



# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

## FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce horizontálního pekařského hnětače**

**Structural Design of Horizontal Bakery Mixer**

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika  
Vedoucí práce: Ing. Ondřej Berka

**Bc. Petr Krejčí**

---

Praha 2015

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh konstrukce horizontálního pekařského hnětače“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Ondřeje Berky s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 25. 5. 2015

Petr Krejčí

## Poděkování

Moje největší poděkování patří především vedoucímu této práce panu Ing. Ondřeji Berkovi za odbornou pomoc, věcné a včasné rady při tvorbě diplomové práce.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Bc. Petr KREJČÍ</b>
Název BP:	<i>Návrh konstrukce horizontálního pekařského hnětače</i>
Anglický název:	Structural Design of Horizontal Bakery Mixer
Rok:	2015
Obor studia:	<i>Dopravní, letadlová a transportní technika</i>
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Ondřej Berka</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 83
	počet obrázků 50
	počet tabulek 0
	počet příloh 6
Klíčová slova:	Pekařský stroj, hnětací stroj, open frame
Keywords:	Bakery Machine, Knead Machine, open frame
Anotace:	

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a podrobným popisem horizontálního pekařského stroje sloužícího k hnětení velmi tuhých těst. Cílem práce je navrhnout konkurenceschopný, vysokoživotnostní stroj s vysokou úrovní sanitační. Úvodní část práce se zabývá popisem již existujícího stroje, který je v rámci diplomové práce inovován. Dále práce popisuje návrh konstrukce včetně výpočtů a použitých dílců.

### Abstract:

This thesis deals with structural design and description of Horizontal Bakery Mixer that is used for kneading tough dough. The aim is to design a heavy duty, sanitary and competitive machine. The first part includes description of the old machine that is innovated. Next parts describes design and calculation of the new machine.

## Obsah

1	Úvod .....	8
2	Analýza stávající konstrukce stroje .....	9
2.1	Díž.....	12
2.2	Hnětadlo.....	13
2.3	Rám.....	14
2.4	Pohon.....	15
2.5	Těsnění .....	16
2.6	Hygienické, bezpečnostní a konstrukční požadavky .....	17
3	Návrhové výpočty konstrukce .....	21
3.1	Silový rozbor namáhání hřídele hnětadla.....	21
3.2	Výpočet minimálního průměru hřídele hnětadla .....	22
3.3	Výpočet reakcí hřídele hnětadla v místě ložisek .....	23
3.4	Výpočet minimální dynamické únosnosti ložiska.....	27
3.5	Výpočet minimální délky pouzdra pro uložení díže .....	27
3.6	Stanovení minimálního krouticího momentu pro vyklápění díže	29
3.6.1	Vyklopení díže - 0° .....	30
3.6.2	Vyklopení díže - 90° .....	31
3.6.3	Vyklopení díže - 150° .....	33
3.7	Výpočet minimálního průměru tyčí pro vyklápění díže .....	35
3.8	Výpočet rámu .....	37
3.8.1	Výpočet desky na straně elektromotoru .....	37
3.8.2	Výpočet desky na straně rotátoru.....	38
3.9	Kontrola prvků použitých v nové konstrukci .....	39
3.9.1	Kontrola minimální tloušťky bočnice vany .....	39
3.9.2	Kontrola minimálního průměru tyče hnětadla .....	44
3.9.3	Kontrola minimální tloušťky ramene hnětadla .....	48

3.9.4	Kontrola délky pouzdra pro uložení hnětací tyče.....	49
3.9.5	Kontrola pera hnětadla .....	50
3.9.6	Kontrola hřídele hnětadla .....	51
3.9.7	Výpočet trvanlivosti ložiska.....	54
3.9.8	Kontrola průměru tyčí pro vyklápění díže .....	54
3.9.9	Kontrola tloušťky desky na straně elektromotoru .....	57
3.9.10	Kontrola tloušťky desky na straně hydromotoru .....	58
4	Volba vhodných prvků konstrukce .....	61
5	Vyhodnocení konstrukčního návrhu.....	66
5.1	Konstrukce rámu .....	67
5.1.1	Popis rámu .....	67
5.1.2	Frekvenční analýza .....	69
5.2	Popis pohonu .....	71
5.3	Popis uložení hřídele.....	73
5.4	Popis uložení díže.....	74
5.5	Popis utěsnění hřídele.....	75
6	Závěr .....	77
7	Použitá literatura.....	78
	Seznam zkratk a symbolů.....	81
	Seznam obrázků.....	82
	Seznam příloh.....	83

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem horizontálního hnětače s tyčovým hnětadlem (Three Roller Bar Mixer). Toto zařízení slouží k hnětení velmi tuhých druhů těst. Základní návrh stroje byl proveden před více než 10 lety. Stávající konstrukce již nevyhovuje trendům nynější doby. Pro udržení konkurenceschopnosti je třeba stroj upravit podle požadavků a trendů 21. století. Stroj musí být navržen tak, aby jej bylo možno přepravovat v kontejneru do zámoří. Pro snížení ploch, u kterých lze očekávat zanesení prachem, je snaha dnešní stroje navrhovat s otevřeným rámem označovaný jako open frame. Otevřený rám lze konstruovat různými způsoby. Mezi velmi atraktivní rámy stroje patří rám z trubek, popřípadě uzavřených profilů. V případě použití uzavřených profilů je výhodné orientovat vodorovné profily tak, aby jejich hrana byla směrem nahoru. Tímto je zajištěná žádaná čistitelnost ploch. Konstrukce musí být navržena tak, aby vyhovovala normám platných v potravinářství.

Dnešní konstrukce stroje je schopna vyklápět díž pod úhlem maximálně  $115^\circ$ . S tímto úhlem nastávají problémy při vyklápění do díže, která se vyskytuje přímo pod nádobou hnětače, případně při vyklápění do podlahy. Úhel vyklopení je dán v nynější konstrukci maximálním vysunutím pístnice a dosažením horní úvratě mezního bodu vysunuté pístnice. Pro dosažení vyklápění o žádaných  $150^\circ$  bylo uvažováno několik možností, jako například jiné vhodnější umístění válce nebo navržení jiného tvaru páky, popřípadě volby jiného druhu pohonu pro dané vyklápění.

Při dnešním provozování stroje se často setkáváme s nízkou trvanlivostí hřídelových těsnění v místě bočnic. Tyto těsnění mají vzhledem k mohutnosti stroje velmi nízkou životnost a to přibližně 6 měsíců, což vyžaduje značné náklady na údržbu stroje, proto se v této práci zabývám nalezením vhodnějšího utěsnění hřídele.

Při pohledu na stávající konstrukci si lze povšimnout mohutného monolitického bronzového 30 kg pouzdra sloužícího k rotačnímu uložení díže. Vzhledem ke stáří stroje lze dnes jistě najít elegantnější řešení pro uložení díže.

Při návrhu konstrukce nového zařízení jsou některé komponenty vyhovující, a tudíž mohou být převzaty do nového řešení konstrukce stroje. Jedná se například o hnětadlo. Je to důležitá komponenta zařízení, která mimo jiné zaručuje výsledek kvality těsta.

## 2 Analýza stávající konstrukce stroje

Stávající stroj označovaný jako T-1087 je konstruovaný s vodorovnou osou hnětadla a jeho rám je řešen skříňovou konstrukcí. Přehled různých typů pekařských strojů a používaných prvků v potravinářství je uveden v příloze 1. Stroj T-1087 byl vyvinut v devadesátých letech minulého století. Stroj je určen k hnětení 360 kg těsta. Ukázka zařízení je na obr. 1. Ve spodní části stroje je umístěn pohon, v pravé části stroje je umístěn hydraulický agregát pro pohon lineárního motoru sloužící k vyklápění díže. V levé části je vidět ovládací panel pro ovládání zařízení. Způsob konstrukce rámu stroje je z hygienických důvodů velmi nevýhodná. Stroj je opatřen velkým počtem ploch, které se snadno zanesou prachem. Proto se dnes od toho typu rámu ustupuje a cílem je konstruovat stroje s otevřeným rámem. Pohon hnětadla je pomocí dvou otáčkového třífázového elektromotoru o výkonu 37/26 kW. Při hnětení dochází k využití až 80% dodávaného příkonu. Tato hodnota byla získána z měření protékajícího proudu motorem a následně přepočítána na odebíraný výkon zařízení během hnětení. Převod nominálních otáček motoru na hřídel hnětadla je proveden pomocí soustavy řemenic umístěných ve spodní a střední části hnětače. Pro lepší přenos krouticího momentu a odlehčení namáhání hřídele hnětadla jsou řemenice umístěny na obou koncích tohoto hřídele. Tento způsob pohonu hnětadla je velmi neekonomický, protože je třeba spousty prvků k dosažení přenosu výkonu a momentu od motoru ke hnětadlu. Výhodnějším řešením je umístění pohonu přímo na hřídel hnětadla. Pro pohon hnětadla jsou uvažovány dva druhy motoru. Jednou možností je pohon hnětadla pomocí převodovaného elektromotoru, druhou možností je pohon pomocí pístového rotačního hydraulického motoru. Přímým pohonem odpadá spousta dílců jako například řemenů, řemenic, předlohové hřídele, ložisek, spojek apod.

Jak již bylo v úvodu zmíněno stroj je schopen vyklápat díž maximálně pod úhlem 115°, což je v některých aplikacích velmi nedostačující, proto bude tento druh pohonu nahrazen jiným řešením. Výhodou stávajícího pohonu díže je bezesporu relativně nízká pořizovací cena lineárního motoru. Snahou bude navrhnout cenově přijatelné řešení s vyklápěním díže alespoň 150°. Jednou z možností řešení je použití rotačního hydraulického rotátoru. Jedná se o hydraulický motor, jehož úhel rotace je omezen úhlem konstrukce aktuátoru.



Krajní polohy jsou zpravidla  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$  a  $360^\circ$ . Další polohy lze docílit snímačem polohy, kterým lze dosáhnout libovolný úhel vyklopení.

Při dnešním provozování stroje se často setkáváme s nízkou trvanlivostí hřídelových těsnění v místě bočnice. Tyto těsnění mají vzhledem k mohutnosti stroje velmi nízkou životnost a to přibližně 6 měsíců. Dnešní těsnění se skládá z několika, zpravidla třech za sebou řazených hřídelových těsnění (gufer) umístěných v plastovém domečku, který je následně přišroubován k bočnici zařízení. Pro snadnou demontáž a výměnu gufer, jsou použita speciální v ose rozříznutá gufera. Nevýhodou tohoto řešení je značné opotřebenění hřídele v průběhu provozu stroje. Další nevýhoda tohoto řešení spočívá v možnosti „přilepení“ hřídelového kroužku ke hřídeli a následnému znehodnocení těsnění jeho pohybem v domečku. Pro snadnou výměnu těchto hřídelových těsnění musí být stroj vybaven dostatečným prostorem určeným k výměně těchto prvků. Při návrhu nové konstrukce bude použit jiný způsob utěsnění hřídele. Při volbě těsnění jsou požadavky kladeny na cenovou dostupnost, velkou trvanlivost, dobrou čistitelnost a demontáž těsnění při zachování průměru hřídele a velikosti prostoru určeného pro výměnu těsnění.

Jak bude dále patrné je díž stroje uložena v mohutném monolitovém bronzovém pouzdře o rozměrech  $375 \times 335 \times 150$  mm, které má hmotnost zhruba 30kg. Kromě velkých rozměrů pouzdra, které jsou dané malou únosností pouzdra v tlaku je nutné toto ložisko pravidelně mazat. Pro lepší rozvod maziva, jsou v pouzdře vysoustružené mazací drážky. Pro novou konstrukci bude zvolený jiný typ kluzného uložení. V úvahu, po předchozí konzultaci s výrobcí, přichází kompozitové bezúdržbové pouzdro. Předností těchto pouzder oproti klasickému bronzovému pouzdru jsou lepší kluzné vlastnosti, vyšší únosnost ložiska a samomaznost. Poslední uvedená vlastnost je velmi výhodná, protože snahou je konstruovat stroje s co nejmenší potřebou údržby.

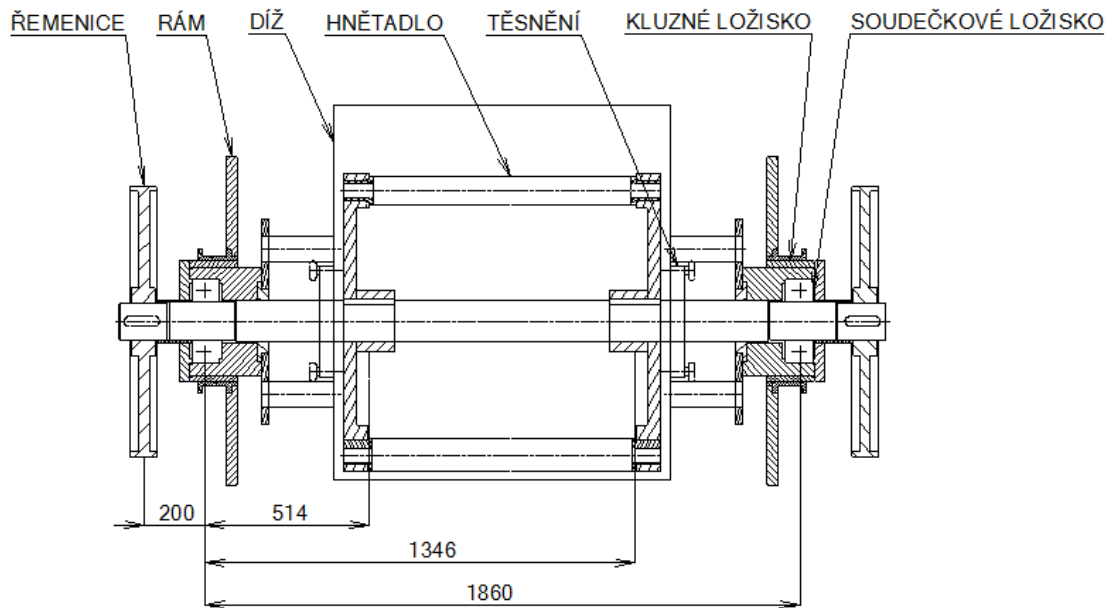
Stávající stroj T-1087 je konstruovaný převážně z austenitického nerezového materiálu DIN 1.4301, který je vhodný k použití v potravinářství. Jedná se o standardní materiál s dobrou odolností proti korozi v přirozeném okolním prostředí. V případě kupovaných dílců se vždy též jedná o materiály vhodné pro použití v potravinářství. V přímého styku s potravinou je pouze

hnětadlo, hřídel a díž, které v případě potřeby vyšší odolnosti vůči kyselinám vyrobit z nerezové oceli DIN 1.4571. Hřídel hnětadla vzhledem k jeho namáhání bývá z martenzitického nerezového materiálu DIN 1.4021.



*Obr. 1: Tyčový hnětač T-1087*

Na obr. 2 je proveden radiální řez a popis některých dílů horní části zařízení bez uvažování víka. Ve spodní části zařízení se nachází elektromotor stroje a příslušné části sloužící k přenosu momentu a výkonu od motoru na hřídel hnětadla. Řez na obr. 2 je veden nádobou včetně hnětadla a vlastním uložením hlavního hřídele a nádoby do rámu. Je zřetelné, že zařízení je podle středu díže symetrické. Z řezu je také patrné uložení hřídele hnětadla a díže do rámu. Jako valivé elementy umožňující rotaci hřídele hnětadla a sloužící k zachycení působících sil jsou použity soudečky. Tato volba je z důvodu velké únosnosti těchto elementů, neboť tyto valivá ložiska musí být navrženy pro doživotní cyklus stroje. Pro vyklápění díže je ve stávající konstrukci použito kluzné ložisko z litého bronzu. Přenos hmotnosti díže do uložení díže je pomocí 8 kruhových tyčí. Dále si lze povšimnout rozměrných ozubených řemenic, sloužících k přenosu krouticího momentu z elektromotoru na hřídel hnětadla. Přenos krouticího momentu je proveden pomocí těsných per. Tyčové hnětadlo je konstruované jako dělené a přenos krouticího momentu od hřídele hnětadla je proveden také pomocí těsných per.

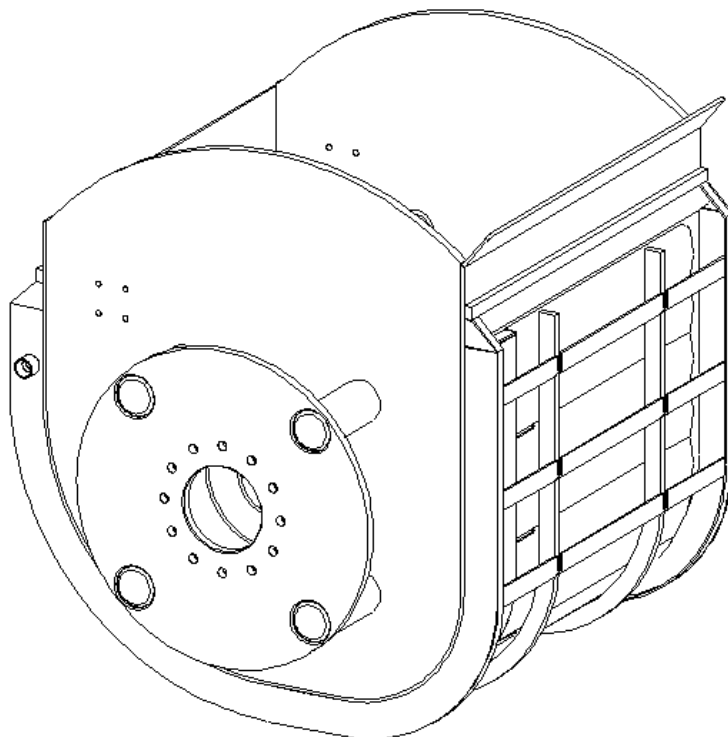


Obr. 2: Řez hnětačem T-1087

Mezi hlavní části stroje patří díž, hnětadlo, rám a pohon. Tyto hlavní části jsou popsány dále.

## 2.1 Díž

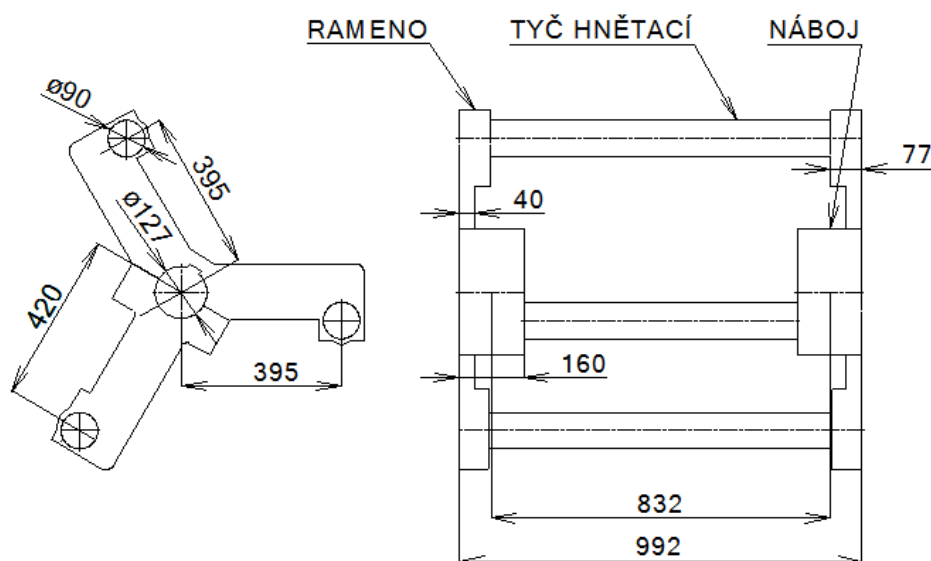
Jedná se o svařovanou nádobu s kapacitou až 630 kg těsta. Nádobu se skládá z pláště o tloušťce 8 mm a dvou bočnic o tloušťce 25 mm. Díž je opatřena duplikátorem, který je určený k ohřevu, udržení stanovené teploty v době hnětení, případně ochlazení těsta na určitou teplotu v zařízení. Duplikátor se skládá z tyčí průřezu U a výztuh. Vzhledem ke snaze nejmenšího ovlivnění teploty těsta od okolního prostředí je duplikátor od okolního prostředí odizolován izolačním materiálem o vhodné tloušťce. Dále jsou na bočnicích díže přivařeny čtyři tyče o průměru 100 mm a délce 252 mm. Na těchto tyčích je dále přivařena kruhová deska o průměru 750 mm a tloušťce 23 mm sloužící k uložení díže do rámu. Celkové rozměry díže jsou 1253 x 1346 x 1506 mm. Materiál díže je zpravidla nerezová ocel DIN 1.4301. Díž je vyobrazena na obr. 3.



Obr. 3: Díž

## 2.2 Hnětadlo

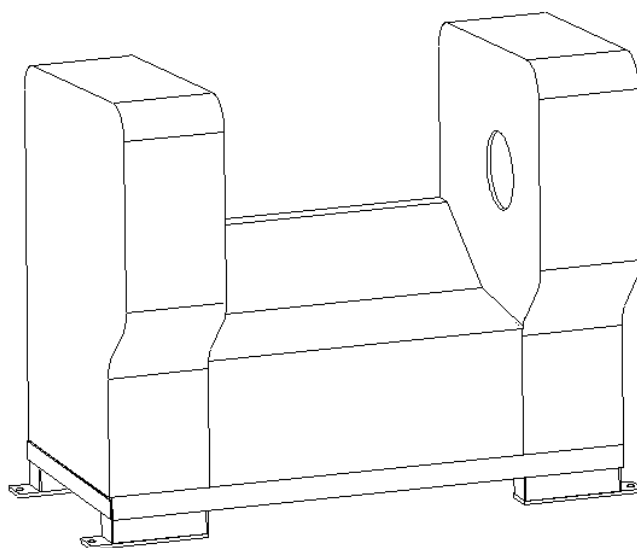
Hnětadlo je konstruováno jako tří ramenné a pro jednodušší montáž je v ose dělené. Hnětadlo se skládá primárně ze třech svařovaných ramen a třech hnětacích elementů. Hnětací elementy jsou pro jejich mohutnost navrženy z kruhové tyče o průměru 90 mm. Tyto tyče jsou uloženy v kluzných pouzdrech, kruhově rozmístěny po 120 stupních a unášeny robustními rameny. Kluzná pouzdra jsou z litého bronzu CuSn10. Ramena hnětadla jsou pro svoji tloušťku svařovaná z více plechů k sobě. Dále jsou ramena svarovým spojem spojené s náboji hnětadla. Přenos krouticího momentu mezi hřídelem hnětadla a hnětadlem je proveden pomocí per umístěných v nábojích hnětadla. Nejmenší tloušťka ramene je 40 mm. Délka náboje pro přenos krouticího momentu je 160 mm. Délka ramene v místě kluzného ložiska je 77 mm. Celková délka hnětadla je 992 mm. Schématický obrázek se základními rozměry a popisem hnětadla je na obr. 4. Zakótovaná vzdálenost 832 mm je vzdálenost mezi středy jednotlivých délek nábojů. Materiál hnětadla je zpravidla nerezová ocel DIN 1.4301.



Obr. 4: Hnětadlo tyčové

## 2.3 Rám

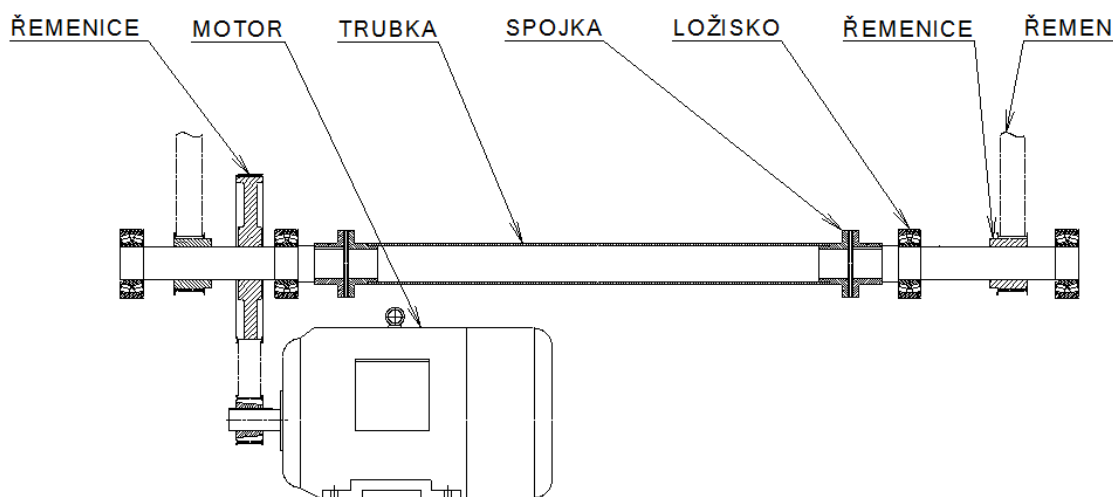
Rám stroje T – 1087 připomíná skříň, proto je tento druh rámu označován jako skříňový. Rám stroje je svařovaný z plechů různých tlouštěk. Pro vyšší tuhost stroje, jsou plechy vyztuženy čtvercovými uzavřenými profily. Součástí rámu jsou i kryty řemenic a hydraulického agregátu. Patky rámu jsou opatřeny otvory pro možné přišroubování stroje do podlahy pekárny. Schematické vyobrazení rámu je na níže uvedeném obr. 5. Materiál hnětadla je zpravidla nerezová ocel DIN 1.4301.



