FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Technické řešení oddělení zásobníku paliva od spalovacího prostoru v automatickém kotli na hnědé uhlí

The Separation of Fuel Container and Combustion Space in Automatic Boiler for the Brown Coal Technical Design

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Miroslav RAJTMAJER

Studijní program: B 2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rajtmajer** Jméno: **Miroslav** Osobní číslo: **424073**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojírenství**

Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Technické řešení oddělení zásobníku paliva od spalovacího prostoru v automatickém kotli na hnědé uhlí

Název bakalářské práce anglicky:

The Separation of Fuel Container and Combustion Space in Automatic Boiler for the Brown Coal Technical Design

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce zpracujte rešerši stávajících způsobů oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na tuhá paliva vyráběných v ČR i v zahraničí včetně jejich pohonů. Proveďte návrh inovativních variant technického řešení oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na tuhá paliva včetně pohonů a na základě vícekriteriální analýzy vyberte optimální variantu technického řešení. Pro vybranou variantu nového řešení proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty a vypracujte 3D model a 2D výrobní výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008. 169 s. ISBN 80-01-01701-X.
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
URL: www.kotle.cz, 2016-05-20.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kanaval Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **27.03.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **09.06.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce | Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry | Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

18.4.2017
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

CVUT-CZ-ZBP-2015.1

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem závěrečnou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje a literaturu. Tato práce ani její podstatná část nebyla předložena k získání jiného nebo stejného akademického titulu.

V Praze 27. 6. 2017

……..

Miroslav Rajtmajer

Poděkování

Velice děkuji Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za ochotu při vedení diplomové práce a za odborné rady a náměty, které mi vždy pomohly posunout práci správným směrem. Také bych rád poděkoval své rodině za nezměrnou trpělivost a shovívavost.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Miroslav RAJTMAJER
Název:	Technické řešení oddělení zásobníku paliva od spalovacího prostoru v automatickém kotli na hnědé uhlí
Anglický název:	The Separation of Fuel Container and Combustion Space in Automatic Boiler for the Brown Coal Technical Design
Rok:	2017
Studijní program:	B 2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 75
	počet obrázků 48
	počet tabulek 12
	počet příloh 6
Klíčová slova:	Technické řešení, šoupátkový mechanismus, kotel na hnědé uhlí, zásobník paliva, 3D CAD model
Keywords:	Technical design, slide mechanism, brown coal boiler, fuel container, 3D CAD model

Anotace: Bakalářská práce je zaměřena na návrh nového technického řešení šoupátkového mechanismu pro automatické dávkování paliva ze zásobníku do spalovacího prostoru kotle na tuhá paliva firmy Ekoefekt a.s. V teoretické rovině se práce zabývá různými existujícími způsoby oddělení spalovacího prostoru a zásobníku paliva. V rámci praktické části byl s ohledem na požadavky pro funkčnost, související normy a požadavky zadavatelské firmy vytvořen 3D model finálního návrhu šoupátkového uzavíracího mechanismu. Součástí práce jsou návrhové a kontrolní výpočty a výkresová dokumentace.

Abstract: The Bachelor thesis deals with a new technical design of a slide mechanism for automatic fuel dosing from the fuel container to the combustion space in automatic boiler for the brown coal. In theory the thesis is focused on various existing ways of the separation of fuel container and combustion space in automatic boiler for the brown coal. As the outputof the empirical part of the thesis, the 3D CAD model of a final technical design of a slide mechanism was created, taking into account the technical requirements, regulations and demands of the contracting company. Complete calculations and technical drawings are included.

OBSAH

1 Úvod 1
2 Teoretická část 2
2.1 Roštový kotel 2
2.1.1 Proces spalování v roštovém kotli 4
2.2 Základní používané typy systémů pro dopravení paliva na rošt a jejich konstrukce 6
2.2.1 Šoupátko 6
2.2.2 Spirální šnekový dopravník 8
2.3 Palivo 10
2.3.1 Hnědé uhlí 10
2.4 Konstrukce zásobníku roštového kotle 13
2.5 Bezpečnostní požadavky pro konstrukci 16
2.5.1 Obecné požadavky 16
2.5.2 Zpětné proudění hořlavých spalin 17
2.5.3 Šíření ohně do palivového potrubí 18
2.5.4 Bezpečnost proti přeplnění kotle palivem nebo přerušení dodávky paliva 20
2.5.5 Elektrická bezpečnost 21
2.6 Používané způsoby oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů (příklady českých a zahraničních firem) 22
2.6.1 Firma VIADRUS 22
2.6.2 Firma Atmos 25
2.6.3 Firma OPOP 27
2.6.4 Firma DAKON 29
3 Praktická část **32**
3.1 Základní východiska 32
3.1.1 Popis řešeného problému 32
3.1.2 Požadavky na technické řešení 33
3.2 Hlavní koncept 33
3.3 Dimenzování a kontrolní výpočty 35
3.3.1 Pevnost hnědého uhlí 35
3.3.2 Volba typu pohonu šoupátkového mechanismu 36
3.3.3 Kontrola hřídele na krut 45

3.3.4 Dimenzování pera na tlak 45
3.3.5 Kontrola na střih 45
3.3.6 Kontrola šroubového spojení 46
3.3.7 Dimenzování ložisek 48
3.3.8 Pružina 51
3.3.9 Kuličkový šroub 55
3.4 Analýza MKP 60
3.4.1 Volba materiálu 61
3.4.2 Vazby a spojení součástí 61
3.4.3 Výpočet 62
3.4.4 Tvorba sítě - meshing 62
3.4.5 Výsledky 63
3.4.6 Výsledky po změně modelu 65
3.4.7 Závěr analýzy MKP 65
4 Závěr 67
Seznam použité literatury 68
Seznam zkratek a symbolů 70
Seznam obrázků 73
Seznam tabulek 74
Seznam příloh 75
Přílohy

1 ÚVOD

Tato práce pojednává o problematice oddělení spalovacího prostoru od zásobníku paliva v automatickém kotli na hnědé uhlí pomocí šoupátkového mechanismu a řešení havarijního stavu. Práce je řešena pro firmu Ekoefekt a.s., která se snaží inovovat své výrobky za účelem zvýšení spolehlivosti. Jedná se zejména o vylepšování kotlů na hnědé uhlí, kde figuruje šoupátkový systém. Ten má za úkol pravidelně přikládat - otevírat přepážku mezi zásobníkem hnědého uhlí a spalovacím prostorem. V případě, že nastane havarijní stav, tzn. přeruší se dodávka elektřiny do kotle nebo se porouchá pohon, je nutno přesunout šoupátko do polohy "zavřeno", a oddělit tak spalovací prostor a zásobník paliva. Současné řešení uzavírání spalovacího prostoru zcela nevyhovuje potřebám firmy Ekoefekt a.s., která se tak momentálně snaží přijít s alternativním technickým řešením. Např. změnou geometrie šoupátka, šířky a hloubky prostoru, který je uzavírán.

Od autora práce je požadováno vypracování rešerše stávajících způsobů oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na tuhá paliva vyráběných v ČR i v zahraničí včetně jejich pohonů. Hlavním cílem práce je pak navrhnout nové technické řešení oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na tuhá paliva firmy Ekoefekt a.s., a to na základě požadavků firmy. Pro navržené technické řešení je třeba zároveň provést návrhové a kontrolní výpočty a vytvořit 3D parametrický model mechanismu včetně 2D výkresové dokumentace.

2 TEORETICKÁ ČÁST

V rámci teoretické části práce je zpracována rešerše stávajících způsobů oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na tuhá paliva vyráběných v ČR i v zahraničí včetně jejich pohonů, dle požadavků zadávající firmy. Nejprve je uvedena základní charakteristika roštových kotlů a představeny základní používané typy systémů pro dopravení paliva na rošt. Dále se autor věnuje konstrukci zásobníku roštového kotle včetně bezpečnostních požadavků. V závěru je uveden přehled vybraných používaných způsobů oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů na příkladech produktů českých i zahraničních firem.

2.1 Roštový kotel

Roštový kotel je zařízení, ve kterém se spaluje palivo za účelem získání tepelné energie. Tato energie je přenesena dále pomocí vody. Voda je vhodné médium díky její vysoké tepelné kapacitě: $c_{p(voda)} = 4200 \frac{J}{kg*K}$. V takovém druhu kotle se na roštu spaluje kusové palivo, např. hnědé a černé uhlí a dřevěné pelety. Rošt je plocha, na které se spaluje palivo, rošty jsou vyráběny buď spletením drátu, nebo děrováním plechu.

Obvyklé parametry roštových kotlů

Výkon:

1. malé kotle pro jednotlivé domy 10 kW - 50 kW
2. velké kotle až 150 MW

Teplota spalování: 1 100 až 1 400 °C, dle paliva a množství spalovaného vzduchu.

Roštová ohniště mají oproti práškovým ohništím určité výhody, ale i nevýhody, jak ukazuje přehled níže.

Výhody a nevýhody roštového kotle:

Výhody roštového kotle	**Nevýhody** roštového kotle
– Provozně odolná a jednoduchá zařízení – Vyšší dosažené teploty spalování 1 400 °C) – Vrstvu paliva na roštu je možné vytvořit v určité tloušťce – Prodyšnost paliva – Velikostí ok v roštu můžeme regulovat propad zrn – Optimální přívod vzduchu k palivu – Fáze vysoušení, zahřátí, zápal, hoření a vyhoření paliva jdou postupně – Možnost regulace výkonu kotle	– Menší účinnost spalování – Citlivost na rozdělení vrstvy – Větší produkce emisí a prachové nedopaly – Struskování

Specifickým typem jsou kotle s bubnovým roštem, kde se navíc palivo vlivem pomalé krokové rotace samo promíchává a zvyšuje se tak účinnost kotle. Kotle s bubnovým roštem vyvíjí a vyrábí firma Ekoefekt a.s. Bubnový rošt je vyroben svařením menších litinových segmentů do kruhového tvaru, segmenty do sebe vzájemně pasují (viz obrázky 1, 2 a 3 níže).

Obr. 1.: Litinové segmenty bubnového roštu firmy Ekoefekt.

Zdroj: autor (fotodokumentace)

Obr. 2.: Hotové bubnové rošty firmy Ekoefekt.

Zdroj: autor (fotodokumentace)

Obr. 3.: Kotel firmy Ekoefekt, umístění bubnového roštu uvnitř kotle.

Zdroj: autor (fotodokumentace)

2.1.1 Proces spalování v roštovém kotli

Z hlediska **konstrukce** rozlišujeme dva základní typy roštových kotlů:

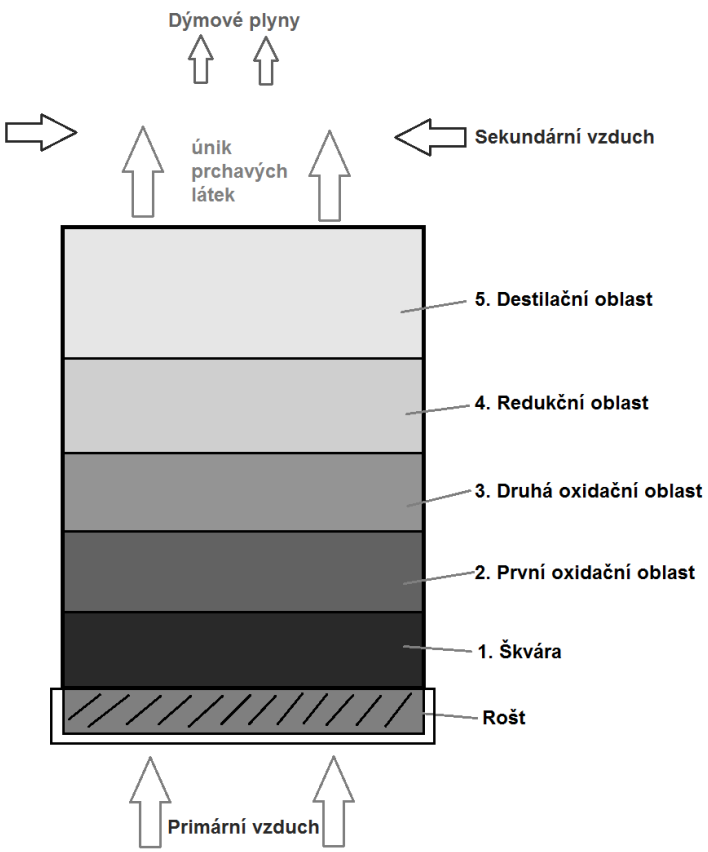
1) **Pevné** - fáze spalování se vyskytují v jednotlivých výškách paliva v kotli
2) **Přesuvné a pásové** -fáze spalování ve směru délky roštu

Při **procesu spalování** prochází palivo na roštu několika fázemi:

sušení → odplynění prchavé hořlaviny → zápal tuhé hořlaviny → hoření → dohořívání

Z hlediska **průběhu chemických reakcí** lze spalovací prostor kotle rozdělit na pět oblastí, jak je znázorněno na obrázku níže (Obr. 4):

1) Škvára
2) První oxidační oblast (Zde se oxiduje uhlík $\mathrm{C} + \frac{1}{2}\mathrm{O_2} \rightarrow \mathrm{CO}$)
3) Druhá oxidační oblast (Oxiduje se oxid uhelnatý $\mathrm{CO} + \frac{1}{2}\mathrm{O_2} \rightarrow \mathrm{CO_2}$)
4) Redukční oblast (Probíhá redukce oxidu uhličitého na oxid uhelnatý $\mathrm{CO_2} + \mathrm{C} \rightarrow 2\mathrm{CO}$)
5) Destilační oblast



Obr. 4.: Oblasti ve spalovacím prostoru kotle z hlediska chemických reakcí.

Zdroj: autor

Proces spalování může probíhat dle horního nebo dle dolního zápalu, kdy zvolený způsob následně ovlivňuje směr prohořívání.

Existují dvě základní **koncepce** roštových ohnišť **dle počtu ohnisek hoření**:

- S jedním ohniskem hoření (méně prchavé hořlaviny)
- Se dvěma ohnisky hoření (více prchavé hořlaviny, přiveden sekundární přívod vzduchu)

2.2 Základní používané typy systémů pro dopravení paliva na rošt a jejich konstrukce

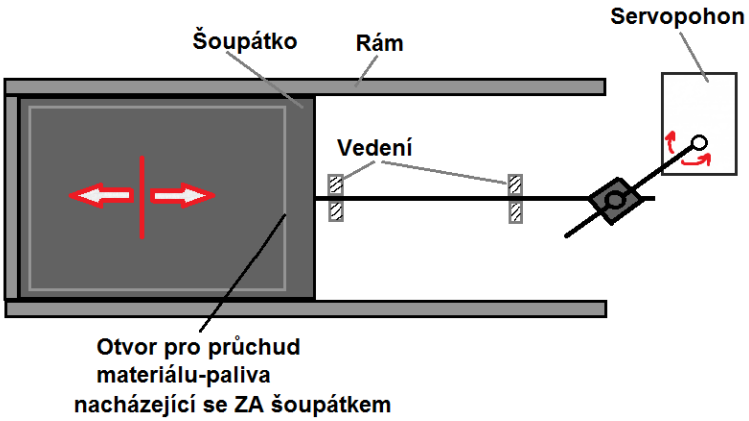
Existují dva základní typy systémů pro dopravení paliva na rošt a jejich konstrukce - (1) samospádem s šoupátkem pro dávkování a (2) šnekový dopravník.

2.2.1 Šoupátko

Šoupátko je druh otevíracího a zavíracího systému. Podstatou jeho funkce je přesunutí části, která brání průchodu materiálu, do pozice, kdy průchodu nebrání. A opačně.

Šoupátko může být poháněno servomotorem (viz Obr. 5) nebo elektromotorem v kombinaci s posuvovým šroubem.

Tvar šoupátka ovlivňuje střižnou hranu, a tím pádem rozložení sil při otevírání a zavírání. Zejména v případě, pokud se kusové palivo vzpříčí v mezeře mezi břitem šoupátka a rámem. Příklady používaných tvarů šoupátkového mechanismu uvádějí obrázky 6 a 7.

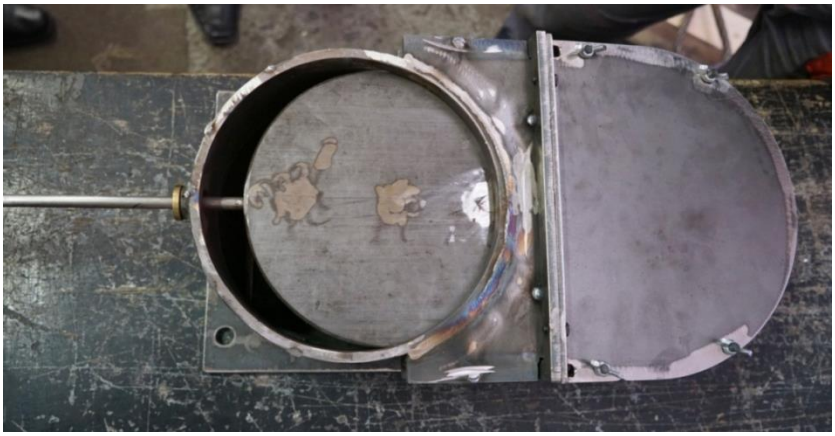


Obr. 5.: Schéma konstrukce šoupátkového mechanismu poháněného servomotorem.

Zdroj: autor

Obr. 6.: Šoupátkový mechanismus použitý v automatickém kotli Ekoefekt 24.

Zdroj: autor



Obr. 7.: Prototyp šoupátkového mechanismu firmy Ekoefekt s kruhovým tvarem.

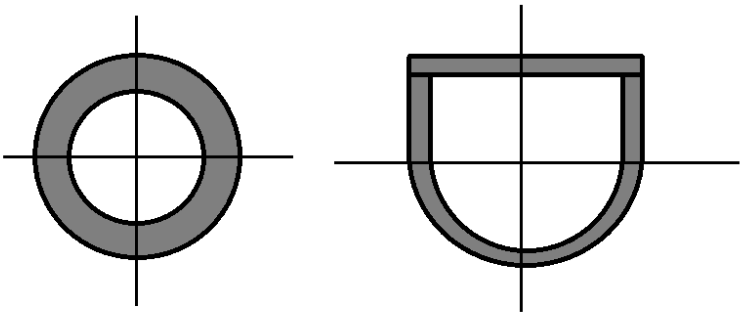
Zdroj: autor

V následujícím přehledu jsou shrnuty základní výhody a nevýhody šoupátkového mechanismu.

Výhody šoupátkového mechanismu	**Nevýhody** šoupátkového mechanismu
– Jednoduchá konstrukce – Dodá více paliva za daný čas při zachování rozměrů – Spalovací prostor je oddělen pevnou přepážkou	– Seřízení vůlí ve vedení je složité – Je potřeba velká síla pro zavírání – Hrozí nedovření vlivem vzepřeného paliva

2.2.2 Spirální šnekový dopravník

Šnekový mechanismus funguje tak, že uvnitř žlabu se otáčí šnek (spirálová plocha), a to buď na hřídeli, nebo bez hřídele. Vlivem otáčení šnek posouvá palivo ve žlabu. Tento způsob je náročný zejména na přesnost uložení šnekové hřídele či šneku. Tento druh dopravníku je poháněn nejčastěji elektromotorem s převodovkou, a to buď napřímo, řemenem nebo řetězem. Žlab může být zhotoven z trubky nebo ze zakrytého nebo nezakrytého "U" profilu (viz Obr. 8). V některých případech se osa šnekovnice záměrně vyosí ve žlabu, pak se označuje jako excentricky uložená šnekovnice. [1]



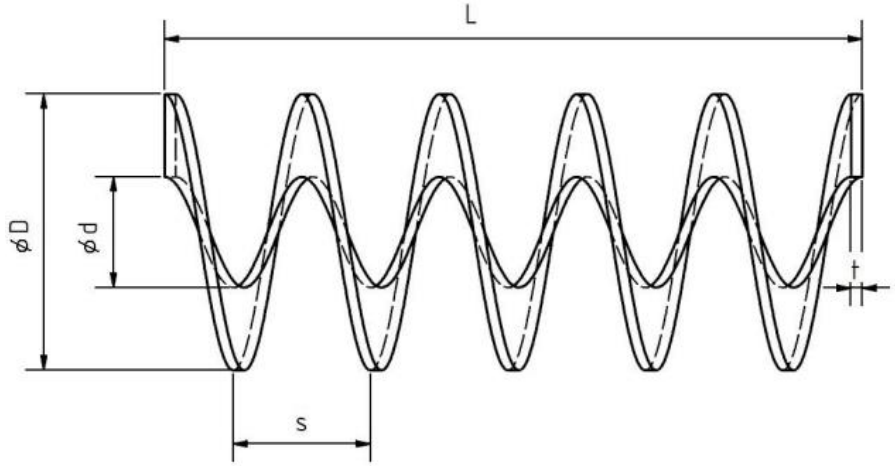
Obr. 8.: Typy žlabů ve šnekovém dopravníku.

Poznámka: Vlevo kruhový průřez, vpravo zakrytý U profil-průřez.

Zdroj: autor

V následujícím přehledu jsou shrnuty základní výhody a nevýhody šnekového dopravníku.

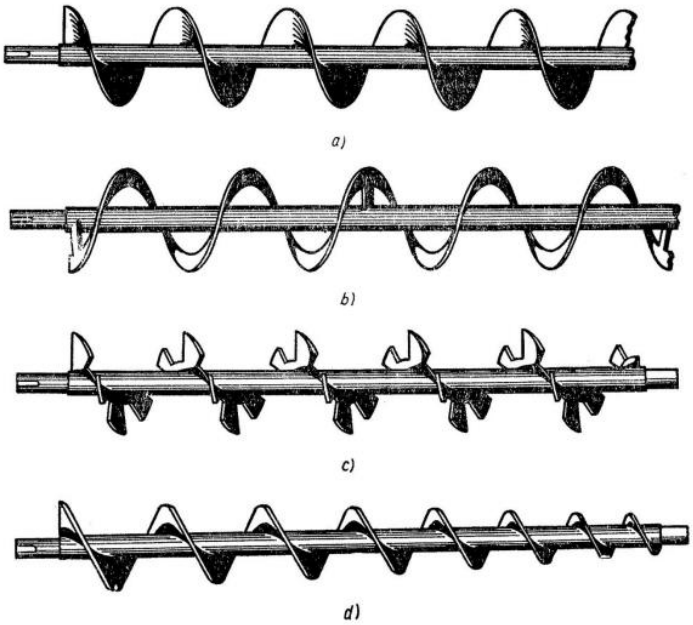
Výhody šnekového dopravníku	**Nevýhody** šnekového dopravníku
– Spolehlivost – Možnost dodávání paliva vodorovně, či nahoru pod určitým úhlem – Vysoká síla posuvu paliva	– Vysoká cena – Nejmenší kousky se neposouvají – Není pevně oddělen zásobník od spalovacího prostoru – Malý dodávaný objem za jednotku času



Obr. 9.: Schéma duté šnekovnice a důležité rozměry.

Zdroj: [1]

Rozlišujeme několik typů šnekovnic dle tvaru spirály, které jsou znázorněny na Obr. 10 - šnekovnice (a) plná, (b) obvodová, (c) lopatková či (d) kuželová. Tvar šnekovnice je volen v závislosti na vlastnostech materiálu (zrnitost, viskozita, apod.), který je šnekovnicí posouván, tj. pro každý materiál je vhodný jiný typ šnekovnice.



Obr. 10.: Typy šnekovnic; a) plná, b) obvodová, c) lopatková, d) kuželová.

Zdroj: [1]

2.3 Palivo

V roštových kotlích se spaluje nejčastěji hnědé nebo černé uhlí, dále dřevěné pelety nebo kusové dřevo. Různé druhy paliv se vyznačují různými vlastnostmi - liší se výhřevností, zrnitostí, obsahem vody, obsahem síry či obsahem popela. Platí přitom, že kvalitnější uhlí obsahuje méně příměsí - síry, popela a vody. Důležitým faktorem je ale také cena za m^3. Pro spalování v roštových kotlích se nejčastěji využívá hnědé uhlí, a to především z důvodu nízké ceny. Dalším důvodem je špatná využitelnost hnědého uhlí k jiným účelům.

2.3.1 Hnědé uhlí

Základní charakteristikou, podle které je hnědé uhlí rozdělováno, je **zrnitost**, označovaná jako **"ořech"**. Zrnitost udává, jak velké jsou jednotlivé kusy uhlí. Při produkci uhlí se pomocí sít roztřídí jednotlivé kusy uhlí na určité kategorie dle zrnitosti (velikosti kusů), z nichž jsou pro domácí roštové kotle nejvhodnější typy "ořech 1" a "ořech 2" (viz obr. 11). Základní parametry těchto typů hnědého uhlí uvádí tabulka 1. Z tabulky vyplývá, že získaná tepelná energie je stejná v případě obou typů hnědého uhlí dle zrnitosti.

Tab. 1: Základní parametry hnědého uhlí a rozdíly mezi typem ořech 1 a ořech 2.

Parametr	Hnědé uhlí ořech 1	Hnědé uhlí ořech 2
Třídění	20-40 mm	10-25 mm
Výhřevnost	17,6 MJ/kg	17,6 MJ/kg
Obsah vody**	30,2 %	30,2 %
Obsah popela	9,8 %	9,8 %
Cena za 1 q	395,- Kč	385,- Kč

Zdroj: [2]

Obr. 11.: Typy hnědého uhlí "ořech 1" (vlevo) a "ořech 2" (vpravo).

Zdroj: [2]

K zrnitosti se vztahují také pojmy “podsítnost” a “nadsítnost”. Tento údaj uvádí procentuální podíl zrn, která jsou menší ("podsítná") či větší ("nadsítná"), než je velikost zrn udávaná v označení uhlí.

Následující obrázek (obr. 12) uvádí a číselně vyjadřuje další charakteristiky hnědého uhlí z hlediska jeho kvality, jako je obsah síry, popela, vody, prchavé hořlaviny, vodíku, nebo výhřevnost.

