Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Metodika konstruování v oboru

(návody do cvičení)

Daniel Valošek
Jiří Josiek
Martin Byrtus
Pavel Milčák

Určeno pro projekt:

Název: **Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu**

Číslo: CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414
Operační program Rozvoj lidských zdrojů, Opatření 3.2
Realizace: VŠB – Technická univerzita Ostrava
Projekt je spolufinancován z prostředků ESF a státního rozpočtu ČR

Ostrava 2007

METODIKA KONSTRUOVÁNÍ V OBORU

KAPITOLA 1 **TECHNOLOGICKÁ SCHÉMATA KOTLE**

KAPITOLA 2 **PEVNOSTNÍ VÝPOČTY TLAKOVÝCH ČÁSTÍ KOTLE**

KAPITOLA 3 **ARMATURY KOTLE**

KAPITOLA 4 **SPALOVÁNÍ BIOMASY**

Studijní opora

METODIKA KONSTRUOVÁNÍ V OBORU

Kapitola 1

Technologická schémata kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ing. Daniel Valošek
IVITAS, a.s.

Obsah

1. TECHNOLOGICKÁ SCHÉMATA KOTLE 2

1.1 ÚVOD 2
1.2 TVORBA SCHÉMAT 3
1.2.1 Základní pravidla 3
1.2.2 Schématické značky 4
1.2.3 Typy čar 5
1.2.4 Jednotné značení technologie (metodika KKS) 5
1.2.4.1 Architektura označení KKS 6
1.2.4.2 Příklady označení 7
1.3 TECHNOLOGICKÁ SCHÉMATA KOTLE – HLAVNÍ FUNKČNÍ CELKY 8
1.3.1 Voda-pára 8
1.3.1.1 Napájecí hlava 8
1.3.1.2 Separace vlhkosti z páry 9
1.3.2 Palivo-vzduch-spaliny 10
1.3.2.1 Příprava paliva 11
1.3.2.2 Vzduchový ventilátor, POV a ohřev vzduchu spalinami 13
1.3.3 Plynové hospodářství 14
1.3.3.1 Hlavní uzávěr plynu 14
1.4 ZÁVĚR 15
1.5 LITERATURA 16

1. Technologická schémata kotle

1.1 Úvod

Technologická schémata P&ID (Process and instrumentation diagram) jsou grafickým nositelem základních informací o technologii výrobního procesu. Jsou nezbytná při návrhu, výstavbě i provozování celého technologického zařízení. Přehledně zachycují veškeré toky látek a energií. A to jak látek a energií přímo účastnících se výroby (suroviny, palivo), tak i pomocných, které zabezpečují správný chod a bezpečnost celého procesu (tlakový ovládací vzduch, chladící voda, atd.). Technologická schémata zobrazují veškerá potřebná zařízení od armatur přes tepelné výměníky, čerpadla, ventilátory, dopravníky až po nejrůznější měřidla a ovládací prvky.

Cílem této kapitoly je představení základů tvorby technologických schémat parních kotlů, jejich specifik a rozdělení podle hlavních funkčních celků.

1.2 Tvorba schémat

Základním požadavkem při tvorbě technologických schémat je, aby obsahovaly co možná nejvíce informací při současném zachování přehlednosti a čitelnosti. Není zcela žádoucí, aby například na schématu zobrazujícím tlakový celek kotle bylo detailně rozkresleno olejové hospodářství hydraulického pohonu armatury. Pro přesný popis jednotlivých součástí technologického celku pak mohou sloužit dílčí schémata. Vždy je nejdříve zapotřebí uvědomit si celkový rozsah a pak s ohledem na přehlednost určit formát a členění technologických schémat. Pro schématické znázornění jednoduchého technologického procesu vystačíme s jedním výkresem klasického formátu (A4 až A0). U složitějších zařízení, mezi která patří i parní kotle, je nutno počítat s rozdělením na více výkresů. Toto rozdělení opět nesmí narušit čitelnost technologie se všemi návaznostmi. Snahou je, aby zůstala zachována soudržnost funkčních celků. U schémat parních kotlů proto většinou dochází k rozčlenění na tlakový systém kotle (schéma voda-pára) a systém týkající se spalovacího procesu (schéma palivo-vzduch-spaliny). Zvláštní kapitolou a dá se říct samostatným celkem, je také sytém zapalovacích a stabilizačních hořáků. Schéma mazutového či plynového hospodářství pak zachycuje tuto část technologie.

Schéma palivo-vzduch-spaliny je podle konkrétní situace a mnohdy i požadavků zákazníka či provozovatele, možno dále rozdělit na schéma palivového hospodářství (vnitřní zauhlování, mlecí okruhy a hořáky) a schéma vzduch-spaliny. Podrobněji se k jednotlivým schématům budeme věnovat v další části této kapitoly.

V současné době a to především díky výpočetní technice, jsou ve schématech uchovávány velké množství informací, které však v tištěné podobě nejsou k dispozici. Tyto informace jsou uchovávány jako atributy v blocích schématických značek jednotlivých zařízení a slouží ke tvorbě a spravování databází (potrubní trasy, armatury, stroje, instrumentace, pohony, atd.).

1.2.1 Základní pravidla

Toky hlavních médií směřují z leva doprava nebo od spodu nahoru.

Ve schématech platí zákon gravitace, tzn. popílek z dopravníku padá směrem dolů, kapalina se v nádrži vyskytuje ve spodní části, horké plyny (pára, spaliny) stoupají vzhůru.

Je zapotřebí vyhnout se shlukům a pamatovat na možnost pozdějších úprav a doplňování.

