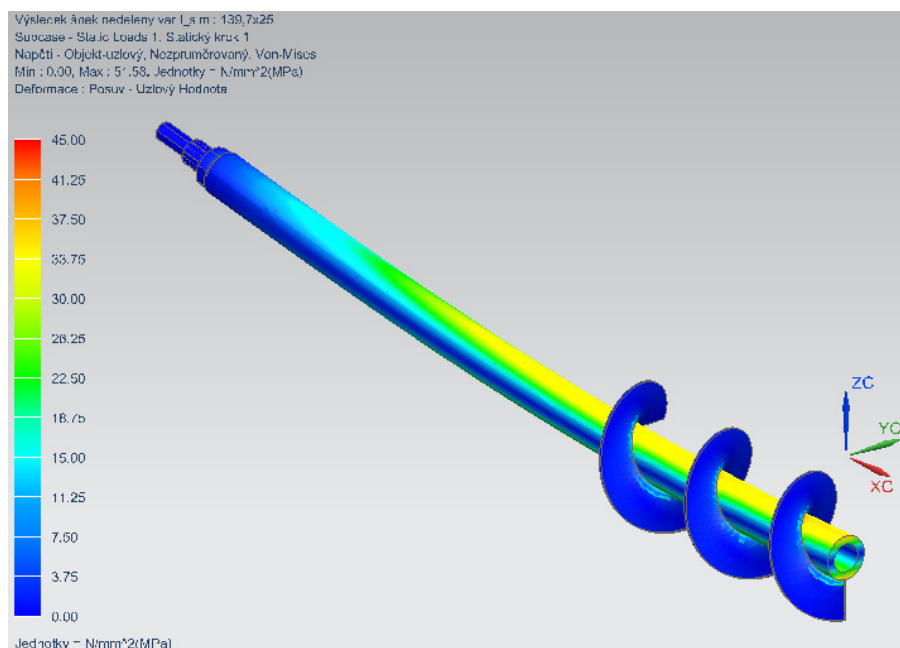
Jak je vidět maximální posunutí dosahuje hodnoty pouze 0,035 mm, při maximální hodnotě napětí 11,656 MPa. Tyto hodnoty jsou velmi malé a není potřeba jakékoliv modifikace. Nízkých hodnoty výsledku jsou zapříčiněny absencí axiální složky síly, která v dopravníku vzhledem ke své konstrukci a funkci nevzniká. U běžných šnekových dopravníků bývá axiální složka síly často větší než radiální. Účinek axiální síly by velikost napětí a posunutí výrazně zvýšila.

3.2. Nedělený šnek

Po návrhu děleného šneku je třeba doplnit o návrh a výpočet varianty s neděleným šnekem. Tato část bude poměrně kratší, neboť nedělená varianta nevyužívá žádnou spojku, která by mohla být podrobena kontrole. Zároveň potřebný průměr šnekovnice a tím i pohon bude stejný pro obě varianty. Proto budou v této části řešeny pouze rozměry samotného šneku, kde bude uvedeno opět zobrazení různých faktorů ovlivňujících pevnost, jako tomu bylo v předešlé kapitole. Výsledky této kapitoly budou více názorné, neboť tato varianta nevyužívá žádné přidavné podpory a tudíž napětí a průhyby budou více rozdílné. Po určení rozměrů bude provedena volba a kontrola ložisek, kde by výsledky měly být odlišné oproti dělenému šneku, vzhledem k počtu ložisek a rozdílné hmotnosti šneku.

3.2.1. Návrh rozměrů hřídele šneku:

Pro výchozí šnek bude brán rozměr stejný, jako u předešlé kapitoly a to konkrétně dutý hřídel $\varnothing 139,7 \times 25$. Po získání výsledků bude rozměr zmodifikován a znovu posouzen dokud se nedosáhne požadovaného výsledku. Okrajové podmínky a způsob zasíťování bude opět stejný jako v předchozích analýzách a vzhledem k podmínce maximálního napětí budou zobrazeny pouze hodnoty napětí. Hodnoty posunutí jsou k nalezení v příloze 7.

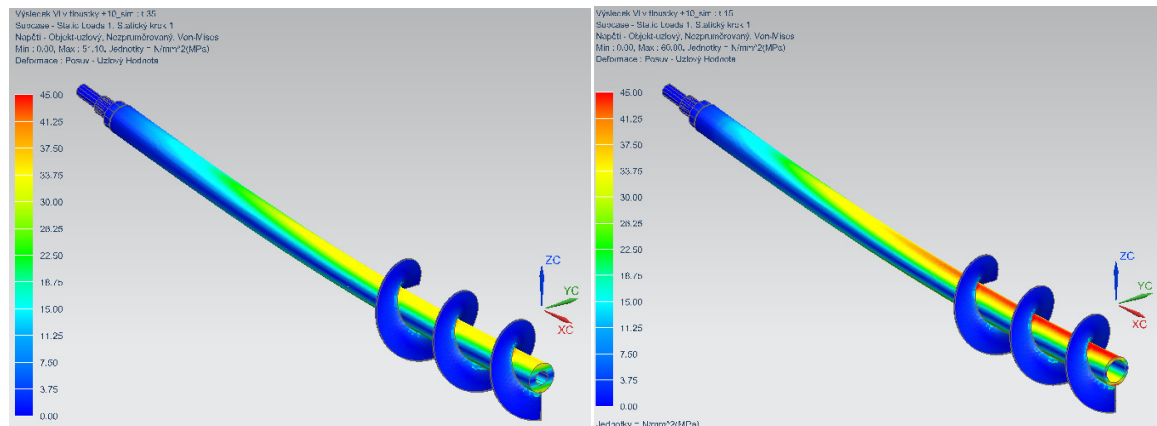


Obrázek 71 - Rozložení napětí neděleného šneku

Na obrázku výše je zobrazeno rozložení napětí výchozí varianty, z kterého lze vyčíst, že první návrh nevyhovuje podmínce maximálního napětí 45 MPa. Maximální napětí pro šnek z obrázku je 51,58 MPa a to při maximálním průhybu 10,5 mm. Tato špička napětí se lokalizuje na dvou místech. V místě návaru šnekovnice (negativní vliv šnekovnice byl již popsán dříve) a v polovině délky šneku, kde působí největší ohybový moment. Na obrázku 71 pak červená barva označuje hodnotu větší nebo rovnou podmínce napětí.

Tento návrh nelze brát jako výsledný, bude tedy provedena analýza na základě dvou faktorů ovlivňující pevnost a to z hlediska různé tloušťky stěny a vnějšího průměru šneku. Z výsledků těchto dvou faktorů budou určeny finální rozměry šneku.

a) *Vliv tloušťky stěny*

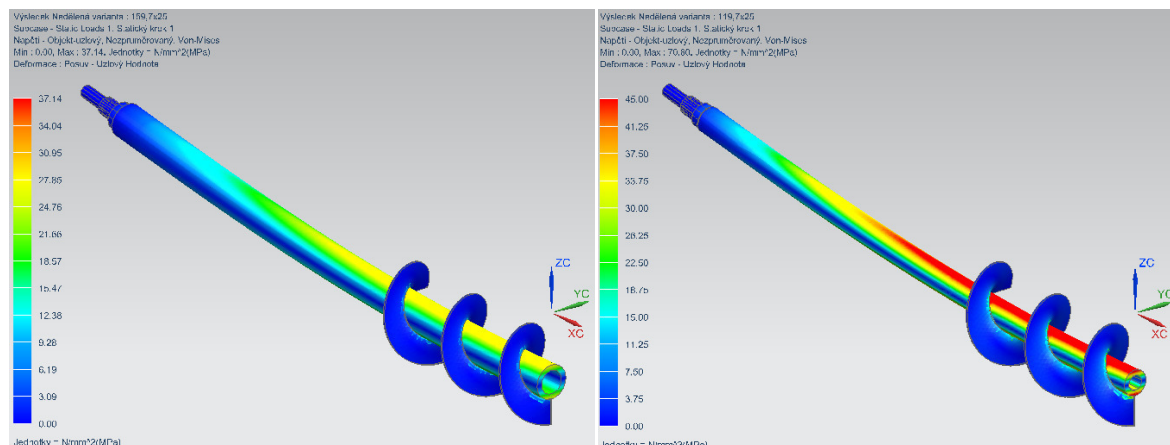


Obrázek 72 - Vliv tloušťky stěny na napětí: vlevo +10mm; vpravo -10mm

Na obrázku výše vlevo dosahuje maximální napětí 51,1 MPa při maximálním posunutí 10,625 mm (hodnoty pro dutý hřídel o rozměrech $\varnothing 139,7 \times 35$). Zde je hezky vidět, že větší tloušťka stěny nutně neznamená lepší výsledky. Z obrázku si lze dále všimnout, že kritická hodnota napětí se lokalizuje opět pod šnekovnicí a lze tedy tvrdit, že kdyby byla hřídel počítána bez šnekovnice, vyhověla by. To je ovšem z hlediska funkce stroje značně nesmyslné a proto zmíněná úprava není dostačující.

Na protějším obrázku je pak zobrazeno napětí po odlehčení šneku, konkrétně pro rozměry $\varnothing 139,7 \times 15$. Tato úprava přinesla velmi nepříznivé zvýšení napětí a zároveň průhybu. Maximální napětí je pak 60 MPa a maximální posunutí 12,82 mm (na obrázku červenou barvou vyznačené lokace přesahující napětí 45 MPa).

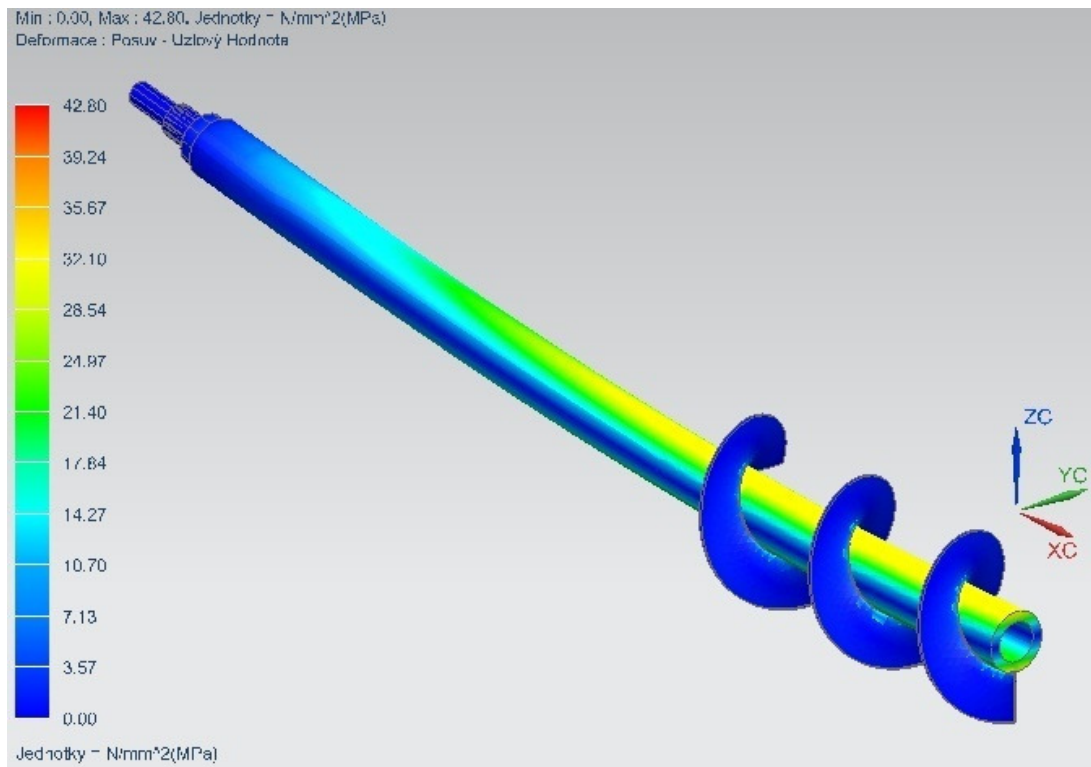
b) *Vliv průměru*



Obrázek 73 - Vliv průměru na napětí: vlevo +20mm; vpravo -20mm

Obrázek výše vlevo znázorňuje, jak významný má vliv vnější průměr hřídele na napětí vzniklé od zatížení ohybovým momentem. Při rozměrech $\varnothing 159,7 \times 25$ dosahuje maximální napětí pouze 37,14 MPa při maximálním posunutí 7 mm. Tato modifikace tedy splní podmínku 45 MPa se značnou rezervou. Vzhledem k právě zjištěnému zásadnímu vlivu průměru, lze očekávat, že protějším obrázku naopak dosáhne rekordně vysokých hodnot. Pro rozměry $\varnothing 119,7 \times 25$ tedy maximální napětí dosahuje 70,6 MPa při maximálním průhybu 17 mm (červeně vyznačeno napětí vyšší než 45 MPa).

Na základě předchozí analýzy bylo docíleno návrhu, ke změně průměru hřídele na hodnotu původního šneku, ovšem s rozdílnou tloušťkou stěny. Na obrázku níže pak lze vidět hodnoty napětí pro hřídel $\varnothing 152,4 \times 25$. Maximální napětí je tedy jen mírně pod požadovanou hodnotou a činí 42,8 MPa, při maximálním posunutí 8,5 mm.



Obrázek 74 - Rozložení napětí výsledného šneku

3.1.2. Návrh ložisek

Stejně jako u děleného šneku i zde bude proveden návrh ložisek, rozdíl oproti předešlé variantě je ve větší hmotnosti šneku a rozložení zatížení pouze mezi dvě ložiska, přičemž axiální složka síly opět odpadá.

Zatěžovací složky jsou tedy vlastní hmotnost šneku a hmotnost materiálu v sítu:

$$\text{Hmotnost šneku:} \quad m_{\text{šII}} = 527 \text{ kg}$$

$$\text{Hmotnost mat. v jednom sítu:} \quad m_{\text{s}} = 432 \text{ kg}$$

Hmotnost materiálu v sítu bude vynásobena dvakrát, jelikož dopravník disponuje dvěma síty. Celé zatížení, pak naopak poděleno dvěma z důvodu rozložení zatížení mezi dvě místa (ložiska).

Radiální zatížení F_r :

$$F_r = \frac{1}{2} * ((m_{sII} + m_s) * g) = \frac{1}{2} * ((520 + 2 * 432) * 9,81) = 6788,5 \text{ N} \quad (74)$$

Na základě zatížení a minimálního průměru vstupního hřídele, bylo zvoleno opět 2x kuličkové naklápěcí ložisko s označením UCF 213 od firmy SKF, které bude uchyceno na čelní desce dopravníku. Technické parametry viz tab. 10.

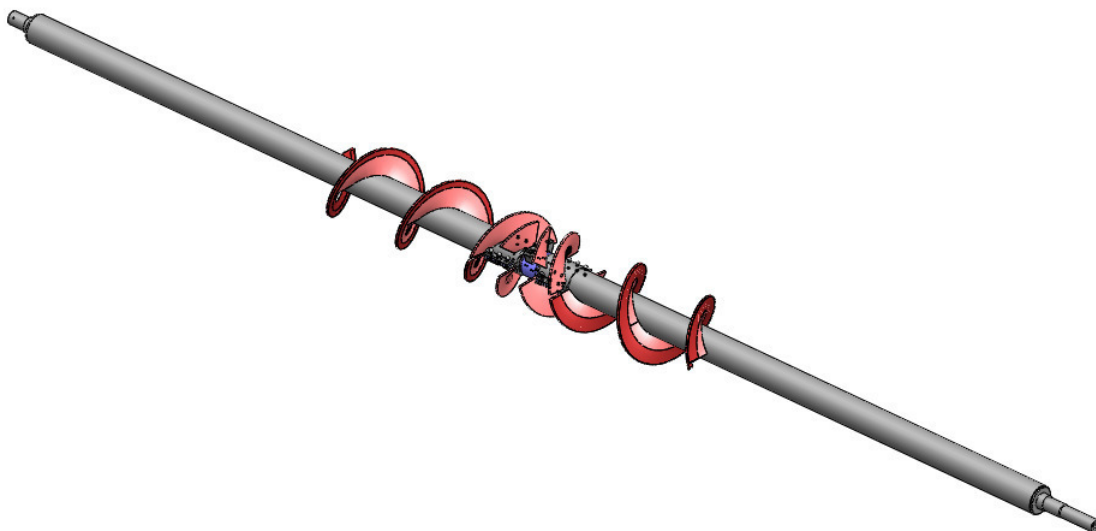
Životnost ložiska by tedy měla být stejná jako u dělené varianty, konkrétně $L_h \geq 12144$ hod provozu. Dosazením do vztahu (71) dostaneme:

$$L_h = \left(\frac{57200}{6788,5}\right)^3 * \frac{10^6}{60*37} = 269472 \text{ hod} \quad (75)$$

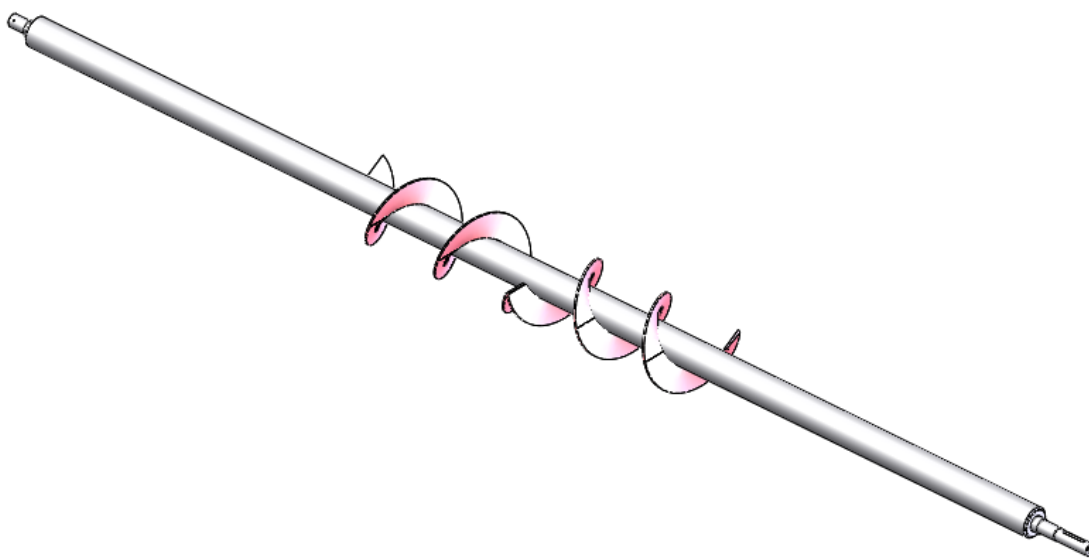
Z výsledku je zřejmé, že ložisko UCF 213 je opět velmi předimenzované, což je způsobeno stejně jako v předešlém případě minimálním průměrem hřídele a potřebným druhem ložiska.

Krom probraných výpočtů se u šnekových dopravníků dále kontroluje vstupní hřídel na krut a těsné pero na střih. Tyto rozměry ovšem udává výrobce pohonu, který ručí správností návrhu. Proto tyto komponenty nebyly a ani nebudou podrobeny návrhu, či kontrole. Bude se vycházet z rozměrů určených z technické specifikace pohonu.

Výsledné varianty šneků



Obrázek 75 - Dělená varianta



Obrázek 76 - Nedělená varianta

Tab. 12 – Dosažené parametry výsledných variant

Parametr	Jednotky	Dělený šnek	Nedělený šnek
Maximální napětí	MPa	17,16	42,8
Maximální posunutí	mm	0,54	8,516
Hmotnost	kg	313	527
Rozměr dutého hřídele	mm	Ø139,7x10	Ø152,4x25

4. Vypracování částečné výkresové dokumentace.

V této kapitole budou probrány výrobní výkresy vybraných komponent a to konkrétně těch, které mají zásadní vliv na přesnost, pevnost, poruchovost a tím životnost stroje. Jak bylo v této práci již několikrát zmíněno, praskání šneku může být způsobeno krom přetížení stroje či únavou, také špatnou výrobní technologií, tolerancemi, či provedením. Proto u každé komponenty bude stručně popsáno použitých tolerancí, rozměrů a jejich zdůvodnění, čímž by se opět mělo snížit riziko možného prasknutí šneku.

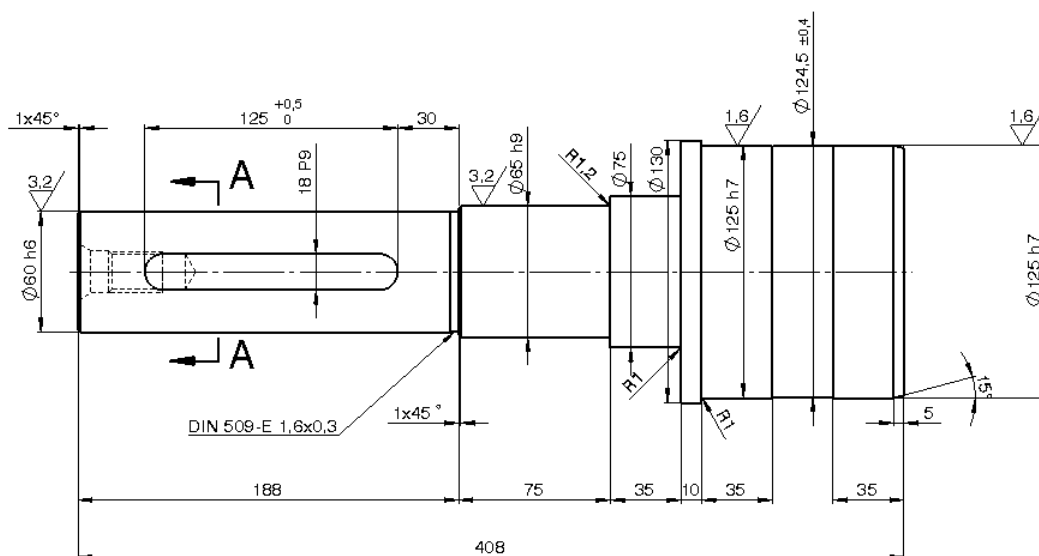
Probrán bude vstupní hřídel, trubka šneku a svařenec šnek. Výkres sestavy obou variant šneků nalezneme v příloze 8.