Katalog mosteckého hnědého uhlí

Severní energetická

Označení		Garantované hodnoty jakosti							Obecná charakteristika		
Klíč třídnosti	Druh uhlí	Třída zrnění (mm)	Podsítné po max. (%)	Nadsítné na max. (%)	Výhřevnost Q'_i prům. (MJ/Kg)	Obsah popela A^d prům. (%)	Obsah síry S^d prům. (%)	Obsah síry S^r prům. (%)	Obsah vody W^r_t prům. (%)	Prchavá hořlavina V^{daf} prům. (%)	Obsah vodíku H^{daf} prům. (%)
				Tříděné produkty							
418	ko	40 - 100	10	10	20,0 *	12,0	1,4	1,0	26,5	54	6,2
427	o1	20 - 40	10	10	20,0 *	12,0	1,4	1,0	26,5	54	6,2
428	o2	10 - 25	15	15	20,0 *	12,0	1,7	1,1	26,5	54	6,2
				Prachové produkty **							
439	p	0 - 10		10	18,7	11,5	1,8	1,1	26,0	54	6,2
435	hp1	0 - 10		10	16,5	20,5	1,7	1,1	28,0	53	6,0
136	hp2	0 - 10		10	13,5	33,0	1,4	1,1	27,5	54	6,0
				Energetické produkty **							
151	ps1	0 - 40		10	15,5	27,0	1,6	1,1	26,5	54	6,0
152	ps2	0 - 40		10	14,5	28,5	1,6	1,0	27,0	54	6,0
153	ps3	0 - 40		10	11,1	42,0	1,3	0,8	26,5	55	6,0
155	ts1	0 - 40		10	18,2	17,0	1,8	1,2	26,0	53	6,0
156	ts2	0 - 40		10	15,7	26,0	1,6	1,1	27,0	54	6,0

Místa nakládky

- Úpravna uhlí Komořany, nakládka na železniční vagóny - odesílací železniční stanice - Třebušice
- Úpravna uhlí Komořany, nakládka na auta a na železniční vagóny - odesílací železniční stanice - Třebušice

Poznámky

* minimální výhřevnost Q'_i u tříděných produktů - 17,5 MJ/kg
** minimální a maximální hodnoty jakostních parametrů jsou stanoveny smluvně

Závazné hodnoty spalného tepla Q'_s jsou uvedeny v Protokolu o zkoušce pro příslušné období.

Význam použitých symbolů a termínů

Q'_i - výhřevnost v původním stavu (MJ/kg)
A^d - % obsah popela v bezvodém stavu
S^d - % obsah síry v bezvodém stavu
S^r - % obsah síry v původním stavu
W^r_t - % obsah veškeré vody v původním stavu
V^{daf} - % podíl prchavé hořlaviny v hořlavině
H^{daf} - % vodíku v hořlavině

Označení ukazatele podle stavu paliva

horní index r - původní stav paliva
horní index d - bezvodý stav paliva
horní index daf - hořlavina paliva

Informativní údaje o ostatních jakostních znacích mosteckého hnědého uhlí

Severní energetická

Tavitelnost popela v oxidační atmosféře (°C)

Druh uhlí	DT	ST	HT	FT
tříděné (kostka, ořechy 1,2)	1300	1400	1500	1500
prach a hruboprach 1	1350	1450	1550	>1500
hruboprach 2	1300	1400	>1500	>1500
průmyslová, topná směs <16 MJ/kg	1350	1450	>1500	>1500
průmyslová, topná směs >16 MJ/kg	1325	1425	>1500	>1500

Melitelnost

Druh uhlí	melitelnost dle		
	VTI	VUK	Hardgr.
prach a hruboprach 1	1,67	1,39	73
hruboprach 2	1,84	1,78	80
průmyslová, topná směs <16 MJ/kg	1,62	1,67	73
průmyslová, topná směs >16 MJ/kg	1,66	1,61	72

Základní požárně technická charakteristika paliva

Úpravna uhlí	Teplota (°C)		Usazený prach - teplota (°C)		Rozvířený prach - teplota vznícení(°C)	Max. výbuchový tlak (MPa)	Max. rychlost nárůstu tlaku ($MPa.s^{-1}$)	Sypná hmotnost ($kg.m^{-3}$)	Vhodné hasivo
	vznícení	vzplanutí	vznícení	vzplanutí					
tříděné (kostka, ořechy 1,2)	450	400	561	203	501	0,73	32	700	voda a smáčedlo
prach a hruboprach 1,2	470	420	563	214	466	0,73	30	730	voda a smáčedlo
průmyslová, topná směs <16 MJ/kg	470	390	551	163	467	0,73	34,7	830	voda a smáčedlo
průmyslová, topná směs >16 MJ/kg	470	420	569	249	463	0,72	31,7	780	voda a smáčedlo

Obr. 12.: Charakteristiky hnědého uhlí uváděné v katalogu – příklad.

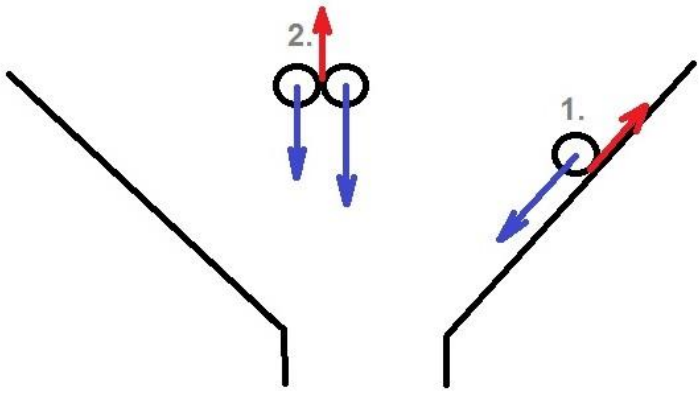
Zdroj: [3]

2.4 Konstrukce zásobníku roštového kotle

Pro konstrukci zásobníku se doporučuje kruhový průřez. Vzniklé klenby jsou symetrické a méně náchylné na jejich samotnou tvorbu. Tím pádem je potřeba menší plocha průřezu výpustě.

Uzávěry pro sypké materiály

Při konstrukci uzávěrů pro materiál v roštovém kotli (obdobně jako u uzávěrů pro veškeré sypké materiály) je třeba dodržet určité zásady, protože materiál posouvající se ve svislém směru koná pohyb i ve vodorovném směru, díky zužující se části zásobníku. Jednotlivé kusy materiálu na sebe vzájemně působí **třením**. Dále zde působí tření mezi plochou zásobníku a materiálem, jehož mechanismus je znázorněn na obr. 13.



Obr. 13.: Vzájemné třecí odpory mezi materiálem v zásobníku.

Poznámka: Třecí síla červeně, výsledná tíha modře.

Zdroj: autor

Empirický vztah pro výpočet velikosti plochy výpustě v závislosti na velikosti zrn dopravovaného materiálu má tvar:

$S = k * (5 * d_{zr})^2$

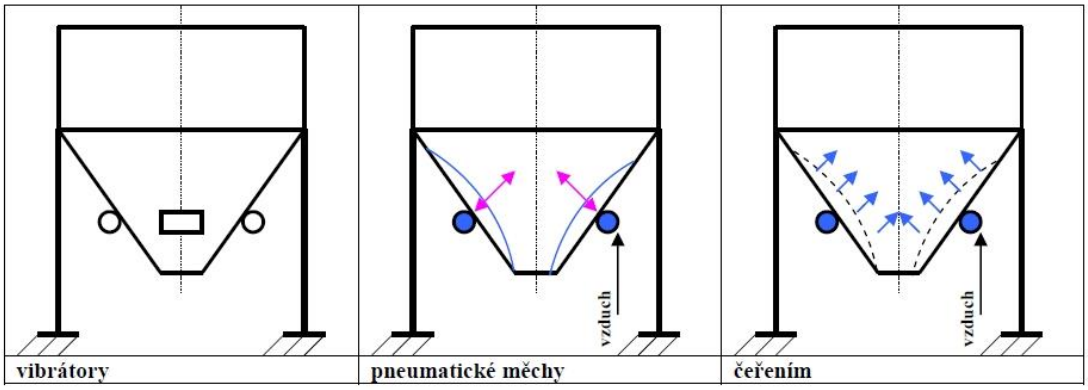
kde:

Plocha výpustě:	$S\ [m^2]$
Součinitel bezpečnosti (běžně je u výpustí roven 1,4)	$k = 1{,}4\ [1]$
Ekvivalentní průměr zrna:	$d_{zr}\ [m]$

V zásobníku může také dojít ke **klenbování materiálu**. Náchylnost ke klenbování zvyšuje nepravidelný tvar zrna, vlhkost materiálu, součinitel tření mezi dopravovaným

materiálem a materiálem zásobníku a také tvar průřezu uzávěru. V praxi se vzniklé klenby eliminují např. vibracemi, odtlačením nebo načeřením. Záleží na možnostech dodávky energie a typu dopravovaného materiálu.

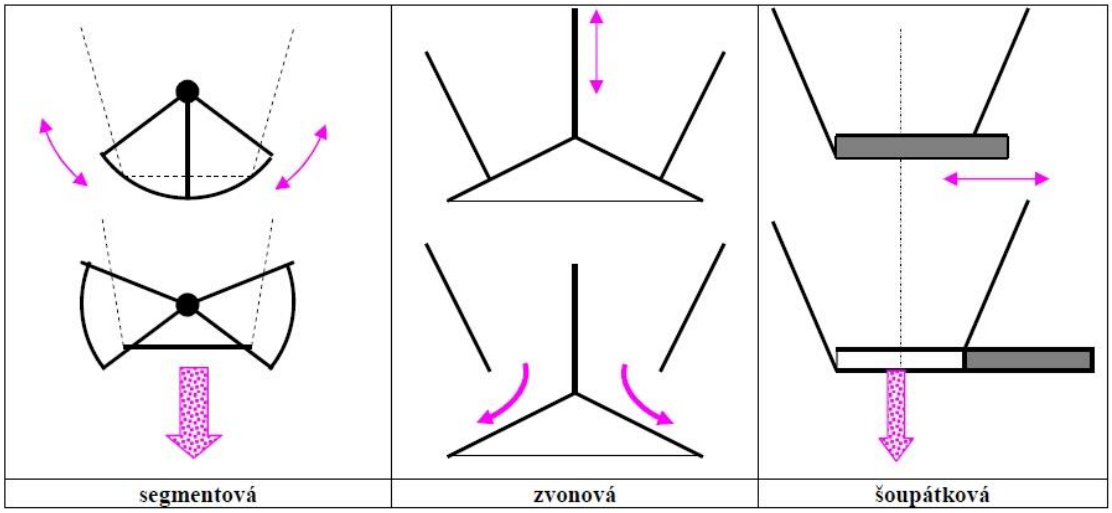
Rozlišujeme různé typy mechanismů pro uvolňování klenby (viz Obr. 14). V případě vibrací jsou použity jednoduché kruhové vibrátory pracující na elektřinu. Naopak při odtlačování je použita vzduchotechnika. Vlivem napouštění a vypouštění vaků uvnitř zásobníku se klenba poruší a uvolní. Odstranění klenby čeřením funguje také na principu stlačeného vzduchu, ten se vhání malými otvory podél kuželové části zásobníku. Načeřená směs se chová jako kapalina s menší viskozitou. Výsledkem je uvolnění klenby a snadnější průchod materiálu výpustí. [4]



Obr. 14.: Typy mechanismů pro uvolňování klenby v zásobníku.

Zdroj: [4]

Na Obr. 15 jsou znázorněny základní typy konstrukcí uzávěrů pro zrnité materiály. Segmentový uzávěr se nejčastěji používá pro účely těžby a zpracování kamene, šoupátková konstrukce je vhodná pro méně zrnité materiály s nízkou sypnou hmotností. Zvonový uzávěr vyžaduje velkou sílu při zavírání, jeho součástí je proto táhlo vedené zásobníkem; jeho výhodou je naopak jednoduchost konstrukce. [4]



Obr. 15.: Schéma základních konstrukcí uzávěrů pro zrnité materiály.

Zdroj: [4]

2.5 Bezpečnostní požadavky pro konstrukci

Bezpečnostní požadavky pro konstrukci kotlů pro ústřední vytápění na pevná paliva vyplývají z normy ČSN 303-5. V dalších podkapitolách jsou uvedeny vybrané předpisy a požadavky vztahující se k procesu dodávky paliva a souvisejících rizikových situací.

Kromě bezpečnosti existují i další normy, které musí kotle na tuhá paliva splňovat (viz Příloha 1).

Veškeré texty v této kapitole jsou převzaty z normy ČSN EN 303-5 [5].

2.5.1 Obecné požadavky

Případná nebezpečí vyvolaná kotlem, včetně provozu otopné soustavy a jakéhokoli zařízení pro dodávku paliva musí být vyloučena buď konstrukčními opatřeními, nebo použitím bezpečnostního zařízení.

Výrobce musí provést posouzení rizika zahrnující všechna případná nebezpečí kotle a opatření, jak je vyloučit nebo řídit bezpečným způsobem. Řídicí funkce v rámci zajištění bezpečnosti musí být odpovídajícím způsobem tříděna a prováděna. Posouzení rizika se musí provádět podle EN ISO 12100 s mimořádným důrazem na typ kotle a druh spalovaného paliva.

Řídicí funkce jsou tříděny následujícím způsobem:

- ✓ **Třída A:** Řídicí funkce, na které se nemá spoléhat z hlediska bezpečnosti dané aplikace.
- ✓ **Třída B:** Řídicí funkce, které mají zabránit nebezpečnému stavu dané aplikace. Porucha řídicí funkce nepovede přímo k nebezpečné situaci. U zařízení používaných v řídicí funkci třídy B se požaduje posouzení prvního poruchového stavu řídicího přístroje včetně použití softwaru třídy B podle EN 60730-1.
- ✓ **Třída C:** Řídicí funkce, které mají zabránit zvláštním nebezpečím, např. výbuchu, nebo jejichž porucha by mohla přímo způsobit nebezpečí ve spotřebiči. U zařízení používaných v řídicí funkci třídy B se požaduje posouzení druhého poruchového stavu řídicího přístroje včetně použití softwaru třídy C podle EN 60730-1.

V případě, že je běžná bezpečnostní funkce prováděna programovatelným elektronickým řídicím přístrojem, musí software splňovat požadavky odpovídajícího softwaru třídy B nebo C (včetně posouzení poruchového stavu podle EN 60730-2-5 spolu s EN 60730-1.

2.5.2 Zpětné proudění hořlavých spalin

Zpětné proudění hořlavých spalin do palivového potrubí nebo do zabudovaných zásobníků paliva.

Množství hořlavých spalin nebo kritické množství energie, které vznítí dřevo (např. jiskry nebo horké plyny), nesmí proniknout přes konstrukční opatření nebo bezpečnostní zařízení do palivového potrubí nebo do zásobníku paliva. Z jiných bezpečnostních důvodů (např. ochrana proti otrávení oxidem uhelnatým, CO) se musí vyloučit jakýkoli zpětný tok spalin.

a) zvýšení teploty o více než 20 K v porovnání s provozem bez zpětného toku
b) objemová koncentrace CO větší než 1 % CO (suchý) v palivovém potrubí vyvolaná jakýmkoli provozním stavem nebo poruchou
c) hromaděním kouře v zabudovaném zásobníku paliva

Vyhovujícími řešeními proti zpětnému proudění v palivovém potrubí jsou:

- bezpečnostní zařízení pro trvalé utěsňování mezi zařízením pro dodávku paliva a přívodním potrubím, např. komorový podavač;
- bezpečnostní zařízení pro utěsnění palivového potrubí nikoli v průběhu dodávky paliva, ale v průběhu všech ostatních fází provozu (např. víkem) v kombinaci s kotlem provozovaným s podtlakem (požadavky na těsnost v uzavřeném stavu identické s bezpečnostními zařízeními pro trvalé utěsňování);
- těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s vyrovnáváním tlaku při běžném provozu a v případě spouštění, uzavírání nebo při ztrátě energie; difuze horkých plynů do zásobníku paliva se musí vyloučit přípojkou pro vyrovnávání tlaku mezi přívodem spalovacího vzduchu a zásobníkem paliva; rozměr přípojky musí být dostatečný pro vyrovnávání tlaku, nikoli pro zrychlení šíření ohně; víko zásobníku musí být opatřeno bezpečnostním spínačem (podle H27 v EN 60730-2-5), který přeruší přívod spalovacího vzduchu v případě otevřeného víka;
- těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s provozem kotle při podtlaku; difuze horkých plynů do zásobníku paliva se musí vyloučit přirozeným tahem (např. šikmým dopravníkem); víko zásobníku musí být opatřeno bezpečnostním spínačem (podle H27 v EN 60730-2-5), který přeruší přívod spalovacího vzduchu v případě otevřeného víka;
- použití usměrněného proudění pro vytvoření stabilních tlakových podmínek, např. tryska, bezpečnostní zařízení pro řízení otáček přívodního ventilátoru nebo příslušného tlaku, který přeruší dodávku paliva v případě poruchy

POZNÁMKA 2: Mezi jiná řešení patří použití ventilátoru pro odtah spalin pro zajištění podtlakových podmínek v kotli v porovnání s tlakem v palivovém potrubí nebo v zásobníku paliva. Činnost ventilátoru pro odtah spalin je řízena bezpečnostním zařízením pro rychlost otáčení nebo pro tlak v kombinaci s dodatečným bezpečnostním

zařízením, které brání zpětnému toku v případě poruchy ventilátoru nebo při ztrátě energie.

Kritéria pro ověření návrhu vyhovujících řešení jsou uvedena v tabulce B.1 dané normy (viz Příloha 2).

Zkouška se nemusí provádět v případě, že zvolený návrh je vyhovujícím řešením a posouzením rizika se ověří vhodnost hořáku kotle a interakce algoritmu řízení. Jestliže posouzení rizika selže, musí být provedeny další zkoušky.

2.5.3 Šíření ohně do palivového potrubí

Šíření ohně (prošlehnutí plamene) do palivového potrubí nebo do zabudovaného zásobníku paliva v jakémkoli provozním stavu nebo v případě jakékoliv poruchy. Nezahrnuje to tepelnou reakci malého množství paliva na konci zařízení pro dodávku paliva, jestliže v palivovém potrubí neexistuje žádná další reakce.

POZNÁMKA Mezi příznaky šíření ohně (prošlehnutí plamene) může patřit:

a) zvýšení teploty v zařízení pro dodávku paliva o více než 20 K nad teplotu při běžném provozu;

b) teplota povrchu zařízení pro dodávku paliva vyšší než 85 °C;

c) hromadění kouře v zabudovaném zásobníku paliva.

Vyhovujícími řešeními pro zabránění šíření ohně do palivového potrubí jsou:

- hasicí zařízení, např. vodní sprinklerové zařízení a bezpečnostní omezovač teploty nastavený na maximální hodnotu 95 °C;
- bezpečnostní zařízení pro trvalé utěsnění přívodního potrubí a s dostatečnou vzdáleností a průřezem bez paliva (např. komorový podavač, rotační vzduchová závěra) v kombinaci s konstrukčním opatřením vylučujícím přeplnění;
- bezpečnostní zařízení (např. víko) pro utěsnění palivového potrubí nikoli v průběhu dodávky paliva, ale v průběhu všech ostatních etap provozu v kombinaci s kotlem provozovaným při podtlaku (požadavky na těsnost v uzavřeném stavu identické s bezpečnostním zařízením pro trvalé utěsňování), v kombinaci s konstrukčním opatřením vylučujícím přeplnění a s dostatečnou vzdáleností a průřezem paliva;
- nouzové zařízení pro vyprázdnění zařízení pro dodávku paliva bez přeplnění kotle, které reaguje při mezní teplotě nepřevyšující 95 °C (alternativně při zvýšení teploty o 20 K nad standardní provozní podmínky);
- šikmý šnekový dopravník v kombinaci s palivovým skluzem do spalovací komory a bezpečnostním omezovačem reagujícím na teplotu nepřevyšující 95 °C.

Kritéria pro ověření návrhu vyhovujících řešení jsou uvedena v tabulce B.1 (viz Příloha 2).

Zkouška se nemusí provádět v případě, že zvolený návrh je vyhovujícím řešením a posouzením rizika se ověří vhodnost hořáku kotle a interakce algoritmu řízení. Jestliže posouzení rizika selže, musí být provedeny další zkoušky.

2.5.3.1 Ověření bezpečnosti proti prošlehnutí plamene

Analýzu rizika provádí výrobce podle EN ISO 12100, "rizika vyšší moci" se neberou v úvahu. Kompletnost, správnost a věrohodnost analýzy rizika provedené výrobcem musí ověřit třetí strana.

Ověřování obecně nevyžaduje zkoušení. Provádějí-li se zkoušky, platí dále uvedené podmínky.

a) Dodávka paliva se nastaví tak, aby odpovídala jmenovitému tepelnému výkonu kotle, dosáhne se ustálený stav a tlak ve spalinovém okruhu odpovídá nastavení jmenovitého tepelného výkonu.
b) U kotlů s ruční dodávkou paliva se do kotle po dosažení ustáleného stavu doplní úplná dávka paliva před začátkem zkoušky.

Ověřování analýzy rizika lze provádět na základě jedné nebo několika dále uvedených podmínek:

- implementace vyhovujících řešení podle této normy;
- implementace bezpečnostních funkcí s ověřením uzavírací funkce;
- kontrola charakteristik kotle při běžném provozu a v případě poruch;
- důležité odkazy na jiné normy nebo související výsledky zkoušek.

Analýza rizika musí přinejmenším poskytnout posouzení rizika pro následné úkoly a musí brát v úvahu možné poruchy zařízení pro dodávku paliva, přívodu vzduchu, spalování a regulace spalování, odvádění spalin, odvodu tepla, požární ochrany a riziko zranění osob.

Dále uvedená rizika se musí hodnotit podrobně:

a) přeplnění paliva při nepřetržité dodávce paliva při maximální rychlosti;
b) příliš malá dodávka paliva;
c) výpadek přívodu vzduchu;
d) výpadek energie;
e) kolísání tlaku ve spalovací komoře;
f) neuzavřená dvířka a otvory v kotli a zařízení pro dodávku paliva;
g) otevřený zabudovaný zásobník paliva;
h) prázdný zabudovaný zásobník paliva;
i) porucha zapalování při spouštění;

j) kontrola strategie z hlediska bezpečnosti proti prošlehnutí plamene;
k) bezpečnostní kontrola týkající se účinku prázdného nebo zablokovaného zařízení pro dodávku paliva;
l) kolísání napětí;
m) únik spalin (např. porucha ventilátoru pro odtah spalin, výpadech energie, přetlak ve spalovací komoře);
n) blokování a opakované spouštění;
o) elektrická bezpečnost (musí být poskytnuty dokumenty a certifikáty);
p) riziko zranění osob.

POZNÁMKA Doporučují se doplňující zkoušky.

2.5.4 Bezpečnost proti přeplnění kotle palivem nebo přerušení dodávky paliva

V průběhu spouštění a nepřetržitého provozu kotle při rychlosti dodávky paliva ze zařízení pro dodávku paliva nastavené na maximální výkon nebo při zastavení zařízení pro dodávku paliva nesmí vzniknout nebezpečný stav.

Zkouška při režimu přetížení může být vynechána, jestliže bezpečnostní zařízení třídy bezpečnosti C zabrání režimu přetížení.

Kotel musí být vybaven bezpečnostním zařízením, které přeruší dodávku paliva v případě, že na roštu nebo ve spalovací misce hořáku je buď nevyhovující, nebo žádný spalovací proces.

Zkouška pro přerušení dodávky paliva může být vynechána, jestliže je použito bezpečnostní zařízení třídy bezpečnosti B nebo C.

V průběhu zapalování musí bezpečnostní zařízení v případě nevyhovujícího nebo žádného spalovacího procesu přerušit dodávku paliva, a to po uplynutí bezpečné doby, kterou musí stanovit výrobce pro funkci spouštění hořáku. Porucha bezpečnostního zařízení pro zjišťování nevyhovujícího spalovacího procesu nesmí ke vzniku nebezpečného stavu.

2.5.4.1 Kontrola bezpečnosti - bezpečnostní zkouška důsledků přeplnění kotle palivem

Bezpečnostní zkouška důsledků přeplnění paliva a účinku zablokování přívodu paliva.

Bezpečnost kotle se musí ověřovat při nepřetržitém provozu kotle s rychlostí podávání paliva zařízením pro dodávku paliva nastavenou na maximální možný výkon, při zohledněné poruch podle analýzy rizika a elektrické bezpečnosti. Jsou-li jiné rychlosti

podávání, než jsou maximální rychlosti, kategorizovány na základě analýzy rizika jako kritické, musí být zkoušky prováděny i při těchto rychlostech.

Funkčnost bezprostředního zařízení pro přerušení dodávky v palivovém potrubí se musí projevit přerušením zapalováním po uvolnění paliva, jestliže ve spalovací komoře neprobíhá spalovací proces, je-li spalovací proces nevyhovující.

Zkouška zablokovaného palivového potrubí se dosáhne deaktivováním zařízení pro dodávku paliva.

2.5.5 Elektrická bezpečnost

Elektrická bezpečnost kotle a rozhraní (např. konektory) mezi řídicími přístroji musí být v souladu s EN 60335-2-102.

Elektrická bezpečnost řídicích přístrojů musí být v souladu s EN 60335-2-102, s EN 60730-1 nebo její příslušnou částí 2, nebo s elektrickými požadavky norem uvedených v příloze ZBB v EN60335-2-102:2006.

V případě abnormálního provozu, např. poruchového stavu podle 19.11.2 f) v EN 60335-2-102:2006 (porucha integrovaných obvodů), se pouze výstupní signály, které způsobí pouze jednu poruchu v jednom ovladači, musí považovat za závadné. Kombinace výstupních signálů, které způsobí poruchu ve více než jednom ovladači, se nepovažují za závažné ve smyslu abnormálního provozu, protože je nepravděpodobné, že může vést ke vzniku nebezpečného stavu.

Dokumentování elektrických přípojek pro jednotlivé komponenty musí být provedeno schématem elektrického zapojení a montážním schématem.

2.6 Používané způsoby oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů (příklady českých a zahraničních firem)

České i zahraniční firmy používají pro oddělování zásobníku paliva od spalovacího prostoru kotlů především šnekový dopravník poháněný elektromotorem.

Následuje přehled několika výrobců a představení jejich konkrétních systémů dopravy paliva do spalovacího prostoru.[1]

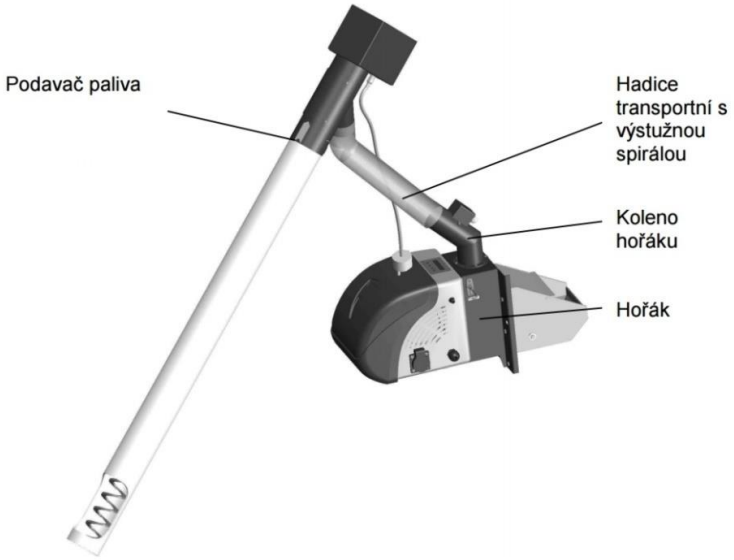
2.6.1 Firma VIADRUS

- **Kotel *HERCULES Green Eco Therm***

Základní charakteristika:

- ✓ kotel na dřevěné pelety
- ✓ automat
- ✓ šnekový dopravník s motorem a převodovkou
- ✓ shášecí systém a čidlo proti prohořívání paliva

Při dávkování palivo prochází ze zásobníku do šnekového dopravníku, odtud padá samospádem vyztuženou trubicí k hořáku. Ve vyztužené trubici se nachází čidlo, které hlídá, aby palivo neprohořelo do zásobníku. Palivo: dřevěné pelety o zrnitosti 6-8 mm. [6]



Obr. 16.: Systém dopravy paliva navržený firmou Viadrus pro kotel Green Eco Therm.

