

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zásobník osiva do předního třibodového závěsu traktoru

Autor: **Petr CHÁRA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2015/2016

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr CHÁRA**
Osobní číslo: **S13B0159P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Zásobník osiva do předního třibodového závěsu traktoru**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte návrh čelně neseného zásobníku osiva o objemu 1 000 l pro přední třibodový závěs traktoru (tzn. návrh zásobníku, dávkovacího zařízení a ventilátoru pro dopravu osiva) a proveďte průzkum trhu současné nabídky čelních zásobníků.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Zemědělská technika
3. Konstrukční návrh zásobníku
4. Zhodnocení, závěr

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Computer Press, 1999

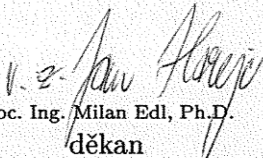
NOVÝ, R. *Ventilátory.* Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001

CORY, W. T. W. *Fans & ventilation: a practical guide.* Boston: Elsevier, 2005

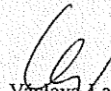
MARTINEK, R. *Senzory v průmyslové praxi.* Praha: BEN - technická literatura, 2004

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

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Pavel Chára**
Agrochov Kasejovice-Smolivec, a.s.
Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce, doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc., za odborné vedení bakalářské práce a poskytnuté rady.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Chára	Jméno Petr
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Dopravní a manipulační technika“	
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ
		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Zásobník osiva do předního tříbodového závěsu traktoru	

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	49	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL</p> <p>POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Předmětem bakalářské práce je provedení návrhu konstrukčního řešení čelního zásobníku osiva do předního tříbodového závěsu traktoru, dávkovacího zařízení, radiálního ventilátoru pro pneumatickou dopravu osiva a dílčích součástí sestavy. Dále byla stručně popsána konstrukce secích strojů a proveden průzkum trhu. Ke zpracování 3D modelů, MKP výpočtů a technické dokumentace bylo využito CAD programů Autodesk Inventor 2016 a NX 10.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p>	<p>čelní zásobník osiva, konstrukce secích strojů, šnekový dopravník, radiální ventilátor, CAD, Autodesk Inventor 2016, NX 10, MKP</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Chára	Name Petr
FIELD OF STUDY	2301R016 “Transport and handling machinery“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Seed hopper for the tractor front three point hitch	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	49	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	Subject of the bachelor thesis is execution of the constructional solution design of seed hoppers for a tractor front three point hitch, the feeding mechanism design, the design of centrifugal fan for pneumatic transport of seeds and the design of other assembly components. Construction of seeding machine was also briefly described and market research was executed. For the processing of 3D models, FEM calculation and technical documentation were used following CAD programmes: Autodesk Inventor and NX 10.
TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	
KEY WORDS	front seed hopper, a seeding machine structure, a screw conveyor, centrifugal fan, CAD, Autodesk Inventor 2016, NX 10, FEM

Obsah:

Teoretická část.....	1
1 Úvod.....	1
1.1 Zpřesnění a doplnění zadání	1
1.2 Představení zadávající organizace	1
1.3 Uvedení do řešené problematiky	1
2 Vyjasnění a rozpracování požadavků na technický systém (TS).....	3
2.1 Vyjasnění zadání.....	3
2.2 Stav techniky	3
2.2.1 Historie secích strojů.....	3
2.2.2 Současné provedení secích strojů.....	3
2.2.3 Současná nabídka	6
2.3 Analýza problému.....	10
2.4 Analýza realizovatelnosti	11
2.5 Specifikace požadavků a hodnocení vybraných dosavadních TS	11
2.6 Časový plán řešení.....	15
Praktická část.....	15
3 Navržení funkční struktury TS	15
4 Navržení koncepčních variant TS	17
4.1 Výchozí rozhodnutí	17
4.2 Návrh variant orgánové struktury TS	18
4.3 Hodnocení a výběr optimální orgánové struktury TS	20
5 Navržení konstrukčního řešení TS s příklady výkresové dokumentace TS.....	21
5.1 Návrh konstrukčního řešení TS	21
5.2 Výpočtové hodnocení navrženého konstrukčního řešení TS	21
5.2.1 Návrh parametrů dávkovacího zařízení-šnekového dopravníku.....	21
5.2.2 Návrh parametrů dílů, spojených s pneumatickou dopravou.....	24
5.2.3 Návrh řemenového převodu pro pohon ventilátoru	30
5.2.4 Návrh řetězového převodu pro pohon šnekového dopravníku.....	33
5.2.5 Návrh třecího převodu.....	35
5.2.6 MKP výpočet zjednodušeného modelu čelního zásobníku.....	36
5.2.7 MKP výpočet zjednodušeného modelu oběžného kola radiálního ventilátoru ..	38
5.2.8 Výpočty dalších dílů sestavy.....	39
5.3 Ukázky dokumentace navrženého TS pro výrobu.....	40
6 Hodnocení kvality a konkurenceschopnosti navrženého TS.....	40

7	Závěr.....	40
8	Použité obrázky.....	41
9	Zdroje	42
	Přílohy vevázané	44
	Přílohy vložené.....	45

Teoretická část

1 Úvod

Cílem práce je provedení průzkumu trhu současné nabídky čelních zásobníků a hrubého návrhu čelního zásobníku osiva, včetně jeho dávkovacího zařízení a ventilátoru, který bude sloužit pro pneumatickou dopravu osiva od čelního zásobníku do zásobníku secího stroje, připojeného za traktorem.

1.1 Zpřesnění a doplnění zadání

Zadání je z hlediska obsahu návrhu zařízení srozumitelné a jasně udává, na které komponenty se má během návrhu řešení soustředit pozornost. Nicméně by bylo vhodné zmínit, že se v podniku Agrochov Kasejovice - Smolivec a.s. využívají pro plnění secích strojů velkoobjemové vaky - tzv. Big Bagy, které jsou nakupovány od prodejce osiv a většinou jsou dodávány o hmotnosti přibližně 600 kg, což odpovídá objemu okolo 800 litrů při uvažování hustoty obilnin přibližně 750 kg/m³. Tím pádem je objem 1 000 litrů postačující i z hlediska potřeby určité rezervy kvůli snížení rizika vzniku ztrát při plnění i během následné jízdy.

Při návrhu se bude uvažovat to, že by zařízení bylo konstruováno jako univerzální s tím, že by ho bylo možné po určité přestavbě využít i jako rozmetadlo průmyslových hnojiv. Zároveň by bylo vhodné uvažovat možnost rozšířit základní objem pomocí nástavby až na 1 400 litrů, čímž by se dále zvýšila výkonnost zařízení.

Dále je pro návrh dávkovacího zařízení vhodné zmínit, že se u secích strojů, případně i zásobníků hnojiva, využívají dávkovací zařízení, dodávající přesně takové množství osiva/hnojiva, které je potřeba v závislosti na aktuální rychlosti traktoru, aby byla dodržena nastavená agronomická dávka (běžně vztahovaná na 1 ha plochy).

S ohledem na to, že se osivo bude pneumaticky dopravovat ze zásobníku, připojeného v předním tříbodovém závěsu traktoru, do zásobníku osiva na secím stroji, připojeným za traktorem, bude zadavateli postačovat konstantní dávka osiva bez ohledu na rychlost secí soupravy. Následné dávkování potřebného množství osiva totiž bude zajišťovat dávkovací zařízení samotného secího stroje.

1.2 Představení zadávající organizace

Agrochov Kasejovice - Smolivec, a.s. je zemědělský podnik, zabývající se jak živočišnou, tak i rostlinnou výrobou. Nachází se v oblasti poblíž rozhraní Plzeňského, Středočeského a Jihočeského kraje v relativně kopcovité krajině, což klade vyšší nároky na výkon tažných prostředků. Obhospodařovaná plocha činí cca 3000 ha s tím, že pro chod firmy je zde zaměstnáno přibližně 100 zaměstnanců.

1.3 Uvedení do řešené problematiky

Dnešní doba je typická tím, že je potřeba provádět co největší objem práce za co nejkratší dobu, pokud možno s co nejnižšími vynaloženými náklady. Dále se také začíná více zohledňovat vliv ergonomie. To je ovšem společné pro většinu odvětví průmyslu.

U moderního zemědělství k těmto požadavkům přibývá i potřeba provést určité operace „ve správný čas.“ Tento požadavek je vyvolán především výraznými změnami klimatu na této planetě, které jsou v posledních letech stále více patrné. Jedná se například o přívalové deště,

jež jsou mnohem častější (a to nejen v letních měsících), mírné zimy, období sucha apod. Nicméně počasí a jeho dopady jsou téma pro jiné odborníky.

Právě i z tohoto důvodu, je kladen důraz na větší výkonnost moderních strojů a v současnosti se nahrazuje stará, mnohdy i dosluhující technika novými stroji. Z pravidla jsou „protkány“ elektronikou a řidiči umožňují provádět potřebné úkony výrazně snadněji než dříve. Za zmínku stojí například automatické řízení stroje podle signálu GPS, souvratový management, vytváření výnosových map z daného pole, podle něhož lze při následné aplikaci hnojiv řídit dávku hnojiva atd.

V podniku Agrochov Kasejovice - Smolivec, a.s. se v současné době využívá kromě starších traktorů Zetor (výroba před rokem 1989) s výkony v rozpětí přibližně od 60 do 160 koňských sil také 8 traktorů s výkonem nad 180 koňských sil, z nichž jeden dosahuje výkonu téměř 300 koňských sil. Tyto stroje pak vykonávají hlavní operace jako je doprava, příprava půdy, setí, aplikace hnojiv a sklizeň píce apod. Starší stroje jsou určeny spíše pro pomocné práce nebo práce, kde by hrozilo poškození nových strojů a s tím spojené vyšší náklady na případné opravy.

Právě jedna souprava pro setí (John Deere 7820 a secí stroj Great Plains CPH 1500, s pracovním záběrem 4,5 m) byla podnětem pro zadání tématu bakalářské práce. Vzhledem k nízkému objemu zásobníku osiva secího stroje dochází ke vzniku neproduktivního času nutného při relativně častém plnění (jízda k valníku s vaky, nakládka osiva, jízda zpět na další jízdu setí).



Obr. 1: Secí souprava traktoru John Deere 7820 a secího stroje Great Plains CPH 1500, jež je předmětem návrhu. [vlastní fotografie]

Například při setí obilnin jedno naplnění osivem při běžném výsevu postačuje na 45 až 60 minut. Nejedná se o příliš špatnou hodnotu, nicméně problém může spočívat i v tom, že se zpravidla provádí výsev více soupravami souběžně (na různých polích, které od sebe mohou být velmi vzdáleny) a doplňování osiva u těchto souprav někdy (především o víkendech) provádí pouze jeden další pracovník. Díky tomu mohou vzniknout při přejezdech soupravy se zásobou osiva další prostoje secího stroje, způsobené čekáním na doplnění osiva.

Současné vedení podniku zatím plánuje využívat tento secí stroj i nadále, jelikož se způsobem setí řadí mezi bezorebné technologie, které snižují riziko eroze půdy, a proto se zabývá řešením zlepšení situace, aniž by daný stroj musel být nahrazován novým.

Velmi vhodným řešením se jeví rozšířit tuto kombinaci o čelní zásobník osiva, který se připojuje k traktoru pomocí předního tříbodového závěsu. Zásobník pak bude sloužit zároveň

jako závaží pro dotížení přední nápravy, díky čemuž se pak nemusí využívat betonové závaží, které přináší pouze efekt dotížení nápravy a lepší rozložení hmotnosti na nápravy traktoru.

2 Vyjasnění a rozpracování požadavků na technický systém (TS)

2.1 Vyjasnění zadání

Obsah zadání byl doplněn o určité požadavky, které již byly uvedeny v podkapitole 1.1 *Zpřesnění a doplnění zadání*.

2.2 Stav techniky

2.2.1 Historie secích strojů

Mezi základní potřeby člověka, potřebné pro jeho přežití, patří bezesporu získávání živin z potravy. Během historie existence člověka se způsob zajišťování potravy několikrát vyvinul. Jednou z těchto proměn byl i vznik zemědělství. „*Zemědělství vzniklo na Blízkém východě před více než 10 000 lety vyšlechtěním obilnin a ochočením ovcí a koz pro získání mléka, masa a vlny. Lidé pak založili svá sídliště - až na nomádské pastevce, kteří následovali přirozeně se stěhující stáda,*“ viz [1] str. 430.

Postupem času docházelo k vývoji nejrůznějších pracovních nástrojů, které usnadňovaly a zproduktivňovaly práci. Velký vliv mělo také využití hospodářských zvířat jako tažných prostředků, čímž se nahradila potřeba lidské síly. Mezi nejvýznamnější vynálezy lze zařadit radlici, řádkovací stroj, stroje poháněné parou a později stroje se spalovacími motory, které se využívají dodnes.

Tak, jako je tomu u všech dnes využívaných nástrojů, strojů a podobně, tak i řádkovací stroj prošel mnoha změnami a vyvinul se do současné podoby secích strojů. Nejvíce patrné je to například na objemu zásobníku osiva, pracovním záběru, způsobu dopravy osiva od dávkovacího zařízení do půdy, na pohonech dávkovacího zařízení, kombinaci více operací v jednom přejezdu a především na vybavení nejrůznějšími elektronickými čidly. To vše mělo vliv na zvýšení efektivity zakládání porostů a dosahování vyšších denních výkonů.

2.2.2 Současné provedení secích strojů

Jedním ze sledovaných parametrů při provádění setí se stala rovnoměrnost rozložení osiva v řádku, díky čemuž se vyvinuly secí stroje běžné koncepce a tzv. přesné secí stroje. U přesných secích strojů je velmi důležité uložení jednotlivých zrn osiva v řádku v určitých rozstupech, které jsou závislé na zvoleném množství zrn na m^2 a na rozteči řádků. Důvodem by byla případná konkurence sousedících rostlin, které by nemusely mít dostatek živin, vláhy a světla pro svůj růst, což by mělo vliv na snížení výnosu.

Přesnými secími stroji se vysévá například kukuřice, čirok, slunečnice a řepa. U těchto strojů je většinou využíván větší počet menších zásobníků s objemem cca 70 litrů, umístěných nad výsevní botkou. Jelikož se v současnosti při výsevu běžně využívá současné přihnojování hnojiv, nabízejí výrobci své stroje vybavené zásobníky na hnojivo. Tyto zásobníky bývají v provedení buď jako jeden centrální, z něhož je pak hnojivo rozdělováno k jednotlivým výsevním botkám nebo více zásobníků, kdy je hnojivo z jednoho zásobníku aplikováno do několika řádků.

U secích strojů běžné koncepce se při vysévání jednotlivých plodin sleduje množství osiva na jeden hektar (udávané nejčastěji v kg/ha), které se pohybují pro jednotlivé plodiny v určitých rozsazích, vycházejících z mnohaletých pragmatických zkušeností předků. Nicméně v dnešní době, kdy se sleduje efektivita prováděných činností napříč všemi odvětvími, je u setí jednou z možností ušetření nákladů snížení výsevní dávky při zajištění přesnějšího rozložení osiva v řádku. Touto myšlenkou se v nedávné době začala zabývat a vyvíjet ji jedna z firem, vyrábějící půdozpracující stroje (konkrétně německá firma Horsch), u níž je možné říci, že je jednou z firem, udávajících trendy ve vývoji půdozpracujících a secích strojů.

Další možností snížení nákladů při výsevu a zároveň odlišností od historických secích strojů je zkombinování více operací do jednoho přejezdu, čímž se šetří nejen peněžní prostředky, ale i čas. Většina výrobců moderních secích strojů již nabízí svým zákazníkům stroje, které mají sekci pro přípravu půdy, sloužící k vytvoření vhodného secího lůžka a následného lepšího vzcházení osiva. Ta pak umožňuje setí jak do připravené půdy (což zahrnuje například orbu a následné nakypření a srovnání povrchu kompaktozemem), setí do mulče (tzn., že pole bylo pouze podmítnuto) nebo i přímo do strniště po sklizni.

Podle provedení se rozlišují pasivní a aktivní sekce. Nejčastěji se v současnosti používají sekce diskové, radličkové a rotační brány. Pracovní hloubka bývá regulovatelná mechanicky, případně komfortněji hydraulicky přímo z kabiny řidiče s tím, že se sekce může úplně vyřadit z provozu jejich zvednutím (u aktivních sekcí ještě vypnutím jejich pohonu).

Snížení počtu přejezdů taktéž umožňuje vybavení secího stroje zásobníkem hnojiva. Hnojivo je aplikováno během setí zpravidla v sekci přípravy půdy, nebo se přivádí do výsevní botky k osivu (tzv. *ukládání pod patu*). Pro přihnojování využívají výrobci secích strojů technologie jak na granulovanou, tak i kapalnou hnojivo.

Zefektivnění setí také přineslo zvětšení pracovního záběru, díky čemuž se snižuje potřebný počet přejezdů po poli a především počet neproduktivních otáčení strojů na souvrati. V současnosti jsou většinou vzhledem k velikosti pozemků nabízeny v Evropě běžně využívané stroje se záběrem od 2,5 m až do 12 m, ale například v USA jsou využívány secí stroje i s větším pracovním záběrem.

Pro výsev se stále se zvětšujícím pracovním záběrem secích strojů bylo potřeba pro efektivitu setí zajistit zásobu adekvátního množství osiva, proto se musel u strojů s velkým pracovním záběrem zvětšit i objem zásobníku. Dnešní secí stroje běžně disponují zásobníkem s objemem přibližně od 800 litrů až do 6 000 litrů, ovšem existují i secí stroje s celkovým objemem zásobníku/zásobníků kolem 10 000 litrů.

Provedení zásobníku osiva bývá různé s ohledem na pracovní záběr. U menších secích strojů (s pracovním záběrem pouze do 4 m s ohledem na přepravní šířku) může být zkonstruován zásobník po celé šířce záběru stroje nebo může být řešen jako centrální, který se využívá u strojů v celém rozsahu pracovních záběrů.

Dále také existují řešení, u nichž se využívá zásobníkový vůz, za který je připojeno výsevní ústrojí na samostatném rámu. Tato koncepce se využívá u secích strojů s velkým pracovním záběrem a objemem zásobníku kolem 10 000 litrů, přičemž se zpravidla osazují dvěma zásobníky. Tyto pak mohou být využity pouze pro výsev (v obou zásobnících je osivo) nebo pro výsev se současným přihnojováním (v jednom zásobníku osivo, ve druhém hnojivo). V evropských podmínkách se však běžně nevyužívají.