Obr. 5: Rám stroje T-1087

## 2.4 Pohon

Pohon stroje je umístěn ve spodní části stroje. Elektromotor od společnosti EPO GEARMOT s.r.o. o výkonu 37/26 kW a jmenovitých otáček 1475/738 otáček za minutu má tedy výstupní krouticí moment 239/336 Nm. Tento motor je konstruovaný jako dvouotáčkový, tzn., že stator je vinut buď jako čtyřpólový, pro který platí výkon 37 kW s 1475 otáčky za minutu, nebo jako osmipólový s výkonem 26 kW a 738 otáčky za minutu. Vzhledem k přepólování stroje mohou nastat dvě hodnoty krouticího momentu. Nižší velikosti krouticího momentu je pro čtyřpólové zapojení s výkonem 37 kW a činní přibližně 239 Nm. Vyšší krouticí moment nastává pro osmipólové zapojení s výkonem 26 kW. Pro tento případ je krouticí moment roven přibližně 336 Nm. Volba výkonu a otáček motoru se volí podle druhu těsta případně požadavků zákazníka. Elektromotor je umístěn na desce, která je rotačně uložena v rámu tak, aby byla deska dle potřeby nastavitelná a tím byla zajištěna možnost napínání menšího řemenu. Krouticí moment, závislý na otáčkách a výkonu motoru, je od výstupního hřídele motoru přenášen pomocí řemenice na předlohovou hřídel. Předlohový hřídel je tvořen dvěma plnými hřídeli, na kterých jsou umístěny řemenice a dutou hřídeli, která slouží pro přenos krouticího momentu mezi jednotlivými řemenicemi. Dutá hřídel je k plným hřídelům připojena pomocí kotoučových spojek. Plné hřídele jsou uloženy v soudečkových ložiskách. Předlohový hřídel je tedy opatřen na obou koncích řemenicemi, pomocí kterých je přenášen krouticí moment na hřídel hnětadla. Řemeny umístěny na těchto řemenicích jsou opatřeny napínákem. Celkový pohon sestává z 8 řemenic. Průměry řemenic jsou navrženy tak, aby vysoké výstupní otáčky motoru byly z převodovány do nízkých otáček hnětadla. Celkový převodový poměr, tj. poměr mezi motorem a hřídelem hnětadla je 25,4. Otáčky hřídele hnětadla jsou tedy pro výkon 37 kW rovny 58 otáčkám za minutu a krouticí moment je roven 6091 Nm. Pro výkon 26 kW jsou otáčky hnětadla rovny 29 otáčkám za minutu a krouticí moment na hřídeli je 8560 Nm. Celkový pohon je zakrytován ve skříňové konstrukci stroje. Konstrukční uspořádání pohonu a základní popis dílců je zobrazeno na obr. 6.



Obr. 6: Pohon stroje T-1087

## 2.5 Těsnění

Hřídel hnětadla je na dnešní konstrukci stroje utěsněný pomocí třech hřídelových těsnění (gufer). Tato hřídelová těsnění jsou speciálně z důvodu montáže a demontáže v ose dělená. Gufera jsou uložena v plastovém domečku, který je přišroubován do bočnice vany. Hřídelová těsnění jsou řazena za sebou. Výhodou tohoto řešení je velmi nízká cena těsnění. Podstatná nevýhoda spočívá ve velmi nízké životnosti hřídelových těsnění v daných pracovních podmínkách stroje. Další nepříjemnou záležitostí je, že nedochází pouze k opotřebování hřídelových těsnění, ale také hřídele hnětadla, na který těsnění dosedá. Požadavkem při volbě těsnění je možnost jeho montáže a demontáže, aniž by bylo nutno rozebírat další díly konstrukce. Nynější domeček, ve kterých jsou gufera uložena, je přišroubován pomocí čtyř šroubů k bočnici stroje. Povoláním těchto šroubů lze odsunout plastový domeček s guferou od bočnice. Domeček lze odsunout ve vyhrazeném prostoru do strany stroje a jednoduše demontovat hřídelové těsnění z domečku. Tyto gufera lze vzhledem k dělenému tvaru bez potíží nahradit novým počtem hřídelových těsnění. Následně se opět vrátí plastový domeček do původního místa a přišroubuje čtyřmi šrouby.



## 2.6 Hygienické, bezpečnostní a konstrukční požadavky

Hygienické a bezpečnostní požadavky stanovují příslušné normy, viz [1]. Při konstrukci stroje platí nejen normy všeobecné, ale také normy vyhrazené pro daný typ stroje. Normy zajišťují správnou konstrukci stroje. Tímto je zajištěno zabránění možného vzniku úrazu. Dále norma zajišťuje zdravotní nezávadnost stroje. Je předcházeno závažným nebezpečím, jako jsou mechanická, elektrická, ergonomická nebo také nebezpečí způsobená hlukem nebo vdechováním moučného prachu. Vdechování prachu může být škodlivé pro obsluhu stroje. Emise moučného prachu musí být proto minimalizována. Lze toho dosáhnout například použitím pevného krytu, pomocí zařízení časové prodlevy, které při spouštění stroje zajistí, že nástroj se otáčí při nejnižších otáčkách po dobu nejméně 120s, dříve než obsluha může zapnout vyšší otáčky. Další možným způsobem provedení je přidat odsávací zařízení prachu. V případě mechanických nebezpečí se jedná o nebezpečí stlačení, stříhu, zachycení, naražení, popřípadě nebezpečí ztráty stability. Elektrická nebezpečí jsou nebezpečí úrazem elektrickým proudem způsobená přímým nebo nepřímým dotykem živých částí. Do tohoto nebezpečí také patří nebezpečí vnějších vlivů na elektrické zařízení, například čištění vodou. Elektrická nebezpečí musí být ve shodě s EN 60204-1:1997. Nebezpečí hlukem přichází v úvahu u velkých hnětačů těsta. Hnětače těsta musí být konstruovány a vyrobeny tak, aby rizika emise šířeného vzduchem byla snížena na nejnižší hranici, především provedením opatření pro kontrolu hluku ve zdroji. Při zanedbání ergonomických zásad může nastat během provozu, čištění a údržby stroje riziko zranění nebo chronického poškození těla vyplývající z nevhodného držení těla.

Hnětače těsta musí být konstruovány a vyrobeny podle EN 1672-2:1997. Existují tři definované oblasti, tyto oblasti jsou zobrazeny na obr. 7:

### 1. Potravinová oblast

Do této oblasti patří vnitřní strana díže, strana pevných ochranných krytů přivrácená k díži, hnětací nástroj. Tyto povrchy musí být vyrobeny v případě obrábění s maximální drsností  $R_z=25 \mu\text{m}$ . V případě povlaku je maximální drsnost  $R_z=16 \mu\text{m}$ .

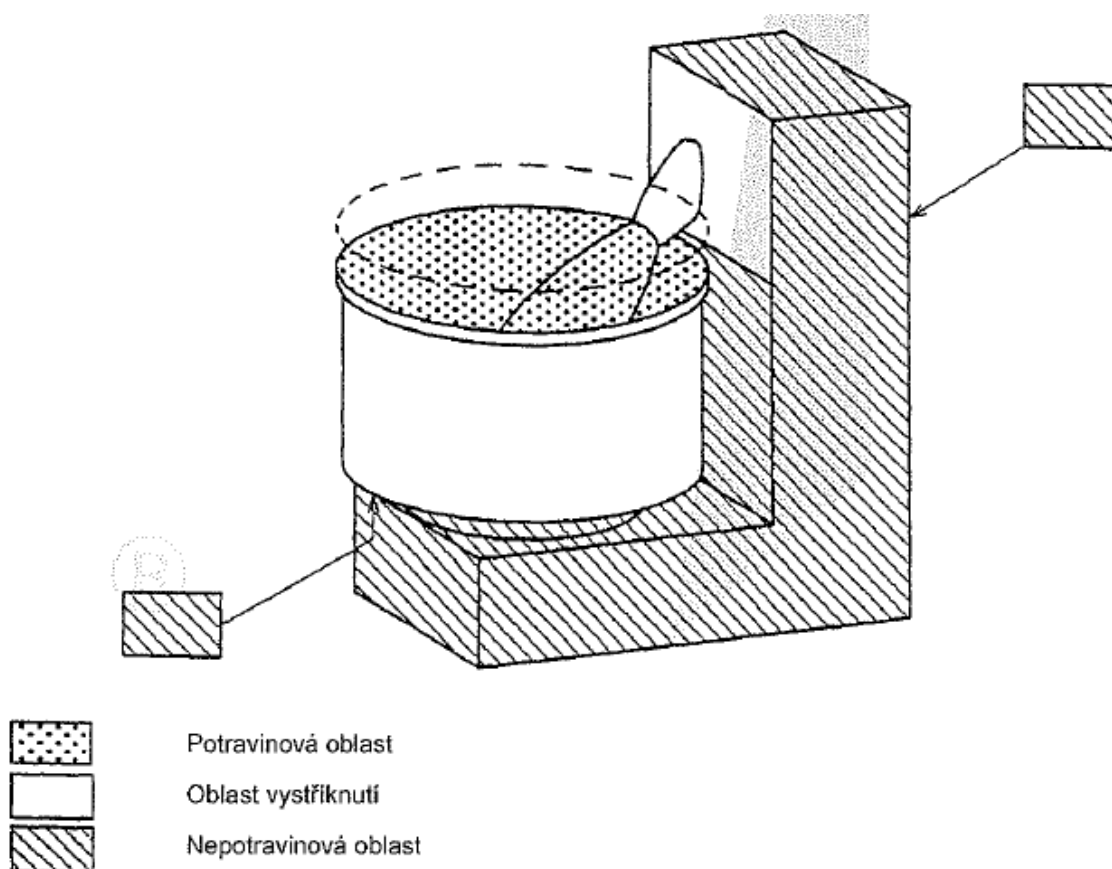


## 2. Oblast vystříknutí

Tato oblast zahrnuje vnější stranu díže, vnější ochranné kryty, přední povrch rámu, pevný vodorovný povrch nad díží. Tyto povrchy musí být vyrobeny v případě obrábění s maximální drsností  $Rz=40 \mu\text{m}$ . V případě povlaku je maximální drsnost  $Rz=30 \mu\text{m}$ .

## 3. Nepotravinová oblast

Zbývající oblasti stroje, které nepřicházejí do styku s potravinou.



Obr. 7: Definované oblasti konstrukce stroje [1]

Při konstrukci zařízení dochází ke spojení různých povrchů. V případě spojení vnitřních povrchů pro potravinářskou oblast musí mít spojení stejnou drsnost jako spojované povrchy. Dva povrchy musí být spojeny podle zaoblené hrany poloměrem větším než 3 mm. Toto platí pro úhel spojení menší než  $135^\circ$ . Pro vnitřní úhel větší  $135^\circ$  nejsou žádné zvláštní požadavky na poloměr. V případě spojení oblastí pro vystříknutí musí být u na sebe kolmých ploch poloměr větší než 1 mm.

Tato kapitola dále pojednává o mechanických bezpečnostních požadavcích a opatřeních. Při konstrukci stroje je nutno brát tyto nebezpečí na zřetel. Mechanická nebezpečí lze rozdělit do několika prostorů:

*a) Prostor 1 – Oblast, do které zasahuje pohyb hnětacího nástroje*

Obvyklé podmínky používání zahrnují odebírání vzorků, přidávání některých přísad, nebo odebírání těsta za účelem, aby bylo možno vyzkoušet konzistenci nebo změřit teplotu těsta. To znamená, že otvor musí splňovat dané předpisy dané normou. Pro snadné vyjmutí těsta z hnětačů s neodnímatelnými dížemi je dovolen pohyb hnětacího zařízení a pohyb díže při nízkých otáčkách s ovládačem vyžadujícím nepřetržité působení na ovládací prvek.

*b) Prostor 2 – Oblast mezi díží a rámem*

Pokud konstrukční uspořádání dovoluje přístup mezi otáčející se díží a pevné části stroje musí být vůle mezi těmito částmi nejméně 30 mm.

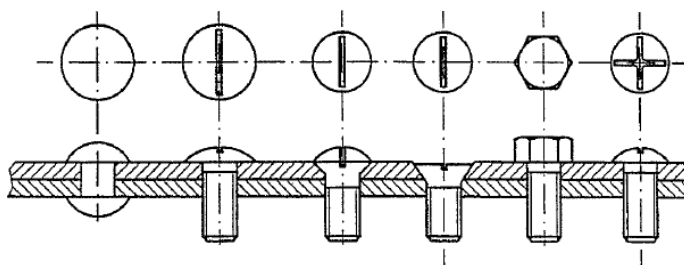
*c) Prostor 3 – Hnací mechanismům díže*

Hnací mechanismus díže musí být chráněn ochranným krytem. Mnoho výrobců jej jednoduše uzavírá do skříně stroje. Při motorickém pohonu vyklápění díže musí být pohon ovládán ovladačem vyžadujícím nepřetržité působení na ovládací prvek. Při výpadku energie nebo poruchy musí být zabráněno spadnutí díže.

*d) Prostor 4 – Mechanismus pohonu hnětacího nástroje*

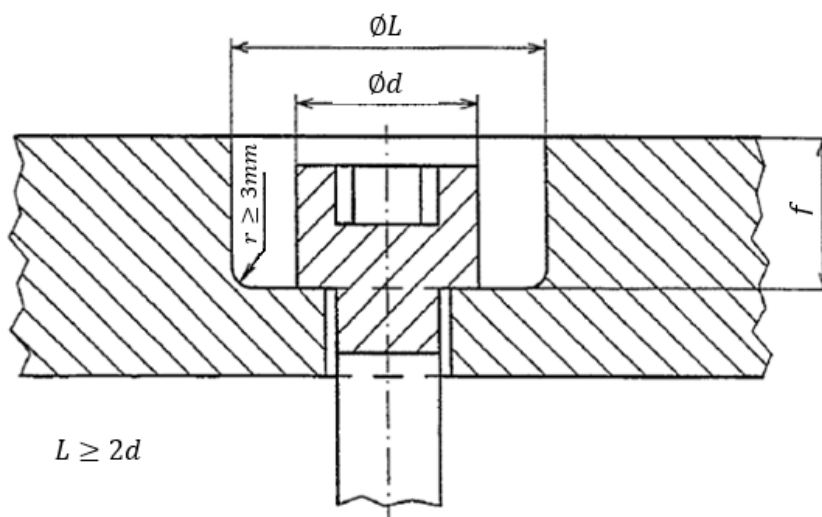
Hnací mechanismus musí být chráněn pevnými ochrannými kryty.

Stroje musí být konstruovány tak, aby byly stabilní. U strojů určených k připevnění na podlahu musí návod k používání udávat velikost sil v bodech připevnění. Spojovací součásti musí být snadno čistitelné a musí být vybrány podle obr. 8.



Obr. 8: Spojovací součásti v potravinářství [1]

Vyžaduje-li konstrukce použití šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem zapuštěných do podkladů musí konstrukce odpovídat obr. 9, nebo musí výrobce provést nutné úkony k doplnění zarovnání utěsněnou a trvalou ucpávkou odpovídajícím požadavkům pro potravinovou oblast.



Obr. 9: Konstrukční úprava pro použití INBUS šroubů [1]

Ovládací panel musí být za normálních okolností v nepotravinářské oblasti, dále musí kdykoliv čistitelný. Není-li z technických důvodů možné ovládací panel umístit do nepotravinářské oblasti, musí mít ovladače snadno čistitelné povrchy. Vzdálenost mezi dvěma spínači musí být větší nebo rovna než 20 mm pro případ, že výška tlačítka vyšší nebo rovna 8 mm. Je-li výška nižší než 8 mm, pak vzdálenost mezi tlačítky musí být nejméně 12,5 mm. Nelze-li tomuto prostoru mezi spínači vyhovět, pak lze umístit ovladače pod ochranný kryt. Tento případ je znázorněn na obr. 10.



Obr. 10: Ovládače chráněny krytkou [1]

Stroj musí být vždy konstruován tak, aby byl bezpečný a snadno čistitelný. Dobrou čistitelnost zaručují správné úpravy tvaru a vysoká kvalita povrchu. Nedostatek hygieny může vytvářet riziko pro lidské zdraví. [1]

### 3 Návrhové výpočty konstrukce

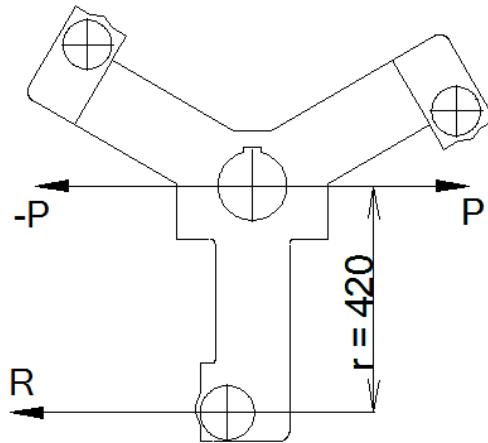
V této stati bude pojednáváno o návrhových výpočtech plechů, hřídelů, tyčí, ložisek a dalších nezbytných strojních součástí důležitých pro správnou funkci zařízení. Konstrukční prvky mohou být obecně zatěžovány všemi způsoby namáhání včetně jejich kombinace. Při jednotlivých výpočtech prvků se vychází z teorie uvedené v následující literatuře [32], [33], [34], [35], [36], [37]. Následně zjištěná výpočtová zatěžující síla není ve výpočtech převedena na spojitě zatížení, protože je zřejmé, že budou součástí v našem případě při namáhání osamělou silou, více namáhané. Pro návrhový výpočet je uvažován o 40% vyšší krouticí moment, než je maximální nominální krouticí moment na hřídeli hnětadla u stávající konstrukce. Navýšení krouticího momentu vychází z osmipólového zapojení motoru s výkonem 26 kW a nominálními otáčkami 29 otáček za minutu na hřídeli hnětadla. Hodnota krouticího momentu při tomto zapojení je 8560 Nm. Tento způsob zvýšení bezpečnosti dílců navýšením zatěžujícího momentu byl přikázán konzultantem z důvodu vznikajících dynamických účinků při hnětení, které lze stanovit velmi obtížně. Je zřejmé, že tento způsob návrhu součástí není zcela správný. Vhodnější způsob návrhu je vycházet z maximálního krouticího momentu na hřídeli hnětadla a zvýšit z téhož důvodu výslednou bezpečnost součástí. Při kontrolních výpočtech již nebude z důvodu navýšení krouticího momentu uvažováno navýšení bezpečnostního koeficientu.

#### 3.1 Silový rozbor namáhání hřídele hnětadla

Hřídel je současně namáhána krutem a ohybem. Jedná se o kombinované namáhání. Tato záležitost vyplývá ze skutečnosti, že tyče hnětadla nejsou umístěny ve středu osy rotace a proto vzniká reakční síla působící při hnětení na tyče hnětadla umístěné na určitém rameni od osy rotace, která je dána konstrukcí hnětadla. Mechanický model znázorňující vznik kombinovaného namáhání je zobrazen na obr. 11. K reakční síle vzniklé na tyči hnětadla  $R$  lze připojit libovolnou jinou soustavu sil, která je v rovnováze, aniž se změní působení první soustavy. [32]. Připojená soustava sil  $P$  a  $-P$  je v absolutní hodnotě rovna reakční síle  $R$ . Tedy:

$$R = |P| \quad (1)$$

Silová dvojice R a P tvoří moment. Je tedy zřejmé, že soustava sil R a P způsobují smykové napětí, tedy krut a osamocená síla -P má za následek vznik normálového napětí, tedy ohybu.



Obr. 11: Silový rozbor namáhání hřídele

Velikost síly R určíme z velikosti krouticího momentu, který působí na hřídeli a ze vzdálenosti hnětací tyče od osy hřídele hnětacla.

### 3.2 Výpočet minimálního průměru hřídele hnětacla

Výpočet minimálního průměru hřídele hnětacla je navržen z pevnostní podmínky na krut. Hřídel je navrhována pro výše uvedený návrhový krouticí moment, který je o 40% navýšen vůči maximálnímu nominálnímu krouticímu momentu na hřídeli nynějšího stroje. Pro hřídel byl zvolen materiál DIN 1.4021. Návrhový krouticí moment je tedy roven:

$$M_{kn} = 8560 * 1,4 \doteq 12\,000\text{Nm} \quad (2)$$

Uvažovaná dovolená hodnota smykového napětí je  $\tau_{k1dov} = 100\text{N/mm}^2$ . Tato hodnota byla zvolena z materiálových listů, viz příloha 2, při uvažování trojnásobné bezpečnosti vůči mezi kluzu. Minimální průměr hřídele určíme z pevnostní podmínky pro krut:

$$\tau_{k1} < \tau_{k1dov} \quad (3)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kn}}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_{kn}}{\pi \cdot d_{1min}^3} \quad (4)$$

Po úpravě výše uvedené pevnostní podmínky dostáváme rovnici pro výpočet minimální průměru hřídele:

$$d_{1min} > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kn}}{\pi \cdot \tau_{1kdov}}} \quad (5)$$

$$d_{1min} > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12000000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 84,8 \text{ mm} \quad (6)$$

Minimální průměr hřídele pro dané podmínky je 84,8 mm. Je třeba si uvědomit, že je hřídel namáhána nejen krutem, ale i ohybem, proto bude v kapitole o kontrole prvků provedena kontrola hřídele na kombinované namáhání, tj. namáhání krutem a ohybem současně. Vypočtený průměr hřídele je minimální průměr hřídele v místě ložiska.

### 3.3 Výpočet reakcí hřídele hnětadla v místě ložisek

Pro další výpočty komponentů zařízení je potřeba znát velikost reakce v místech ložiska. Při návrhu nové konstrukce bylo uvažováno několik různých umístění pohonu hřídele hnětadla. Motor lze umístit do spodní části konstrukce jako je tomu v případě stávajícího stroje. Přenos krouticího momentu je pak možné provést pomocí ozubených řemenů. Výhodou těchto řemenů je tvarový přenos krouticího momentu a tudíž nízké předeprnutí hřídele. Nevýhodou tohoto řešení je více montážních dílců, větší pravděpodobnost poruchy než v dále uvedeném případě. Další možností je přivést krouticí moment z převodového motoru přímo na hřídel. Toto uspořádání se nazývá Direct-drive. Pohon Direct drive lze provést připevněním motoru k rámu, kdy je přenos krouticího momentu přenášen od výstupního hřídele převodového motoru na hřídel hnětadla pomocí spojky. Další možností je nasadit převodový motor letmo přímo na hřídel hnětadla. V tomto případě ještě závisí na smyslu otáčení hnětadla, kdy se k vlastní hmotnosti motoru reakční síla vzniklá uchycením motoru k rámu pomocí torzního ramene buď přičítá, nebo odčítá. Tyto případy jsou dány smyslem otáčení hřídele motoru a velikost reakční síly je dána krouticím momentem

motoru. Další možností pohonu je pohon hnětadla pomocí rotačního hydromotoru, který by byl též letmo umístěn na hřídeli. Tento způsob zde není uveden vzhledem k podobným krouticím momentům, ale podstatně nižší hmotnosti motoru než v případě převodového elektromotoru.

Pro pohon nové konstrukce stroje byl zvolen převodový asynchronní elektromotor o výkonu 37 kW. Výstupní krouticí moment tohoto motoru při 53 otáčkách za minutu je 6620 Nm. Hmotnost tohoto pohonu je zhruba 700 kg. Bližší parametry motoru jsou uvedeny v příloze 4. Pro výpočet síly způsobující přídatný ohyb hřídele vznikající od krouticího momentu motoru je uvažován právě tento krouticí moment 6620 Nm. Motor je proti otáčení kolem své osy zajištěn torzním ramenem o délce ramene 550 mm.

Jak již bylo výše objasněno, síla  $R$  uvedená na obr. 11 má za následek kromě smykového namáhání hřídele (krut) také namáhání normálové (ohyb). Velikost síly způsobující ohyb se určí z návrhového krouticího momentu a vzdálenosti ramene hnětadla od osy hřídele. Velikost této ohybové síly:

$$R = F_n = \frac{M_{kn}}{r} = \frac{12\,000\text{Nm}}{0,42\text{m}} = 28\,571\text{N} \quad (7)$$

Některé parametry pro výpočet reakcí jsou převzaty z nynější konstrukce stroje. Tento postup lze zvolit z důvodu, že hnětadlo, díž a prostor pro výměnu těsnění jsou zachovány ze staré konstrukce. Proto lze očekávat, že vzdálenost ložisek od bočnic bude v nové konstrukci přibližně stejná jako v konstrukci původní. Vzdálenost středu převodovky od ložisek je 300 mm. Roztečná vzdálenost ložisek, tj. v mechanickém modelu podpěr a vzdálenost hnětadla od ložisek je uveden na obr. 12. Síla  $F_n$ , způsobující ohyb hřídele je rovnoměrně rozdělena na polovinu a působí v místě uložení hnětadla na hřídeli. Tato síla působí v polovině náboje hnětadla a její vzdálenost lze dopočítat z obr. 12. Vzdálenost mezi silami  $F_n/2$  je 832 mm.

Pro případ letmo uloženého převodového motoru, s uvažováním různého smyslu tj. přitěžující popřípadě odlehčující síly vzniklé od krouticího momentu uchycením motoru pomocí torzního ramene k rámu je proveden výpočet reakcí.



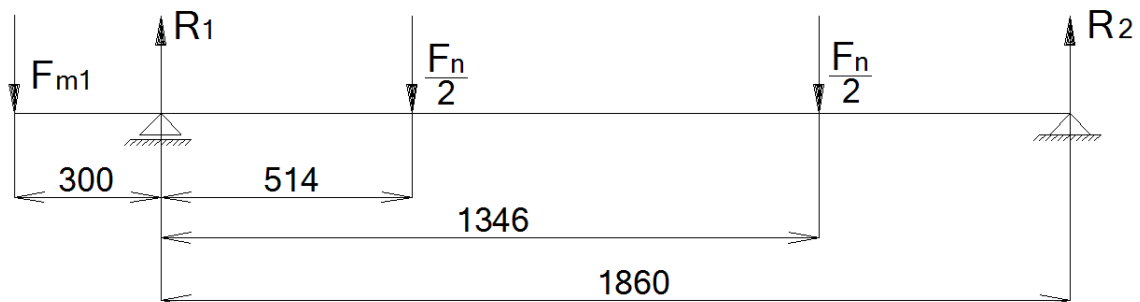
a) I. případ zatížení

Velikost celkové síly v místě motoru se skládá z hmotnosti motoru a síly vzniklé od zajištění motoru torzním ramenem působící stejným směrem jako tíha motoru. Celková síla  $F_{m1}$  se tedy rovná:

$$F_{m1} = m_{motoru} \cdot g + \frac{M_{kmotoru}}{r_{torzní}} \quad (8)$$

$$F_{m1} = 700kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} + \frac{6600Nm}{0,55m} = 18\,867N \quad (9)$$

Mechanický model je zobrazen na obr. 35.



Obr. 12: Silový rozbor namáhání hřídele pro I. případ zatížení

Výpočet reakcí:

Reakce  $R_1$  a  $R_2$  jsou vypočteny z momentové rovnováhy v místě podpěr.