Vstupní hřídel šneku

Vstupní hřídel slouží k přenosu kroutícího momentu z pohonu stroje na šnek dopravníku, zároveň je na něm umístěno ložisko, které nese váhu stroje. Je tedy velmi důležitou a nedílnou částí stroje. Pro správnou funkci této důležité komponenty je potřeba přesných tolerancí a drsností, jež zajistí správnou funkci.

Průměr 60h6 a 65h9 je dán od výrobce motoru a ložisek. Rozměry drážky pro těsné pero je dáno opět od výrobce pohonu, které je možné dodat přímo s motorem. Tolerance drážky jsou pak dány normou ze strojních tabulek. Průměr 75 slouží jako osazení pro ložisko, aby nedošlo k jeho nechtěnému posunu při montáži.

Průměry 125h7 slouží pro přesné uložení hřídele. Hřídel bude nalisován za tepla do trubky a jedná se o uložení s přesahem, na obrázku níže vidíme toleranci h7 (-0,04 mm), tolerance díry pak bude -0,1 až -0,2 z důvodu snadné výroby a zaručeného přesahu. V případě volného uložení by mohlo dojít k nesouosému přivaření hřídele k trubce, což by mělo za následek kruhové házení (Tato geometrická tolerance u šneků velmi důležitá). Přechodné uložení zaručí souosost a kvalitu uložení, jakost povrchu je pak dána z tabulek pro nalisované spoje za tepla. Poslední nezmíněný a největší průměr (130 mm) slouží jako doraz při nasazování hřídele do trubky šneku. Všechny přechody/hrany průměrů jsou opatřeny sražením nebo rádiusy, tak aby nedocházelo k hromadění napětí v místě přechodu. Pro oba šneky je vstupní hřídel stejná a liší se pouze v průměru 125, který je závislý na průměru trubky šneku.



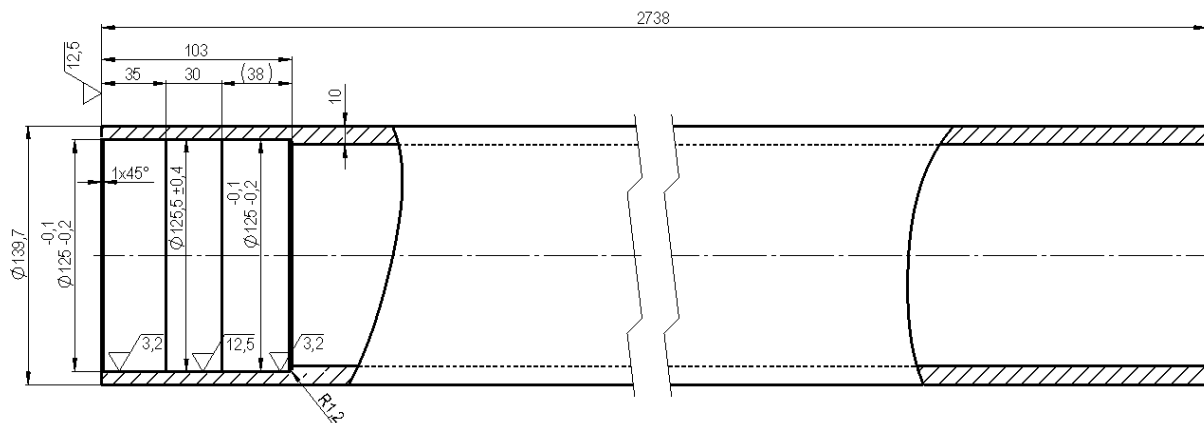
Obrázek 77 - Výkres vstupního hřídele

Trubka šneku

Na obrázku níže vidíme trubku děleného šneku, trubka se většinou nakupuje jako normalizovaná bezešvá trubka o finálním rozměru, neboť obrábění takto rozměrných trubek by bylo značně náročné. Obrábí se pouze konce trubky pro potřebu uložení. Trubka je kromě průměru pro dělený/nedělený šnek téměř stejná. Jediná odlišnost je v počtu obrobených ploch, kde vzhledem k dělenému provedení se obrábí pouze jeden konec každé trubky. U nedělené se pak obrábí oba konce jedné trubky.

Trubka šneku má zásadní vliv na pevnostní charakteristiky šneku a proto je třeba věnovat jeho návrhu vyšší pozornost. Vliv pevnosti byl již detailně popsán, poslední scházející neznámou jsou výrobní rozměry a tolerance.

Jak bylo popsáno u vstupního hřídele, spojení hřídele a trubky se provádí nalisováním za tepla a následným zavařením. Průměr 125 má tedy takovou toleranci, aby byl zaručen přesah a zároveň byla možnost jednoduché výroby, neboť obrábění díry je všeobecně složitější technologická operace než obrábění vnějšího průměru. Díra má tedy větší toleranční rozptyl oproti hřídeli. Jakost povrchu těchto průměrů je opět dána z tabulek pro nalisované spoje za tepla, kde opět vzhledem k technologicky složitějšímu opracování díry nedosahuje jakosti povrchu, jako u hřídele. Poslední obráběnou plochou je čelní plocha. Jedná se o zarovnání z důvodu přesného doražení hřídele při nalisování. Všechny přechody/hrany jsou opět opatřeny zkosením nebo rámusem.



Obrázek 78 - Výkres trubky děleného šneku

Svařenec šneku (spojení hřídele, trubky a šnekovnice)

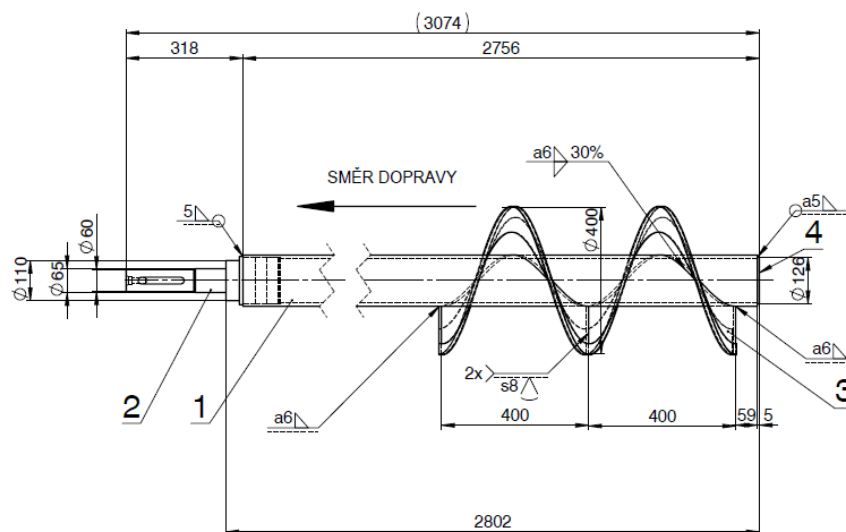
Šnek je hlavní částí celého šnekového dopravníku, jak už vyplývá z jeho názvu. Proto je třeba, jeho přesné výrobní technologii věnovat patřičnou pozornost a kvalitu provedení.

U šneku, na rozdíl od dříve zmíněných komponent, vzniká už jistá odlišnost mezi dělenou a nedělenou variantou. Proto budou popsány obě konstrukční varianty.

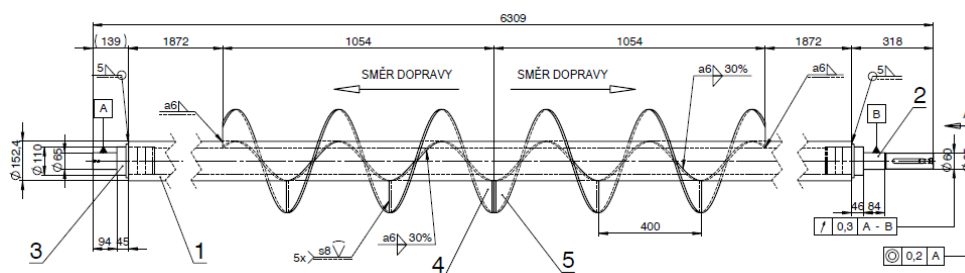
Dělená varianta: Jak již bylo řečeno, jedná se o spojení hřídele, trubky a šnekovnice. Na obrázku 79 je pak přidána pozice 4, která slouží jako zásepka proti vniku abraziva do trubky šneku (poz. 1). Šnekovnice je pak opatřena tvrdonávarovým plechem, který má tvrdost přibližně 60 HRC a je přivařen po obvodu šnekovnice z důvodu větší odolnosti proti abrazi a tím prodloužení životnosti. Pro výkres svařence je nejdůležitější popis svarů, proto budou nyní blíže popsány. Šnekovnice se dodává v segmentech (poz. 3) a jak je vidět z obrázku 79, je tvořena ze dvou segmentů. Spojení těchto dvou segmentů je prováděno plným V svařem s převýšením o velikosti rovné tloušťce šnekovnice (8 mm). Takto velký svár je třeba použít

z důvodu kvalitního spojení a dobrého provaření segmentů šnekovnice. Jako celek se pak šnekovnice vaří k trubce 30% oboustranným koutovým svárem o velikosti 6 mm. Důvod pouze 30% sváru je kvůli velkým tepelným deformacím při svařování, které do soustavy vnášejí tento poměrně velký svár (velký, vzhledem k tloušťce stěny trubky). Tyto tepelné deformace mohou způsobit výrazné pokroucení šneku a tím zhoršit, či zamezit správnou funkci celého dopravníku. Přivaření záslepky (poz. 4) a hřídele (poz. 2) k trubce (poz. 1) se pak provádí plným koutovým obvodovým svárem o velikosti 5 mm. Zde je důležitá těsnost svaru, aby do dutého šneku nevnikalo abrazivo, prach nebo jiné nečistoty. Po zahřátí trubky je hřídel nasunut a doražen o průměr 130 mm (viz obr. 79) na čelní plochu trubky, pak je přivařena. Osazení je důležité z důvodu umístění a hromadění napětí, neboť uvnitř trubky nesmí být hřídel doražen na čelní plochu. Po ochlazení trubky by došlo v místě změny průměru k hromadění napětí, vzhledem ke smrštění průměru. Zajištění alespoň 3 mm mezery zajistí příznivější rozložení napětí (vliv nalisovaného spoje na únavu popsán v příloze 2).

Nedělená varianta: Nedělená varianta má na jedné hřídeli dva druhy šnekovnicových segmentů a to pravotočivé a levotočivé, pro která platí stejná pravidla svarů jako u děleného šneku. Dále šnekovnice není opatřena ochranou v podobě tvrdonávarových plechů. Nejdůležitější odlišností z hlediska výroby oproti dělenému šneku je v uložení dvou hřídelů na jedné trubce, které se sice umístí stejným způsobem, ale je u nich značně důležitá geometrická tolerance kruhové házivosti (obr. 80). U dělené varianty se o vyrovnání postará spojka, u nedělené se pak musí dodržet přesnou výrobní toleranci. Šnek se často ještě po zhotovení musí rovnat, aby byl schopen dodržet požadovanou geometrickou toleranci.



Obrázek 79 - Svařenec děleného šneku



Obrázek 80 - Svařenec neděleného šneku

5. Závěr

Cílem práce bylo provést kompletní konstrukční návrh s výpočty děleného a neděleného šneku sítového šnekového dopravníku včetně pohonu a uložení šneku dle standardů firmy Wheelabrator. Provést analýzou faktorů ovlivňujících pevnost a kontrolu původního řešení. Pro oba šneky byla provedena analýza rozměrů pomocí metody MKP, přičemž pro dělený šnek byl proveden návrh spojky a analýza možností spojení šneku. Při návrhu bylo pohlíženo k životnosti a celkovým nákladům stroje.

Za účelem dosažení stanovených cílů byly v teoretické části, po představení firmy a problematiky šnekových dopravníků, popsány závady opakující se na původním dopravníku, které byly hlavním důvodem pro zadání této diplomové práce. Po popsání závad, byla dána tři kritéria, která v budoucím návrhu variant určovala výběr té nejvhodnější. Jednoznačně nejdůležitější závadou bylo praskání šneku, a proto byla vyvinuta co největší snaha o zjištění příčiny a následné zamezení vzniku tohoto problému. Jako první byl proveden výpočet maximálního napětí původního šneku. Po získání výsledků byl vyvozen závěr, že šnek není přetěžován a není to tedy příčina závady. V té samé kapitole, byl také popsán vliv šnekovnice, kde byl dokázán její negativní vliv na průběh napětí. Je tedy žádoucí zhotovit šnekovnici co nejkratší, zároveň by měla být z houževnatého materiálu, aby nevznikaly špičky napětí v přechodech mezi hřídelí a šnekovnicí. Jelikož stále nebyla zjištěna příčina, byl podroben šnek výpočtu na únavovou pevnost. Výsledkem byla poměrně nízká hodnota bezpečnosti, a tudíž se pro budoucí návrh vycházelo z tohoto výsledku, kde byla stanovena podmínka maximálního napětí 45 MPa a potřeba odstranit nepotřebné vruby a přechody v průměrech, které jsou koncentrátory napětí.

Po vyřešení samotného šneku byla provedena kontrola spojky. Paralelně s kontrolou byl proveden návrh konstrukčně správně koncipované spojky. Tímto bylo docíleno zjištění, že doposud používaná spojka nejenže disponuje zbytečně velkými rozměry, které zbytečně zvětšují hmotnost a tím zatížení šneku, ale zároveň nevyhovuje ani z návrhu šroubových spojů.

Posledním řešením v kapitole s kontrolou šnekového dopravníku, byl výpočet pohonu. Motor sice vyhověl, ale nebylo počítáno s žádnou přidanou hodnotou pro případ možného přetížení dopravníku.

Po provedení kontroly mohl být proveden samotný návrh struktury nových variant na základě dříve zjištěných poznatků. Nejprve byly popsány různé konstrukční prvky, které byly uspořádány do morfologické tabulky z které, jako výsledek vyšly čtyři varianty. Tyto varianty byly hodnoceny na základě parametrů ovlivňující vznik závad popsanych v první kapitole a byly porovnávány k nákladům.

Po uspořádání konstrukčních variant již bylo možné přistoupit k samotnému návrhu šneku. Nejprve byl proveden výpočet základních parametrů dopravníku, ze kterých se určil potřebný průměr pro dopravu potřebného množství abraziva. Z těchto výsledků mohl být spočítán a následně navrhnout vhodný pohon, který byl shodný pro obě varianty šneků. Dalším krokem bylo představení několika možných způsobů řešení spojky, z kterých byla vybrána výsledná varianta a navržena pro potřebné parametry. Po úspěšném návrhu zmíněných komponent, mohlo být přistoupeno k návrhu samotných šneků. Nejprve byl podroben analýze dělený šnek, který byl posuzován z hlediska využití podpory, velikosti průměru a tloušťky stěny hřídele. Na základě těchto výsledků byl zvolen a zkontrolován výsledný šnek o rozměrech $\varnothing 139,7 \times 10$ mm. Nedělený šnek byl pak posuzován pouze z hlediska průměru a

tloušťky stěny, jelikož podpora je u této varianty velmi obtížně proveditelná. Na základě této analýzy byl zvolen a zkontrolován šnek o rozměrech $\varnothing 152 \times 25$ mm. Posledním krokem této kapitoly byl návrh ložisek pro obě varianty a kontrola čelní desky dopravníku, abychom zjistili, zda k velké deformaci nedochází již v samotném místě uložení. To by mělo ve výsledku nevhodný vliv na funkci stroje. Čelní deska i navržená ložiska nakonec vyhovují.

Poslední kapitolou bylo vypracování částečné výkresové dokumentace. Tato kapitola byla opět zaměřena převážně na možné praskání šneku, neboť špatné provedení již samotné výroby má za následek výrazné zhoršení životnosti šneku.

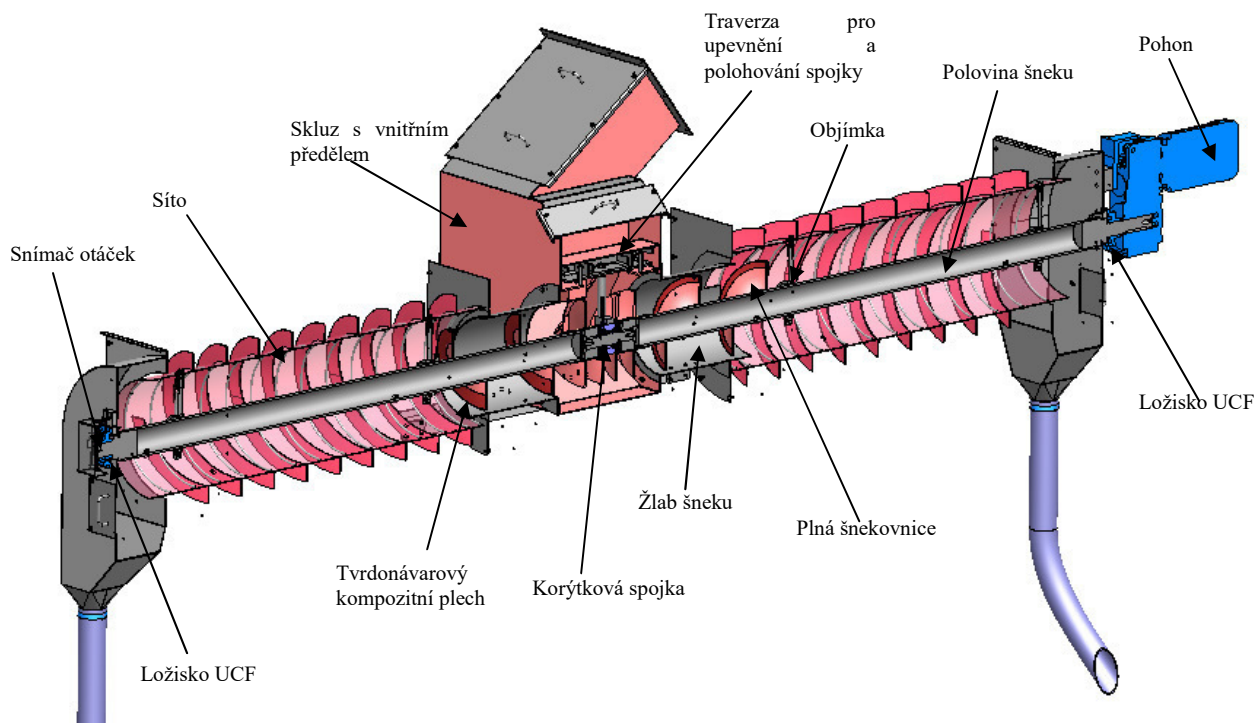
Výstupem této práce jsou 3D modely jak šneků, tak celých šnekových dopravníků obou variant. Součástí přílohy jsou pak výkresy obou sestav.

Na základě výsledků této práce, lze říci, že cíl práce byl splněn v plném rozsahu a nově navržené varianty síťových šnekových dopravníků by měly splnit účel jejich použití.

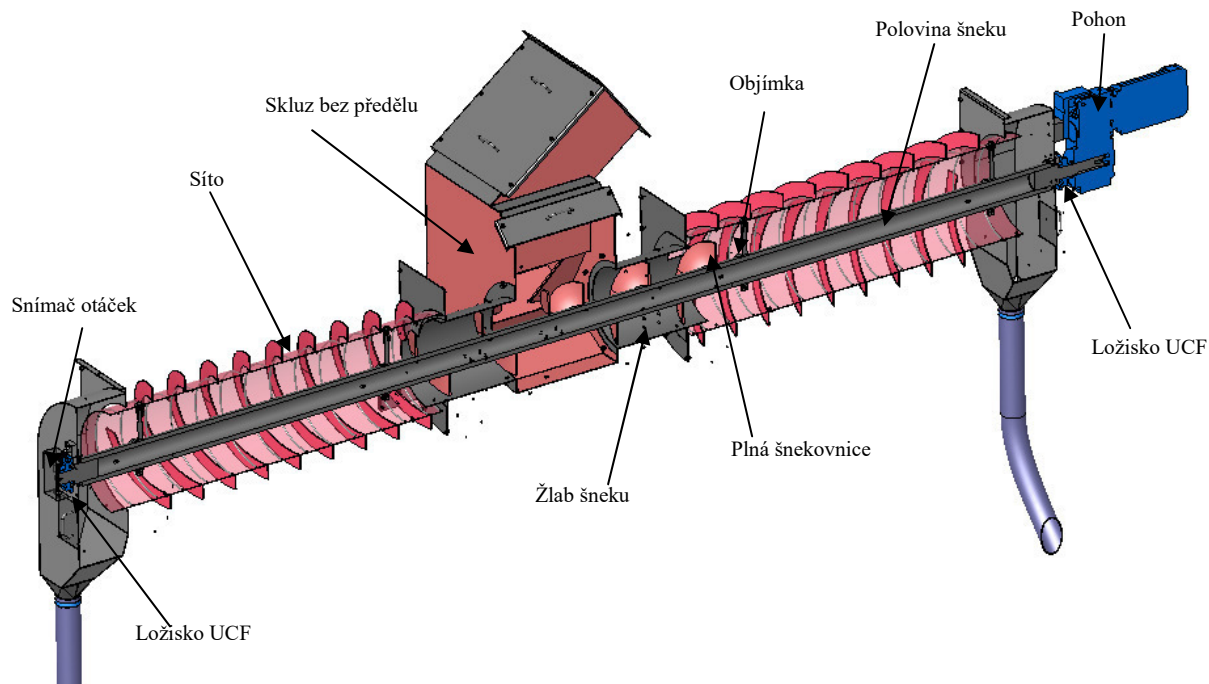
Po provedení všech potřebných výpočtů a zhodnocení nejrůznějších vlivů ovlivňujících velikost a průběh napětí šneku, jsem došel k závěru, že pro šnek takové délky (6 m) je mnohem výhodnější použít šnek dělený s podporou. Nedělená varianta pro požadované hodnoty dosahuje velkých rozměrů a tím i velké hmotnosti, včetně vyšších nákladů. Zároveň se tímto stává šnek obtížně smontovatelný při aplikaci do tryskacího stroje a celkově při manipulaci během celého jeho životního cyklu. Dělený šnek s podporou naopak může disponovat mnohem menšími rozměry i hmotností při minimálním průhybu. Vyšší náklady jsou pak spojeny s pořizovací cenou spojky, to ovšem vykompenzuje spolehlivý chod, jednodušší manipulace a minimální napětí. Při výrobě takto dlouhých šneků je také důležité volit vhodnou šnekovnici. Příliš tvrdý materiál vyztuží hřídel šneku a v místě spojení s hřídelí pak vznikají lokální špičky napětí. Proto pro dlouhé šneky je výhodnější volit materiál šnekovnice z houževnatějšího materiálu, který povolí průhyb hřídele a tím umožní rovnoměrný průběh napětí. Po obvodu je pak možné šnekovnici opatřit nějakým druhem ochrany, jako například popsaný tvrdonávarový kompozitní plech.