Jednou z možností je také využití tzv. *secích kombinací*, které se skládají ze zásobníku osiva připojeného do předního tříbodového závěsu traktoru a secího stroje zapojeného do zadního tříbodového závěsu, který se zpravidla skládá z rotačních bran a výsevních botek.



Obr. 2: Uspořádání strojů u secí kombinace. Zleva: čelní zásobník, traktor s dopravním potrubím, secí stroj /výsevní stroj. Viz [9]

Se zásobníkem úzce souvisí dávkovací zařízení, které je umístěno u dna zásobníku. U většiny secích strojů se jedná o váleček, po jehož obvodu jsou vytvořeny otvory či drážky, v nichž se zachycuje osivo a díky jeho otáčení následně padá do semenovodu, kterým se vede až do výsevní botky. U přesných secích strojů se pro zachycení osiva využívají výsevní disky, na jejichž obvodu jsou vytvořeny otvory, případně malé chlopně, v nichž by se mělo správně zachytit pouze jedno zrna. K zachycení a udržení zrna výrobci využívají kromě klasického mechanického zachycení také systémy, využívající podtlak, nebo naopak přetlak.

Základní provedení pohonu dávkovacího zařízení bývá mechanické od ostruhového kola, ovšem pro pohodlnější změnu nastavení se dnes využívají i pohony hydraulické a elektrické. Ty pak umožňují přesnější regulaci dodávaného množství osiva.

Co se týče dopravy osiva semenovodem od dávkovacího zařízení do výsevní botky, pak se v dnešní době využívají 2 základní principy, podle kterých se secí stroje dělí na *mechanické* a *pneumatické*. Jedním je jednoduché využití gravitační síly, které se využívá u mechanických secích strojů, které mají zásobník umístěný po celém záběru secího stroje. U nich jsou umístěny dávkovací válečky po celé šířce zásobníku v určitých roztečích, semenovody jsou od nich vedeny svisle (pod určitým úhlem vzhledem ke konstrukci secího stroje - nebo přesněji umístění výsevních botek vůči zásobníku) k výsevním botkám a osivo je dopravováno volným pádem.

Druhým řešením je pneumatická doprava, která se využívá u secích strojů s centrálním zásobníkem osiva. V tomto případě je stroj vybavený ventilátorem, jehož pohon může být mechanický od vývodového hřídele traktoru, hydraulický od hydrauliky traktoru nebo elektrický. Výrobci secích strojů využívají výhradně radiální ventilátory. U dna zásobníku je umístěn pouze jeden dávkovací váleček, z něhož pak osivo padá do proudu vzduchu, procházejícího hadicí (semenovodem) velkého průměru (okolo 150 mm) od ventilátoru do rozdělovací hlavy. V ní je pak osivo rozděleno do jednotlivých hadic (semenovodů) menšího průměru (cca 30 až 50 mm), kterými je dopravováno až do výsevních botek.

Výsevní botky slouží k ukládání osiva do půdy. Rozeznáváme 3 základní typy výsevních botek: nožové, diskové a radličkové. Jejich volba závisí na typu půdy, do které se setí provádí, dále na kamenitosti půdy a na množství posklizňových zbytků. V dnešní době je většina secích strojů vybavena diskovými výsevními botkami díky své schopnosti sít na pozemcích s větším množstvím rostlinných zbytků, případně i přímo do strniště.

Podle provedení secích strojů z hlediska agregace s traktorem se rozlišují secí stroje nesené, polonesené a tažené. Nesené secí stroje se vyrábí v záběrech od 2,5 m do 8 m. Pracovní záběr je omezen především vlastní hmotností secího stroje, jelikož zadní tříbodové závěsy moderních traktorů dosahují nosnosti maximálně 10 000 kg na konci táhel zadního tříbodového závěsu. Dalším omezením je transportní výška stroje, kterou se snaží výrobci zemědělských strojů udržet pod úroveň 4 m, kdy se při návrhu musí uvažovat to, že je nutné secí stroj přivzvednout nad úroveň terénu/vozovky.

S rostoucím pracovním záběrem je pak nutné patřičně dotížit přední část traktoru, kvůli ovladatelnosti, čelním závažím. Tento problém je pak vhodným způsobem ošetřen u již zmíněných secích kombinací s čelním zásobníkem.

Polonesené a tažené secí stroje bývají z hlediska konstrukce téměř identické, liší se pouze způsobem připojení k traktoru. Tažené stroje se připojují nejčastěji pomocí kulového závěsu K80, případně pomocí závěsu Piton fix, kdežto polonesené stroje se připojují do zadního tříbodového závěsu traktoru. Pro oba typy strojů platí, že se na zadní nápravu traktoru přenáší pouze část váhy secího stroje a zbytek je přenášen přes nápravy, případně přes pěch secího stroje (zde již záleží na samotné konstrukci secího stroje)

Tato koncepce umožňuje použití tažného prostředku s nižší nosností zadního tříbodového závěsu a zároveň snižuje namáhání součástí traktoru - především zadních poloos. Tyto aspekty mnohdy umožňují agregovat secí stroj s výkonnostně slabším tažným prostředkem a tím snížit spotřebu pohonných hmot.

2.2.3 Současná nabídka

V současnosti již mají zásobníky do předního tříbodového závěsu traktoru své místo v nabídce většiny významných výrobců půdozpracujících strojů, kteří ve svém sortimentu nabízejí secí stroje. Pro případné zájemce z České republiky, kteří by měli zájem podporovat naše výrobce, je dozajista potěšující fakt, že svá „želízka v ohni“ mají i 2 čeští výrobci.

Volbu tohoto tématu zadání BP zároveň podporuje fakt, že se postupně začíná zvyšovat poptávka po čelních zásobnících, především ve spojitosti s novými technologiemi a jejich využitím při zpracování půdy. Právě tento aspekt se projevil v reakci některých výrobců půdozpracujících strojů, kteří do současné doby neměli čelní zásobník ve svém výrobním programu a představili své novinky na tradiční výstavě zemědělské techniky Agritechnica, jež je největší a nejvýznamnější evropskou výstavou zemědělské techniky.

Z hlediska konstrukce jsou si provedení jednotlivých výrobců velice podobné. Odlišnosti lze nalézt v celkovém designu, provedení pohonů, kapacitě a ve výbavě těchto strojů. Lehčí provedení s nižším objemem zásobníku bývají vybaveny jedním dávkovacím zařízením, kdežto u těžších provedení s velkým objemem bývají využity dvě. Od každého z nich je pak zpravidla osivo dopravováno samostatným dopravním potrubím k rozdělovací hlavě, umístěné na vzadu připojeném secím nebo na jiném půdozpracujícím stroji.

AGRISEM DSF 1000

Čelní zásobník dosahuje objemu 1 000 litrů, hmotnosti 495 kg a celkové šířky 2 m. Dávkovací zařízení je vyrobeno z nerezové oceli. O pohon dávkovacího zařízení zajišťuje elektromotor, jenž je řízen na základě údajů o rychlosti měřených radarem. Pohon ventilátoru zajišťuje rotační hydromotor připojený k hydraulice traktoru. Zásobník může být opatřen pneumatikovým pěchem (toto provedení čelního zásobníku je vidět na obr. 3). Technické údaje čerpány ze zdroje viz [2].



Obr. 3: Čelního zásobníku s pneumatikovým pčhem (AGRISEM DSF 1000). Viz [2]

AGRISEM DSF 1600 / 2200

Jedná se o zásobník, který se liší od verze DSF 1000 svou kapacitou 1 600 litrů, která lze na přání dále zvýšit až na 2 200 litrů. Hmotnost udává výrobce 694 kg a šířka dosahuje 2,2 m. Dávkovací zařízení a ventilátor jsou obdobné, avšak pro řízení pohonu dávkovacího zařízení se využívá jiný řídicí terminál, jenž umožňuje využívat k řízení signál z radaru, případně i GPS. Dále se stroj odlišuje svou konstrukcí, kdy jsou na zásobníku použity dvě dávkovací zařízení. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [3].

AMAZONE FRS / FPS 104 / 204 (secí kombinace Avant)

Čelní zásobníky Amazone jsou dodávány pro secí kombinace Avant s pracovním záběrem 4 až 6 m. Objem zásobníku je 1 500 litrů, který lze pomocí nastavby zvýšit až na 2 000 litrů. Celková hmotnost včetně osiva se pohybuje v závislosti na provedení od 1 665 do 2 575 kg. Zásobník je možno dodat s čelním pneumatikovým pčhem (provedení FPS), který je automaticky řízen, což umožňuje snazší zatáčení.

K pohonu dávkovacího zařízení se standardně využívá ostruhové kolo, případně lze doplnit i elektrickým seřizováním dávky osiva, nebo se na přání dodává pohon elektromotorem s řízením pomocí počítače. Podle konstrukce je čelní zásobník osazen buď jedním (typ 104), nebo dvěma dávkovacími zařízeními (typ 204). Ventilátor pro dopravu osiva je poháněn hydraulicky jedním z hydraulických okruhů traktoru. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [4] a [5].

ALPEGO Fertidrill ASF

Jedná se o produkt italského výrobce, jenž byl navržen „pro výsev a přihnojování půdy. Byl navržen pro použití v kombinaci se secím strojem na obiloviny s pracovním záběrem až do 6 m a také pro dávkování hnojiva v kombinaci s přesnými secími stroji nebo s kypřiči,“ (překlad vlastní)¹ viz [6]

Základní objem násypky činí 1 400 litrů a dále ho lze rozšířit pomocí nastavců na objem 1 550 litrů, případně až na 1 800 litrů. Pohon dávkovacího ústrojí zajišťuje elektromotor

¹ Původní znění textu: „for seeding and fertilizing the soil. It has been designed to be used in combination for the drilling of cereals up to a working width of 6 m and also for the distribution of fertilizers in combination with a single-seed drillers or with a hoeing implement.“

a ventilátor je poháněn rotačním hydromotorem, který využívá jeden hydraulický okruh traktoru. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [6].

BEDNAR FB 2000F

Jak již bylo zmíněno, tak mezi výrobci čelních zásobníků figurují i 2 čeští, přičemž jedním z nich je firma BEDNAR FMT s.r.o. (dříve známa jako STROM Export s.r.o.). Tento produkt je novinkou v sortimentu a rozšiřuje tak nabídku zásobníků, které jsou primárně určeny pro přihnojování granulovaným hnojivem při zpracování půdy. Nicméně zásobník lze využít i při výsevu jako zásobník osiva (například při výsevu meziplodin).

Od ostatních produktů konkurenčních značek se odlišuje tím, že se jedná o přetlakový zásobník, což podle výrobce „zvyšuje přesnost dávky a to zejména u hnojiv, které jsou náročnější na distribuci,“ viz [6]

Objem zásobníku je 1 900 litrů a dosahuje hmotnosti 600 – 1 300 kg. Dávkovací zařízení je již v základní výbavě nerezové, pohon zajišťuje elektromotor, který je řízen přes rozhraní ISOBUS na terminálu traktoru. Pohon ventilátoru je řešený pomocí rotačního hydromotoru. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [7].

Pro doplnění – „*ISOBUS je obchodní jméno elektronického systému pro účely použití v zemědělství a na zemědělské, komunální či lesní technice. Systém elektrovýzbroje, komunikace a datových sběrnic odpovídá normě ISO 11783. Norma jasně definuje mimo fyzických vlastností spojení (provedení konektorů a vedení), také způsob a formát přenosu a prezentace dat atd. Její součásti jsou také významné převzaté části protokolů J1939 a NMEA200*“ viz [8].

Farmet Monsun MF 300 / 400

Druhým českým výrobcem čelních zásobníků je právě firma FARMET a.s.. Zásobník disponuje objemem 1 100 litrů, včetně nástavby pak celkových 1 700 litrů při hmotnosti od 395 do 500 kg v závislosti na výbavě. Zásobník lze využít jak na osivo, tak i pro aplikaci hnojiva v kombinaci se secím strojem, případně s některým z půdozpracujících strojů. O pohon dávkovacího zařízení se stará ostruhové kolo. Ventilátor je poháněn od předního vývodového hřídele. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [9].

KUHN TF 1500

Čelní zásobník francouzského výrobce disponuje v základní verzi objemem 1 500 litrů, který lze dále navýšit použitím nástavby až na 2 000 litrů. Stroj může sloužit, stejně jako konkurenční stroje, jako zásobník osiva nebo hnojiva. Konstrukční provedení může být s nosným rámem, nebo s integrovaným pneumatikovým pěchem. U obou provedení lze dodat ještě přídatné závaží pro dotížení přední nápravy traktoru o hmotnosti až 1 200 kg u provedení s nosným rámem a až 800 kg u provedení s pneumatikovým pěchem.

Zásobník je vybaven jedním nerezovým dávkovacím zařízením, které je poháněno elektromotorem řízeným elektronicky přes ovládací terminál. O pohon ventilátoru se stará rotační hydromotor, který využívá jako zdroj hydraulického oleje vlastní čerpadlo, připojené na předním vývodovém hřídeli traktoru. U traktorů, které nejsou vybaveny předním vývodovým hřídelem, se využívá jeden z hydraulických okruhů traktoru, vybaveným systémem Load sensing. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [10] a [11].

Pro doplnění - systém Load sensing je „systém hlášení, pomocí něhož je axiálnímu více-pístovému čerpadlu signalizováno, jaké množství hydraulického oleje právě potřebuje. Nastavitelné čerpadlo dodává pouze takové množství oleje a pod takovým tlakem, kolik právě daný úkon vyžaduje. Změna dodávaného množství se provádí škrtkicí klapkou, která se více či

méně vychýlí ze své polohy v závislosti na množství potřebném pro příslušný spotřebič,“ viz [12].

Kverneland ACCORD DF-1

Tento čelní zásobník má standardně objem 750 litrů, který lze nastavci zvýšit až na 1 500 litrů. Z hlediska konstrukce může být vybaven nosným rámem, nebo pneumatikovým pěchem. Dávkovací zařízení (1 ks) je poháněno mechanicky od ostruhového kola, nebo na přání lze dodat pohon elektromotorem. Pohon ventilátoru může být taktéž mechanický přes přední vývodový hřídel traktoru, nebo rotačním hydromotorem, připojeným do jednoho z hydraulických okruhů traktoru. Stroj je určen pro secí kombinace s pracovním záběrem do 4,5 m. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [13] a [14].

Kverneland ACCORD DF-2

Provedení čelního zásobníku je obdobné jako u typu DF-1, ale odlišuje se svou kapacitou 1 650 litrů (s nastavci až 2 200 litrů) a použitím dvou dávkovacích zařízení. Využití stroje je vhodné v secí kombinaci s pracovním záběrem od 4,5 do 6 m. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [13] a [14].

LEMKEN Solitair 23

V tomto případě se jedná o úplnou novinku v sortimentu této firmy, představenou na výstavě zemědělské techniky Agritechnica 2015 v Hannoveru. Podobně, jako je tomu u produktu firmy Bednar, jedná se o přetlakový zásobník s objemem 2 000 litrů, vyrobený z plastu. Čelní zásobník může být dále na přání vybaven pneumatikovým pěchem a taktéž přídatným modulárním závažím.

Využití tohoto zařízení je, jako u konkurenčních strojů, pro dávkování osiva nebo hnojiva během výsevu nebo při zpracování půdy. Nicméně jeho odlišnost spočívá ve využití hned čtyř dávkovacích jednotek pro zajištění přesného dávkování požadované dávky osiva či hnojiva. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [15].

MASCHIO GASPARDO PA 1

Původem italská firma, zabývající se především výrobou strojů na zpracování půdy, nabízí svým zákazníkům 2 typy čelních zásobníků. Prvním je typ PA 1, který má objem zásobníku 1 100 litrů. Pro dávkování osiva využívá jedno dávkovací zařízení, které může být poháněno od ostruhového kola, nebo elektromotorem, kdy se pro měření rychlosti soupravy využívá GPS senzor rychlosti, případně radar traktoru. Ventilátor je poháněn hydraulicky jedním z hydraulických okruhů traktoru. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [16].

MASCHIO GASPARDO PA 2

Druhým typem zásobníku je PA 2, který se odlišuje od PA 1 svou kapacitou 1 600 litrů, dále tím, že pro dávkování osiva se využívají 2 dávkovací zařízení a pohon ventilátoru může být zajištěn od předního vývodového hřídele traktoru. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [17].

PNEUSEJ FT1

Výrobce čelního zásobníku je slovenská firma Pneusej, jejímiž hlavními produkty strojírenské výroby jsou secí stroje, „*využívající pneumatický výsevní systém od firmy Accord, se kterou navázala spolupráci již roku 1987.*“ viz [18]

Zásobník má v základním provedení objem 1 100 litrů, jenž je možné nastavcem dále zvětšit až na 1 700 litrů. Dávkovací zařízení je poháněno mechanicky od ostruhového kola. U pohonu ventilátoru lze volit mezi mechanickým pohonem od předního vývodového hřídele, nebo hydraulickým pohonem ve výbavě na přání.

Čelní zásobník lze kombinovat se secími stroji se záběrem 3 a 4 m jako zásobník osiva, případně i v kombinaci s jinými půdozpracujícími stroji jako zásobník hnojiva pro přihnojování. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [19] a [20].

PÖTTINGER AEROSEM F 5000 / 6000

Čelní zásobník rakouského výrobce zemědělské techniky dosahuje objemu 1 600 litrů, který lze navýšit až na 2 300 l, je vybaven dvěma dávkovacími zařízeními, jejichž pohon zajišťuje elektromotor. O řízení dávky se stará ovládací panel, který získává údaje o pracovní rychlosti z radaru traktoru nebo z radaru secího stroje. Secí stroj lze ovládat i z ovládacího terminálu traktoru, který je vybaven systémem ISO-BUS.

Ventilátor je možno pohánět předním vývodovým hřídelem traktoru, nebo pro komfortnější obsluhu rotačním hydromotorem, jenž může být na přání vybaven systémem Load sensing, k jehož pohonu se používá jeden okruh hydrauliky traktoru. Čelní zásobník je dodáván jako součást secí kombinace o záběru 5 a 6 m. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [21] a [22].