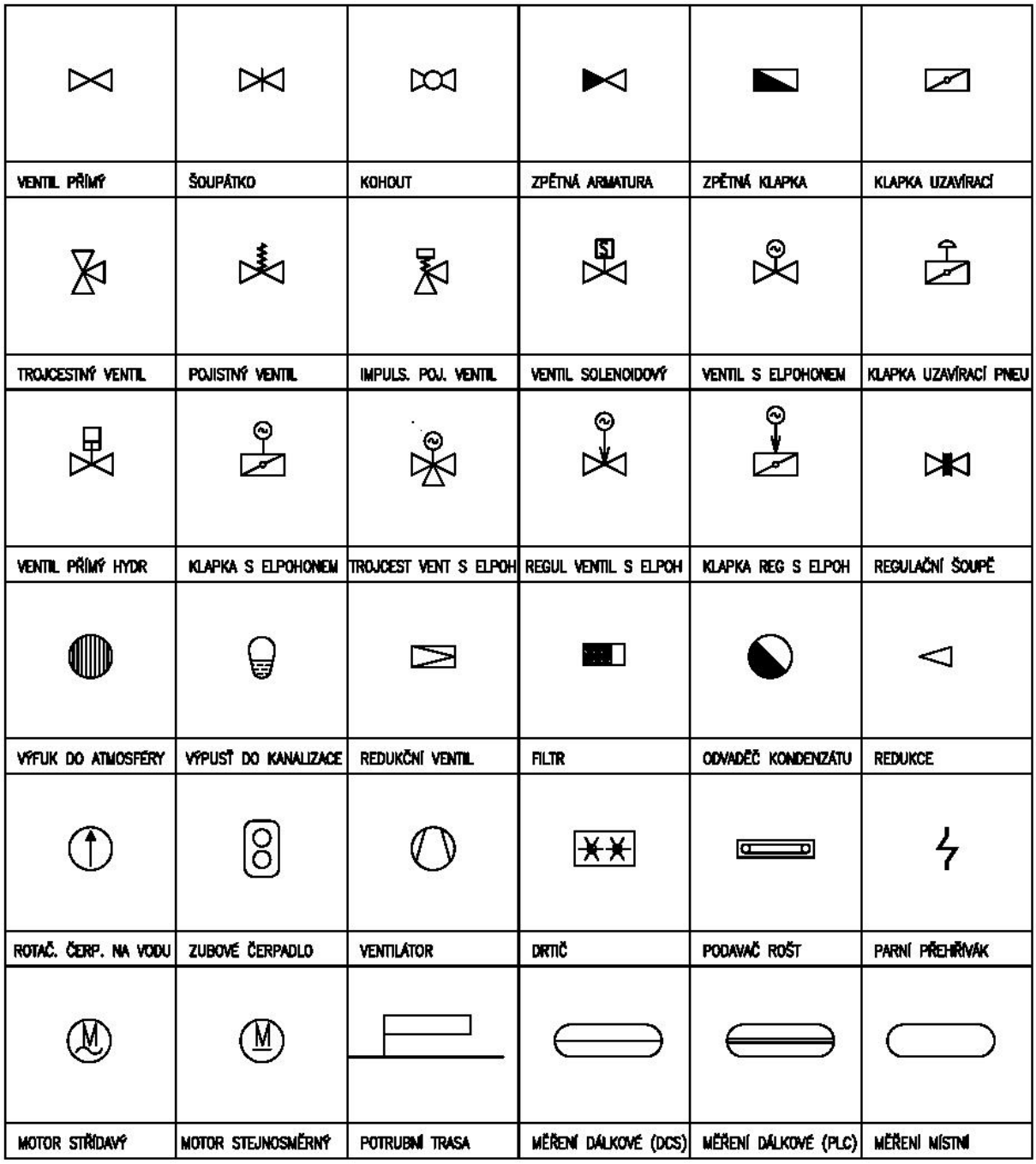
Dodržovat základní tvary zobrazovaných zařízení tak, aby jejich schématické vyjádření co možná nejlépe vystihovalo jejich tvar či funkci. Pro většinu běžně používaných přístrojů lze nalézt schématické značky v normách, nicméně v některých případech jsme odkázáni na vlastní kreativitu. Pro jednoznačné označení lze samozřejmě použít i textové poznámky.

Důležité je také dodržovat směr toku média zařízením. Pokud je parní přehřívák typu U nebo Z měl by tak být zakreslen i na schématu. Protiproudý výměník nechť je opravdu protiproudý a například pohon dopravníku, vzhledem ke směru dopravovaného média, by se měl vyskytovat na správné straně.

Při křížení čar důsledně vyznačit zda jde o směšovací uzel, nebo zda se potrubní trasy nezávisle míjejí.

1.2.2 Schématické značky

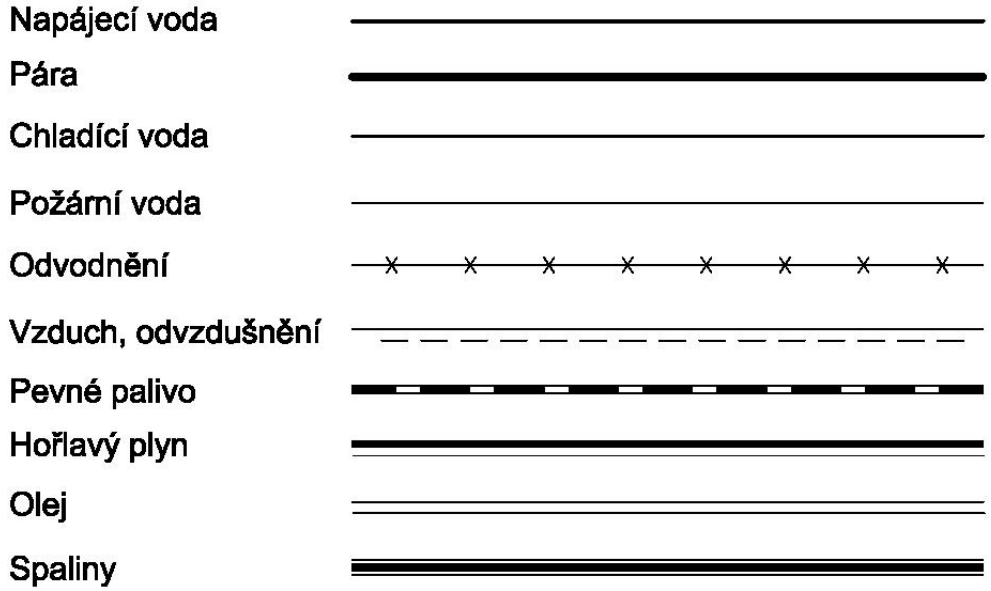
Základní schématické značky nejčastěji využívané při tvorbě technologických schémat parních kotlů jsou uvedeny na obrázku 1. Jako rozsáhlejší zdroj může posloužit například norma ČSN ISO 14617, kde je všeobecný přehled schématických značek používaných ve schématech.



Obr. 1. *Přehled základních schématických značek*

1.2.3 Typy čar

Druh dopravovaného média je ve schématech znázorněn typem čáry. Dochází tak ke značnému zpřehlednění, kdy například okamžitě rozpoznáme, zda se od parního potrubí oddělilo potrubí odvzdušňovací, odvodňovací nebo impulsní. Základní typy čar používané v technologických schématech kotle jsou na následujícím obrázku.



Obr. 2. *Typy čar*

1.2.4 Jednotné značení technologie (metodika KKS)

KKS (Kraftwerk-Kennzeichensystem) je jednotný identifikační systém elektrárenského zařízení. Vznikl v 60. letech minulého století v Německu a vzal si za cíl vytvořit jednoznačné a univerzální značení pro elektrárenské celky. Jeho výhodou je jednotné použití pro stavební i strojní zařízení, elektrotechnologii, instrumentaci a řídící systém. Pomocí kódu KKS lze určit umístění veškerých zařízení v areálu elektrárny. Každá součást si nese svůj kód od projektu, přes výrobu až do provozu elektrárny a je tímto kódem jednoznačně určena a zařazena. Neexistuje více než jedno zařízení, ovládací skříň nebo signál v řídícím systému o stejném kódu KKS.

V České republice je využívána metodika KKS-ČEZ, a.s. vytvořená na základě německých norem (DIN) tak, aby respektovala podmínky v elektrárenské společnosti ČEZ. V současné době je metodika značení elektráren KKS-ČEZ, a.s. rozdělena do tří knih a uvažuje se o její další rozšíření, které by se mělo zaměřit na specifické druhy zařízení a výrobny ČEZ, a.s. (vodní elektrárny, atd.).

První tři knihy jsou členěny takto:

1. kniha – teorie označování

část A1. Úvod do metodiky KKS-ČEZ, a.s.
část A2. Směrnice KKS-ČEZ, a.s. s výkladem
část B1. Aplikace směrnic v technologii
část B2. Aplikace směrnic v objektech a stavbách
část B3. Aplikace směrnic v elektrotechnice a řídící technice
část B4. Aplikace směrnic v měřící a řídící technice

2. kniha – kódových tabulek

část A3. Označení bloků a společných zařízení
část A4. Systémů KKS-ČEZ, a.s.
A4.1 Agregátů KKS-ČEZ, a.s.
Rejstřík agregátů KKS-ČEZ, a.s.
A4.2 Komponenty KKS-ČEZ, a.s.
Rejstřík komponent KKS-ČEZ, a.s.