Zdroj: Návod k obsluze - kotel Green Eco Therm [6]

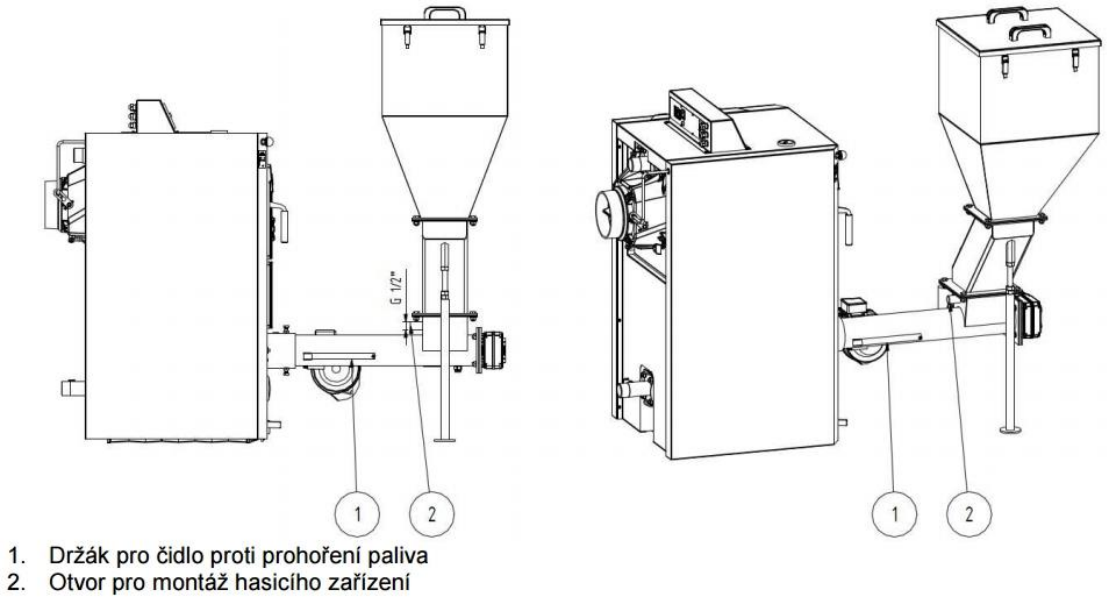
[1] Veškeré fotografie a obrázky kotlů v kap. 6 jsou převzaty z internetových stránek daného výrobce.

- **kotel *VIADRUS Hercules U26 Robot***

Základní charakteristika:

- ✓ kotel na černé a hnědé uhlí
- ✓ automat
- ✓ šnekový dopravník s motorem a převodovkou
- ✓ shášecí systém a čidlo proti prohořívání paliva

Dojde-li k prohoření paliva (teplota na podavači dosáhne 95 °C), ventil otevře přívod studené vody do násypky. Pokud teplota klesne o 6 °C, zavře se přívod paliva. Poté je nutné demontovat motor se šnekovou hřídelí a provést vyčištění.



Obr. 17.: Druhý systém dopravy paliva firmy Viadrus pro kotel U26 Robot.

Zdroj: Návod k obsluze - kotel U26 Robot [6]

- **Automatický litinový kotel Vulcanus**

Základní charakteristika:

- ✓ kotel na černé a hnědé uhlí
- ✓ automat
- ✓ šnekový dopravník s motorem a převodovkou
- ✓ zhášecí systém a čidlo proti prohořívání paliva

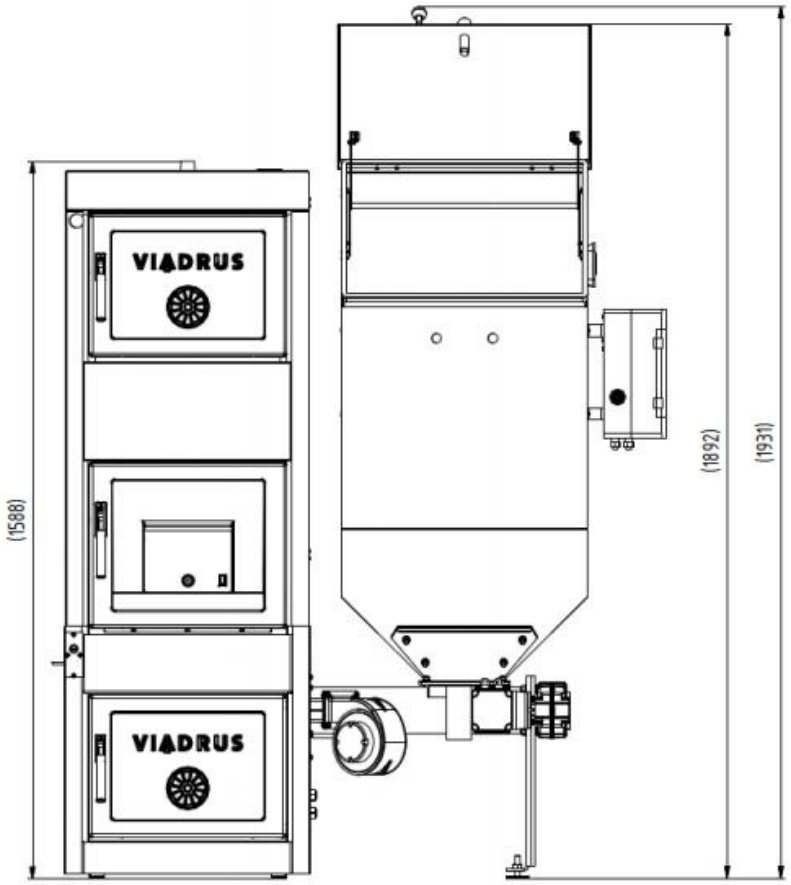
V návodu pro ovládání a práci s kotlem popisuje autor montáž a funkci havarijního hasicího zařízení (obr. 18). Z návodu vyplývá, že v případě prohoření paliva do šnekového žlabu se aktivuje přívod vody do násypky. Voda palivo uhasí a k dalšímu šíření vysoké teploty nedochází. Následuje demontáž žlabu a vyčištění.

5.2.6 Montáž havarijního hasicího zařízení

Ve víku čisticího otvoru je trubka pro přívod vody s připojením 1/2“, která slouží pro propojení ventilu BVTS nebo TS 130 nebo STS 20. Propojení provést např. ohebnou (nerezovou) hadicí. Musí se jednat o rozebíratelné spojení ventilu s trubkou ve víku čisticího otvoru, a to z důvodu možnosti demontáže. Čidlo ventilu umístit do držáku čidla, který je na podavači paliva.

Pozn.: Čidlo ventilu se umísťuje do držáku čidla již bez vlastní jímky ventilu, která je součástí dodávky.

Funkce havarijního hasicího zařízení:
Dojde-li k prohoření paliva do podavače (teplota na podavači dosáhne 95 °C), ventil BVTS nebo TS 130 nebo STS 20 otevře přívod studené vody do násypky a dojde k uhašení hořícího paliva a po poklesu teploty na čidle o 6 °C zastavení přívodu vody. Poté je nutné demontovat motor s šnekovou hřídelí a nerezovou vložkou a provést vyčištění. Následně proveďte zpětnou montáž. Zkontrolujte, zda ventil nepouští i nadále studenou vodu do zásobníku, v případě že ano ventil vyměňte.



Obr. 18.: Systém dopravy paliva firmy Viadrus pro kotel U26 Robot.

Zdroj: Návod k obsluze - kotel U26 Robot [6]

2.6.2 Firma Atmos

Firma Atmos nevyrábí automatické kotle na uhlí, pouze na dřevěné pelety.

- ***Atmos D 40 P* - Automatický kotel na tuhá paliva**

Základní charakteristika:

- ✓ palivo dopravováno pomocí šnekového dopravníku
- ✓ zásobník paliva je umístěn vedle kotle z levé nebo pravé strany
- ✓ velikost zásobníku 250/500/1000 litrů
- ✓ zapalování paliva pomocí topného tělíska
- ✓ možnost vybavit kotel automatickým vybíráním popela
- ✓ momentální cena verze 14 kW je 23 925,- Kč s DPH a 40 kW za 43 863,- Kč momentální cena s DPH verze 14 kW je 23 925,- Kč a 40 kW za 43 863,- Kč s DPH

Obr. 19.: Kotel Atmos D 40 P Automatický na tuhá paliva.

Zdroj: [7]

Tabulky níže uvádějí základní technické parametry kotle Atmos D 40 P.

Tab. 2.: Technická data kotle na tuhá paliva Atmos D 40 P.

Technická data		D 30 P	D 40 P	D 50 P
Výkon Kotle	kW	8,9 - 29,8	8,9 - 40	13,5 - 45
Výhřevná plocha	m^2	2,7	2,7	3,6
Objem spalovací komory	dm^3	105	105	140
Rozměr plnícího otvoru	mm	270x450	270x450	270x450
Předepsaný tah komína	Pa	21	22	23
Max. prac. přetlak vody	kPa	250	250	250
Hmotnost kotle	kg	370	386	430
Průměr odtahového hrdla	mm	150/152	150/152	150/152
Výška kotle	mm	1405	1405	1405
Šířka kotle	mm	606	606	606
Hloubka kotle	mm	670	954	870
Krytí el. části	IP	20	20	20
Elektrický příkon - při spuštění	W	530	530	530
Elektrický příkon - při provozu		97	97	97
Účinnost kotle	%	92,4	91	91,1
Teplota spalin při jmenovitém výkonu (pelety)	°C	158	157	123
Hmot. průtok spalin při jmen. výkonu (pelety)	kg/s	0,025	0,031	0,035
Předepsané palivo		dřevěné pelety o ø 6 - 8 mm		
Průměrná spotřeba paliva - pelet při jm. výkonu	$kg.h^{-1}$	6,8	9,4	10,6
Objem vody v kotli	l	91	91	117
Hydraulická ztráta kotle	mbar	0,23	0,23	0,24
Minimální objem vyrovnávací nádrže	l	750	750	1000
Připojovací napětí	V/Hz	230/50	230/50	230/50
Třída kotle dle ČSN EN 303-5		5	5	5
Dotované kotle v ČR		•	•	•

Zdroj: [7]

Tab. 3.: Technická data kotle na tuhá paliva Atmos D 40 P.

Typ	Automatický
Emisní třída	5
Palivo	Dřevěné pelety
Materiál	Ocel
Odkouření průměr	150
Kotlíková dotace	Ano
Výrobce	Atmos
Výkon max. v kW	40
Hmotnost	386,00 kg

Zdroj: [7]

2.6.3 Firma OPOP

➢ ***OPOP H824-AP* - Automatický kotel na tuhá paliva**

Základní charakteristika:

- ✓ palivo: hnědé a černé uhlí, dřevěné pelety
- ✓ automatický
- ✓ možnost připojení zásobníku zprava nebo zleva od kotle
- ✓ podávání šnekovým dopravníkem vybaveným samoshášecím systémem

Obr. 20.: Kotel OPOP H824-AP Automatický na tuhá paliva.

Zdroj: [8]

Uprostřed šnekového podavače je nátrubek, který slouží ve spojení s kanystrem jako hasící systém v případě, že se plamen dostane do vnitřní části šnekového podavače. V tomto nátrubku je umístěna tavná pojistka, která se díky zvýšené teplotě rozteče, a voda z kanystru uhasí vzniklý plamen ve šnekovém podavači. Kanystr s vodou můžete umístit dle dispozic kotelny, zpravidla na zadní stranu násypky. [8]

Na hořáku je navíc umístěno bezpečnostní čidlo, které detekuje zvýšenou teplotu uvnitř šnekového podavače. V případě potřeby se vypne ventilátor a deaktivuje se podavač.

Tab. 4.: Technická data kotle na tuhá paliva OPOP H824-APOD.

Typ kotle		**H824-AP**
Předepsané palivo		**Hnědé uhlí ořech 2**
Jmenovitý tepelný výkon	[kW]	24
Naměřený minimální výkon	[kW]	7
Teplota spalin	[°C]	106
Spotřeba paliva	[kg/h]	1,361-4,367
Požadovaný tah komína	[Pa]	12
Účinnost	%	**93**
Třída kotle podle EN 303-5:2013		**4**
Předepsané palivo		**dřevěné pelety průměr 6-8mm**
Jmenovitý tepelný výkon		21
Naměřený minimální výkon		6,3
Teplota spalin	[°C]	98
Spotřeba paliva	[kg/h]	1,498-4,834
Požadovaný tah komína	[Pa]	12
Účinnost	%	**91,7**
Třída kotle podle EN 303-5:2013		**5**
Maximální provozní teplota topné vody	[°C]	85
Minimální teplota topné vody	[°C]	70
Minimální teplota vratné vody	[°C]	65
Spořeba eleoktrické energie jmen.výkon/min.výkon	[W]	73/27
Maximální provozní tlak vody	[Ba]	2
Minimální provozní tlak vody	[Ba]	1,5
Maximální zkušební tlak vody	[Ba]	4
Připojovací napětí	[V/Hz]	230
Vodní objem	[l]	39
Elektrický příkon provozní/maximální	[W]	170
Elektrické krytí		IP 20
Tloušťka stěn kotlového tělesa (voda/plamen)	[mm]	5
Tloušťka stěn kotlového tělesa (voda)	[mm]	3
Objem násypky	[l]	245
Hmotnost	[kg]	240
Rozměry		
A Výška kotle	[mm]	969
B Šířka kotle	[mm]	514
C Hloubka setu (zálevový systém za násypkou)	[mm]	931
Hloubka setu (zálevový systém pod násypkou)	[mm]	821,5
D Umístění kouřovodu od země na střed vyústění	[mm]	687,5
E Umístění nátrubku vstupní vody od země na střed vyústění	[mm]	134,5
F Umístění nátrubku výstupní vody od země na střed vyústění	[mm]	825
H šířka kotle s násypkou	[mm]	1119

I výška násypky kotle	[mm]	1215
Výška násypky (s otevřeným víkem/ s polootevřeným víkem)	[mm]	1843/1671
Typ nátrubku: výstup / vstup (vnitřní závit)	[Js]	G1 1/4"
Připojení pro vypouštění a napouštění (vnitřní závit)	[Js]	G 1/2"
Průměr kouřovodu	[mm]	150

Zdroj: [8]

Tab. 5: Technická data kotle na tuhá paliva OPOP H824-APOD.

Typ	Automatický
Emisní třída	5
Palivo	Dřevěné pelety, Hnědé uhlí
Materiál	Ocel
Kotlíková dotace	Ano
Výrobce	Opop
Výkon max. v kW	24
Výkon min. v kW	6
Hmotnost	240,00 kg

Zdroj: [8]

Další automatické kotle firmy OPOP používají totožný systém dopravy paliva.

2.6.4 Firma DAKON

- ***Dakon DOR N 20* - Automat Kotel na tuhá paliva**

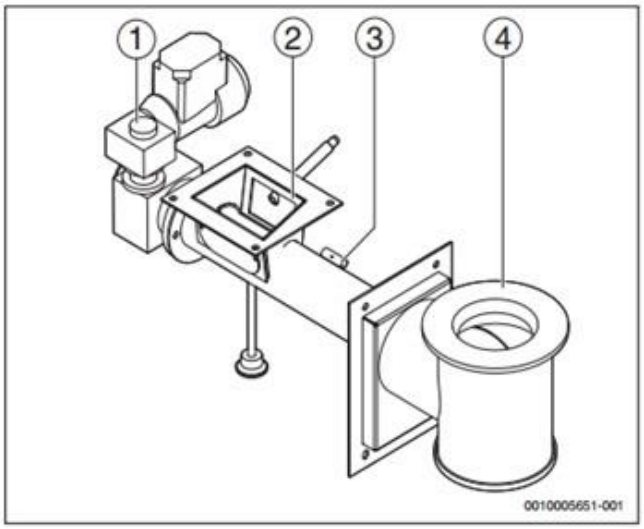
Základní charakteristika:

- ✓ palivo: hnědé a černé uhlí, dřevěné pelety
- ✓ automat
- ✓ možnost připojení zásobníku zprava nebo zleva od kotle
- ✓ šnekový podávací systém
- ✓ momentální cena s DPH 54 886,- Kč

Obr. 21.: Kotel Dakon DOR N 20 Automat na tuhá paliva.

Zdroj: [9]

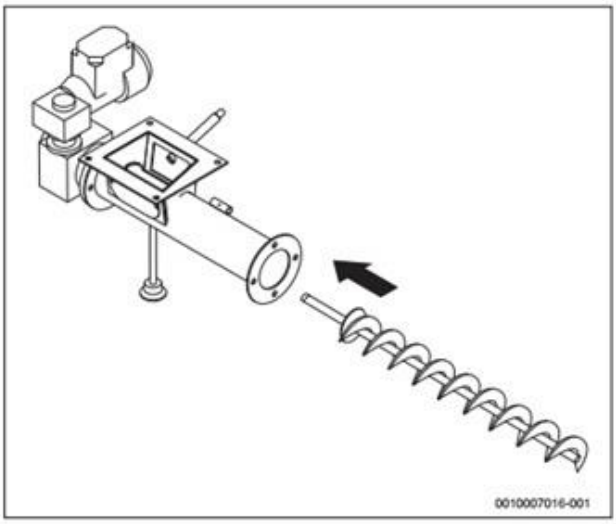
Šnekový podávací systém kotle Dakon DOR N 20:



[1] Pohon
[2] Připojení zásobníku paliva
[3] Čidlo teploty šnekového dopravníku
[4] Rošt hořáku z litiny

Obr. 22.: Schéma podávacího systému firmy Dakon, kotle DOR N 20 Automat.

Zdroj: [9]



Obr. 23.: Schéma montáže šnekovice kotle DOR N 20 Automat.

Zdroj: [9]

Parametry automatických kotlů DAKON jsou uvedeny v tabulce 6 níže.

Tab. 6.: Parametry automatických kotlů DAKON.

DOR N	jednotka	DOR N 15	DOR N 20	DOR N 25
Topný výkon - hnědé uhlí	[kW]	15	20	25
Topný výkon - černé uhlí	[kW]	15	20	27
Topný výkon - dřevní pelety	[kW]	15	20	27
Účinnost kotle	%	82-88	82- 88	82- 88
Třída kotle dle EN 303-5		4	4	4
Předepsané palivo		hnědé uhlí, černé uhlí, dřevní pelety		
Spotřeba paliva - hnědé uhlí	[kg/h]	3,8	5,1	6,4
Spotřeba paliva - černé uhlí	[kg/h]	2,5	3,3	4,2
Spotřeba paliva -dřevní pelety	[kg/h]	4,3	5,8	7,2
Příkon - maximální	[W]	240	240	240
Předepsaný tah komína	[Pa]	18	18	20
Vodní objem kotle	[l]	55	73	73
Připojení topné vody	[Js]	G 6/4* vnější závit		
Připojení odtahu spalin	[mm]	150	150	150
Hmotnost kotle bez vody	[kg]	244	269	274

Zdroj: [9]

3 PRAKTICKÁ ČÁST

V rámci praktické části práce byl zpracován návrh nového technického řešení šoupátkového mechanismu pro dávkování paliva (otevírání přepážky mezi zásobníkem hnědého uhlí a spalovacím prostorem) v kotli pro tuhá paliva firmy Ekoefekt a.s.

V této části práce jsou nejprve popsána základní východiska pro zpracování technického řešení, dále je představen hlavní koncept a uvedeny návrhové a kontrolní výpočty, které byly provedeny v rámci dimenzování součástí mechanismu. Na závěr jsou představeny výsledky metody konečných prvků, která byla aplikována za účelem kontroly napjatosti v plechových dílech. Výstupem praktické části je model finálního návrhu a doprovodná výkresová dokumentace.

3.1 Základní východiska

Každý návrh technického řešení je limitován různými parametry, které je třeba při tvorbě návrhu dodržet. Limitujícími faktory mohou být technologie výroby, vlastnosti materiálů, cena, podmínky provozního prostředí, míra předpokládané údržby apod.

Níže jsou popsány příčiny hlavních problémů, které by měl nový šoupátkový mechanismus pro otevírání přepážky mezi zásobníkem hnědého uhlí a spalovacím prostorem kotle eliminovat. Dále jsou uvedeny základní požadavky zadávající firmy na poptávané technické řešení.

3.1.1 Popis řešeného problému

Vlivem spalování uhlí vzniká popel, dehet, voda a plyny (oxid uhličitý, oxid uhelnatý, další oxidy spojené s příměsemi obsaženými v palivu - oxid siřičitý a další). Všechny uvedené složky kromě plynů způsobují následující problémy vznikající v okolí šoupátkového mechanismu roštového kotle firmy Ekoefekt a.s.:

- V záhybech potrubí a v rozích se hromadí vířením popel a slepuje se pomocí dehtu za vysoké teploty. Usazeniny brání pohybu dopravnímu mechanismu.
- V zásobníku kondenzuje také voda, která je přítomna v palivu (až 30% hmotnostní podíl v palivu). V momentě, kdy se zásobník s uhlím se ohřeje od kotle, voda z uhlí se vypařuje a dále slepuje nečistoty v zásobníku. Pokud přilepené nečistoty zchladnou na pokojovou teplotu, drží na povrchu daleko lépe, a mohou bránit šoupátkovým a rotačním mechanismům v činnosti.
- Činnosti mechanismu brání také uhlí, které napadá do funkčních mezer mechanismu, (v šoupátkovém mechanismu brání dovření). Je třeba uhlí odstranit odsunutím, ustřižením či opětovným dopravováním.

Nové technické řešení šoupátkového mechanismu by mělo být konstruováno a dimenzováno tak, aby se u něj uvedené problémy nevyskytovaly.

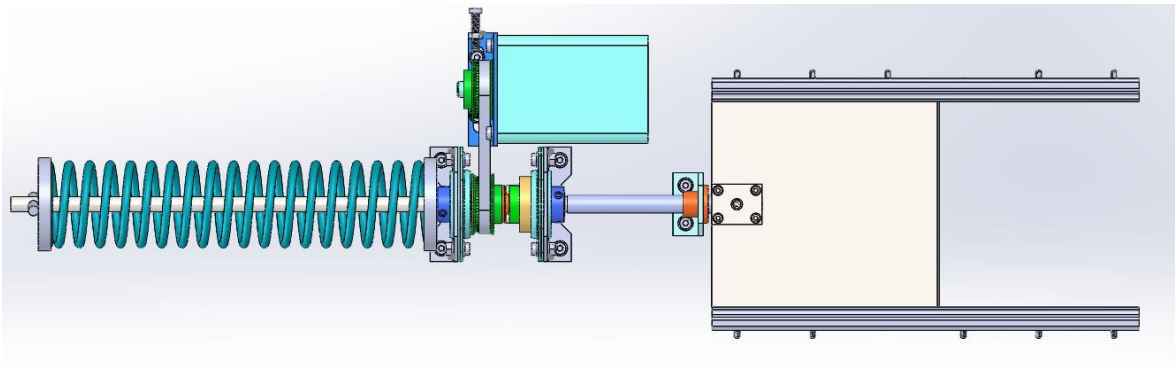
3.1.2 Požadavky na technické řešení

Níže je uveden souhrn limitů pro navrhované technické řešení, které vyplývají z požadavků zadávající firmy.

- spolehlivé dovírání mechanismu
- jednoduchá konstrukce, co nejmenší zásahy do plechových částí násypky a části nad spalovacím prostorem
- levnější řešení než stávající, či stejně nákladné
- preference svařování nad šroubovými spoji
- technologicky jednoduché součásti
- nekomplikovaná montáž

3.2 Hlavní koncept

Na základě zvážení potřebných vlastností šoupátkového mechanismu a požadavků zadavatelské firmy vznikl konečný koncept technického řešení, který bude předložen firmě Ekoefekt a.s. k využití (obr. 24).



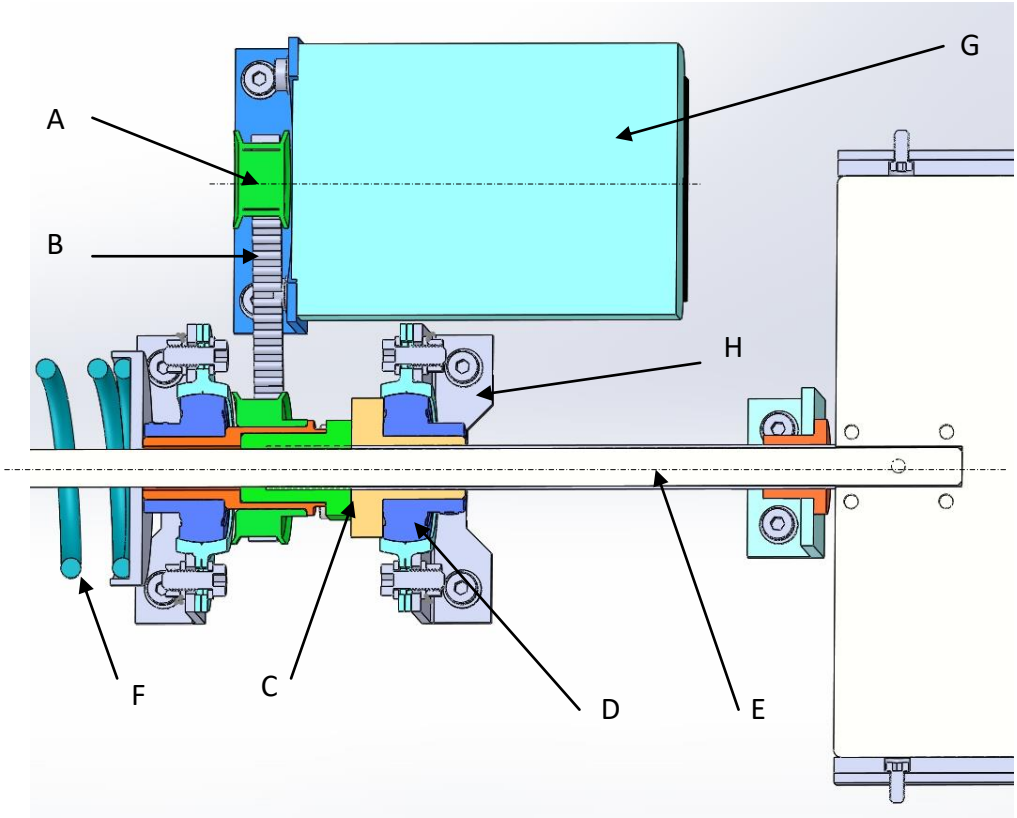
Obr. 24.: Celkový pohled na mechanismus.