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_1$ :

$$R_2 \cdot 1860mm = \frac{F_n}{2} \cdot (514mm + 1346mm) - F_{m1} \cdot 300mm \quad (10)$$

$$R_2 = 11\,243\,N \quad (11)$$

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_2$ :

$$R_1 \cdot 1860mm = \frac{F_n}{2} \cdot (1860mm) + F_{m1} \cdot 2160mm \quad (12)$$

$$R_1 = 36\,196\,N \quad (13)$$



b) II. případ zatížení

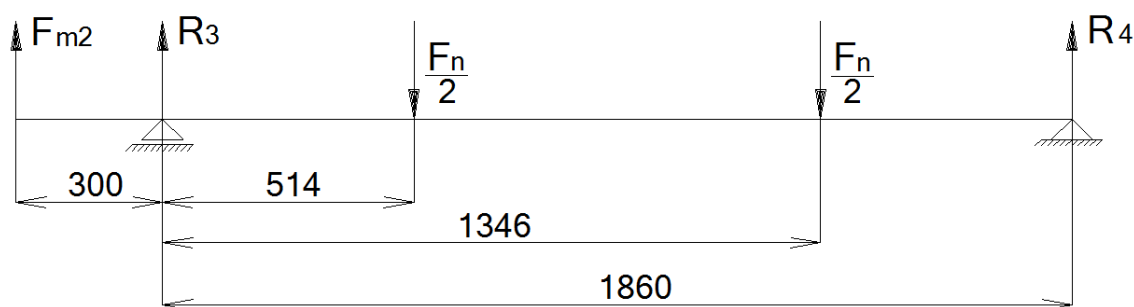
Velikost celkové síly v místě motoru se skládá z vlastní hmotnosti motoru a síly vzniklé od zajištění motoru torzním ramenem působící opačným směrem. Celková síla  $F_{m2}$  se tedy rovná:

$$F_{m2} = m_{motoru} \cdot g - \frac{M_{kmotoru}}{r_{torzní}} \quad (14)$$

$$F_{m2} = 700kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} - \frac{6600Nm}{0,55m} = -5\,133N \quad (15)$$

Síla  $F_{m2}$  působí vzhledem ke znaménku svise vzhůru.

Mechanický model je zobrazen na obr. 13. V tomto modelu je již síla  $F_{m2}$  ve správném smyslu.



Obr. 13: Silový rozbor namáhání hřídele pro II. případ zatížení

Výpočet reakcí:

Reakce  $R_3$  a  $R_4$  jsou vypočteny z momentové rovnováhy v místě podpěr.

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_3$ :

$$R_4 \cdot 1860mm = \frac{F_n}{2} \cdot (514mm + 1346mm) + F_{m2} \cdot 300mm \quad (16)$$

$$R_4 = 15\,134\,N \quad (17)$$

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_4$ :

$$R_3 \cdot 1860mm = \frac{F_n}{2} \cdot (1860mm) - F_{m2} \cdot 2160mm \quad (18)$$

$$R_3 = 8\,324\,N \quad (19)$$

### 3.4 Výpočet minimální dynamické únosnosti ložiska

Kapitola pojednává o výpočtu valivého ložiska umístěného na hřídeli hnětadla. Hřídel hnětadla je u dnešního stroje vzhledem k velkému zatížení uložena v soudečkových ložiskách. Tyto ložiska jsou schopny přenášet v porovnání s kuličkovými ložisky mnohem větší radiální zatížení. Soudečková ložiska musí přenášet síly dané reakcemi v místě ložiska. Pro návrh ložiska je uvažován nejhorší možný případ zatížení daný v kapitole 3.3.

Ložisko bude tedy navrhované pro sílu v ložisku  $R_1=36\,196\text{N}$ . I když je zřejmé, že obě ložiska nejsou stejně namáhané, bude v nové konstrukci hřídel hnětadla opatřena dvěma stejnými ložisky. Maximální otáčky hnětadla jsou v nové konstrukci 53 otáček za minutu. Výpočet dynamické únosnosti ložiska vychází z podmínky, že hodinová trvanlivost ložiska pro neomezeně dlouhou životnost musí být vyšší než  $10^6$  hodin. Tato vysoká hodinová trvanlivost je zvolena z důvodu spolehlivosti stroje. Během hnětení vznikají dynamické účinky, které snižují trvanlivost ložiska.

Minimální hodnota dynamická únosnosti:

$$L_{hod} = \left(\frac{C}{R_1}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} > L_{hod\_min} \quad (20)$$

Úpravou rovnice 20 získáme minimální hodnotu dynamické únosnosti:

$$C > R_1 \cdot \left(L_{hod\_min} \cdot \frac{60 \cdot n}{10^6}\right)^{3/10} \quad (21)$$

$$C > 36\,196\text{N} \cdot \left(10^6 \cdot \frac{60 \cdot 53\text{min}^{-1}}{10^6}\right)^{3/10} > 406,8\text{ kN} \quad (22)$$

Vzhledem k vysoké hodnotě únosnosti je v nové konstrukci také voleno soudečkové ložisko.

### 3.5 Výpočet minimální délky pouzdra pro uložení díže

Uložení díže do rámu je na nynější konstrukci pomocí litého bronzového pouzdra obdobně jako u uložení hnětacích tyčí. Toto řešení je z hlediska ceny ložiska stále přijatelné, avšak podstatnou nevýhodou je nutnost mazání. Dalším

možným řešením uložení díže je uložení pomocí kompozitových kluzných ložisek. Tyto ložiska mají výborné mazací vlastnosti při kyvných pohybech, přenášejí velká zatížení a jsou na rozdíl od bronzových ložisek bezúdržbová. Přenášené zatížení je v našem případě dáno reakcí v místě ložiska od hnětení, hmotností díže včetně těsta, hnětadla a hlavního hřídele včetně motoru. Hmotnost díže s duplikátorem včetně těsta je převzata ze stávajícího řešení, její hmotnost činní  $m_d=1400$  kg. Celková hmotnost díže včetně hřídele, která působí na kluzná ložiska je  $m_c=1700$  kg. Výpočet na straně elektromotoru je proveden tak, že se k reakci od hnětadla a motoru, která je rovna 36 196 N přičte poloviční zatížení od ostatních celků včetně těsta. V případě výpočtu na straně rotátoru se k reakci od hnětadla a motoru, která je rovna 15134 N přičte poloviční zatížení od ostatních celků včetně těsta. Je zřejmé, že ložisko na straně motoru bude více zatížené. Průměr pouzdra je převzat z aktuálního modelu nové konstrukce a činí  $d_p=280$  mm.

Výpočet velikosti síly v kluzném ložisku na straně elektromotoru:

$$P_1 = R_1 + \frac{1}{2} m_o \cdot g \quad (23)$$

$$P_1 = 36\,196\text{N} + \frac{1}{2} \cdot 1\,700\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 44\,534,5\text{ N} \quad (24)$$

Výpočet velikosti síly v kluzném ložisku na straně rotátoru:

$$P_2 = R_4 + \frac{1}{2} m_o \cdot g \quad (25)$$

$$P_2 = 15\,134\text{N} + \frac{1}{2} \cdot 1\,700\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 23\,338,5\text{ N} \quad (26)$$

Tímto byly získány silové hodnoty v ložisku. Podle výše uvedeného je ložisko na straně elektromotoru zatíženo podstatně více, než ložisko na straně rotátoru. Z důvodu servisu jsou obě ložiska stejná.

V případě uvažování bronzového pouzdra lze uvažovat dovolený tlak  $p_{1d}=10$  MPa [15] a minimální délku pouzdra pak určíme z podmínky na otláčení:

$$p_1 < p_{1D} \quad (27)$$

$$p_1 = \frac{P_1}{d_p \cdot l} < p_{1D} \quad (28)$$

Z rovnice 28 vyjádříme vzorec pro výpočet minimální délky pouzdra.

$$l = \frac{P_1}{d_p \cdot p_{1D}} = \frac{44\,534,5\text{N}}{280\text{mm} \cdot 10\text{MPa}} = 15,9\text{mm} \quad (29)$$

Minimální délka bronzového pouzdra při dovoleném napětí 10 MPa činí 15,9 mm.

### 3.6 Stanovení minimálního krouticího momentu pro vyklápění díže

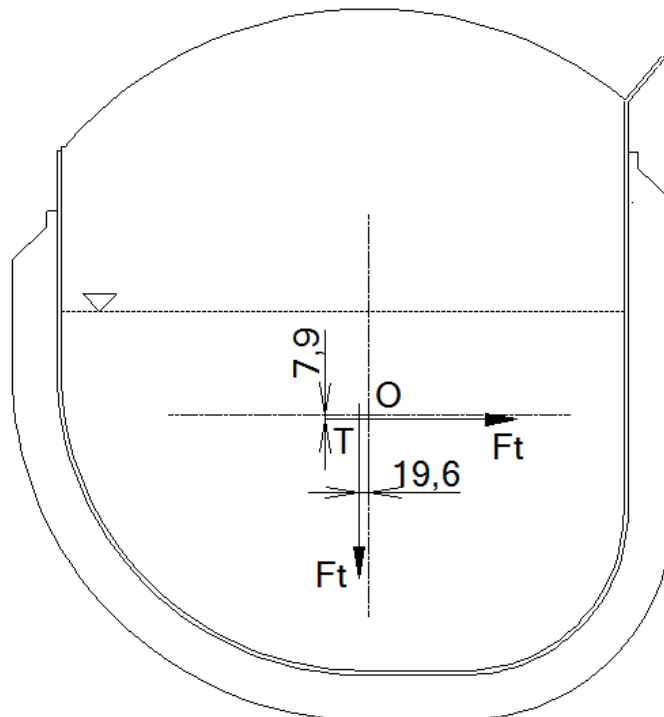
Po dokončení hnětení je potřeba vyklopit těsto z nádoby hnětače do převozné díže popřípadě do podlahy. Úhel vyklopení díže hnětače je podle požadavku minimálně 150°. Hodnota potřebného momentu k vyklopení je určena ze statického momentu, bez uvažování třecích ztrát, ke kterým dochází například v ložiskách. Maximální hodnota vyklopení je určena postupným naklopením díže. Jsou provedeny tři analýzy vyklopení díže a to v pozicích 0°, 90° a 150° při 2 různých polohách těsta a to při kolmé poloze těsta k díži, která odpovídá teoreticky ideálnímu stavu rozložení těsta v nádobě nebo poloze těsta pod určitým avšak v každém případě stejným úhlem sklonu. Tento sklon odpovídá stavu po hnětení, kdy je objem těsta nahrnut na jednu stranu díže. Tento případ přichází v úvahu, neboť hnětadlo se otáčí pouze jedním směrem. Hnětač je určen pro hmotnost těsta až 360 kg, ale vzhledem k nejistotě, ke které v provozu dochází, je uvažována hmotnost těsta 450 kg. Při výpočtu momentové rovnice je uvažováno nejen, že těsto zatěžuje soustavu ve směru vertikálním, ale k možnostem ulpívání na stěnách nádoby i ve směru horizontálním. Pro větší výpočtovou bezpečnost jsou uvažovány obě síly shodně velké. Tyto síly působí v místě těžiště. Údaje potřebné k výpočtu jsou převzaty z 3D modelu. Hmotnost výpočtové soustavy včetně 450 Kg těsta je  $m_t=1400$  kg, tedy  $F_t=13734$  N. Mezi počátkem a koncem vyklopení se musí uvažovat, že nádoba může být v průběhu vyklápění zastavena a vrácena zpátky do původní, tj. počáteční polohy.

### 3.6.1 Vyklopení díže - 0°

Tato poloha je zajištěna při hnětení těsta. Jedná se o výchozí polohu vyklápění. Těžiště se nachází ve spodní části vany.

#### a) Poloha těsta kolmo na stěnu

Podle Obr. 37 lze z momentové rovnice, která je provedena k ose rotace O, dopočítat potřebný moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti nádoby T. Vzdálenost těžiště T od osy O je v obr. 14 zakótována.



Obr. 14: Vyklopení díže 0°, poloha těsta kolmo na stěnu

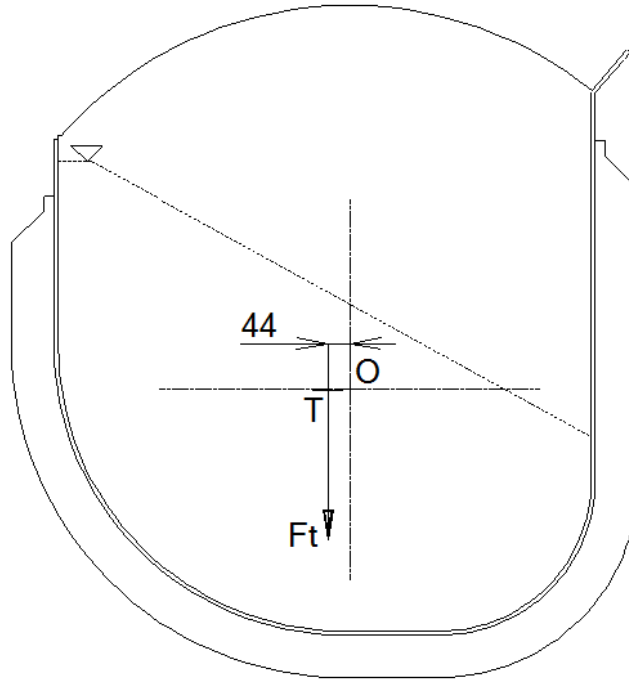
Minimální moment:

$$M_1 = F_t \cdot 19,6\text{mm} + F_t \cdot 7,9\text{mm} \quad (30)$$

$$M_1 = 13\,734\text{N} \cdot 19,6\text{mm} + 13\,734\text{N} \cdot 7,9\text{mm} = 377,7\text{Nm} \quad (31)$$

#### b) Poloha těsta nerovnoměrná

Podle Obr. 15 lze z momentové rovnice provedené k ose rotace O, dopočítat potřebný moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti nádoby T. Vzdálenost těžiště T od osy O je na obr. 15.



Obr. 15: Vyklopení díže 0°, poloha těsta nerovnoměrná

Minimální moment:

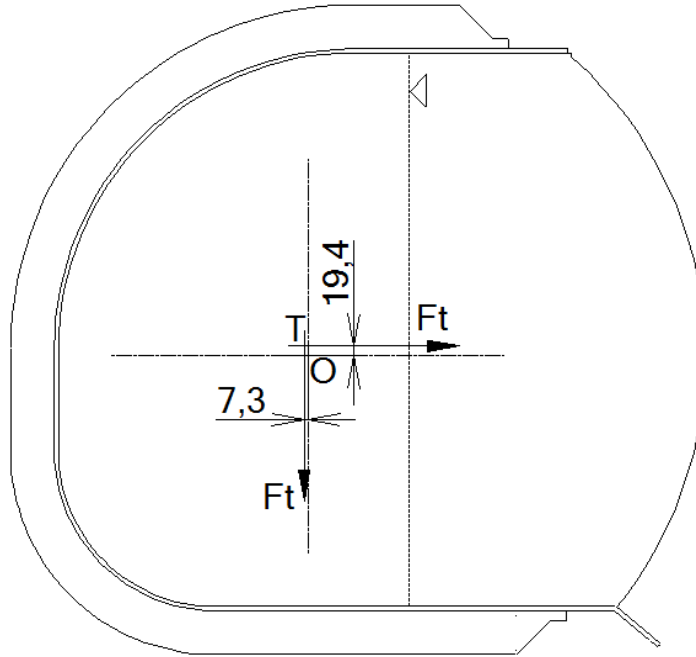
$$M_2 = F_t \cdot 44\text{mm} = 13\,734\text{N} \cdot 44\text{mm} = 604,3\text{Nm} \quad (32)$$

### 3.6.2 Vyklopení díže - 90°

Tato poloha je polohou, při které je díž horizontálně. V této poloze již těžiště není ve spodní části nádoby.

a) *Poloha těsta kolmo na stěnu*

Podle Obr. 16 lze z momentové rovnice k bodu O dopočítat potřebný moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti nádoby T. Vzdálenost těžiště T od osy O je v obr. 16 zakótována.



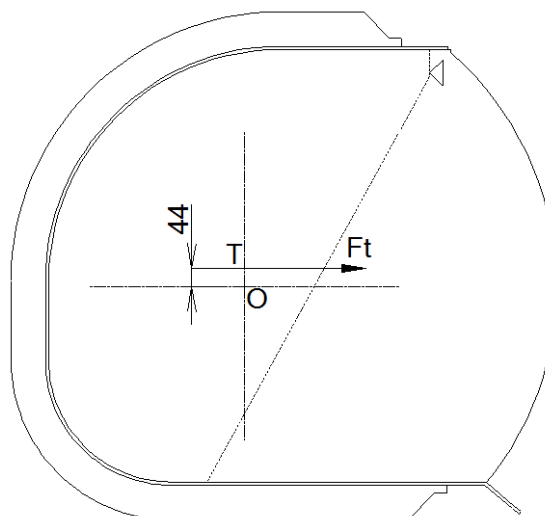
Obr. 16: Vyklopení díže 90°, poloha těsta kolmo na stěnu

$$M_3 = F_t \cdot 19,4\text{mm} + F_t \cdot 7,3\text{mm} \quad (33)$$

$$M_3 = 13\,734\text{N} \cdot 19,4\text{mm} + 13\,734\text{N} \cdot 7,3\text{mm} = 366,7\text{Nm} \quad (34)$$

*b) Poloha těsta nerovnoměrná*

Podle Obr. 17 lze z momentové rovnice stanovené k ose rotace, lze dopočítat potřebný moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti nádoby T. Vzdálenost těžiště T od osy O je v obr. 17 zakótována.



Obr. 17: Vyklopení díže 90°, poloha těsta nerovnoměrná

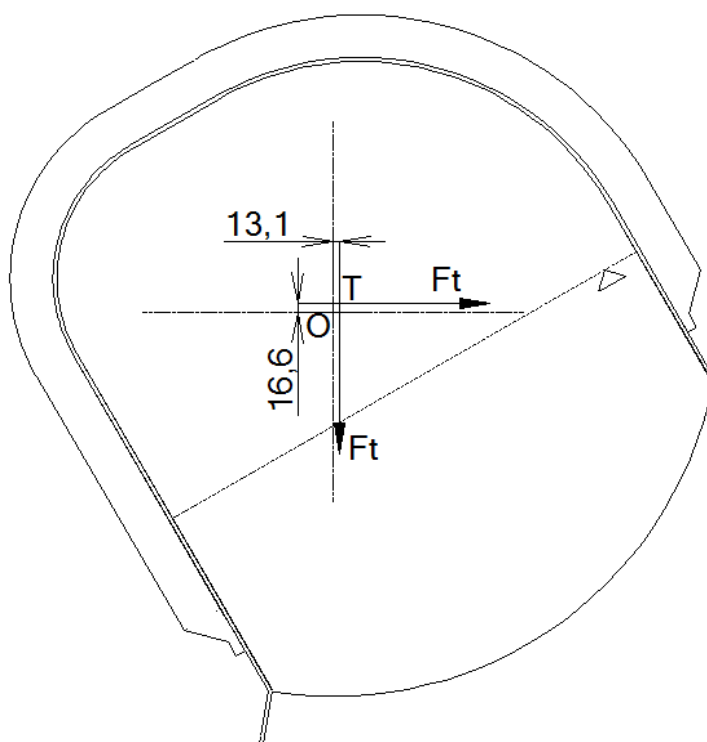
$$M_4 = F_t \cdot 44\text{mm} = 13\,734\text{N} \cdot 44\text{mm} = 604,3\text{Nm} \quad (35)$$

### 3.6.3 Vyklopení díže - 150°

Tato poloha slouží k vyprazdňování nádoby. Jedná se o konečnou polohu vyklápění. Těžiště se nachází v horní části vany.

#### a) Poloha těsta kolmo na stěnu

Podle Obr. 18 lze z momentové rovnice, která je provedená k ose rotace O, dopočítat potřebný minimální moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti T. Vzdálenost těžiště T od osy O je v obr. 18 zakótována.



Obr. 18: Vyklopení díže 150°, poloha těsta kolmo na stěnu

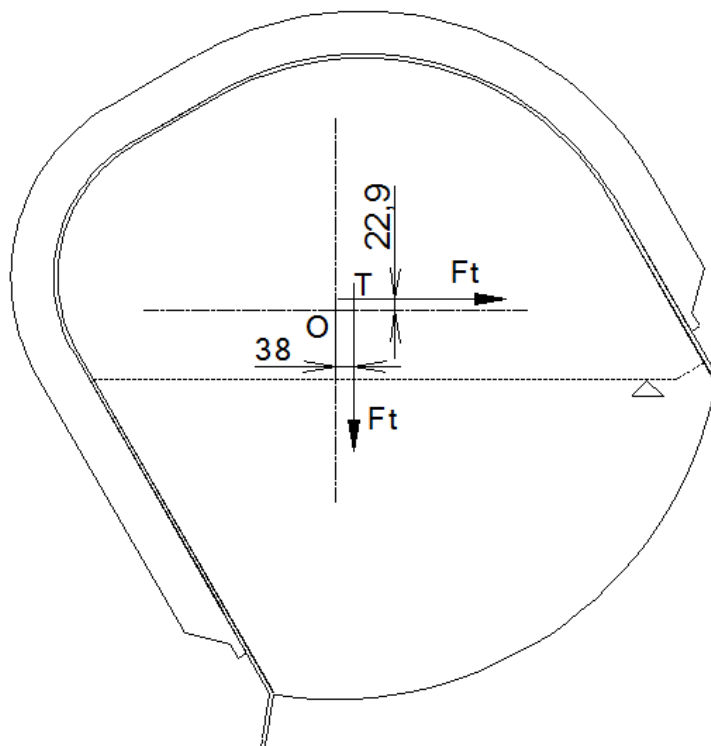
$$M_5 = F_t \cdot 16,6\text{mm} + F_t \cdot 13,1\text{mm} \quad (36)$$

$$M_5 = 13\,734\text{N} \cdot 16,6\text{mm} + 13\,734\text{N} \cdot 13,1\text{mm} = 407,9\text{Nm} \quad (37)$$

#### b) Poloha těsta nerovnoměrná

Podle Obr. 19 lze z momentové rovnice dopočítat potřebný moment k vyklopení díže v tomto stanoveném případě. Síly  $F_t$  působí v těžišti T. Vzdálenost těžiště T od osy O je v obr. 19 zakótována.



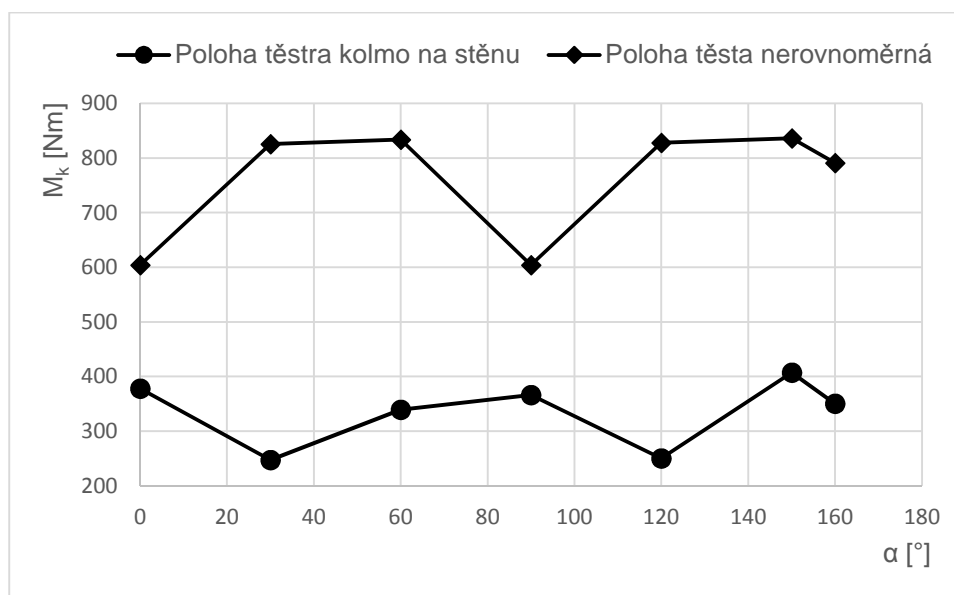


Obr. 19: Vyklopení díže 150°, poloha těsta nerovnoměrná

$$M_6 = F_t \cdot 38\text{mm} + F_t \cdot 22,9\text{mm} \quad (38)$$

$$M_6 = 13\,734\text{N} \cdot 38\text{mm} + 13\,734\text{N} \cdot 22,9\text{mm} = 836,4\text{ Nm} \quad (39)$$

Závislost minimálního krouticího momentu na úhlu vyklopení díže uvedena na obr 20.

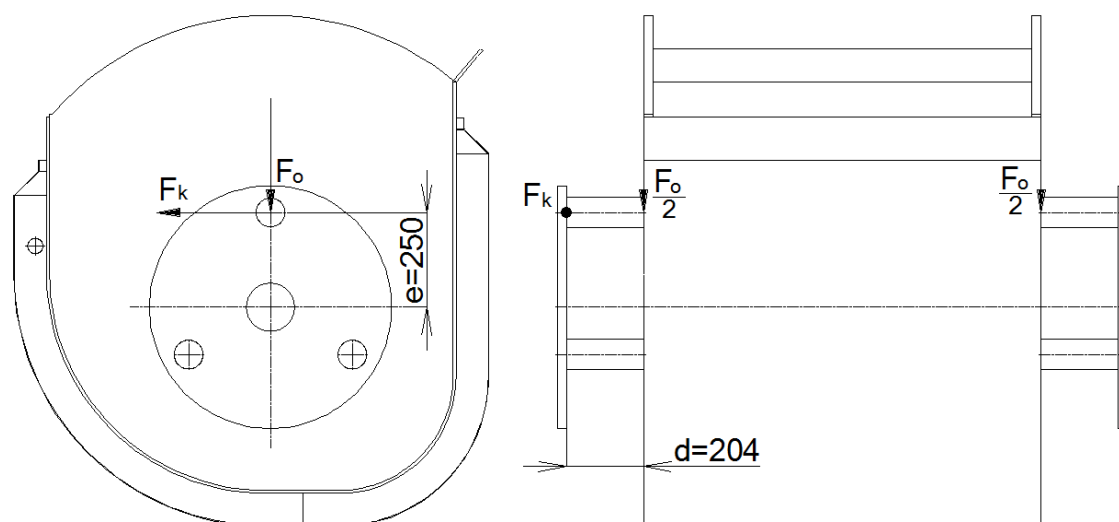


Obr. 20: Závislost krouticího momentu na úhlu vyklápění

Nejvyšší potřebný krouticí moment je pro případ, kdy je díž stroje vyklopena o úhel  $150^\circ$  a těsto je nerovnoměrně rozložené. Minimální krouticí moment pohonu je volen přibližně dvojnásobný oproti maximální vypočtené hodnotě, tedy minimální krouticí moment požadovaný motorem je  $2\,000\text{ Nm}$ .