Pro novou konstrukci bych tedy jednoznačně doporučil použít nové řešení děleného šneku s podporou, která svými vlastnostmi s jistotou zabrání dalším poruchám tohoto šnekového dopravníku.

3D modely obou variant šnekových dopravníků



Obrázek 81 - Šnekový dopravník s děleným šnekem



Obrázek 82 - Šnekový dopravník s nedělěným šnekem

Použitá literatura:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999
- [2] POLÁK, J. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003
- [3] Prospektová dokumentace: Wheelabrator – HT
- [4] Wheelabrator. [Online] [Citace: 11. 10. 2018.] Dostupné z <https://www.wheelabratorgroup.com/cs-cz>
- [5] Wheelabrator. [Online] [Citace: 11. 10. 2018.] Dostupné z <https://www.wheelabratorgroup.com/cs-cz/my-application/application-by-process/what-is-shot-blasting>
- [6] Wheelabrator. [Online] [Citace: 11. 10. 2018.] Dostupné z <https://www.wheelabratorgroup.com/cs-cz/equipment/wheelblast-machines/hanger-type-machines/ht-overhead-monorail-machine>
- [7] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979
- [8] HROCH, P. *Doprava zemědělských komodit bezosým šnekovým dopravníkem*. Ostrava, 2009. Dostupné z: www.dspace.vsb.cz. Bakalářská práce. Vedoucí práce Ing. Robert Brázda.
- [9] HAS. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky>
- [10] TMT. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <http://www.tmt.cz/cz/snekove-dopravniky>
- [11] WAMGROUP. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <http://wamgroup.com/en-GB/corporate/home>
- [12] NAVZAS. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <http://www.navzas.cz>
- [13] BUREŠ, V. *Části strojů 1*. Plzeň: Editační středisko VSŠE, 1988
- [14] CANAGRO. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <https://www.canagro.cz/snekove-dopravniky-pohanene-hydromotorem-s-podvozkiem>
- [15] CONRAD. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <https://www.conrad.cz/loziska.c213335>
- [16] Prospektová dokumentace: Igubal přírubová ložiska
- [17] SKF. [Online] [Citace: 19. 12. 2018.] Dostupné z <https://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [18] RŮŽIČKA, M., HANKE, M., ROST, M. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: Editační středisko ČVUT, 1987
- [19] BOLEK, A., KOCHMAN, J., KOL. *Části strojů 1. svazek*. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1989
- [20] HOSNEDL, S. *Výuková prezentace KKS_CMS1_03_P_B2-SpTvarem_SH_2015-03-04*
- [21] Růžička, M.: Napjatost a únavové vlastnosti závěsných ok. Kandidátská disertační práce. Praha 1984 [Online] [Citace: 19. 4. 2019.] Dostupné z https://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwiI38Pu4_XhAhWx6uAKHexUCsgQFjAAegQIABAC&url=http%3A%2F%2Fmechanika.fs.cvut.cz%2Fcontent%2Ffiles%2Foborovy%2520projekt%2Fzprava_1cast_mez%2520unavy.doc&usg=AOvVaw0EKwemzbRLZYhX0aRp_53a
- [22] Obrázek – pevná přírubová spojka. Dostupné z <https://www.bazeny-obklady-mozaika.cz/spojky-prirubove/599-spojka-prirubova-125-mm.html>

- [23] Obrázek - pružná spojka GRMALU. Dostupné z <https://eshop.haberkorn.cz/pruzna-spojka-grmalu.html>
- [24] Obrázek – otevřená opěrka. Dostupné z <https://www.machtrade.cz/soustruzeni/proking/mozne-vybaveni-provedeni-cnc-tezkych-konvencnich-soustruhu-proking/>
- [25] Obrázek – otevřená opěrka. Dostupné z <http://www.motridal.com/cs/ocelove-segmenty-a-snekovnice/aplikace-a-vyuziti/energeticky-prumysl/>
- [24] Obrázek – otevřená opěrka. Dostupné z <http://www.unionocel.cz/corodur/>

Seznam obrázků:

Obrázek 1 - Logo firmy [4].....	3
Obrázek 2 - Hlavní výrobní hala Wheelabrator Příbram [4].....	3
Obrázek 3 - Způsob otryskávání profilů (RB) [5].....	4
Obrázek 4 - Znázornění průběžné dráhy [3]	5
Obrázek 5 – Zavěšení dílů na dráze uvnitř tryskací kabiny [3]	5
Obrázek 6 - Tok abraziva ve stroji HTT [3].....	6
Obrázek 7 – Zjednodušený model stroje HTT-8-45/1508-430.....	7
Obrázek 8 - Šnekový dopravník; 1-hnací převodový elektromotor, 2-spojka, 3-ložiska, 4-šnek, 5-vodící ložiska, 6-žlab, 7-víko žlabu [7]	8
Obrázek 9 - Smysl stoupání šneků [10]	9
Obrázek 10 - Typy šnekových dopravníků podle směru dopravy: a) svislý, b) šikmý, c) vodorovný [9].....	9
Obrázek 11 - Rozdělení podle počtu šneků [9]	9
Obrázek 12 - Konstrukční uspořádání: a, b) korýtkové, c) trubkové [9]	10
Obrázek 13 - Typy šnekovnic; a)plná, b)obvodová, c)lopatková, d)kuželová [7].....	11
Obrázek 14 - Vodící podpěrná ložiska [7]	11
Obrázek 15 - Zakrytí žlabu šnekového dopravníku; a) jednoduché, b) těsné, 1-žlab, 2-víko, 3-těsnění části šnekového dopravníku[7]	12
Obrázek 16 - Excentrické uložení šneku [7]	12
Obrázek 17 - Spojení řetězem a řemenem [8].....	13
Obrázek 18 - Plnění žlabu dle součinitele plnění [7]	14
Obrázek 19 - Doporučené parametry pro vybrané materiály [7]	14
Obrázek 20 - Řez síťovým šnekovým dopravníkem.....	15
Obrázek 21 - Ukázka praskliny na šneka	17
Obrázek 22 – Kritická místa praskajících šneků: a) Prasklina v místě děrových svárů, b) Prasklina v místě ukončení spirály.....	17
Obrázek 23 - Poškozená spirála	18

Obrázek 24 - Nadměrné opotřebovaný šnek	18
Obrázek 25 - Šnekový dopravník firmy TMT [10].....	19
Obrázek 26 - Ukázka ze společnosti WAMGROUP [11].....	20
Obrázek 27 - Šnekový dopravník firmy NAVZAS [12].....	20
Obrázek 28 - Úhel stoupání šnekovnice.....	23
Obrázek 29 - Znázornění dopravované délky l_v	25
Obrázek 30 - Rozbor namáhání šneku	26
Obrázek 31 - Zjednodušený model šneku s okr. podmínkami a zasít'ováním	28
Obrázek 32 - Průběh napětí šneku.....	29
Obrázek 33 - Posunutí šneku.....	29
Obrázek 34 - Průběh napětí při použití prodloužené šnekovnice.....	30
Obrázek 35 - Průběh napětí při použití dvojité šnekovnice	30
Obrázek 36 - Wöhlerova křivka [18]	32
Obrázek 37 - Schéma faktorů ovlivňujících únavový proces [18].....	32
Obrázek 38 - Neuberova konstanta materiálu	33
Obrázek 39 - Vliv jakosti povrchu [18]	34
Obrázek 40 - Grafy k určení součinitelů tvaru pro vyznačený tvar součásti a způsobu namáhání	35
Obrázek 41 - Kmit napětí a označení veličin	36
Obrázek 42 – Pevná kotoučová spojka [13].....	39
Obrázek 43 – MKP analýza původní spojky: a) okr. podmínky, b) rozložení napětí.....	42
Obrázek 44 - Průběh napětí odlehčené spojky	43
Obrázek 45 - Průběh napětí s odlehčenou spojkou	43
Obrázek 46 - Příklad spojek: a) pevná přírubová spojka, b) pružná spojka GRMALU [22], [23]	44
Obrázek 47 - Možné konstrukční řešení podpěry šneku: a) Uložení v ložisku vetknutému ke stropu, b) otevřená opěrka/podvalek [11], [24].....	45
Obrázek 48 - Pohony šnekových dopravníků: a) Synchronní motor, b) Pohon hydromotorem [9], [14].....	45
Obrázek 49 – Spirálová šnekovnice: a) konstrukční řešení, b) způsoby vedení spirály [11] ...	46
Obrázek 50 - Způsoby uložení šneku: a) ložisko igubal, b) přírubové ložisko UCF, c) ložiskové těleso UCP [16], [17]	47
Obrázek 51 - Ochrana šnekovnice: a) šnekovnice z hardoxu, b) tvrdonávarový kompozitní plech [25], [26].....	47
Obrázek 52 - Spojení síta: a) pomocí objímky s táhly, b) pomocí šnekovnice.....	48

Obrázek 53 - Jednoduchá skica varianty I děleného šneku(bud' upravit nebo smazat)	50
Obrázek 54 - Jednoduchá skica varianty II děleného šneku(bud' upravit nebo smazat).....	51
Obrázek 55 - Jednoduchá skica varianty I neděleného šneku(bud' upravit nebo smazat)	51
Obrázek 56 - Jednoduchá skica varianty II neděleného šneku(bud' upravit nebo smazat)	52
Obrázek 57 - Vyhodnocení variant děleného šneku.....	54
Obrázek 58 - Vyhodnocení variant neděleného šneku.....	54
Obrázek 59 - Technické údaje elektromotoru FA87DRP160M4.....	56
Obrázek 60 – Základní možnosti spojení šneků: a) jednoduchá přírubová spojka, b) korýtková spojka, c) spoj s lícovaným čepem a šrouby, d) s lehce demontovatelnou spojkou [7].....	57
Obrázek 61 - Řez spojkou	59
Obrázek 62 - Rozložená poloviny spojky	60
Obrázek 63 – Rozměry a síly působící na těsné pero [20].....	61
Obrázek 64 - Spojení hřídele šneku s čepem	62
Obrázek 65 - Průběh napětí prvotního návrhu	63
Obrázek 66 – Vliv podpory šneku s tloušťkou stěny 10mm na napětí: nalevo šnek bez podpory, napravo šnek s podporou	64
Obrázek 67 - Vliv tloušťky stěny na napětí: vlevo 5 mm, vpravo 20 mm.....	65
Obrázek 68 - Vliv průměru na napětí: nalevo -20 mm, napravo +20 mm	65
Obrázek 69 - Ložiska UCF: a) Jednořadá kuličkové ložisko W61910-2RZ, b) Přírubová ložisková jednotka UCF213 [17]	67
Obrázek 70 - Čelní deska: a) okr. podmínky a zasíťování, b) hodnoty posunutí.....	68
Obrázek 71 - Rozložení napětí neděleného šneku	69
Obrázek 72 - Vliv tloušťky stěny na napětí: vlevo +10mm; vpravo -10mm	70
Obrázek 73 - Vliv průměru na napětí: vlevo +20mm; vpravo -20mm.....	70
Obrázek 74 - Rozložení napětí výsledného šneku	71
Obrázek 75 - Dělená varianta.....	73
Obrázek 76 - Nedělená varianta	73
Obrázek 77 - Výkres vstupního hřídele.....	74
Obrázek 78 - Výkres trubky děleného šneku	75
Obrázek 79 - Svařenec děleného šneku.....	76
Obrázek 80 - Svařenec neděleného šneku.....	76
Obrázek 81 - Šnekový dopravník s děleným šnekem	79
Obrázek 82 - Šnekový dopravník s neděleným šnekem	79

Seznam tabulek:

Tabulka 1 – Technické parametry	16
Tabulka 2 – Globální součinitel odporu w [7].....	22
Tabulka 3 – Zadané parametry šneku	26
Tabulka 4 – Přibližné vztahy pro odhad mezí únavy konstr. ocelí [18].....	36
Tabulka 5 – Hodnoty současného řešení spojky	38
Tabulka 6 – Morfologická matice	49
Tabulka 7 – Hodnocení variant děleného šneku	53
Tabulka 8 – Hodnocení variant neděleného šneku.....	53
Tabulka 9 – Srovnání spojek.....	58
Tabulka 10 – Technické parametry ložiska UCF 213 [17]	66
Tabulka 11 – Technické parametry ložiska W61910-2RZ [17].....	66
Tabulka 12 – Dosažené parametry výsledných variant.....	73

PŘÍLOHY

PŘÍLOHA č. 1 - Prospekt používaného abraziva

EISENWERK WÜRTH GMBH

Jagstfelder Straße 14
74177 Bad Friedrichshall, Deutschland

info@eisenwerk-wuerth.de
www.eisenwerk-wuerth.de



Abrazivo

VERA® rund



Dodávané zrnitosti

4,00	–	6,00	mm	–
2,00	–	2,80	mm	S 780 *
1,60	–	2,24	mm	S 660 *
1,25	–	2,00	mm	S 550 *
1,00	–	1,60	mm	S 390 *
0,80	–	1,25	mm	S 330 *
0,60	–	1,00	mm	S 230 *
0,40	–	0,80	mm	S 170 *
0,30	–	0,60	mm	S 110 *
0,20	–	0,40	mm	S 70 *
0,16	–	0,30	mm	–
0,10	–	0,20	mm	–

*přibližné zrnitosti dle SAE

Použití

Oblasti nasazení:

Čistící aplikace, zpevnění povrchu (shot peening), zdrsnění povrchu

Tryskací systémy: s metacími koly, tlakovzdušné.

Zvláštní vlastnosti:

Čištění odlitků, čištění ocelových dílců od okují a rzi,
snížené opotřebení dílů stroje, vysoká trvanlivost, volný pád (4–6 mm)

Vlastnosti

Chemické složení:

C: 0,14–0,18 %, Si: 0,65–0,85 %, Mn: 0,35–0,75 %, S: < 0,015%

P: < 0,015%

Struktura: bainitická

Tvrdost:

HV 1,0 ca. 420–480 = HRC 42,7–47,7 nové zrno

HV 1,0 ca. 460–520 = HRC 46,1–50,5 pracovní směs

Specifická hmotnost: ca. 7,40 kg/l

Objemová hmotnost: ca. 4,40 kg/l

Poměry ve frakcích:

Dle ISO 11125-2 nebo specifikace zákazníka

(pro optimální využití Vašeho stroje Vám dodáme zrnitost dle Vašeho přání)

PŘÍLOHA č. 2 – Vliv nalisovaného náboje na únavovou pevnost [21]

Únava hřídelů velkých průměrů s lisovaným nábojem

Nalisované náboje na hřídel způsobují obdobně jako geometrická úprava hřídele (osazení) koncentrační účinek napětí, což se projeví poklesem meze únavy v přechodu mezi hřídelem a nábojem. K tomuto účinku „geometrickému“ se přidává navíc nepříznivý vliv třecí koroze, která obvykle mezi okrajem nalisovaného nábojem a hřídelem vzniká. Podmínkou vzniku třecí koroze (frettingu) je kontaktní tlak a mikroposuvy obou povrchů. To je splněno právě v oblasti okraje nalisovaného spoje. Zpravidla se iniciační únavové trhliny tvoří několik milimetrů od okraje lisovaného spoje v místech, kde je již vysoký kontaktní tlak a kde dochází v důsledku skokové změny tuhosti k relativnímu mikroposuvu mezi nábojem a hřídelem. Interakci geometrického účinku a koncentrace elastických napětí s vrubovým účinkem od třecí koroze se autor této zprávy zabýval podrobně, viz. [1]. Ukázalo se, že pro výpočtové odhady únavových vlastností lze v určité oblasti hodnot užít multiplikačního pravidla pro separátně stanovené součinitele vrubu pro faktor geometrický β_g a faktor frettingu β_f .

$$\beta = \beta_g \cdot \beta_f.$$

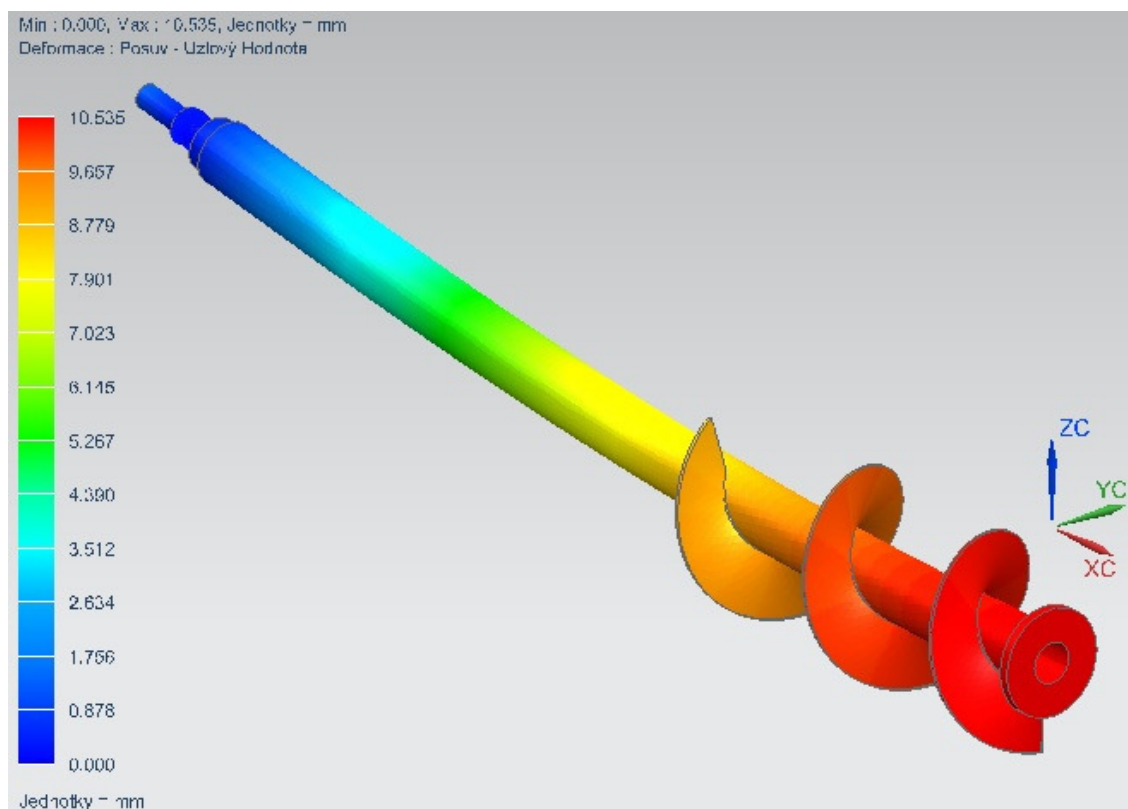
Určení β_f však vyžaduje náročné únavové zkoušky frettingu. Pro slitinové oceli, bez zvláštních povrchových úprav se tento faktor v oblasti trvalé pevnosti pohyboval až k hodnotám $\beta_f=3,1$. Proto je žádoucí třecí korozi zabránit.

Zkoušky hřídelů s lisovanými náboji se nejčastěji prováděly pro potřeby bezpečného návrhu železničních dvojkolí. Výsledky zkoušek v CNIITMAŠ na ocelích typu GOST 40, 40Ch, 40ChN a na slitinové oceli 34ChN1M (ekvival. ČSN 42 16 342) v ohybu jsou pro hřídele průměrů 40 až 180 mm uvedeny v tabulce tab. 2.6.1.

Tab. 2.6.1 Meze únavy v ohybu hřídelů na bázi 10^7 kmitů s nalisovaným nábojem

<i>Vzorky</i>	<i>Typ oceli GOST</i>	<i>Průměr [mm]</i>	<i>Mez únavy [MPa]</i>	<i>Součinitel vrubu β</i>
hladký	40	42	245	
s nalisovaným nábojem	40	42	110	2,23
hladký	40	180	200	
s nalisovaným nábojem	40	180	70	2,86
hladký	40Ch	160	330	
s nalisovaným nábojem	40Ch	160	135	2,44
hladký	40ChN	160	335	
s nalisovaným nábojem	40ChN	160	130	2,58
hladký	35	12	185	
s nalisovaným nábojem	35	12	115	1,61
s nalisovaným nábojem	35	60	115	1,61
s nalisovaným nábojem	35	160	115	1,61
hladký	34ChN1M	12	305	
s nalisovaným nábojem	34ChN1M	12	185	1,65
s nalisovaným nábojem	34ChN1M	60	145	2,1
s nalisovaným nábojem	34ChN1M	160	105	2,90

PŘÍLOHA č. 3: Posunutí původního šneku s odlehčenou spojkou



PŘÍLOHA č. 4: Technická specifikace motoru

SEW-EURODRIVE---Driving the world

Quotation



Quotation-No.: 4500 45383806

Date: 03.10.2013

Page 2/ 3

Pos.	Quantity	Part No.	price/pc EUR	total price EUR
------	----------	----------	--------------	-----------------



Remark:

Colour and technical specifications may vary from the picture shown. The technical specification is according to the following data.