Hlavní koncepce mechanismu spočívá v použití dvojice kuličkového šroubu a kuličkové matice. Ta nám s vysokou účinností převádí krouticí moment na vysokou axiální sílu. Poháněna je kuličková matice - koná rotační pohyb, kuličkový šroub (KŠ) koná pouze translační pohyb, nerotuje. Kuličkovou matici je nutno uložit mezi ložiska, která zachycují axiální (osovou) sílu a radiální sílu z řemenového převodu. Matici poháníme synchronním řemenovým převodem, ten se stará o tlumení malých vibrací, především ale o přenos krouticího momentu z motoru na kuličkovou matici. Šoupátko je svěrným

spojem a pojišťovacím šroubem zajištěno na konci kuličkového šroubu. Samotné šoupě vyrobené ze čtyřmilimetrového ocelového plechu je uloženo v plechovém vedení (ve dvou variantách, viz výkresová dokumentace). To je přišroubované, či přivařené na vnitřní stěny komory kudy propadává palivo do spalovacího prostoru. Kuličkový šroub s trubkou proti nečistotám je navíc veden bronzovým kroužkem uloženým v plechovém držáku, před vstupem do komory. Druhé straně mechanismu dominuje dlouhá pružina, ta slouží jako akumulátor energie, hlavně pro havarijní stav. Při havarijním stavu není dodáván elektrický proud, tudíž motor nefunguje, ale i přesto je nutno pohybovat mechanismem směrem do polohy "zavřeno". Tato pružina zajišťuje dostatek síly pro zavření, i přes odpor nahrnutého paliva, které se zde čas od času může vzpříčit. Pružina je umístěna mezi miskami, aby nehrozilo sklouznutí závitu pružiny mimo mechanismus. Miska je proti axiálnímu pohybu zajištěna na volném konci kolíkem namáhaným na střih a na druhém konci se opírá o kroužek kuličkového ložiska. Ložiska jsou buď přírubová, nebo tělesová, přičemž přírubová ložiska jsou sama o sobě levnější než tělesová, nicméně je potřeba vyrobit držáky z plechu. Stejně tak je potřeba vyrobit držák pro motor se šroubem a přivařenou maticí M6 pro nastavování předpětí synchronního řemene. Všechny držáky a vedení je možno přivařit a není třeba je šroubovat, vyjma držáku motorového, ten potřebuje jeden stupeň volnosti, kvůli seřízení napnutí řemene.

3.3 Dimenzování a kontrolní výpočty

Každá součást sestavy mechanismu je navrhována tak, aby splňovala pevnostní, kinematické a technologické požadavky. V obrázku níže (obr. 25) jsou znázorněna místa v sestavě mechanismu, ke kterým se vztahují provedené návrhové a kontrolní výpočty.



Obr. 25.: Přehled míst kontroly či dimenzování.

Legenda: A = Pero; B = Řemenový převod včetně řemenic; C = Tření mezi maticí a přírubou (šrouby na střih); D = Kuličková ložiska; E = Kuličkový šroub; F = Pružina a její zajištění; G = pohon (motor); H = držáky (analýza v MKP)

Následují kapitoly, kde se autor konkrétně věnuje jednotlivým místům.

3.3.1 Pevnost hnědého uhlí

Pevnost uhelnatých hornin je patrná níže, z měření podle Prof. Ing. Vladimíra Petroše, CSc. z Vysoké školy báňské v Ostravě, měřena Schmidtovým nárazovým kladívkem. [10] Pevnost se liší v závislosti na směru působení zatížení. V tabulce 7 je uvedena maximální naměřená pevnost různých uhelnatých vzorků, vždy nejvyšší hodnota z deseti měření.

Tab. 7.: Pevnost uhelnatých hornin v tlaku.

	Směr kolmý	Směr rovnoběžný
Pevnost v tlaku [$N \cdot mm^{-2}$]	29	61,5

Zdroj: [10]

Velikost osové síly šoupátka:

Výpočet velikosti osové síly šoupátka, která zajistí potřebné napětí pro rozdrcení kousku uhlí při zatížení v rovnoběžném směru, za předpokladu nejvyšší pevnosti:

Průměrná plocha břitu působícího na jedno zrno uhlí je určena ze zrnitosti.

Délka zrna je maximálně $25\ mm$. Vlivem nerovností a zakřivením se počítá s maximální hodnotou $l = 20\ mm$. Za předpokladu, že je břit nabroušený, je šířka nejužší části průměrně $t = 0{,}5\ mm$. Celková styková plocha mezi zrnem uhlí a šoupátkem činí $10\ mm^2$.

$$S_{st} = t \cdot l = 0{,}5 * 20 = 10\ mm^2$$

Velikost požadované osové síly $F_{pmin}[N]$:

$$F_{pmin} = p \cdot S_{st} = 61{,}5 \cdot 10 = 615\ N$$

Požadovaná osová síla na břitu šoupátka pro drcení uhlí je rovna 615 N. Takto velikou sílu je třeba vyvodit i těsně před koncem pracovního zdvihu - v poloze „zavřeno“, aby bylo zavírání spolehlivé.

3.3.2 Volba typu pohonu šoupátkového mechanismu

Pro aplikaci se nabízí několik typů pohonu. Požadavky pro výběr typu pohonu v tomto případě jsou: nízká cena, nízká hlučnost, dlouhá životnost. Rozhodujeme se mezi stejnosměrným motorem, krokovým motorem, asynchronním elektromotorem a lineárním aktuátorem s elektromotorem. Následují tabulky 8, 9 a 10 s přehledem výhod nevýhod jednotlivých typů pohonu.

Tab. 8.: Výhody a nevýhody použití stejnosměrného elektromotoru.

Výhody	***Nevýhody***
Jednodušší řízení přes PWM (pulzně šířkovou modulaci)	Vysoká cena v případě požadavku na vysoký točivý moment
Nižší hmotnost	Časová nenáročnost aplikace a jednoduchost
Integrovaná planetová převodovka do pomala	Nižší otáčky při srovnatelně vysokém točivém momentu, oproti krokovému motoru
Při vyšším nákupním množství se cena rapidně zmenšuje	Nutnost použití elektromagnetické brzdy
Nižší velikost	

Tab. 9.: Výhody a nevýhody použití krokového motoru.

Výhody	***Nevýhody***
Nízká cena	Vyšší hmotnost
Výborná řiditelnost + variabilita pohybů	Potřeba znalosti základního programování
Nepotřebuje motorovou brzdu	Náklady na pořízení řídící jednotky
Maximální točivý moment již při nula otáček za minutu	Nekonvenčnost oproti DC motorům a asynchronním motorům
Dlouhá životnost	
Možnost naladění pohonu k mechanickému systému	
Bezúdržbovost	
Schopnost snášet vysoké teploty	
Nesamosvorný typ pohonu	
Široké spektrum použitelných otáček motoru.	

Potřeba proškolení pracovníků pro ovládání základního programování pohybů krokového motoru je pouze nutnou počáteční investicí, která se vrátí na každém prodaném kotli, protože úspora financí je veliká.

Tab. 10.: Výhody a nevýhody použití asynchronního elektromotoru.

Výhody	***Nevýhody***
Vysoká životnost	Nutnost zpřevodování do pomala
Přetížitelnost	Potřeba frekvenčního měniče
Vysoký výkon při malé ceně	Vysoká hmotnost
Možné veliké radiální zatížení výstupní hřídele	Veliké rozměry
	Nutnost použití elektromagnetické brzdy

Tab. 11.: Výhody a nevýhody použití elektrického lineárního aktuátoru.

Výhody	***Nevýhody***
Translační pohyb (nepotřebnost převodu rotačního pohybu na posuvný)	Nevyřešená činnost při havarijním stavu - samosvorný pohon
Jednoduchost řešení nízký počet součástí	Nízká osová síla při srovnatelné ceně
Malé rozměry	Nízké zdvihy
Nízká hmotnost	

Po zvážení pozitiv a negativ různých typů pohonu autor vybral pro pohon šoupátkového mechanismu krokový motor.

Podle poučky týkající se krokových motorů se používá motor s dvojnásobným krouticím momentem, než je požadovaný maximální moment. Tudíž potřebujeme motor nejméně s krouticím momentem nejméně $1{,}8\ Nm$. Zároveň je ideální, když má hmotnost zátěže stejnou velikost jako hmotnost motoru. Pohyblivé části šoupátkového mechanismu

váží celkem: $1{,}31\ kg$. Mikrokrokováním se rozumí zjemnění polohování krokového motoru, zároveň slouží pro naladění systému, aby nebyl hlučný a motor se nehřál. [11]

Použití krokového motoru má také výhodu v řízení pohybu mechanismu, můžeme řídit rychlost, akceleraci a nepřímo dokonce i dráhu, kterou má šoupátko urazit. Teoreticky by bylo možné používat pohon bez koncových spínačů. Nicméně z důvodu bezpečnosti se to nedoporučuje. Jako koncové spínače lze použít mikrospínače v kombinaci s jednoduchým programováním. Pokud se signál přeruší spínačem nebo v důsledku poruchy, motor se zastaví.

Kvůli limitu na maximální radiální zatížení musíme zvolit motor řady SX34, ta má dovolenou radiální sílu max. $200\ N$ ($20\ mm$ od příruby) a napínací síla řemenového převodu je $90\ N$ viz výpočty níže. Motory nižší řady SX24 mají povoleno pouze $50\ N$.

Motor lze jednoduše naprogramovat např. tak, aby se točil $1\,000\ min^{-1}$ a v případě, že se mechanismus nezavře, pojede kousek zpátky a poté pojede do polohy "zavřeno" nižší rychlostí při maximálním momentu. Příští cyklus pojede opět stejnou rychlostí $1\,000\ min^{-1}$.

Konkrétní volba parametrů motoru probíhá ve fázích. Nejdříve jsme zjistili tlak potřebný pro rozdrcení kusu uhlí břitem. Z toho jsme vypočítali potřebnou osovou sílu. Z osové síly je možno přes kuličkový šroub (KŠ) spočítat krouticí moment na výstupní řemenici (na kuličkové matici). Řemenovým převodem je možno korigovat výsledný krouticí moment a otáčky podle zvoleného motoru.

Zvolený motor řady SX34 od firmy Microcon, model SX34-2740N

Statický moment:	$5{,}3\ Nm$
Jmenovitý proud sériově:	$2{,}75\ A$
Jmenovitý proud paralelně:	$5{,}5\ A$
Hmotnost motoru:	$2{,}3\ kg$
Délka jednoho kroku:	$1{,}8°$
Tolerance kroku:	$\pm 0{,}1°$
Izolační třída:	NEMA B
Maximální teplota na vinutí motoru:	$130°C$
Cena bez DPH:	$1\,170, - Kč$

Zdroj údajů: [12]

Základní výpočty pro pohon:

Otáčky krokového motoru: $n_m = 150\ min^{-1}$

Řemenový převod: $i_{př} = 1$

Stoupání KŠ: $P = 4\ mm$

Otáčky kuličkové matic: $n_{mat} = n_m * i_{př} = 150 * 1 = 150\ min^{-1}$

Rychlost posuvu: $v = P * n_{mat} = 4 * 150 = 600 \frac{mm}{min} = 0{,}01\ m/s$

Délka posuvu: $l = 160\ mm$

Doba jednoho pracovního zdvihu*[2]: $t = \frac{l}{v} = \frac{160}{600} = 0{,}27\ minuty = 16\ s$

Maximální zatížení (celkem): $F_{max} = 1\ 247\ N$

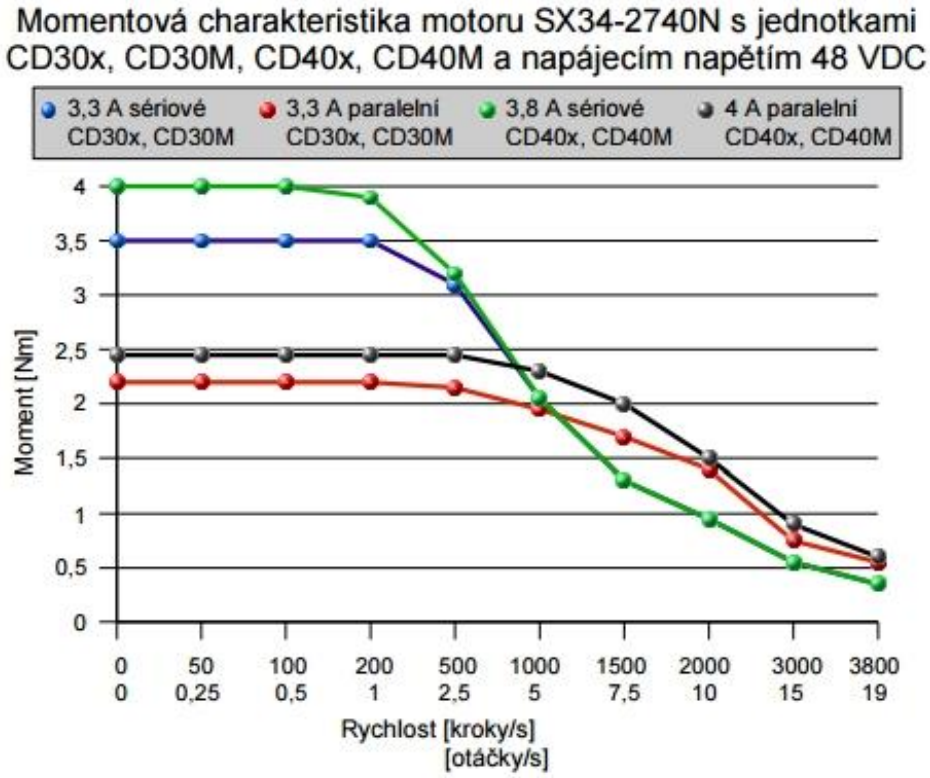
Mechanická účinnost celého mechanismu: $\mu = 0{,}9$

Maximální provozní krouticí moment: $M_{mat} = \frac{F*P}{2\ 000*\pi*\mu} = \frac{1\ 247*4}{2\ 000*\pi*0{,}9} = 0{,}88\ Nm$

Minimální výkon elektromotoru: $P_{min} = \frac{M_{mat}*n_{mat}}{9\ 550} = \frac{0{,}88*150}{9\ 550} = 0{,}014\ kW = 14\ W$

Kontrola požadovaných hodnot - otáček krokového motoru přes momentovou charakteristiku, je znázorněna na obr. 26.

[2] Jedním pracovním zdvihem se rozumí změna polohy z "otevřeno" na "zavřeno" nebo naopak.



Obr. 26.: Momentová charakteristika krokového motoru.

Zdroj: [13]

Požadované otáčky motoru: $n_m = 150\ min^{-1} = 2{,}5\ s^{-1}$

Délka kroku: $l_k = 1{,}8°$

Počet kroků na otáčku jednu otáčku motoru: $c_k = \frac{360}{l_k} = 200\ k/ot$

Požadovaný počet kroků za sekundu: $c_s = n_m * c_k = 2{,}5 * 200 = 500$ k/s

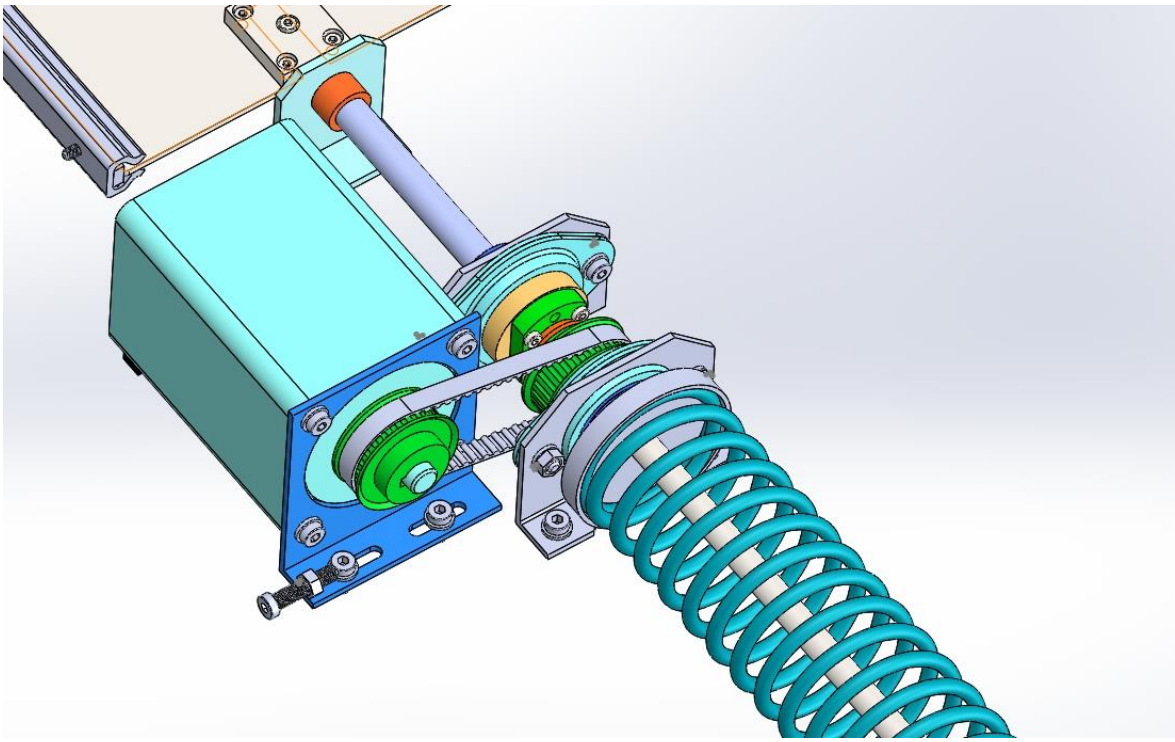
Závěr: Pro požadovaný počet kroků za sekundu vychází krouticí moment motoru $3{,}1\ Nm$ (CD30X, při sériovém zapojení $3{,}8\ A$) a $3{,}2\ Nm$ (CD30X, při paralelním zapojení 3,3 A) při stejnosměrném napětí 48 V, v závislosti na zvolené jednotce. Minimální požadovaný krouticí moment vychází i pro případ, že motor řídíme přes paralelní připojení. Hodnoty momentů jsou $2{,}1\ Nm$ a $2{,}45\ Nm$, dle řídící jednotky. Tím pádem motor vyhovuje, ať použijeme kvalitní drahé řízení, či jednoduché levnější.

Průmyslová jednotka CD30X stojí $3470, -\ K$č, avšak jedná se o profesionální jednotku pro více motorů zapojených současně. Lepší řešení se nabízí přes použití "driverů" (ovladačů) "SD28R", které pro tento motor stojí pouze $970, -\ K$č. Tento ovladač je nutné propojit s řídící deskou, kde je nahrán řídící program. Např. deska Arduino UNO nebo její klon v ceně $160, -\ K$č. Tyto komponenty jsou pro řízení krokových motorů

uzpůsobené a ani samotné programování není složité, navíc nabízí mnoho způsobů provedení celkového pohybu motoru, jako je např. cyklování pohybu.

Bylo by možné použít i jiný, slabší, menší krokový motor s malým odběrem proudu. Tím pádem by byly zmenšeny i nároky na ovladače motoru, a snížily se tak náklady. Avšak, kvůli limitu radiální síly na hřídel motoru, je vhodnější použití pohonu z vyšší série SX34, než použití levnějších ze série SX24. Limit na radiální sílu působící na hřídel by bylo možné zvýšit použitím přídavného držáku s radiálním ložiskem, které by zachytávalo reakční sílu, a nezatěžovala se tolik hřídel motoru. Radiální síla je vyvolána napnutím řemenového převodu a rovná se přímo napínací síle. Toto řešení je ale komplikované, nebyl nalezen jakýkoliv normalizovaný díl, tudíž by se celková konstrukce prodražila. Proto se jako vhodnější jeví použití většího motoru z vyšší série, který navíc nabízí vyšší krouticí moment, a tím i větší rezervu výkonu pro jiné nestandardní situace, například když se v kotli spaluje jiné (pevnější) palivo, které zablokuje šoupátkový mechanismus.

Umístění zvoleného krokového motoru v modelu sestavy ukazuje obrázek 27 níže.



Obr. 27.: Model sestavy, umístění krokového motoru.

Alternativa ke krokovému motoru

Jako alternativu lze použít stejnosměrný motor na napětí 24 V, je však nutno dovybavit jej motorovou elektromagnetickou brzdou, protože by motor nevydržel fungovat v režimu "stání", kdy se stlačí pružina, dojede se na konec zdvihu a čeká se, než se přiloží palivo. Tato alternativa má podobné parametry jako výše zmíněný krokový

motor, veškeré dimenzování ostatních komponent zůstává stejné, zvýšila by se pouze doba otevírání a zavírání na $48\ sekund$ (motor je zpřevodován integrovanou planetovou převodovkou do pomala, abychom získali požadovaný krouticí moment, alespoň $1{,}8\ Nm$). Nicméně trvanlivost komponent při nižších otáčkách bude stejná nebo vyšší. Stejnosměrný elektromotor s planetovou převodovkou a motorovou brzdou stojí $5\ 975, -\ K$č při koupi jednoho kusu a $3\ 875, -\ K$č při koupi více jak $25\ ks$. Řízení motoru je snadné, protože nejsou potřeba žádné elektronické ovladače. Pouze zdroj napájení, případně PWM převodník pulzů napětí, kterými lze řídit otáčky motoru (přibližná cena $200, -\ K$č). DC motory mají také menší účinnost a životnost kvůli uhlíkovým součástkám.

Základní parametry stejnosměrného motoru 24V PDS4377:

Točivý moment:	$1{,}92\ Nm$
Otáčky na výstupním hřídeli:	$133\ min^{-1}$
Převodový poměr planetové převodovky:	$24 : 1$
Hmotnost:	$0{,}61\ kg$
Délka:	$211{,}4\ mm$
Průměr motoru:	$43{,}5\ mm$

Momentová kapacita motorové elektromagnetické brzdy:

- staticky: $3{,}92\ Nm$
- dynamicky: $3{,}43\ Nm$

Návrh řemenového převodu:

Řemenový převod je navržen pro polohování, dalšími požadavky jsou: nízká hlučnost, nízká cena a bezúdržbovost. Synchronní řemeny HTD tyto požadavky splňují.

Autor vybral typ HTD, rozteč 5 mm a šířky 9 mm. Výpočty pro dimenzování řemenic a řemenového převodu byly provedeny v programu Contitech od firmy Continental (viz Příloha 3).

Zadané veličiny pro výpočet:

Počet zubů řemenice:	$z = 18\ [1]$
Otáčky na vstupní řemenici:	$n_{vs} = 150\ min^{-1}$
Převodový poměr:	$i = 1$
Požadova osová vzdálenost:	$a = 92{,}5\ mm$
Krouticí moment na vstupu:	$M_{k\ vs} = 1{,}78\ Nm$
Požadovaná šířka řemene:	$b_{gef} = 9\ mm$

Součinitel bezpečnosti: $C_{0\,gef} = 1{,}2$

Provozní podmínky: střední zatížení

Výsledky:

Účinný průměr řemenice: $d_{wk} = 44{,}56\ mm$

Délka řemene: $L_w = 325\ mm$

Otáčky na výstupní řemenici: $n_{výs} = 150\ min^{-1}$

Krouticí moment na výstupu: $M_{k\,výs} = 1{,}78\ Nm$

Přenášený výkon: $P_T = 28\ W$

Obvodová síla: $F_u = 80\ N$

Celková předepínací síla: $F_v = 90\ N$

Vlastní frekvence řemene: $f_{vf} = 207{,}3\ Hz$

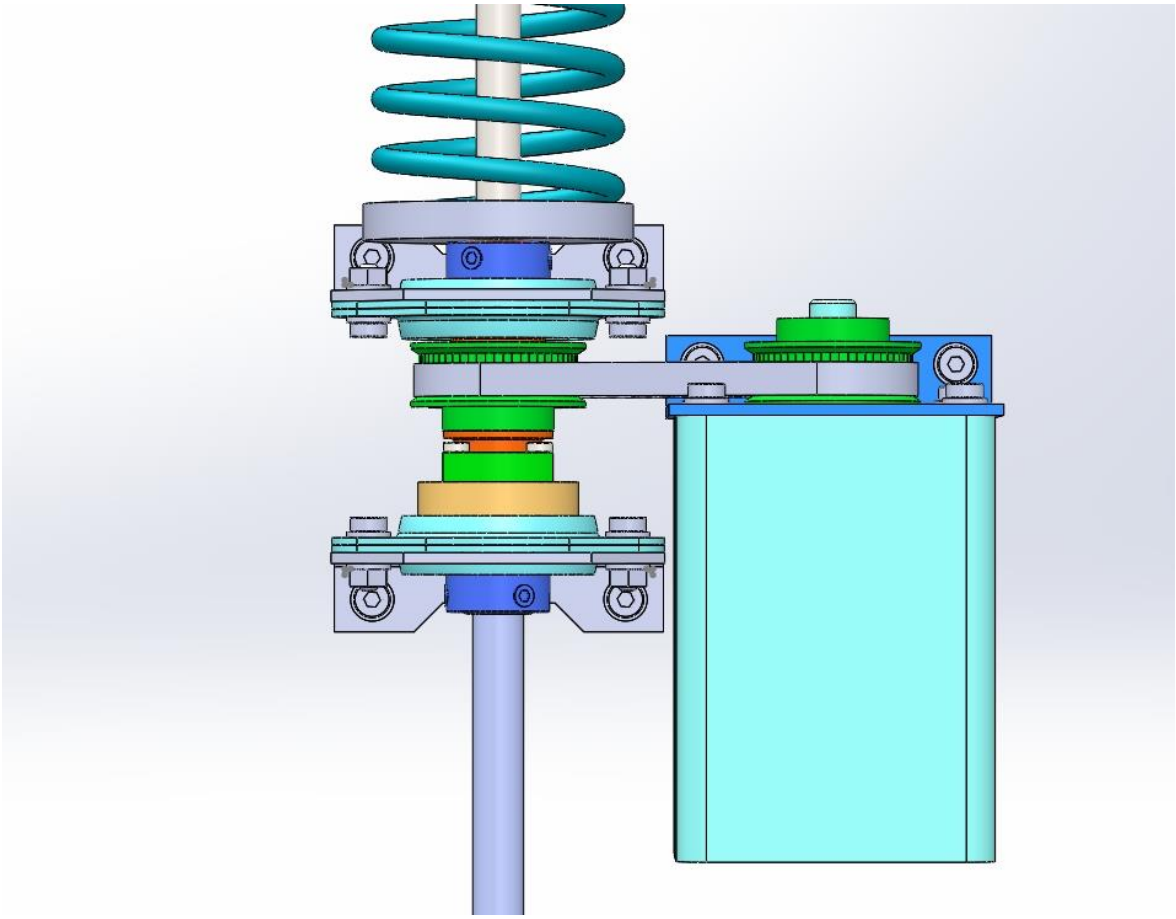
Vypočítaný typ synchronního řemenového převodu: HTD 325-5M-9-Synchrobelt

Cena řemenice HTD-5-9-28T (rozteč 5 mm; šířka 9 mm; 28 zubů) = 63,20,- Kč/ks[3]

Cena řemene HTD-325-5M-9 Synchrobelt = 150,80,- Kč/ks

Řemenice na vstupu přenáší krouticí moment z motoru pomocí pera, dimenzováno v kapitole 3.3.4. Výstupní řemenice je na prodlužovací trubce nalisována malou silou, pomocí pryžové palice. Tomuto spojení odpovídá uložení přechodné H7/n6. [14] Navíc je řemenice pojištěna stavěcím šroubem M4x4 DIN 913. Řešení řemenového převodu a řemenic je znázorněno na obr. 28.