3. kniha kódových tabulek MINI, určená pro rychlou analýzu označení zařízení pro pracovníky provozu.

1.2.4.1 Architektura označení KKS

KKS má čtyři stupně podrobnosti označení

0. stupeň – celek zařízení
1. stupeň – systém
2. stupeň - agregát
3. stupeň - komponenta

Každý stupeň sestává z několika znaků (písmen a čísel).

Stupeň podrobnosti	ČEZ		Stupeň 0	Stupeň 1					Stupeň 2				Stupeň 3		
Popis datové pozice	Elektrárna	Výrobní jednotka	Celek zařízení (skupina)	Systém KKS (funkce celku a zařízení)					Agregát KKS				Komponenta KKS		
Znak datové pozice	E	J	G	F0	F1	F2	F3	FN	A1	A2	AN	A3	B1	B2	BN
Typ datové pozice	NN	N	A	N	A	A	A	NN	A	A	NNN	A	A	A	NN

A = alfabetický znak (mimo znaků I a O)
N = numerický znak

Obr. 3. *Architektura kódu KKS*

Pro obnovené zdroje se ještě před 0. stupeň udává číselné označení elektrárny a výrobní jednotky. Například pro elektrárnu Prunéřov II. platí označení **18 2**, dále by pak následoval celek zařízení, systém, atd.

1.2.4.2 Příklady označení

Označení impulsního pojišťovacího ventilu na přihřáté páře prvního bloku elektrárny zní takto:

A 1LBB01 AA201B

A – (stupeň 0) označuje výrobní jednotku, v tomto případě blok A.
1LBB01 – (stupeň 1) označení systému přihřáté páry.
AA201B – (stupeň 2) armatura s pojistnou funkcí a pořadovým číslem 1 (první na potrubní trase). Písmeno B udává, že daná armatura je vybavena pneumatickým pohonem.

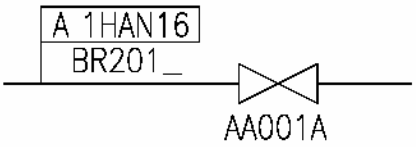
Označení na úrovni komponenty (3. stupně podrobnosti) v tomto případě není využito.

Měření NOx ve spalinovém kanále téhož bloku:

A 1HNA10 CQ001D

1HNA10 označuje systém spalinových kanálů. **CQ** udává, že se jedná o měření kvalitativní veličiny a písmeno **D** na konci specifikuje druh měřené látky (prach).

Pro aplikaci na technologických schématech je s výhodou využito zkrácených zápisů. Je-li označená potrubní trasa celým kódem KKS (A1HAN16BR201_), uzavírací ventil umístěný na tomto potrubí bude mít první část označení shodnou (A1HAN16). Je tedy možno použít zjednodušeného označení armatury:



Obr. 4. *Zjednodušené označení armatury*

Celý kód KKS ručního uzavíracího ventilu na odvodnění tlakového systému bloku A tedy je: A1HAN16AA001A.

1.3 Technologická schémata kotle – hlavní funkční celky

Účelem této kapitoly není detailní popis celkových technologických schémat parního kotle. Z důvodu rozsahu dané problematiky to ani není možné. Zaměříme se tedy pouze na některé hlavní části, nezbytné a společné pro většinu typů moderních parních kotlů.

1.3.1 Voda-pára

Schéma voda-pára je vlastně schématickým znázorněním tlakového systému kotle se všemi návaznostmi (odvodnění, odvzdušnění, expandéry, atd.). Zachycuje vstup napájecí vody přes napájecí hlavu, ekonomizér, výparník, separaci vlhkosti, přehříváky, chladiče páry, až po výstup páry z posledního přehříváku směrem na turbínu. Pokud je pára přihřívána před vstupem do dalších stupňů turbíny, je součástí schématu i trakt přihříváků od vstupu vratné páry, až za výstupní přihříváky.

1.3.1.1 Napájecí hlava

Napájecí hlava je vstupní branou pro napájecí vodu do kotle. Jejím hlavním úkolem je regulace množství napájecí vody. Slouží ovšem také pro uzavření tlakového celku kotle na vstupu po odstavení a v její blízkosti se zpravidla nacházejí snímače monitorující parametry napájecí vody (tlak, teplota, vodivost,…).

Systém napájecí vody až před vstupní sběrač kotle, případně první teplosměnnou plochu, je dle metodiky KKS označován písmeny LAB. Hranice mezi jednotlivými systémy jsou na schématech vyznačovány „špendlíky“ s prázdnými hlavičkami.

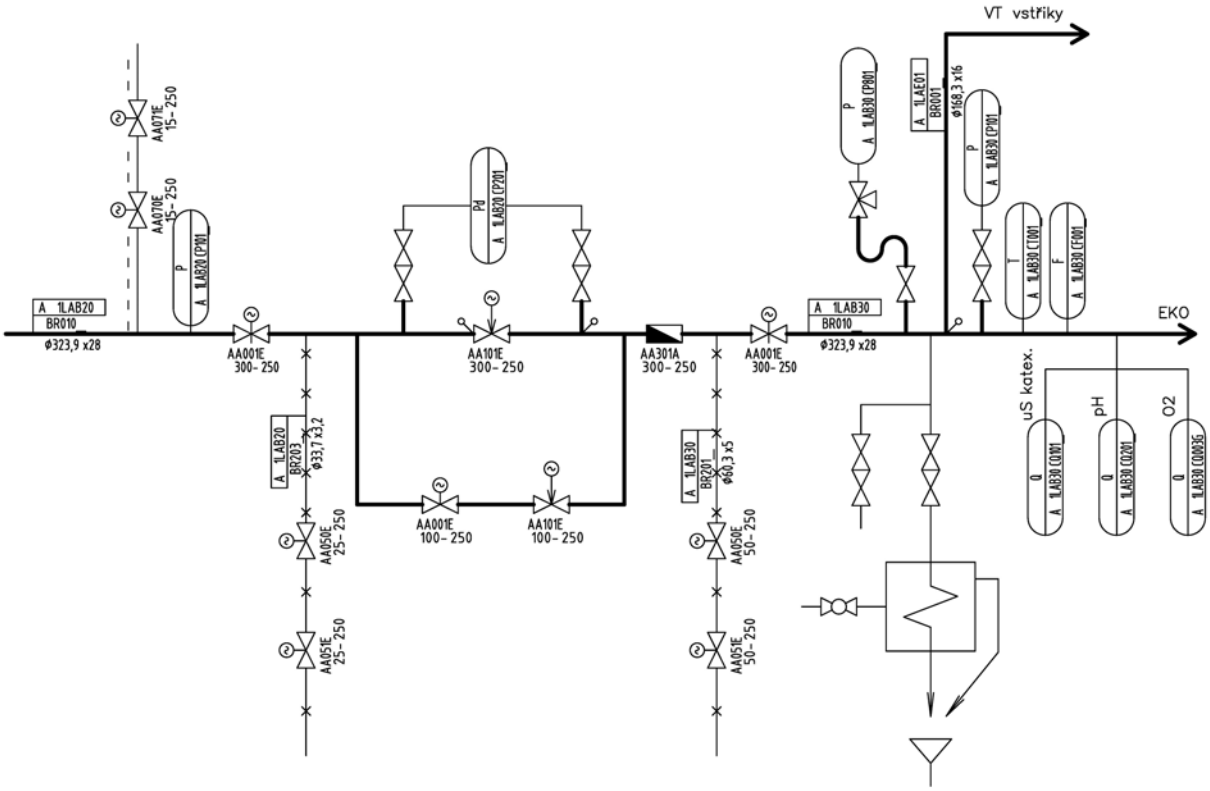
Typické schéma napájecí hlavy parního kotle a jejího okolí je znázorněno na obrázku 5. Sestává z elektricky ovládané uzavírací armatury, elektricky ovládaného regulačního ventilu, zpětné klapky a další uzavírací armatury, v pořadí směrem do kotle. V případě síťového napájení se před napájecí regulační ventil umísťuje ještě jeden regulační ventil pro udržování konstantního tlakového spádu. U starších kotlů byl tento ventil instalován i při blokovém zapojení, ale v současné době se spíše využívá regulace změnou otáček na napájecím čerpadle.