### 3.7 Výpočet minimálního průměru tyčí pro vyklápění díže

Nový hnětač je konstruován tak, že díž je nesena šesti tyčemi. Polovina těchto tyčí podle způsobu namáhání přenáší, popřípadě nepřenáší krouticí moment. Pokud by vyklápění bylo řešeno pomocí lineárního hydromotoru, nebyla by část tyčí přídatnou silou vzniklou od krouticího momentu zatížena. V případě konstrukce s rotačním hydromotorem bez přídatného lineárního motoru, který by díž zajistil v hnětací poloze, je přes polovinu tyčí nejen přenášen krouticí moment potřebný k vyklopení díže, ale navíc dochází k přenosu sil vzniklé hnětením těsta, což je pro tyče a rotační hydromotor velmi nepříznivé. Tyče jsou vzájemně pootočený o  $120^\circ$ . Konstrukce je dimenzována pro návrhový krouticí moment  $M_{kn}=12\,000\text{ Nm}$ , proto tento krouticí moment uvažují i pro návrh těchto tyčí. Tento způsob výpočtu byl zvolen hlavně proto, aby došlo k určitému předdimenzování stroje. Celková hmotnost díže nesená šesti tyčemi je  $m_o=1400\text{ kg}$ . Situace je znázorněna na obr. 21.



Obr. 21: Zatížení tyčí pro vyklápění díže

Sílu  $F_o$  přenáší 6 tyčí, kdežto sílu  $F_k$ , která vzniká od krouticího momentu, přenášejí pouze tyče 3. Je tedy zřejmé, pokud je uvažováno rovnoměrné

rozložení zatížení do tyčí, pak je každá tyč na straně rotátoru teoreticky zatížena silou  $F_o/6$  a  $F_k/3$ . Výpočet je proveden pouze na straně rotátoru, protože zde jsou tyče navíc namáhány, oproti straně druhé, kroutícím momentem. Tyče jsou namáhané ohybovým momentem působícím ve dvou na sebe kolmých rovinách.

Maximální ohybový moment v jedné rovině:

$$M_{o1} = \frac{m_o}{6} \cdot g \cdot d = \frac{1400kg}{6} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 204mm = 467Nm \quad (40)$$

Maximální ohybový moment v druhé rovině:

$$M_{o2} = \frac{F_k}{3} \cdot d = \frac{M_{kn}}{3 \cdot e} \cdot d = \frac{12\,000Nm}{3 \cdot 0,25m} \cdot 204mm = 3\,264Nm \quad (41)$$

Z obr 21 vyplývá, že tam kde je  $M_{o1}$  maximální je  $M_{o2}$  nulové a naopak. Pokud se provede v každém bodě výpočet výsledného ohybového momentu:

$$M_{ov} = \sqrt{M_{o1}^2 + M_{o2}^2} \quad (42)$$

bude zjištěno, že právě největší ohybový moment je  $M_{ov}=3\,264\text{ Nm}$ . Toto tedy platí, pokud není uvažováno zajištění díže v hnětací poloze jiným způsobem, než pomocí uzamknutí hydraulického obvodu hydraulickým zámkem. Dovolená hodnota napětí pro materiál tyčí 1.4301 je uvažována  $100\text{ N/mm}^2$ . Tato hodnota byla zvolena podle přílohy 3. Pro výpočet minimálního průměru tyče je vycházeno z pevnostní podmínky:

$$\sigma_{o1} < \sigma_{o1dov} \quad (43)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{ov}}{W_{o1}} = \frac{32 \cdot M_{ov}}{\pi \cdot d_{tmin}^3} < \sigma_{o1dov} \quad (44)$$

Po úpravě výše uvedené pevnostní podmínky dostáváme rovnici pro výpočet minimálního průměru tyče:

$$d_{tmin} > \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ov}}{\pi \cdot \sigma_{o1dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3\,264\,000Nmm}{\pi \cdot 100N/mm^2}} = 69,3mm \quad (45)$$

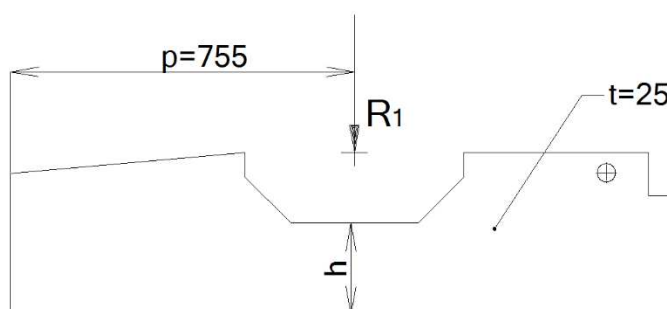
Minimální průměr tyčí pro vyklápění díže je  $69,3\text{ mm}$ .

## 3.8 Výpočet rámu

Rámem se rozumí pevná část stroje, která bývá u většiny případů ukotvena do podlahy. Rám je konstrukčně řešen jako svařenec. Svařovaná konstrukce je volena hlavně z důvodů možností společnosti. Tento svařenec se skládá ze čtvercových uzavřených profilů a čtyř tlustostěnných plechů. Materiál plechů je nerezová ocel DIN 1.4301. Podobně jako při návrhu trvanlivosti ložiska, záleží také zde na uspořádání pohonu. Opět je rám navržen pro nejhorší možný případ z hlediska namáhání dané pohonem. Rám je tedy navržen pro uložení elektromotoru letmo na hřídeli a vyklápění díže je provedeno pomocí rotátoru.

### 3.8.1 Výpočet desky na straně elektromotoru

Domek, sloužící k uložení celé vany je uložen ve dvou tlustostěnných plechách. Tyto plechy jsou pak přivařeny k profilům. Výpočet bude proto převeden na mechanický model nosníku vetknutý na obou stranách. Vztah pro výpočet ohybového napětí je odvozen v kapitole 3.9.1. Tloušťka těchto desek je 25 mm. Síly budou pro výpočet rozděleny rovnoměrně do dvou plechů, ve kterých je domek uložen. Jako výchozí hodnota zatížení je uvažována maximální teoreticky možná síla, která je dána reakcí právě v tomto místě uložení. Výpočet reakcí je blíže popsán ve stati 3.3. Uvažovaná síla je rovna 44 535 N. Tvar desky se základními kótami potřebnými pro výpočet, je uveden na obr. 22. Dovolená hodnota napětí v ohybu je volena 60 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota byla určena pomocí přílohy 3.



Obr. 22: Zatížení plechu rámu na straně elektromotoru

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{od1} < \sigma_{od1dov} \quad (46)$$

$$\sigma_{od1} = \frac{6 \cdot R_1 \cdot p}{4 \cdot 2 \cdot t \cdot h^2} < \sigma_{od1dov} \quad (47)$$

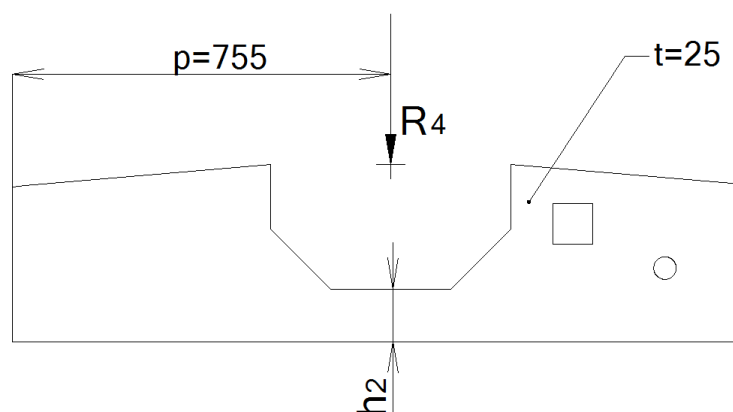
Z pevnostní podmínky určíme minimální výšku desky:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot R_3 \cdot p}{4 \cdot 2 \cdot t \cdot \sigma_{od1dov}}} \quad (48)$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 44\,535\text{N} \cdot 755\text{mm}}{4 \cdot 2 \cdot 25\text{mm} \cdot 60\text{N/mm}^2}} = 129,6\text{mm} \quad (49)$$

### 3.8.2 Výpočet desky na straně rotátoru

Podobně jako na straně elektromotoru je i na této straně domek, sloužící k uložení celé vany uložen ve dvou tlustostěnných plechách. Tyto plechy jsou též přivařeny k profilům. Výpočet bude tedy převeden na mechanický model nosníku vetknutý na obou stranách. Vztah pro výpočet ohybového napětí je odvozen v kapitole 3.9.1. Tloušťka těchto desek je stejná, tj. 25 mm. Síly budou pro výpočet rozděleny rovnoměrně do obou plechů. Jako výchozí hodnota zatížení je uvažována maximální teoreticky možná síla, která je dána reakcí právě v tomto místě uložení. Výpočet reakcí je blíže popsán ve stati 3.3. Uvažovaná síla je rovna přibližně 23 339 N. Tvar desky se základními kótami potřebnými pro výpočet, je uveden na obr. 23. Dovolená hodnota napětí v ohybu je 60 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota byla určena pomocí přílohy 3.



Obr. 23: Zatížení plechu rámu na straně hydromotoru

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{od2} < \sigma_{od2dov} \quad (50)$$

$$\sigma_{od2} = \frac{6 \cdot R_4 \cdot p}{4 \cdot 2 \cdot t \cdot h_2^2} < \sigma_{od2dov} \quad (51)$$

Z pevnostní podmínky určíme minimální výšku desky:

$$h_2 = \sqrt{\frac{6 \cdot R_4 \cdot p}{4 \cdot 2 \cdot t \cdot \sigma_{od2dov}}} \quad (52)$$

$$h_2 = \sqrt{\frac{6 \cdot 23\,339\text{N} \cdot 755\text{mm}}{2 \cdot 4 \cdot 25\text{mm} \cdot 60\text{N/mm}^2}} = 93,9\text{mm} \quad (53)$$

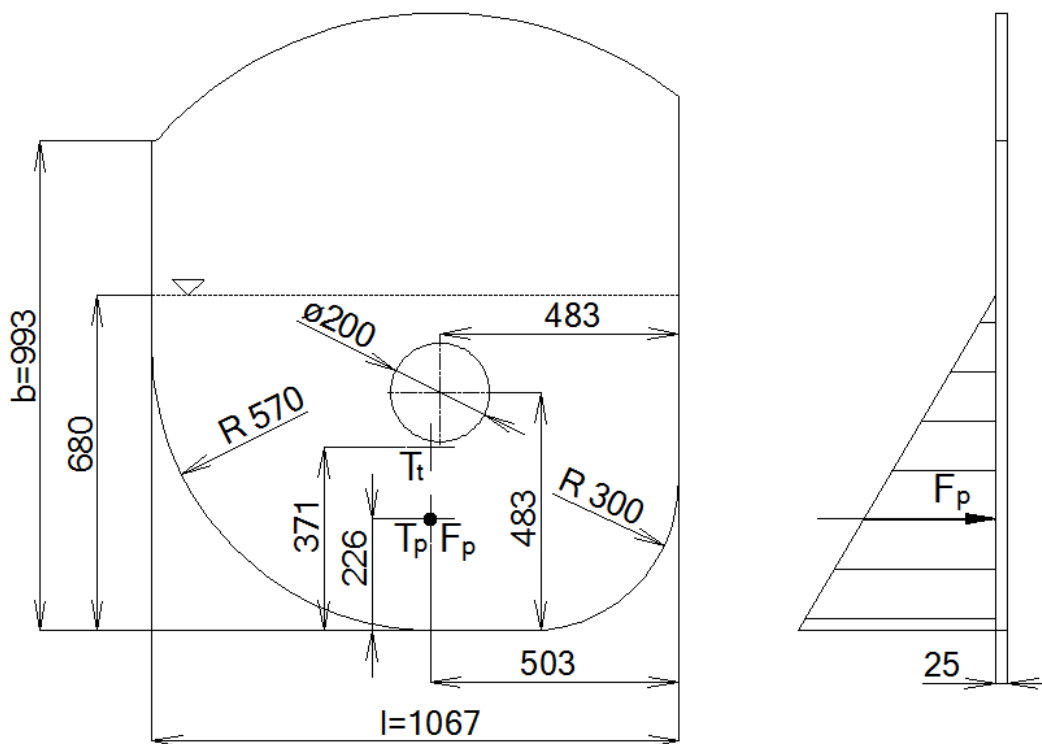
### 3.9 Kontrola prvků použitých v nové konstrukci

Nová konstrukce se skládá z dílců převzatých, z dílců upravených a dílců zcela nově zkonstruovaných. Rozměry poupravených a nově zkonstruovaných dílců byly určeny z návrhových výpočtů a dále přizpůsobeny prostorovým možnostem zařízení. V této stati budou kontrolovány jak dílce převzaté tak také dílce nepřevzaté. Zařízení je tedy opatřeno převodovým motorem o jmenovitém výkonu 37 kW a výstupním krouticím momentem 6620 Nm. Parametry převodového motoru jsou uvedeny v příloze 4. Veškeré rozměry potřebné pro kontrolu stroje jsou převzaté z 3D modelu. Kontrola prvků je zaměřena hlavně na statickou kontrolu prvků. Dynamická kontrola bude provedena jen u hřídele hnětacla. Tato hřídel dále podléhá kontrole natočení v místě ložiska. Tento postup je nezbytný, neboť maximální natočení v místě ložiska je omezené maximální přípustnou hodnotou daného soudečkového ložiska. Dále je tento hřídel kontrolován na velikost průhybu v místě těsnění, neboť tento průhyb způsobuje házení hřídele, který má negativní vliv na funkci těsnění.

#### 3.9.1 Kontrola minimální tloušťky bočnice vany

Jak již bylo výše zmíněno, díž je převzata ze stávajícího zařízení. Při kontrole bočnice vany je uvažováno rovnoměrné hydrostatické rozložení těsta v nádobě. Vzniklá hydrostatická síla působí na rovinnou plochu ve směru kolmém a prochází těžištěm zatěžujícího obrazce. Vzhledem k možnému přetížení je uvažována hmotnost těsta 450 kg. Hustota těsta se pohybuje okolo 700 kg/m<sup>3</sup>. Toto množství těsta dosahuje výšky 680 mm ode dna. Celková výška bočnice je 1250 mm. Potřebné údaje pro výpočet hydrostatické síly jsou uvedené v obr. 24.

Dále je na obr. 24. zobrazen průběh hydrostatického tlaku. Velikost plochy bočnice přicházející do kontaktu s těstem je  $0,635 \text{ m}^2$ . Tloušťka stávající bočnice je  $25 \text{ mm}$ . Materiál díže je DIN 1.4301. Tento materiál vykazuje dle přílohy 3 minimální mez kluzu  $210 \text{ N/mm}^2$ . Tato hodnota platí pro tloušťku materiálu až  $75 \text{ mm}$ . Minimální bezpečnost vůči mezi kluzu se předpokládá  $k_{1\min}=2$ .



Obr. 24: Výpočet bočnice

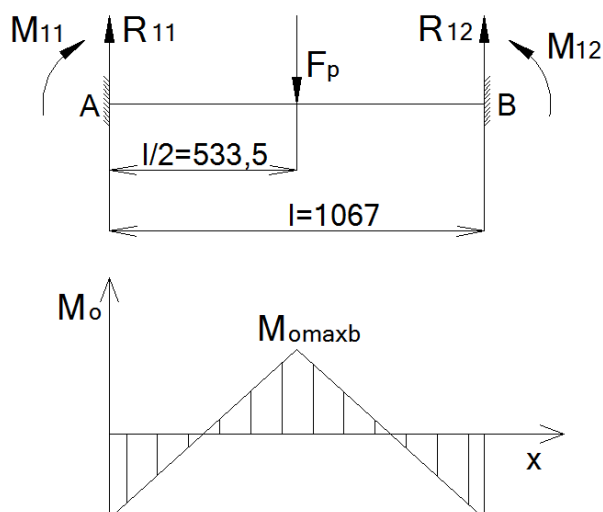
Velikost hydrostatické síly:

$$F_p = \rho \cdot g \cdot A \cdot h_t \quad (54)$$

$$F_p = 700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,635 \text{m}^2 \cdot (680 - 371 \text{mm}) \cdot 10^{-3} \quad (55)$$

$$F_p = 1\,437,4 \text{N} \quad (56)$$

Vzdálenost působíště síly  $F_p$  je v jedné třetině zatěžovacího obrazce od spodní části bočnice. Při tomto kontrolním výpočtu nejsou v bočnici uvažovány otvory. Plech bočnice lze zkontrolovat podle mechanického modelu na obr. 25. Nosník je na obou koncích vetknutý, což odpovídá u skutečného zařízení svarům. Jedná se proto o výpočet 2x staticky neurčitě soustavy.



Obr. 25: Mechanický model zatížení bočnice

Rovnice rovnováhy:

$$y: R_{11} + R_{12} - F_p = 0 \quad (57)$$

$$M: M_{11} + F_p \cdot \frac{l}{2} - R_{12} \cdot l - M_{12} = 0 \quad (58)$$

Reakce  $R_{12}$  a  $M_{12}$  jsou určeny z deformačních podmínek. Průhyb včetně natočení jsou ve vetknutí rovny 0. Výpočet průhybu a natočení nosníku jsou provedeny graficko-výpočetní metodou, tedy metodou Veresčaginovou. Nutné mechanické modely k následujícím výpočtům jsou uvedeny na obr. 26. V levé části obrázku jsou modely pro výpočet posuvu. V pravé části jsou modely potřebné pro výpočet natočení. Výpočet natočení a průhybu je provedeno k vetknutí B.

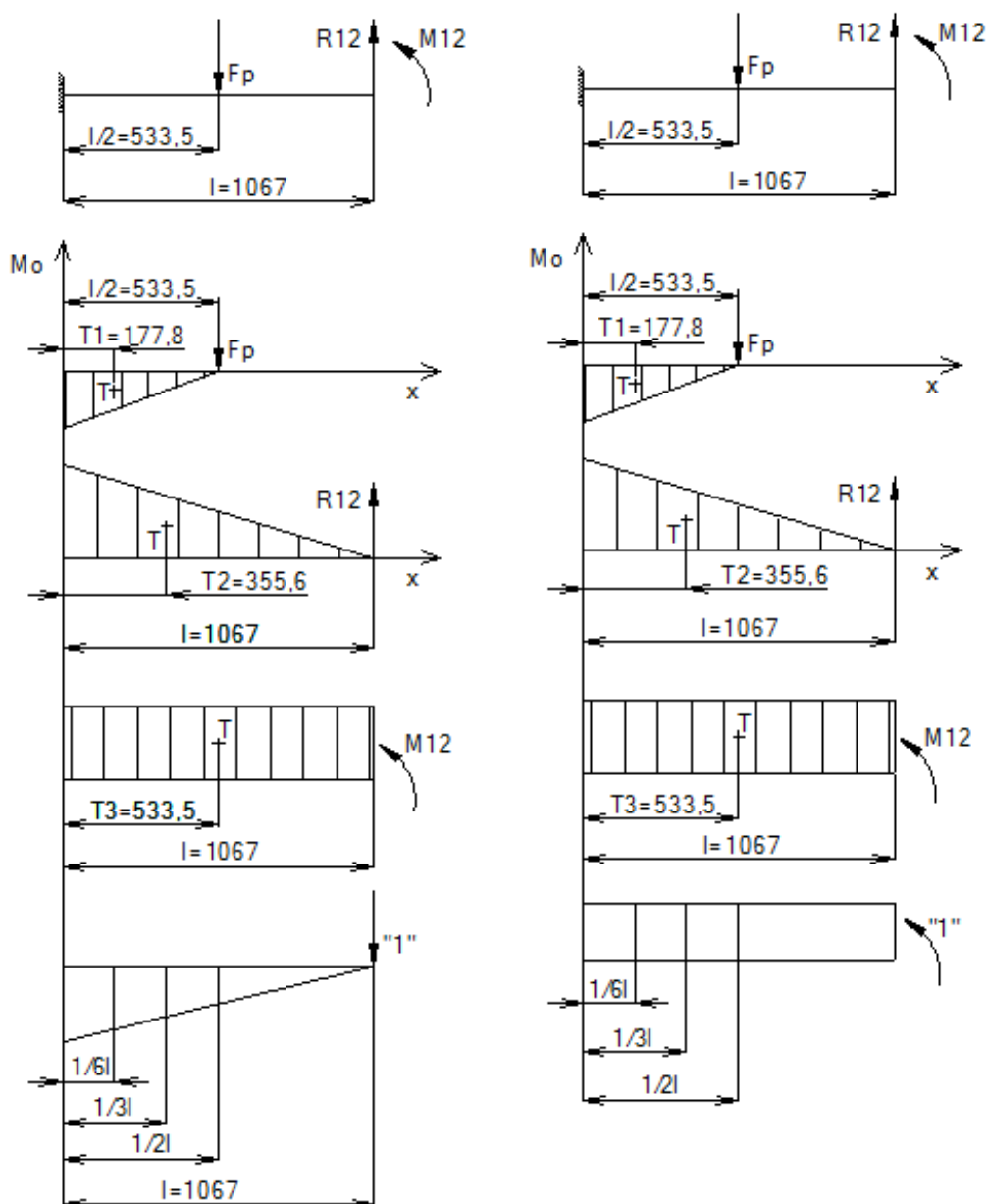
$$v = 0 \quad (59)$$

$$v = 0 = \frac{1}{EJ} \left( -\frac{5}{48} F_p l^3 + \frac{1}{3} R_{12} l^3 + \frac{1}{2} M_{12} l^2 \right) \quad (60)$$

$$\varphi = 0 \quad (61)$$

$$\varphi = 0 = \frac{1}{EJ} \left( -\frac{1}{8} F_p l^2 + \frac{1}{2} R_{12} l^2 + M_{12} l \right) \quad (62)$$





Obr. 26: Mechanický model výpočtu deformací

Z rovnice pro natočení (62) je vyjádřena reakce  $R_{12}$ , která je následně dosazena do rovnice pro průhyb (60), vyjádříme  $M_{12}$ :

$$v = 0 = -\frac{5}{48} F_p l^3 + \frac{1}{12} F_p l^3 - \frac{2}{3} M_{12} l^2 + \frac{1}{2} M_{12} l^2 \quad (63)$$

$$M_{12} = -\frac{1}{8} F_p l = -\frac{1}{8} \cdot 1437,4 \text{ N} \cdot 1067 \text{ mm} = -191,7 \text{ Nm} \quad (64)$$

Reakci  $R_{12}$  získáme dosazením  $M_{12}$  do rovnice pro průhyb (63). Velikost této reakce je:

$$R_{12} = \frac{15}{48}F_p + \frac{3}{16}F_p = \frac{1}{2}F_p = \frac{1}{2} \cdot 1437,4N = 717,7N \quad (65)$$

Je zřejmé, že se jedná o symetrickou úlohu proto:

$$R_{12} = R_{11} \quad (66)$$

$$M_{12} = M_{11} \quad (67)$$

Maximální ohybový moment se nachází mimo jiné v místě působení síly  $F_p$  a je rovné:

$$M_{omaxb} = -M_{12} = -M_{11} = -\frac{1}{8}F_p l \quad (68)$$

$$M_{omaxb} = -\frac{1}{8} \cdot 1437,4N \cdot 1067mm = -191,7Nm \quad (69)$$

$$|M_{omaxb}| = 191,7Nm \quad (70)$$

Pro tento maximální ohybový moment je dále proveden výpočet maximálního ohybového napětí.

$$\sigma_{obmax} = \frac{|M_{omaxb}|}{W_{ob}} = \frac{6 \cdot |M_{omaxb}|}{b \cdot j^2} \quad (71)$$

$$\sigma_{obmax} = \frac{6 \cdot |1917000Nmm|}{993mm \cdot 25^2mm} = 18,5 \frac{N}{mm^2} \quad (72)$$

Výsledná bezpečnost je rovna:

$$k_1 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{obmax}} \geq 2 \quad (73)$$

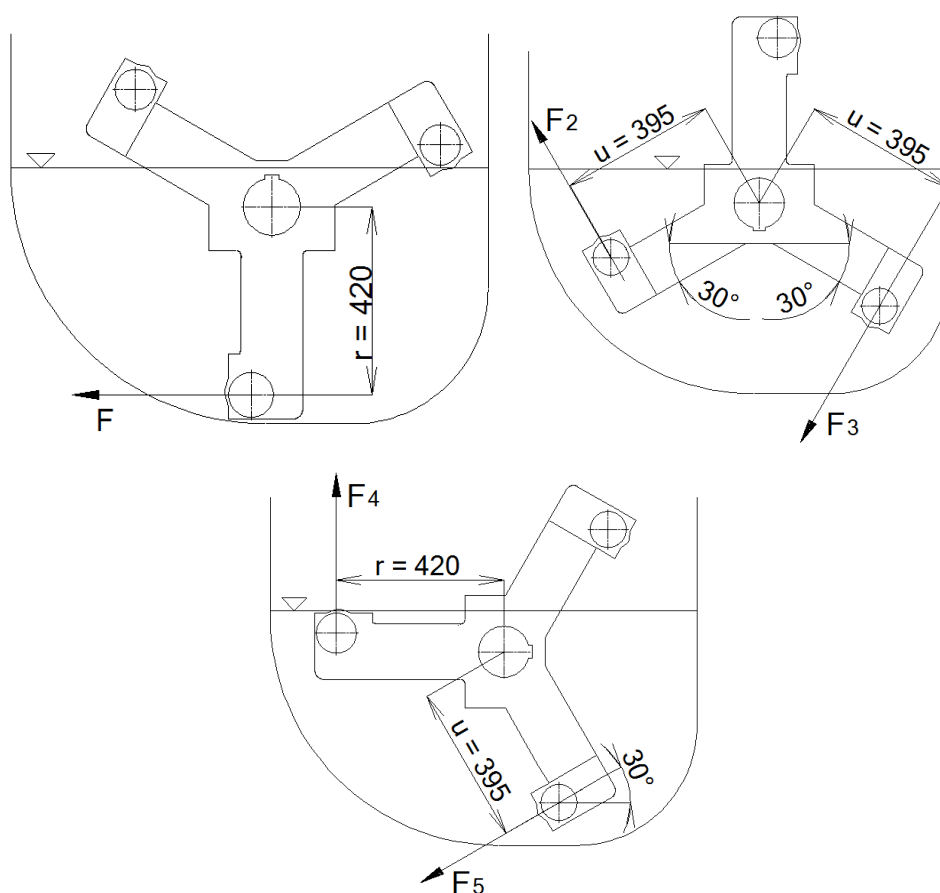
$$k_1 = \frac{210 \frac{N}{mm^2}}{18,5 \frac{N}{mm^2}} = 11,3 > 2 \quad (74)$$

Lze tedy konstatovat, že tloušťka bočnice je více jak 5x předimenzována. Tloušťka bočnice musí být z důvodu požadavku stroje zachována. Tento parametr je pevně stanoven a není připuštěno tloušťku stěny zmenšovat.