[3] Uváděné ceny jsou bez DPH.



Obr. 28.: Pohled shora na řemenový převod a řemenice.

Havarijní stav

Havarijní stav nastává v případě, že se přeruší dodávka proudu do kotle (tím pádem i do motoru), nebo nastane porucha motoru. Spalovací prostor musí být dle příslušných norem (viz Příloha 1) oddělen i v případě, že dojde k havarijnímu stavu, aby mechanismus stále nedodával palivo do spalovacího prostoru, neboť by hrozil požár.

Autor se rozhodl použít mechanismus, který je nesamosvorný, a proto je v šoupátkovém mechanismu použit kuličkový šroub s kuličkovou maticí. Běžný jednochodý lichoběžníkový závit nesplňuje kritéria nesamosvornosti (v případě lichoběžníkových vícechodých závitů může být podmínka nesamosvornosti splněna, a tak se může jednat o variantu ke KŠ v případě nutnosti snížení výdajů). Stejně tak tuto podmínku nesplňují i některé pohony, například motor se šnekovou převodovkou, či s planetovou převodovkou s vysokým převodem do pomala.

Energie potřebná k vrácení šoupátka zpět do polohy "zavřeno" je akumulována ve vinuté tlačné pružině. Ta se stlačuje v momentě, když šoupátkem pohybujeme dolů do polohy "otevřeno". Akumulovaná energie slouží k pohybu do polohy "zavřeno".

3.3.3 Kontrola hřídele na krut

Výstupní hřídel z motoru přenáší moment přes pero na vstupní řemenici.

Průměr hřídele krokového motoru: $d = 12{,}7\ mm$

Maximální, špičkový krouticí moment: $M_k = 4\ Nm$

Dovolené smykové napětí: $\tau_D = 25\ N \cdot mm^{-2}$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * Mk}{\pi * Td}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 4 * 1\,000}{\pi * 25}} = 9{,}34\ mm$$

Výstupní hřídel krokového motoru má dostatečně velký průměr, hodnota dovoleného smykového napětí pro konstrukční ocel nebude přesáhnuta.

3.3.4 Dimenzování pera na tlak

Počítáme návrhovou délku pera, abychom nepřesáhli stanovenou dovolenou hodnotu tlaku:

Požadovaný maximální tlak: $p = 50\ MPa$

Průměr hřídele pro pero: $d = 12{,}7\ mm$

Bylo zvoleno pero těsné: 5h9x5x20 ČSN 02 2562

Materiál: Ocel ČSN 11 600

Návrhová délka vyplývající z maximálního dovoleného tlaku v dotyku:

$$l_a = \frac{4 * Mk}{d * h * p} = \frac{4 * 5 * 1\,000}{12{,}7 * 5 * 50} = 6{,}3\ mm$$

Výpočet nejmenší celkové délky pera:

$$l_{pmin} = l_a + b = 6{,}3 + 5 = 11{,}3\ mm$$

Normalizovaná délka pera podle ČSN 02 2562 je 12 mm.

3.3.5 Kontrola na střih

Maximální přípustná hodnota: $\tau_D = 50\ N \cdot mm^{-2}$

$$\tau = \frac{2 * Mk}{d * b * l_a} = \frac{2 * 5 * 1\,000}{12{,}7 * 5 * 6{,}3} = 25\ N \cdot mm^{-2}$$

$$\tau = 25MPa;\ \tau_D = 50\ N \cdot mm^{-2}$$
$$\tau < \tau_D$$

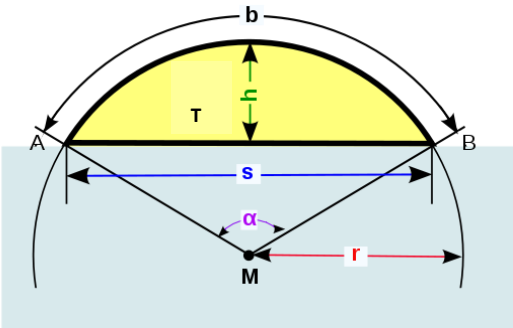
Těsné pero 5h9x5x20 ČSN 02 2562 splňuje požadavky pro dodržení menšího než dovoleného napětí v tlaku a ve střihu.

3.3.6 Kontrola šroubového spojení

Byl zjišťován maximální krouticí moment, který příruba přenese bez zatížení spojovacích šroubů na střih. Nejsou použity lícované šrouby z důvodu vyšší ceny a nároků na přesnost výroby příruby. Kuličková matice je k přírubě upevněna čtyřmi šrouby M4x14 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, třídy 8.8.

Koeficient tření při statickém dotyku ocel na ocel: $f = 0{,}14$
Velký průměr: $D_p = 42\ mm$
Malý průměr: $d_p = 14\ mm$
Předepsaný utahovací moment [14]: $\mathrm{M_z} = 2{,}9\ Nm$

Kuličková matice ale nemá přímo plochu mezikruží, avšak můžeme spočítat ekvivalentní velký průměr D_{ekv}. Dále spočítáme plochu vytyčenou dvěma tětivami a ještě odečteme plochu, kterou procházejí šrouby (viz obr. 29). Tento výpočet by byl velice zkreslený v případě, že použijeme běžný výpočet pro střední průměr, na kterém jsou rozmístěny šrouby, protože se teoretická a skutečná velikost ploch značně liší, tím pádem by se lišil také moment, který je schopno šroubové spojení přenést.



Obr. 29.: Schéma kruhové výseče rozdělené tětivou.

$$\alpha = 2 * arccos\left(\frac{v_M}{R}\right) = 2 * arccos\left(\frac{15}{21}\right) = 88{,}83°$$

$$\alpha[rad] = \frac{\alpha[deg] * \pi}{180} = \frac{88{,}83 * \pi}{180} = 1{,}55\ rad$$

Kde α je vrcholový úhel, který určuje tětivu délky "s", $r = \frac{D}{2}\ [mm]$

Plocha S_T se spočítá:

$S_T = n * \frac{\alpha * {D_p}^2}{8}$; vrcholový úhel se zde dosazuje v radiánech

$$S_T = 2 * \frac{1{,}55 * 42^2}{8} = 683{,}6\ mm^2$$

Plocha mezikruží S_M:

$$S_M = \frac{\pi * ({D_p}^2 - {d_p}^2)}{4} = \frac{\pi * (42^2 - 14^2)}{4} = 1\,231{,}5\ mm^2$$

Plocha děr pro šrouby $S_Š$:

$$S_Š = i * \frac{\pi * {D_Š}^2}{4} = 4 * \frac{\pi * 4^2}{4} = 50{,}3\ mm^2$$

Celková plocha:

$$S_{cel} = S_M - S_T - S_Š = 1\,231{,}5 - 683{,}6 - 50{,}3 = 497{,}6\ mm^2$$

Celková plocha se rovná ekvivalentní ploše, ze které spočítáme ekvivalentní velký průměr D_{ekv}:

$$S_{cel} = S_{ekv}$$

$$D_{ekv} = \sqrt{\frac{4 * S_{ekv}}{\pi} + d^2} = \sqrt{\frac{4 * 497{,}6}{\pi} + 14^2} = 28{,}8\ mm$$

Osová síla ve šroubech vyvolaná utahovacím momentem M_Z $[Nm]$:

Výpočet momentu, který spojení přenese díky tření na kontaktních plochách:

Průměr šroubu d_2(M4): $d_2 = 3{,}545\ mm$

Vrcholový úhel metrického závitu: $\beta = 60°$

Potřebujeme znát osovou sílu, při utažení šroubu. Výpočet níže (zdroj pro výpočet: [15]).

Použitý typ šroubu je M4 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem.

$$M_Z = Q * \frac{d_2}{2} * tg(\gamma + \varphi') + Q * f * \varrho_{TH}$$

$\varrho_{TH}[mm]$ je střední poloměr, f [1] koeficient tření,

$$\varrho_{TH} = \frac{s_k + d_D}{4} = \frac{6{,}78 + 4{,}8}{4} = 2{,}895\ mm$$

Úhel stoupání závitu γ [°]

$$\gamma = arctg\left(\frac{P}{\pi * d_2}\right) = arctg\left(\frac{0{,}7}{\pi * 3{,}545}\right) = 3{,}59°$$

Třecí redukovaný úhel: $\varphi'[°]$; Vrcholový úhel závitu $\beta[°]$

$$\varphi' = arctg\left(\frac{f}{cos\beta}\right) = arctg\left(\frac{0{,}14}{cos\ 60°}\right) = 15{,}64°$$

Osová síla $Q\ [N]$ vyvolaná utažením šroubu pomocí momentu $M_z\ [Nm]$:

$$Q = \frac{M_Z * 4}{[2 * d_2 * tg(\gamma + \varphi')] + (f * \varrho_{TH})} =$$

$$= \frac{2{,}9 * 1\,000 * 4}{[2 * 3{,}545 * tg(3{,}59 + 15{,}64)] + (0{,}14 * 2{,}895)} = 3\,579\ N$$

Osovou sílu vyvíjejí čtyři šrouby; $j = 4$ [1]

$$F = j * Q = 4 * 3\,579 = 14\,316\ N$$

Střední průměr $D_{stř}$ vypočítaný z ekvivalentního průměru $D_{ekv} = 28{,}8\ mm$

$$D_{stř} = \frac{D_{ekv} + d}{2} = \frac{28{,}8 + 14}{2} = 21{,}4\ mm$$

Momentová kapacita spojení M_f [Nm]:

$$M_f = F * f * \frac{D_{stř}}{2}$$

$$M_f = 14\,316 * 0{,}14 * \frac{21{,}4}{2} = 21\,163\ Nmm = 21{,}4\ Nm$$

Potřebná minimální momentová kapacita je $3{,}6\ Nm$ při uvažování bezpečnostního faktoru 2 pro přenos krouticího momentu kuličkové matice na kuličkový šroub.

Spojení přenese maximální moment $21{,}4\ Nm$ bez toho, aby došlo k namáhání šroubů M4 na střih. Teprve poté by šrouby fungovaly jako pojistka na střih, ačkoliv by poničily vnitřní závit v soustruženém protikusu ke kuličkové matici (příruba). Takto velký moment by mohl teoreticky vzniknout skokově, např. při zaseknutí mechanismu, kdy šoupátko narazí na překážku, která je velice pevná. Tento stav by ale určitě netrval příliš dlouho, protože motor není schopen dodat takto veliký krouticí moment. Šroubový spoj tedy vyhovuje.

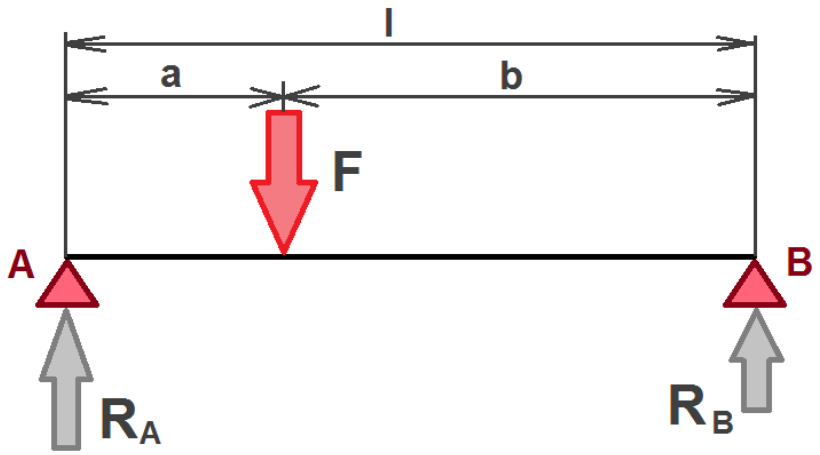
3.3.7 Dimenzování ložisek

Vybrali jsme ložiska kuličková, s dostatečnou dynamickou únosností pro daný režim používání zařízení.

Konkrétně pouzdrové ložisko radiální jednořadé značky A.M.A typ 204 (ložisková jednotka) a pro verzi s přírubovými ložisky ložiska SKF s vyšší dynamickou únosností. Proto výpočet provádíme s ložisky, která mají menší hodnotu statické a dynamické únosnosti.

Dynamická únosnost ložiska:	$C_o = 6\,650\ N$
Statická únosnost ložiska:	$C = 12\,800\ N$
Maximální axiální síla:	$F_{a.max} = 1\,247\ N$
Radiální síla působící na namáhanější ložisko:	$F_r = 90{,}3\ N$

Výpočet radiální síly, která zatěžuje ložiska:



Obr. 30.: Schéma silových účinků na hřídel a ložiska.

$$a = 18\ mm\ ;\ b = 46\ mm\ ;\ l = 64\ mm$$

$$F = 90\ N$$

Body *A* a *B* na obrázku 30 reprezentují místa uložení, kuličková ložiska. Vzdálenosti a, b, l jsou změřeny od středu komponent. Síla $F\,[N]$ je velikost napínací síly synchronního řemene.

Velikost reakcí zjistíme momentovou větou, např. k bodu B. Druhá rovnice pro druhou neznámou je rovnice součtu všech sil ve směru jejich působení.

$$M_B: F * a - R_B * l = 0$$

$$\sum_i F_i: R_A + R_B - F = 0$$

Vyjádřením z těchto rovnic dostaneme reakce $R_A\ a\ R_B$.

$$R_A = \frac{F * b}{l} = \frac{90 * 46}{64} = 64{,}7\ N$$

$$R_B = \frac{F * a}{l} = \frac{90 * 18}{64} = 25{,}3\ N$$

Radiální síly v obou ložiskách jsou zanedbatelné oproti axiální síle, kterou vyvolá vzpříčení kousku uhlí.

Výpočet trvanlivosti ložisek

$$F_e = X * F_r + Y * F_a$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1\ 247}{6\ 650} = 0{,}18$$

Z tabulky pro výpočet ložisek vyplývá, že $e = 0{,}30$ (viz Příloha 4, [16]).

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1\ 247}{64{,}7} = 19{,}27$$

Poměr axiální a radiální síly je větší než e.

Volíme podle tabulky koeficienty "X" a "Y".

$$X = 0{,}56\ ; Y = 1{,}09$$

A pro statické zatížení: $X_0 = 0{,}6\ ; Y = 0{,}5$

Výpočet ekvivalentního statického zatížení.

$$F_{e0} = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

$$F_{e0} = 0{,}6 * 64{,}7 + 0{,}5 * 1\ 247 = 662{,}3\ N$$

Statická bezpečnost:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{e0}} = \frac{6650}{662{,}3} = 10{,}0$$

Bezpečnost 10 pro statické namáhání je dostačující.

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení.

$$F_e = X * F_r + Y * F_a$$

$$F_e = 0{,}56 * 64{,}7 + 1{,}09 * 1\ 247 = 1\ 395{,}5\ N$$

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 * 150} * \left(\frac{12\ 800}{1\ 395{,}5}\right)^3 = 85\ 742\ hodin$$

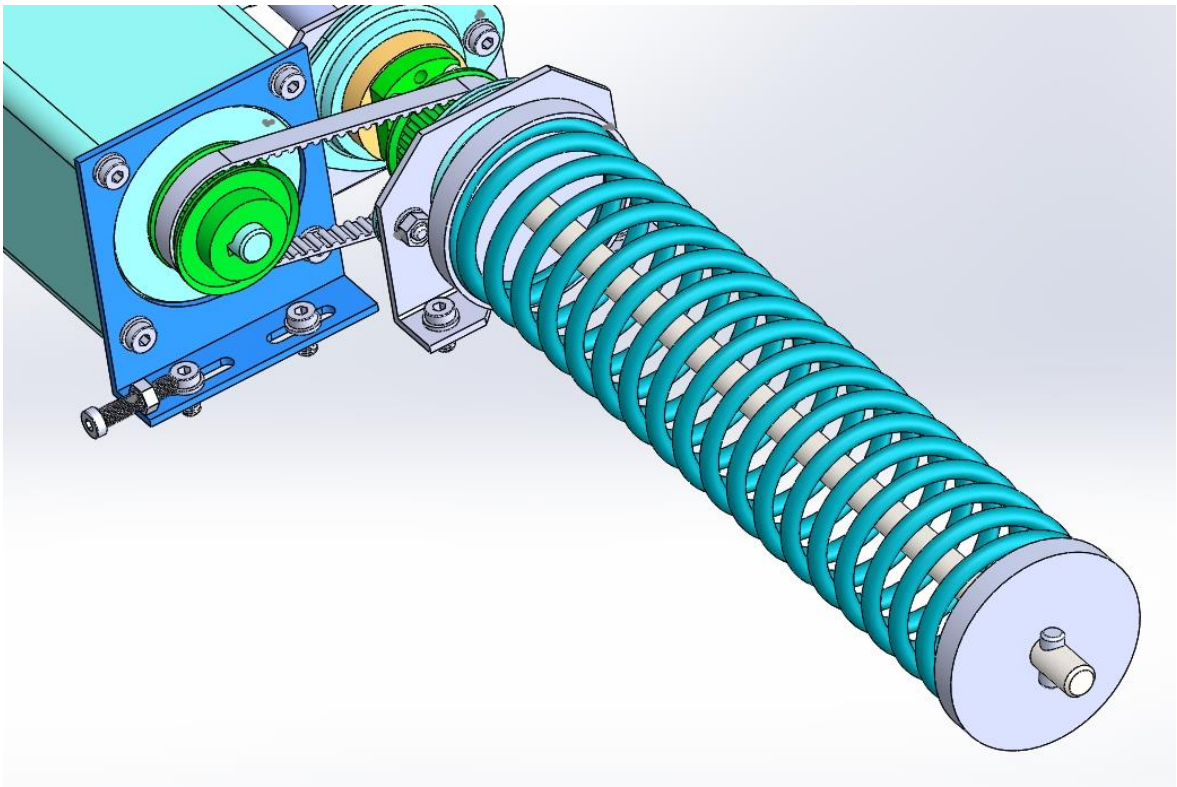
Trvanlivost ložisek je dostatečná. Teoreticky by bylo možné použít i ložiska o menším průměru s menší únosností, avšak prakticky to možné není. Jsme limitováni průměrem prodlužovacího pouzdra, na kterém jsou ložiska nasazená.

Návrh plechových držáků

Pro použití verze ložisek s oválnou přírubou je nutné vytvořit držák ložiska podle přílohy-výkres. Hlavní rozměry - upínací jsou voleny podle ložiskových jednotek oválných dle normy ISO 3228 (pro výstředné upínací kroužky ISO 3145). Kontrolní výpočet pro navržené plechové díly je proveden v kapitole 3.4 Analýza MKP. Konkrétní rozměry a design dílů ukazuje výkresová dokumentace (viz samostatná příloha 6).

3.3.8 Pružina

Vinutá tlačná pružina slouží jako akumulátor energie v mechanismu. Použití pružiny, která vrací mechanismus do polohy zavřeno, je nutné z důvodu bezpečnosti. Norma říká, že je nutno oddělit spalovací prostor a zásobník při výpadku proudu nebo poruše motoru - havarijní stav. Pružina je umístěna na konec kuličkového šroubu, který vychází na straně u ložisek (viz obr. 31).



Obr. 31.: Uložení pružiny mezi misky a pojištění axiálního pohybu kolíkem.

Autor zvolil variantu jedné tlačné vinuté pružiny, protože se jednoduše převleče přes šroub a je zajištěna pomocí kolíku o průměru 8 mm, případně pojistného kroužku pro hřídel a podložky z druhé strany KŠ.

Tažná pružina by potřebovala více místa, bylo by nutné použít závěsy a počítat i s tím, že zatížení by bylo nesymetrické, díky jedné šroubovici. Pomohlo by použití dvou, které mají různý smysl vinutí, aby se natočení při deformaci kompenzovalo. Toto řešení je příliš komplikované.

Výpočet potřebné tuhosti pružiny:

V případě potřeby tedy pružina musí překonat všechny odporové síly.

Odporové síly se skládají z následujících veličin:

- Magnetický odpor ve vinutí krokového motoru

  Při přepočtu na osovou sílu cca $5\ N$.

- Tření ve vedení šoupátka

  Tření se velice liší podle přesnosti montáže, pro výpočet použijeme odhad odporové síly ve vedení $15\ N$.

- Vlastní tíha šoupátka vzhledem k umístění mechanismu pod úhlem 50°

  $$F = m * g * \cos(40°) = 1{,}31 * 9{,}81 * \cos(40°) = 9{,}87\ N = 10\ N$$

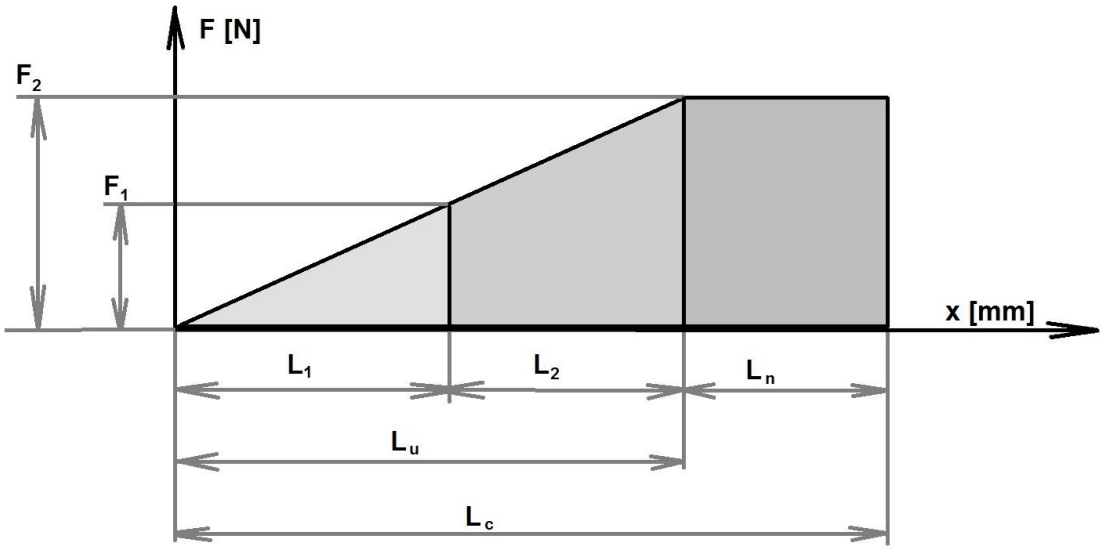
  Síla potřebná pro maximální stlačení pružiny, konec zdvihu.
  $F_2 = 1\ 217\ N$

- Tření v ložiskách (zanedbatelné)
- Tření v řemenovém převodu (zanedbatelné)

celkem: $F = 5 + 15 + 10 + 1\ 217 = \mathbf{1\ 247\ N}$

Z výpočtu plyne, že je potřeba vyvinout sílu $F_1 = 615\ N$ při dovírání mechanismu, ve vzdálenosti l_p (vzdálenost pro předepnutí). S ohledem na použití vinuté pružiny, která má lineární charakteristiku, se ale síla dále zvyšuje a na konci zdvihu šoupátka ve vzdálenosti $l_u = 160\ mm$ od počáteční polohy dosahuje hodnoty F_2. Tuto hodnotu osové síly musí motor v přepočtu (přes kuličkový šroub) na moment překonat. Stlačit pružinu, vyčkat, vrátit se zpět. Motor je v podstatě potřebný pouze pro stlačení pružiny.

V havarijním stavu je šoupátko schopno vrátit se do polohy "zavřeno" díky pružině.



Obr. 32.:Silový diagram pro pružinu.

Obecně platné vztahy pro výpočty síly potřebné pro stlačení pružiny o tuhosti $k\ [N/mm]$ o vzdálenost $x\ [mm]$ jsou uvedeny níže. Tuhost vinuté válcové pružiny je konstantní, a proto je průběh lineární.

$F = x * k$

$F_1 = l_1 * k$

Volba pružiny probíhala tak, že jsme počítali z volné délky pružiny délku pro předepnutí L_1, z ní sílu F_1 (síla pro dovření mechanismu v místě na začátku zdvihu, tam, kde se může zaseknout kus uhlí) a také sílu F_2 z celkové účinné délky pružiny L_u (viz obr. 32). Významnou roli při návrhu hraje i minimální vzdálenost L_n - minimální délka, na kterou je možno pružinu stlačit v této minimální délce, je již firmou Hennlich zahrnuta minimální vzdálenost, aby na sebe závity pružiny zcela nedosedly. [17]

Parametry vybrané pružiny Hennlich:

Celková délka pružiny: $L_0 = 500\ mm$

Minimální délka pružiny: $L_n = 149\ mm$

Délka zdvihu šoupátka: $L_z = 160\ mm$

Tuhost pružiny: $k = 3{,}47\ N/mm$

Užitečná délka pružiny: $L_u = L_o - L_n = 500 - 149 = 351\ mm$

Vzdálenost pro předpětí: $L_p = L_1 = L_0 - L_n - L_z = 500 - 149 - 160 = 191\ mm$

$F_1 = L_p * k = 191 * 3{,}47 = 662\ N$

$F_2 = L_u * k = 351 * 3{,}47 = 1\ 217\ N$

Cílem hledání ideální pružiny je získat sílu F_1o hodnotě minimálně $615\ N$ a zároveň se snažit o co nejmenší sílu F_2, která zatěžuje motor při dojíždění na konec zdvihu. Z několika výpočtů pružin plyne, že čím je délka pružiny větší, tím je větší délka pro předpětí, a dosáhneme tak větší síly F_1 a navíc se poté dramaticky nezvyšuje maximální síla F_2, protože tuhost je nižší, než při použití kratší pružiny.

Vypočítali jsme hodnotu síly $F_1 = 662$ N (síla v poloze "zavřeno"). Taková velikost zaručuje drcení všech kousků uhlí, které přijdou do styku s nabroušeným břitem. Síla na konci zdvihu, v poloze otevřeno je $F_2 = 1\ 217\ N$. Síla F_2 v součtu s pasivními odpory je maximální síla, kterou motor pohánějící KŠ musí vyvinout - v přepočtu z osové síly na krouticí moment. Maximální celková síla se započítanými pasivními odpory je $F_c = 1\ 247\ N$.

Cena jedné pružiny je 702,- Kč (bez DPH) a při dodávce 30 ks pouze 220,- Kč/ks.

Poznámka: Pružiny značky Hennlich se prodávají i v metrových délkách. Konečná délka by pak mohla být doladěna podle potřeby. Jednalo by se o levnější řešení. Dosedací plochy pružiny nejsou zbroušeny ani jinak upraveny. Za předpokladu, že by se vyrobily hlubší misky pro držení konců pružiny, mohlo by se jednat o ideální řešení.

Způsoby pojištění pružiny v osovém směru

Varianta 1: jistící kolík

Dimenzování jistícího kolíku na střih.