VÄDERSTAD Tempo V

V tomto případě se jedná o úplnou novinku v sortimentu této společnosti. Vývoj byl veden s ohledem na požadavky pro využití čelního zásobníku ve spojení s přesným secím strojem Tempo V téže značky (jedná se o secí kombinaci), který se odlišuje od přesných secích strojů konkurenčních značek svou vysokou pracovní rychlostí - konkrétně až 15 km/hod.

Zásobník je určen pro dávkování hnojiva při výsevu a jeho objem dosahuje 2 200 litrů. Ventilátor pro dopravu hnojiva (poháněn hydraulicky) a dávkovací ústrojí (poháněn elektricky), včetně řídicí elektroniky byly převzaty ze secích strojů Spirit a Biodrill. Součástí výbavy může být i modulární přídatné závaží. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [23].

SULKY Xeos TF

Produkt francouzské firmy Sulky, která je zaměřena na výrobu secích strojů a rozmetadel průmyslových hnojiv, vyrábí i tuto secí kombinaci, složenou z čelního zásobníku a vzadu neseného výsevního ústrojí se sekci pro přípravu půdy v podobě rotačních bran. Základní objem zásobníku činí 1 000 litrů, který lze dále navýšit na 1 800 litrů. Na přání může být čelní zásobník osazen pneumatikovým pěchem. Zásobník je možné využít na dávkování osiva nebo pro dodání startovací dávky hnojiva při výsevu.

Dávkovací ústrojí je poháněno elektromotorem, jehož činnost je řízena elektronicky řídicím systémem podle údajů o rychlosti, změřených radarem. Radar je již součástí standardní výbavy stroje. O pohon ventilátoru se stará rotační hydromotor. Pro ovládání je využito elektro-hydraulické ovládání všech funkcí stroje, využívajících hydraulický olej traktoru, pro které postačuje jediný hydraulický okruh. Technické údaje čerpány ze zdroje viz [24].

2.3 Analýza problému

Jak již bylo zmíněno v podkapitole *Uvedení do řešené problematiky*, tak primárním důvodem pro zadání BP je nedostatečný objem zásobníku secího stroje vzhledem k jeho pracovnímu záběru. Tím pádem hlavním úkolem je zvýšit celkovou kapacitu osiva, kterou by bylo možné využít při jednom plnění stroje.

Jedním z řešení by mohlo být zvýšení kapacity zásobníku samotného secího stroje. To by se dalo realizovat například vyrobením nástavců, čímž by se mohlo dosáhnout zvýšení kapacity na požadovanou úroveň. Dále se nabízí nahrazení stávajícího zásobníku kompletně novým a větším. To by se však muselo provést s ohledem na stávající konstrukci secího stroje, do které by bylo nutné patřičným způsobem zasáhnout a dostatečně ji vyztužit.

Snazším a vhodnějším řešením, jak bylo zmíněno v podkapitole *Uvedení do řešené problematiky*, se ovšem jeví doplnění secí soupravy o vpředu nesený zásobník, ze kterého by bylo osivo dopravováno do zásobníku secího stroje.

2.4 Analýza realizovatelnosti

Co se týká samotné výroby zásobníku, pak je obecně potřebné zohlednit sériovost výroby. Jelikož se dle zadavatele, tedy zemědělský podnik, očekává, že by se mohl vyrábět jen jeden kus, pak lze tvrdit, že by se jednalo o kusovou – přesněji řečeno prototypovou výrobu. Typově se bude jednat o sestavu, skládající se především ze svařenců a menších podsestav. Zároveň bude využito i určité množství nakupovaných dílů.

Proto nelze očekávat, že by se pro výrobu používaly specializované stroje, či přípravky, nýbrž by se jednalo o výrobu ruční (např. při dělení materiálu, svařování). Pouze některé komponenty, jako například součásti dávkovacího zařízení, by byly vyráběny na univerzálních strojích (např. soustružení, frézování).

Velkou část výroby čelního zásobníku by bylo možné provést ve vlastní servisní dílně, která je vybavena základními stroji, využívanými při opravách strojů svého vozového parku. Patří sem hydraulická rámová pila, univerzální soustruhy, sloupová vrtačka, frézka, svářečky pro svařování elektrickým obloukem obalovou elektrodou a v ochranné atmosféře MAG, tabulové nůžky na plech, ohýbačka a různé ruční nářadí.

I přes tento fakt by bylo ovšem vhodné kooperovat s některou z firem, zabývajících se zakázkovou výrobou součástí, jelikož opravy zemědělských strojů, případně vybavení stájí, by měly přednost před konstruováním čelního zásobníku osiva.

Z hlediska požadavků na materiál bude pro výrobu nutno zajistit profily požadovaných průřezů a plechy požadované tloušťky z materiálu, který bude umožňovat vytvoření svarových spojů. Pro výrobu bude uvažováno použití běžných konstrukčních ocelí na svařované konstrukce, které bude nutno zakoupit v některé z firem, zabývajících se prodejem hutních polotovarů.

Teoreticky, v případě větší sériovosti, by však mohlo být uvažováno o nákupu některých komponent, jako je ventilátor pro dopravu osiva a dávkovací zařízení. Pak by bylo nutné vyrobit pouze samotný zásobník a nosný rám stroje s tím, že by se pak musel brát ohled na přípojovací rozměry těchto komponent. Pro zrychlení výroby by pak také bylo možné využít svařovacích přípravků a polohovadel pro rychlejší a přesnější napolohování jednotlivých komponent svařence apod.

2.5 Specifikace požadavků a hodnocení vybraných dosavadních TS

Vzhledem k objemu práce nebude specifikace požadavků nijak rozváděna. Jejich výčet, včetně jednotlivých vah, je uveden v následující tabulce.

Souhrn požadavků

Parametr	Požadavek	Specifikace (nutnost/přání)	Váha
Požadavky na funkční vlastnosti pro provoz			
Funkční parametry	objem násypky 1 000 / 1 400 litrů, univerzálnost konstrukce (čelní zásobník osiva / rozmetadlo průmyslových hnojiv)	nutnost , přání	9 , 3
Rozměrové parametry	celková šířka pod 3 m, výška a délka co nejnížší	nutnost	9
Hmotnostní parametry	při plném naložení výrazně menší než 2 400 kg	nutnost	10
Polohové charakteristiky	zohlednit svahovou dostupnost do 10°	nutnost	10
Připojovací parametry	univerzálnost připojení, výchozí požadavek- tříbodový závěs kategorie II	přání	4
Požadavky na ostatní funkční vlastnosti pro provoz			
Prostředí	prašné, velká pravděpodobnost znečištění vlivem uvolňování kusů bláta, šterku, posklizňových zbytků apod. od pneumatik traktoru	nutnost	10
Četnost použití	Jaro, podzim – v součtu denně cca 3 měsíce	nutnost	6
Životnost a spolehlivost	cca 10 let s uvažováním drobných oprav	přání	4
Údržba	co nejnížší počet mazacích míst, jednoduchost, minimum úkonů, prodloužení intervalu údržby	přání	4
Požadavky na vlastnosti distribuce			
Polohové charakteristiky transportu	převoz v pozici, odpovídající poloze agregace stroje-tedy svislá poloha	přání	1
Vhodnost pro manipulaci	Manipulace bude prováděna pomocí tříbodového závěsu	nutnost	8
Vhodnost pro ochranu proti poškození	ochrana prostoru dávkovacího ústrojí s ventilátorem proti menším nárazům při provozu	nutnost	8
Požadavky na vlastnosti likvidace			
Vhodnost pro demontáž	rozebrání na menší části, minimum potřebného náradí, dobrá dostupnost komponent	přání	3
Vhodnost pro recyklaci	preferování recyklovatelných materiálů, snadnost rozřídění	přání	3

Parametr	Požadavek	Specifikace (nutnost/přání)	Váha
Vhodnost pro separaci	použití snadno tříditelných materiálů běžnou osobou (bez školení), použití materiálů bez nutnosti speciální likvidace	přání	3
Požadavky na vlastnosti vztahované k živým bytostem			
Oblast bezpečnosti	osvětlení pro provoz na pozemních komunikacích (nebude součástí návrhu), zakrytování pohyblivých součástí	nutnost	10
Oblast zdravotní nezávadnosti	neočekává se dlouhodobé vystavení kontaktu osob se součástmi stroje ani použití nebezpečných materiálů	přání	3
Oblast designu	bez zvláštních požadavků	přání	1
Oblast ergonomie	dobrá přístupnost ovládacích prvků a míst údržby	přání	3
Požadavky na vlastnosti materiálů a energetického okolí			
Funkční parametry materiálů	svařitelnost materiálů a ochrana proti korozi komponent konstrukce, nepropustnost vody a odolnost krycí plachty proti slunečnímu záření	nutnost	8
Ekologičnost materiálů	použití recyklovatelných materiálů, snáze odbouratelných maziv	přání	5
Energetická náročnost výroby a likvidace materiálů	během výroby bez výraznějšího omezení, přesto pokud možno co nejnižší, při likvidaci se zanedbává	přání	5
Požadavky na vlastnosti informačního okolí			
Patentová a licenční práva	nespecifikovány požadavky	-	-
Další normy, předpisy a vyhlášky	předpis č. 341/2014 Sb - Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích	nutnost	10
Požadavky na vlastnosti odborného informačního systému			
Stavební struktury	postačuje vytvoření výkresu sestavy	přání	5
Návody k obsluze	zatím nejsou požadovány	-	-
Návody pro údržbu a opravy	zatím nejsou požadovány	-	-

Parametr	Požadavek	Specifikace (nutnost/přání)	Váha
Požadavky na nákladové a časové vlastnosti			
Náklady na vývoj, vznik, provozování a likvidaci produktu	náklady na vývoj neuvažovány, náklady na vznik a provoz co nejnižší, náklady likvidace zanedbány	přání	5
Časy na dodání, popř. vznik a vývoj produktu	v tomto ohledu nejsou stanoveny žádné požadavky	-	-
Požadavky na elementární konstrukční vlastnosti			
Normalizované prvky	minimální rozmanitost komponent (především spojovacích)	přání	5
Nenormalizované prvky	dosažení snadné vyrobiteľnosti na konvenčních strojích => jednoduché tvary	přání	5
Objednávané prvky	dodržení správných připojovacích rozměrů, malé rozměry (ve vhodné míře)	nutnost , přání	10 , 4
Upravované prvky	minimální zásahy do tvaru tohoto druhu dílu (=> menší počet dodatečných operací)	přání	4
Požadavky na znakové konstrukční vlastnosti/charakteristiky			
Funkční princip	konstantní dodávka osiva přibližně 200 kg/hektar, dodávka požadovaného množství vzduchu pro zajištění dopravy osiva mezi zásobníky	přání	5
Druh transformace	možnost využití pohonu od předního vývodového hřídele (rotace-rotace), pro pohon ventilátoru použit převod s tišším chodem, možnost využití jednoho hydraulického okruhu traktoru	přání	5

Tab. 1 – Tabulka se souhrnem základních požadavků na TS.

Pozn.: Hodnoty vah byly voleny pro větší rozlišení v rozsahu 1 až 10, přičemž 1 - nejnižší váha, 10 - nejvyšší váha; dle specifikace rozsah 1 až 5 odpovídá přání, rozsah 6 až 10 nutnosti; při uvedení více specifikací najednou, pak odpovídají požadavkům dle jejich pořadí (stejně je tomu u váhy).

2.6 Časový plán řešení

Období	Provedení činnosti
říjen	zadání BP, úvodní konzultace, studium podkladů, formátování práce, průzkum trhu
listopad	obecný popis konstrukce secích strojů, popis současných jednotlivých nabídek výrobců
prosinec	vyjasnění požadavků na TS, analýza problému a realizovatelnosti
leden	změření základních rozměrů rozmetacího ústrojí rozmetadla průmyslových hnojiv, návrh tvaru a výpočet rozměrů násypky čelního zásobníku
únor	hrubý návrh konstrukce - zjednodušený model pro výpočet MKP pro volbu tloušťky plechu násypky
březen	konzultace a sepsání finální verze požadavkového listu pro výrobek
duben	navržení konstrukčních variant, volba optimální varianty,
květen	provedení návrhu, kompletace, odevzdání.

Tab. 2 – Časový plán řešení BP

Praktická část

3 Navržení funkční struktury TS

Při návrhu koncepce čelního zásobníku osiva bude uvažováno, že bude konstrukce tvořena základními orgány, které mají největší vliv na následnou funkčnost celého zařízení. Těmi budou přípojovací mezirám, nosný rám, násypka, kryt násypky, hlavní nosný rám dávkovacího zařízení a ventilátoru, dávkovací zařízení, ventilátor, převody a pohony, uzavírací mechanismus, dopravní potrubí (hadice) a eventuálně nástavec násypky, jehož návrh bude taktéž uvažován.

Tyto prvky budou společné všem koncepčním variantám, pouze se mohou odlišovat svým provedením. Jednotlivé funkce budou očíslovány, aby je bylo možné přiřadit k jednotlivým dílům v náčrtech koncepčních variant (kvůli zobrazení).

Přípojovací mezirám

Základní funkcí přípojovacího mezirámu bude *zajistit spojení, přenos veškerých sil a momentů* (1) a *určit polohu* (2) mezi traktorem a samotným čelním zásobníkem jako celku. Přesněji jde o spojení mezi oky, či háky tříbodového závěsu traktoru (ať již čelního, nebo zadního - záleží na aktuálním způsobu využití zařízení) s nosným rámem čelního zásobníku.

Hlavní nosný rám

Primárním úkolem bude *přenést veškeré zatížení* (3) od zbytku komponent a náplně násypky přes přípojovací mezirám (jak již bylo zmíněno výše) na tříbodový závěs traktoru. Dále bude *zajišťovat stálou polohu* (4) některých dílů a podsestav (záleží na samotném provedení konstrukce - např. nosný rám dávkovacího zařízení a ventilátoru, přípojovací mezirám apod.).

Násypka

Hlavní funkcí je *zajištění zásoby potřebného množství osiva/hnojiva* (5) během práce soupravy a prostřednictvím určitých prvků tohoto dílu *zajištění přenosu zatížení* (6) od osiva/hnojiva, krytu násypky, eventuálně i od nástavce násypky a od prvků uzavíracího mechanismu na nosný rám a zároveň bude *zajišťovat jejich polohu* (7). Jednou ze zásadních funkcí bude taktéž přivedení osiva či hnojiva k místu vstupu dávkovacího ústrojí. Zároveň by mělo být *umožněno provedení snadné vyprázdňení násypky* (8) například v případě závady, přechodu na výsev jiné plodiny a podobně.

Nástavec násypky

Tento prvek bude *zajišťovat zvýšení zásoby* (9) osiva o požadovaný objem a *přenos zatížení* (10) od krytu násypky na násypku. Zároveň bude *zajišťovat polohu* (11) krytu násypky.

Kryt násypky

Jedinou funkcí tohoto dílu bude *ochrana* vnitřního prostoru násypky a jejího nástavce *proti dešti a případným nečistotám* (12) odlétajícím od kol traktoru (především za vlhka).

Nosný rám dávkovacího zařízení a ventilátoru

Primárním úkolem dílu bude *zajištění polohy* (13) dávkovacího zařízení a ventilátoru, včetně veškerých převodů a pohonů, které zde budou taktéž usazeny. S tím souvisí i *přenos zatížení* (14) od těchto komponent na nosný rám.

Dávkovací zařízení

Důležitou funkcí dávkovacího zařízení bude *zajištění požadované konstantní dávky osiva* (15) během provádění výsevu a jeho *přivedení ke vstupnímu otvoru dopravního potrubí* (16). Dále bude poskytovat oporu a *zajišťovat polohu* (17) jednoho z dílů dopravního potrubí *se současným přenosem určitého podílu zatížení* (18) od tíhy dopravního potrubí.

Ventilátor

Jediným úkolem této komponenty bude *zajistit dodávku potřebného množství vzduchu* (19) pro zajištění bezproblémové dopravy osiva dopravním potrubím od čelního zásobníku až do násypky secího stroje.

Převody a pohony

Hlavní funkcí bude *zajištění přenosu požadovaného zatížení* (20) vyvolaného potřebou uvedení a udržení rotačních dílů v pohybu spolu s *dosažením požadovaných otáček a smyslu otáčení* (21) těchto komponent pro zajištění správné funkce celého zařízení. S tím taktéž souvisí požadavek na *zajištění převodu dle potřeby umístění polohy os hřídelí* (22).

Uzavírací mechanismus

Jedinou funkcí uzavíracího mechanismu bude *zajištění uzavření výsypných otvorů násypky* (23) pro přerušení dodávky osiva do dávkovacího zařízení dle potřeby obsluhy a to z pohodlí kabiny traktoru.

Dopravní potrubí (hadice)

Dopravní potrubí bude mít jedinou funkci a to *umožnění dopravy osiva* (24) od čelního zásobníku do rozdělovací hlavy, ze které bude osivo dále pokračovat prostřednictvím většího počtu menších hadic do několika míst násypky secího stroje, aby bylo zajištěno plnění zásobníku osiva secího stroje po jeho celé šířce, nicméně ta není vyžadována jako součást návrhu.

4 Navržení koncepčních variant TS

4.1 Výchozí rozhodnutí

Od této části se bude práce přednostně soustředit na návrh zařízení pro fungování v konfiguraci jako čelní zásobník osiva, sloužící pro plnění zásobníku osiva secího stroje (s přihlédnutím na požadovanou funkci i jako rozmetadlo průmyslových hnojiv). Tím je konkrétně myšleno to, že by mělo být umožněno připojit rozmetací zařízení k základní konstrukci, tudíž by měly být dodrženy stejné připojovací rozměry.

Nicméně návrh rozmetacího zařízení by se musel provést dodatečně, jelikož se nejedná o součást primárního zadání bakalářské práce, proto bude možné přizpůsobit připojovací body dle potřeby.

Z hlediska použitých materiálů, jak již bylo několikrát zmíněno, budou tvořit navrhovanou konstrukci čelního zásobníku osiva z velké části díly, vyráběné svařováním. S ohledem na požadovanou funkci zařízení bude u většiny dílů postačovat využití běžných konstrukčních ocelí vhodných na svařované konstrukce s hodnotou meze kluzu kolem 200 MPa.