### 3.9.2 Kontrola minimálního průměru tyče hnětadla

Hnětací element hnětadla je důležitou součástí hnětadla, která se brodí těstem a zajišťuje důkladné prohnětení těsta. Hnětadlo je převzaté ze stávající konstrukce stroje. Hnětací element je v průběhu hnětení zcela ponořen v daném těstě. Z tohoto lze usoudit, že síla působící na hnětací element je rovnoměrně rozložená na celou délku hnětací tyče. Tato síla působící na hnětací tyč způsobuje ohyb hnětacího elementu. Velikost zatěžující síly na hnětací element je v průběhu hnětení proměnná. Za účelem posouzení nejméně vhodného stavu, tj. stavu s maximální výslednou silou na element, byly vybrány tři limitní polohy hnětadla. Limitní polohy včetně zakótovaných rozměrů jsou uvedeny na obr. 27.



Obr. 27: Vlevo – pozice a), uprostřed – pozice b), vpravo – pozice c)

a) Pozice a)

V záběru je pouze jedno rameno.

$$F = \frac{M_K}{r} = \frac{6620 \text{ Nm} \cdot 1000}{420 \text{ mm}} = 15\,761,9 \text{ N} \quad (75)$$

b) *Pozice b)*

V záběru jsou 2 hnětací tyče současně. Je uvažováno rovnoměrné rozložení krouticího momentu do obou větví.

$$F = F_2 = F_3 = \frac{M_K}{2 \cdot u} = \frac{6620 \text{ Nm} \cdot 1000}{2 \cdot 395 \text{ mm}} = 8\,379,7 \text{ N} \quad (76)$$

Součet sil ve směru vodorovném a svislém:

$$\vec{x}: F_{x1} = F_2 \cdot \sin 30^\circ + F_3 \cdot \sin 30^\circ \quad (77)$$

$$\vec{y}: F_{y1} = F_2 \cdot \cos 30^\circ - F_3 \cdot \cos 30^\circ \quad (78)$$

$$F_{x1} = 8379,7 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ + 8379,7 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ = 11\,446,9 \text{ N} \quad (79)$$

$$F_{y1} = 8379,7 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ - 8379,7 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 0 \quad (80)$$

c) *Pozice c)*

V záběru jsou dvě hnětací tyče současně a zároveň je jedno zabírající rameno ve vodorovné poloze. I v tomto případě je uvažováno rovnoměrné rozdělení krouticího momentu do obou větví.

$$F_4 = \frac{M_K}{2 \cdot r} = \frac{6620 \text{ Nm} \cdot 1000}{2 \cdot 420 \text{ mm}} = 7\,881 \text{ N} \quad (81)$$

$$F_5 = \frac{M_K}{2 \cdot u} = \frac{12000 \text{ Nm} \cdot 1000}{2 \cdot 395 \text{ mm}} = 8\,380 \text{ N} \quad (82)$$

Součet sil ve směru vodorovném a svislém:

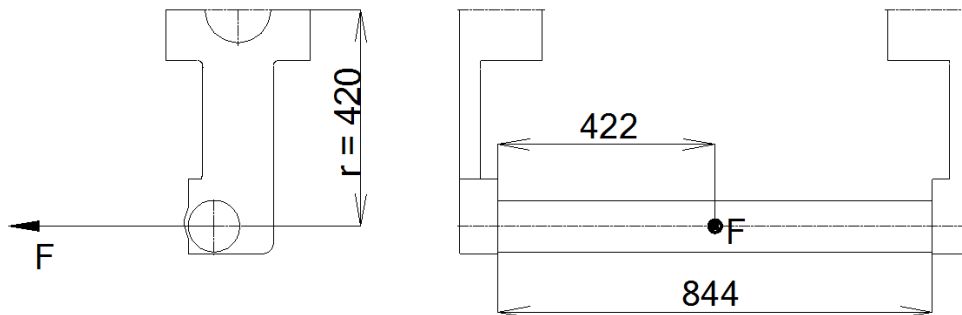
$$\vec{x}: F_{x2} = F_5 \cdot \cos 30^\circ = 8380 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 11\,446,9 \text{ N} \quad (83)$$

$$\vec{y}: F_4 - F_5 \cdot \sin 30^\circ = 7881 \text{ N} - 8380 \cdot \sin 30^\circ = 3\,691 \text{ N} \quad (84)$$

Z rozboru lze posoudit, že největší síla vzniká v poloze a), proto bude tyč hnětadla kontrolována pro tuto maximální sílu, která je rovna  $F=15761,9 \text{ N}$ . Pro zajištění reálnější kontroly hnětacího elementu je tedy tato síla převedena na spojitě zatížení  $q$ . Délka hnětací tyče je 844 mm.

$$q = \frac{F}{l} = \frac{15761,9 \text{ N}}{844 \text{ mm}} = 18,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (85)$$

Schéma zatížení tyče hnětadla bez převedení maximální možné zatěžující síly na spojitě zatížení je uvedené na obr. 28.



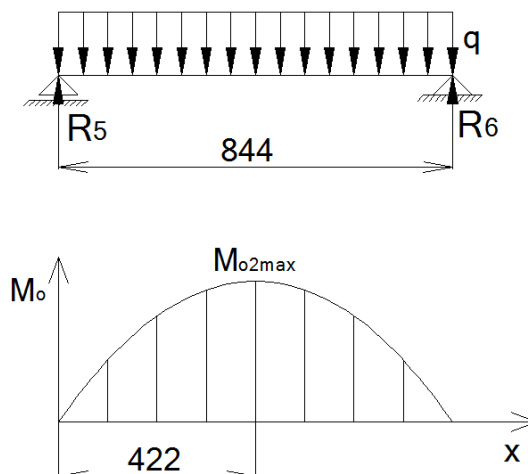
Obr. 28: Zatížení tyče hnětadla

Hnětací tyč je konstruována z potravinářského materiálu DIN 1.4301. Tento materiál má pro průměr do 160 mm udávanou mez kluzu  $190 \text{ N/mm}^2$ . Tato hodnota je převzata z materiálových listů dle příloha 3. Minimální přípustná bezpečnost hnětacího elementu vzhledem k mezi kluzu je  $k_{2\min}=2$ .

Podmínka bezpečnosti:

$$k_2 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o2\max}} \geq 2 \quad (86)$$

Mechanický model hnětací tyče je na obr. 52. Hnětací element je převeden na nosník, uložený staticky určitě na 2 podpěrách. Na jedné straně je hnětací element uložen rotačně a na straně druhé posuvně. Tyč je zatížena spojitým zatížením  $q$ .



Obr. 29: Schéma zatížení tyče hnětadla

Maximální ohybové napětí se určí z maximálního ohybového momentu a modulu průřezu v ohybu. Pro stanovení ohybového momentu je třeba určit reakce nosníku, tj. síly působící do uložení hnětacího elementu do hnětačla. Vzhledem k tomu, že se jedná o spojitě zatížení po celé délce elementu, lze úlohu považovat za symetrickou, z čehož plyne, že reakce  $R_5$  a  $R_6$  budou stejně velké a jejich velikost je rovna:

$$R_5 = R_6 = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{F}{2} = \frac{15761,9N}{2} = 7880,1N \quad (87)$$

Průběh ohybového napětí je znázorněn na obr. 29. Maximální hodnota ohybového momentu je v polovině hnětacího elementu. Velikost ohybového momentu je:

$$M_{o2max} = \frac{1}{8} \cdot q \cdot l^2 = \frac{1}{8} \cdot 18,7 \frac{N}{mm} \cdot 844^2 mm^2 = 1665 Nm \quad (88)$$

Hnětací tyč je kruhového průřezu o průměru 90 mm. Průřezový modul v ohybu je roven:

$$W_o = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^3 = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot 90^3 mm^3 = 71569,4 mm^3 \quad (89)$$

Maximální ohybové napětí, které působí uprostřed hnětací tyče je roven:

$$\sigma_{o2max} = \frac{M_{o2max}}{W_{o2}} = \frac{32 \cdot M_{o2max}}{\pi \cdot d^3} \quad (90)$$

$$\sigma_{o2max} = \frac{32 \cdot 1665 Nm \cdot 10^3}{\pi \cdot 90^3 mm^3} = 23,3 \frac{N}{mm^2} \quad (91)$$

Výsledná bezpečnost je tedy rovna:

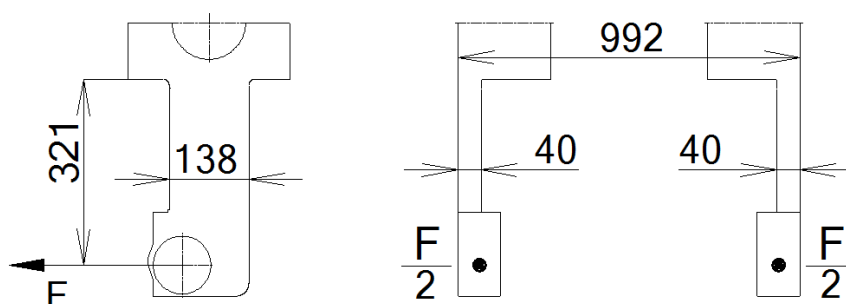
$$k_2 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o2max}} \geq 2 \quad (92)$$

$$k_2 = \frac{190 \frac{N}{mm^2}}{23,3 \frac{N}{mm^2}} = 8,1 > 2 \quad (93)$$

Bezpečnost hnětacího elementu převyšuje minimální požadovanou hodnotu bezpečnosti více jak 4x. Hnětací element tímto vyhovuje.

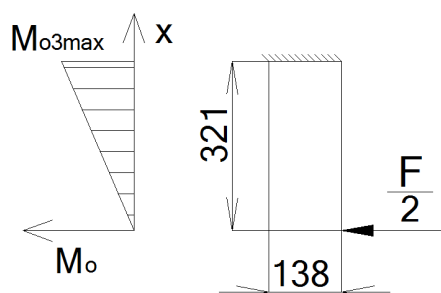
### 3.9.3 Kontrola minimální tloušťky ramene hnětadla

Hnětací elementy jsou uloženy v bronzových kluzných ložiskách, které jsou dále uloženy v těchto ramenech. Zatížení působící na hnětací elementy je dále rovnoměrně přenášeno do obou bočnic hnětadla a předpokladem působí ve středu náboje hnětadla. Velikost této zatěžující síly je tedy 15 761,9 N. Zatížení od hnětacích elementů způsobuje ohyb ramen. Materiál těchto ramen je nerezová ocel DIN 1.4301. Tento materiál má dle přílohy 3 minimální mez kluzu 210 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota platí pro tloušťku materiálu až 75 mm. Minimální bezpečnost vůči mezi kluzu se předpokládá  $k_{3min}=2$ . Rozměry potřebné pro výpočet ohybového napětí jsou uvedené na obr. 30.



Obr. 30: Zatížení ramene hnětadla

Ramena hnětadla jsou přivařena k nábojům, pomocí kterých je hnětadlo uloženo na hřídeli. Lze tedy místo svaru předpokládat jako vetknutí. Soustavu pak předeme na vetknutý nosník letmo zatížený. Uvedený mechanický model je zobrazen na obr. 31.



Obr. 31: Mechanický model ramene

Maximální ohybové napětí se určí z maximálního ohybového momentu a modulu průřezu v ohybu. Místo vzniku maximálního ohybového momentu je v místě vetknutí.

$$M_{o3max} = \frac{F}{2} \cdot 321mm = \frac{15761,9N}{2} \cdot 321mm = 2\,529,8Nm \quad (94)$$

Rameno hnětadla je tvořen z plechu obdélníkového tvaru. Průřezový modul v ohybu je roven:

$$W_{o3} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 = \frac{1}{6} \cdot 40mm \cdot 138^2mm^2 = 126\,960mm^3 \quad (95)$$

Maximální ohybové napětí, které působí v místě vetknutí:

$$\sigma_{o3max} = \frac{M_{o3max}}{W_{o3}} \quad (96)$$

$$\sigma_{o2max} = \frac{2529,8Nm \cdot 10^3}{126960mm^3} = 19,9 \frac{N}{mm^2} \quad (97)$$

Výsledná bezpečnost je tedy rovna:

$$k_3 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o3max}} \geq 2 \quad (98)$$

$$k_3 = \frac{210 \frac{N}{mm^2}}{19,9 \frac{N}{mm^2}} = 10,5 > 2 \quad (99)$$

Bezpečnost ramene hnětadla převyšuje minimální požadovanou hodnotu bezpečnosti, tudíž lze i tento díl označit za vyhovující.

### 3.9.4 Kontrola délky pouzdra pro uložení hnětací tyče

Hnětací tyč je uložena v bronzových pouzdrech. Průměr čepu hřídele v ložisku je 45 mm. Délka čepu uloženého v pouzdře je 75 mm. Dovolená hodnota měrného tlaku je 30 MPa [15]. Síla působící na pouzdro je rovna poloviční síle působící na tyč hnětadla, tedy  $F/2=7\,880,1\,N$ .

$$p_2 < p_{2dov} \quad (100)$$

$$p_2 = \frac{F/2}{d_3 \cdot l_2} = \frac{7880,1N}{45mm \cdot 75mm} = 2,3MPa \quad (101)$$

$$2,3MPa < 30MPa \quad (102)$$

Měrný tlak je menší než hodnota mezní. Pero vyhovuje na otláčení.



### 3.9.5 Kontrola pera hnětadla

Pero sloužící pro přenos krouticího momentu od motoru je namáhané na stříh a otláčení. Přes krouticího momentu zajišťují dvě pera. Velikost síly působící na těsné pero o rozměrech 32 x 16 x 150 mm je určeno z nominálního krouticího momentu převodového motoru. Průměr hřídele v místě pera je 127 mm. Hloubka pera v náboji je 6,9 mm. Pera ve stávající konstrukci jsou vyráběná z nerezové oceli DIN 1.4021, jejichž hodnota meze kluzu je 500 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota je převzata z materiálového listu, viz příloha 2. Minimální bezpečnost vůči mezi kluzu se předpokládá  $k_{4min}=2$ .

*Kontrola pera na stříh:*

$$k_4 = \frac{0,57 \cdot R_{p0,2}}{\tau_p} > 2 \quad (103)$$

$$\tau_{p1} = \frac{2M_k}{2 \cdot D_p \cdot b \cdot l_p} \quad (104)$$

$$\tau_{p1} = \frac{2 \cdot 6620Nm \cdot 10^3}{2 \cdot 32mm \cdot 127mm \cdot (150 - 32)mm} = 13,8 \frac{N}{mm^2} \quad (105)$$

$$k_4 = \frac{0,57 \cdot 500 \frac{N}{mm^2}}{13,8 \frac{N}{mm^2}} = 20,6 > 2 \quad (106)$$

Bezpečnost je vyšší než 2. Pero vyhovuje na stříh.

*Kontrola pera na otláčení:*

Pro materiál 1.4021 je mezní hodnota měrného tlaku 80 MPa.

$$p_3 < p_{3dov} \quad (107)$$

$$p_3 = \frac{2M_k}{2 \cdot D_p \cdot t_1 \cdot l_p} \quad (108)$$

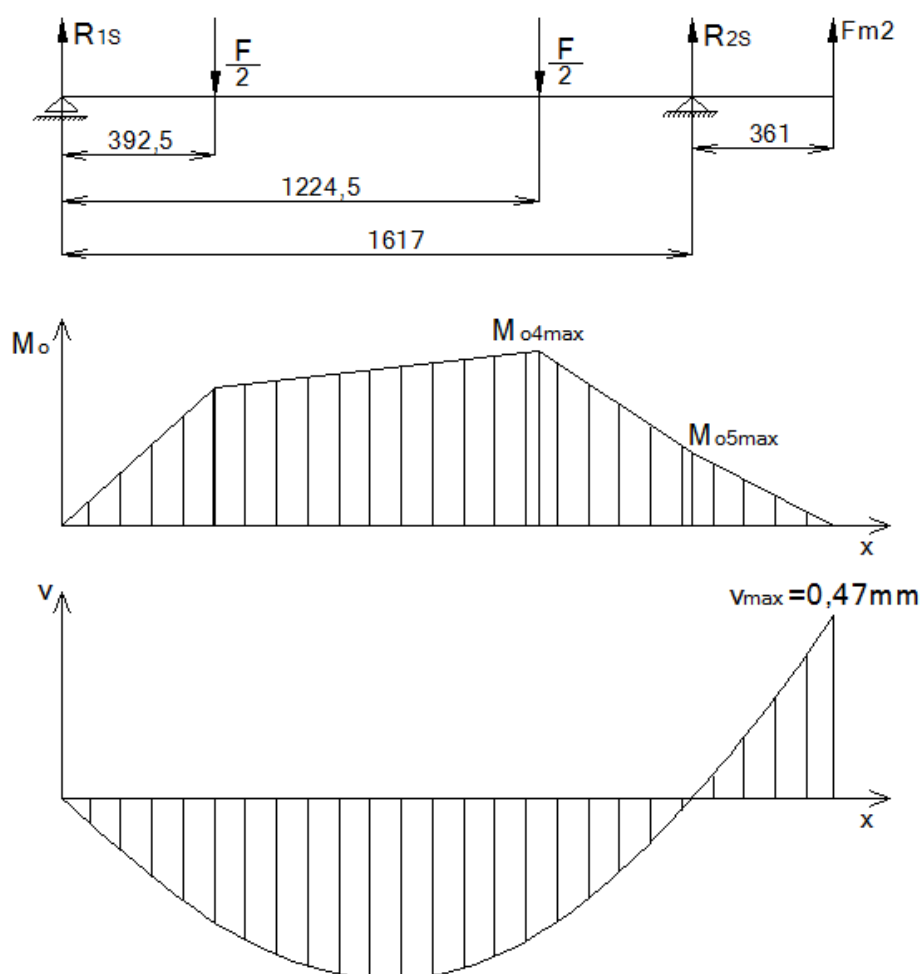
$$p = \frac{2 \cdot 6620Nm \cdot 10^3}{2 \cdot 6,9mm \cdot 127mm \cdot (150 - 32)mm} = 64MPa \quad (109)$$

$$64MPa < 80MPa \quad (110)$$

Měrná hodnota tlaku je menší než mezní hodnota. Pero vyhovuje na otláčení.

### 3.9.6 Kontrola hřídele hnětadla

Hřídel hnětadla je jedním z nejvíce namáhaných dílů konstrukce. Hřídel je mechanicky namáhána krutem a ohybem. Hřídel je uložena ve dvou shodných soudečkových ložiskách. Na konci hřídele je letmo uložen převodový motor, který je opatřen torzním ramenem. Torzní rameno je umístěné tak, aby při provozu hřídel odlehčoval a tím docházelo k příznivějšímu namáhání hřídele. Materiál hřídele je nerezová ocel DIN 1.4021, která má lepší mechanické vlastnosti oproti materiálu DIN 1.4301. Mez kluzu tohoto materiálu je minimálně  $R_{p0,2}=500 \text{ N/mm}^2$ . Tato hodnota je převzata z materiálových listů, viz příloha 2. Minimální statická bezpečnosti hřídele vůči mezi kluzu je  $k_{5\min}=2$ . Mechanický model hřídele hnětadla včetně průběhu ohybového momentu a průhybu je uveden na obr. 32.



Obr. 32: Mechanický model hřídele hnětadla

Výpočet reakcí:

Reakce  $R_{1S}$  a  $R_{2S}$  jsou vypočteny z momentové rovnováhy v místě podpěr.

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_{1S}$ :

$$R_{2S} = \frac{F}{2 \cdot 1617mm} \cdot 1617mm - \frac{F_{m2} \cdot 1978mm}{1617mm} \quad (111)$$

$$R_{2S} = \frac{15761,9N}{2 \cdot 1617mm} \cdot 1617mm - \frac{5133N \cdot 1978mm}{1617mm} \quad (112)$$

$$= 1\,602N$$

Momentová rovnice k místu působící reakce  $R_{2S}$ :

$$R_{1S} = \frac{F}{2 \cdot 1617mm} \cdot 1617mm - \frac{F_{m2} \cdot 361mm}{1617mm} \quad (113)$$

$$R_{1S} = \frac{15761,9N}{2 \cdot 1617mm} \cdot 1617mm - \frac{5133N \cdot 361mm}{1617mm} \quad (114)$$

$$= 9\,026,9N$$

Průběh ohybového momentu je znázorněn na obr. 32. Pro kontrolu hřídele je nutno znát místo výskytu největšího ohybového momentu. Maximální hodnota ohybového momentu je v místě 1224,5 mm od reakce  $R_{1S}$ .

$$M_{o4max} = R_{1S} \cdot 1224,5mm - \frac{F}{2} \cdot (1224,5mm - 392,5mm) \quad (115)$$

$$M_{o4max} = 4\,494,8 Nm \quad (116)$$

Hřídel nemá konstantní průřez, proto nelze bez dalších výpočtů jednoznačně určit místo největšího redukovaného napětí. První vyhodnocení napětí je pro průměr 127 mm. Je to průměr uložení hnětadla na hřídeli. Druhý vyhodnocení napětí je pro průměr 100 mm. Tento průměr je průměr v místě převodového motoru.

a) *Redukované napětí pro průměr 127 mm*

$$\sigma_{4red} = \sqrt{\sigma_{o4max}^2 + 3 \cdot \tau_{1S}^2} \quad (117)$$

$$\sigma_{o4max} = \frac{M_{o4max}}{W_{o4}} = \frac{32 \cdot M_{osmax}}{\pi \cdot d_2^3} \quad (118)$$

$$\sigma_{o4max} = \frac{32 \cdot 4\,494,8 \text{ Nm} \cdot 10^3}{\pi \cdot 127^3 \text{ mm}^3} = 22,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (119)$$

$$\tau_{1s} = \frac{M_{km}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{km}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 6620 \text{ Nm} \cdot 10^3}{\pi \cdot 127^3 \text{ mm}^3} = 16,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (120)$$

$$\sigma_{4red} = \sqrt{22,35^2 + 3 \cdot 16,5^2} = 23,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (121)$$

b) Redukované napětí pro průměr 100 mm

Velikost maximálního ohybového momentu pro tento průměr hřídele:

$$M_{o5max} = F_{m2} \cdot 361 \text{ mm} \quad (122)$$

$$M_{o5max} = 5\,133 \cdot 361 \text{ mm} = 1\,853 \text{ Nm} \quad (123)$$

$$\sigma_{5red} = \sqrt{\sigma_{o5max}^2 + 3 \cdot \tau_{2s}^2} \quad (124)$$

$$\sigma_{o5max} = \frac{M_{o5max}}{W_{o5}} = \frac{32 \cdot M_{o5max}}{\pi \cdot d_3^3} \quad (125)$$

$$\sigma_{o5max} = \frac{32 \cdot 1\,853 \text{ Nm} \cdot 10^3}{\pi \cdot 100^3 \text{ mm}^3} = 18,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (126)$$

$$\tau_{2s} = \frac{M_{km}}{W_{k3}} = \frac{16 \cdot M_{km}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 6620 \text{ Nm} \cdot 10^3}{\pi \cdot 100^3 \text{ mm}^3} = 33,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (127)$$

$$\sigma_{5red} = \sqrt{18,9^2 + 3 \cdot 33,7^2} = 63,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (128)$$

Největší ohybové napětí vzniká v místě uložení převodového motoru na hřídeli, tedy průměru 100 mm.

Statická kontrola hřídele:

$$k_5 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{5red}} \geq 2 \quad (129)$$

$$k_5 = \frac{500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{63,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 7,9 \quad (130)$$

Bezpečnost hřídele je vyšší než požadovaná. Hřídel staticky vyhovuje. Maximální průhyb hřídele, jak je uvedeno v obr. 32, je 0.47 mm. Největší průhyb hřídele je v místě uložení převodového motoru. Průhyb hřídele v místě hnětadla je 0.46 mm. Maximální natočení hřídele v místě převodového motoru je:

$$\varphi_{max} = \arctg\left(\frac{0,47mm}{361mm}\right) = 0,075^\circ \quad (131)$$

### 3.9.7 Výpočet trvanlivosti ložiska

Pro uložení hřídele hnětadla byla zvolena na obou stranách konstrukce stejná soudečková ložiska s válcovou dírou a označením 22322E. Tyto ložiska budou z důvodu spolehlivosti zvolena tak, aby jejich životnost byla neomezeně dlouhá. Vnitřní průměr ložiska je 110 mm. Vnější průměr ložiska je 240 mm. Šířka ložiska je 80 mm. Dynamická únosnost tohoto ložiska je 828 kN. Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách je proveden dále. Ložisko je počítané pro více namáhanou stranu konstrukce, tedy stranu s vyšší hodnotou zatížení. Vyšší hodnota zatížení je 9 026,9 N.