Dovolené napětí ve smyku: $\tau_D = 25\ N * mm^{-2}$

$$\tau_D > \tau$$

$$\tau = \frac{4 * F_{max}}{\pi * D_k^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 1\ 178}{\pi * 8^2} = 23{,}43\ N * mm^{-2}$$

Maximální napětí v kolíku nebude přesáhnuto. Zároveň se kolík o větším průměru než $8\ mm$ nevejde do kuličkového šroubu. Toto řešení je jednoduché a levné, není třeba KŠ soustružit, pouze vrtat. Nevýhodou je oslabení KŠ, v extrémním případě hrozí roztržení šroubu v místě, kde je vyvrtána díra pro kolík.

Varianta 2: pojistný kroužek

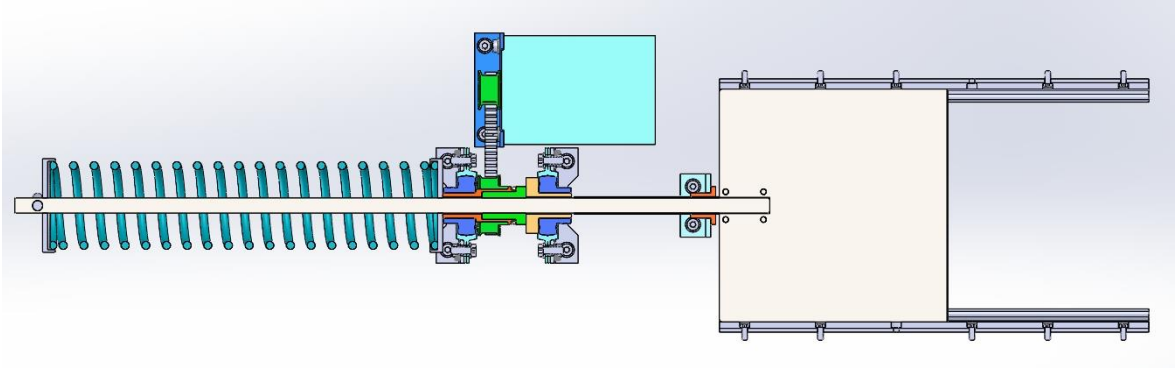
Zajištění pomocí pojistného kroužku v drážce a podložky 12 ISO 7089-200 HV.

Je nutno vysoustružit drážku a vložit do ní vnější pojistný kroužek.

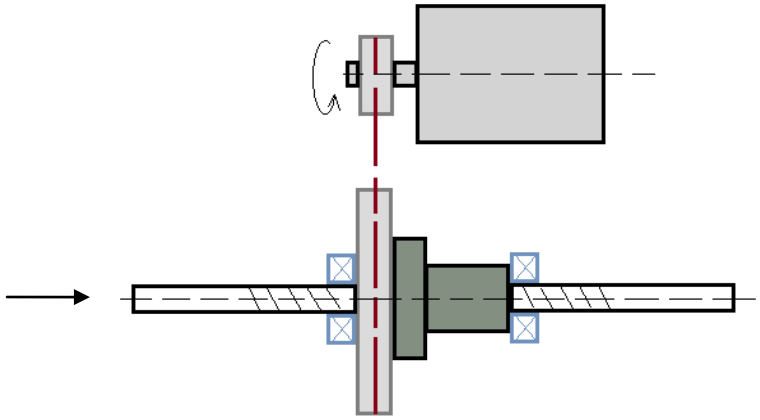
Pro průměr $d_1 = 11\ mm$ (šroub má závit) vychází kroužek o jmenovitém průměru $d_2 = 10{,}5\ mm$.

3.3.9 Kuličkový šroub

Z důvodu umístění mechanismu na násypku kotle a nároků na malé rozměry v oblasti šoupě uvnitř zásobníku se autor rozhodl použít dvojici kuličkového šroubu a kuličkové matice. Otáčením matice vyvoláváme lineární posuv podél osy kuličkového šroubu, který se neotáčí a zároveň se matice neposouvá. Reakční sílu při zasouvání a vysouvání kuličkového šroubu zachytává dvojice kuličkových ložisek, která jsou umístěna buď v plechových držácích, nebo v ložiskových tělesech (viz obr. 33 a 34).



Obr. 33.: Model návrhu celého mechanismu (v řezu).



Obr. 34.: Schéma koncepce pohonu.

Vstupní parametry pro dimenzování kuličkového šroubu

Průměr a stoupání kuličkového šroubu (KŠ) jsme zvolili dle dostupnosti a nízké ceny.

Jmenovitý průměr kuličkového šroubu: $d_š = 12\ mm$

Malý průměr závitu kuličkového šroubu: $d_2 = 0{,}845 * d_š$

$d_2 = 0{,}845 * 12 = 10{,}14\ mm$

Stoupání: $P = 4\ mm$

Počet chodů: $i = 1$

Otáčky matice KŠ jsou shodné s otáčkami výstupní řemenice D_2:

$n_{mat} = 150\ min^{-1}$

Nejdelší nepodepřená délka kuličkového šroubu: $l_n = 100\ mm$

Stanovení trvanlivosti kuličkových šroubů

Trvanlivost v otáčkách:

$$L = \left(\frac{c_a * f_m}{F_{m1} + F_{m2}}\right)^3 * 10^8$$

Základní dynamická axiální únosnost (N), odpovídající stálému neměnnému zatížení, které kuličkový šroub může teoreticky přenášet při trvanlivosti 1 milionu otáček:

Základní dynamická axiální únosnost: $c_a = 8{,}845\ kN$

Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu: $f_m = 1{,}25$ (standartně)

$$L = \left(\frac{8\,845 * 1{,}25}{749{,}6 + 757{,}6}\right)^3 * 10^8 = 3{,}94 * 10^{10}\ otáček$$

Trvanlivost v hodinách:

Síly pro konstantní otáčky:

Síla $F_1{}'$ - při pohybu dolů (mechanismus otevírá). Překonáváme průměrnou sílu pro stlačení pružiny F_{cp} a tření ve vedení F_t. Vlastní tíha zmenšuje sílu potřebnou pro otevření a stlačení pružiny o $10\ N$. To je téměř zanedbatelné. Avšak musíme zprůměrovat maximální hodnoty síly pružiny na začátku zdvihu a na konci zdvihu.

$$F_{cp} = \frac{F_c + F_1}{2} = \frac{1\,217 + 662}{2} = 939{,}5\ N.$$

Na začátku zdvihu působí pružina silou $F_1 = 662\ N$ na konci zdvihu $F_c = 1\,217\ N$

$F_1' = F_c + F_t - F_g = 939{,}5 + 15 - 10 = 944{,}5\ N.$

$F_2 = 1\ 247\ N$

Síla $F_2{}'$ se liší od F_1' pouze tím, že při zavírání mechanismu nepomáhá vlastní tíha k zavření, ale právě naopak. Proto zde $10\ N$ přičítáme.

$F_2' = 954{,}5\ N$

Rozložení zatěžujících sil v závislosti na čase. Uvažujeme, že mechanismus zavírá a otevírá stejnou dobu, takže působení sil v celkovém čase je vyrovnané.

Doba působení $F_1{}'$: $q_1 = 50\ \%$

Doba působení $F_2{}'$: $q_2 = 50\ \%$

$$F_{m1} = \sqrt[3]{F_1'^{\,3} * \frac{q_1}{100}} = \sqrt[3]{944{,}5^3 * \frac{50}{100}} = 749{,}6\ N$$

$$F_{m2} = \sqrt[3]{F_2'^{\,3} * \frac{q_2}{100}} = \sqrt[3]{945{,}5^3 * \frac{50}{100}} = 757{,}6\ N$$

Tento výpočet slouží jako ilustrace, jakým způsobem se navrhují kuličkové šrouby při více režimech zatížení. Byl by využit v případě, pokud by se v budoucnu pracovní režim změnil vlivem úprav v mechanismu nebo programováním motoru. Pouze by se dosadily jiné hodnoty zatěžujících sil a jejich doba působení v procentech z celkového času, kdy mechanismus pracuje.

Např. prodlouží se doba otevírání mechanismu, za účelem snížení zatížení motoru. Při nižších otáčkách má díky momentové charakteristice vyšší moment, tudíž je méně zatěžován. Sice zvýšíme čas jednoho pracovního zdvihu, ale zvýšíme osovou sílu pro zavírání.

Výsledná trvanlivost:

Výsledná trvanlivost oboustranně zatíženého kuličkového šroubu s předepnutou maticí nebo maticí s vůlí, v hodinách.

$$L_h = \frac{L}{n_{mat} * 60}$$

$$L_h = \frac{3{,}94 * 10^{10}}{150 * 60} = 4\ 377\ 777\ hodin$$

Korekce trvanlivosti s ohledem na požadovanou spolehlivost:

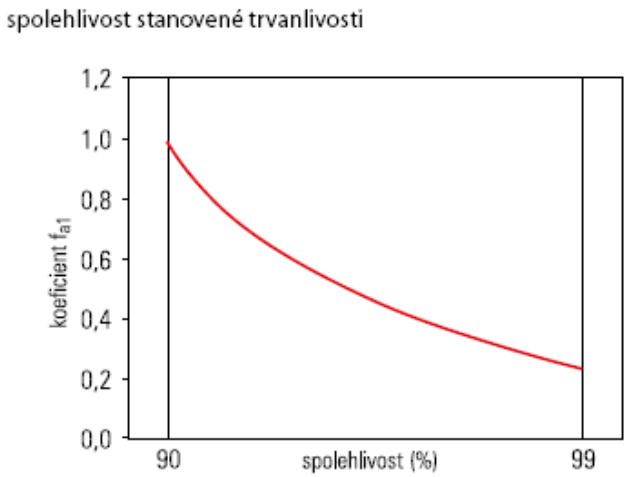
Redukovaná trvanlivost v hodinách: $L_{ha} = L_h * f_{a1}$

faktor spolehlivosti $f_{a1} = 0{,}21$ (při spolehlivosti 99 %)

$L_{ha} = 4\,377\,777 * 0{,}21 = 919\,333\ hodin$

faktor spolehlivosti f_{a1}

spolehlivost (%)	f_{a1}
90	1,00
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21



Obr. 35.: Faktor spolehlivosti a spolehlivost stanovené trvanlivosti.

Trvanlivost 919 tisíc hodin je dostatečná. V reálném provozu však bude kuličkový šroub vystaven prašnému prostředí, nečistotám a tak bude jeho trvanlivost ještě zmenšena. I proto je šroub kryt převlečenou trubkou, která ho chrání proti většině nečistot, které jsou uvnitř zásobníku uhlí. Teoreticky stačí, když bude mít šroub trvanlivost 10 000 hodin. To by odpovídalo, při provozu mechanismu v celkové době 2 hodin denně, 13,7 letům provozu.

Výpočet maximálních otáček hřídele KŠ:

Kritické otáčky n_{kr} se spočítají:

$$n_{kr} = f_{nk} * \frac{d_2}{l_n^2} * 10^7$$

$$n_{kr} = 10 * \frac{10{,}14}{100^2} * 10^7 = 101\,400\ min^{-1}$$

Dle diagramu uložení KŠ: $f_{nk} = 10{,}0$

Pro maximální dovolené otáčky n_{max} rotujícího hřídele KŠ platí následující vztah:

$$n_{max} = 0{,}8 * n_{kr}$$

$$n_{max} = 0{,}8 * 101\,400 = 81\,120\ min^{-1}$$

Kde n_{kr} jsou kritické otáčky dané materiálovými vlastnostmi hřídele, jeho uložením a délkou, d_0 je jmenovitý průměr KŠ, L_8 vzdálenost uložení hřídele a f_n je součinitel dle typu uložení hřídele.

Hodnota maximálních otáček vychází vysoká, protože otáčíme maticí, která je uložena mezi ložisky, která jsou od sebe málo vzdálená, oproti běžnému uložení, kde se otáčí kuličkovým šroubem a matice se posouvá v rozmezí ložisek.

Výpočet maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele KŠ:

Pro stanovení maximálního axiálního zatížení $F_{(a)max}$ s ohledem na vzpěrnou tuhost hřídele KŠ platí následující vztah:

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 * 500 * d_0^4}{f_v * L_8^2}$$

$f_v = 1{,}0$ (viz obr. 36)

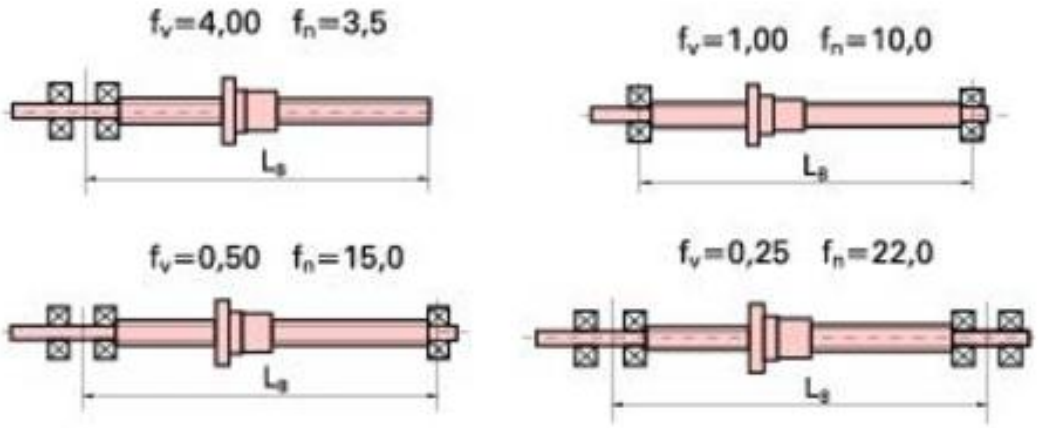
$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 * 500 * 12^4}{1 * 100^2} = 32\ 147\ N$$

$$F_{(a)max} = 0{,}33 * Q_{kr}$$

$$F_{(a)max} = 0{,}33 * 32\ 147 = 10\ 608\ N$$

Kde Q_{kr} je kritická zatěžující axiální síla odvozená od materiálových vlastností hřídele KŠ, jeho uložení a délky, d_0 je jmenovitý průměr KŠ, L_8 vzdálenost uložení hřídele a f_v je součinitel dle typu uložení hřídele.

Koeficienty f_v a f_n určuji podle obr. 36, dle obrázku vpravo nahoře, uložení kuličkové matice mezi dvěma ložisky.



Obr. 36.: Koeficienty f_v a f_n podle typu uložení KŠ.

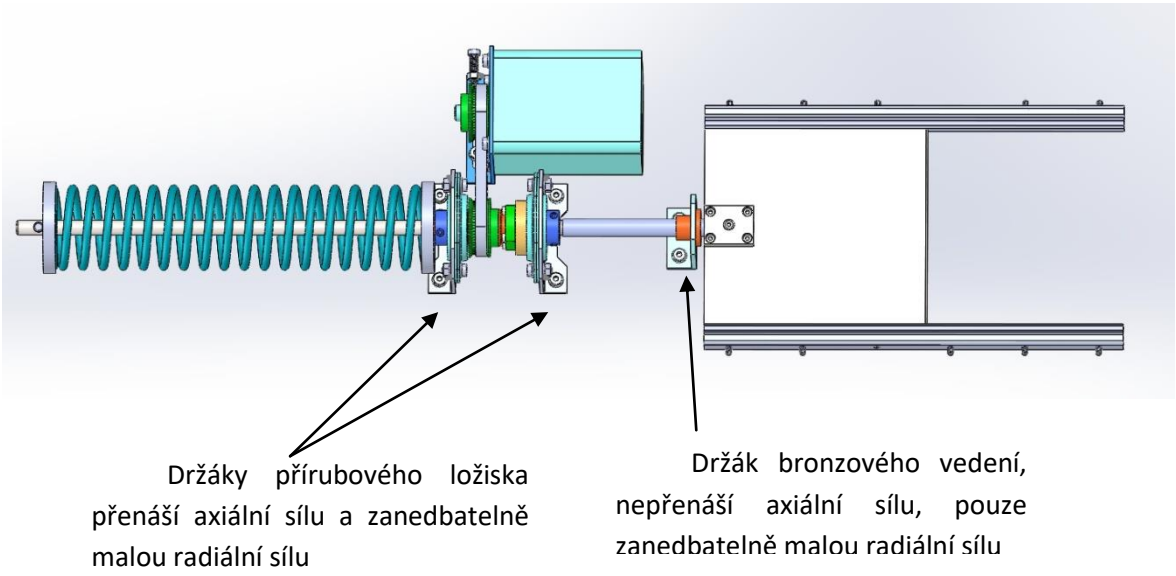
3.4 Analýza MKP

Analýza metodou konečných prvků (MKP) slouží ke zjištění velikosti napětí od kuličkového šroubu v plechách, které drží radiální ložiska. Autor si je vědom toho, že MKP je pouze přibližná metoda plná zjednodušení a kompromisů. V rámci zachování objektivity jsou v modelu udělána pouze taková zjednodušení, která ovlivňují výsledky co nejméně. [4]

Cílem analýzy v MKP bylo navrhnout a optimalizovat plechové díly, na které se přišroubují dva domky kuličkového radiálního ložiska. Tato ložiska jsou zatěžována hlavně axiální silou, vzniklou díky pohybu kuličkového šroubu, resp. velikostí reakční síly v pružině. Tento kuličkový šroub se axiálně pohybuje, kuličková matice se pouze otáčí. Plechové držáky musí zachytit reakční síly a být dostatečně tuhé.

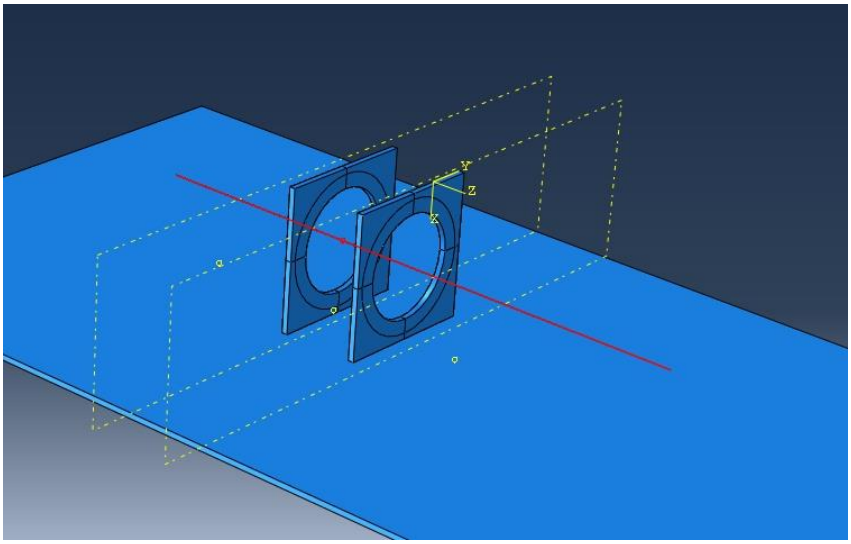
Vytvoření sestavy

Sestava se skládá ze čtyř částí: dvou držáků ložiska, kuličkového šroubu a základní desky (strana násypky), viz obr. 37. Všechny části byly modelovány v programu Abaqus. Držáky ložisek jsou plechové výstřižky o tloušťce 4 mm, modelovány jako "shell" 3D objekt, stejně jako základní deska, která přivařené držáky nese. Poslední část, kuličkový šroub, je modelován jako "wire" s vlastnostmi kruhového profilu o průměru 12 mm.



Obr. 37.: Sestava podléhající analýze MKP.

[4] Problematika výpočtového modelu byla řešena s dohledem Ing. Jiřího Kuželky Ph.D.



Obr. 38.: Model zjednodušené sestavy v programu Abaqus.

Model sestavy se skládá z červené úsečky reprezentující kuličkový šroub, modelu desky (plech o rozměrech 800x400x4 *mm*) a modelu držáků ložisek (plech o základních rozměrech 100x100x4 *mm* s dírou uprostřed s průměrem 72 *mm*) - viz obr. 38.

3.4.1 Volba materiálu

Materiál plechů volíme konstrukční ocel třídy 11 (11 423).

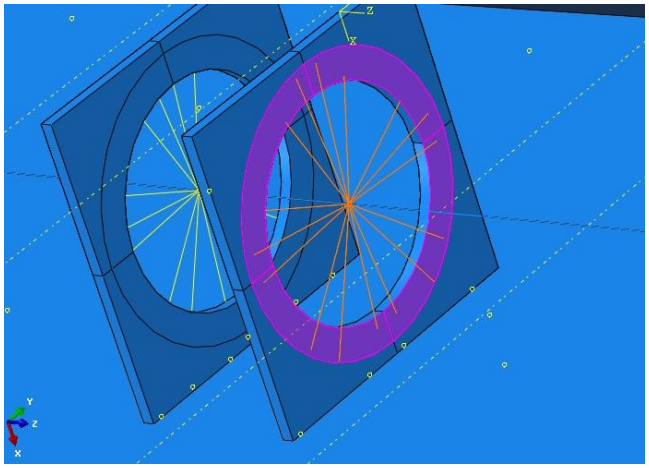
Youngův modul: $E = 210\ 000\ N * mm^{-2}$

Poissonova konstanta: $\nu = 0{,}3$. Pro materiál zadány pouze elastické vlastnosti. Maximální dovolené napětí $6 = 200\ N * mm^{-2}$

3.4.2 Vazby a spojení součástí

Držáky ložisek jsou připojeny kolmo na desku pomocí vazby TIE. Kuličkový šroub je umístěn do osy otvorů držáků. Síla je přenášena vazbou coupling pouze na vnitřní kruh držáku, tam je rozložen tlak od domku ložiska. Jak je patrné z obr. 39.

Základní deska-plech je zafixována celou boční plochou na straně 400x4 *mm*. Zakázána rotace i posuv ve všech směrech. Zbytek je volný.



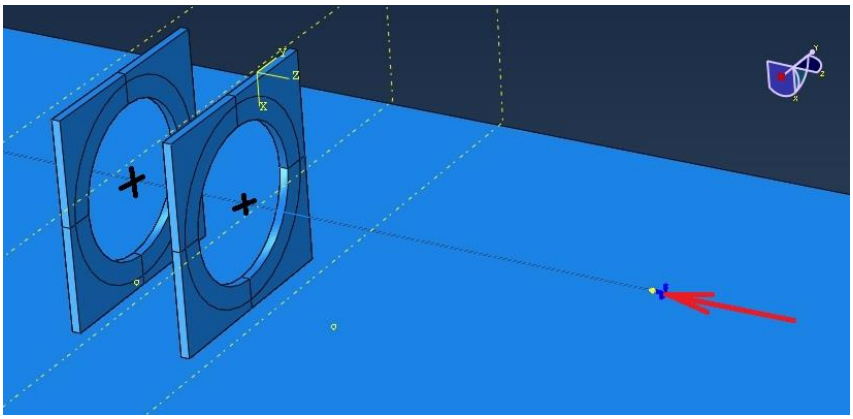
Obr. 39.: Znázornění "constraint".

Pozn.: Zatížení z kuličkového šroubu se přenáší na plochu mezikruží (růžová plocha).

3.4.3 Výpočet

Po zadání vazeb a spojení jsme kuličkový šroub axiálně zatížili osamělou silou o velikosti 2 000 N (červená šipka v obr. 40). Z předchozích výpočtů pružiny a pasivních odporů plyne nejvyšší axiální síla $F_{max} = 1\,247\ N$. Návrh držáků je nutno navrhovat s požadovanou bezpečností. Zvolený koeficient bezpečnosti $k_b = 1{,}6$; $F_{max} = 1\,247\ N$

$$F_{k-max} = F_{max} * k_b = 1\,247 * 1{,}6 = 1\,995\ N \sim 2\,000\ N$$

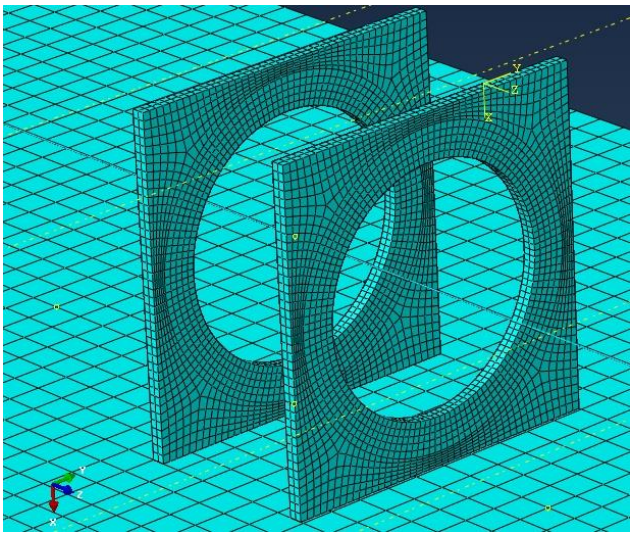


Obr. 40.: Sestava, znázornění zatížení osamělou silou (červená šipka).

3.4.4 Tvorba sítě - meshing

Každá součást je vysíťována jinou sítí. Držáky ložisek byly vysíťovány řízenou sítí. V otvoru a okolí je jinak tvarovaná a jinak hustá síť, než na hranách čtverce. Elementy zvoleny lineární. Velikost maximálně 2 mm. Generovaná síť je upravena, byl zadán směr, jak se mají elementy dělit. Tvar elementu: Hex, strukturovaný. Základní deska je jednoduše automaticky vysíťována. Velikost elementů 5 mm. Tvar elementu - Hex,

strukturovaný. Kuličkový šroub je vysíťován elementy o délce $1\ mm$, automaticky. Vygenerovaná síť je zobrazena na obr. 41.

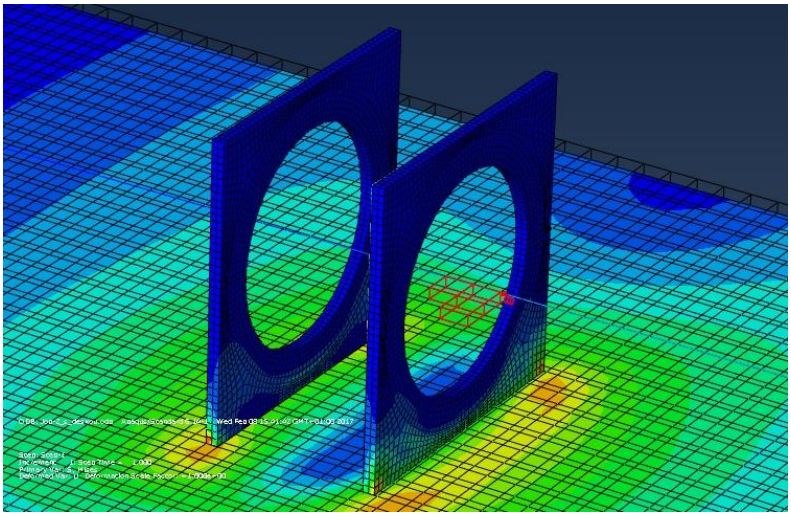


Obr. 41.: Vysíťovaná sestava.