Obtok napájecího regulačního ventilu slouží při plnění kotle, kdy při velkém tlakovém spádu nedochází k opotřebení hlavní armatury. V případě, že máme k dispozici jiná plnící čerpadla, není tento obtok nutný.

Dále pak zde jsou odběry pro měření tlaku, odběry vzorků, teploměry a měření průtoku. Úsek napájecího potrubí před napájecím ventilem je vybaven dvojicí odvzdušňovacích ventilů. Mezi uzavíracími armaturami napájecí hlavy se vhodně umísťuje odvodnění, které je možno využít i pro účely vypouštění navazujících částí (ekonomizér). Odvodnění je stejně jako odvzdušnění vybaveno dvojicí uzavíracích armatur.

V blízkosti napájecí hlavy je umístěn odběr vstřikovací vody (LAE) pro chlazení přehřáté páry. Odběr pro vstřiky bývá někdy umístěn před napájecí hlavou z toho důvodu, že máme k dispozici o něco větší tlakový spád pro lepší rozprášení

vstřikové vody do parního potrubí i při nižších výkonových hladinách kotle. Z bezpečnostních důvodů, pro případy totálního výpadku (tzv. black out), je odběr pro vstřiky realizován za napájecí hlavou. V tomto případě máme i při black out vždy k dispozici vstřikovou vodu z kotle.



Obr. 5. *Schéma napájecí hlavy*

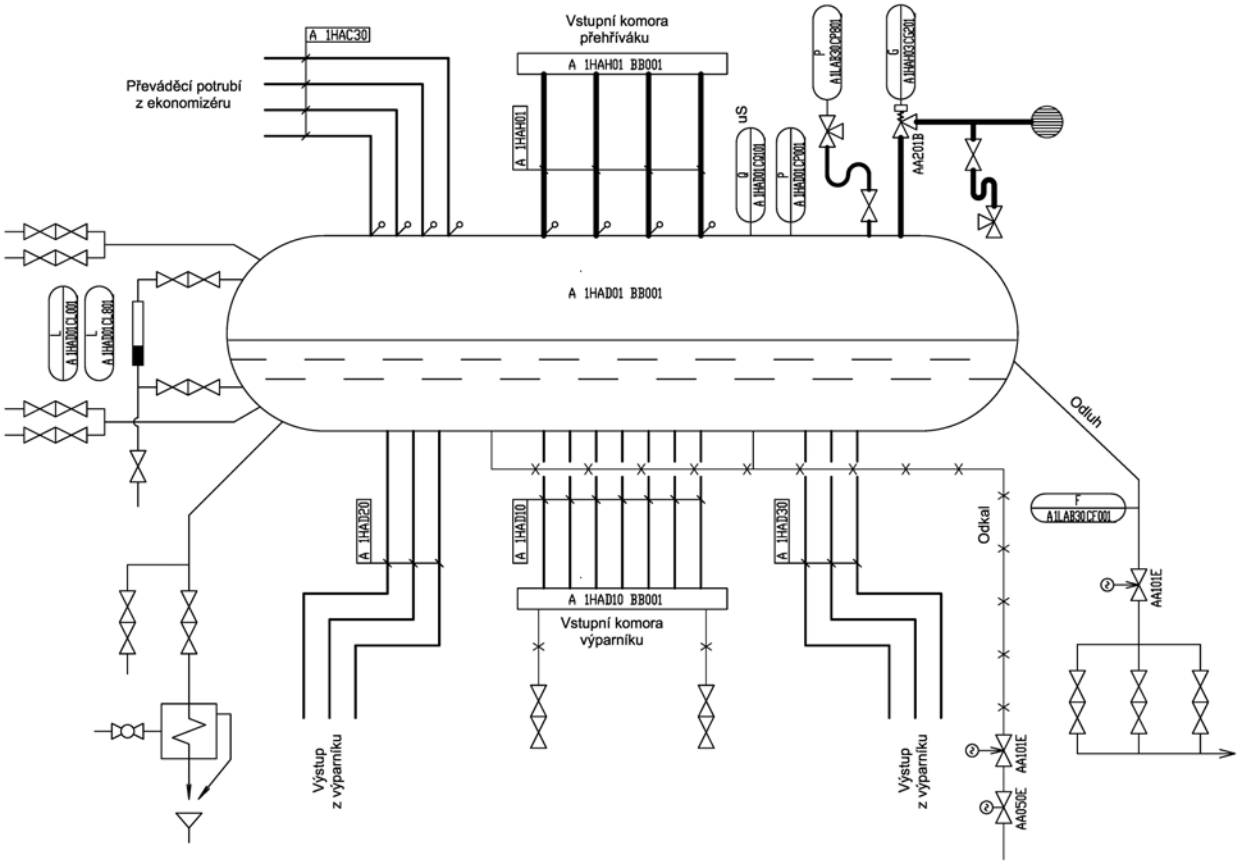
U schématických značek armatur, mimo označení KKS, obvykle zobrazujeme ještě světlost a jmenovitý tlak armatury (DN, PN). Schématické značky popisující potrubní trasy kódem KKS a směrem proudění média, doplňujeme charakteristickým rozměrem potrubí, tzn. vnějším průměrem a tloušťkou stěny trubky.

1.3.1.2 Separace vlhkosti z páry

Další důležitou oblastí tlakového celku kotle je systém separace vlhkosti z páry. U bubnových kotlů tuto funkci zastává parní buben s veškerým svým příslušenstvím, u průtlačných kotlů pak separační nádoby (separátory). Ač se jedná o dva zdánlivě dosti odlišné technologické řešení, oba typy provedení separace mají společné znaky a standardně jsou vybavovány obdobnými prvky. Nechybí kontrola kvality vody s možností odpouštění (odluh, odkal), hlídání hladiny, měření teploty a tlaku pro účely regulace.

Schématické zapojení bubnu do tlakového systému kotle s jeho typickým příslušenstvím, které pevně stanovuje norma ČSN 070620, je znázorněno na obrázku číslo 6.