Na zakrytí násypky bude nutné zadat výrobu krycí plachty, která by mohla být vyrobena z materiálu, jenž se například používá na výrobu autoplachet na návěsy nákladních automobilů. V současné době se na jejich výrobu nejčastěji využívá PVC.

Pro zajištění pneumatické dopravy osiva od čelního zásobníku do zásobníku osiva secího stroje bude využito hadic z PUR vyztužených drátem, které se běžně využívají u pneumatických secích strojů.

Z hlediska energií, které by byly využity při výrobě čelního zásobníku osiva, se bude jednat především o elektrickou energii pro napájení obráběcích strojů, ručního nářadí. Zde bude největším odběratelem elektrické energie svařovací souprava. Jak již bylo zmíněno, tak zadávající podnik disponuje vlastní solární elektrárnou na střeše servisní dílny ve středisku Kasejovice, tudíž by při případné výrobě mohlo dojít k jejímu výraznému zlevnění.

Dále je z hlediska informačních vstupů zapotřebí splnit především požadavky kladené předpisem č. 341/2014 Sb - Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Jak již bylo dříve popsáno, tak funkční princip navrhovaného zařízení bude velice podobný již existujícím strojům konkurenčních značek. Konkrétně bude spočívat v nasypání osiva do násypky čelního zásobníku, odkud se bude sesýpat k výpustním otvorům. Tyto otvory bude dle potřeby možné otevírat a uzavírat prostřednictvím uzavíracího mechanismu.

Při otevření výpustních otvorů bude moci osivo projít do dávkovacího zařízení, které bude dodávat požadovanou dávku osiva do pneumatického dopravního potrubí. V něm bude proudit adekvátní množství vzduchu, dodávaného ventilátorem, pro zajištění dopravy osiva od čelního zásobníku do zásobníku secího stroje.

Na rámu secího stroje pak ještě bude umístěna rozdělovací hlava, která bude součástí dopravního potrubí. Ta bude rozdělovat proud osiva do hadic menšího průměru vyvedených do několika míst po celé šířce zásobníku osiva secího stroje.

S ohledem na možnosti traktoru, který bude se zařízením agregován (tedy že traktor disponuje čelním tříbodovým závěsem s jedním dvojčinným okruhem hydraulického systému a čelním vývodovým hřídelem) bude pro ovládání uzavíracího mechanismu využít právě zmíněný hydraulický okruh a k pohonu rotačních dílů pak bude sloužit vývodový hřídel traktoru s využitím vhodných převodových mechanismů se vhodným zpřevodováním.

4.2 Návrh variant orgánové struktury TS

S ohledem na dříve specifikované požadavky byly navrženy dvě varianty možného řešení, které byly rozpracovány jen do stádia hrubého návrhu. Obsahují tedy jen základní díly, popsané v kapitole 3, u nichž byla snaha splnit požadované funkce. To je patrné z následujících obrázků. Silné čáry odpovídají nosným ráům a připojovacímu mezirámu.

Varianta A je tvořena nosným rámem, na který je zavěšen nosný rám dávkovacího ústrojí a ventilátoru, násypka a dále je na něj připojen připojovací trojúhelníkový mezirám, který bude umožňovat rychlejší připojení nebo naopak odpojení traktoru. Jednalo by se o nakupovaný díl, který se běžně využívá například u čelních žacích strojů. V případě potřeby by ho však mohlo být taktéž nutné navrhnout.

Spojení vzniká zasunutím trojúhelníkového mezirámu, připojeného v předním tříbodovém závěsu traktoru, zespodu do protikusů (je součástí nosného rámu a tvoří ho zpravidla U profily s patřičným vyztužením) a zajištěním proti zpětnému vyvlečení prostřednictvím páky. Na násypce je přišroubován nástavec násypky, který bude svařen z vhodné naohýbaných plechů.

Na něm je ještě připojen kryt násypky prostřednictvím dvou pantů, umožňujících odklopení krytu a naplnění násypky osivem. Ten bude tvořen ze svařovaného rámu, tvořeného z drátu většího průměru (průměr cca 10 mm), na němž pak bude připevněna krycí plachta z PVC. Proti samovolnému otevření bude potřeba zajistit kryt vhodným zajišťovacím mechanismem (například stejným, jako se využívá na zajištění zadní bočnice automobilového přívěsu). Sklon horní plochy krytu zásobníku bude směrem dolů k přední části zásobníku.

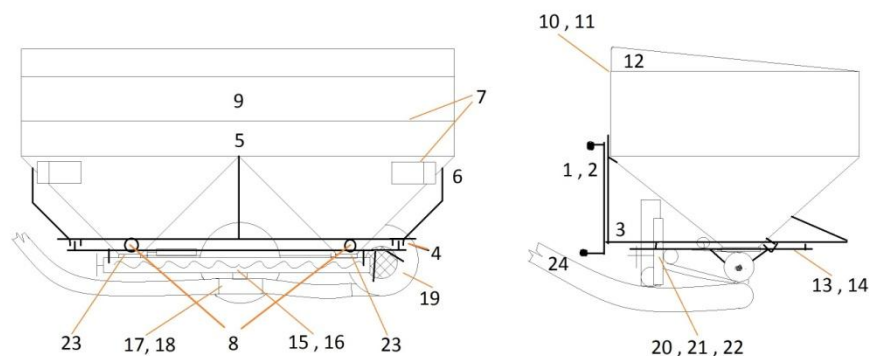
Na násypce, která bude konstruovaná se dvěma výsyprými otvory, bude upevněn uzavírací mechanismus, jenž by tvořil dvě vyklápěcí šoupátka (konala by otočný pohyb), spojená tyčí a k ovládání by byl využit dvojčinný hydraulický válec. Zároveň by zde bylo připojeno osvětlení na odnímatelném nosníku, pro umožnění rychlé výměny osvětlení při změně z funkce zařízení jako čelní zásobník osiva na rozmetadlo průmyslových hnojiv. U každého dna násypky, těsně nad výsyprými otvory by pak byl umístěn vyprazdňovací otvor s vysunovacím šoupátkem.

Jak již z názvu vyplývá, tak na nosníku dávkovacího zařízení a ventilátoru bude připevněn radiální ventilátor, dávkovací zařízení, jež bude tvořit šnekový dopravník, dále pak převody a pohony včetně jejich krytů. Tyto díly tvoří jeden celek opět z důvodu rychlejší výměny při přestavbě během změny konfigurace zařízení.

K pohonu ventilátoru bude využit řemenový převod kvůli nutnosti dosahovat vysokých otáček při dodržení nižší hlučnosti, než by tomu například bylo při použití řetězového převodu. Pro pohon šnekového dopravníku je uvažováno použití řetězového převodu, u něhož ještě bude zapotřebí použít převod do devadesáti stupňů, který bude realizovaný prostřednictvím třetího variátoru s lícním kolem. Jeho použitím se zároveň dosáhne možnosti regulovat dodávané množství osiva alespoň v určitém rozsahu.

Dopravní potrubí pak budou tvořit hadice z PUR vyztužené drátem. Součástí dopravního potrubí bude taktéž několikrát zmiňovaná rozdělovací hlava, ve které se bude směr proudu vzduchu měnit o 90°.

Jednotlivé díly konstrukce (kromě nosných ráů) by se spojovaly prostřednictvím šroubových spojů, aby byla umožněna jejich případná výměna s využitím běžného dílenského nářadí.



Obr. 4: Hrubý náčrt předběžné orgánové struktury s číselným vyznačením funkčních parametrů varianty A. [vlastní náčrt]

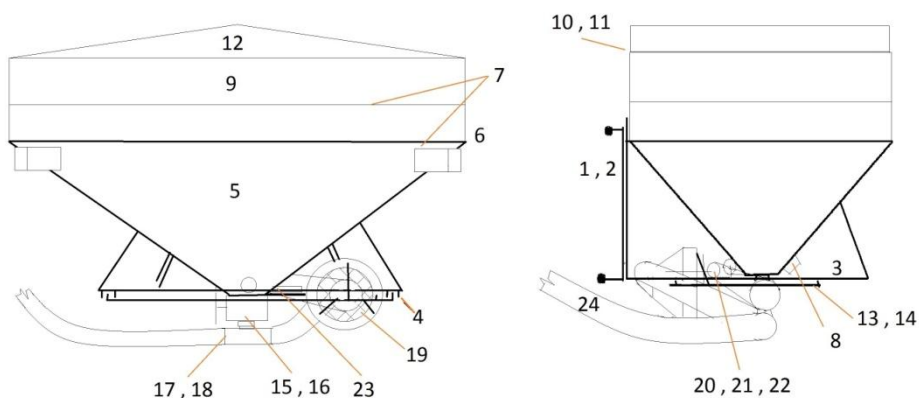
Varianty B je pak variantě A svým způsobem podobná, nicméně jsou zde výrazné rozdíly. Hlavní odlišností od druhé varianty je fakt, že násypka je pevně spojená s nosným rámem (je jeho součástí), který tvoří v její dolní části její kostru. V tomto případě musí být nosný rám v dolní části rozšířen pro připojení nosného rámu dávkovacího zařízení a ventilátoru a zároveň pro zajištění ochrany těchto částí proti nárazům do překážek. Dalším rozdílem je pak taktéž samotný tvar násypky, kdy se její dno sbíhá do jednoho místa (k jednomu dávkovacímu zařízení).

Připojovací mezirám je v tomto případě na nosný rám připojen prostřednictvím šroubů, aby ho bylo případně možné vyměnit za jiný kus. Jejich provedení se bude lišit dle kategorie tříbodového závěsu traktoru, s nímž má být zařízení agregováno. Nosný rám dávkovacího zařízení a ventilátoru bude konstruován obdobně, jako u varianty A, pouze ho bude nutné přizpůsobit umístění dávkovacímu zařízení, ventilátoru a převodům s pohony.

Ventilátor je zde uvažován v axiálním provedení, k jehož pohonu je opět uvažováno využití řemenového převodu. U pohonu dávkovacího zařízení je taktéž uvažováno použití řetězového převodu. Pro zajištění přenosu točivého momentu do devadesáti stupňů je uvažováno využití kuželové převodovky.

V případě varianty B by bylo využito dávkovací zařízení, které je svým principem fungování stejné jako běžně užívaná dávkovací zařízení u současných secích strojů. Jednalo by se tedy o váleček s vyrobenými drážkami či otvory po obvodu, kterými by se při jeho otáčení dávkovalo osivo do dopravního potrubí.

Dopravní potrubí je u této varianty návrhu v podstatě totožné s předchozím a stejně tomu je i v případě nástavce násypky, který by měl obdobnou konstrukci. Odlišnosti by s největší pravděpodobností byly minimální. Konstrukce krytu zásobníku je uvažována také stejným způsobem, jako tomu bylo u varianty A, avšak v tomto případě by horní plocha zastřešení ubíhala od středu zásobníku ke stranám.

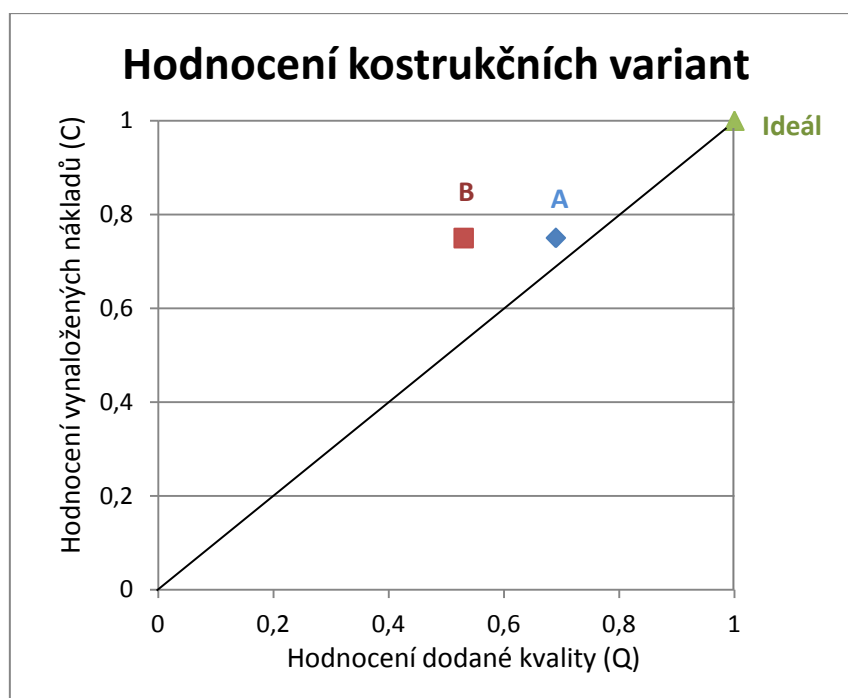


Obr. 5: Hrubý náčrt předběžné orgánové struktury s číselným vyznačením funkčních parametrů varianty B. [vlastní náčrt]

4.3 Hodnocení a výběr optimální orgánové struktury TS

	Sledovaný parametr	A	B	Ideál
Kvalita (Q)	Spojení s traktorem, přenos zatížení, zajištění polohy	4	2	4
	Zajištění požadované dávky osiva	2	1	4
	Možnost regulace dávky osiva	2	1	4
	Přivedení osiva ke vstupnímu otvoru dopravního potrubí	3	4	4
	Dosažení požadovaných otáček a smyslu otáčení prostřednictvím pohonů	3	2	4
	Zajištění uzavření výsypných otvorů	2	3	4
	Rozdělení proudu osiva	3	2	4
	Provedení (složitost) celkové konstrukce	3	2	4
	Celkový součet	22	17	32
	Normované hodnocení	0,69	0,53	1
Cena (C)	Výrobní náklady (odhad)	3	3	4
	Celkový součet	3	3	4
	Normované hodnocení	0,75	0,75	1

Tab. 3: Tabulka s hodnocením a výběrem optimální varianty dle sledovaných funkčních parametrů, u nichž jsou výraznější rozdíly, funkce se shodnými hodnotami zanedbány.



Graf 1: Graf hodnocení konstrukčních variant dle dodané kvality a vynaložených nákladů.

Ze zobrazení výsledků je patrné, že při srovnatelné ceně dosahuje varianta A vyšší dodané kvality a více se tedy přibližuje ideálnímu stavu. Z toho důvodu je tedy pro zpracování návrhu zvolena varianta A.

5 Navržení konstrukčního řešení TS s příklady výkresové dokumentace TS

5.1 Návrh konstrukčního řešení TS

Provedení konstrukce čelního zásobníku osiva bude provedeno dle provedeného předběžného návrhu orgánové struktury, ovšem s několika nutnými úpravami, kvůli prostorovým dispozicím pod násypkou čelního zásobníku. Některé díly byly při zpracování v CAD modelovány s určitým zjednodušením, jelikož by se u těchto dílů mohli vyskytnout určité odlišnosti (tvarové, rozměrové apod.).

Zároveň nebylo provedeno modelování některých dílů vůbec - konkrétně se jedná o dopravní potrubí, hydraulické hadice včetně jejich příslušenství, elektroinstalace a osvětlení. U většiny z těchto dílů by bylo zapotřebí upravovat jejich parametry (délku, průměry apod.) dle potřeby při případné následné výrobě.

5.2 Výpočtové hodnocení navrženého konstrukčního řešení TS

5.2.1 Návrh parametrů dávkovacího zařízení-šnekového dopravníku

Při návrhu šnekového dopravníku je nejdříve nutné stanovit požadovanou dávku osiva za určitý časový úsek - například za 1 hodinu - z plošného výkonu při zadaném výsevku (pro obilniny 180 - 220 [kg/ha] - při návrhu bude uvažována hodnota 220 [kg/ha]). Hodinový plošný výkon (S_h) secí soupravy dosahuje přibližně 4 ha za hodinu.

Z toho vyplývá, že za 1 hodinu práce bude nutné dodat toto množství osiva:

$$Q_m = S_h \times m_{ha}$$

$$Q_m = 4 \times 220 = 880 \text{ [kg / hod]}$$

Kde: Q_m	je	hmotnostní průtok osiva za 1 hodinu	[kg / hod]
S_h		hodinový plošný výkon secí soupravy	[ha / hod]
m_{ha}		výsevek, tedy množství osiva na 1 ha	[kg / ha]

Nyní bude zapotřebí stanovit, jakému objemu osiva bude toto množství osiva odpovídat. Při výpočtu se bude uvažovat hodnota hustoty pro pšenici - tedy $\rho_{pš} = 800 \text{ [kg / m}^3\text{]}$.

$$Q_V = \frac{Q_m}{\rho_{pš}}$$

$$Q_V = \frac{880}{800} = 1,1 \text{ [m}^3\text{ / hod]}$$

Kde: Q_V	je	objemový průtok osiva za hodinu	[m ³ / hod]
$\rho_{pš}$		hustota dopravovaného materiálu (zde pšenice)	[kg / m ³]

Pro návrh parametrů šnekového dopravníku je však nutné brát v úvahu, že šnek bude tvořen dvěma protichůdnými šnekovnicemi, tudíž na každou z nich připadá poloviční objem (tedy 0,55 [m³ / hod]). Pro návrh důležitých parametrů se bude vycházet ze vzorců z dnes již nahrazené normy ČSN 26 2802, nicméně pro návrh by měly být dostačující. Vyjde se z výpočtu dopravovaného množství, pro nějž platí:

$$Q_V = 3600 \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times s \times \psi \times n \times C_H$$

Kde	D	je	jmenovitý průměr šneku	[m]
	s		stoupání šnekovnice	[m]
	ψ		součinitel plnění	[I]
	n		pracovní otáčky šneku	[I / s]
	C_H		součinitel snižující dopravované množství dle polohy	[I]

Po úpravě vztahu získáme:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \times Q_V}{3600 \times \pi \times \psi \times n \times C_H}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 0,55}{3600 \times \pi \times 0,45 \times 4 \times 1}} \doteq 0,048 \text{ [m]}$$

Při výpočtu jsou zvoleny pracovní otáčky šneku $n = 4 \text{ [I / s]}$, kterých běžně dosahují šnekové dopravníky, součinitel $C_H = 1 \text{ [I]}$ (určeno z grafu na obrázku 3- 29 viz [25], str. 93), jelikož se po většinu doby činnosti bude souprava pohybovat prakticky v rovině. Navíc při případném pohybu v nerovném terénu by mohlo docházet ke zvýšení dodávané dávky polovinou šnekového dopravníku, která bude dopravovat osivo od shora dolů. Součinitel plnění bude brán pro pšenici a to konkrétně $\psi = 0,45 \text{ [I]}$ (což odpovídá 45 procentům, stanoveným z tabulky 3.3 viz [25], str. 94).