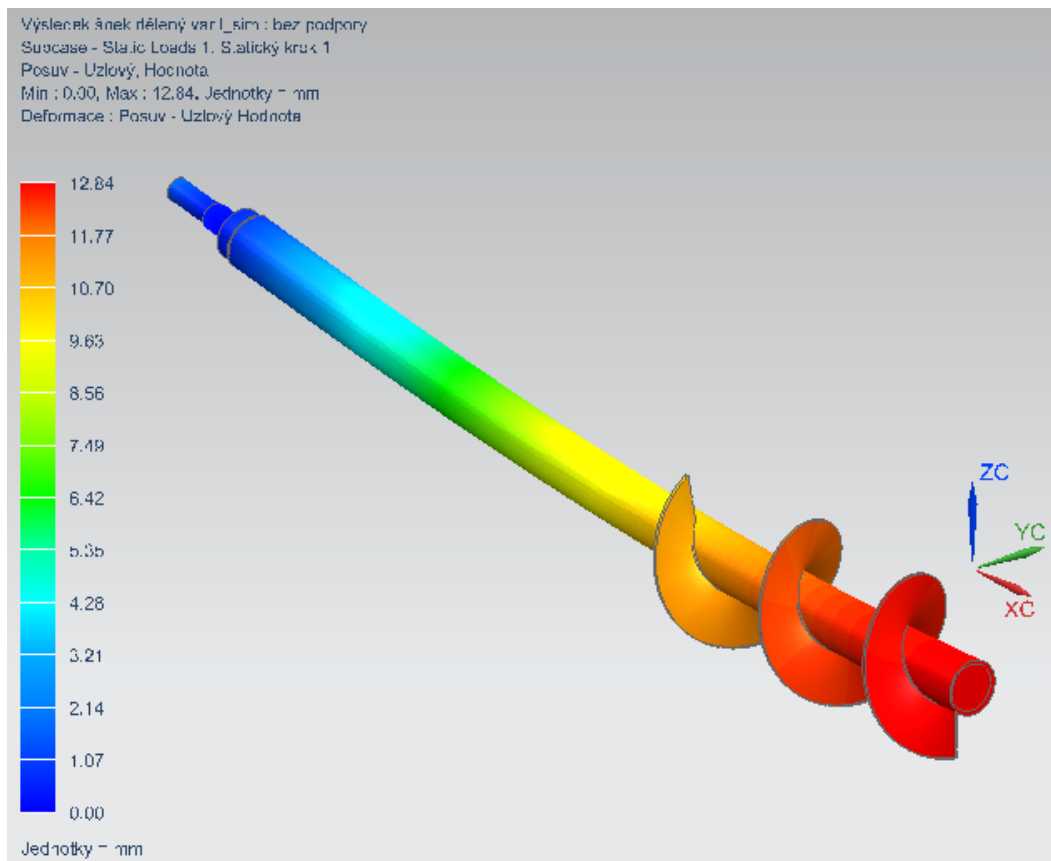
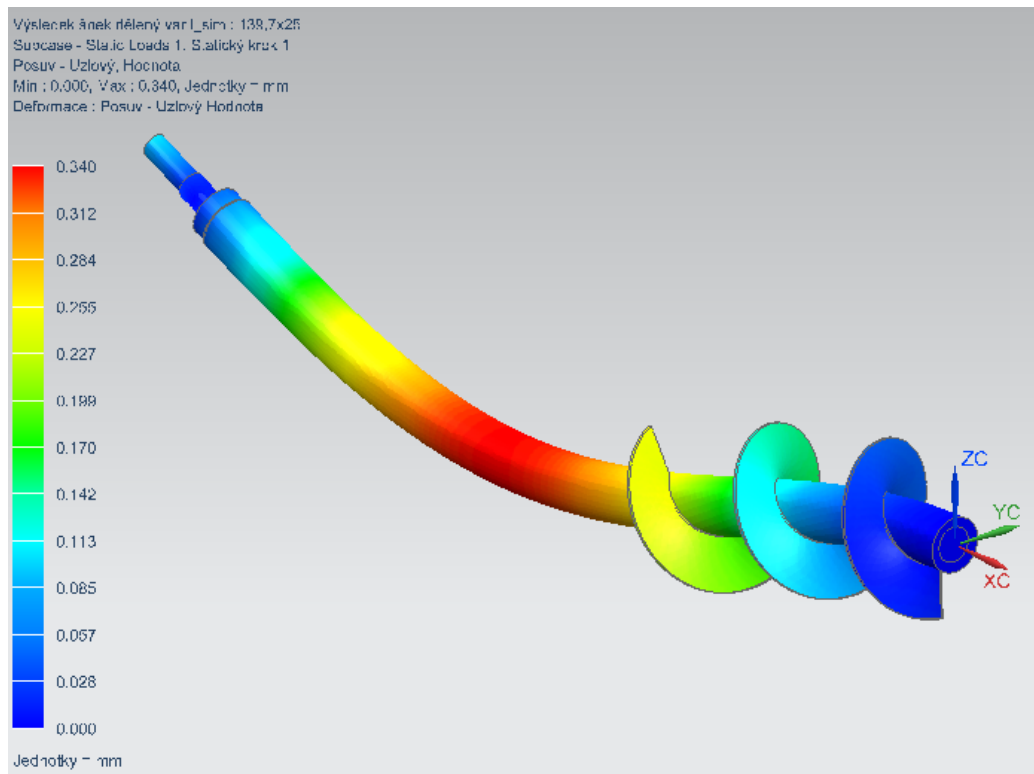
01	1 PC		1.509,02	1.509,02
Parallel shaft helical gearmotor				
FA87 DRP160M4				
Speed [r/min] : 1470 / 37				
Total ratio [I] : 39,30 / infinite				
Ma max [Nm] : 2720				
Output torque 50Hz [Nm] : 1910				
Service factor FB : 1,40				
Mounting position : M1				
Term.box.pos. cable entry : 0 (R) / position 2				
Lubricant / -volume [l] : CLP 220 Miner.Oil / 10,80				
Paint coat : Top coat RAL7031 (blue grey)				
Hollow shaft : 60mm				
Design : Hollow shaft				
Documentation no. A : 20070284				
Parts list : 422711395				
Motor power [kW] : 7.5				
Motor frequency [Hz] : 50				
Cyclic duration factor S1-S10 : S1				
Voltage range [V] : 380-420 delta/660-725 star				
Rated current [A] : 15,20 / 8,80				
cos phi : 0,81				
Wiring diagram : R13 / 680010306				
Thermal cl.[°C]/Enclosure[IP] : 155(F) / 55				
International efficiency class : IE3				
Efficiency				
At 50/75/100% Pn [%] : 90,9 / 91,3 / 90,7				
CE mark : Yes				
Terminal box : Terminal box lower part made of aluminum with tapped hole 2xM40, 2xM16				

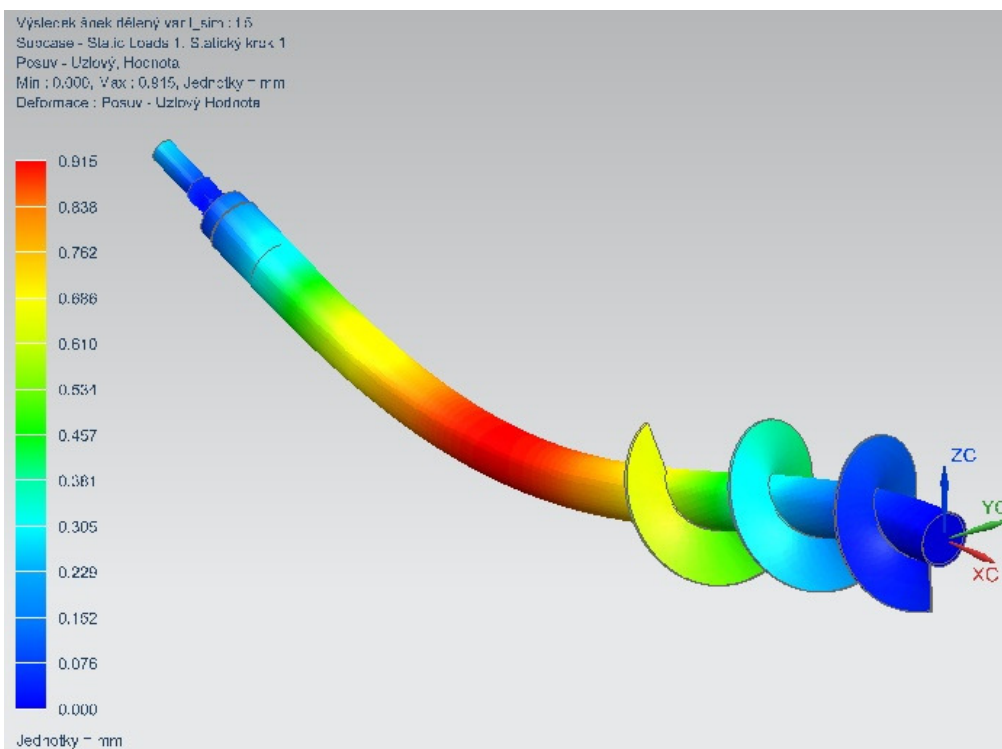
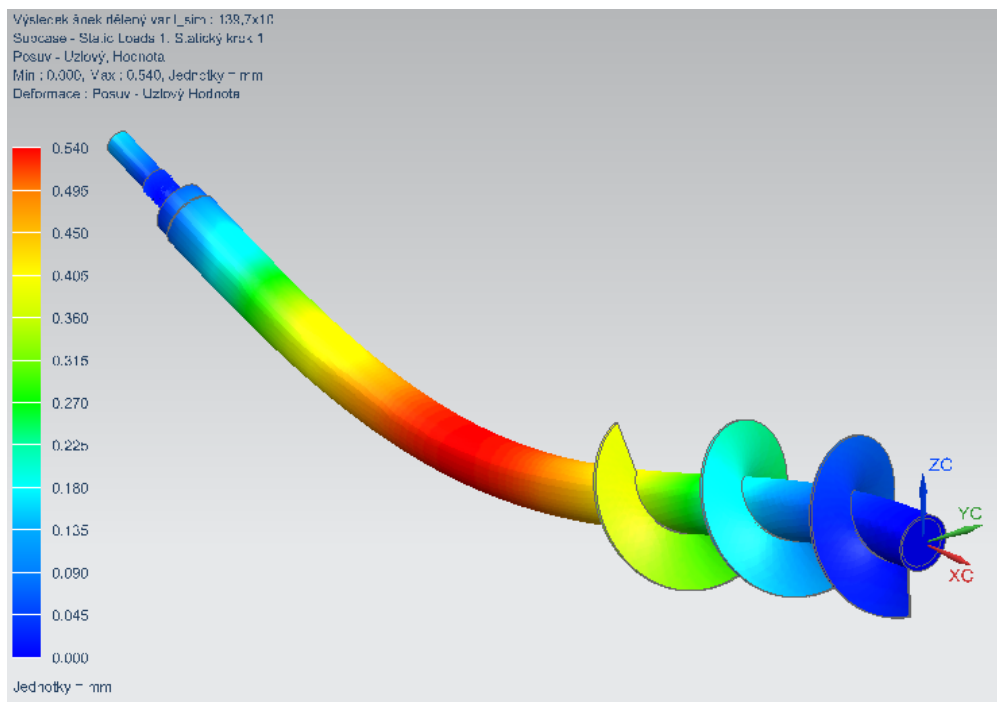
SEW-EURODRIVE CZ s.r.o.
Lužná 591
160 00 Praha 6 - Vokovice
IČO: 25120581 DIČ: CZ25120581
www.sew-eurodrive.cz

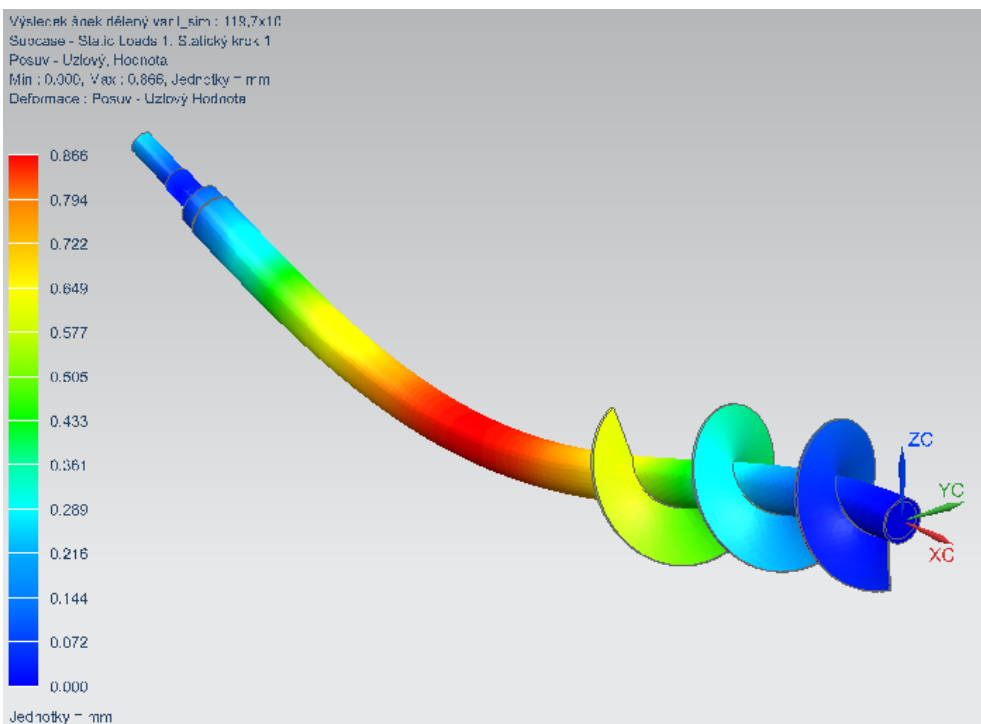
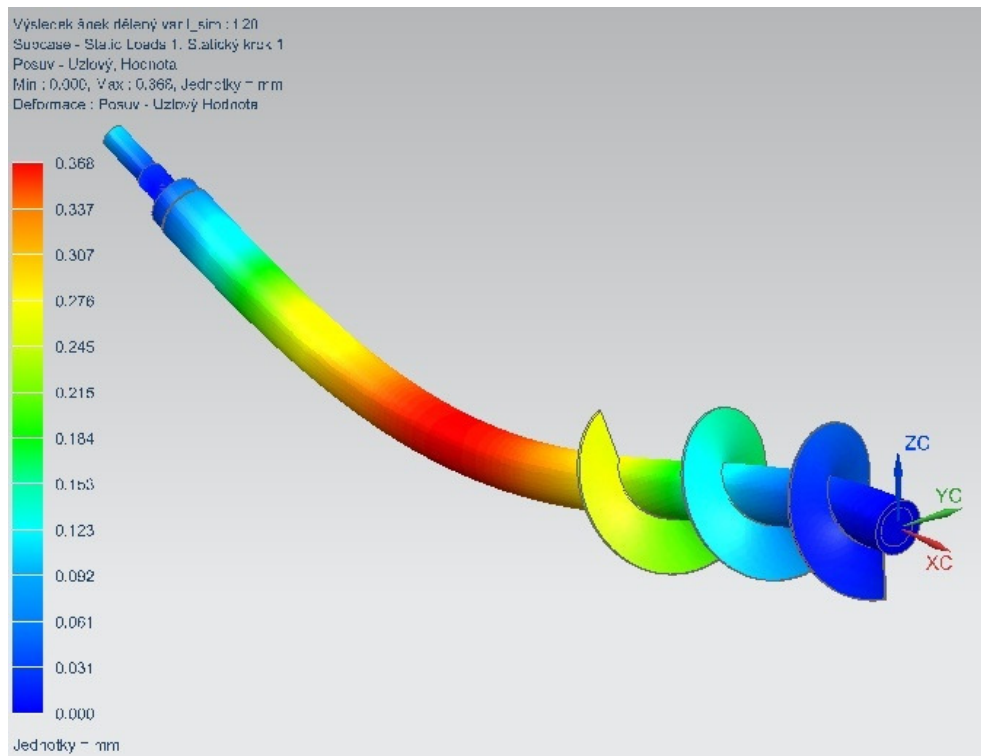
Telefon: +420 255 709 601
Fax Praha: +420 235 350 613
Fax Brno: +420 543 256 845
Fax Plzeň: +420 377 970 710
sew@sew-eurodrive.cz

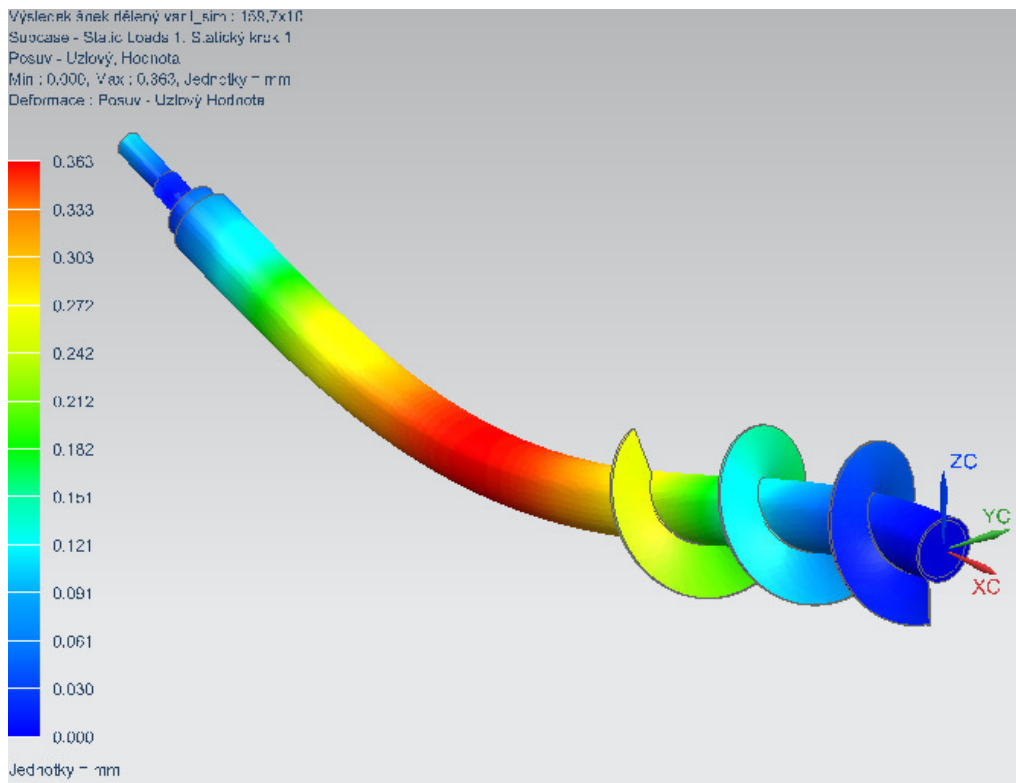
Bankovní spojení: UniCredit Bank Czech Republic, a.s., č.úctu: 111 461 0004 / 2700 (CZK)
Deutsche Bank Aktiengesellschaft Filiale Prag, organizační složka,
č.úctu: 305 200 0209 / 7910 (EUR), BIC: DEUT3333
IBAN: CZ76 7910 0000 0030 5200 0209
Firma je zapsána v OR vedeném Městským soudem v Praze, oddíl C vložka 51403.