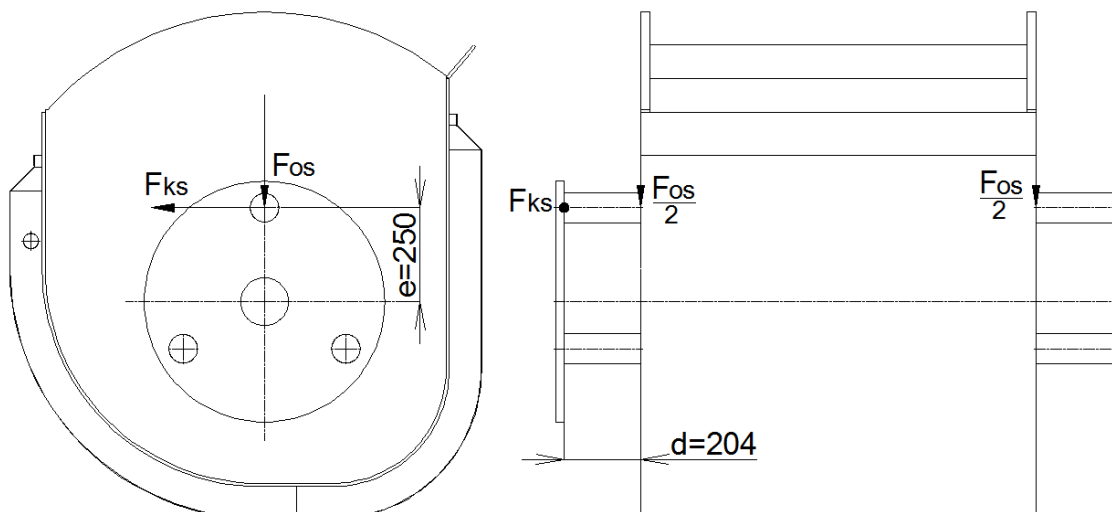
$$L_{hod} = \left(\frac{C}{R_{1S}}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{828kN}{9,027kN}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 53min^{-1}} \quad (132)$$

$$L_{hod} = 1\,105\,432\,676hod \quad (133)$$

Ložisko vyhovuje neomezeně dlouhé životnosti.

### 3.9.8 Kontrola průměru tyčí pro vyklápění díže

Hnětač je konstruován tak, že díž je nesena šesti tyčemi. Polovina těchto tyčí nepřenáší pouze namáhání dané hmotností díže, ale navíc přenáší krouticí moment, potřebný pro vyklápění díže. Vyklápění díže je provedeno pomocí hydraulického rotátoru, který je schopen vyvinout při tlaku 16 MPa krouticí moment 1728 Nm. Přídavné síly, které mohou vzniknout během hnětení, nejsou v konstrukci přenášeny přes hydraulický rotační motor, ale pro tento účel je zajištění díže v době hnětení provedeno lineárním hydromotorem, který je schopen přídavné síly během hnětení absorbovat. Během hnětení je rotační hydromotor odpojen od hydraulického obvodu. Maximální hmotnost díže včetně 360 kg těsta a uvažování vody v duplikátoru je přibližně  $m_{os}=1\,310$  kg. Velikost síly  $F_{os}$  je tedy 12851,1 N. Situace je znázorněna na obr. 33.



Obr. 33: Zatížení tyčí pro vyklápění díže

Sílu  $F_{os}$  přenáší celkem 6 tyčí, kdežto sílu  $F_{ks}$ , která vzniká od krouticího momentu, přenášejí pouze tyče 3. Je tedy zřejmé, pokud je uvažováno rovnoměrné rozložení zatížení do tyčí, pak je každá tyč na straně rotátoru teoreticky zatížena silou  $F_{os}/6$  a  $F_{ks}/3$ . Kontrola je provedena pouze na straně rotátoru, protože zde jsou tyče více namáhány. Musí platit, že:

$$k_6 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{v2}} \geq 2 \quad (134)$$

Tyče jsou namáhané ohybovým momentem působícím ve dvou na sebe kolmých rovinách.

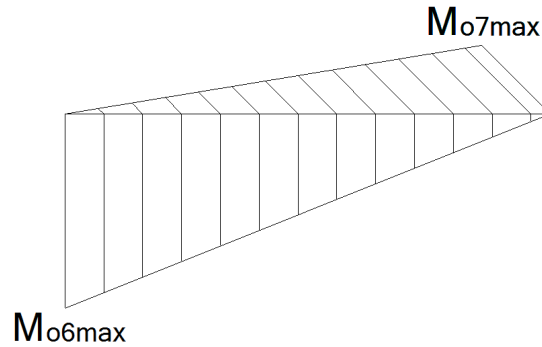
Maximální ohybový moment v jedné rovině:

$$\begin{aligned} M_{o6max} &= \frac{m_{os}}{6} \cdot g \cdot d = \frac{1310kg}{6} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 204mm \quad (135) \\ &= 437Nm \end{aligned}$$

Maximální ohybový moment v druhé rovině:

$$\begin{aligned} M_{o7max} &= \frac{F_{ks}}{3} \cdot d = \frac{M_{kr}}{3 \cdot e} \cdot d = \frac{1728Nm}{3 \cdot 0,25m} \cdot 204mm \quad (136) \\ &= 470Nm \end{aligned}$$

Z obr. 34 vyplývá, že tam kde je  $M_{o6}$  maximální je  $M_{o7}$  nulové a naopak.



Obr. 34: Průběh ohybového momentu tyče

Pokud se provede v každém bodě výpočet výsledného ohybového momentu:

$$M_{v2} = \sqrt{M_{o6max}^2 + M_{o7max}^2} \quad (137)$$

bude zjištěno, že největší ohybový moment je právě  $M_{o4max}$ . Minimální bezpečnost vůči mezi kluzu je  $k_{6min}=2$ .

$$k_6 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{v2}} \geq 2 \quad (138)$$

Tyče sloužící k vyklápění díže jsou kruhové tyče z nerezové oceli DIN 1.4301 o průměru 80mm. Minimální hodnota mezi kluzu  $R_{p0,2}$  dle přílohy 3 je  $190\text{N/mm}^2$ . Průřezový modul v ohybu je roven:

$$W_{o7} = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^3 = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot 80^3 \text{mm}^3 = 50\,265 \text{mm}^3 \quad (139)$$

Maximální ohybové napětí je:

$$\sigma_{v2} = \frac{M_{v2}}{W_{o7}} = \frac{470 \text{Nm} \cdot 10^3}{50\,265 \text{mm}^3} = 9,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (140)$$

Výsledná bezpečnost je tedy rovna:

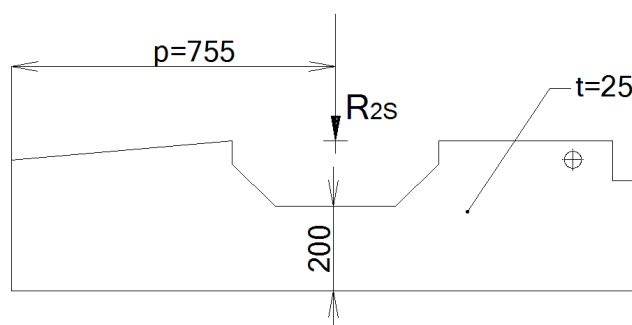
$$k_6 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o5max}} \geq 2 \quad (141)$$

$$k_6 = \frac{190 \frac{N}{mm^2}}{9,35 \frac{N}{mm^2}} = 20,3 > 2 \quad (142)$$

Bezpečnost tyče výrazně převyšuje minimální požadovanou hodnotu bezpečnosti. Tento díl vyhovuje.

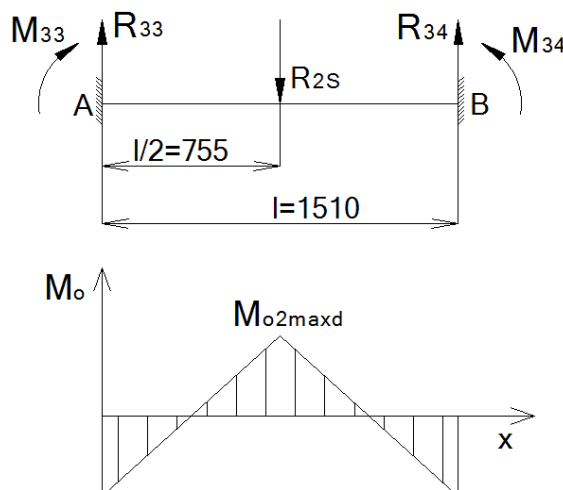
### 3.9.9 Kontrola tloušťky desky na straně elektromotoru

Minimální rozměr kritického místa plechu byl určen návrhovým výpočtem. Plech bude zatížen stejným způsobem jako při výpočtu návrhovém. Velikost zatěžující síly vyplývá z maximálního nominálního momentu motoru. Tato síla je převzata z kapitoly 3.9.6, jejíž hodnota je rovna 1602 N. Materiál desky je ocel DIN 1.4301. Minimální hodnota mezi kluzu je 210 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota je převzata z materiálového listu, viz příloha 3. Minimální požadovaná bezpečnost  $k_{7min}=2$ . Rozměry desky v nové konstrukci jsou uvedené v obr. 35.



Obr. 35: Deska na straně elektromotoru

Deska je přivařená k rámu. Mechanický model zobrazující skutečnost je na obr. 36.



Obr. 36: Mechanický model na straně elektromotoru



Velikost a působiště maximálního ohybového momentu získáme obdobně jako v kapitole 3.9.1.

$$M_{o2maxd} = -M_{34} = -M_{33} = -\frac{1}{8}R_{2s}l \quad (143)$$

$$M_{o2maxd} = -\frac{1}{8} \cdot 1602N \cdot 1510mm = -302,3Nm \quad (144)$$

$$|M_{o2maxd}| = 302,3Nm \quad (145)$$

Pro tento maximální ohybový moment je dále proveden výpočet maximálního ohybového napětí.

$$\sigma_{o2maxd} = \frac{|M_{o2maxd}|}{W_{o9}} = \frac{6 \cdot 302,3Nm \cdot 10^3}{25 \cdot 200^2} = 1,8 \frac{N}{mm^2} \quad (146)$$

Výsledná bezpečnost je rovna:

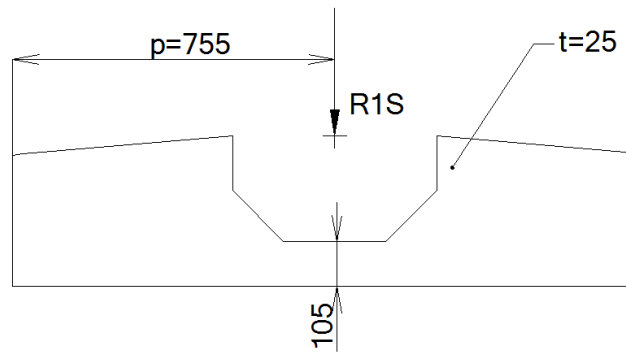
$$k_7 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o2maxd}} \geq 2 \quad (147)$$

$$k_7 = \frac{210 \frac{N}{mm^2}}{1,8 \frac{N}{mm^2}} = 116,6 > 2 \quad (148)$$

Bezpečnost desky vyhovuje.

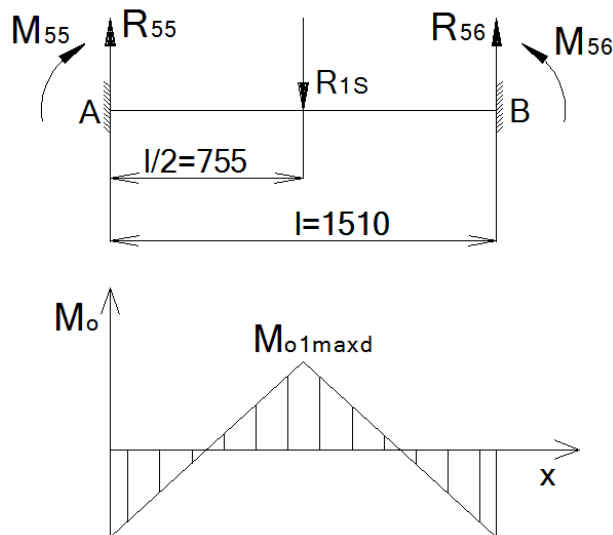
### 3.9.10 Kontrola tloušťky desky na straně hydromotoru

Minimální rozměr kritického místa plechu byl určen pomocí návrhového výpočtu. Plech bude zatížen obdobným způsobem jako při návrhovém výpočtu. Velikost zatěžující síly je daná reakcí od hnětení v místě desek včetně přičtení tíhy díže s těstem. Tato síla je převzata z kapitoly 3.9.6, její hodnota je rovna 9026,9 N. Materiál desky je ocel DIN 1.4301. Minimální hodnota mezi kluzu je 210 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota je převzata z materiálového listu, viz příloha 3. Minimální požadovaná bezpečnost  $k_{8min}=2$ . Rozměry desky v nové konstrukci jsou uvedené v obr. 37.



Obr. 37: Deska na straně hydromotoru

Deska je přivařená k rámu. Mechanický model blíží se skutečnosti je na obr. 38.



Obr. 38: Mechanický model desky hydromotoru

Velikost a působíště maximálního ohybového momentu získáme obdobně jako v kapitole 3.9.1.

$$M_{o1maxd} = -M_{56} = -M_{55} = -\frac{1}{8}R_{1s}l \quad (149)$$

$$M_{o1maxd} = -\frac{1}{8} \cdot 9026,9N \cdot 1510mm = -1\,703,8Nm \quad (150)$$

$$|M_{o1maxd}| = 1\,703,8Nm \quad (151)$$

Pro tento maximální ohybový moment je dále proveden výpočet maximálního ohybového napětí.

$$\sigma_{o1maxd} = \frac{|M_{o1maxd}|}{W_{o8}} = \frac{6 \cdot 1703,8 \cdot 10^3}{25 \cdot 105^2} = 37 \frac{N}{mm^2} \quad (152)$$

Výsledná bezpečnost je rovna:

$$k_8 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{o1maxd}} \geq 2 \quad (153)$$

$$k_8 = \frac{210 \frac{N}{mm^2}}{37 \frac{N}{mm^2}} = 5,6 > 2 \quad (154)$$

Bezpečnost desky vyhovuje.

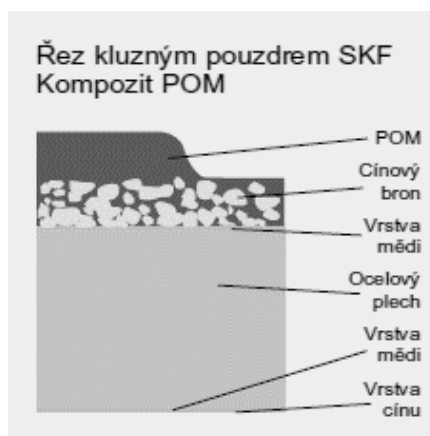
## 4 Volba vhodných prvků konstrukce

Při návrhu konstrukce byla konzultována vhodnost volby rozhodujících komponent. Jednotlivé komponenty jsou navrhovány pro velmi dlouhou životnost stroje. Důvodem tohoto rozhodnutí je následně spokojený zákazník. Vzhledem k poměrně velkému zatížení stroje musí být i komponenty k tomuto zatížení přizpůsobené. Všechny použité prvky jsou samozřejmě vyhovující dle příslušných potravinářských norem. Tímto omezením musí použité prvky odpovídat například z materiálově-nezávadného hlediska.

Jak již bylo v průběhu práce zmíněno, hřídel hnětadla je uložena v soudečkových ložiskách. Materiál hřídele vzhledem k namáhání je volena z pevnostní nerezavějící oceli 1.4021 neboli X20Cr13. Volba soudečkového ložiska proběhla z důvodu velké radiální únosnosti a možnosti naklonění ložiska, to znamená naklonění vnějšího kroužku vůči vnitřnímu, vzhledem k natočení hřídele. Ložisko je konstruované jako dvouřadé se soudečkovými valivými elementy. Toto naklonění nemá vliv na únosnost ložiska. Valivé elementy tedy konají při jejich odvalování sférický pohyb, čímž umožňují až 3° natočení hřídele v místě ložiska. Toto dovolené naklonění ložiska stanovené výrobcem je nutné vzhledem ke skutečnému natočení hřídele v místě ložiska.

Díž stroje, vzhledem k možnosti vyklápění díže je též otočně uložena. Uložení díže v původní konstrukci bylo pomocí z trubky obrobeného pouzdra z materiálu CuSN10. Zdánlivě výhodné řešení, již při podrobnějším zkoumání, není tak výhodné, jak se na počátku zdálo. Cena polotovaru ve formě trubky z daného materiálu o hmotnosti 1 kg stojí zhruba 500 Kč včetně DPH. Hmotnost bronzového pouzdra na původní konstrukci je přibližně 30 kg. Lze tedy spočítat, že hrubá cena pouzdra se pohybuje okolo 15 000 Kč za 1 kus. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost častého přimazávání. Proto byla tomuto řešení věnována potřebná pozornost a při návrhu konstrukce zvoleno jiné řešení kluzného uložení. Při volbě kluzného pouzdra bylo zohledňováno několik skutečností. Mezi důležitý aspekt patří samomaznost, vysoká trvanlivost, vysoká únosnost, malé zástavbové požadavky při nízké ceně ložiska. Jako nejvýhodnější pouzdro bylo zvoleno kompozitové pouzdro od společnosti SKF. Toto ložisko se vyznačuje vysokou únosností. Přípustná zatížení jsou pro dynamické namáhání

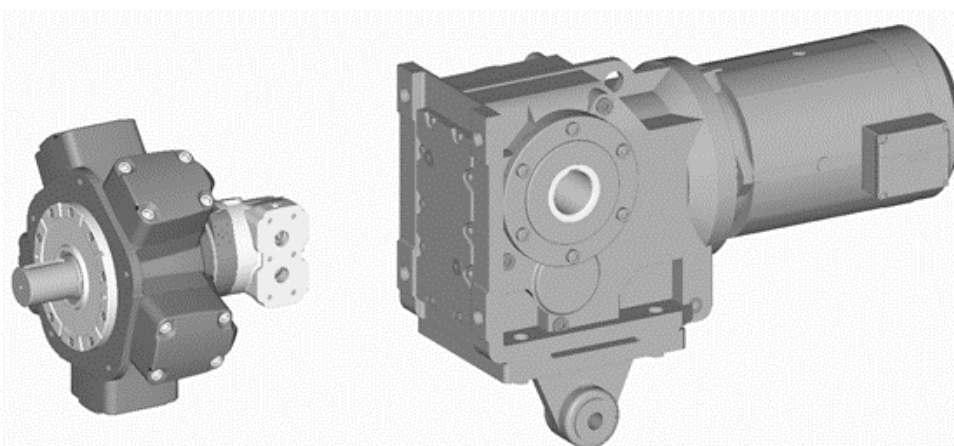
120N/mm<sup>2</sup>a pro statické namáhání 250 N/mm<sup>2</sup>. Na rozdíl od bronzových ložisek se tyto ložiska mažou plastickým mazivem jen při montáži, domazávání není potřebné. Avšak přítomnost maziva životnost ložiska prodlužuje. Mezi další přednost těchto ložisek patří nízký součinitel tření ( $f=0,04$ ) a možnost provozovat je při vysokých kluzných rychlostech ( $v$ =až 2 m/s). Řez ložiskem je zobrazen na obr. 39. Pouzdro se skládá se tří vrstev: poměděné ocelové výztuhy a slinuté porézní matrice z cínového bronzu potažené acetalovou pryskyřicí (POM). Ocelová výztuha je kvůli ochraně proti korozi elektrolyticky pocínovaná. Tloušťka tohoto pouzdra při potřebných rozměrech je 5 mm. Za zmínku stojí i cena tohoto řešení, která byla ke dni 19. 12. 2014 méně než 2 000Kč včetně DPH.



Obr. 39: Řez pouzdem [38]

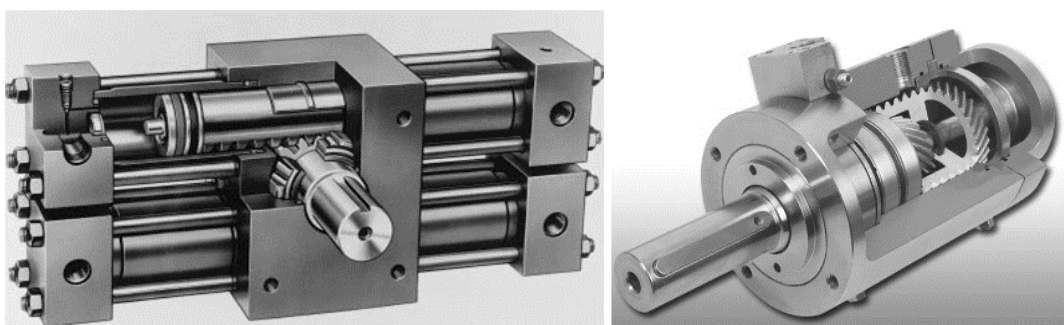
Další velmi důležité rozhodnutí bylo provedeno při volbě pohonu hnětačla. Trendem 21. století je použití k pohonu motorů hydraulických a elektrických asynchronních. Výhodou hydraulický motorů je výhodný poměr výkon (moment) ku hmotnosti motoru. Tímto poměrem dochází i k menším velikostem motorů v porovnání s elektrickými. Další podstatnou výhodou hydraulických motorů je, že nemůže při správné volbě parametrů dojít při poruše stroje k poruše hydraulického motoru. Další jejich velkou výhodou je jednoduché řízení otáček. Nevýhodou těchto motorů v porovnání s elektrickými stroji je vyšší cena motorů včetně uvažování podpůrných systémů, jako jsou hydraulické obvody nebo hydraulický agregát. K pohonu stroje byl tedy nejprve uvažován vzhledem k jeho výhodným vlastnostem hydraulický pístový radiální hydromotor od společnosti Parker MR 1800 s geometrickým objemem 1809,6cm<sup>3</sup>. Požadavky na řízení byly v rozsahu 20 min<sup>-1</sup> až 60 min<sup>-1</sup>. Maximální kroučící moment byl podobný

elektromotoru a to zhruba 6600 Nm. Agregát byl navržen ve spolupráci s firmou Argo-hytos Protech s.r.o. Pro požadované podmínky byla určena ocelová nádrž o objemu 400l s povrchovou úpravou, pohonná jednotka s 45 kW elektromotorem umístěným svisle na horním víku nádrže. Hydraulický agregát byl navržen včetně řídicího ventilového bloku, který se skládá z řídicí ventilové nastavky rotátoru, hnětení a uzamčení. Další nutností je filtrace a dále při těchto výkonech neopomenout na chlazení. Řízení hydraulického motoru lze provést různými způsoby. Lze uvést měnitelný geometrický objem čerpadla nebo motoru popřípadě pomocí škrťících ventilů. Nejméně výhodným řešením z hlediska výkonu stroje při řízení otáček je bezesporu řízení pomocí škrtení, při kterém dochází k maření výkonu. Naopak se jedná o cenově nejpříznivější variantu. Bohužel tato varianta nebyla k pohonu stroje zvolena hlavně z důvodů velké nádrže, která je nutností k pohonu hydromotoru. Tato nádrž by vzhledem k rozměrům nebylo kam umístit. Proto byla zvolena druhá varianta a to pohon hnětadla elektromotorem. Byl zvolen kuželočelní převodový motor s označením KA127 o výkonu 37 kW a maximálního krouticího momentu 6600 Nm. Pro porovnání velikostí jednotlivých motorů byl proveden export ze 3D softwaru. Modely motorů (V levé části – radiální pístový hydromotor MR1800 od společnosti Parker, v pravé části – kuželočelní převodový elektromotor KA 127 od společnosti SEW-Eurodrive) jsou znázorněny na obr. 40. Z toho obrázku lze porovnat jejich velikost. Modely byly získány přímo od výrobců motorů. Udávaná hmotnost u hydromotoru je 209kg a přibližná hmotnost elektromotoru dle výrobce je 700 kg.



Obr. 40: Modely motorů

Mezi přední požadavky návrhu konstrukce byl požadavek zvětšení úhlu vyklápění na minimálně 150°. Tento požadavek plyne z možnosti vyklápění těsta do podlahy. Dalším možným požadavkem zákazníka je snížit výšku celého zařízení. I tento požadavek lze splnit použitím vhodného motoru. Původní konstrukce byla vybavena lineárním hydromotorem, který byl schopen díž vyklopit o úhel maximálně 115°. Dále byl potřeba píst s dlouhým zdvihem k dosažení udávaného úhlu. Minimální výška stroje byla dána nejen rozměrem díže ale také zástavbovým prostorem pístu, který vzhledem ke své délce ovlivňuje výšku zařízení podstatněji než rozměr díže. Pro splnění požadavku úhlu vyklápění díže bylo rozhodováno mezi dvěma rotátory. Rotátor od společnosti Parker HTR 30 s nominálním krouticím 2000Nm při tlaku 21 MPa, avšak krátkodobě přetížitelný až na krouticí moment 3000Nm při témže tlaku. Druhý rotátor od společnosti Eckart SM4.100 s krouticím momentem 2 700 Nm při 25 MPa. Nevýhody rotátoru od Parkeru je především nevhodná konstrukce motoru, kdy ke kývavému pohybu hřídele dochází pomocí pohybu hřebenu, proto je tento motor velmi protáhlý a v případě potřeby snížení výšky stroje je tento tvar velmi nevýhodný. Proto je tento motor s porovnáním s motorem od Eckartu hůře sanitovatelný. Další nevýhodou tohoto motoru je více jak dvojnásobná cena, která ke dni 10. 11. 2014 dosahovala výše 154 282Kč bez DPH, kdežto cena hydromotoru SM4.100 činila ke dni 14. 11. 2014 cenu 67 500 Kč bez DPH. Nejen tedy z hlediska výhodných rozměrů, parametrů, ale také z hlediska cenové výhodnosti byl pro účel vyklápění díže zvolen kyvný hydraulický motor SM4.100 s výstupním momentem 2000 Nm od společnosti Eckart. Tento motor má výstupní hřídele o průměru 60 mm. Na obr. 41 jsou uvedeny oba řešené hydromotory. V levé části obrázku je hydromotor HTR 30 od Parkeru a v pravé části se nachází hydromotor SM4.100 od společnosti Eckart.