S ohledem na možnosti některých výrobců by se průměr a provedení šnekovnice musel přizpůsobit výrobnímu programu dodavatelské firmy, případně si nechat vyrobit šnek na zakázku. Proto bude uvažován vnější průměr šnekovnice $D = 50$ [mm], u kterého lze při stejných parametrech dosáhnout dodávaného objemu přibližně $1,27$ [m^3 / hod], ovšem provozní otáčky by mělo být možno měnit v určitém rozsahu, proto bude nadále počítáno s dodávkou $Q_V = 1,27$ [m^3 / hod].

Pro příkon šnekového dopravníku s obvodovou šnekovnicí (nutno zvětšit příkon o 20 [%], ale pro zajištění pohonu i pro materiály s vyšší hustotou, bude zvýšen příkon celkově o 45 [%] - proto 1,45 x) při volbě pšenice jako výchozího dopravovaného materiálu pak platí:

$$P = 1,45 \times \frac{Q_V \times \rho_{pš} \times g}{3600} \times (l_v \times w \pm h)$$

$$P = 1,45 \times \frac{1,27 \times 800 \times 9,81}{3600} \times (1 \times 2,3 \pm 0) \doteq 9,2[W]$$

Kde: P	je	příkon šnekového dopravníku	[W]
g		gravitační (přesněji tíhové) zrychlení	[m/s^2]
l_v		vodorovná dopravní vzdálenost	[m]
h		dopravní výška (vzhůru + , dolů -)	[m]
w		celkový (globální) součinitel odporu	[I]

Při výpočtu byl uvažován celkový součinitel odporu $w = 2,3$ [-] - pro pšenici, stanoveno z tabulky 3.3 viz [25], str. 94) a vodorovná dopravní vzdálenost byla zvolena s ohledem na konstrukci násypky přibližně $l_v = 1$ [m], dopravní výška neuvažována (stejně, jako u součinitele C_H).

Z výkonu pak lze dopočítat hnací točivý moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega_s} = \frac{P}{2 \times \pi \times n}$$

$$M_k = \frac{9,2}{2 \times \pi \times 4} \doteq 0,37[N \cdot m]$$

Kde: M_k	je	hnací točivý moment	[N·m]
ω_s		úhlová rychlost šnekovnice	[rad/s]

Pro výpočet axiální síly platí vztah:

$$F_a = \frac{M}{R_s \times tg(\alpha_1 + \varphi_1)}$$

Kde: F_a	je	axiální síla vyvolaná rotací šneku	[N]
R_s		účinný poloměr; $R_s = (0,7 \div 0,8) \times \frac{D}{2}$	[m]
α_1		úhel stoupání šroubovice	[rad]
φ_1		třecí úhel mezi materiálem a šnekem	[rad]

Vzhledem k tomu, že se jedná o šnekovnici s protichůdným stoupáním, vyruší se axiální síly navzájem. Nicméně pro kontrolu (mimo) byla vypočítána hodnota, kdyby docházelo k dopravě pouze jednou polovinou dopravníku (tedy s polovičním hnacím momentem), při které vyšlo, že $F_a \approx 370$ N.

5.2.2 Návrh parametrů dílů, spojených s pneumatickou dopravou

Při návrhu dílčích součástí pneumatického systému nebude pro zjednodušení uvažována stlačitelnost vzduchu, což příliš nebude odpovídat realitě, nicméně vzhledem k objemu práce by mohl jen samotný přesnější návrh těchto dílů se zahrnutím veškerých vlivů vystačit na samostatnou BP.

Vzhledem k tomu, že je uvažováno využití čelního zásobníku pro zásobování především obilninami, budou při návrhu počítány parametry pro zajištění pneumatické dopravy pšenice při výsevu až 300 [kg / ha]. Tomu odpovídá objemový průtok 1,5 [m³/hod]. Vzorce jsou čerpány ze zdroje viz [25].

S ohledem na dosažení nižších ztrát tlaku vlivem odporů v potrubí je po provedení předběžných výpočtů volen směšovací poměr $\delta = 1$ [I]. Ten je definován pro tento konkrétní případ takto:

$$\delta = \frac{Q_v \times \rho_{pš}}{3600 \times V_v \times \rho_v}$$

Kde: δ	je	směšovací poměr	[I]
Q_v		objemový průtok dopravovaného materiálu	[m ³ /hod]
$\rho_{pš}$		hustota dopravovaného materiálu (zde pšenice)	[kg / m ³]
V_v		objemový průtok vzduchu potrubím	[m ³ /s]
ρ_v		hustota dopravního média (zde vzduchu)	[kg/m ³]

Úpravou tohoto vzorce dostaneme vztah pro stanovení objemového průtoku V_v :

$$V_v = \frac{Q_v \times \rho_{pš}}{3600 \times \delta \times \rho_v}$$

$$V_v = \frac{1,5 \times 800}{3600 \times 1 \times 1,25} = 0,2\bar{6} [m^3 / s]$$

Dále se stanoví ekvivalentní délka potrubí:

$$l_r = \sum l_{iR} + \sum l_{jO} + \sum l_{kP}$$

Kde: l_r	je	ekvivalentní délka potrubí	[m]
l_{iR}		délka i-tého rovného úseku	[m]
l_{jO}		ekvivalentní délka j-tého oblouku	[m]
l_{kP}		ekvivalentní délka k-tého příslušenství	[m]

Po vyhledání ekvivalentních délek oblouků z tabulky 3.9. viz [25] na str. 134 dle očekávaného průměru potrubí a poloměrů oblouků a dle očekávané konfigurace potrubí na soupravě bylo stanoveno (při zanedbání l_{kP}):

$$l_r = 13 + 4 * 8 + 0 = 45 [m]$$

Dále by následovalo stanovení výstupní rychlosti na konci potrubí, ale vzhledem k vysokým ztrátám, které byly stanoveny při předběžném výpočtu, byla stanovena hodnota výstupní rychlosti z části potrubí s větším průměrem $d_v = 17$ [m/s], což je hodnota odpovídající vznášecí rychlosti pro hrách (tj. rychlost proudění vzduchu ve svislém potrubí, kdy se zrno hrachu vznáší na místě). viz [27] str. 107

Tato hodnota byla zvolena záměrně, jelikož je uvažována i možnost využití čelního zásobníku při výsevu tzv. „směsek“ (většinou se jedná o směs hrachu a ovsu, porost je pak určen k stážování nebo na tzv. „zelené krmení“ skotu apod.). Jelikož je hodnota vznášecí rychlosti větší pro hrách než pro obiloviny, byla zvolena právě tato.

Dále je potřeba vypočítat průměr potrubí:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times V_v}{\pi \times v_v}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0,293}{\pi \times 17}} \doteq 0,14[m]$$

Kde: d je průměr dopravního potrubí [m]
 v_v výstupní rychlost vzduchu na konci potrubí [m/s]

Pro absolutní tlak na začátku potrubí platí (pro přetlakové systémy pneumatické dopravy) vztah:

$$p_0 = 10^5 \times \sqrt{1 + \frac{\vartheta \times \delta \times l_r \times v_v^2}{d}} + h \times \rho_v \times g \times \delta$$

Kde: p_0 je absolutní přetlak na začátku potrubí [Pa]
 ϑ pomocný koeficient [kg^2/m^2s^2]
 h dopravní výška [m]

Hodnotu ϑ je nutné dohledat z diagramu na obrázku 3-78 viz [25] str. 137, kde ϑ je $f(j)$:

$$j = \frac{\delta \times l_r \times v_v^2}{d}$$

$$j = \frac{1 \times 45 \times 17^2}{0,14} \doteq 92893[m^2/s^2]$$

Kde: j je pomocný koeficient [m^2/s^2]

Této hodnotě j odpovídá přibližně $\vartheta \approx 13 \times 10^{-7} [kg^2/m^2s^2]$. Nyní již lze stanovit absolutní tlak p_0 :

$$p_0 = 10^5 \times \sqrt{1 + \frac{13 \times 10^{-7} \times 1 \times 45 \times 17^2}{0,14}} + 2 \times 1,25 \times 9,81 \times 1 = 105866[Pa]$$

Pro zjištění pracovního tlaku je nutné stanovit tlakové ztráty v potrubí. Zde je potřeba dopočítat tlakové ztráty tlaku při proudění v přímém potrubí a v jednotlivých ohybech s ohledem na očekávaný tvar dopravní trasy (ztráta v rozdělovací hlavě je uvažována stejná, jako tlaková ztráta v ohybu (koleni)):

$$p_z = p_{zR} + p_{z1} + p_{z2} + p_{z3} + p_{z4} + p_{z5} + p_{z6} + p_{z7}$$

Kde: p_z je celková tlaková ztráta v potrubí [Pa]
 p_{zR} tlaková ztráta v přímém potrubí [Pa]
 p_{z1} až p_{z7} tlaková ztráta v ohybu (koleni) 1 až 7 [Pa]

Pro tlakovou ztrátu v přímém potrubí platí:

$$p_{zR} = \rho_v \times \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v_v^2}{2}$$

Kde: λ je součinitel tření v potrubí [I]

L celková délka potrubí [m]

Pro určení λ je zapotřebí vypočítat Reynoldsovo číslo:

$$R_e = \frac{v_v \times d}{\vartheta_{vz}}$$

$$R_e \doteq \frac{17 \times 0,14}{1,51 \times 10^{-5}} \doteq 157615 [1]$$

Kde: R_e je Reynoldsovo číslo [I]

ϑ_{vz} kinematická viskozita vzduchu při 20°C [m²/s]

To je hodnota výrazně větší, než 4 000 [I], tudíž se jednoznačně jedná o turbulentní proudění. Z Moodyho diagramu lze při uvažování hydraulické drsnosti potrubí z PUR (podobné hladké pryži; $e = 0,01 [mm]$) => $\varepsilon \approx 0,071 [mm]$ (viz [28] str. 21) hodnotu součinitele $\lambda \approx 0,1 [I]$ (viz [28] str. 20). Tudíž nyní můžeme stanovit tlakovou ztrátu v přímém potrubí:

$$p_{zR} = 1,25 \times 0,1 \times \frac{15}{0,14} \times \frac{17^2}{2} = 1935,3 [Pa]$$

Dále je potřeba určit dílčí ztráty tlaku v jednotlivých ohybech:

$$p_{z1} = \rho_v \times \zeta \times \frac{v_v^2}{2}$$

$$p_{z1} = 1,25 \times 0,2 \times \frac{17^2}{2} = 36,1 [Pa]$$

Kde: ζ je ztrátový součinitel místních odporů [I]

Obdobně platí pro ohyby s jiným úhlem, než 90°; zde pro 120°:

$$p_{z2} = \rho_v \times \zeta \times \zeta_{opr} \times \frac{v_v^2}{2}$$

$$p_{z2} = 1,25 \times 0,2 \times 1,162 \times \frac{17^2}{2} = 42 [Pa]$$

Kde: ζ_{opr} je opravný součinitel pro oblouky jiné, než 90° [I]

Koeficienty ζ a ζ_{opr} jsou čerpány ze zdroje viz [29] str 639. Vzhledem k celkovému objemu výpočtů již bude rovnou stanovena celková ztráta tlaku z výsledků vypočtených mimo tuto práci:

$$p_z = 1935,3 + 36,1 + 42 + 28,2 + 20,4 + 20,4 + 5,8 + 2,6 = 2090,8 [Pa]$$

Absolutní pracovní tlak se stanoví jako:

$$p_{p0} = p_0 + p_z$$

$$p_{p0} = 105866 + 2090,8 = 107956,8 [Pa] \approx 0,108 [MPa]$$

Kde: p_{p0} je absolutní pracovní přetlak [Pa]

Dále je také zapotřebí určit pracovní objemový průtok vzduchu:

$$V_p = 1,1 \times V_v$$

$$V_p = 1,1 \times 0,26 = 0,293 [m^3/s]$$

Kde: V_p je pracovní objemový průtok vzduchu [m³/s]

Z těchto výpočtů tedy vyplývá, že ventilátor musí dodávat objemový průtok 0,293 [m³/s] a musí při tom generovat přetlak o velikosti minimálně 7 956,8 [Pa] (při uvažování $p_A = 0,1 [MPa]$). Pro návrh ventilátoru (jehož provedení je voleno jako radiální s oběžným kolem s dopředu zahnutými lopatkami) byly po předběžném výpočtu zvoleny tyto parametry:

d_1	je malý průměr lopatek na oběžném kole	0,15	[m]
d_2	velký průměr lopatek na oběžném kole	0,50	[m]
b_1	šířka kanálu mezi lopatkami na $\varnothing d_1$ (kolmo na oběž. kolo)	0,11	[m]
b_2	šířka kanálu mezi lopatkami na $\varnothing d_2$ (kolmo na oběž. kolo)	0,11	[m]
β_1	úhel sklonu lopatky na $\varnothing d_1$	45	[°]
β_2	úhel sklonu lopatky na $\varnothing d_2$	135	[°]
n_v	pracovní otáčky ventilátoru	50	[1/s]
t_{lop}	tloušťka lopatky	0,003	[m]
x_{lop}	počet lopatek na oběžném kole	8	[1]

Pro učení teoretického objemového průtoku vzduchu a teoretického přetlaku, generovaného ventilátorem je nejdříve nutné určit jednotlivé složky rychlostí na vstupní (1) a výstupní (2) hraně lopatky. Zde jsou pro úplnost uvedeny výpočty všech složek rychlostí proudění.

Začneme unášivými složkami:

$$u_1 = \pi \times d_1 \times n_v$$

$$u_1 = \pi \times 0,15 \times 50 \doteq 23,562 [m/s]$$

Kde: u_1 je unášivá složka rychlosti proudění na průměru d_1 [m/s]

Stejným způsobem byla určena unášivá složka $u_2 = 78,540 [m/s]$.

S využitím goniometrických funkcí pro pravoúhlý trojúhelník je při rozkladu jednotlivých složek rychlostí na vstupní hraně lopatky možné určit jednotlivé složky. Relativní složku lze určit jako:

$$v_{r1} = u_1 \times \cos \beta_1$$

$$v_{r1} = 23,562 \times \cos 45 \doteq 16,661 [m/s]$$

Kde: v_{r1} je relativní složka rychlosti proudění na průměru d_1 [m/s]

Absolutní složka rychlosti je:

$$v_{a1} = u_1 \times \sin\beta_1$$
$$v_{a1} = 23,562 \times \sin 45 \doteq 16,661 [m/s]$$

Kde: v_{a1} je absolutní složka rychlosti proudění na průměru d_1 [m/s]

Obvodová složka rychlosti je:

$$v_{w1} = v_{a1} \times \sin\beta_1 = u_1 \times (\sin\beta_1)^2$$
$$v_{w1} = 23,562 \times (\sin 45)^2 \doteq 11,781 [m/s]$$

Kde: v_{w1} je obvodová složka rychlosti proudění na průměru d_1 [m/s]

Radiální složka rychlosti je:

$$v_{f1} = v_{r1} \times \sin\beta_1 = u_1 \times \cos\beta_1 \times \sin\beta_1$$
$$v_{f1} = 23,562 \times \cos 45 \times \sin 45 \doteq 11,781 [m/s]$$

Kde: v_{f1} je radiální složka rychlosti proudění na průměru d_1 [m/s]

Tím byly stanoveny všechny složky rychlosti proudění vzduchu na vstupní hraně lopatky a nyní se přejde na řešení složek rychlosti proudění na výstupní hraně, u níž již máme určenou unášivou složku. V rámci řešení je uvažována nutnost zachování hmotnostního průtoku kanálem mezi lopatkami. Nejdříve je třeba stanovit šířky kanálů mezi lopatkami na průměrech d_1 a d_2 :

$$\check{s}_{k1} = \frac{\pi \times d_1 - x_{lop} \times t_{lop}}{x_{lop}}$$
$$\check{s}_{k1} = \frac{\pi \times 0,15 - 8 \times 0,003}{8} \doteq 0,076 [m]$$

Kde: \check{s}_{k1} je šířka kanálu mezi lopatkami na průměru d_1 [m/s]

Stejným způsobem byla vypočtena šířka kanálu na průměru d_2 $\check{s}_{k2} \doteq 0,154 [m]$

V rámci zjednodušení po matematických úpravách vyplývá, že:

$$v_{r2} = \frac{\check{s}_{k1}}{\check{s}_{k2}} \times v_{r1}$$
$$v_{r2} = \frac{0,076}{0,154} \times 16,661 \doteq 8,117 [m/s]$$

Kde: v_{r2} je relativní složka rychlosti proudění na průměru d_2 [m/s]

Při určování jednotlivých složek rychlosti na výstupní hraně lopatky je již nutné použít kromě goniometrických funkcí i kosinovou větu, s jejíž pomocí se určí absolutní složka rychlosti proudění:

$$v_{a2} = \sqrt{u_2^2 + v_{r2}^2 - 2 \times u_2 \times v_{r2}}$$
$$v_{a2} = \sqrt{78,540^2 + 4,817^2 - 2 \times 78,540 \times 4,817} \doteq 82,017 [m/s]$$

Kde: v_{a2} je absolutní složka rychlosti proudění na průměru d_2 [m/s]

Radiální složka rychlosti proudění se určí:

$$v_{f2} = v_{r2} \times \cos(\beta_2 - 90)$$

$$v_{f2} = 4,817 \times \cos(135 - 90) \doteq 3,406[m/s]$$

Kde: v_{f2} je radiální složka rychlosti proudění na průměru d_2 [m/s]

Obvodová složka rychlosti proudění se určí:

$$v_{w2} = \sqrt{v_{a2}^2 - v_{f2}^2}$$

$$v_{w2} = \sqrt{82,017^2 - 3,406^2} \doteq 81,946[m/s]$$

Kde: v_{w2} je obvodová složka rychlosti proudění na průměru d_2 [m/s]

Nyní již lze stanovit teoretický objemový průtok vzduchu, dodávaný ventilátorem:

$$V_{vent} = \pi \times d_2 \times b_2 \times v_{f2}$$

$$V_{vent} = \pi \times 0,5 \times 0,11 \times 3,406 \doteq 0,589[m^3/s]$$

Kde: V_{vent} je teoretický objemový průtok dodávaný ventilátorem [m/s]

Dále lze stanovit teoretický přetlak generovaný ventilátorem, kdy se využije vzorec pro radiální ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami:

$$p_{vent} = \rho_v \times u_2 \times \left[u_2 + \frac{V_{vent}}{\pi \times d_2 \times b_2} \times \cot(180 - \beta_2) \right]$$

$$p_{vent} = 1,25 \times 78,540 \times \left[78,540 + \frac{0,589}{\pi \times 0,5 \times 0,11} \times \cot(180 - 135) \right] \doteq 8045,045[Pa]$$

Příkon ventilátoru (vypočítaný tentokrát podle vzorce $P = \frac{p_{vent} \times V_v}{\eta_c}$) pro tyto hodnoty činí $P = 7\,897,6 [W]$, což je reálnější hodnota, než která byla vypočtena předchozím způsobem. Tomuto výkonu odpovídá odebíraný točivý moment $M_{k\,vent} \doteq 25,14 [Nm]$.