PŘÍLOHA č. 5: Posunutí varianty děleného šneku a jeho faktorů







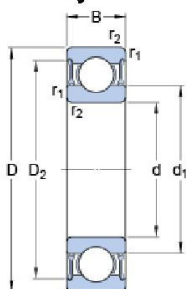


PŘÍLOHA č. 6: Technická specifikace ložisek

SKF

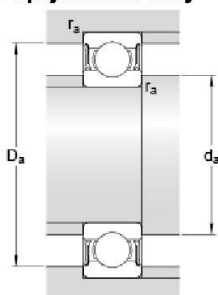
W 61910-2RZ

Rozměry



d	50	mm
D	72	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 56.8	mm
D ₂	≈ 67.9	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 54	mm
d _a	max. 56.5	mm
D _a	max. 68	mm
r _a	max. 0.6	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	12.5	kN
Základní statická únosnost	C ₀	11.6	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.5	kN
Referenční otáčky		19000	r/min
Mezní otáčky		9500	r/min
Výpočtový součinitel	k _r	0.025	
Výpočtový součinitel	f ₀	16.1	

Hmotnost

Hmotnost ložiska		0.13	kg
------------------	--	------	----

SKF

UCF 213

Compliance with standard

JIS

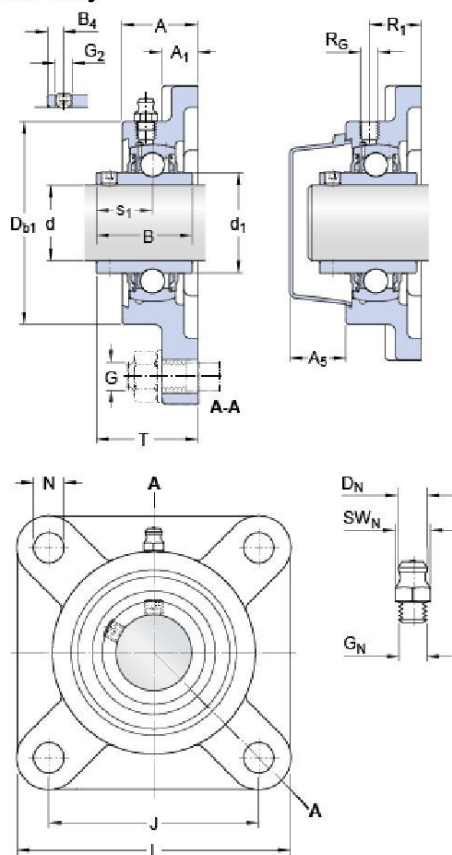
Materiál tělesa

Cast iron

Sealing solution

Standard seals with
additional fingers

Rozměry



d	65	mm
d ₁	≈ 82.1	mm
A	50	mm
A ₁	22	mm
A ₅	39	mm
B	65.1	mm
B ₄	12	mm
D _{b1}	155	mm
J	149	mm
L	187	mm
N	19	mm
s ₁	39.7	mm
T	69.7	mm

Maznice

D _N	6.589	mm
SW _N	11.11	mm
G _N	1/8-27 NPT	

Závitová díra

R _G	1/8-27 NPT	
R ₁	34.5	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost

C 57.2 kN

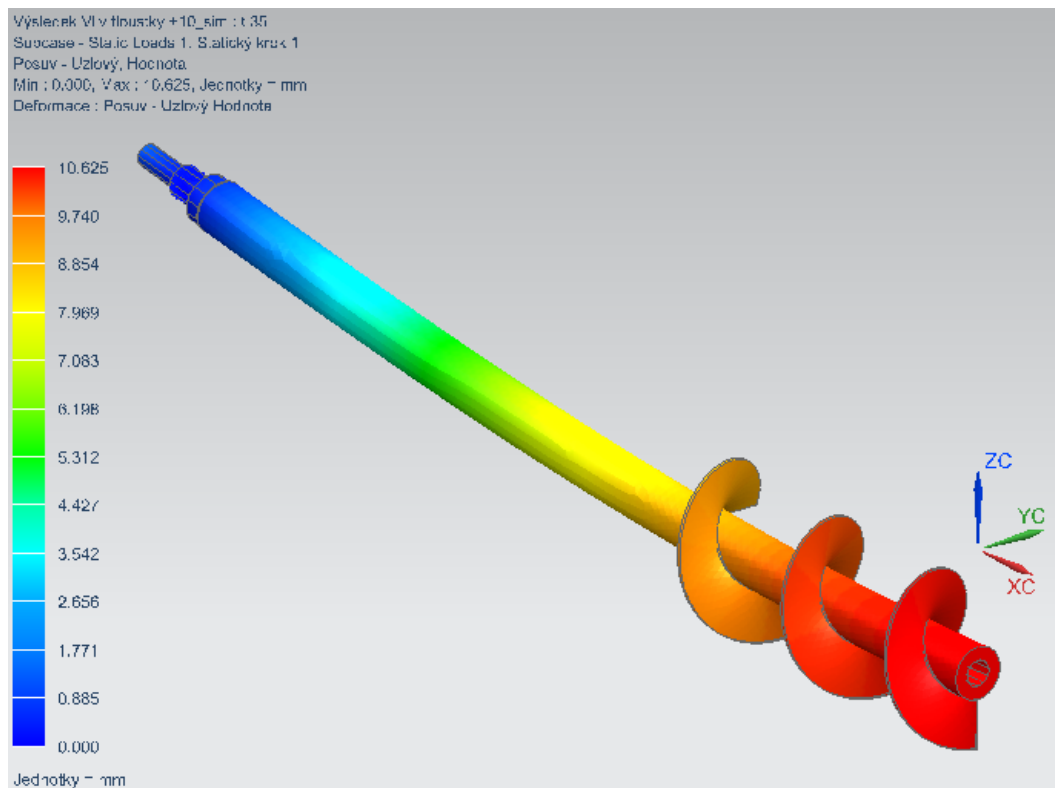
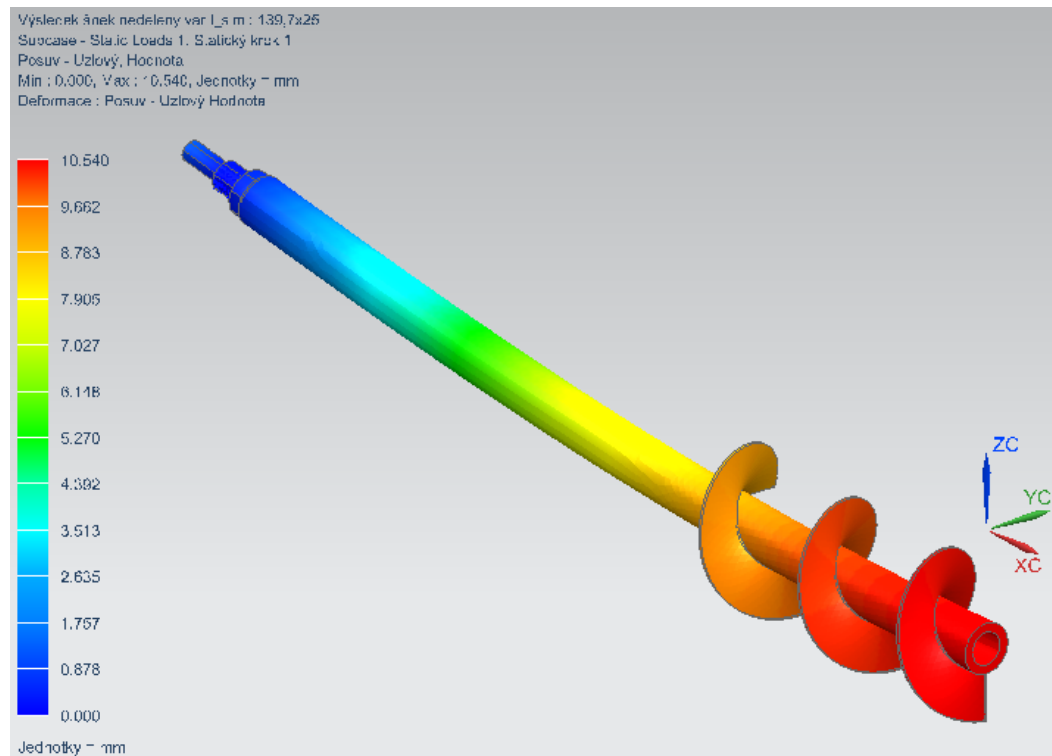
Základní statická únosnost

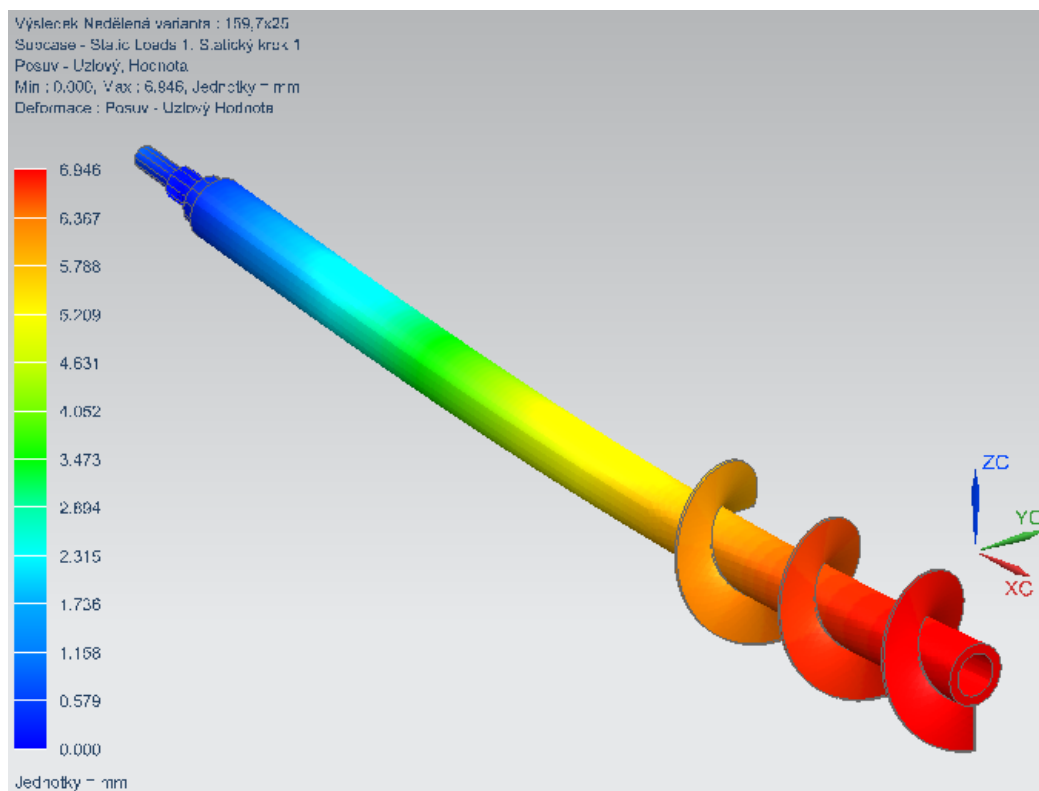
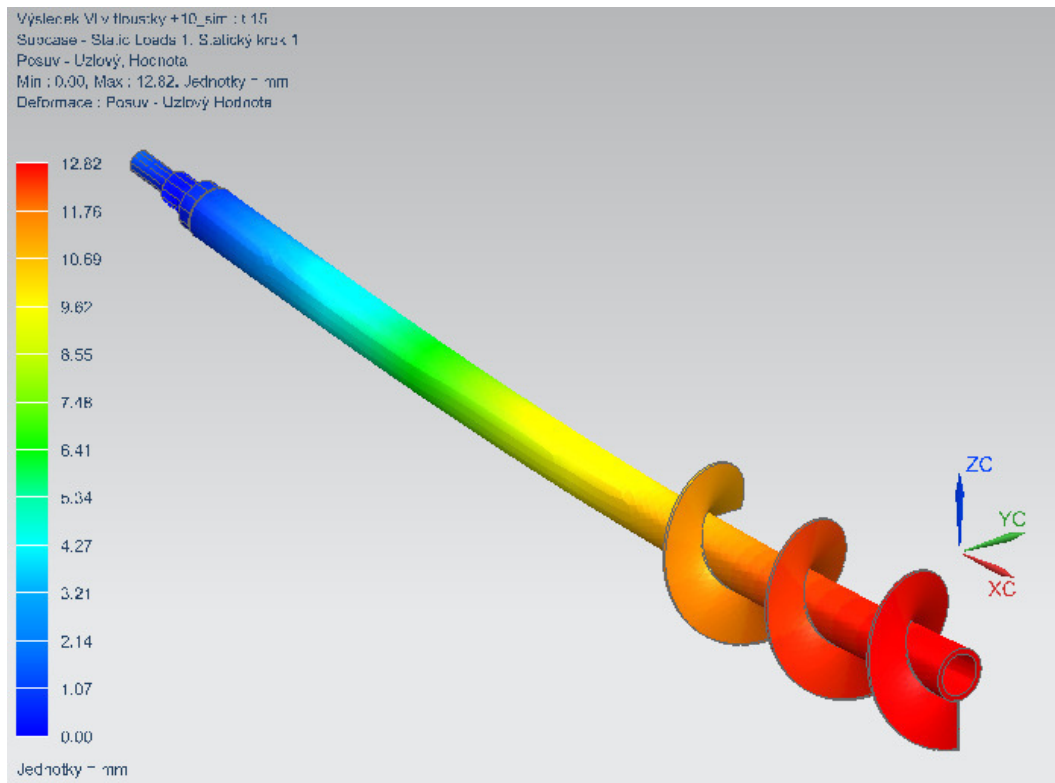
C₀ 40 kN

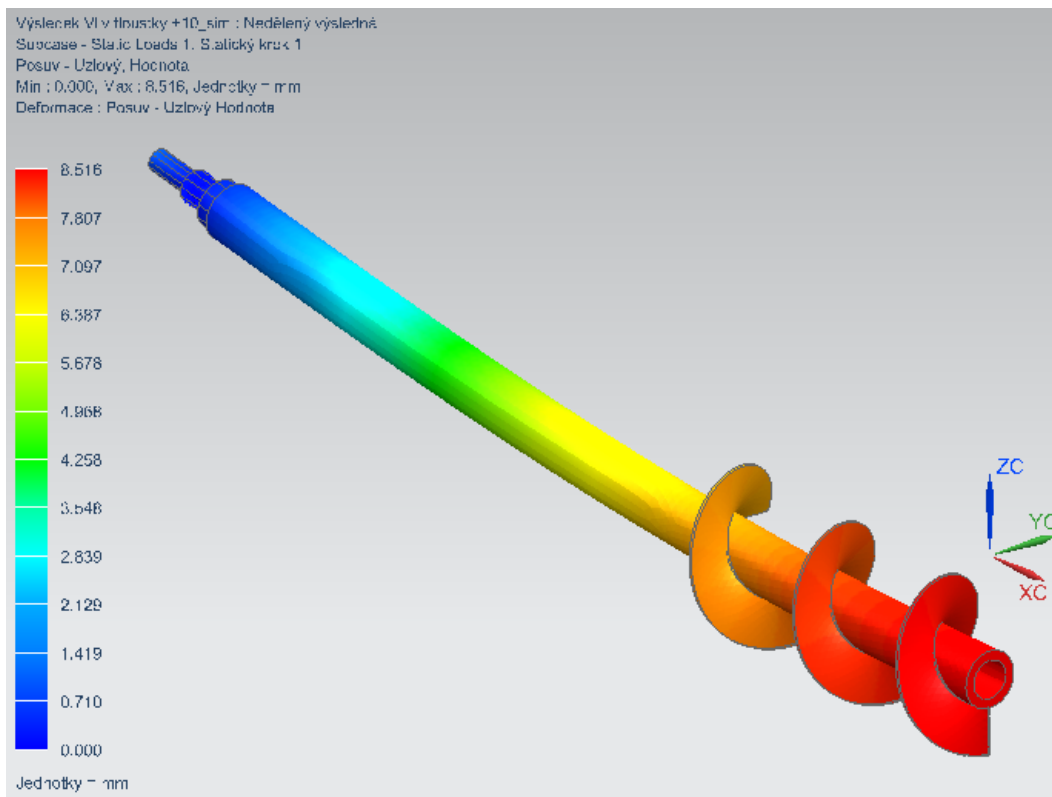
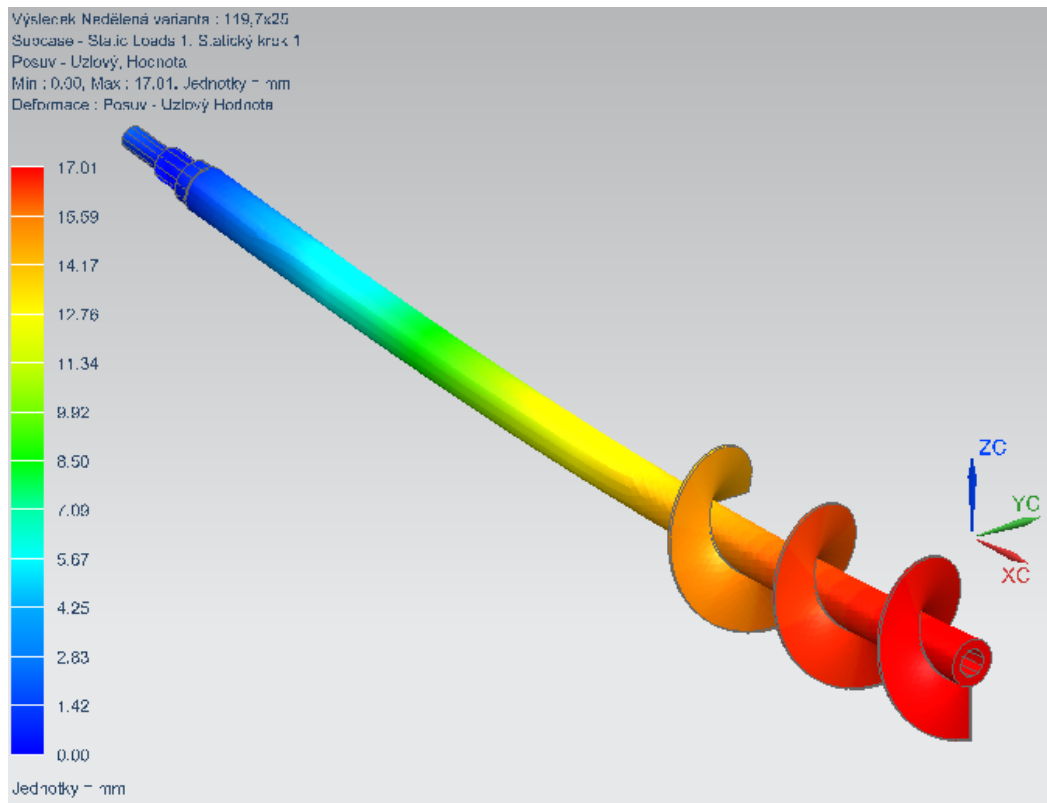
Mezní únavové zatížení