Do bubnu vstupuje ohřátá napájecí voda převáděcími trubkami z ekonomizéru (systém HAC), kde se mísí s vodou obsaženou v bubnu a dosahuje teploty blízké bodu varu. Odtud spádovými trubkami je voda vedena do výparníku kotle a zpět se vrací ve formě parovodní směsi. Výparník včetně bubnu náleží do systému HAD. Výstup syté páry z bubnu je realizován v jeho horní části a pokračuje do teplosměnných ploch přehříváků (HAH).



Obr. 6. *Schéma zapojení bubnu parního kotle*

1.3.2 Palivo-vzduch-spaliny

Schéma palivo-vzduch-spaliny zachycuje jak tok látek vstupujících do spalovacího procesu uhlí (podávání uhlí, mlecí zařízení, doprava k hořákům) a spalovací vzduch (od sání přes vzduchový ventilátor, ohřev parou a spalinami až po rozdělení k jednotlivým hořákům a dospalovacím dyšnám), tak produkty spalování (výstup spalin ze spalovací komory, ohřev vzduchu, kouřový ventilátor).

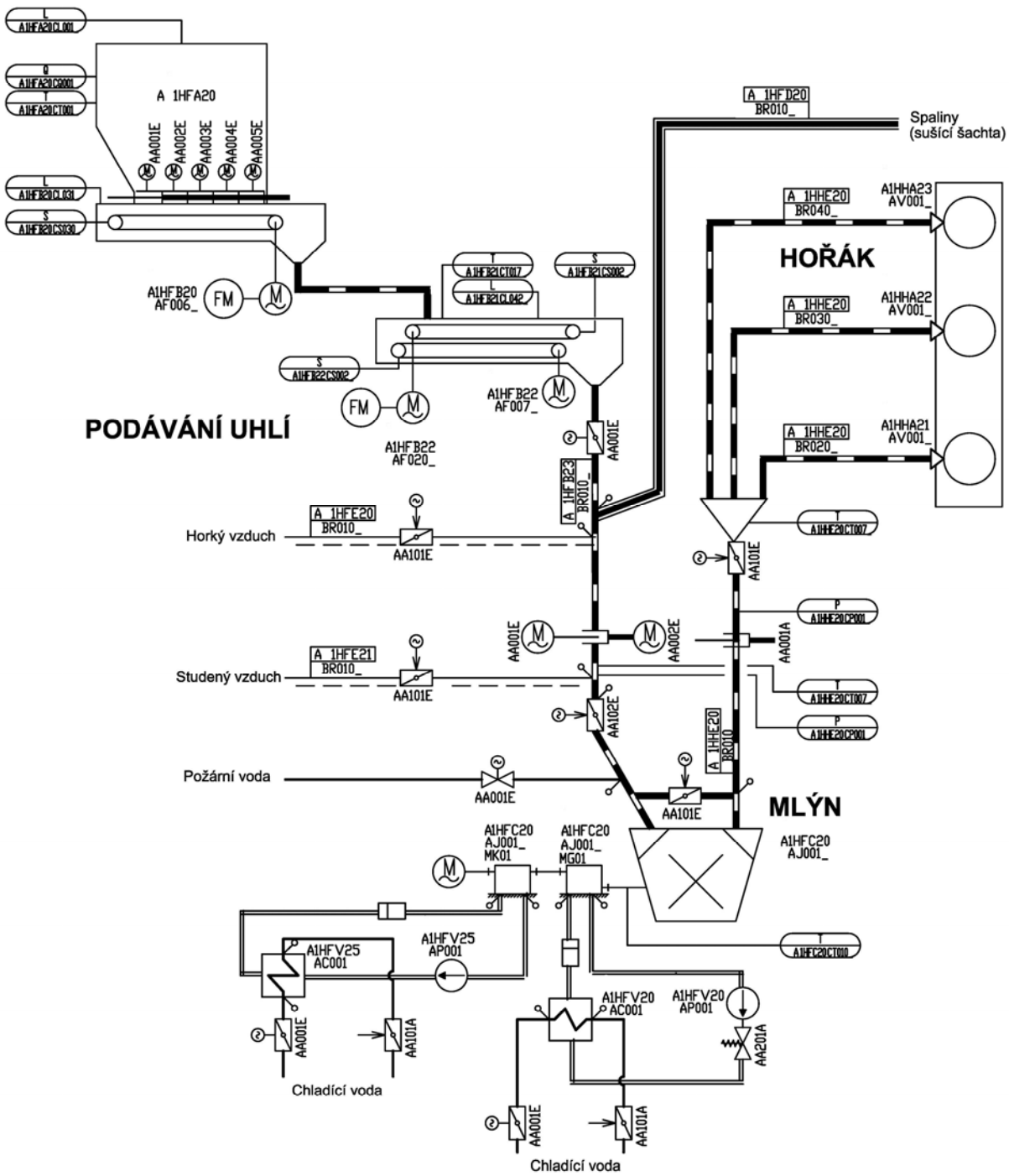
Vzhledem k tomu, že v našich krajích převládají kotle na hnědé uhlí, předvedeme si dvě základní části technologických schémat palivo-vzduch-spaliny právě hnědouhelného kotle a to přípravu paliva a spalovací vzduch.

1.3.2.1 Příprava paliva

Příprava paliva zahrnuje vnitřní zauhlování, mlecí zařízení a dopravu uhelného prášku do hořáků. Parní kotle větších výkonů využívají k přípravě a podávání uhlí několik samostatných jednotek, mlecích linek, rovnoměrně rozmístěných kolem vlastního ohniště. Typický hnědouhelný blok o výkonu 200MWe je vybaven šesti až osmi mlecími linkami.

Jako ukázka mlecí linky může posloužit schéma na obr. 7. Vnějším zauhlováním je dopravováno uhlí do zásobníků surového uhlí ZSU. Dle metodiky KKS se jedná o systém HFA. Zásobníky uhlí jsou ve spodní části uzavřeny několika, v tomto případě pěti, deskovými uzávěry ovládanými elektropohony. Ve stěnách a v horní části je osazeno několik čidel, jedná se o měření teploty, koncentrace CO a měření hladiny v zásobníku.

Uhlí je ze zásobníků dopravováno do sušících šachet řetězovými podavači. Pro dopravu na delší vzdálenosti se používají kombinované podavače, kde za krátkým řetězovým podavačem je zařazen ještě pásový dopravník.



Obr. 7. *Schéma mlecí linky hnědouhelného kotle*

Pod pásovým dopravníkem je umístěn vyhrnovací redler stejné délky. Ten do svodky paliva dopravuje uhlí spadané z pásového dopravníku. Řetězový i pásový dopravník jsou vybaveny elektropohony s frekvenčními měniči pro regulaci otáček. Na začátku a na konci podavačů jsou umístěny snímače hladiny uhlí, nechybí měření teploty a snímání otáček. Systém podávání uhlí, od výstupu ze zásobníku až před vstup do mlýna, je označován HFB.