Z výsledků je patrné, že teoretický objemový průtok vzduchu je přibližně dvakrát větší, než potřebný pracovní objemový průtok vzduchu při téměř stejném teoretickém přetlaku jako potřebném přetlaku. Ovšem skutečné hodnoty budou ve skutečnosti nižší, jelikož bude docházet ke ztrátám vlivem víření, tření o stěny, rázových ztrát v kanálech oběžného kola apod. Vzorce pro V_{vent} a p_{vent} , generovaný ventilátorem, byly čerpány ze zdroje viz [30] str. 48.

Avšak, jak již bylo napsáno, přesnější výpočet by mohl být samostatným tématem jiné bakalářské práce, proto budou považovány tyto výsledky za postačující.

Tloušťka disku oběžného kola je volena $t_{disk} = 6 [mm]$. Stejná tloušťka je volena i pro tloušťku stěny spirální skříně.

5.2.3 Návrh řemenového převodu pro pohon ventilátoru

Jak již bylo stanoveno v předešlé podkapitole, tak pro zajištění požadovaných parametrů je potřeba dosáhnout pracovních otáček ventilátoru $n_v = n_2 = 50 [1/s] = 3\,000 [1/min]$. Dále jsou již známy otáčky pracovní otáčky předního vývodového hřídele $n_{vh} = n_1 = 1\,000 [1/min]$. Tudíž musí být řemenovým převodem zajištěn převodový poměr:

$$i_{1,2\text{řem}} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i_{1,2\text{řem}} = \frac{1000}{3000} = 0,3[1]$$

Kde:	$i_{1,2\text{řem}}$	je	převodový poměr řemenového převodu	[1]
	n_1		otáčky hnacího hřídele	[1/min]
	n_2		otáčky hnaného hřídele	[1/min]

S ohledem na požadované otáčky malé řemenice a velikost přenášeného výkonu je zvoleno použití klasického klínového řemenu průřezu A viz [29] str. 537. Pro tento typ řemenu lze uvažovat výpočtové průměry řemenic (s úhlem drážky $\alpha = 34 [^\circ]$) od 75 [mm] viz [29] str. 535. Proto je volen výpočtový průměr hnané (malé) řemenice $d_2 = 100$ mm. Průměr hnací řemenice pak musí být s ohledem na doporučené výpočtové průměry řemenic:

$$d_1 = \frac{d_2}{i_{1,2\text{řem}} \times \psi}$$

$$d_1 = \frac{100}{0,334 \times 0,95} = 315[mm]$$

Kde:	d_1	je	výpočtový průměr hnací řemenice	[mm]
	d_2		výpočtový průměr hnané řemenice	[mm]
	ψ		součinitel skluzu (volí se rozsah 0,95 ÷ 0,98)	[1]

Pro řemenový převod je doporučeno volit osovou vzdálenost v rozmezí $a = (0,7 \div 2) \times (d_1 + d_2)$, tudíž byla zvolena předběžná osová vzdálenost $a' = 600$ [mm]. Nyní je třeba určit úhel opásání:

$$\beta = 180 - 2 \times \arcsin \frac{d_1 - d_2}{2 \times a'}$$

$$\beta = 180 - 2 \times \arcsin \frac{315 - 100}{2 \times 600} \doteq 159,36[^\circ]$$

Kde:	β	je	úhel opásání řemenice	[°]
	a'		předběžná osová vzdálenost	[mm]

Výpočtová délka řemene se pak stanoví:

$$L_p' = 2 \times a' \times \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \times (d_1 + d_2) + \frac{\pi \times \left(90 - \frac{\beta}{2}\right)}{180} \times (d_1 - d_2)$$

$$L_p' = 2 \times 600 \times \sin \frac{159,36}{2} + \frac{\pi}{2} \times (315 + 100) + \frac{\pi \times \left(90 - \frac{159,36}{2}\right)}{180} \times (315 - 100)$$

$$L_p' \doteq 1871,193 \text{ mm}$$

Kde: L_p' je předběžná výpočtová délka řemene [mm]

Proto je zvolena normalizovaná délka řemenu $L_p = 1800$ [mm]. Nyní se musí přepočítat osová vzdálenost:

$$a = 0,25 \times \left[\left(L_p - \pi \times \frac{d_1 + d_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \pi \times \frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2} \right]$$

$$a = 0,25 \times \left[\left(1800 - \pi \times \frac{315 + 100}{2} \right) + \sqrt{\left(1800 - \pi \times \frac{315 + 100}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{315 - 100}{2} \right)^2} \right]$$

$$a \doteq 563,81 \text{ [mm]}$$

Kde: a je skutečná osová vzdálenost [mm]

L_p skutečná délka řemene [mm]

Kvůli možnosti napínání bude proveden návrh uložení pouzdra hřídele ventilátoru, který bude umožňovat posuv v rozmezí alespoň 50 mm. Pro stanovení potřebného počtu řemenů je nutné určit výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_p = N_0 \times \frac{C_\beta \times C_L}{C_p}$$

$$N_p = 2,4 \times \frac{0,95 \times 1,01}{1,4} = 1,64 \text{ [kW]}$$

Kde: N_p je výkon, přenášený jedním řemenem [kW]

N_0 jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem [kW]

C_β součinitel úhlu opásání [I]

C_L součinitel vlivu délky řemene [I]

C_p součinitel dynamičnosti a pracovního režimu [I]

Parametry viz [29] str. 538 - 541.

Potřebný počet řemenů se stanoví takto:

$$K = \frac{P}{C_k \times N_p}$$

$$K = \frac{7,9}{0,9 \times 1,64} \doteq 5,35 = 6[ks]$$

Kde: K je celkový počet řemenů [ks]
P příkon ventilátoru [kW]
C_k součinitel počtu řemenů v převodu (pro 4 až 6 ks) [I]

Kontrola namáhání řemene vzhledem k možnosti nižšího příkonu ventilátoru (dosažením nižších hodnot V_{vent} a p_{vent}) a zároveň kvůli objemu práce nebude provedena a bude uvažováno dodržení dovolených hodnot. Pro určení obvodové síly je zapotřebí určit točivý moment, odebíraný ventilátorem:

$$M_{k2} = \frac{P}{2 \times \pi \times n_2}$$

$$M_k = \frac{7\,900}{2 \times \pi \times 50} \doteq 25,15[Nm]$$

Kde: M_{k2} je točivý moment odebíraný ventilátorem [Nm]

Po vytvoření modelu oběžného kola ventilátoru byl z programu Autodesk Inventor 2016 odečten moment setrvačnosti k ose rotace a s pomocí znalosti doby rozběhu předního vývodového hřídele, který činí přibližně 5 [s], bylo stanoveno, že při rovnoměrném rozběhu bude působit setrvačný moment o hodnotě přibližně 44 [Nm], celkový moment při rozběhu tedy činí M_{k2r} ≈ 69,2 [Nm]. Nyní lze určit obvodovou sílu:

$$F_o = \frac{2 \times M_{k2r}}{d_2}$$

$$F_o = \frac{2 \times 69,2}{0,1} \doteq 1\,383[N]$$

Kde: F_o je obvodová síla [N]

Dále se určí síly v jednotlivých větvích:

$$F_1 = F_o \times \frac{e^{f \times \beta}}{e^{f \times \beta} - 1}$$

$$F_1 = 1\,383 \times \frac{e^{0,75 \times 2,708}}{e^{0,75 \times 2,708} - 1} \doteq 1\,579[N]$$

Kde: F₁ je síla v napínané větvi řemene [N]
f koeficient tření ocel-přyz [I]
β úhel opásání řemenice [rad]

$$F_2 = F_o \times \frac{1}{e^{f \times \beta} - 1}$$

$$F_2 = 1\,383 \times \frac{1}{e^{0,75 \times 2,708} - 1} = 196,1[N]$$

Kde: F₂ je síla ve volnější větvi řemene [N]

Síla, zatěžující ložiska, se při zjednodušení určí přibližně takto (horší případ):

$$F_R \approx F_1 + F_2$$

$$F_R \approx 1579 + 196,1 = 1775,1[N]$$

Kde: $F_{R\text{řem}}$ je síla, působící na ložiska [N]

5.2.4 Návrh řetězového převodu pro pohon šnekového dopravníku

Jelikož je potřeba dosáhnout nižších otáček šnekového dopravníku (konkrétně 240 [ot/min] pro výsevek cca 220 [kg/ha]), než jaký je počet otáček předního vývodového hřídele, pak musí být volena hodnota řetězového převodu větší než 1. Zároveň je však nutné vzít v úvahu fakt, že celkový převod je dán součinem převodu řetězového a třecího. Proto je po předběžném výpočtu volen převodový poměr $i_{1,2\text{řet}} = 3$ [I].

Tudíž otáčky hnacího kola budou muset být až cca $n_1 = 850$ [ot/min], podle nichž je volen jednořadý válečkový řetěz 05 B, který dosahuje přenášeného jmenovitého výkonu až cca 0,4 kW, což je téměř 44 × více, než je potřeba. Parametry řetězu a některé vzorce byly čerpány ze zdroje viz [29] str. 560 až 565.

Pro hnací řetězové kolo je volen stejný počet zubů, jako je jejich minimální doporučený počet, tedy $z_1 = 17$ [I]. Pro zajištění zvoleného převodového poměru tedy musí být zvolen počet zubů hnaného řetězového kola:

$$z_2 = i_{1,2\text{řet}} \times z_1$$

$$z_2 = 3 \times 17 = 51[1]$$

Kde: z_2 je počet zubů hnaného kola [I]
 $i_{1,2\text{řet}}$ převodový poměr řetězového převodu [I]
 z_1 je počet zubů hnacího kola [I]

Průměr roztečné kružnice hnacího kola je:

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}}$$

$$d_1 = \frac{8}{\sin \frac{180}{17}} \doteq 43,538[mm]$$

Kde: d_1 je průměr roztečné kružnice hnacího kola [mm]
 p rozteč článků řetězu 05 B [mm]

Stejným způsobem byl určen roztečný průměr hnaného kola $d_2 \doteq 129,953$ [mm].

Předběžně je volena osová vzdálenost $a' = 150$ [mm], pro kterou se určí počet článků:

$$X' = 2 \times \frac{a'}{p} \times \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p}{a'}$$

$$X' = 2 \times \frac{150}{8} \times \frac{17 + 51}{2} + \left(\frac{51 - 17}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{8}{150} = 73,1[ks]$$

Kde: X' je předběžný počet článků řetězu [ks]
 a' předběžná osová vzdálenost [mm]

Tudíž je volen počet článků $X = 73$ [ks]. Nyní se stanoví skutečná osová vzdálenost:

$$a = \frac{p}{8} \times \left(2 \times X - z_2 - z_1 + \sqrt{(2 * X - z_2 - z_1)^2 - \frac{X - z_1}{z_2 - z_1} \times (z_2 - z_1)^2} \right)$$

$$a = \frac{p}{8} \times \left(2 \times 73 - 51 - 17 + \sqrt{(2 * 73 - 51 - 17)^2 - \frac{73 - 17}{51 - 17} \times (51 - 17)^2} \right)$$

$$a = 142,7[\text{mm}]$$

Kde: X je předběžný počet článků řetězu [ks]
a předběžná osová vzdálenost [mm]

Pro následný návrh třetího převodu je potřeba určit potřebný točivý moment na vstupu řetězového převodu, kdy platí:

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{1,2\text{řet}}}$$

$$M_{k1} = \frac{0,37}{3} \doteq 0,12\bar{3}[\text{Nm}]$$

Kde: M_{k1} je potřebný točivý moment na vstupu řetězového převodu [Nm]
 M_{k2} točivý moment na výstupu řemenového převodu [Nm]

Obvodová síla v řetězu se stanoví například dle vztahu:

$$F_o = \frac{2 \times M_{k2}}{d_2}$$

$$F_o = \frac{2 \times 0,37}{0,129} \doteq 5,7[\text{N}]$$

Kde: F_o je obvodová síla v řetězu [N]

Dále se pomocí mimo stanovené obvodové síly $v = 1,93$ [m/s] stanoví odstředivá síla:

$$F_f = m^* \times v^2$$

$$F_f = 0,18 \times 1,93^2 \doteq 0,67[\text{N}]$$

Kde: F_f je odstředivá síla od řetězu [N]
 m^* hmotnost 1 metru řetězu [kg/m]
v obvodová rychlost [m/s]

Na řetěz taktéž působí síla od hmotnosti řetězu:

$$F_m = \frac{m^* \times a^2}{80 \times y}$$

$$F_m = \frac{0,18 \times 142,7^2}{80 \times 0,02 \times 142,7} \doteq 16,1[\text{N}]$$

Kde: F_m je síla od hmotnosti řetězu [N]
y prohnutí řetězu ve volné větvi $(0,01 \div 0,02) \times a$ [mm]

Nyní lze stanovit síly působící v jednotlivých větvích řetězu:

$$F_{t1} = F_o + F_f + F_m$$

$$F_{t1} = 5,7 + 0,67 + 16,1 \doteq 22,42[N]$$

Kde: F_{t1} je síla v napnuté větvi řetězového převodu [N]

$$F_{t2} = F_f + F_m$$

$$F_{t2} = 0,67 + 16,1 \doteq 16,7[N]$$

Kde: F_{t2} je síla ve volné větvi řetězového převodu [N]

Z toho vyplývá, že na ložiska bude působit zatěžující síla přibližně $F_{R \text{ řet}} \approx 39,1 [N]$.

5.2.5 Návrh třecího převodu

Pro zajištění dodávané dávky osiva až 300 [kg/ha] bylo určeno, že se musí dosáhnout celkového převodu $i_{\text{celk}} \doteq 3,5385 [I]$, z čehož vyplývá, že musí být dosaženo převodu třecího převodu:

$$i_{1,2\text{třmin}} = \frac{i_{\text{celk}}}{i_{1,2\text{řet}}}$$

$$i_{1,2\text{třmin}} = \frac{3,5385}{3} \doteq 1,18[1]$$

Kde: $i_{1,2 \text{ tř min}}$ je minimální potřebný převod třecího převodu [I]

i_{celk} celkový převodový poměr třecího a řetězového převodu [I]

Při výpočtech musí být zahrnut i skluz převodu a při volbě hnaného třecího kola, vyrobeno z upraveného pojezdového kola (s pryžovým běhounem) o průměru $d_2 = 125 [mm]$ vychází, že výpočtový průměr hnacího kola (braný na střed kola hnaného) musí být minimálně:

$$d_{1\text{min}} = \frac{d_2}{i_{1,2\text{třmin}} \times \psi}$$

$$d_{1\text{min}} = \frac{125}{1,18 \times 0,95} \doteq 111,6[mm]$$

Kde: $d_{1\text{min}}$ je minimální výpočtový průměr hnacího kola [mm]

d_2 průměr hnaného kola [mm]

ψ součinitel skluzu (volí se rozsah 0,95 ÷ 0,98) [I]

Proto je volen (s ohledem na šířku hnaného kola $\check{s}_2 = 35 [mm]$) největší průměr hnacího kola (přesněji hnacího disku):

$$d_{1v} = d_{1\text{min}} + \check{s}_2$$

$$d_{1v} \geq 111,6 + 35 \doteq 146,6[mm] = \text{zvolend}_{1v} = 150[mm]$$

Kde: d_{1v} je největší průměr hnacího kola [mm]

\check{s}_2 šířka hnaného kola [mm]

Pro obvodovou sílu na hnaném kole platí vztah:

$$F_{o2} = \frac{2 \times M_{k1}}{d_2}$$
$$F_{o2} = \frac{2 \times 0,12\bar{3}}{0,125} \doteq 1,97[N]$$

Kde: F_{o2} je obvodová síla na hnaném kole [N]
 M_{k1} potřebný točivý moment na vstupu řetězového převodu [Nm]

Potřebná třecí síla se určí dle vztahu:

$$F_t = F_{o2} \times k_{sk}$$
$$F_t = 1,97 \times 1,8 \doteq 3,55[N]$$

Kde: F_t je potřebná třecí síla [N]
 k_s bezpečnost proti skluzu (volí se v rozsahu 1,4 ÷ 1,8) [I]

Přítlačná síla se určí dle vzorce:

$$F_N = \frac{F_t}{f}$$
$$F_N = \frac{3,55}{0,5} = 7,1[N]$$

Kde: F_N je potřebná přítlačná síla [N]
 f součinitel tření pryž-ocel (volí se v rozsahu 0,5 ÷ 0,75) [I]

Z výsledku je patrné, že bude postačovat vyvození minimálního přítlaku během montáže dílů převodu na rám zařízení a nebude tak zapotřebí navrhovat žádný dodatečný zdroj přítlaku hnaného třecího kola na hnací kolo lícního variátoru.