P_u 1.7 kN

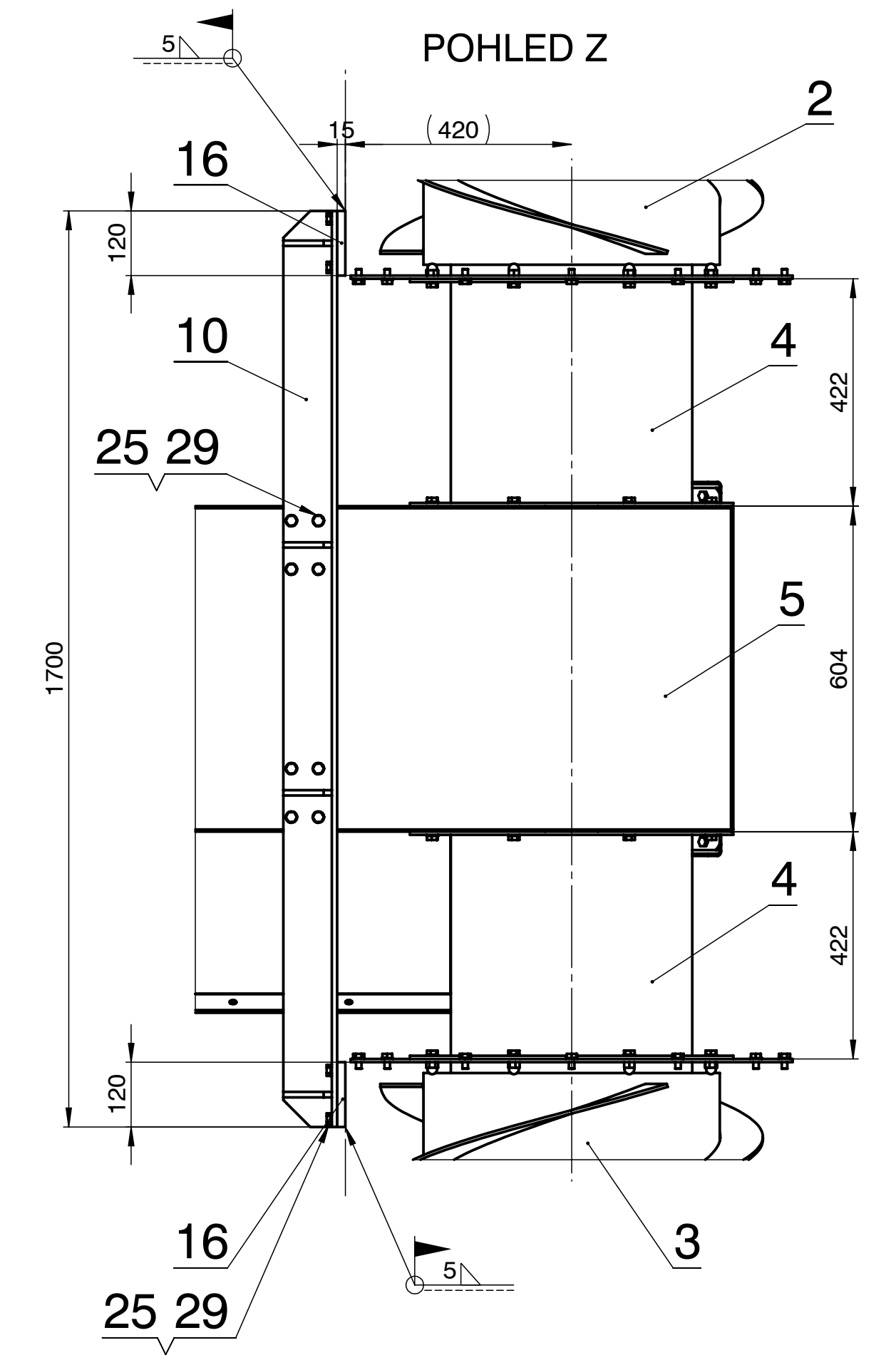
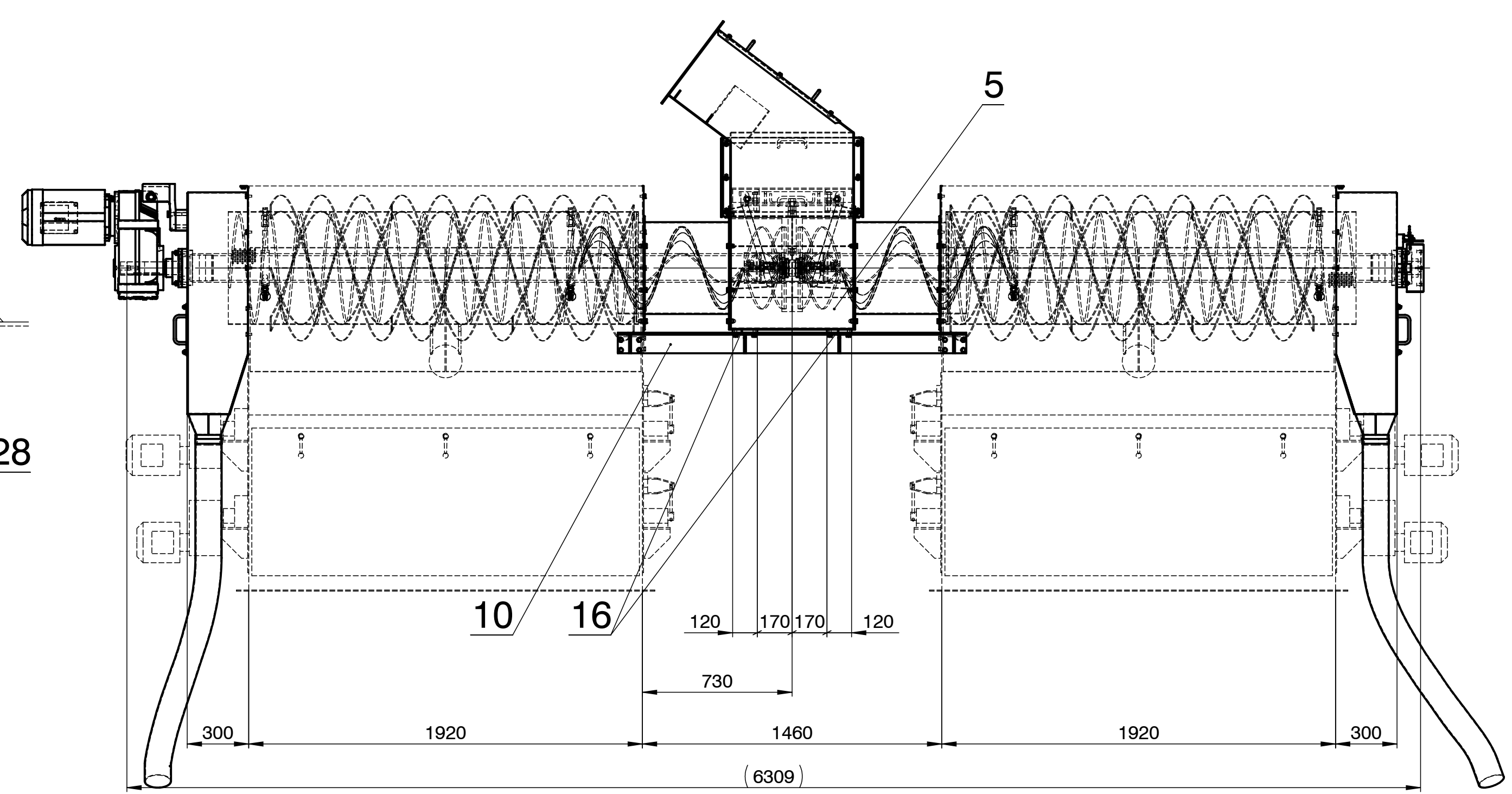
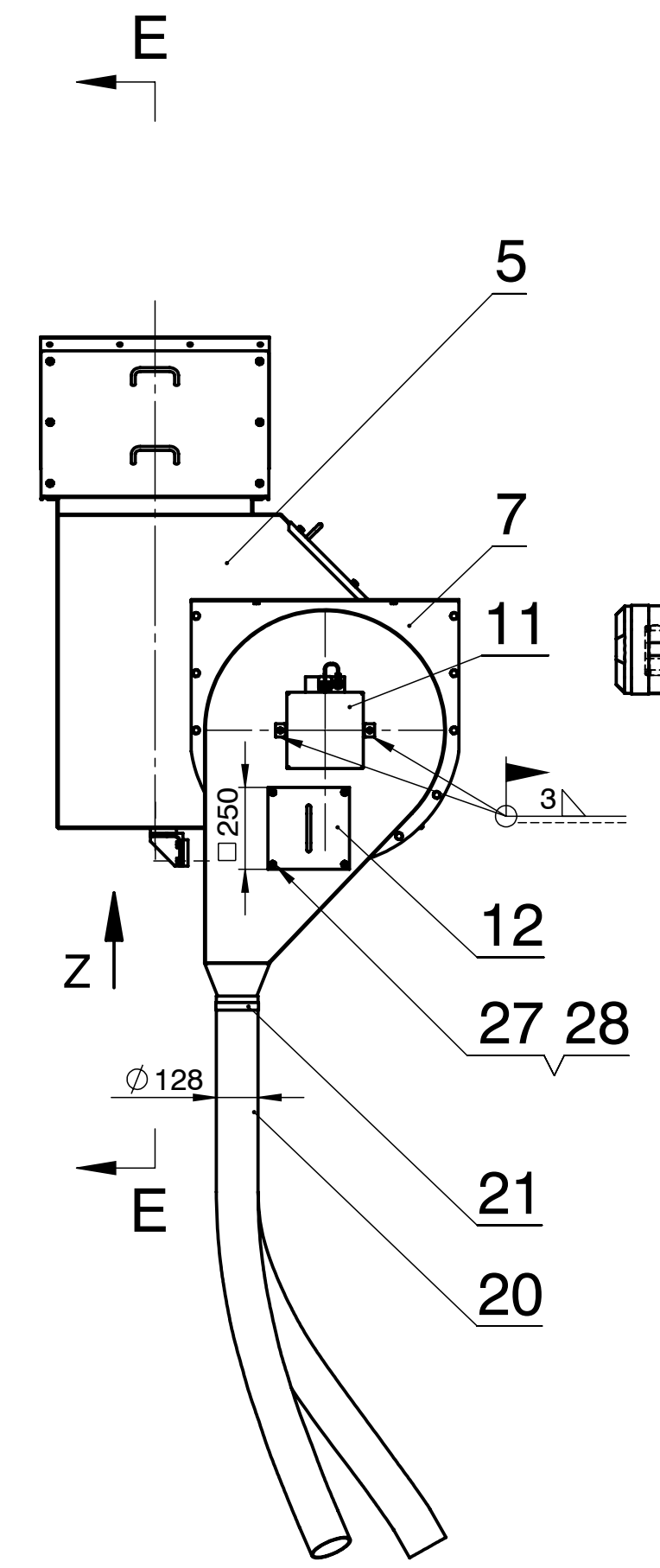
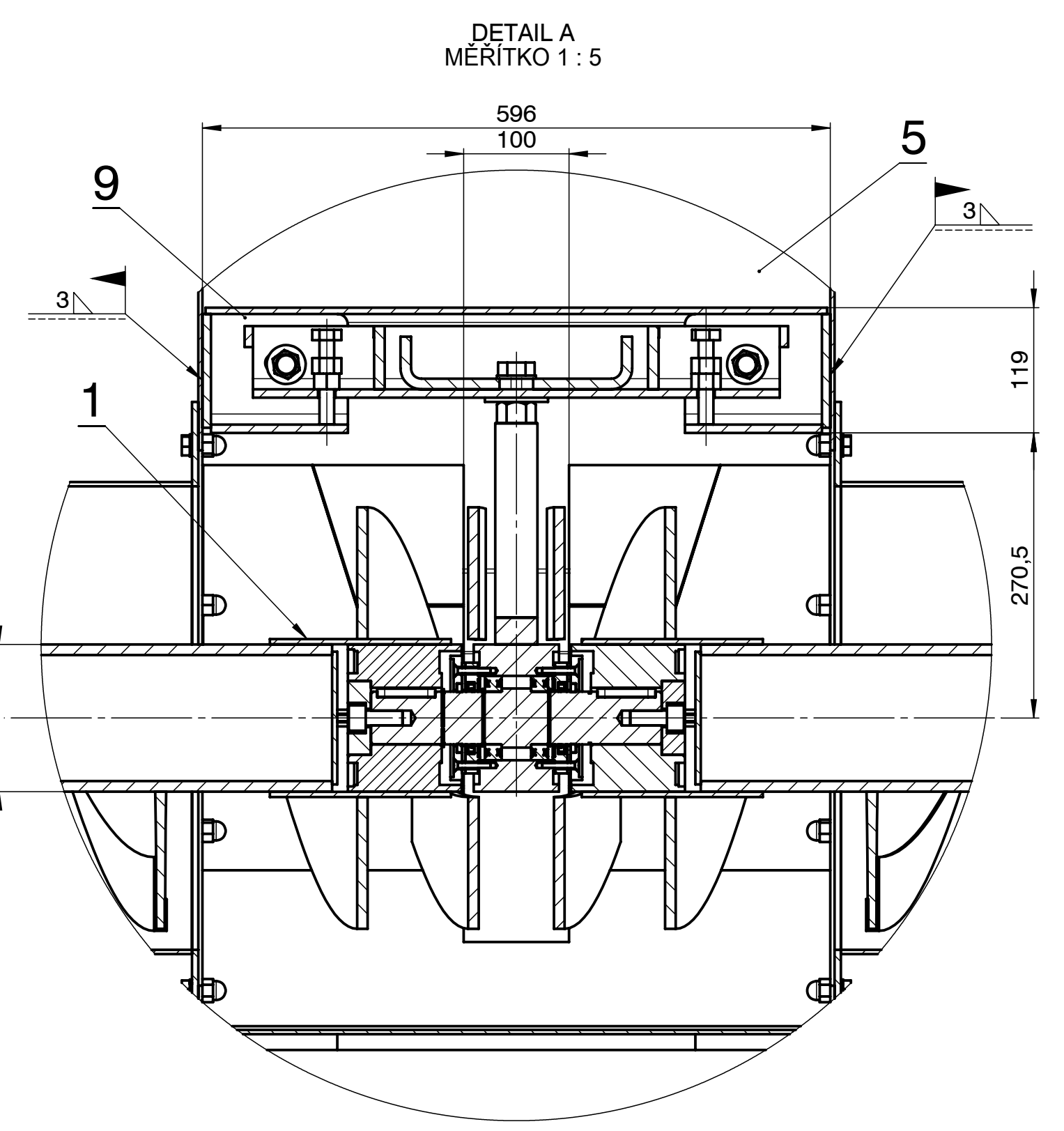
PŘÍLOHA č. 7: Posunutí varianty neděleného šneku a jeho faktorů



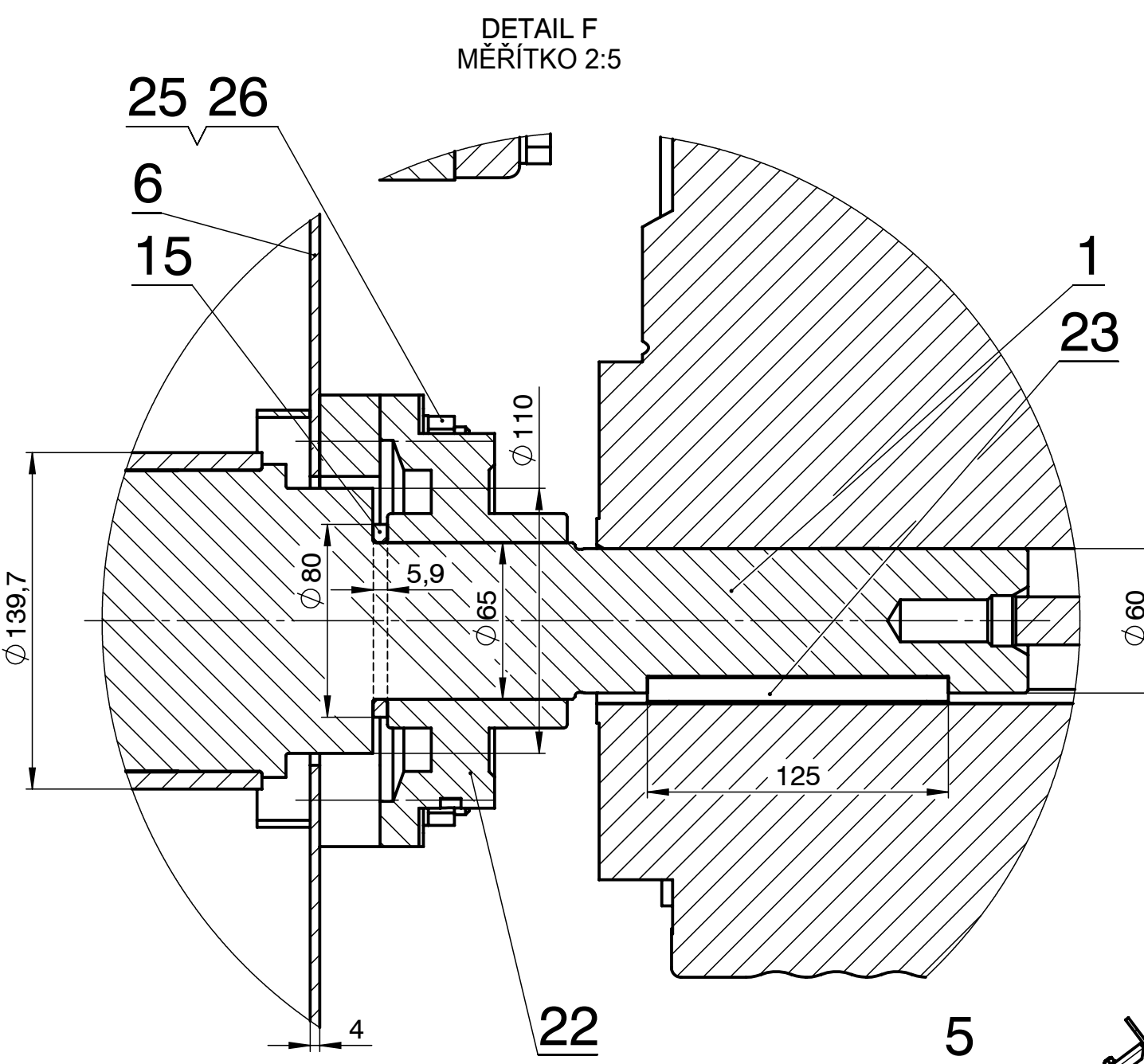
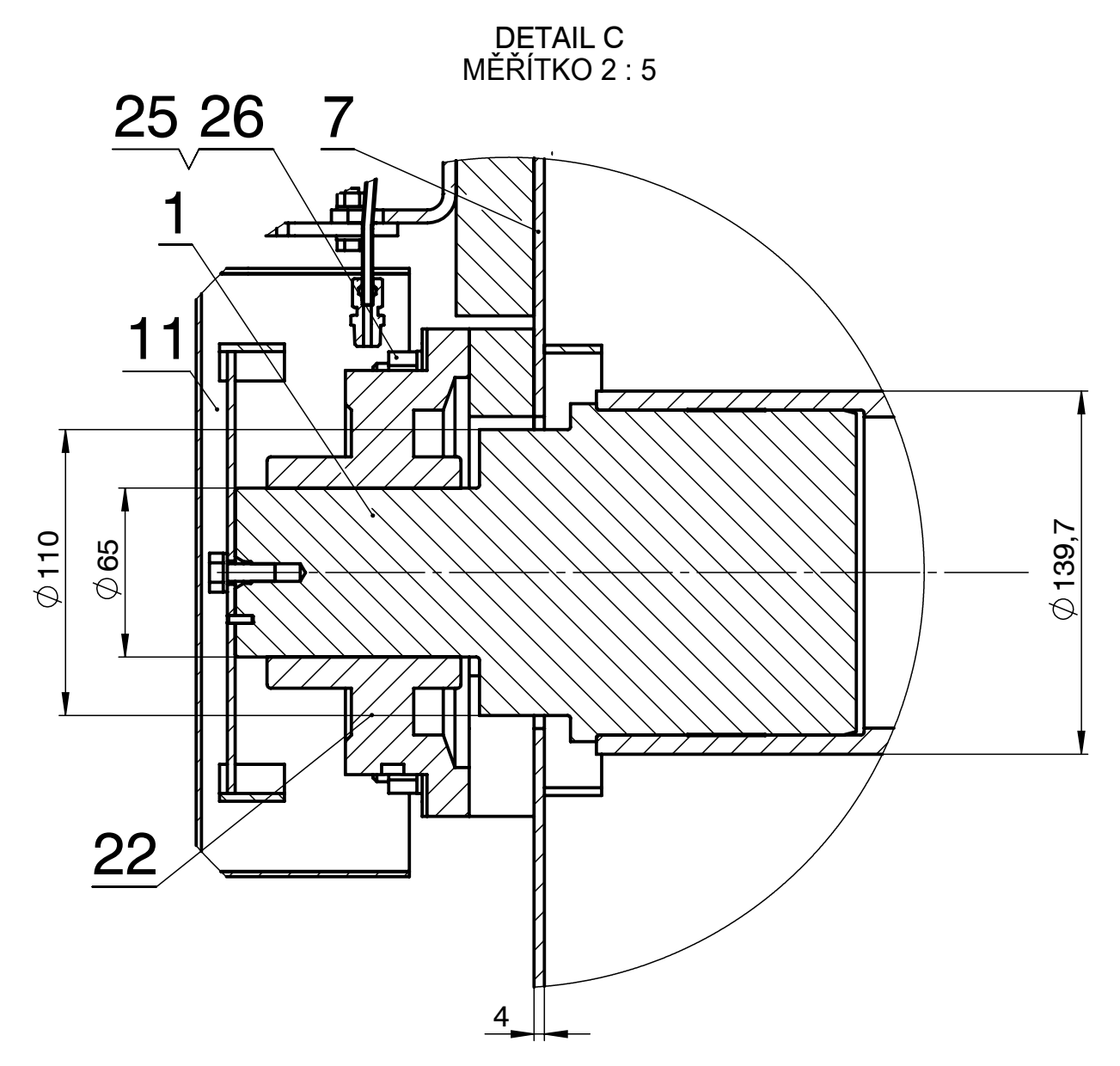
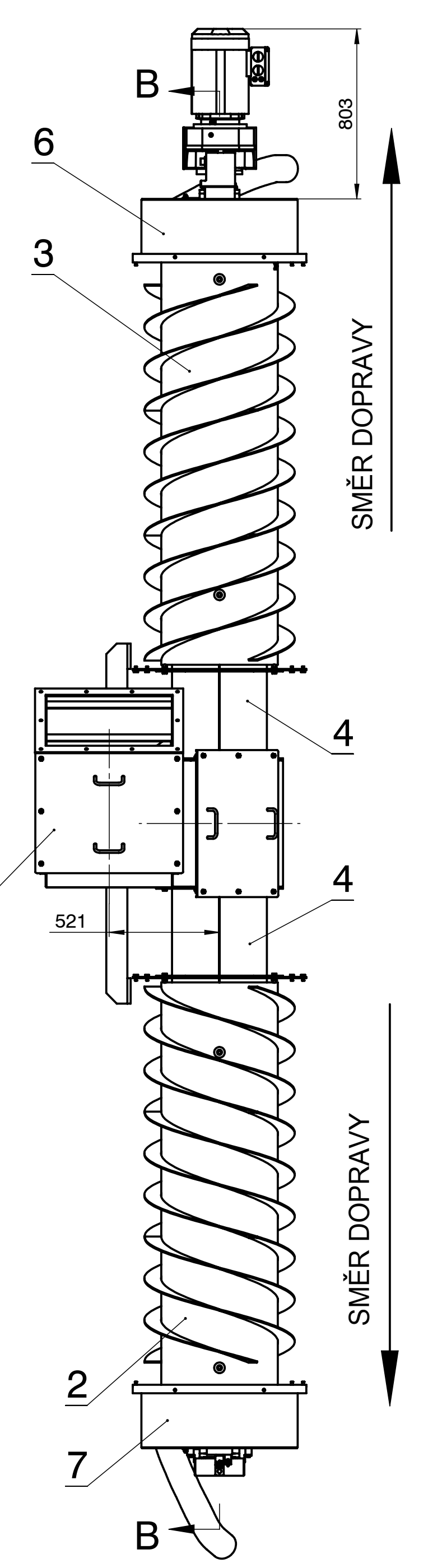
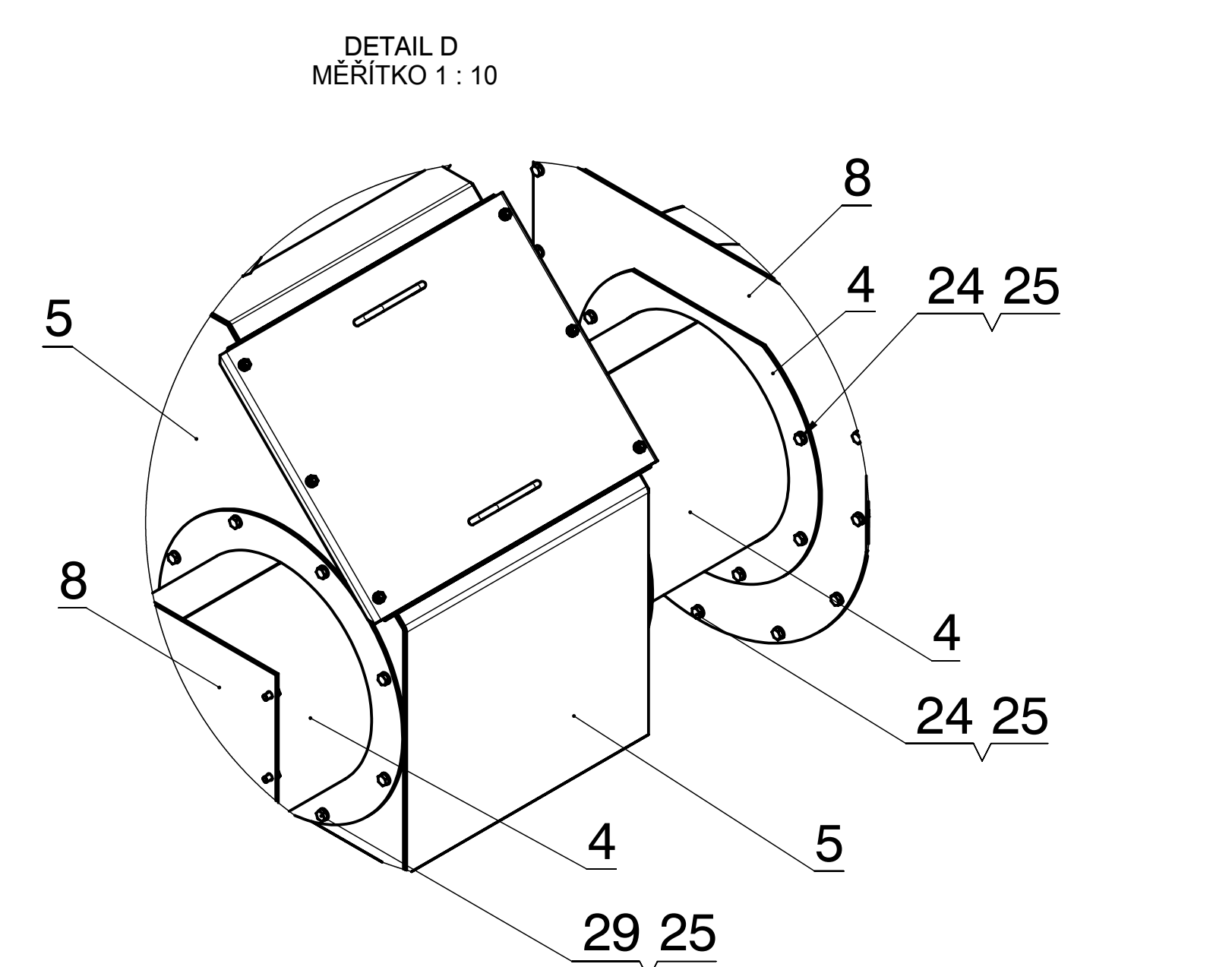