Z podavačů padá uhlí svodkami paliva do sušících šachet, kde dochází, vlivem sacího efektu ventilátorového mlýna, k nasávání spalin o teplotě okolo 900°C a sušení uhlí. Na sání ventilátorového mlýna jsou umístěny klapky horkého a stu-

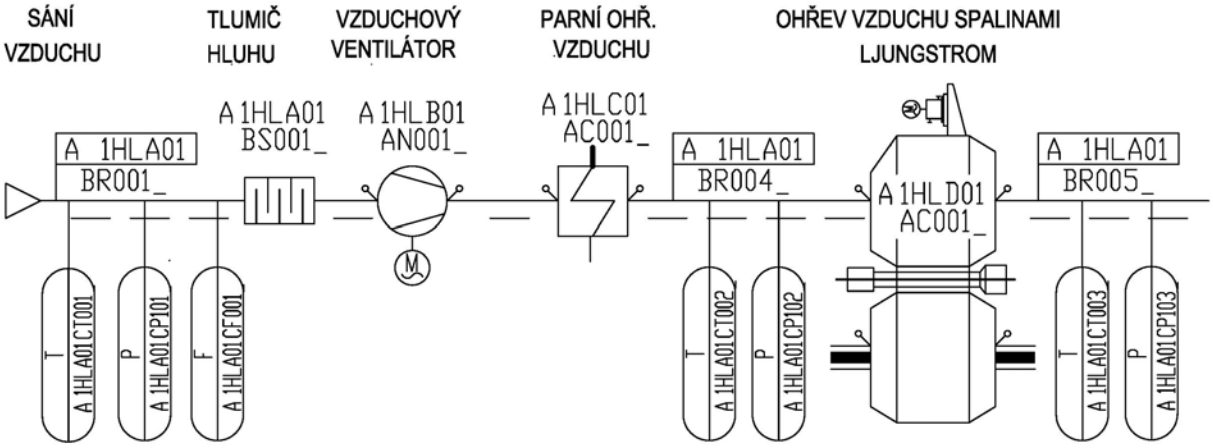
deného vzduchu pro regulaci teploty primární směsi za třidičem. Je zde umístěn i vstup hasící vody.

Samotné mlecí zařízení, ventilátorový mlýn (HFC), je vybaven elektromotorem, rozběhovou hydrodynamickou spojkou a převodovkou. Spojka i převodovka v tomto případě mají své samostatné olejové hospodářství s vodními chladiči a na tomto schématu jsou zobrazeny zjednodušeně. Na mlýně je umístěn teplotní snímač hlídající teplota hlavního ložiska.

Semleté a dosušené uhlí vstupuje spolu s nosným médiem do třidiče a pokračuje práškovody (HHE) k hořákům.

1.3.2.2 Vzduchový ventilátor, POV a ohřev vzduchu spalinami

Příprava a rozvod spalovacího vzduchu je důležitou součástí schématu kotle. Zahrnuje vzduchové kanály od sacího hrdla přes ventilátor a ohřev, až po vstupy do hořáků či do spalovací komory kotle. Na obrázky 8. je zjednodušené schéma první části vzduchového traktu před rozdělením k místům spotřeby. Na sání vzduchu je zpravidla umístěno měření průtoku, následuje vzduchový ventilátor s předřazeným tlumičem hluku. Tlumič zabraňuje šíření hluku sacím kanálem do venkovního prostředí. Následuje ohřev vzduchu parou, využívaný převážně při najíždění, kdy nejsou k dispozici spaliny o dostatečné teplotě. Dalším zařízením na trase je regenerativní ohřívák vzduchu typu Ljungstrom, poslední teplosměnná plocha na kotli (po proudu spalin).



Obr. 8. *Schéma spalovacího vzduchu*

Systém vzduchových kanálů je dle metodiky KKS označován písmeny HLA. Systémové označení ventilátoru, parního ohříváku i regenerativního ohříváku je patrno ze schématu.

Takto zjednodušené schéma lze použít jako součást celkového schématu palivo-vzduch-spaliny. Nutno ovšem podotknout, že kompletní schéma této části technologie je daleko složitější. Vzduchový ventilátor zde postrádá olejové hospodářství chlazení ložisek, regulační ústrojí, těsnící vzduch a veškerá nezbytná měření. Parní ohřívák se obvykle skládá z několika sekcí, které jsou samostatně ovládány armaturami a jsou osazeny měřením. Regenerativní ohřívák vzduchu bývá vybaven záložními pohony, zařízením pro čištění (ofukování parou, promývání vodou), okruhem chlazení ložisek a samozřejmě měřením. Detailní schémata jednotlivých zařízení mohou být buďto rozkreslena na samostatných výkresech, nebo

mohou být součástí celkového schématu, které se pak zpravidla rozpadne na více části. Ze schématu palivo-vzduch-spaliny takto vzniknou schémata palivového hospodářství, spalovacího vzduchu a spalin.

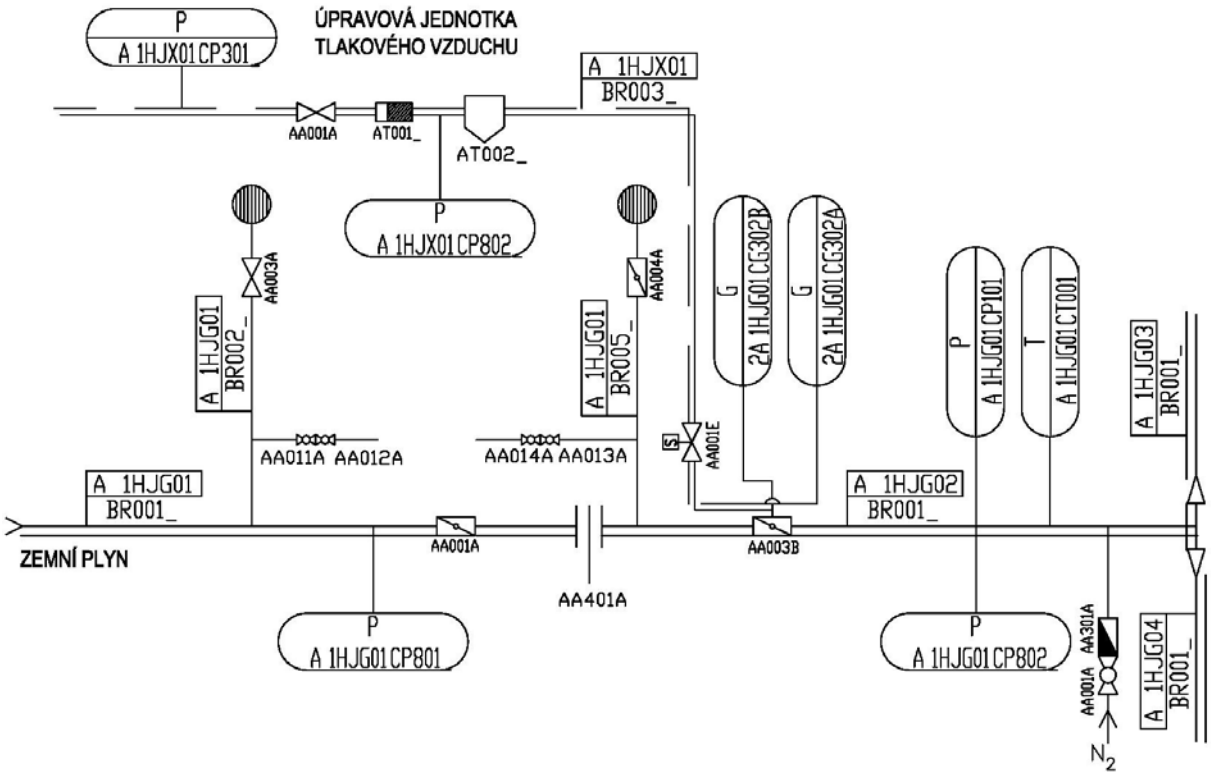
1.3.3 Plynové hospodářství

Jako zapalovací a stabilizační palivo se nejčastěji používá zemní plyn. Technologické schéma plynového hospodářství se, vzhledem ke svému rozsahu, zobrazuje na samostatném výkrese.