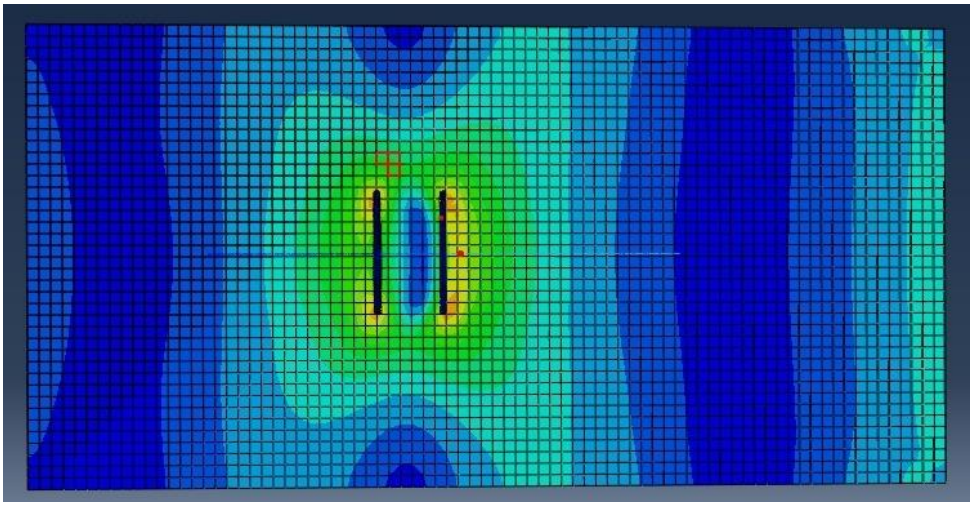
3.4.5 Výsledky

Počítač s procesorem Intel i5 3210U 2,5GHz dokončil výpočty zhruba za jednu minutu. Nebylo nahlášeno žádné varování ani chyba.

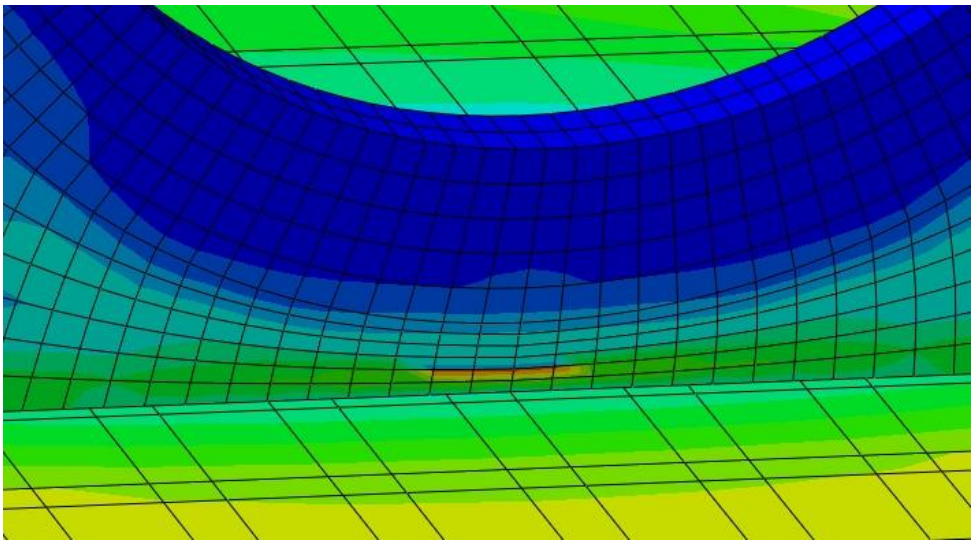
Maximální napětí je dle legendy $81\ N * mm^{-2}$, což je poměrně málo a tím pádem konstrukce z hlediska pevnosti splňuje požadavky. Maximální dislokace $2{,}1\ mm$ - avšak na volném konci kuličkového šroubu, tam nám výchylka nevadí. V celém systému tedy působí pouze elastická deformace, protože mez kluzu ocelových dílů je daleko vyšší než maximální napětí v soustavě. Rozložení napjatosti je patrné z obrázků 42-45.



Obr. 42.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, ISO pohled.

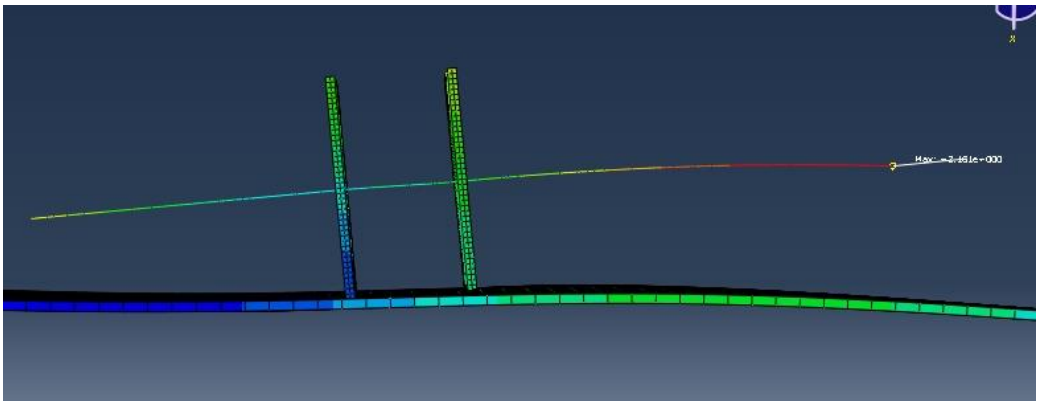


Obr. 43.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, pohled na půdorys.



Obr. 44.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, detail ohybu plechu, maximální napětí.

Pozn.: Modrá barva značí minimální napětí; zelená střední; červená je nejvyšší naměřené.

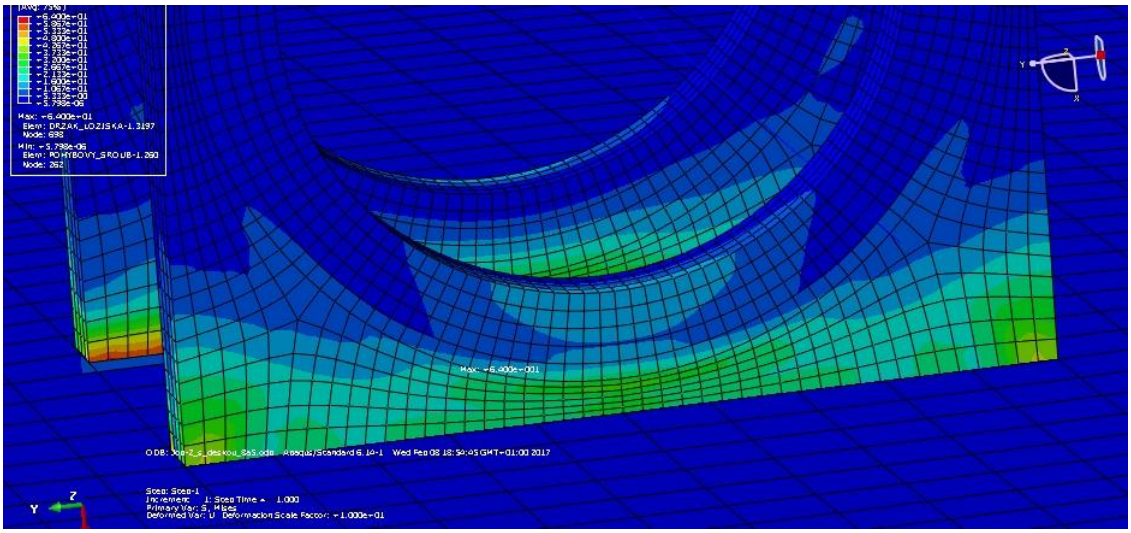


Obr. 45.: Výsledky průběhu dislokací, 10x zvýšené hodnoty pro vizuální znázornění.

3.4.6 Výsledky po změně modelu

Výpočet jsme provedli znovu s jinými tloušťkami plechových dílů. Výsledky po úpravě znázorňuje obrázek 46.

Změny: Tloušťka plechu držáku ložiska zvýšena ze $4\,mm$ na $8\,mm$. Dále tloušťka základního plechu zvýšena ze $4\,mm$ na $5\,mm$. Tloušťka zvýšena za účelem zmenšení dislokací. Pevnost: maximální napětí se zmenšilo na $64\,N*mm^{-2}$. Což je o 21 % méně. Nicméně pevnost není tolik důležitá, protože již v původním modelu byla hodnota napětí malá. Dislokace: maximální hodnota na volném konci kuličkového šroubu. Hodnota klesla na $0{,}9\,mm$, tj. o 57 %. Tato hodnota je již plně přijatelná.



Obr. 46.: Výsledky po úpravě, detail.

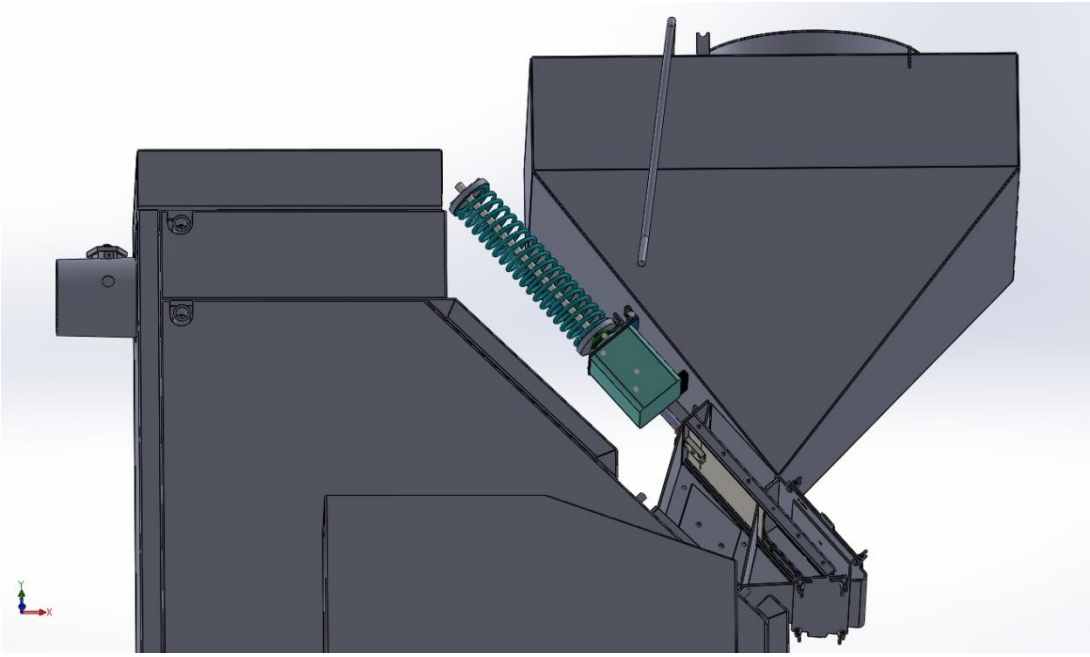
3.4.7 Závěr analýzy MKP

Srovnání naměřených hodnot je znázorněno v tabulce 12.

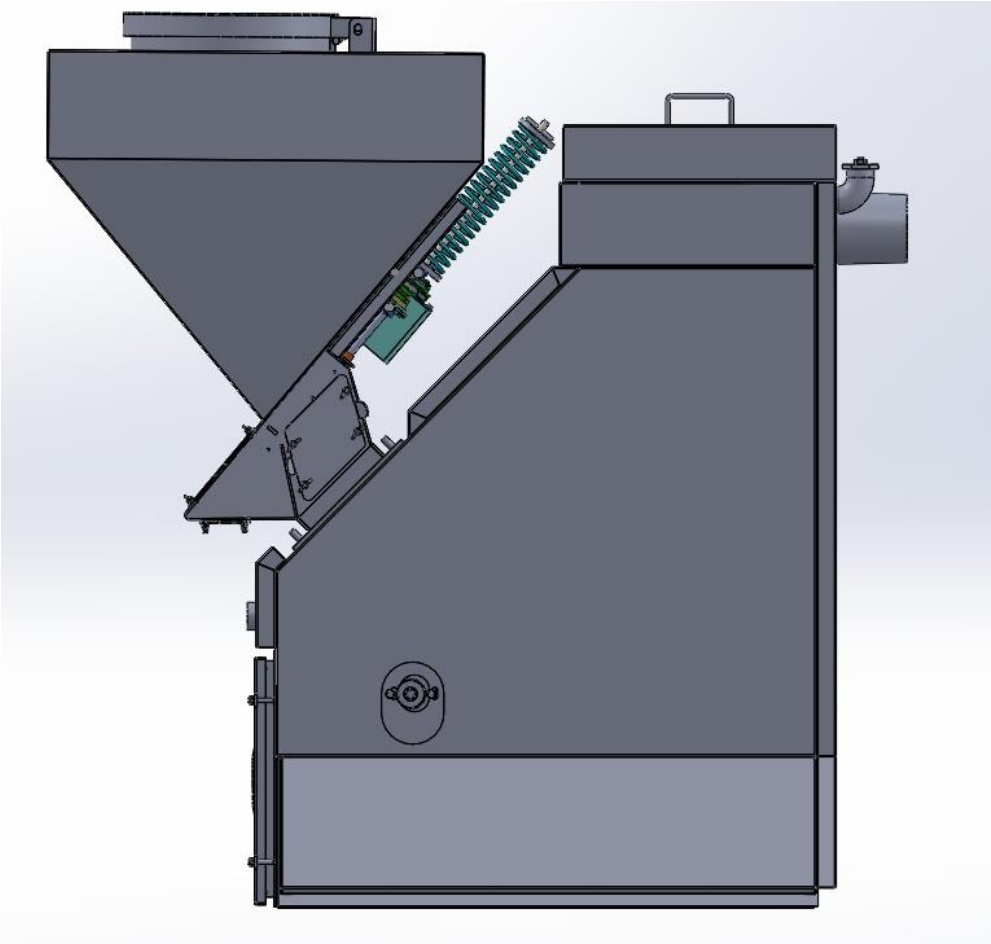
Díky provedené simulaci a výpočtům volíme variantu s tenčími plechy. Tloušťka plechu násypky je $4\,mm$, stejně jako tloušťka plechů pro držáky ložisek. Tato varianta je levnější, přídavná tloušťka navíc nemá takový vliv, jaký jsme očekávali. Ke snížení deformace lze použít také výztuhu v podobě "L" profilu z ocele, např. 30x30x3 o délce $350\,mm$. Tento díl se přivaří na násypku (viz obr. 47 a 48) a zároveň slouží jako kryt mechanismu. Cena takové výztuhy je nízká. Firma Kondor nabízí rovnoramenné úhelníky šestimetrové délky 30x30x3 v ceně 169,- Kč bez DPH. Z takovéto délky je možno vyrobit šestnáct takových výztuh.

Tab. 12.: Srovnání výsledků analýzy MKP.

	Původní (t=4 mm, t*=4 mm)	**Změněná (t=8 mm, t*=5 mm)**
Max.napětí [$N*mm^{-2}$]	81	64
Max. dislokace [mm]	2,1	0,9



Obr. 47.: Umístění mechanismu na násypce (v poloze "zavřeno").



Obr. 48.: Celkový pohled na kotel se šoupátkovým mechanismem (v poloze "zavřeno").

4 ZÁVĚR

V rámci zpracování bakalářské práce bylo navrženo, vymodelováno a výkresově zdokumentováno nové technické řešení šoupátkového mechanismu pro dávkování paliva v kotli pro tuhá paliva firmy Ekoefekt a.s. Zpracované řešení splňuje požadavky pro funkčnost a kritéria daná normami pro kotle na tuhá paliva a také požadavky zadavatelské firmy.

Řešení autora práce spočívá v zisku veliké osové síly z relativně malého krouticího momentu motoru, která zaručeně zavře mechanismus, případně dokáže drtit kousky hnědého uhlí vzepřené mezi šoupátkem a vedením. Ve výsledku řešení figuruje dvojice kuličkové matice a kuličkového šroubu, který je sám o sobě nesamosvorný. Nesamosvornost komponent je jedním z požadavků, protože je nutno mechanismus vrátit do základní polohy "zavřeno", i v případě, kdy není možno polohovat motorem. Energie se v průběhu zdvihu do polohy "otevřeno" akumuluje do vinuté tlačné pružiny. Díky tomuto řešení je dosáhnutí polohy "zavřeno" daleko jednodušší než u stávajícího mechanismu, protože vinutá pružina vyvozuje velikou osovou sílu, která je potřebná pro bezpečné uzavření spalovacího prostoru.

Autor doporučuje použití krokového motoru jako pohonné jednotky. Tento typ motoru vyniká výbornou schopností variability v řízení - je možné provádět naprogramování ochranných funkcí, znovuzavírací sekvence, motor má schopnost výdrže v dané poloze i při zatížení. Systém je zároveň možné naladit pro minimální hlučnost a vibrace. Řídicí jednotka motoru dovoluje řízení rychlosti, akcelerace a celkové dráhy, kterou má šoupátko urazit. Díky jednoduchému programování lze vyřešit mnoho mechanických nedokonalostí.

Navržený mechanismus má potenciál k dalším modifikacím dle aktuálních potřeb. Poměrně složitě řešené uložení kuličkové matice do kuličkových ložisek je možné optimalizovat podle současného vybavení soustružnického oddělení ve firmě, kde by se součásti vyráběly. Dále by bylo možné zvolit menší pružinu, a to v případě, že by osová síla na šoupátku byla více než dostačující. Tvar šoupátka a plechového vedení lze také přizpůsobit možnostem výroby.

Seznam použité literatury

[1] BEDNÁŘ, Jiří. Spirální šnekový dopravník. Bakalářská práce. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012.

[2] Porovnání paliv - kvalitativní ukazatele. NOVÁK - PRODEJ UHLÍ [online]. 2015 [cit. 2016-12-05]. Dostupné z: http://www.uhlinovak.cz/porovnani.html

[3] Katalog mosteckého hnědého uhlí [online]. 2014 [cit. 2016-12-05]. Dostupné z: http://www.czechcoal.cz/cz/uhli/katalog-uhli.pdf

[4] BARTÁK, Pavel; MORAVEC, Josef. Stavba a provoz strojů III. Střední průmyslová škola kamenická a sochařská, 2012.

[5] Norma. ČSN EN 303-5 „Kotle pro ústřední vytápění - Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční nebo samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 300 kW - Terminologie, požadavky, zkoušení a značení“

[6] Automatické kotle na tuhá paliva. VIADRUS [online]. 2013 [cit. 2016-11-22]. Dostupné z: http://www.viadrus.cz/automaticke-kotle-29.html

[7] Atmos D 40 P Automatický kotel na tuhá paliva. TOPENILEVNE.CZ [online]. 2013 [cit. 2016-11-22]. Dostupné z: https://www.topenilevne.cz/atmos-d-40-p-p43714/

[8] Automatické kotle na uhlí a pelety H8-APOD. OPOP [online]. 2013 [cit. 2016-11-22]. Dostupné z: http://www.opop.cz/automaticke-kotle-na-uhli-a-pelety-h8-ap

[9] Dakon DOR N 20 Automat Kotel na tuhá paliva. TOPENILEVNE.CZ [online]. 2013 [cit. 2016-11-22]. Dostupné z: https://www.topenilevne.cz/dakon-dor-n-20-automat-p42811/

[10] PETROŠ, Vladimír. Vlastnosti hornin a horského masivu. Vysoká škola báňská - technická univerzita Ostrava, Hornicko-geologická fakulta, Institut hornického inženýrství, 2001.

[11] 10 tipů jak vybrat krokový motor. E-KONSTRUKTÉR [online]. 2016 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: https://e-konstrukter.cz/novinka/10-tipu-jak-vybrat-krokovy-motor

[12] DC motor série PG521 s planetovou převodovkou. STEJNOSMĚRNÉ MOTORY.CZ [online]. 2017 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.dcmotory.cz/dc-motory-planetova-prevodovka/serie-pg521.html

[13] Katalog produktů Microcon - Momentové charakteristiky modelové řady SX. MICROCON [online]. 2016 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.microcon.cz/

[14] Tolerance a uložení. MITCALC [online]. 2016 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/tolerances/help/cz/tolerances.htm

[15] Technické informace - Utahovací momenty. HEYMAN [online]. 2016 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://www.heyman.cz/media/useruploads/files/cz/technische_angaben/utahovac%C3%AD_momenty.pdf?f=1

[16] KALÁB, Květoslav. Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje. Vysokoškolská příručka. Vysoká škola báňská - technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra částí a mechanismů strojů, 2013.

[17] Výpočet radiálních kuličkových ložisek. STŘEDNÍ ŠKOLA PRŮMYSLOVÁ A UMĚLECKÁ OPAVA [online]. 2016 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/SPS_Vypocet_lozisek.pdf

[18] Tlačné pružiny - pružinová ocel. HENNLICH [online]. 2017 [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_patent_3_0-4_5.pdf

Seznam zkratek a symbolů

Použité zkratky

KŠ	Kuličkový šroub
DC	Stejnosměrný elektrický proud (Direct current)
PWM	Pulzně šířková modulace (Pulse Width Modulation)
MKP	Metoda konečných prvků

Použité symboly (fyzikální veličiny)

$c_{p(voda)}$	Tepelná kapacita vody
S	Plocha výpustě
k	Součinitel bezpečnosti
d_{zr}	Ekvivalentní průměr zrna:
S_{st}	Celková styková plocha břitu působícího na zrno uhlí
F_{pmin}	Požadovaná osová síla
n_m	Otáčky krokového motoru
$i_{př}$	Řemenový převod
P	Stoupání KŠ
n_{mat}	Otáčky kuličkové matice
v	Rychlost posuvu
l	Délka posuvu
t	Doba jednoho pracovního zdvihu
F_{max}	Maximální zatížení (celkem)
μ	Mechanická účinnost celého mechanismu
M_{mat}	Maximální provozní krouticí moment
P_{min}	Minimální výkon elektromotoru
n_m	Požadované otáčky motoru
l_k	Délka kroku krokového motoru
c_k	Počet kroků na jednu otáčku motoru
c_s	Požadovaný počet kroků za sekundu
n_{vs}	Otáčky na vstupní řemenici
a	Požadova osová vzdálenost
$M_{k\ vs}$	Krouticí moment na vstupu
b_{gef}	Požadovaná šířka řemene
$C_{0\ gef}$	Součinitel bezpečnosti řemenového převodu
d_{wk}	Účinný průměr řemenice
L_w	Délka řemene
$n_{výs}$	Otáčky na výstupní řemenici
$M_{k\ výs}$	Krouticí moment na výstupní řemenici
P_T	Přenášený výkon

F_u	Obvodová síla v řemenu
F_v	Celková předepínací síla pro řemen
f_{vf}	Vlastní frekvence řemene
d	Průměr hřídele krokového motoru
M_k	Maximální, špičkový krouticí moment
τ_D	Dovolené smykové napětí
d_{min}	Minimální průměr hřídele motoru
p	Požadovaný maximální tlak
l_a	Návrhová délka pera
l_{pmin}	Nejmenší celková délka pera
τ	Smykové napětí
f	Koeficient tření při statickém dotyku ocel na ocel
D_p	Velký průměr příruby
d_p	Malý průměr příruby
M_z	Předepsaný utahovací moment
D_{ekv}	Ekvivalentní velký průměr příruby
α	Vrcholový úhel v kružnici co vytyčuje délku tětivy
S_T	Plocha mezi tětivou a kružnicí
S_M	Plocha mezikruží
$S_Š$	Plocha děr pro šrouby
S_{cel}	Celková plocha
d_2	Střední průměr šroubu
β	Vrcholový úhel závitu
ϱ_{TH}	Střední poloměr mezikruží hlavy šroubu a dosedací plochy
γ	Úhel stoupání závitu
φ'	Třecí redukovaný úhel
F	Celková přítlačná síla
Q	Osová síla
$D_{stř}$	Střední průměr příruby
M_f	Momentová kapacita spojení
C_o	Dynamická únosnost ložiska
C	Statická únosnost ložiska
$F_{a.max}$	Maximální axiální síla
F_r	Radiální síla působící na namáhanější ložisko
R_A	Reakční síla v podpoře A
R_B	Reakční síla v podpoře B
F_e	Ekvivalentní zatížení ložiska
F_{e0}	Ekvivalentní statické zatížení
X	Koeficient pro výpočet ekvivalentního zatížení pro radiální složku síly
Y	Koeficient pro výpočet ekvivalentního zatížení pro axiální složku síly

L_h	Základní trvanlivost v hodinách
F_2	Síla potřebná pro stlačení pružiny o celkovou účinnou délku pružiny
l_p	Vzdálenost pružiny pro předepsnutí
k	Tuhost pružiny
x	Obecná vzdálenost
F_1	Síla potřebná pro stlačení pružiny o délku l_1
L_n	Minimální délka pružiny po stlačení
L_0	Celková délka pružiny
L_z	Délka zdvihu šoupátka
L_u	Užitečná délka pružiny
F_c	Celková síla se započítanými pasivními odpory
d_1	Redukovaný průměr KŠ
$d_š$	Jmenovitý průměr kuličkového šroubu
l_n	Nejdelší nepodepřená délka kuličkového šroubu
L	Trvanlivost v otáčkách
c_a	Základní dynamická axiální únosnost
f_m	Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu
F_{cp}	Průměrná síla pro stlačení pružiny na konec zdvihu
F_1'	Průměrná síla pro otevření (pohyb šoupátka dolů)
F_2'	Průměrná síla pro zavření (pohyb šoupátka nahoru)
q_1	Doba působení zátěže
q_2	Doba působení zátěže
F_{m1}	Výsledná korigovaná síla působení zátěže s ohledem na čas působení
F_{m2}	Výsledná korigovaná síla působení zátěže s ohledem na čas působení
L_{ha}	Redukovaná trvalivost v hodinách
f_{a1}	Faktor spolehlivosti
n_{kr}	Kritické otáčky KŠ
f_{nk}	Koeficient uložení KŠ v ložiskách
n_{max}	Maximální dovolené otáčky
Q_{kr}	Kritická zatěžující axiální síla
$F_{(a)max}$	Maximální axiální síla daná vzpěrným zatížením KŠ
d_0	Jmenovitý průměr KŠ
f_v	Koeficient dle uložení KŠ
E	Youngův modul
ν	Poissonova konstanta
6	Maximální dovolené napětí
k_b	Koeficient bezpečnosti pro tloušťku plechů