PŘÍLOHA č. 8: Výkresy sestavy výsledných variant

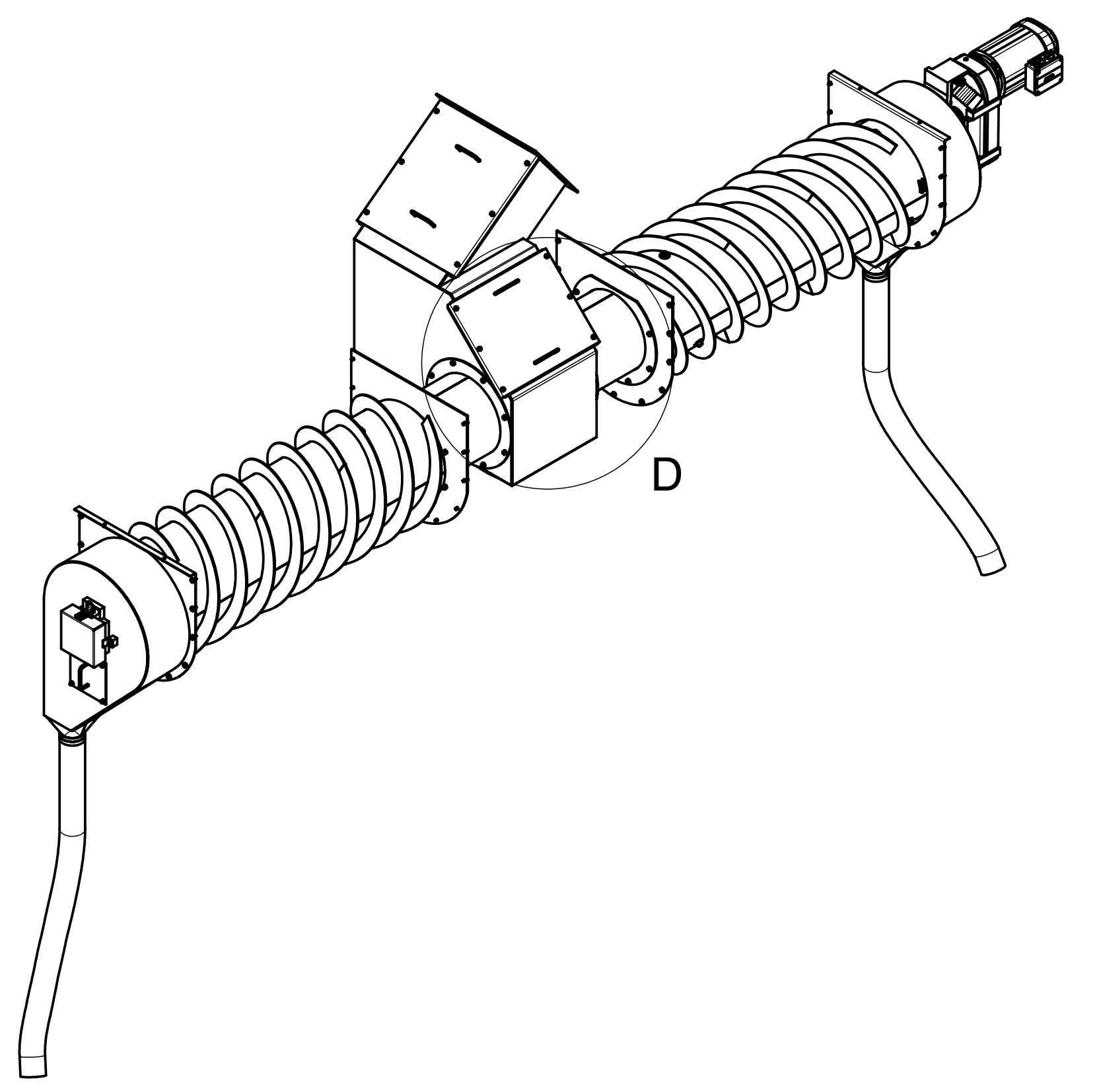
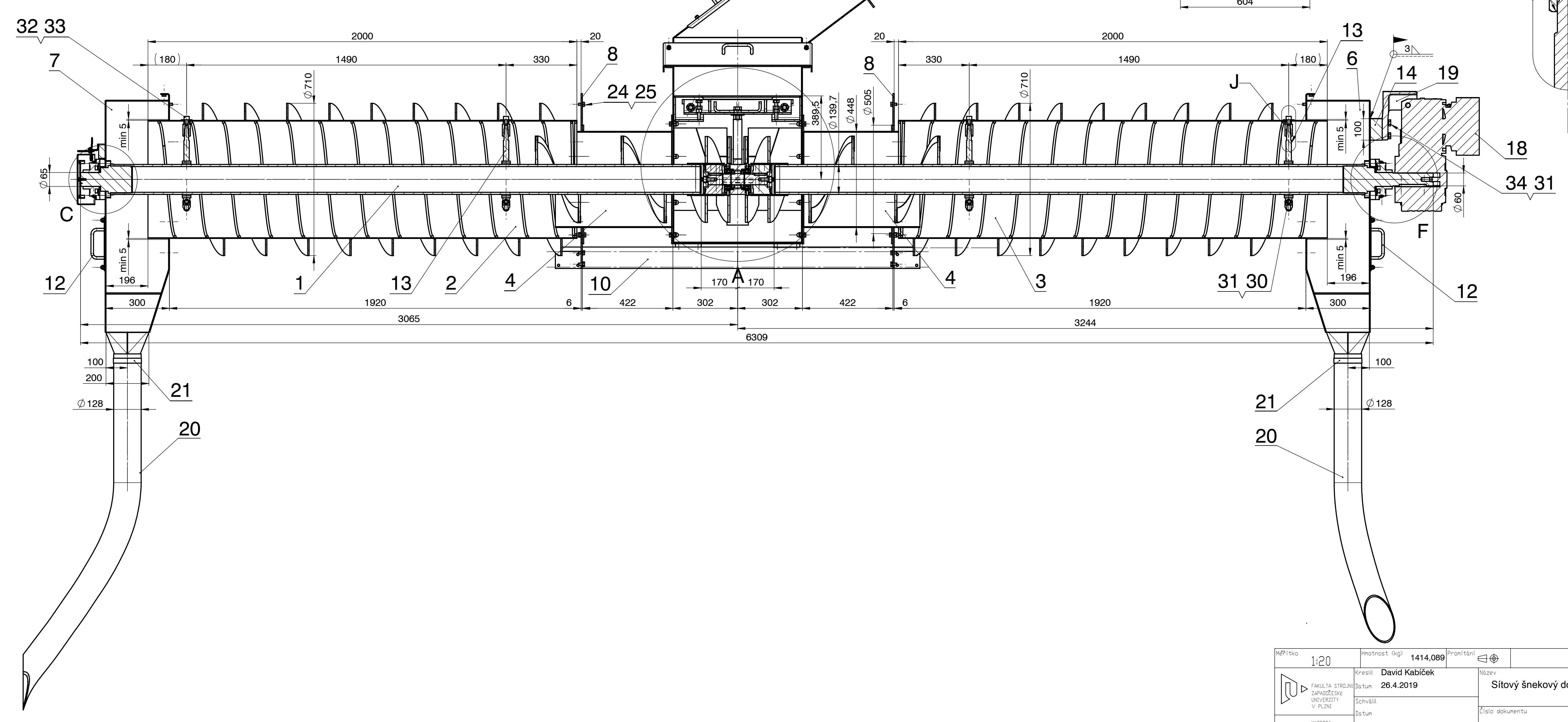
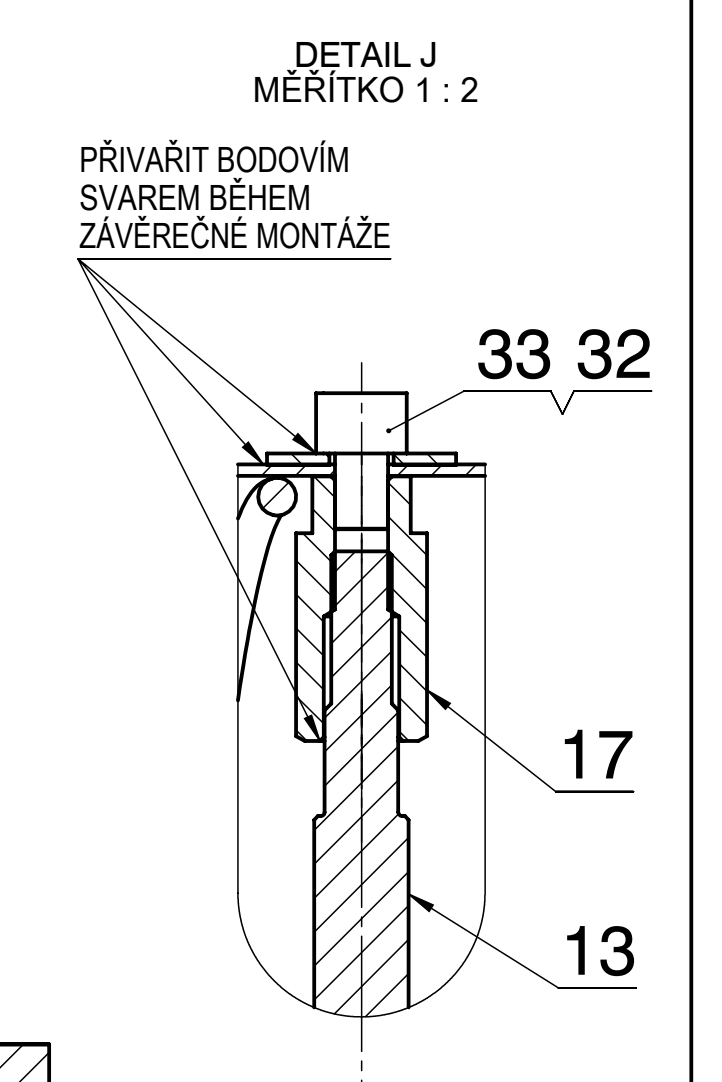
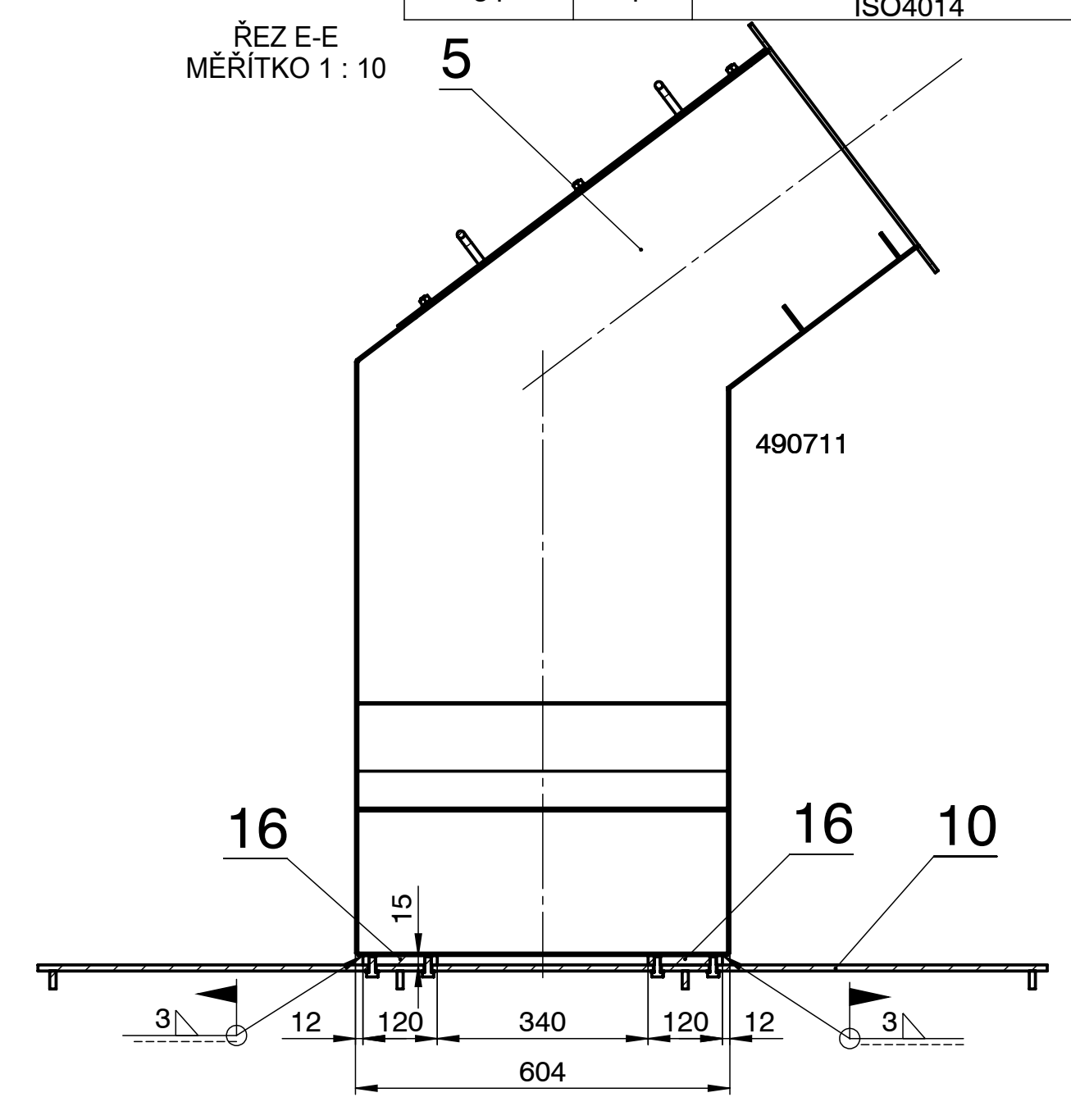


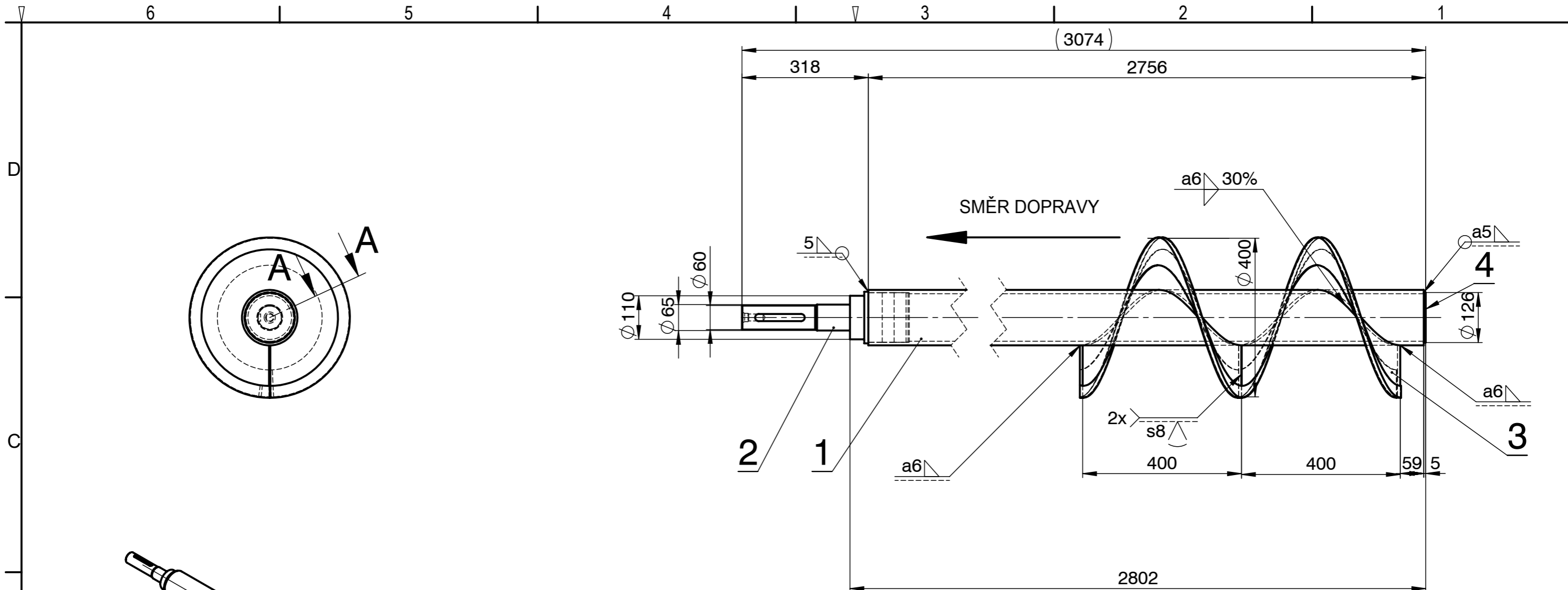
Č. POLOŽKY	MNOŽ.	NÁZEV-OZNAČENÍ	POPIS	HMOTNOST (KG)
1	1	ŠNEK DÉLENÝ	DP-KKS-2019-10D	313,671
2	1	ŠITO /R	DP-KKS-2019-11D	166,188
3	1	ŠITO /L	DP-KKS-2019-12D	166,188
4	2	ŽLAB KRUHOVÝ	DP-KKS-2019-13D	33,333
5	1	SKLUZ	DP-KKS-2019-14D	205,516
6	1	VYPRAZDŇOVACÍ SKŘÍŇ /R	DP-KKS-2019-15D	63,832
7	1	VYPRAZDŇOVACÍ SKŘÍŇ /L	DP-KKS-2019-16D	63,832
8	2	PŘÍRUBA	DP-KKS-2019-17D	18,841
9	1	KOTVENÍ SPOJKY	DP-KKS-2019-18D	48,491
10	1	KONZOLA	DP-KKS-2019-19D	26,842
11	1	SNÍMAČ OTÁČEK	DP-KKS-2019-20D	3,425
12	2	KRYT	DP-KKS-2019-21D	2,149
13	4	OBJÍMKA S TÁHLÝ	DP-KKS-2019-22D	3,136
14	1	ZÁVITOVÁ DESTIČKA	PLO 100x60 - S235JR	5,884
15	1	DISTANČNÍ KROUŽEK	TR D101,6x10 S235JR	0,075
16	4	ZÁVITOVÁ DESTIČKA 120x80x15 4xM12	PLECH 15 - S235JR	1,092
17	12	MATICE /SPEC	6HR 30H11 - 9S20K	0,271
18	1	MOTOR FA87DRP160M4	45383806	180,000
19	1	MOMENTOVÁ VZPĚRA AUI/AD 60	45383907	11,617
20	2	HADICE 120/128-11000	10139	3,960
21	2	HADICOVÁ SPONA 122-130	490711	0,09
22	2	LOŽISKO UCF 213		6,800
23	1	PERO 18x11x125 DIN6885		0,187000
24	50	ŠROUB M12x20-8.8 ZN EN24017		0,034000
25	90	PODLOŽKA 12-FSI ZN DIN128		0,004000
26	8	MATICE M12-8 ZN ENISO4032		0,016000
27	8	MATICE M10-8 ZN ENISO4032		0,010000
28	8	PODLOŽKA 10-FSI ZN DIN128		0,002000
29	32	ŠROUB M12x25-8.8 ZN EN24017		0,038000
30	4	ŠROUB M16x50-12.9 ZN ENISO4762		0,124000
31	8	PODLOŽKA 16-FSI ZN DIN128		0,008000
32	12	PODLOŽKA D17x50-200HV ZN ISO7083		0,041
33	12	ŠROUB M16x60-12.9 ZN ENISO4762		0,077000
34	4	ŠROUB M16x60-8.8 ZN ISO4014		0,132000