Přívod zemního plynu do kotle obvykle začíná odbočkou z hlavního rozvodu kotelny, za níž následuje hlavní uzávěr plynu (HUP) kotle. Za hlavním uzávěrem následuje rozvod plynového potrubí k jednotlivým hořákům. Před každým plynovým hořákem jsou umístěny baterie armatur a měření, které mají na starost správný a hlavně bezpečný chod jednotlivých hořáků. Vybavení hlavního uzávěru plynu, stejně jako stojanů příslušenství u jednotlivých hořáků, musí odpovídat příslušným normám a má především za cíl bezpečně uzavřít přívod paliva při výskytu některého nežádoucího stavu (zásah ochran kotle, nízký tlak ovládacího plynu, ztráta napětí, únik zemního plynu).

1.3.3.1 Hlavní uzávěr plynu

Hlavní uzávěr plynu (obr. 9.) je řešen v souladu s ČSN 070703 tzn., v případě přerušení dodávky elektrické energie, tlakového ovládacího vzduchu a signálů povelu nebezpečí musí rychlouzavírací klapka vždy uzavřít. Pro jednoznačné odstavení přívodu zemního plynu je HUP osazen dvěmi klapkami, jedna je ruční a druhá je vybavená pneupohonem a snímači koncových poloh. Mezi těmito hlavními klapkami je umístěno odvzdušnění, které je vyvedeno mimo kotelnu do venkovního prostoru. Pro případ oprav na plynovém potrubí je zde umístěná záslepka. Ze stejného důvodu jsou také na jednotlivé trasy umisťovány armatury s možností připojení hadic pro vytěsnění zemního plynu dusíkem. Tlakový ovládací vzduch (HJX) připojený k pneumatické armatuře je osazen úpravovou jednotkou.



Obr. 9. *Schéma hlavního uzávěru plynu kolte*

1.4 Závěr

Jak již bylo nastíněno výše, technologická schémata kotlů v dnešní době neslouží pouze ke zjednodušenému zobrazení technologie. Slouží jako základní podklady pro označování kódem KKS. Díky tomu a ve spojení s výpočetní technikou dostávají schémata novou dimenzi využití. Každá schématická značka v sobě nese spoustu informací, které jsou, pro přehlednost, ve výkresovém prostoru skryty. Značky armatur si v atributech bloků nesou informace například o výpočtových parametrech, hmotnosti, typu připojení, výrobci i umístění na technologii. Stejně tak značky potrubních tras, měřících míst, elektrospotřebičů a strojního zařízení v sobě ukrývají veškeré důležité informace. Tyto údaje slouží už při vzniku projektu, pro spravování databází jednotlivých součástí technologie. Provozovatel pak ocení možnost propojení registru zařízení s přehlednými technologickými schématy.

1.5 Literatura

[1] KKS Kraftwerk - Kennzeichensystem Teil B1-B3 - 1988
Richtlinien 1988 Teil B4 - 1993

[2] KKS Kraftwerk - Kennzeichensystem 9/1991
Richtlinien
Funktion, Aggregat, Betrieb - Schlussel 1989

[3] SMEJKAL, J. *Systém jednotného značení elektráren ČEZ, a.s. kódem KKS*, 2002.

[4] ČSN ISO 14617

[5] ČSN 01 3107

[5] ČSN EN 10628

Studijní opora

METODIKA KONSTRUOVÁNÍ V OBORU

Kapitola 2

Pevnostní výpočty tlakových částí kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Jiří Josiek

Datum: 19. září 2007

Obsah

2. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY TLAKOVÝCH ČÁSTÍ KOTLE 3

2.1 1. ÚVOD 3
2.2 OHNUTÁ TRUBKA 4
2.3 ROVNÁ TRUBKA ZATÍŽENÁ OSOVOU SÍLOU 6
2.4 PLOCHÉ DNO 8
2.5 KLENUTÉ DNO 11
2.6 VYZTUŽENÍ SAMOSTATNÉHO OTVORU 13
2.7 VYZTUŽENÍ OVLIVNĚNÝCH OTVORŮ 16
2.8 KOMORA 20
2.9 LITERATURA 22

2. Pevnostní výpočty tlakových částí kotle

2.1 1. ÚVOD

Parní kotel je tlakové zařízení, které z hlediska bezpečnosti a ochrany zdraví představuje pro obsluhu a jiné osoby riziko a proto existuje platná legislativa pro projektování a provoz tohoto zařízení. Tato legislativa je různá v různých zemích, v dalším budeme vycházet z legislativy platné v zemích Evropské unie. Volba materiálu pro tlakové části kotle musí splňovat požadavky této legislativy a současně musí splňovat požadavky projektu kotle.

Základním předpisem pro tlaková zařízení v zemích Evropské unie je:

SMĚRNICE 97/23/ES Evropského parlamentu a Rady z 29. května 1997 o sbližování právních předpisů členských států týkajících se tlakových zařízení.

Tato směrnice klasifikuje obecné zásady pro projektování, konstruování, výrobu a uvádění do provozu tlakových zařízení. Zavádí pojem „Harmonizované normy“ což jsou normy, splňující požadavky této směrnice a jsou platné v Evropské unii. Pro parní kotle je řídící normou EN 12952. Část 2 této normy stanovuje zásady pro volbu materiálů, část 3 stanovuje pravidla pro dimenzování a pevnostní výpočty.

2.2 OHNUTÁ TRUBKA
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet hadů EKA, trubka je zatížená vnitřním přetlakem, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	23,00	MPa
Výpočtová teplota	t	=	350.00	ºC
Vnější průměr trubky	do	=	33.70	mm
Nominální tloušťka trubky	es	=	5.00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	c1	=	0.62	mm
Korozní přídavek trubky	c2	=	0.60	mm
Napěchování / zeslabení stěny trubky ohybem	c2‘	=	5,00	%
Poloměr ohybu trubky	rb	=	45,00	mm
Součinitel svaru	v	=	1,00	-

MATERIÁL:

Materiál trubky (W.n. 1.0425 dle EN 10216-2)			**P265GH**	
Mez kluzu při 20º	K’s	=	265,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	141,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s‘	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	410,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	-
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání trubky:

fs = min {Ks/s; Rms/sm; Kst/st} = min{141/1.5=94.0; 410/2.4=170.8}
fs = 94.0 MPa

Požadovaná tloušťka trubky v rovné části:

$$ect = \frac{do*pc}{(2*fs-pc)*v+2*pc} = \frac{33,7*23,0}{(2*94,00-23,0)*1+2*23,0} = 3,60 \text{ mm}$$

ect‘ = ect + c1 + c2 = 3,60 + 0,62 + 0,6 = 4,82 mm
4,82 < 5.00 => VYHOVUJE

Požadovaná tloušťka trubky v ohybu:

x = 2*rb/do = 2*45,0/33,7 = 2,67

Vnější strana ohybu:

ecto = ect *(x+0,5) / (x+1) = 3,60*(2,67+0,5) / (2,67+1) = 3,11 mm
eto = ecto + c2 = 3,11+0,60 = 3,71 mm
eto‘ = ecto + c1 + c2 = 3,11+0,62+0,60 = 4,33 mm
4,33 < 0.95*5.0 = 4,75 mm => VYHOVUJE