Třecí převod je potřeba zkontrolovat na otláčení:

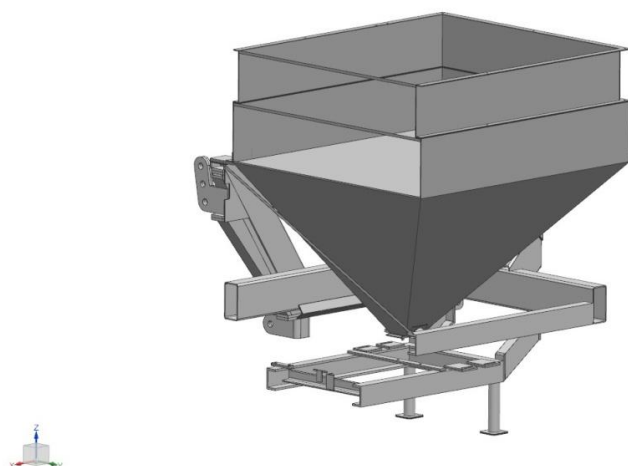
$$p = \frac{F_N}{\xi_2}$$
$$p = \frac{7,1}{35} \doteq 0,2[N/mm]$$

Kde: p je stykový tlak třecích kol [N]

Hodnota stykový tlaku je výrazně nižší, než se pohybují dovolené hodnoty pro pryž ($p_D = 10 \div 15$ MPa), tudíž převod vyhovuje.

5.2.6 MKP výpočet zjednodušeného modelu čelního zásobníku

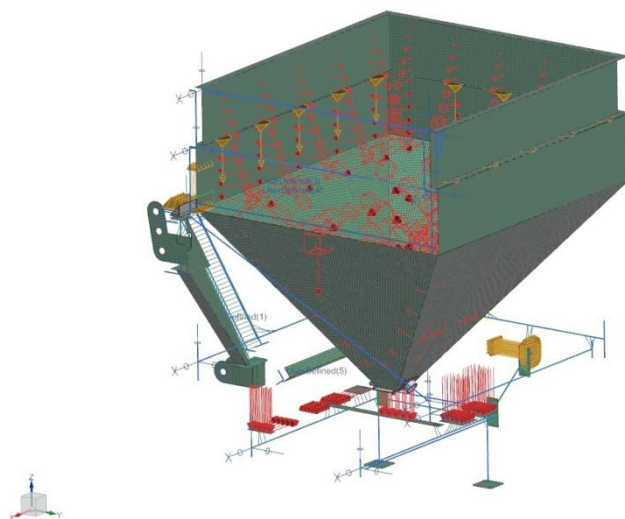
Po vytvoření veškerých modelů v programu Autodesk Inventor 2016 byla data modelu sestavy převedena na univerzální formát dat Parasolid a následně zpracována v CAD programu NX 10. Zde bylo provedeno zjednodušení geometrie pro urychlení výpočtu a zasíťování výpočtového modelu pro výpočet MKP (metody konečných prvků), kdy se využilo symetrie a pracovalo se pouze polovinou modelu.



Obr. 6: Polovina modelu čelního zásobníku použitá k výpočtu MKP.

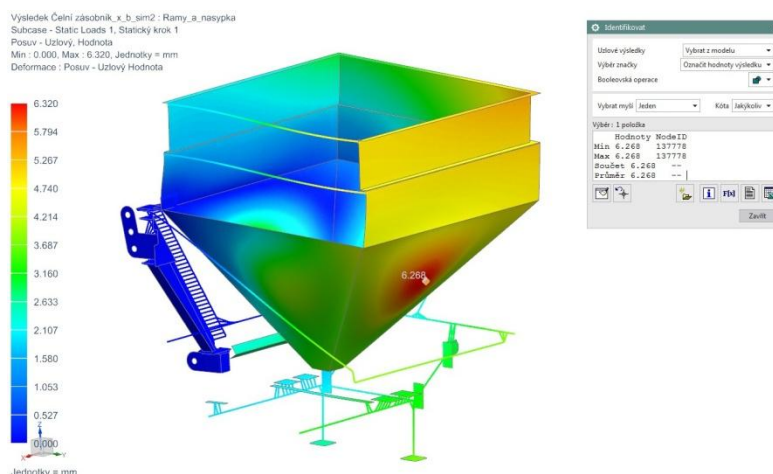
3D geometrie byla nahrazena využitím 2D prvků typu PShell (nahrazení rovinou) a 1D prvky typu PBeam (nahrazení křivkou), k nimž byly přiřazeny požadované parametry (rozměrové, tvarové, materiálové). Velikost elementů byla volena 10 a 20 [mm], což by mělo vzhledem k celkovým rozměrům postačovat.

Jako zatížení byla volena vlastní tíha (gravitace), hydrostatický tlak vyvozený průmyslovým hnojivem NPK při naplnění násypky, včetně nástavce, až po okraj. Dále také několik dílčích sil vyvozených předepnutím klínového řemenu a tíhových sil dalších dílů, které byly při zjednodušení vynechány.



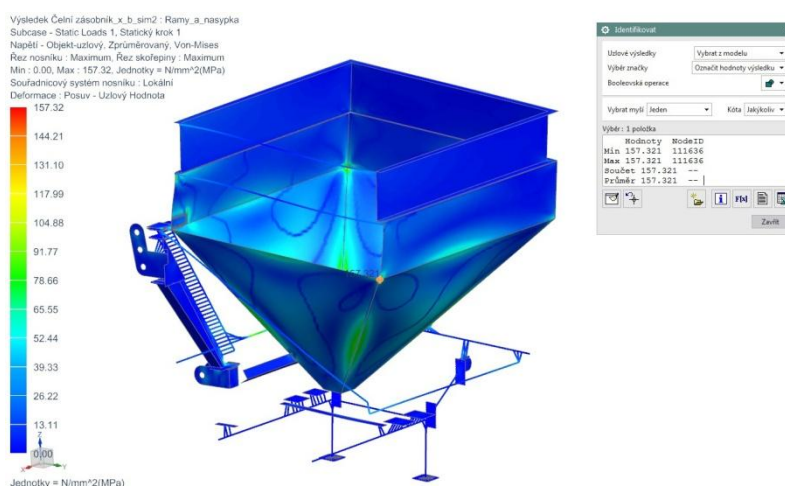
Obr. 7: Výpočtový model MKP s vytvořenými sítěmi a nastaveným zatížením.

Po provedení výpočtu byly sledovány výsledky celkových posunutí uzlových bodů a napětí v konstrukci. Maximální posunutí se pohybovala do hodnoty přibližně 6,3 mm, která se vyskytovala na boční ploše násypky. To je poměrně velká hodnota a proto by bylo případně vhodné provést vyztužení těchto ploch.



Obr. 8: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením celkového posunutí uzlových bodů.

Z hlediska napětí v konstrukci byla vypočtena maximální hodnota přibližně 157 [MPa], ovšem v tomto případě se jednalo napětí vyvolanou nevhodným tvarem rohového elementu. K výrazné koncentraci napětí docházelo dle očekávání v rozích konstrukce, kde taktéž docházelo k určitému zkreslení, kde nejvyšší hodnota byla změřena na boční stěně násypky a to přibližně 95 [MPa].

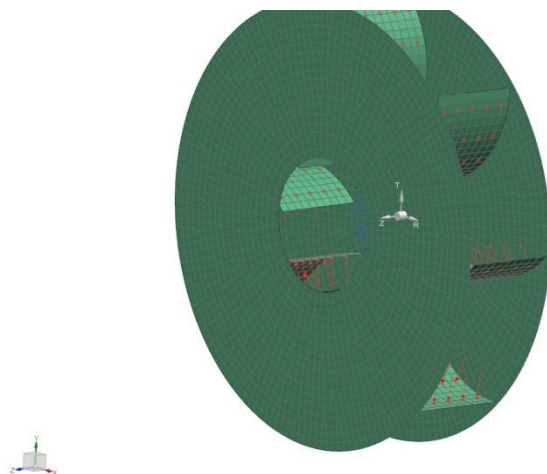


Obr. 9: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením napětí v konstrukci.

Z toho tedy vyplývá, že při dané konfiguraci konstrukce a uvažování bezpečnosti proti mezi kluzu $k = 2,5 [I]$ a bezpečnosti pro tupé svary $k_{sv} = 0,67 [I]$ by bylo zapotřebí použít na výrobu dílů polotovary z oceli S355, která dosahuje minimální meze kluzu přibližně $R_e = 355 [MPa]$.

5.2.7 MKP výpočet zjednodušeného modelu oběžného kola radiálního ventilátoru

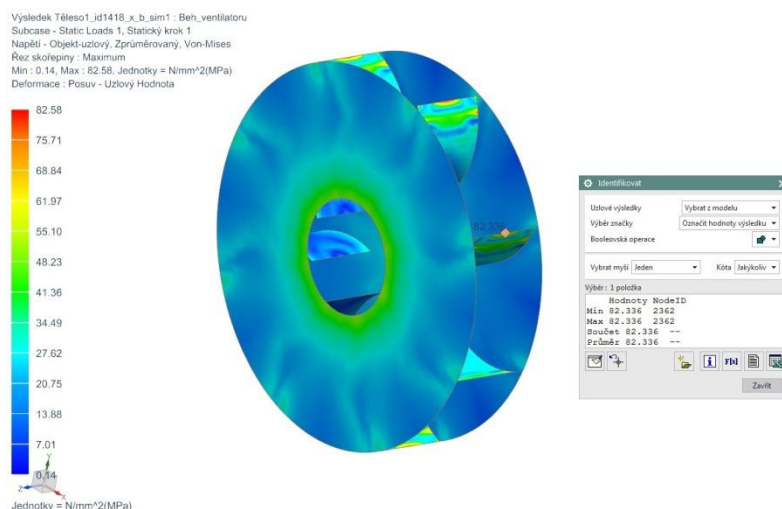
Další součástí, u níž byl proveden výpočet metodou MKP, bylo oběžné kolo radiálního ventilátoru. V tomto případě byl proveden výpočet modelu celé součásti i přes možnost provedení výpočtu pouze se čtvrtinou modelu. Model byl zjednodušen pomocí 2D prvků (rovin).



Obr. 10: Výpočtový model MKP oběžného kola ventilátoru s viditelnou sítí a zatížením.

Zatížení bylo voleno pro běh ventilátoru na pracovní otáčky (tedy $n = 3\,000 [1/min]$), dále odporové síly prostřednictvím zatížení tlakem (uvažován dynamický tlak na plochu, stanovený mimo), působící na jednotlivé lopatky a vliv gravitace.

Z výsledků bylo sledováno především působící napětí ve stěnách a lopatkách oběžného kola. Výpočtem byla stanovena maximální hodnota napětí přibližně $83 [MPa]$, která se vyskytovala na lopatkách oběžného kola. Z toho vyplývá, že by pro výrobu postačovala ocel S235 s minimální mezí kluzu $R_e = 235 [MPa]$.



Obr. 11: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením napětí v konstrukci.

5.2.8 Výpočty dalších dílů sestavy

V rámci návrhu konstrukce byly všechny zde uvedené výpočty (kromě výpočtů MKP) prováděny nanečisto mimo práci. Tak tomu bylo i u většiny dalších dílů, které zde již uváděny nebudou (vzhledem k objemu práce a taktéž kvůli tomu, že se jedná pouze o předběžný návrh). Mezi tyto součásti patří například hnací a hnané hřídele, spoj kolíkem a některé šroubové spoje založené na přenosu zatížení prostřednictvím tření mezi spojovanými součástmi.

5.3 Ukázky dokumentace navrženého TS pro výrobu

Viz vložené přílohy BP.

6 Hodnocení kvality a konkurenceschopnosti navrženého TS

Jak již bylo zmíněno, tak svým pojetím celkové koncepce zařízení, které by umožňovalo multifunkční využití, se na trhu zatím nevyskytuje. Tím pádem by mohlo být vyplněno prázdné místo na trhu, jelikož takováto multifunkce by mohla být zákazníky vítána, jelikož se v současnosti při výběru techniky zohledňuje právě i její využití během roku jako jeden z důležitých parametrů.

Z finančního hlediska by bylo možné stanovit přibližnou cenu za veškerý materiál a případně i za další konstrukční díly. Nicméně z hlediska nákladů případné samotné výroby v zadávajícím podniku, spolu s uvažováním zadání výroby některých dílů na zakázku, by se již jednalo o komplikovanější úkol, který by vyžadoval důkladnější prozkoumání.

Kompaktních rozměrů se podařilo dosáhnout, nicméně by bylo možné navrhnout menší ventilátor s menšími rozměry, případně přepracovat jeho umístění, jelikož měl při návrhu konstrukce nejvýraznější vliv na celkovou výšku zařízení. Eventuálně by mohl být uvažován nákup ventilátoru od některého z výrobců secích strojů.

V rámci zdokonalení konstrukce by bylo vhodné

7 Závěr

Na základě požadavku zákazníka byl proveden konstrukční návrh čelního zásobníku, který by umožňoval využití i jako rozmetadlo průmyslových hnojiv. Ke zpracování bylo využito CAD programů Autodesk Inventor 2016 a NX 10.

Téma práce bylo velice zajímavé a jeho zpracování vyžadovalo využití určitých znalostí z mnoha oblastí strojírenství a prověřilo dovednosti, získané nejen během studia na vysoké škole.

8 Použité obrázky

Obr. 12: Secí souprava traktoru John Deere 7820 a secího stroje Great Plains CPH 1500, jež je předmětem návrhu. [vlastní fotografie]

Obr. 13: Uspořádání strojů u secí kombinace. Zleva: čelní zásobník, traktor s dopravním potrubím, secí stroj /výsevní stroj. Viz [9]

Obr. 14: Čelního zásobníku s pneumatikovým pčhem (AGRISEM DSF 1000). Viz [2]

Obr. 15: Hrubý náčrt předběžné orgánové struktury s číselným vyznačením funkčních parametrů varianty A. [vlastní náčrt]

Obr. 16: Hrubý náčrt předběžné orgánové struktury s číselným vyznačením funkčních parametrů varianty B. [vlastní náčrt]

Obr. 17: Polovina modelu čelního zásobníku použitá k výpočtu MKP.

Obr. 18: Výpočtový model MKP s vytvořenými sítěmi a nastaveným zatížením.

Obr. 19: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením celkového posunutí uzlových bodů.

Obr. 20: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením napětí v konstrukci.

Obr. 21: Výpočtový model MKP oběžného kola ventilátoru s viditelnou sítí a zatížením.

Obr. 22: Výsledky výpočtu MKP se zobrazením napětí v konstrukci.

9 Zdroje

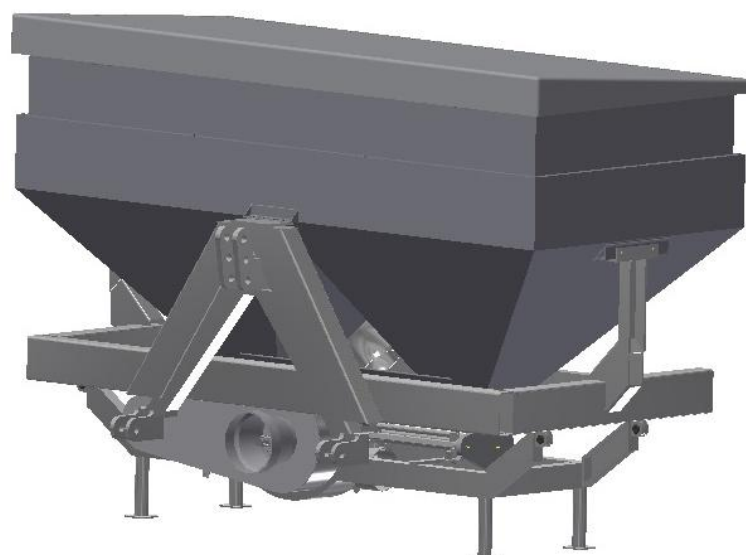
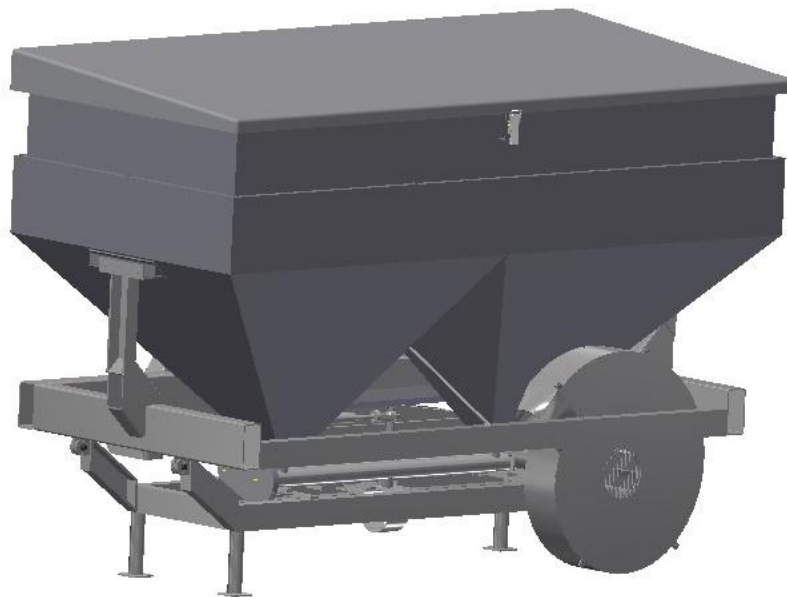
- [1] HUGHES, J. *Velká obrazová všeobecná encyklopedie*. Praha: Václav Svojtka & Co., 1999. ISBN 80-7237-256-4.
- [2] FRONT HOPPERS DSF 1000. *AGRISEM International S.A.S.* [online]. © 2004-2015 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: http://www.agrisem.com/en/products/seeding/sem/front_hoppers/-/dsf_1000/pid/66c82b3d0697a5697ee2d872ef7dd703
- [3] FRONT HOPPERS DSV 1600/2200. *AGRISEM International S.A.S.* [online]. © 2004-2015 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: http://www.agrisem.com/en/products/seeding/sem/front_hoppers/-/dsf_1600-2200/pid/9fc2fc5780283741930587db2e9f611f
- [4] ADP Special, ADP Super, Avant. *AMAZONE*. [online]. 6.11.2015 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: <http://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=36376>
- [5] Sätechnik. *AMAZONE*. [online]. (c) 2012 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: http://media.amazone.de/amazone/executeQuickSearch.aspx?searchstring=avant&catalogID=4&categoryID=13736#1448012542517_10
- [6] Fertidrill ASF. *ALPEGO*. [online]. 24.2.2016 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.alpego.com/en/concimatore/fertidrill-asf/>
- [7] FERTI-BOX FB_F. *BEDNAR Farm MAchinery*. [online]. © 1997 – 2014 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: <http://bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/640/ferti-box-fb-f>
- [8] Magrix s.r.o.. *ISOBUS*. [online]. [2015] [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.magrix.cz/index.php/produkty/zemedelska-technika/technologie/product/67-isobus>
- [9] Pneumatický secí stroj Monsun MF. *Farmet*. [online]. ©2014 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: <http://www.farmet.cz/cs/dzt/pneumaticky-seci-stroj-monsun-mf>
- [10] KUHN. *Univerzální zásobníky – Secí rámy*. [online]. © 2014 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: [http://www.kuhncenter.cz/internet/prospectus.nsf/0/52C0EC60D6332CBAC1257D78002658CF/\\$File/920530_CZ.pdf](http://www.kuhncenter.cz/internet/prospectus.nsf/0/52C0EC60D6332CBAC1257D78002658CF/$File/920530_CZ.pdf)
- [11] TF 1500. *KUHN*. [online]. 12.11.2015 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.kuhncenter.cz/cz/nabidka-stroju-seti.html&p=12.3.1.1.1>
- [12] Kohút a spol.. *Load sensing system*. [online]. © 2010 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.kohut.cz/load-sensing-system-91-info>
- [13] ACCORD. *Pneumatické secí stroje*. [online]. © 2008 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.kvernelandgroup.cz/userdata/files/kverneland/priprava-pudy/accord-Pneumaticke-seci-stroje-A4nahled.pdf>
- [14] Műtrágyaszóró front tartály kverneland df. *Tomelilla Kft.*. [online]. 20.2.2010 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: <http://www.tomelilla.hu/archives/mtragyaszoro-front-tartaly-kverneland-df/index.html>
- [15] MORE VERSATILITY IN SOWING AND FERTILISING-NEW FRONT TANK TO EXPAND LEMKEN CULTIVATION TECHNOLOGY. *LEMKEN*. [online]. © 2016 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <https://lemken.com/en/lemken-news/news/details/detail/more-versatility-in-sowing-and-fertilising/>