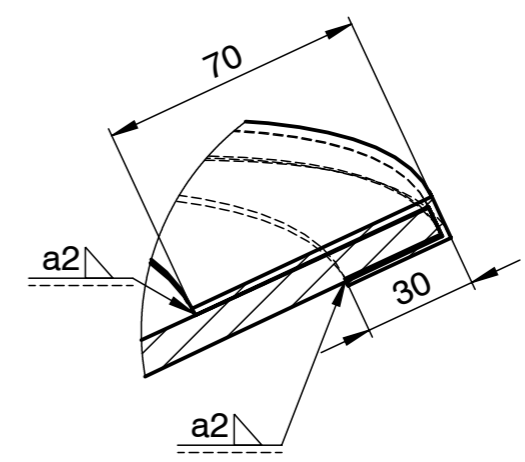
ŘEZ B-B MÉRITKO 1:10

ŘEZ E-E MÉRITKO 1:10



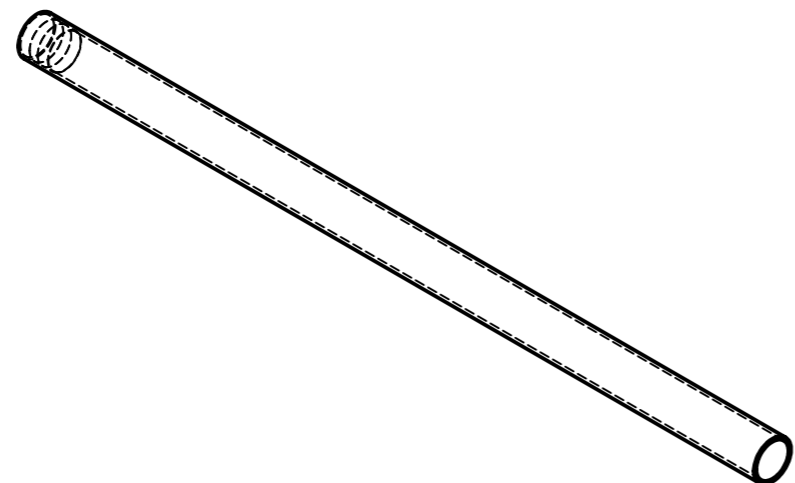
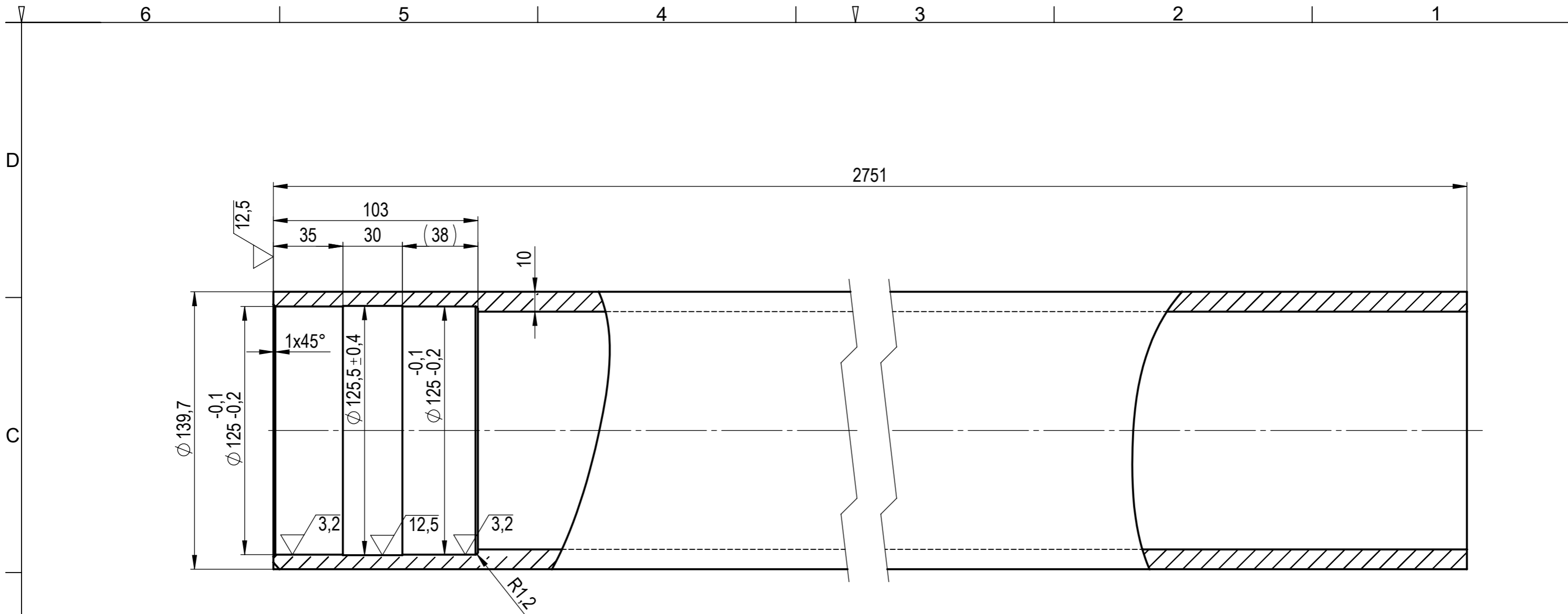


ŘEZ A
MĚŘITKO 1:2



Č. POLOŽKY	MNOŽ.	NÁZEV-OZNAČENÍ	POPIS	HMOTNOST (KG)
1	1	TRUBKA D139,7x10x2751	DP-KKS-2019-12	87.146
2	1	HNACÍ HŘÍDEL D60/65	DP-KKS-2019-13	19.452
3	2	SEGMENT ŠNEKOVNCE 400	PLECH 8 - X120Mn12	7.660
4	1	ZÁSLEPKA	PLECH 5 - S235JR	0.489
5	1	TVRDONÁVAROVÝ PLECH		4.664

Měřítko	1:10	Hmotnost (kg)	126,145	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	David Kabiček	Šnek D400-3074				
	Datum	26.4.2019					
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		Číslo dokumentu DP-KKS-2019-11				
	Datum						
Druh dokumentu			VÝKRES SESTAVY				
							List 1 List 1



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko	Přesnost
		1:2	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár		Hmotnost (kg)	Tolerování
S235JR - TR $\phi 139,7 \times 10$ ČSN 42 5715		87,146	ISO 8015
Kreslil: David Kabiček Datum: 26.4.2019 Schválil: Datum: Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES		Název	Promítání
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Formát	
			A3
		Číslo dokumentu	
		DP-KKS-2019-12	
		List 1	Listů 1

6

5

4

3

2

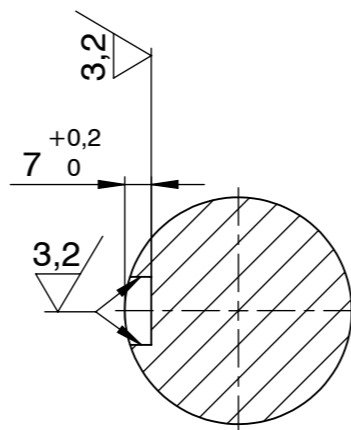
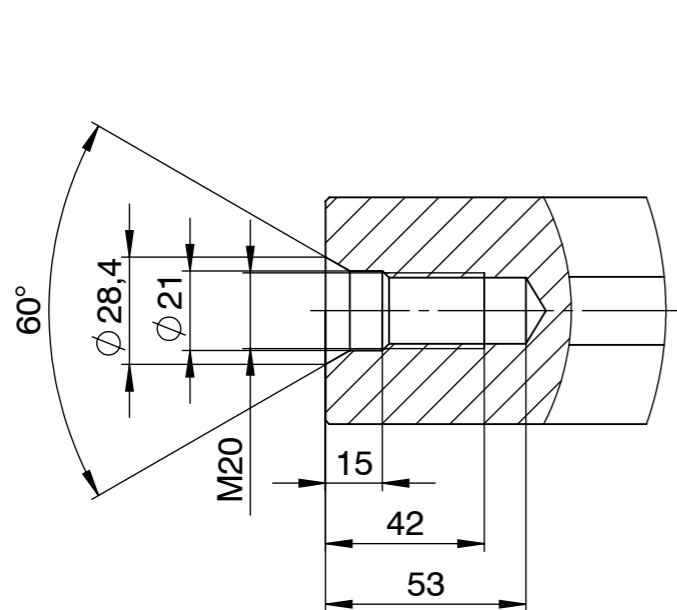
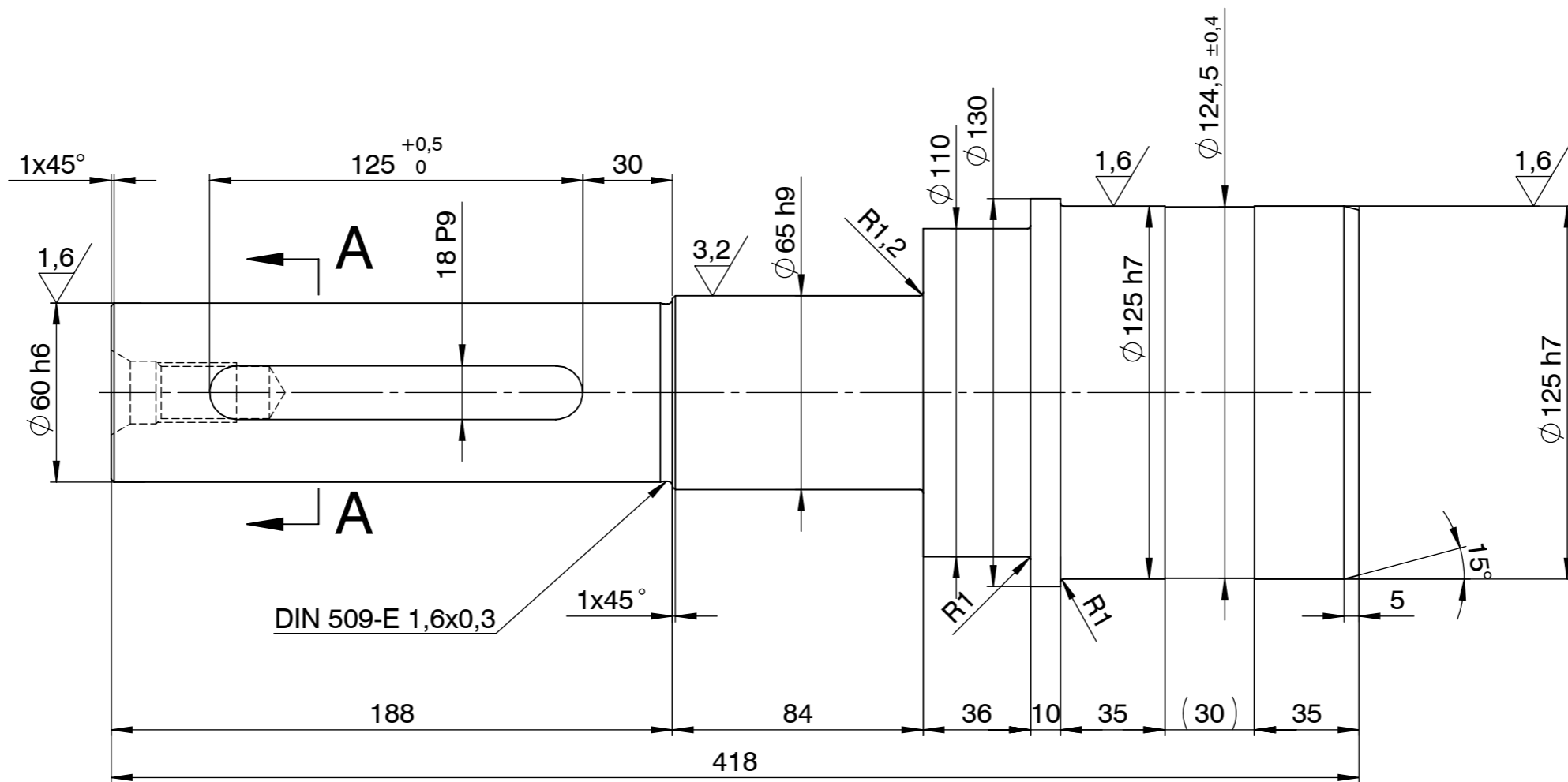
1

D

C

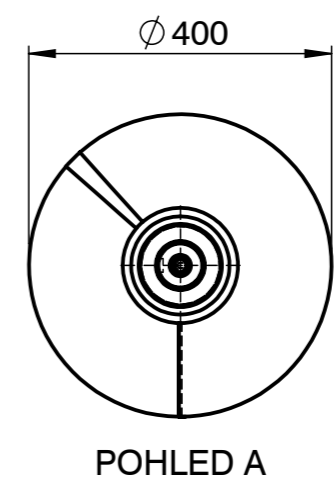
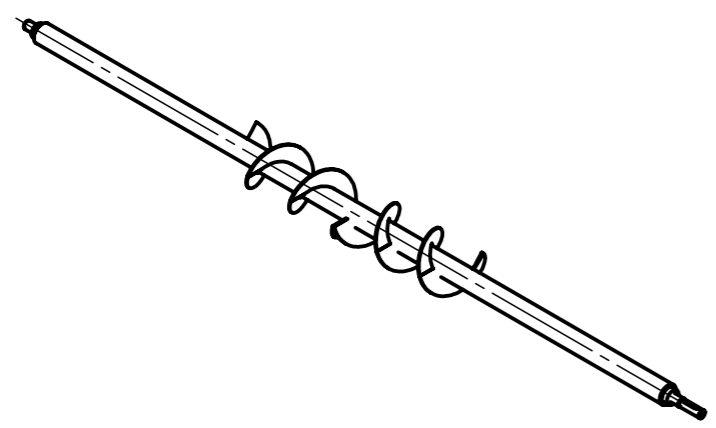
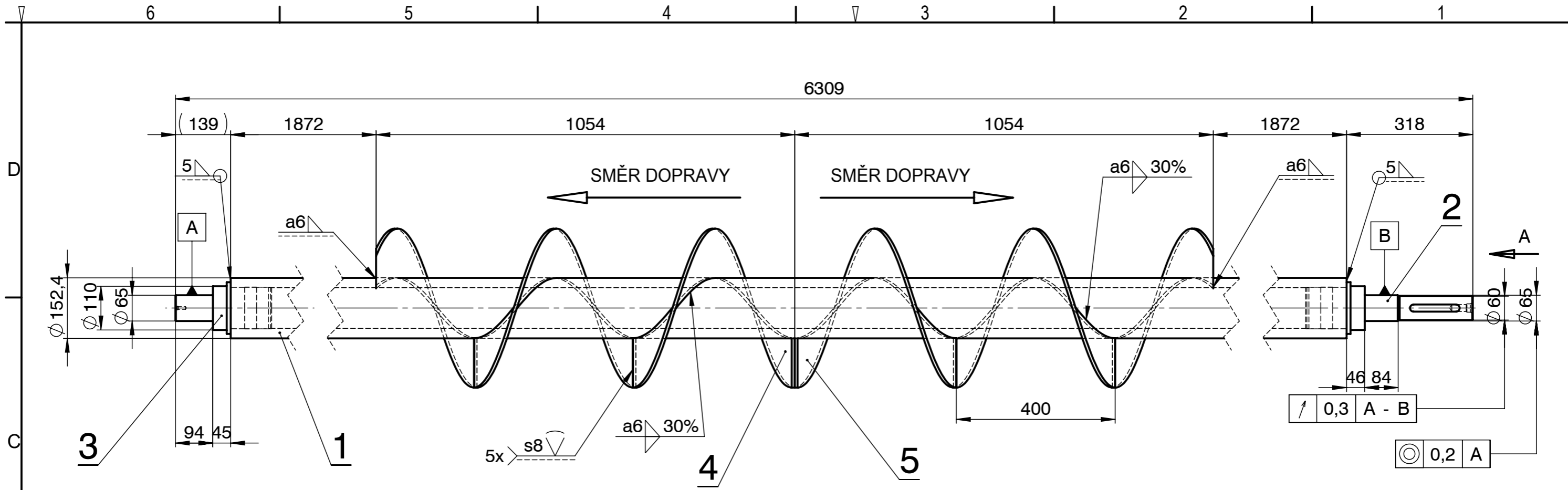
B

A



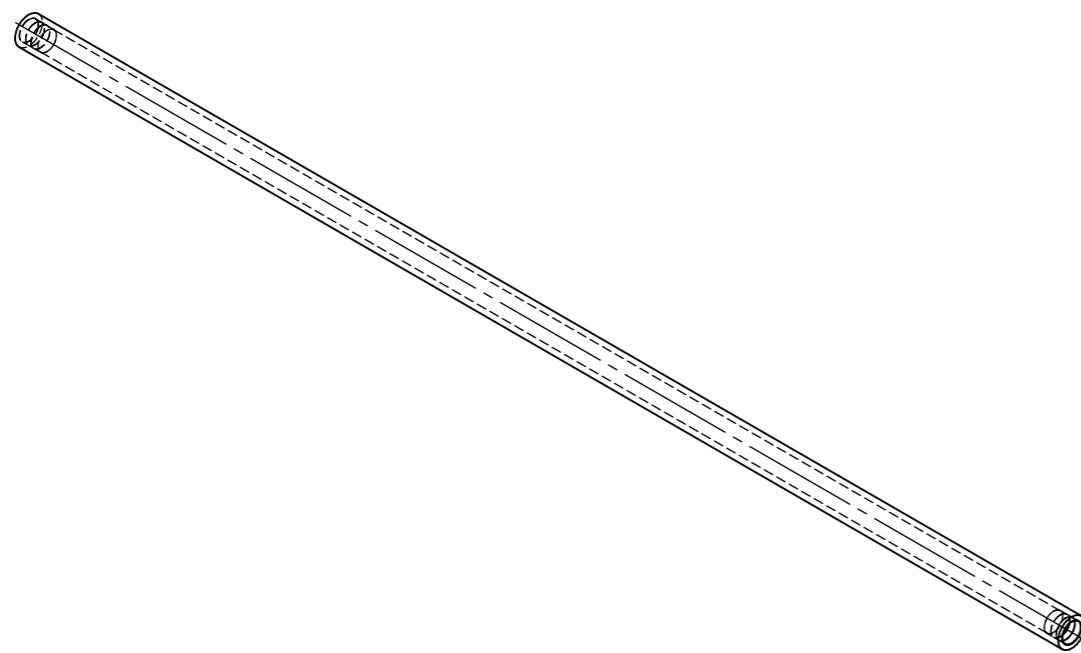
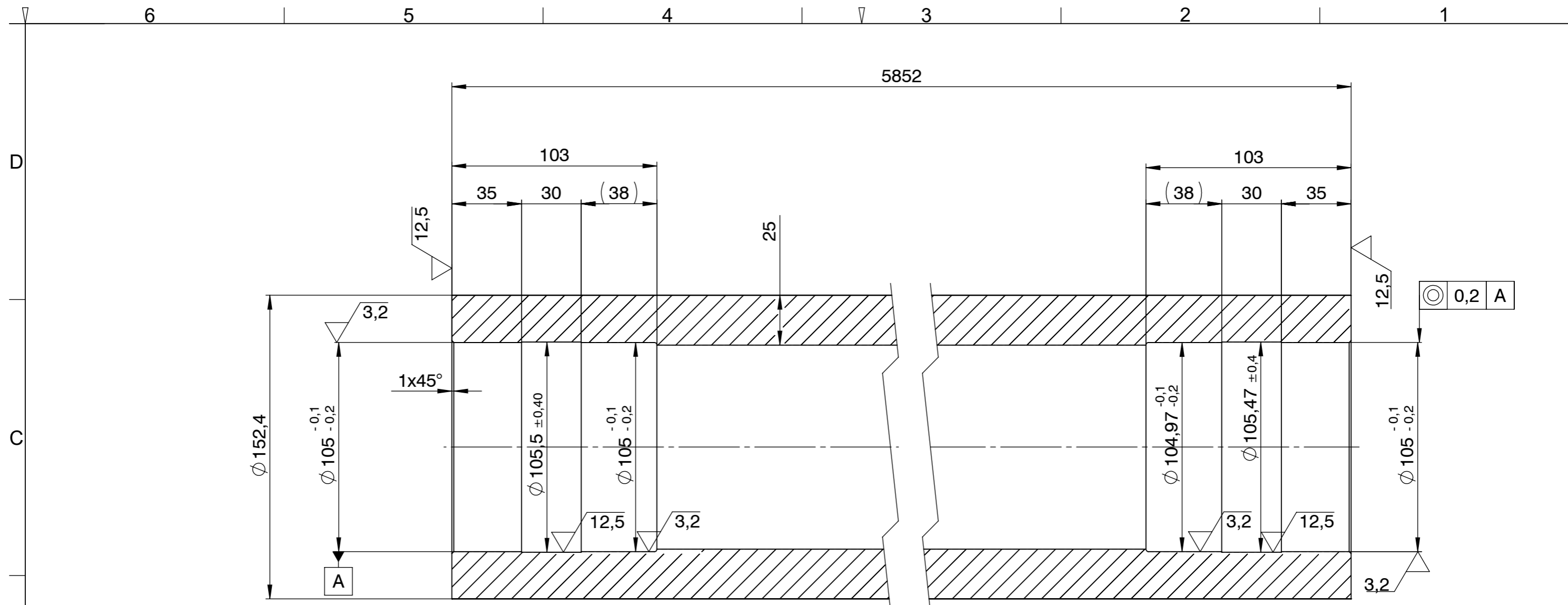
ŘEZ A-A

Textura povrchu $12,5$ (✓)	Hrany ISO 13715 $-0,2$ $-0,4$ $+0,3$	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 19,452	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovar 16MnCr5 - ϕ 140 ČSN 42 5510		Promítání 	
Kreslil: David Kabíček Datum: 26.4.2019		Formát A3	
Schválil Datum		Název HŘÍDEL HNACÍ D60/65	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		Číslo dokumentu DP-KKS-2019-13	



Č. POLOŽKY	MNOŽ.	NÁZEV-OZNAČENÍ	POPIS	HMOTNOST (KG)
1	1	TRUBKA D152,4x25x5852	DP-KKS-2019-22	458.932
2	1	HNACÍ HŘÍDEL D60/65	DP-KKS-2019-13	16.622
3	1	HŘÍDEL D65	DP-KKS-2019-14	12.863
4	3	SEGMENT ŠNEKOVNICE 400L	PLECH 8 - X120Mn12	7.434
5	3	SEGMENT ŠNEKOVNICE 400R	PLECH 8 - X120Mn12	7.434

Měřítko	1:10	Hmotnost (kg)	527,47	Pronítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	David Kabíček	Název Šnek D400-6309				
	Datum	26.4.2019					
 KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		Číslo dokumentu DP-KKS-2019-21				
	Datum						
Druh dokumentu			VÝKRES SESTAVY				



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 458,932	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovar S235JR - TR $\varnothing 152,4 \times 25$ ČSN 42 5715			Promítání
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Kreslil: David Kabíček Datum: 26.4.2019	Formát A3
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Schválil Datum	Číslo dokumentu DP-KKS-2019-22
		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	List 1 Listul