Obr. 41: V levé části – HTR 30, v pravé části – SM4.100 [39], [40]



Dalším velmi důležitým aspektem je utěsnění prostoru mezi bočnicí a hřídelem hnětadla. Způsobů utěsnění se nabízí celá řada. Tento prostor lze snadno utěsnit guferý, ucpávkovými šňůrami popřípadě speciálními těsněními určených přímo pro tyto aplikace. Při volbě těsnění je potřeba brát v úvahu několik aspektů. V první řadě je nutné, aby těsnění bylo v ose dělené. Tento požadavek je z důvodů výměny těsnění, aniž by bylo nutné demontovat potřebné části zařízení. Dále je kladem důraz na možnost snadné demontáže těsnění, neboť ke zvýšení životnosti těsnění je nutné toto těsnění často čistit. Pokud by tomuto úkonu nedocházelo, lze předpokládat rychlé znehodnocení těsnění. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, je dnešní utěsnění provedeno pomocí třech za sebou řazených v ose rozříznutých gufer. Nevýhodou těchto gufer je také opotřebení hřídele hnětadla, proto je snahou najít jiný způsob utěsnění, kdy by k tomuto stavu nedocházelo.

Pro utěsnění hřídele hnětadla lze použít několik za sebou řazených ucpávkových šňůr, které by byly uloženy v rotačním tělese. Toto řešení je cenově velmi výhodné. Nevýhodou tohoto řešení je bezpochyby nutná údržba těsnění, neboť ucpávkové šňůry je potřeba po určité době vymezit. Pokud k tomuto nedojde, lze očekávat vznik vůle mezi ucpávkovou šňůrou a hřídelem, což by vedlo k zanesení prostoru těstem a následné znehodnocení hřídele.

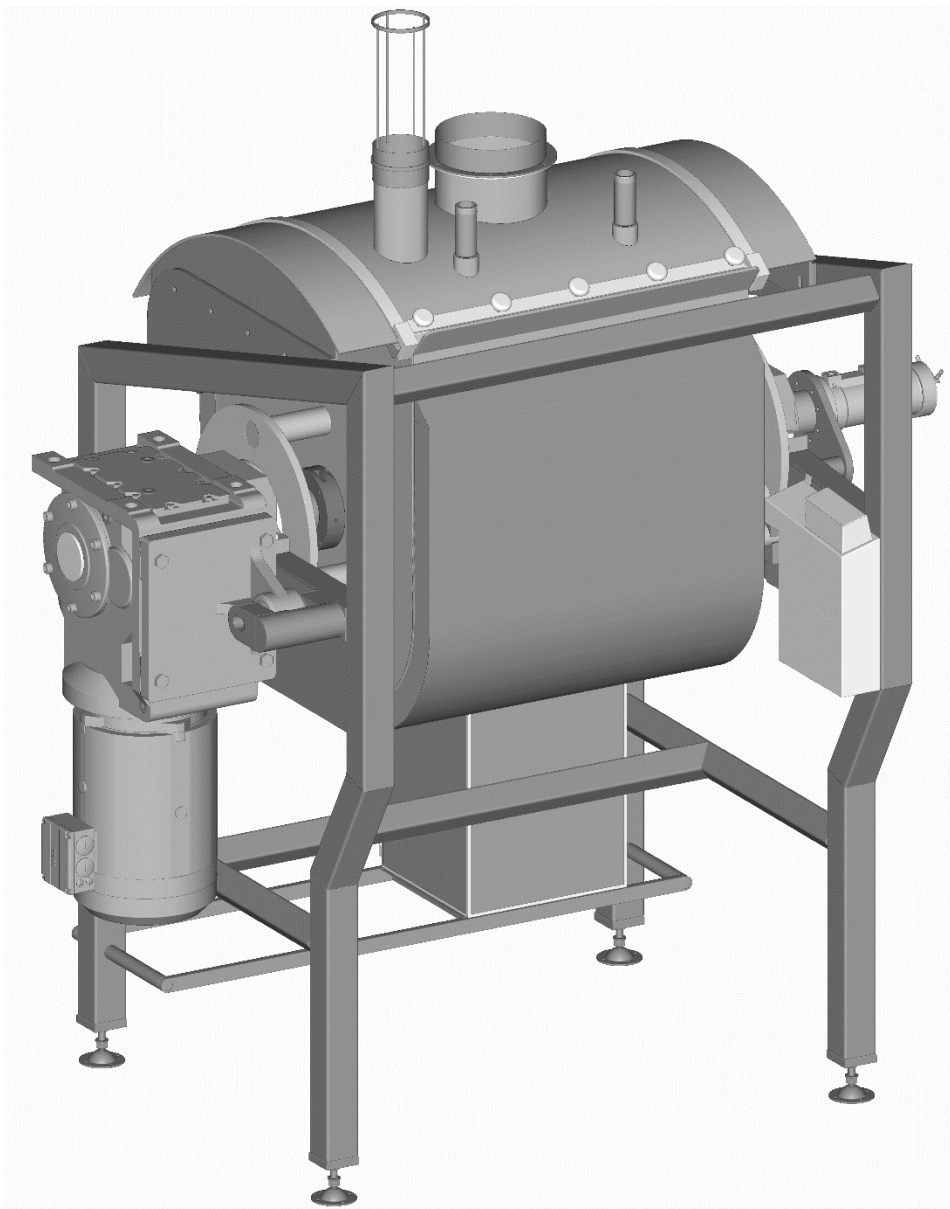
Mezi další velmi atraktivní způsoby utěsnění hřídele lze zařadit utěsnění pomocí bezdotykového těsnění, tzv. labyrintu. Výhodou tohoto řešení je, že nedochází k mechanickému opotřebení součástí, avšak je zvýšený požadavek na přesnost konstrukčního uzlu stroje a tímto i zvýšením nákladů na výrobu zařízení. Další nevýhodou je horší čistitelnost labyrintu.

Mimo výše popsané možné způsoby utěsnění hřídele, lze zvolit těsnění určené přímo pro naši aplikaci. Mezi výrobce těchto těsnění mimo jiné patří německá firma EagleBurgmann, americká firma CinchSeal. Tyto těsnění mají tu přednost, že jsou určeny přímo pro potravinářství, tudíž je i konstrukce tohoto těsnění přizpůsobena požadavkům tohoto odvětví. Tyto těsnění jsou řešeny tak, že nedochází k opotřebení hřídele, ale dochází k pouze k opotřebení části těsnění, které jsou k tomuto účelu určeny. Nevýhody těchto příkladů je jejich vyšší cena. Příkladem vhodného těsnění od CinchSeal je série 9700.



## 5 Vyhodnocení konstrukčního návrhu

Stroj je konstrukčně přizpůsoben požadavkům a trendům 21. století. Mezi hlavní požadavky dnešní doby bezesporu patří sanitace. Sanitace je dnes jedním z největších stěžejní při návrhu zařízení. K dosažení tohoto požadavku je stroj „hladký“, bez různých výstupků, přesazení apod. K zamezení velkých ploch, které by mohli být zaneseny prachem, je rám konstruovaný jako open frame, což znamená, že rám je konstruovaný jako otevřený. Dále bylo dosaženo zjednodušení původní konstrukce, ať už z hlediska obrábění tak také z hlediska svařování a montáže. Stroj je konstruován z menšího počtu dílců, než je tomu u původní konstrukce. Nynější konstrukcí je zajištěna vysoká tuhost, spolehlivost, čistitelnost a samozřejmě snadná možnost řízení otáček hnětadla podle druhu hněteného těsta. Pro vyšší zajištění tuhosti zařízení během hnětení, je díž zajištěna přídatným hydraulickým zajištěním. Hnětač je navržen tak, aby vyhovoval bezpečnostním požadavkům. Ovládání zařízení je mimo jiné navržené tak, aby nedošlo k havárii při přerušení dodávky elektrické energie. Pokud by nebyl stroj vhodně navržený, mohlo by se například snadno stát, že při přerušení dodávky elektrické energie v době vyklápění díže by nádoba svévolně spadla do spodní polohy. Tento a podobný havarijní stav jsou samozřejmě nepřijatelné. Snahou je těmto stavům předejít. Stroj je mimo jiné přizpůsoben velikosti přepravního kontejneru v případě nutnosti transportovat stroj za zámoří. Na obr. 42 je zobrazena nová konstrukce zařízení včetně víka. Základní modifikace víka je převzatá z původní konstrukce stroje T-1087. Je nutné podotknout, že se víko vybavuje dalšími zařízeními podle potřeb zákazníka v dané aplikaci. V případě požadavků zákazníka se stroj vybavuje například násypkou sloužící k dávkování.



Obr. 42: Model nové konstrukce

## 5.1 Konstrukce rámu

V této stati bude popsána konstrukce a frekvenční analýza rámu.

### 5.1.1 Popis rámu

Rám, jak již bylo několikrát konstatováno je konstruovaný jako open frame. Výhody tohoto typu rámu jsou kromě lepší sanitace také nižší hmotnost rámu. Design rámu je proveden tak, aby byly eliminovány vodorovné plochy. Na těchto vodorovných plochách se samozřejmě usazuje mnohem více prachu, než na profilu skloněném. Proto je například profil držící víko umístěn pod úhlem  $105^\circ$ . Lze si povšimnout, že některé profily jsou právě z tohoto důvodu pootočený

o 45°. Rám je konstruovaný jako svařenec skládající se převážně z nerezových otevřených čtvercových profilů o rozměrech 100 x 100 x 5 mm. Jednotlivé profily jsou zkoseny a svařeny tupým svarem. Součástí tohoto svařence z profilů, ve které je tedy uložena díž zařízení včetně hnětadla, jsou také čtyři tlustostěnné plechy o tloušťce 25 mm, ve kterých jsou uloženy domečky stroje. V těchto domečkách pak dochází k uložení díže. Do těchto plechů jsou na straně rotačního hydromotoru přivařeny tři tyče o průměru 60 mm, ke kterým je dále přivařena menší deska o tloušťce 20 mm. K této desce je po obrobení přišroubován hydromotor. Dále jsou k rámu přivařeny dva tlustostěnné plechy o tloušťce 15 mm, ke kterému je pak přišroubováno víko zařízení. Součástí rámu je také svařenec sloužící k zachycení reakčního momentu motoru, který je letmo uložen na hřídeli hnětadla. Tento svařenec se skládá z plochých tyčí o rozměru 60 x 100 mm. Pro zajištění tuhosti stroje při hnětení je k rámu dále přivařen čep a doraz, o který je díž v době hnětení silově opřena. Rám je svařen v délkové toleranci  $\pm 2$  mm. Tato hodnota se může zdát vzhledem k velikostem stroje nízká, ale vzhledem ke zkušenostem z provozu je tato tolerance dostačující. Rám stroje je znázorněn na obr. 43.



Obr. 43: Rám nové konstrukce

## 5.1.2 Frekvenční analýza

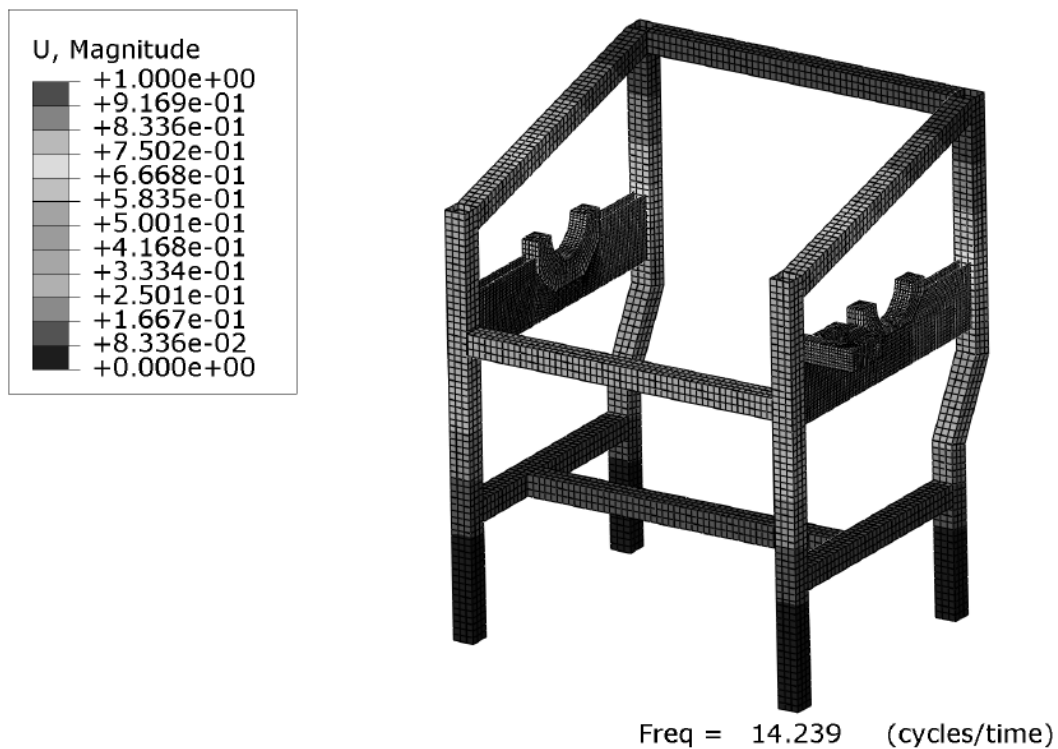
V kapitole 3.8 byl proveden silový výpočet několika prvků, ze kterých je rám svařen. Při výpočtu bylo nutné také provést frekvenční analýzu. Při této analýze byly zjišťovány vlastní frekvence konstrukce. Při výpočtu vlastní frekvence přicházejí v úvahu první tři dominantní vlastní frekvence konstrukce. Tyto hodnoty jsou důležité pro vyhodnocení oblastí, ve kterých dochází k rezonanci. Konstrukce rámu je zatížena frekvencí, která je dána otáčkami hřídele hnětadla. Hřídel hnětadla je nastavitelná pomocí frekvenčního měniče v rozsahu od 23 otáček za minutu až 58 otáček za minutu. Minimální frekvence je dána vztahem:

$$f_{min} = \frac{n_{min}}{60} = \frac{23min^{-1}}{60} = 0,38Hz \quad (155)$$

Maximální frekvence je dána vztahem:

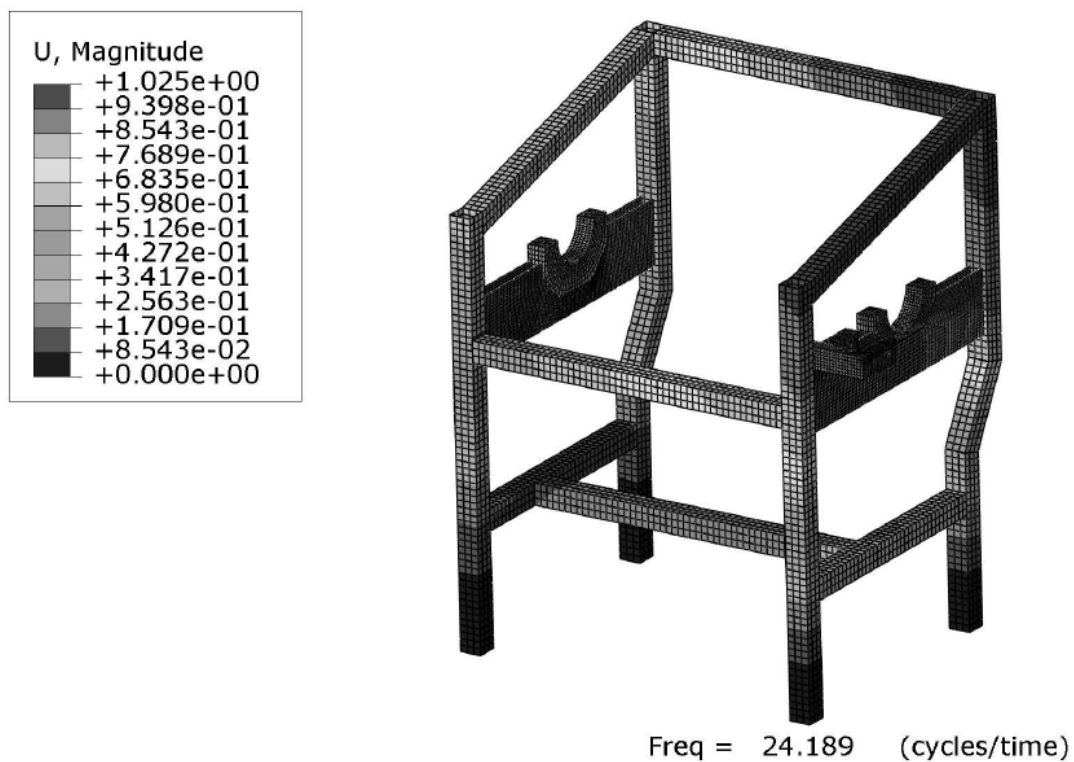
$$f_{max} = \frac{n_{max}}{60} = \frac{58min^{-1}}{60} = 0,97Hz \quad (156)$$

Nepříznivý stav, tj. rezonance rámu nastane, pokud se bude vlastní frekvence rámu shodovat s frekvencí hřídele hnětadla. Vlastní frekvence rámu byly určeny pomocí výpočetní techniky. Pro výpočet byl použit výpočetní software Abaqus. Z následujících obrázků jsou patrné jednotlivé vlastní frekvence rámu. V porovnání s frekvencí hřídele hnětadla je zřejmé, že vypočtené vlastní frekvence rámu jsou mnohonásobně vyšší a proto je stav rezonance vyloučen. Na obr. 44 je zobrazena první vlastní frekvence rámu.



Obr. 44: První vlastní frekvence rámu

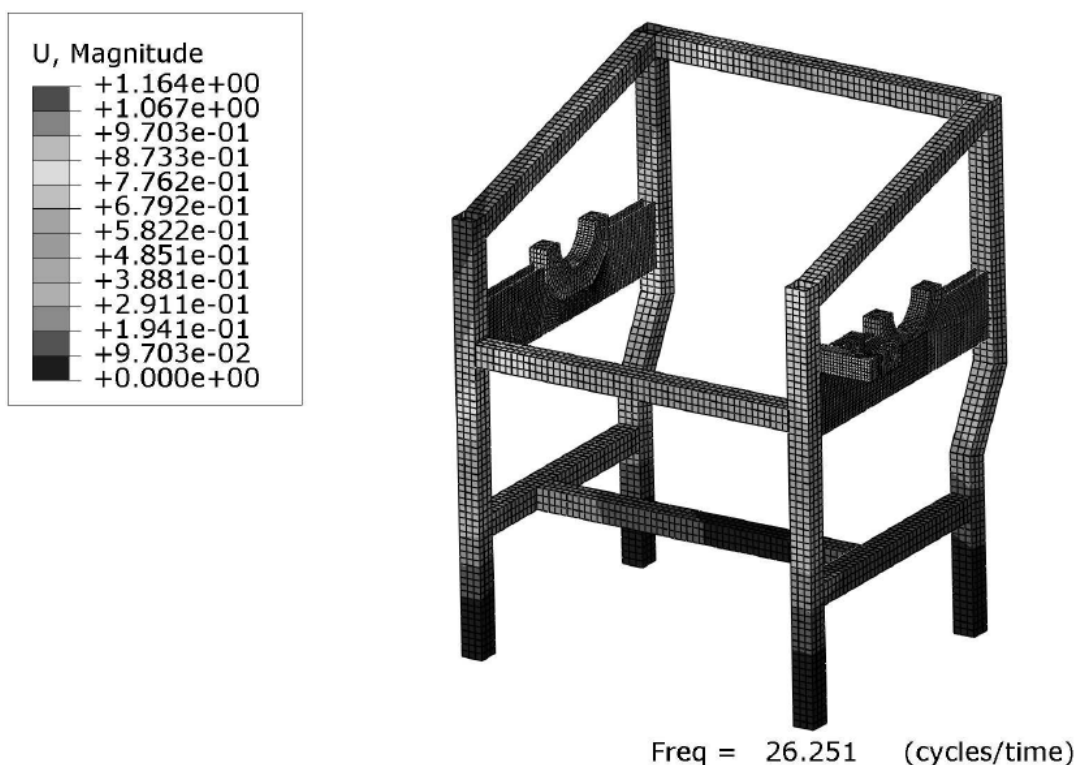
Na obr. 45 je zobrazena druhá vlastní frekvence rámu.



Obr. 45: Druhá vlastní frekvence rámu

Na obr. 46 je zobrazena třetí vlastní frekvence rámu.





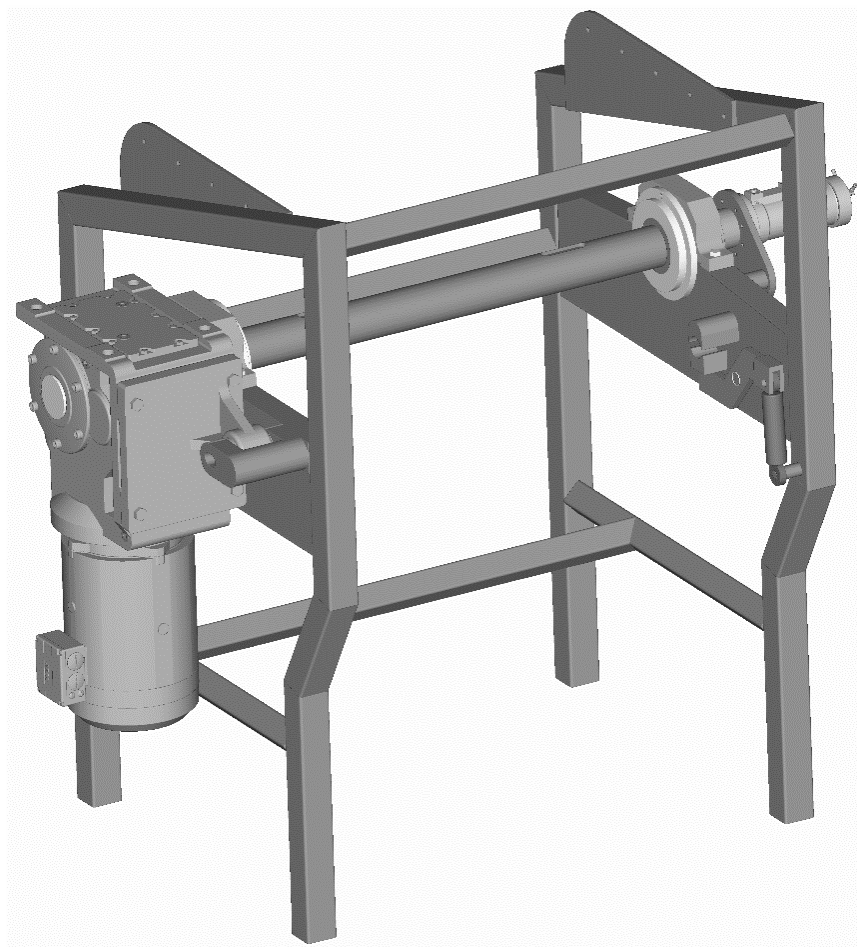
Obr. 46: Třetí vlastní frekvence rámu

## 5.2 Popis pohonu

Pohon stroje se skládá ze dvou motorů. Pro pohon hnětadla byl tedy zvolen 37kW elektromotor od společnosti SEW-Eurodrive. Vzhledem ke zjednodušení stroje je pohon řešen jako Direct-drive. Motor s dutým hřídelem je přímo nasazen na hřídeli hnětadla. Průměr dutého hřídele je dán výrobcem a činí 100 mm. Tento způsob pohonu je velmi elegantní a hlavně je zvýšena spolehlivost stroje, protože je použito méně dílců než při jiném typu pohonu. Tento motor je zpřevodován do pomalého chodu a jeho výstupní otáčky při jmenovitém krouticím momentu 6620 Nm dosahují velikosti 53 otáček za minutu. Ovládání velikosti otáček motoru je provedeno pomocí frekvenčního měniče, který je ovládán z nainstalovaného uživatelského PLC panelu. Konstrukce je navržena tak, aby reakční síla od zachycení torzního momentu, která zatěžuje hřídel přidavným zatížením, působila proti směru tíhového zrychlení a hřídel odlehčovala. Tímto způsobem konstrukce jsou ložiska méně namáhaná, protože síla v ložisku je podstatně menší, než by tomu bylo, kdyby tíha motoru působila ve stejném směru jako reakční síla od torzního momentu. Hmotnost motoru je dle výrobce zhruba 700 kg. I přes vysokou hmotnost motoru, je hřídel navržena tak, aby nebylo nutné motor podepírat.

Druhý motor slouží k vyklápění díže. Požadavkem konstrukce je schopnost vyklopit díž o více než  $150^\circ$ . Pro dodržení tohoto požadavku byl zvolen rotační hydromotor od společnosti Eckart s maximálním krouticím momentem 2300 Nm při tlaku 25 MPa. Pro vyklopení nádoby v době 10 sekund je stanoven průtok motorem 2,3 l/min. Motor je zvolen přírubový s výstupním hřídelem. Po nasunutí hřídele motoru do náboje díže, bude motor přišroubován šrouby k rámu stroje. Pro tento pohon byl hydromotor zvolen hlavně z důvodů kompaktních rozměrů, velkého dosažitelného momentu a snadné regulace směru pohybu díže. Další neméně důležitá vlastnost hydraulického pohonu je, pokud bude pod díží překážka, nedojde k poškození motorů, a při vhodném doladění regulačních ventilů nemusí dojít ani ke značnému poškození překážejícímu zařízení. Ovládání směru pohybu díže je proveden opět pomocí PLC panelu, kdy je pomocí signálu ovládán elektromagnetický ventil. Pohon stroje včetně rámu je znázorněn na obr. 47.

Pro zajištění tuhosti a spolehlivosti stroje v průběhu hnětení je stroj vybaven lineárním hydromotorem o průměru válce 63mm, průměru pístnice 32 mm a délkou zdvihu 100 mm při maximální dosažitelné síle při zasouvání pístnice 26,4 kN. Lineární motor je otočně uložen na čepu, který je pevně přivařen k rámu. Pohybem pístnice je ovládaná páka, která zajistí dotlačení díže k rámu stroje a tím zajistí potřebnou tuhost při hnětení těsta. Požadovaná vlastnost tohoto zajištění je, že během hnětení nejsou zvláště namáhané motory, které zajišťují pohon stroje.