- [16] PA 1. MASCHIO GASPARD. [online]. 12.11.2015 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: http://www.maschionet.com/catalog/product/pa1-spandiconcime-frontale/en_GB
- [17] PA 2. MASCHIO GASPARD. [online]. 12.11.2015 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: http://www.maschionet.com/catalog/product/pa2-spandiconcime-frontale/en_GB
- [18] Pneusej. *O firme*. [online]. ©2010 – 2014 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.pneusej.sk/sk/o-firme.aspx>
- [19] Pneusej. *FTI*. [online]. ©2010 – 2014 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.pneusej.sk/sk/parametre-ft1.aspx>
- [20] Pneusej. *Technické parametre – FTI*. [online]. ©2010 – 2014 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.pneusej.sk/sk/parametre-ft1.aspx>
- [21] Agrozet. *Mechanický secí stroj AROSEM F 6000*. [online]. 12.11.2015 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.agrozetshop.cz/mechanicky-seci-stroj-arosem-f-6000/d-78351-c-2930/>
- [22] PÖTTINGER. *Pöttinger AROSEM*. [online]. © 2011 [cit. 2015-11-12]. Dostupné z: <http://www.agrozetshop.cz/mechanicky-seci-stroj-arosem-f-6000/d-78351-c-2930/>
- [23] New front hopper for Tempo V. *VÄDERSTAD*. [online]. © 2015 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.vaderstad.com/offers/new-front-hopper-for-tempo>
- [24] XEOS TF. *SULKY*. [online]. ©2006 – 2014 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.sulky-burel.com/produit.aspx?xeos-tremie-frontale>
- [25] DRAŽAN František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.
- [26] Hmotnosti a jiné charakteristiky stativ, stavebních výrobků, hornin, zemin a skladových materiálů. *Ústav nosných konstrukcí-Fakulta architektury*. [online]. 20.1.2016 [cit. 2016-01-20]. Dostupné z: http://15122.fa.cvut.cz/?download= /predmet.nk3/pomucky/objem_hmot.pdf
- [27] CHLUMSKÝ, Vladimír a Antonín LIŠKA. *Kompresory, chladicí a pneumatické stroje*. Praha: ČVUT, 1975.
- [28] Přednáška z předmětu Mechanika Tekutin – Proudění kanály a potrubím. *Home.zcu*. [online]. 14.12.2014 [cit. 2016-05-04]. Dostupné z: http://home.zcu.cz/~uruba/MT/MT_12.pdf
- [29] LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [30] CORY, W. T. W. *Fans & ventilation: a practical guide*. Boston: Elsevier, 2005. ISBN 0-080-44626-4.

Přílohy vevázané

PŘÍLOHA č. 1

CAD model sestavy navrženého zásobníku osiva do předního tříbodového závěsu traktoru



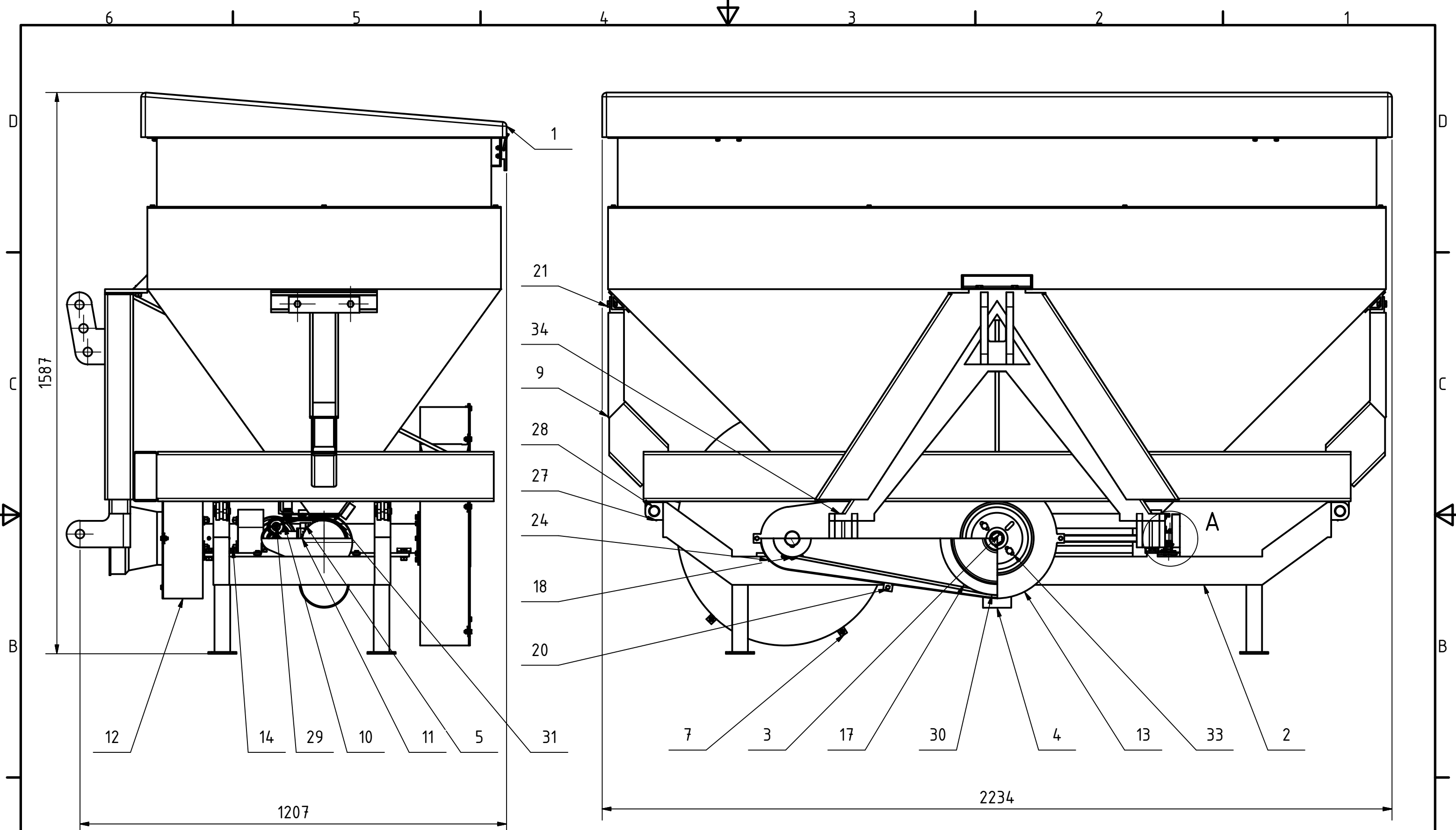
Přílohy vložené

PŘÍLOHA č. 1

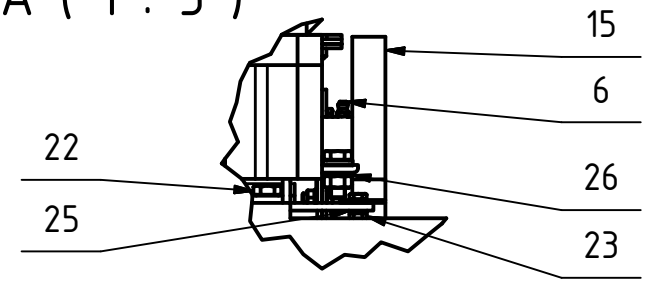
**Výkres sestavy navrženého zásobníku osiva do předního
tříbodového závěsu traktoru, včetně kusovníků**

PŘÍLOHA č. 1

Výrobní výkres hřídele ventilátoru





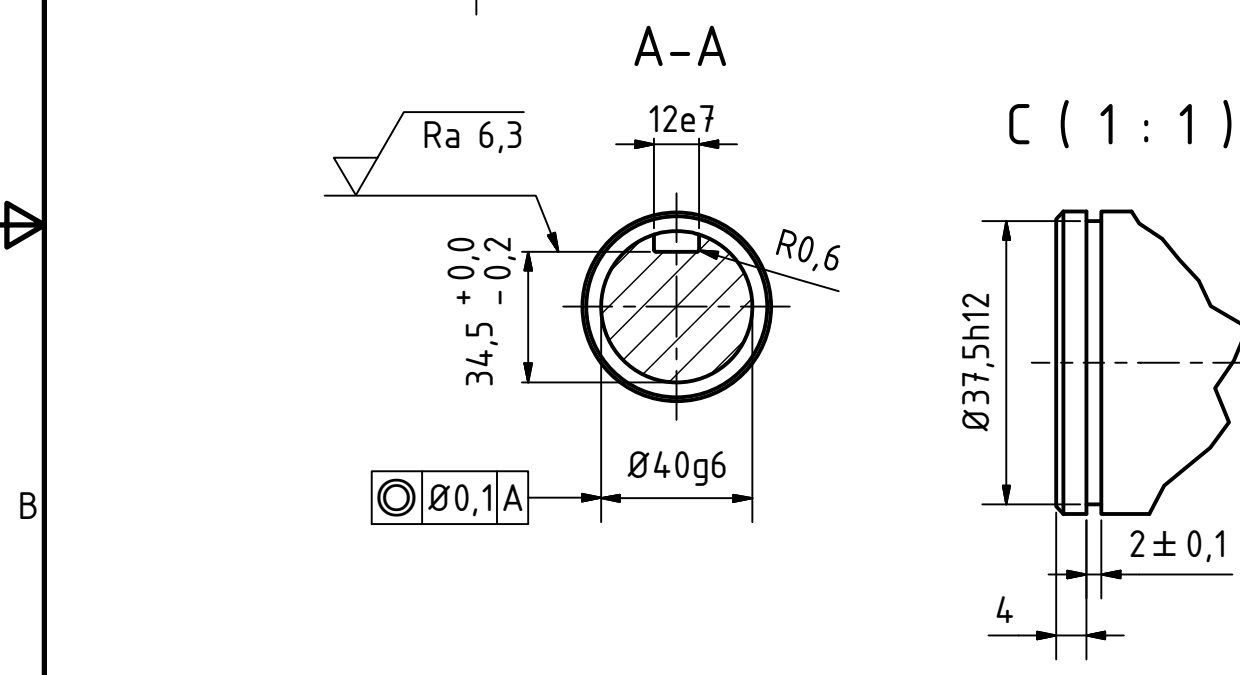
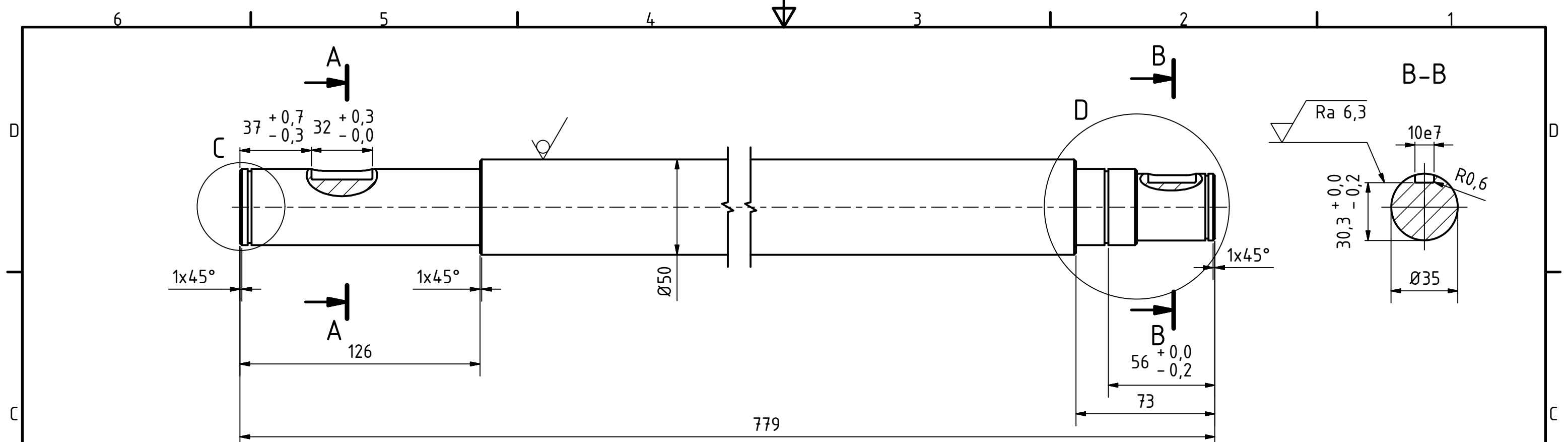
A (1 : 5)



Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 531,547	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil PETR CHÁRA	Název ZÁSOBNÍK OSIVA	
	Datum 20.5.2016		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum	Číslo dokumentu BP KKS 16-001/01	
	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY		
		List 1 Listů 2	

POZ.	NÁZEV	Č. VÝKRESU - NORMA	HMOTNOST	KS
1	NÁSYPKA	BP KKS 16-01/01	192,542 kg	1
2	SPODNÍ NOSNÝ RÁM	BP KKS 16-02/01	57,585 kg	1
3	SESTAVA HNACÍHO HŘÍDELE	BP KKS 16-03/01	7,323 kg	1
4	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	BP KKS 16-04/01	6,964 kg	1
5	POLOHOVACÍ ZAŘÍZENÍ	BP KKS 16-05/01	0,981 kg	1
6	DÍLČÍ SESTAVA TŘEC. PŘEV.	BP KKS 16-06/01	2,231 kg	1
7	VENTILÁTOR	BP KKS 16-07/01	67,212 kg	1
9	NOSNÝ RÁM-SVAŘENEC	BP KKS 16-001/9	108,952 kg	1
10	ŘETEZOVÉ KOLO 17 ZUBŮ	BP KKS 16-001/10	0,044 kg	1
11	ŘETEZOVÉ KOLO 51 ZUBŮ	BP KKS 16-001/11	0,295 kg	1
12	KRYT ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	BP KKS 16-001/12	6,555 kg	1
13	PŘEDNÍ KRYT ŘEMEN. PŘEV.	BP KKS 16-001/13	0,419 kg	1
14	KRYT TŘECÍHO PŘEVODU	BP KKS 16-001/14	1,009 kg	1
15	KRYT ŘETEZOVÉHO PŘEVODU	BP KKS 16-001/15	0,088 kg	1
17	ŘEMENICE Ø100	BP KKS 16-001/17	35,315 kg	1
18	ŘEMENICE Ø315	BP KKS 16-001/18	3,951 kg	1
20	ŠROUB M6 x 16	ČSN 02 1103.55	0,006 kg	6
21	ŠROUB M10 x 20	ČSN 02 1103.55	0,023 kg	11
22	ŠROUB M10 x 25	ČSN 02 1103.55	0,026 kg	18
23	MATICE M6	ČSN 021401.05	0,003 kg	6
24	MATICE M10	ČSN 021401.05	0,010 kg	28
25	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1702.15	0,001 kg	6
26	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1702.15	0,003 kg	28
27	ZÁVLAČKA 5 x 32	ČSN 02 1781.01	0,006 kg	4
28	ČEP 20 x 40 B	ČSN 02 2101	0,120 kg	4
29	PRUŽNÝ KOLÍK 3 x 20 A	ČSN 02 2156	0,001 kg	2
30	ŘEMEN A 1800	ČSN 02 3110	0,142 kg	6
31	ŘETĚZ 73 ČLÁNKŮ 05 B	ČSN 02 3311.01	0,024 kg	1
33	OCHR. TRYCHTÝŘ WEASLER	3973901515192 (kat. GRANIT)	0,268 kg	1
34	TROJÚHELNÍKOVÝ MEZIRÁM	77875518 (kat. GRANIT)	37,273 kg	1

Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 531,547	Promítání 	Formát A4
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil PETR CHÁRA	Název ZÁSOBNÍK OSIVA	
	Datum 20.5.2016		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu BP KKS 16-001/01	
	Datum		
	Druh dokumentu KUSOVNÍK		



Textura povrchu $Ra 3,2$ (\checkmark)	Hrany ISO 13715 $-0,3$ $+0,3$	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár S355J0 - $\varnothing 50-790$ ČSN 42 5510.51		Hmotnost (kg) 10,777	Tolerování ISO 8015
Kreslil PETR CHÁRA Datum 20.5. 2016		Formát A3	
Schválil Datum		Název HŘÍDEL VENTILÁTORU	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		Číslo dokumentu BP KKS 16-07/2	