Seznam obrázků

Obr. 1.: Litinové segmenty bubnového roštu firmy Ekoefekt. 3
Obr. 2.: Hotové bubnové rošty firmy Ekoefekt. 3
Obr. 3.: Kotel firmy Ekoefekt, umístění bubnového roštu uvnitř kotle. 4
Obr. 4.: Oblasti ve spalovacím prostoru kotle z hlediska chemických reakcí. 5
Obr. 5.: Schéma konstrukce šoupátkového mechanismu poháněného servomotorem. 6
Obr. 6.: Šoupátkový mechanismus použitý v automatickém kotli Ekoefekt 24. 7
Obr. 7.: Prototyp šoupátkového mechanismu firmy Ekoefekt s kruhovým tvarem. 7
Obr. 8.: Typy žlabů ve šnekovém dopravníku. 8
Obr. 9.: Schéma duté šnekovnice a důležité rozměry 9
Obr. 10.: Typy šnekovnic; a) plná, b) obvodová, c) lopatková, d) kuželová. 9
Obr. 11.: Typy hnědého uhlí "ořech 1" (vlevo) a "ořech 2" (vpravo). 11
Obr. 12.: Charakteristiky hnědého uhlí uváděné v katalogu – příklad. 12
Obr. 13.: Vzájemné třecí odpory mezi materiálem v zásobníku. 13
Obr. 14.: Typy mechanismů pro uvolňování klenby v zásobníku. 14
Obr. 15.: Schéma základních konstrukcí uzávěrů pro zrnité materiály. 15
Obr. 16.: Systém dopravy paliva navržený firmou Viadrus pro kotel Green Eco Therm. ... 22
Obr. 17.: Druhý systém dopravy paliva firmy Viadrus pro kotel U26 Robot. 23
Obr. 18.: Systém dopravy paliva firmy Viadrus pro kotel U26 Robot. 24
Obr. 19.: Kotel Atmos D 40 P Automatický na tuhá paliva. 25
Obr. 20.: Kotel OPOP H824-AP Automatický na tuhá paliva. 27
Obr. 21.: Kotel Dakon DOR N 20 Automat na tuhá paliva. 30
Obr. 22.: Schéma podávacího systému firmy Dakon, kotle DOR N 20 Automat. 30
Obr. 23.: Schéma montáže šnekovice kotle DOR N 20 Automat. 31
Obr. 24.: Celkový pohled na mechanismus. 33
Obr. 25.: Přehled míst kontroly či dimenzování. 35
Obr. 26.: Momentová charakteristika krokového motoru. 40
Obr. 27.: Model sestavy, umístění krokového motoru. 41
Obr. 28.: Pohled shora na řemenový převod a řemenice. 44
Obr. 29.: Schéma kruhové výseče rozdělené tětivou. 46
Obr. 30.: Schéma silových účinků na hřídel a ložiska. 49
Obr. 31.: Uložení pružiny mezi misky a pojištění axiálního pohybu kolíkem. 51
Obr. 32.:Silový diagram pro pružinu. 53
Obr. 33.: Model návrhu celého mechanismu (v řezu). 55
Obr. 34.: Schéma koncepce pohonu. 55
Obr. 35.: Faktor spolehlivosti a spolehlivost stanovené trvanlivosti. 58
Obr. 36.: Koeficienty f_v a f_n podle typu uložení KŠ. 59
Obr. 37.: Sestava podléhající analýze MKP. 60
Obr. 38.: Model zjednodušené sestavy v programu Abaqus. 61
Obr. 39.: Znázornění "constraint". 62
Obr. 40.: Sestava, znázornění zatížení osamělou silou (červená šipka). 62
Obr. 41.: Vysíťovaná sestava. 63
Obr. 42.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, ISO pohled. 63
Obr. 43.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, pohled na půdorys. 64

Obr. 44.: Výsledky průběhu napětí dle metody HMH, detail ohybu plechu, maximální napětí. 64
Obr. 45.: Výsledky průběhu dislokací, 10x zvýšené hodnoty pro vizuální znázornění. 64
Obr. 46.: Výsledky po úpravě, detail. 65
Obr. 47.: Umístění mechanismu na násypce (v poloze "zavřeno"). 66
Obr. 48.: Celkový pohled na kotel se šoupátkovým mechanismem (v poloze "zavřeno"). 66

Seznam tabulek

Tab. 1: Základní parametry hnědého uhlí a rozdíly mezi typem ořech 1 a ořech 2 10
Tab. 2.: Technická data kotle na tuhá paliva Atmos D 40 P 26
Tab. 3.: Technická data kotle na tuhá paliva Atmos D 40 P 26
Tab. 4.: Technická data kotle na tuhá paliva OPOP H824-AP 28
Tab. 5: Technická data kotle na tuhá paliva OPOP H824-AP 29
Tab. 6.: Parametry automatických kotlů DAKON 31
Tab. 7.: Pevnost uhelnatých hornin v tlaku 36
Tab. 8.: Výhody a nevýhody použití stejnosměrného elektromotoru 36
Tab. 9.: Výhody a nevýhody použití krokového motoru 37
Tab. 10.: Výhody a nevýhody použití asynchronního elektromotoru 37
Tab. 11.: Výhody a nevýhody použití elektrického lineárního aktuátoru 37
Tab. 12.: Srovnání výsledků analýzy MKP 65

Seznam příloh

Příloha 1: Výpis předpisů a směrnic, které musí kotle na tuhá paliva splňovat

Příloha 2: Kritéria pro návrh řešení proti prošlehnutí plamene

Příloha 3: Prostředí programu Contitech se zadanými vstupními a spočítanými výstupními hodnotami pro řemenový převod

Příloha 4: Výpočet radiálních kuličkových ložisek

Příloha 5: Ceník komponent

Příloha 6: Výkresová dokumentace (samostatná příloha)

PŘÍLOHY

Příloha 1: Výpis předpisů a směrnic, které musí kotle na tuhá paliva splňovat

ČSN EN ISO 12100:2011	Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika
ČSN EN 953+A1:2009	Bezpečnost strojních zařízení - Ochranné kryty - Všeobecné požadavky pro konstrukci a výrobu pevných a pohyblivých ochranných krytů
ČSN ISO 1819:1993	Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Všeobecná ustanovení
ČSN ISO 11202:2010	Akustika - Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními - Určování hladin emisního akustického tlaku na stanovišti obsluhy a dalších stanovených místech s použitím přibližných korekcí na prostředí
ČSN EN ISO 3746:2011	Akustika - Určování hladin akustického výkonu a hladin akustické energie zdrojů hluku pomocí akustického tlaku - Provozní metoda s měřicí obalovou plochou nad odrazivou rovinou
ČSN EN 303-5:2013	Kotle pro ústřední vytápění - Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční a samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 500 kW - Terminologie, požadavky, zkoušení a značení
ČSN 06 1008:1997	Požární bezpečnost tepelných zařízení
ČSN EN 62233:2008	Metody měření elektromagnetických polí spotřebičů pro domácnost a podobných přístrojů vzhledem k expozici osob
ČSN EN 60335 změna A1	Bezpečnost elektrických spotřebičů pro domácnost a podobné účely. Část 1: Všeobecné požadavky
ČSN EN 15036-1:2007	Kotle pro ústřední vytápění - Zkušební předpisy pro měření hluku šířeného vzduchem vyzařovaného zdroji tepla - Část 1: Emise hluku šířené vzduchem ze zdrojů tepla

a) k otopné soustavě

ČSN 06 0310	Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž
ČSN 06 0830	Tepelné soustavy v budovách - Zabezpečovací zařízení
ČSN 07 7401	Voda a pára pro tepelná energetická zařízení s pracovním tlakem páry do 8 MPa
ČSN EN 303-5	Kotle pro ústřední vytápění - Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční a samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 500 kW - Terminologie, požadavky, zkoušení a značení

b) na komín

ČSN 73 4201	Navrhování komínů a kouřovodů

c) vzhledem k požárním předpisům

ČSN 06 1008	Požární bezpečnost tepelných zařízení
ČSN EN 13501-1+A1	Požární klasifikace stavebních výrobků a konstrukcí staveb - Část 1: Klasifikace podle výsledků zkoušek reakce na oheň

d) k soustavě pro ohřev TV	
ČSN 06 0320	Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování
ČSN 06 0830	Tepelné soustavy v budovách - Zabezpečovací zařízení
ČSN 75 5409	Vnitřní vodovody
e) k elektrické síti	
ČSN 33 0165	Elektrotechnické předpisy. Značení vodičů barvami nebo číslicemi. Prováděcí ustanovení
ČSN 33 1500	Elektrotechnické předpisy. Revize elektrických zařízení
ČSN 33 2000-4-41 ed.2	Elektrické instalace nízkého napětí - Část 1: Základní hlediska, stanovení základních charakteristik, definice
ČSN 33 2000-5-51 ed.3	Elektrické instalace nízkého napětí - Část 5-51: Výběr a stavba elektrických zařízení - Všeobecné předpisy
ČSN 33 2130 ed.2	Elektrické instalace nízkého napětí - Vnitřní elektrické rozvody
ČSN 33 2180	Elektrotechnické předpisy. Připojování elektrických přístrojů a spotřebičů
ČSN 34 0350 ed.2	Bezpečnostní požadavky na pohyblivé přívody a šňůrová vedení
ČSN EN 60079-10-1	Výbušné atmosféry - Část 10-1: Určování nebezpečných prostorů
ČSN EN 60079-14 ed.3	Výbušné atmosféry - Část 14: Návrh, výběr a zřizování elektrických instalací
ČSN EN 60252-1 ed.2	Kondenzátory pro střídavé motory - Část 1: Všeobecně - Provedení, zkoušení, dimenzování - Bezpečnostní požadavky - Pokyny pro montáž a provoz
ČSN EN 60335-1 ed.2	Elektrické spotřebiče pro domácnost a podobné účely - Bezpečnost - Část 1: Všeobecné požadavky.
ČSN EN 60335-2-102	Elektrické spotřebiče pro domácnost a podobné účely - Bezpečnost - Část 2-102: Zvláštní požadavky na spotřebiče spalující plynná, ropná a pevná paliva obsahující elektrické spoje.
ČSN EN 60445 ed.4	Základní a bezpečnostní zásady pro rozhraní člověk-stroj, značení a identifikace - Identifikace svorek předmětů, konců vodičů a vodičů
ČSN EN 61000-6-3 ed.2	Elektromagnetická kompatibilita (EMC) - Část 6-3: Kmenové normy - Emise - Prostřední obytné, obchodní a lehkého průmyslu.
ČSN EN 61000-3-2 ed.3	Elektromagnetická kompatibilita (EMC) - Část 3-2: Meze - Meze pro emise proudu harmonických (zařízení se vstupním fázovým proudem ≤ 16 A)
ČSN EN 61000-3-3 ed.2 (ed.3)	Elektromagnetická kompatibilita (EMC) - Část 3-3: Meze - Omezování změn napětí, kolísání napětí a flikru v rozvodných sítích nízkého napětí pro zařízení se jmenovitým fázovým proudem ≤ 16 A, které není předmětem podmíněného připojení.

Příloha 2: Kritéria pro návrh řešení proti prošlehnutí plamene

Kritéria pro návrh řešení proti prošlehnutí plamene

Tabulka B.1 – Kritéria pro návrh řešení proti prošlehnutí plamene

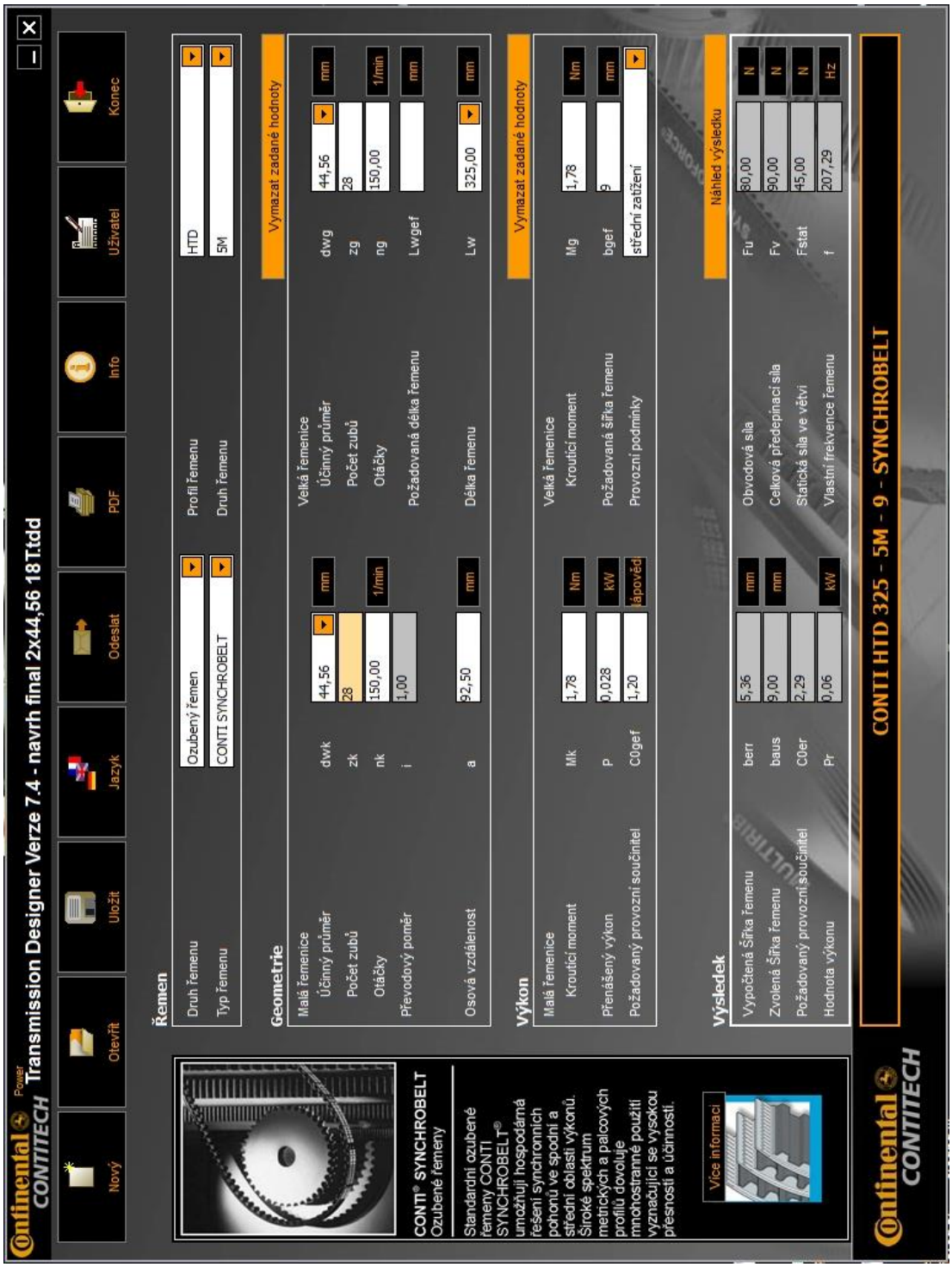
Číslo	Prevence tepelné vodivosti	Prevence zpětného toku	Prevence šíření ohně	Nezávislost na přívodu energie	Vyhovující řešení	Podrobná kritéria pro splnění požadavků jako obecně vyhovující řešení
	4.3.3.2	4.3.3.3	4.3.3.4	4.3.3.1	podle	
1	ANO	NE	ANO	ANO	Vodní hasicí zařízení	Hasicí zařízení musí zajistit odpovídající rozptýlení vody po celém průřezu; množství využitelné vody musí být ≥ 0,1 litru na kW jmenovitého tepelného výkonu a ≥ 5 litrů; je-li množství vody menší než dvojnásobek objemu zařízení pro dodávku paliva, musí být zajištěno trvalé připojení k přívodu vody; hasicí zařízení musí reagovat v kombinaci s STB podle EN 14597 (STW + funkce trvalého blokování) při ≤ 95 °C; voda není přijatelná pro kotle spalující uhlí.
2	ANO	NE	ANO	NE	Samočinné zařízení pro nouzový odvod tepla	Samočinný odvod aktivovaný STB podle EN 14597 (STW + trvalé blokování), reagující při teplotě ≤ 85 °C nebo při zvýšení Δt = 20 K, v porovnání s běžným provozem (maximum 95 °C), kdy se vyprázdní zařízení pro dodávku paliva bez přeplnění kotle.
3	ANO	NE	NE	NE	Zařízení pro dodávku paliva, které je chlazeno vodním okruhem, a teplota vody je omezena pojistkou (např. vodní okruh je součástí okruhu kotle).	Nejvyšší teplota vody je seřízena na 95 °C, omezena samostatným STB, nebo STB kotle je v uzavřeném okruhu.
4	ANO	NE	ANO	ANO	Hasicí zařízení přímo v zásobníku, např. vodní sprinklerové zařízení, a STB nastaveno nejvýše na 95 °C.	Hasicí zařízení musí zajistit odpovídající rozptýlení vody po celém průřezu; musí být zajištěno trvalé připojení k přívodu vody; hasicí zařízení musí reagovat v kombinaci s STB podle EN 14597 (STW + funkce trvalého blokování) při ≤ 95 °C.
5	ANO	NE	NE	ANO	Dostatečná tepelná izolace zásobníku od horkých částí kotle.	Tepelná izolace musí být z nehořlavého materiálu.
6	ANO	NE	NE	ANO	Přirozeně větraný prostor mezi zásobníkem a kotlovým tělesem (samostatný plášť).	Požadavek musí být splněn v kombinaci se zkouškou podle 5.16.4 bez mechanické podpory.
7	NE	ANO	ANO	ANO	Bezpečnostní zařízení pro udržení trvalého utěsnění mezi zařízením pro dodávku paliva a palivovým potrubím.	Bezpečnostní zařízení, které je trvale v činnosti, s únikem 1 % jmenovitého průtoku spalin (nebo 1 m^3/h do 70 kW) při okolní teplotě a rozdílu tlaku (5 Pa + jakýkoli dovolený přetlak ve spalovací komoře kotle); volný průřez a dostatečný prostor pro činnost bezpečnostního zařízení bez jakéhokoli omezení palivem (běžný provoz, vypnutí, přetížení).

Tabulka B.1 *(dokončení)*

Číslo	Prevence tepelné vodivosti	Prevence zpětného toku	Prevence šíření ohně	Nezávislost na přívodu energie	Vyhovující řešení	Podrobná kritéria pro splnění požadavků jako obecně vyhovující řešení
	4.3.3.2	4.3.3.3	4.3.3.4	4.3.3.1	podle	
8	NE	ANO	ANO	ANO	Bezpečnostní zařízení pro zajištění těsnosti mezi zařízením pro dodávku paliva a palivovým potrubím nikoli během dodávky paliva, ale během všech ostatních provozních stavů.	Bezpečnostní zařízení (není trvale v činnosti), s únikem 1 % jmenovitého průtoku spalin (nebo 1 m^3/h do 70 kW), při okolní teplotě a rozdílu tlaku 5 Pa v provozním stavu; dovoleno pouze u kotlů navržených pro provoz s podtlakem ve spalovací komoře; dostatečný prostor pro činnost bezpečnostního zařízení bez jakéhokoli omezení palivem (běžný provoz, vypnutí, přetížení).
9	NE	ANO	ANO	ANO	Těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s vyrovnáním tlaku a bezpečnostním spínačem	Těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s vyrovnáním tlaku, což funguje při běžném provozu a v případě spouštění, vypnutí a výpadku energie. Difuze horkých plynů do zásobníku se musí vyloučit připojením k vyrovnání tlaku mezi přívodem spalovacího vzduchu a zásobníkem paliva. Rozměr přípojky musí být dostatečný pro vyrovnání tlaku nikoli pro zrychlení šíření ohně. Víko zásobníku musí být opatřeno bezpečnostním spínačem (podle H27 v EN 60730-2-5), který přeruší přívod spalovacího vzduchu v případě otevření víka. Vyrovnání tlaku se musí dosáhnout bez mechanické podpory (tj. bez ventilátoru).
10	NE	ANO	ANO	ANO	Těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s provozem kotle při podtlaku, šikmým dopravníkem a bezpečnostním spínačem.	Těsné víko zásobníku paliva v kombinaci s provozem kotle při podtlaku. Difuze horkých plynů do zásobníku se musí vyloučit přirozeným tahem (např. šikmý dopravník). Víko zásobníku musí být opatřeno bezpečnostním spínačem (podle H27 v EN 60730-2-5), který přeruší přívod spalovacího vzduchu v případě otevření víka. Minimální sklon 30°, minimální výškový rozdíl 20 cm.
11	NE	ANO	ANO	ANO	Použití ustáleného toku pro vytvoření stabilních tlakových podmínek.	Použití ustáleného toku pro vytvoření stabilních tlakových podmínek, např. tryska, bezpečnostní zařízení třídy B podle 4.3.1, pro řízení otáček přívodního ventilátoru nebo relevantního tlaku, který přeruší přívod paliva v případě poruchy. Uzavření palivového potrubí se dosáhne šikmým dopravníkem nebo utěsněním (technické podmínky jsou popsány v řešení č. 7 nebo 8 nebo 12).
12	NE	ANO	ANO	ANO	Šikmý dopravník v kombinaci s palivovou šachtou do spalovací komory	Pouze u kotlů ≤ 70 kW Sklon minimálně 30° Minimální výška palivové šachty: 150 mm ≤ 15 kW 250 mm > 15 kW ≤ 70 kW
13	NE	NE	ANO	ANO	Skluz paliva bez bezpečnostního zařízení a s minimální výškou.	Pouze u kotlů na spalování pelet nejvýše do 300 kW minimální výška: 150 mm ≤ 15 kW 250 mm > 15 kW ≤ 70 kW 300 mm > 70 kW ≤ 300 kW

Příloha 3: Prostředí programu Contitech se zadanými vstupními a spočítanými výstupními hodnotami pro řemenový převod

Vygenerovaná zpráva, celkové výsledky výpočtů v programu Contitech:



Continental CONTITECH
Výsledek
Profil zubu PROF = 5M
Rozteč zubů T = 5,00 mm
Počet zubů malé řemenice ZK = 28
Účinný průměr malé řemenice DWK = 44,56 mm
Počet zubů velké řemenice ZG = 28
Účinný průměr velké řemenice DWG = 44,56 mm
Otáčky malé řemenice NK = 150,00 1/min
Otáčky velké řemenice NG = 150,00 1/min
Převodový poměr I = 1,00
Délka řemenu LW = 325,00 mm
Počet zubů řemenu Z = 65,00
Osová vzdálenost AER = 92,50 mm
Úhel opásání malé řemenice BETA = 180,00 grd
Počet zubů v záběru malé řemenice ZE = 14,00
Rychlost řemenu V = 0,35 m/s
Ohybová frekvence při provozu BF = 2,15 Hz
Celkový provozní součinitel C0 = 1,20
Součinitel počtu zubů v záběru C1 = 1,00
Součinitel délky C5 = 0,80
Požadovaný přenášený výkon P = 0,03 kW
Kroutící moment na malé řemenici MDK = 1,78 Nm
Kroutící moment na velké řemenici MDG = 1,78 Nm
Vypočtená šířka řemenu BERR = 5,36 mm
Zvolená šířka řemenu B = 9,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu PR = 0,06 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel C0ER = 2,29
Obvodová síla FU = 80,00 N
Statická síla ve větvi FSTAT = 45,00 N
Celková předepínací síla FV = 90,00 N
Součinitel zatížení předpětím k1 = 1,00
Provozní součinitel předpětí k2 = 1,00
Kontrolní síla FE = 38,40 N
Průhyb od kontrolní síly TE = 4,84 mm
Vlastní frekvence volné větve EIF = 207 Hz
Continental CONTITECH
CONTI HTD 325 - 5M - 9 - SYNCHROBELT
Zpět

Příloha 4: Výpočet radiálních kuličkových ložisek

Výpočet radiálních kuličkových ložisek

Tab. 2. Součinitele X, Y a X_0, Y_0 pro radiální ložiska[1])

Druh ložiska	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/VF_r \leq e$ X	$F_a/VF_r \leq e$ Y	$F_a/VF_r > e$ X	$F_a/VF_r > e$ Y	X_0[2])	Y_0[2])
jednořadé kuličkové	0,014 0,028 0,056 0,084 0,11 0,17 0,28 0,42 0,56	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,6	0,5
jednořadé kuličkové s kosoúhlým stykem $\gamma = 26°$	0,68	1		0	0,41	0,85	0,5	0,37
jednořadé válečkové a jehlové[3])	—				1	0	1	0
dvouřadé naklápěcí kuličkové	1,5 tg α			0,42 cotg α	0,65	0,65 cotg α		0,44 cotg α
dvouřadé soudečkové				0,45 cotg α	0,67	0,67 cotg α		
jednořadé kuželíkové				0	0,40	0,40 cotg α	0,5	0,22 cotg α

[1]) U jednosměrných a obousměrných axiálních ložisek je obvykle $F_r = 0$, takže F_a i $F_{e0} = F_a$.
[2]) Hodnoty součinitelů X_0 a Y_0 u jednořadých kuličkových a kuželíkových ložisek platí jen při $F_{e0} \neq F_r$; jinak se pro kontrolu F_{e0} uvažuje $F_{e0} = F_r$.
[3]) U těchto ložisek musí být $F_a = 0$

Tab. 1. Rotační součinitel V

Druh ložiska	Zatížení vnitřního kroužku	
	obvodové	bodové
Kuličkové jednořadé a dvouřadé, jednořadé s kosoúhlým stykem, válečkové, soudečkové a kuželíkové	1	1,2
Kuličkové dvouřadé naklápěcí	1	1

Ekvivalentní statické zatížení:

$F_{e0} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ [N] $< C_0$ – základní statická únosnost ložiska

Statická bezpečnost s_0:

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{e0}} \qquad (1{,}5 - 2)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ [N] $< C$ – základní dynamická únosnost ložiska

Základní trvanlivost v hodinách:

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \text{ [h]} \qquad n \text{ – otáčky ložiska v } s^{-1}$$

Zdroj: Výpočet radiálních kuličkových ložisek. STŘEDNÍ ŠKOLA PRŮMYSLOVÁ A UMĚLECKÁ OPAVA [online]. 2016 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/SPS_Vypocet_lozisek.pdf [16]

Příloha 5: Ceník komponent

Součást šoupátkového mechanismu	**Cena produktu za normovanou jednotku [Kč/nj]**	**Potřebné množství**	**Cena za potřebné množství [Kč]**	**Cena za kus při výrobě 30 ks mechanismů [Kč]**
Kuličkový šroub	1 549,-	0,6 m	929,-	929,-
Kuličková matice	949,-	1 ks	949,-	949,-
Krokový motor	1 170,-	1 ks	1 170,-	1 170,-*
Ovladače motoru	970,-	1 ks	970,-	970,-*
Řídící deska	160,-	1 ks	160,-	160,-
Řemenice HTD5	63,-	2 ks	126,-	126,-*
Řemen 325-HTD5	150,-	1 ks	150,-	150,-*
Pružina d6,3;L500	702,-	1 ks	702,-	220,-
Výztuha	156,-	0,35 m	55,-	55,-
Ložiska přírubová	247,-	2 ks	494,-	494,-*
Celkem	**X**	**X**	**5 705**,-	**5 223**,-

** Ceny s hvězdičkou znamenají, že není zjištěna možnost množstevní slevy, ale je pravděpodobná.*

Pozn.: [Kč/nj] = Korun českých na normovanou jednotku, v případě délkových rozměrů "metr" [m], v kusových "kus" [ks]. Ceny uváděny bez DPH.

Ceník komponent slouží především jako informativní materiál pro zadávající firmu.

Příloha 6: Výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace je přiložena samostatně v externí složce.

Obsah výkresové dokumentace:

- výkresy: 14x (12x A4, 2x A2)
- kusovník: 2 listy