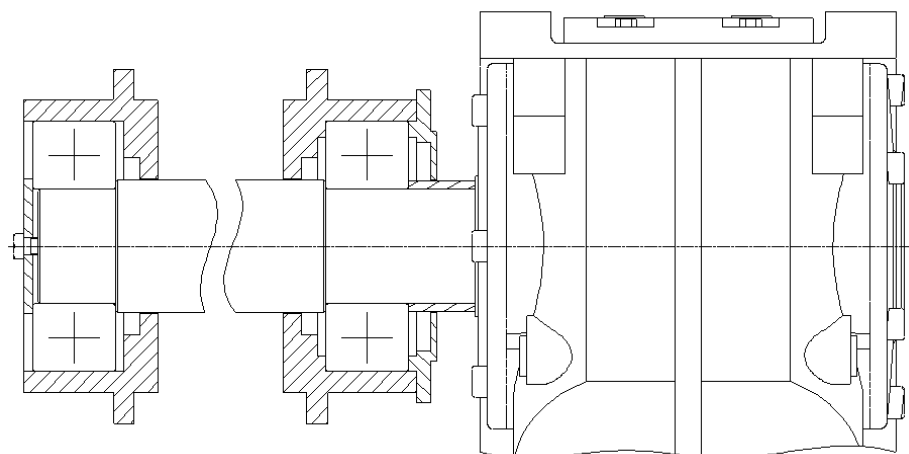


Obr. 47: Pohon nového stroje

### 5.3 Popis uložení hřídele

Hřídel je uložena ve dvou soudečkových ložiskách. Na straně elektromotoru je vnitřní i vnější kroužek ložiska chycen pevně. Toto ložisko také k zachytávání případných axiálních sil, které vzniknou například nepřesností výroby. Řešení na straně hydromotoru umožňuje posuv ložiska v důsledku roztažnosti hřídele teplem. Toto řešení je nutné vzhledem k délce hřídele dodržet. Soudečková ložiska jsou volena hlavně pro jejich velkou únosnost. Další výhodou těchto ložisek, jak již bylo zmíněno, je maximální hodnota naklopení hřídele v místě ložiska může dosahovat hodnoty až  $3^\circ$ . Skutečná hodnota natočení při uvažovaných podmínkách činí  $0,5^\circ$ . Lze upozorovat, že nelze hřídel uložit ve válečkových ložiskách právě z důvodu malého dovoleného natočení hřídele v místě ložiska. Soudečková ložiska jsou uložena v tolerančním poli p6/H7. Schematické vyobrazení uložení hřídele je na obr. 48.

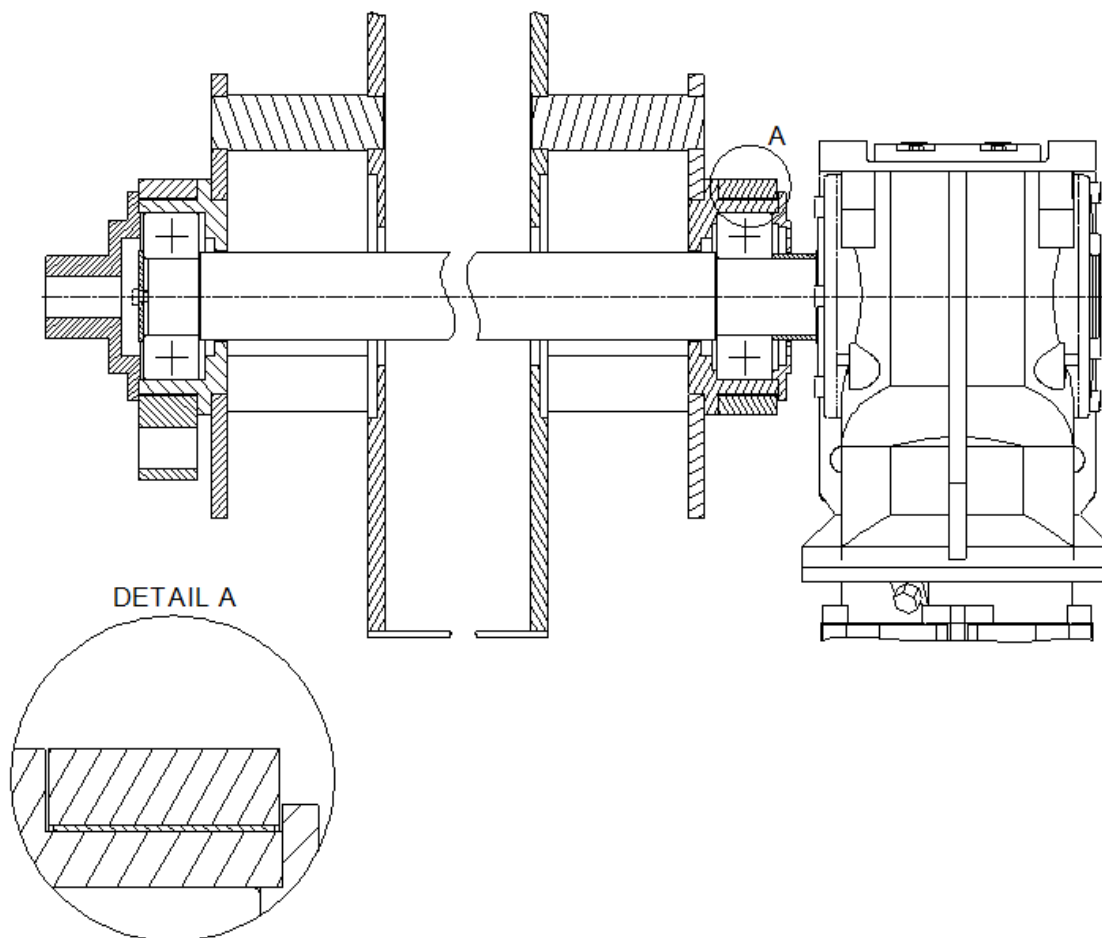




Obr. 48: Uložení hřídele hnětadla u nové konstrukce

## 5.4 Popis uložení díže

Jak již bylo zmíněno výše v kapitole 3.5 při výpočtu délky pouzdra, přicházeli v úvahu dvě možná řešení kluzného uložení díže. Původní řešení kluzného ložiska nebo volba jiného typu kluzného pouzdra. Ve stávající konstrukci je použito monolitní bronzové ložisko o délce 150 mm a tloušťce stěny ložiska 20 mm. Nová konstrukce bude tedy vybavena kompozitovým ložiskem POM od společnosti SKF, které má tloušťku stěny 5 mm. Kompozitové ložisko je popsáno v kapitole 5. Toto řešení bylo tedy zvolené hlavně z důvodu menších nároků na údržbu, vyšší únosnosti ložiska vysoké odolnosti proti opotřebení a také podstatně nižší ceny pouzdra. Další výhodou je, že tyto pouzdra nejsou náchylná na znečištění během provozu, odolávají tedy znečištěnému prostředí, což má v potravinářském průmyslu velmi podstatný význam. Pouzdra jsou na obou stranách zařízení uložena s dostatečnou axiální vůlí, neboť nepřenášejí axiální zatížení. Pouzdra jsou uložena na doporučení výrobce v tolerančním poli  $h7/H7$ . Na obr. 49 je zobrazen radiální řez uložení díže. Na tomto obr. 49 je opakovaně znázorněno uložení hřídele hnětadla.

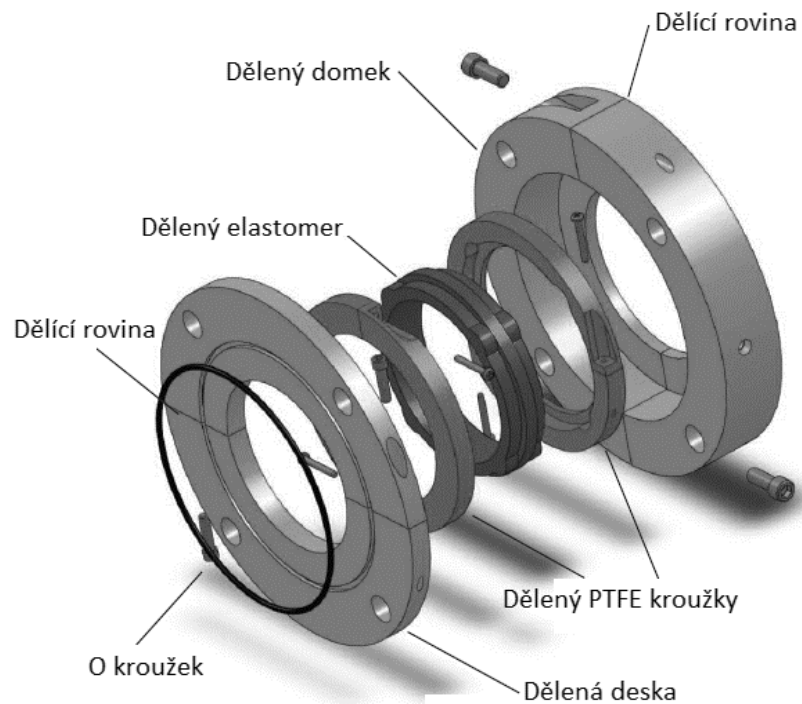


Obr. 49: Řez uložením díže

## 5.5 Popis utěsnění hřídele

Podle již dříve zmíněných požadavků na utěsnění hřídele hnětadla, je zřejmé, že optimální volba těsnění není jednoduchá. Při volbě těsnění přichází v úvahu nejen výše zmíněné aspekty, ale také rychlá dostupnost těsnění v případě nutnosti výměny těsnění u provozovaného stroje. Jako optimální řešení z hlediska výše zmíněných hledisek bylo zvolené sanitovatelné nakupované těsnění od CinchSeal. Těsnění je přímo navrženo pro použití v potravinářství. Toto řešení bylo zvolené hlavně z důvodu vysoké trvanlivosti těsnění. Další výhodou je snadná a rychlá demontáž těsnění. Rozložené těsnění je včetně popisu zobrazeno na obr. 50. Těsnění je konstruováno tak, aby nedocházelo k opotřebení hřídele hnětadla, a zároveň přes O kroužek utěšňuje bočnici stroje. Těsnící polymer a PTFE kroužky se otáčejí s hřídelem. Tímto je zajištěné opotřebování příslušných prvků těsnění, které jsou k tomuto účelu určeny. Mezi další výhodou tohoto těsnění patří značná tolerance házení hřídele. Tento

efekt je dán možností radiálního pohybu PTFE kroužků v domečku těsnění. Nevýhodou tohoto řešení oproti těsnění ve stávající konstrukci je vyšší cena CinchSeal těsnění.



*Obr. 50: Rozložené těsnění CinchSeal*

## 6 Závěr

Práce se zabývá návrhem horizontálního hnětače s tyčovým hnětadlem. Stroj je konstruován tak, aby korespondoval nejen se zadáním, ale také aby vyhovoval požadavkům tohoto desetiletí. Při návrhu byl kladen velký důraz na sanitaci a životnost zařízení. Vysoké sanitace se dosáhlo změnou konstrukce rámu. Původní zařízení tvořil uzavřený rám, který je z hlediska velkých ploch snadněji usazován jemnými částicemi. Nový rám je svařenec z uzavřených čtvercových profilů, který je navržen pro co nejmenší držení částic na rámu.

Pro dosažení vysoké životnosti zařízení je použito prvků, které jsou při řádné údržbě specifické svojí dlouhodobou životností. Vysoká úroveň utěsnění hřídele hnětadla byla dosažena použitím těsnění do společnosti CinchSeal. Toto těsnění je přímo navržené pro utěsnění hřídelů v potravinářském průmyslu. Hřídel hnětadla je uložena v soudečkových ložiskách, které mají vysokou dynamickou únosnost. Pro uložení díže bylo zvoleno pouzdro z kompozitu POM (Polyoximetylén) od společnosti SKF, které je vystihované svojí velkou únosností. Mezi jiné přednosti patří bezúdržbovost a odolnost vůči znečištěnému prostředí.

Pro pohon hnětadla byl zvolen čtyřpólový asynchronní převodový elektromotor od společnosti SEW-EURODRIVE s výkonem 37kW a nominálním krouticím momentem 6620 Nm. Řízení elektromotoru je provedeno pomocí frekvenčního měniče také od společnosti SEW-EURODRIVE. Pohon díže bylo nutno navrhnout tak, aby byl úhel vyklápění nejméně 150°. Tohoto bylo dosaženo použitím kyvného hydromotoru SM4 od společnosti Eckart. Při tlaku 16MPa má tento hydromotor krouticí moment 1730 Nm.

Nová konstrukce se skládá z dílců převzatých a nově zkonstruovaných. Dílce byly podrobeny buď návrhovým a kontrolním, nebo jen kontrolním výpočtům. Při stanovování dovolených napětí bylo vycházeno z materiálových listů. Mezi převzaté dílce patří tvar nádoby, hnětadlo a víko stroje.

Písemná část diplomové práce byla zpracována v textovém softwaru Microsoft Word, graf byl vytvořen v tabulkovém softwaru Microsoft Excel. Grafická část práce byla vytvořena v 3D modelovém softwaru VariCad. Pro výpočet rámu byl použit výpočtový software Abaqus.

## 7 Použitá literatura

- [1] ČSN EN 453. Potravinářské stroje – Hnětače těsta – Bezpečnostní a hygienické požadavky. 2010.
- [2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. 1992. Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty. 1. vyd. Praha: SNTL, 747 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0665-1.
- [3] Hydraulická zařízení strojů, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [4] Hydraulika. Jihostroj, a.s. – aerotechnology & hydraulics. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.jhostroj.com/hydraulika/>
- [5] SEDLÁČEK, Jiří. Bakalářská práce přímočarý hydromotor. Brno, 2012. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=52524](http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=52524)
- [6] Výrobní kat. přímočarých hydromotorů. HYDRAULICS s.r.o. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/vyrobní\\_katalog\\_primocarych\\_hydromotoru\\_CZ\\_2012.pdf](http://www.hydraulics.cz/vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru_CZ_2012.pdf)
- [7] Regulační hydromotory. PARKER s.r.o. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydromotory/regulacni-hydromotory/>
- [8] Všeobecné pokyny. ARGO-HYTOS s.r.o. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.pegas-gonda.cz/pily\\_data/SERVIS/CZ\\_HYDROCENTRALA\\_VSEOBECNE\\_POKYNY.pdf](http://www.pegas-gonda.cz/pily_data/SERVIS/CZ_HYDROCENTRALA_VSEOBECNE_POKYNY.pdf)
- [9] VOSTROVSKÝ, Jiří. 1991. Hydraulické a pneumatické mechanismy: Určeno pro stud. fak. strojní. 2. vyd. Praha: ČVUT, 248 s. ISBN 80-010-0626-3.
- [10] Zubové čerpadlo. Wikipedia. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9\\_%C4%8Derpadlo](http://cs.wikipedia.org/wiki/Zubov%C3%A9_%C4%8Derpadlo)
- [11] Hydraulické a pneumatické mechanismy. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY\\_32\\_INOVACE\\_BE\\_STR\\_04.pdf](http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY_32_INOVACE_BE_STR_04.pdf)
- [12] Hydromotory a hydrogenerátory. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.spssol.cz/~vyuka/TRIDY/3.C/CAD/HYDROMOTORY%20A%20HYDROGENERATORY.pdf>
- [13] Roboty a manipulátory, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy: <http://slideplayer.cz/slide/3078065/>
- [14] Radiální pístový hydromotor a hydrogenerátor. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy: <http://www1.fs.cvut.cz/stretech/2009/pdf/1066.pdf>
- [15] Piston Pumps and Plunger Pumps Information, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:

- [http://www.globalspec.com/learnmore/flow\\_transfer\\_control/pumps/piston\\_plunger\\_pumps](http://www.globalspec.com/learnmore/flow_transfer_control/pumps/piston_plunger_pumps)
- [16] Black bruin LSHT Radial Piston Motors, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
<http://www.womackmachine.com/products/hydraulics/motors/piston-motors/black-bruin-lsht-radial-piston-motors.aspx>
- [17] Hydraulické kyvné hydromotory – rotátory, ]. [online] [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
<http://www.hydroma.cz/press/15/hydraulicke-kyvne-hydromotory-rotatory.html>
- [18] Úvod k produktům. Pleiger Maschinenbau. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.rkr-hydraulika.cz/pleiger\\_00.htm](http://www.rkr-hydraulika.cz/pleiger_00.htm)
- [19] Součásti točivého a přímočarého pohybu [online] [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
[http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_14-01.pdf](http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-01.pdf)
- [20] Přednáška č.10 Ložiska, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
<http://www.347.vsb.cz/staff/kunzova/zs-kunzova-prednaska10.pdf>
- [21] Kluzná pouzdra SKF, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
<http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/kluzna-loziska---pouzdra-skf/>
- [22] Hřídelové těsnění, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
[http://zbozi.arkov.cz/dl/523/Hridelove\\_tesneni\\_SKF\\_prehled\\_typu.pdf.html](http://zbozi.arkov.cz/dl/523/Hridelove_tesneni_SKF_prehled_typu.pdf.html)
- [23] Těsnění rotačních pohybů, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy:  
[http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rotary\\_cz.pdf](http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rotary_cz.pdf)
- [24] Gufera. Ložiska Praha. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.loziskapraha.cz/gufera>
- [25] Obecná část, [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z:  
<http://www.markotech.cz/wp-content/uploads/2012/05/1.Obecn%C4%9B-o-guferech.pdf>
- [26 ] O-kroužky. ELOtechnik. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z:  
<http://www.elotechnik.cz/o-krouzky/>
- [27] Ucpávkové těsnící šňůry. HennlichTesteni. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://tesneni.hennlich.cz/uploads/cz\\_Technicke\\_udaje.pdf](http://tesneni.hennlich.cz/uploads/cz_Technicke_udaje.pdf)
- [28] Mechanické ucpávky. Georgia. Dostupné z:  
<http://www.georgia.cz/mechanicke-ucpavky>
- [29] Labyrintové těsnění. E-konstrukter. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/labyrintove-tesneni>
- [30] Rotary Shaft Seal. CinchSeal. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.cinchseal.com/>

- [31] Topos, a.s. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z adresy: <http://www.topos.eu>
- [32] ŠVÍGLER, Jaromír. Mechanika I. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/63-mechanika-i-posledni-verze.pdf>
- [33] J. Michalec a kol.: Pružnost a pevnost I, skriptum
- [34] J. Michalec a kol.: Pružnost a pevnost II, skriptum
- [35] J. Michalec a kol.: Pružnost a pevnost III, skriptum
- [36] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [37] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
- [38] Materiály kluzných ložisek s kompozitem. SKF . [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/spherical-plain-bearings-bushings-rod-ends/composite-dry-sliding-bearings-fw-bushings/general/bearing-data-general/materials/index.html>
- [39] Hydraulics Rotary Actuators. PARKER s.r.o.. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.seall.cz/uploads/files/kyvne-hydromotory-htr/HY07-1220UK\\_HTR\\_Series\\_210\\_Bar\\_Hydraulic\\_Rotary\\_Actuators.pdf](http://www.seall.cz/uploads/files/kyvne-hydromotory-htr/HY07-1220UK_HTR_Series_210_Bar_Hydraulic_Rotary_Actuators.pdf)
- [40] Eckart [Hydraulik Pneumatik]. Icfluidpower. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.icfluid.com/wp-content/uploads/2012/10/Eckart-SM4-Hydraulic-Rotary-Actuator1.pdf>
- [41] 9700 Rotary Shaft Seals. CinchSeal. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.cinchseal.com/products/9700-series.htm>
- [42] Food and Drugs Administration. Wikipedia: the free encyclopedia. [online]. 2001- [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Food\\_and\\_Drug\\_Administration](http://en.wikipedia.org/wiki/Food_and_Drug_Administration)
- [43] Axial Piston Motor. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://fashions-cloud.com/pages/a/axial-piston-motor/>
- [44] Espey WDKS-Eco. Eagleburgmann. [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.eagleburgmann.com/products/carbon-floating-ring-seals/shaft-seals/espey-wdks-eco>



## Seznam zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
R	[N]	Reakční síla
P	[N]	Osamělá síla
$M_{kn}$	[Nmm]	Návrhový krouticí moment
$\tau_{kt}$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Napětí na mezi kluzu pro krut
$W_k$	[Nmm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v krutu
$d_1$	[mm]	Průměr hřídele hnětacla
$\pi$	[1]	Ludolfovo číslo
$r$	[mm]	Vzdálenost ramene
$F_n$	[N]	Návrhová síla
$F_m$	[N]	Motorová síla
$m_{motoru}$	[kg]	Hmotnost motoru
$r_{torzní}$	[mm]	Vzdálenost torzního ramene
$L_{hod}$	[hod]	Hodinová trvanlivost
n	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$m_o$	[kg]	Hmotnost ostatních dílců
g	[kgm/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$p$	[MPa]	Tlak v otláčení
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak v otláčení
$d_p$	[mm]	Průměr pouzdra
M	[Nmm]	Vyklápěcí moment
$F_t$	[N]	Tíha díže včetně těsta
O	[mm]	Osa otáčení
T	[mm]	Těžiště
$F_o$	[N]	Tíha celkové díže
$F_k$	[N]	Síla od návrhového krouticího momentu
e	[mm]	Rameno tyče
d	[mm]	Rameno vyložení
$M_o$	[Nmm]	Ohybový moment
$M_{ov}$	[Nmm]	Výsledný ohybový moment
$\sigma_o$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Ohybový napětí
$d_t$	[mm]	Průměr tyče
$\sigma_{od}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Ohybový napětí desky
$\sigma_{odov}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené ohybové napětí
$\sigma_{oddov}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené ohybové napětí desky
t	[mm]	Tloušťka desky
h	[mm]	Rozměr desky
p	[mm]	Poloha reakční síly
$F_p$	[N]	Hydrostatická síla
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
A	[mm]	Plocha zatěžovaného obrazce
$h_t$	[mm]	Poloha hydrostatické síly
v	[mm]	Průhyb
E	[N/mm <sup>2</sup> ]	Modul pružnosti
J	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
M	[Nmm]	Reakční moment
$M_{ob}$	[Nmm]	Ohybový moment bočnice



$\sigma_{ob}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Ohybové napětí bočnice
k	[1]	Bezpečnost
F	[N]	Síla do tyče hnětadla
$M_k$	[Nmm]	Krouticí moment motoru
u	[mm]	Vzdálenost ramene
q	[mm]	Spojité zatížení
l	[mm]	Délka hnětací tyče
$R_{p0,2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mez kluzu
$d_3$	[mm]	Průměr čepu
$l_2$	[mm]	Délka čepu
$\tau_p$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez pevnosti ve stříhu
$R_s$	[N]	Reakční síla
$F_{os}$	[N]	Skutečná tíha díže
$F_{ks}$	[N]	Síla od nominálního krouticího momentu

## Seznam obrázků

Obr. 1: Tyčový hnětač T-1087 .....	11
Obr. 2: Řez hnětačem T-1087 .....	12
Obr. 3: Díž .....	13
Obr. 4: Hnětadlo tyčové .....	14
Obr. 5: Rám stroje T-1087 .....	14
Obr. 6: Pohon stroje T-1087 .....	16
Obr. 7: Definované oblasti konstrukce stroje [31] .....	18
Obr. 8: Spojovací součásti v potravinářství [31].....	19
Obr. 9: Konstrukční úprava pro použití INBUS šroubů [31] .....	20
Obr. 10: Ovládače chráněny krytkou [31] .....	20
Obr. 11: Silový rozbor namáhání hřídele .....	22
Obr. 12: Silový rozbor namáhání hřídele pro I. případ zatížení .....	25
Obr. 13: Silový rozbor namáhání hřídele pro II. případ zatížení .....	26
Obr. 14: Vyklopení díže 0°, poloha těsta kolmo na stěnu .....	30
Obr. 15: Vyklopení díže 0°, poloha těsta nerovnoměrná .....	31
Obr. 16: Vyklopení díže 90°, poloha těsta kolmo na stěnu .....	32
Obr. 17: Vyklopení díže 90°, poloha těsta nerovnoměrná .....	32
Obr. 18: Vyklopení díže 150°, poloha těsta kolmo na stěnu .....	33
Obr. 19: Vyklopení díže 150°, poloha těsta nerovnoměrná .....	34
Obr. 20 Závislost krouticího momentu na úhlu vyklápění .....	34
Obr. 21: Zatížení tyčí pro vyklápění díže .....	35
Obr. 22: Zatížení plechu rámu na straně elektromotoru .....	37
Obr. 23: Zatížení plechu rámu na straně hydromotoru .....	38

Obr. 24: Výpočet bočnice .....	40
Obr. 25: Mechanický model zatížení bočnice .....	41
Obr. 26: Mechanický model výpočtu deformací .....	42
Obr. 27: Vlevo – pozice a), uprostřed – pozice b), vpravo – pozice c).....	44
Obr. 28: Zatížení tyče hnětadla.....	46
Obr. 29: Schéma zatížení tyče hnětadla.....	46
Obr. 30: Zatížení ramene hnětadla .....	48
Obr. 31: Mechanický model ramene .....	48
Obr. 32: Mechanický model hřídele hnětadla .....	51
Obr. 33: Zatížení tyčí pro vyklápění díže .....	55
Obr. 34: Průběh ohybového momentu tyče .....	56
Obr. 35: Deska na straně elektromotoru.....	57
Obr. 36: Mechanický model na straně elektromotoru .....	57
Obr. 37: Deska na straně hydromotoru.....	59
Obr. 38: Mechanický model desky hydromotoru.....	59
Obr. 39: Řez pouzdrem [38] .....	62
Obr. 40: Modely motorů .....	63
Obr. 41: V levé části – HTR 30, v pravé části – SM4.100 [39], [40].....	64
Obr. 42: Model nové konstrukce.....	67
Obr. 43: Rám nové konstrukce .....	68
Obr. 44: První vlastní frekvence rámu .....	70
Obr. 45: Druhá vlastní frekvence rámu .....	70
Obr. 46: Třetí vlastní frekvence rámu .....	71
Obr. 47: Pohon nového stroje.....	73
Obr. 48: Uložení hřídele hnětadla u nové konstrukce .....	74
Obr. 49: Řez uložením díže .....	75
Obr. 50: Rozložené těsnění CinchSeal.....	76

## Seznam příloh

Příloha 1 .....	.....Přehled potravinářských strojů a užívaných prvků
Příloha 2 .....	.....Materiálový list pro materiál DIN 1.4021
Příloha 3 .....	.....Materiálový list pro materiál DIN 1.4301
Příloha 4 .....	.....Parametry převodového motoru KA127/TDRE225S4
Příloha 5 .....	.....Výkresová dokumentace hřídele hnětadla
Příloha 6 .....	..... Přiložené CD