Vnltřní strana ohybu:

ecti = ect *(x-0,5) / (x-1) = 3,60*(2,67-0,5) / (2,67-1) = 4,68 mm
eti = ecto + c2 = 4,68+0,60 = 5,28 mm
eti‘ = ecto + c1 + c2 = 4,68+0,62+0,60 = 5,90 mm
5,90 < 1,05*5.0 = 5,25 mm => NEVYHOVUJE
Průměr trubky je menší než 80 mm – podmínku není nutno splnit

Skutečná tloušťka:

ers = es – c1 – c2 = 5,0 – 0,62 – 0,60 = 3,78 mm

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*v*fs*ers}{do+v*ers-2*ers} = \frac{2*1*94*3,78}{33,7+1*3,78-2*3,78} = 23,75 \text{ MPa} > 23.0 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*v*K's/s'*ers}{do+v*ers-2*ers} = \frac{2*1*265/1,05*3,78}{33,7+1*3,78-2*3,78} = 63,77 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K’s/Ks}
= max{1.43*23.75=33.96; 1.25*23.00*265/141=54.03}
pt = 54.03 MPa

54.03 MPa < 63.77 MPa => VYHOVUJE

2.3 ROVNÁ TRUBKA ZATÍŽENÁ OSOVOU SÍLOU
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet závěsné trubky vnitřních výhřevných ploch, trubka je zatížená vnitřním přetlakem a osovou sílou, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	20,00	MPa
Výpočtová teplota	t	=	535.00	ºC
Osové zatížení	F	=	10,50	kN
Vnější průměr trubky	do	=	38,00	mm
Nominální tloušťka trubky	es	=	6,30	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	c1	=	0.79	mm
Korozní přídavek trubky	c2	=	0.60	mm
Součinitel svaru	v	=	1,00	-

MATERIÁL:

Materiál trubky (W.n. 1.7715 dle EN 10216-2)	**14MoV6-3**			
Mez kluzu při 20º	K's	=	320,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	197,90	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	460,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	93,50	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání trubky:

fs = min {Ks/s; Rms/sm; Kst/st} = min{ 197,9/1,5=131,7;460/2.4=191.7:
93.5/1.25=74.8}

fs = 74.80 MPa

Požadovaná tloušťka trubky:

$$ect = \frac{do*pc}{(2*fs-pc)*v+2*pc} = \frac{38,0*20,0}{(2*74.8-20,0)*1+2*20,0} = 4.48 \text{ mm}$$

ect' = ect + c1 + c2 = 4.48 + 0,79 + 0,6 = 5.87 mm

5.87 < 6.30 => VYHOVUJE

Skutečná tloušťka:

ers = es – c1 – c2 = 6,3 – 0,79 – 0,60 = 4,91 mm

Napětí od přetlaku v podélném směru:

σ_1 = do*pc/(4*ers) – pc/4 = 38,0*20,0/(4*4,91)-20/4 = 33,7 MPa

Napětí od osových sil:

S = π*(do^2-(do-2*ers)^2)/4 = π*(38^2-(38-2*4,91)^2)/4 = 510,4 mm^2
σ_2= F/S = 10500/510,4 = 20,57 MPa

Výsledné napětí v podélném směru:

$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$ = 33,7 + 20,57 = 54,27 MPa < 74.8 MPa => VYHOVUJE

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*v*fs*ers}{do+v*ers-2*ers} = \frac{2*1*74,8*4,91}{38,0+1*4,91-2*4,91} = 22,20 \text{ MPa} > 20.0 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*v*K's/s'*ers}{do+v*ers-2*ers} = \frac{2*1*320/1,05*4.91}{38.0+1*4.91-2*4.91} = 90.44 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*22.20=31.75; 1.25*20.0*320/93.5*1.25/1.5=85.56}
pt = 85.56 MPa

85.56 MPa < 90.44 MPa => VYHOVUJE

2.4 PLOCHÉ DNO
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet plochého dna s odlehčovací drážkou typ e dle obr. 10.3-1 EN 12952-3 zatíženého vnitřním přetlakem, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	21,30	MPa
Výpočtová teplota	t	=	530.00	ºC
Vnější průměr připojeného pláště	do	=	323,90	mm
Vnitřní průměr připojeného pláště	di	=	276,50	mm
Tloušťka dna	e	=	44,00	mm
Poloměr odlehčovací drážky	rik	=	5,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	c1	=	0.00	mm
Korozní přídavek	c2	=	0.80	mm
Součinitel svaru	v	=	1,00	-

MATERIÁL:

Materiál plochého dna dle EN 10222-2	**X10CrMoVNb9-1**			
Mez kluzu při 20º	K's	=	450,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	282,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	630,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	189,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání:

fs = min {Ks/s; Rms/sm; Kst/st} = min{ 282,0/1,5=188,0;630/2.4=262,5: 189,0/1.25=151,2}

fs = 151,2 MPa

Požadovaná tloušťka připojeného pláště:

$$ect = \frac{do*pc}{(2*fs-pc)*v+2*pc} = \frac{323,9*21,3}{(2*151,2-21,3)*1+2*21,3} = 21,31 \text{ mm}$$

Skutečná tloušťka připojeného pláště:

ers = (do – di)/2 = (323,9-276,5)/2 = 23,7 mm

Součinitel C1:

X = ers/ect = 23,7/21,31 = 1,112
pc/fs = 21,3/151,2 = 0,141

Z diagramu 10.3-2 EN 12952-3 C1 = 0,41

Součinitel C2:

Kruhové víko - C2 = 1,0

Součinitel C3:

Ploché dno je bez otvorů - C3 = 1,0

Tloušťka dna uprostřed:

ech = C1*C2*C3*di*√(pc/fs) = 0,41*1*1*276,5*√(21,3/151,2) = 42,55 mm

eh = ech + c1 + c2 = 42,55 + 0 + 0,8 = 43,35 mm

43,35 mm < 44,0 mm => VYHOVUJE

Kontrola poloměru odlehčovací drážky:

rik > 0.2*ers = 0.2*23.7 = 4.74 mm
5.0 mm > 4.74 mm => VYHOVUJE

Tloušťka dna v místě zeslabení drážkou:

ech1 = 1,3*pc*(di/2-rik)/fs = 1,3*21,3*(276,5/2-5)/151,2 = 24,4 mm

44 - 5 = 39,0 mm > 24,4 mm => VYHOVUJE

Skutečná tloušťka:

es = e – c1 – c2 = 44,0 – 0 – 0,80 = 43,2 mm

Dovolený pracovní přetlak:

ps = $(es/(C1*C2*C3*di))^2$ * fs = $(43,2/(0,41*1*1*276,5))^2$ * 151,2 = 21,96 MPa
21,96 MPa > 21,3 MPa => VYHOVUJE

Dovolený zkušební přetlak:

pz = $(es/(C1*C2*C3*di))^2$ * K's/s' = $(43,2/(0,41*1*1*276,5))^2$ * 450,0/1,05

= 62,2 MPa

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*21,96=31.40; 1.25*21.3*450/189*1.25/1.5=52,83}
pt = 52,83 MPa

52,83 MPa < 62,20 MPa => VYHOVUJE

2.5 KLENUTÉ DNO
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet klenutého (toroidního) dna dle DIN 28013 s válcovým okrajem zatíženého vnitřním přetlakem, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	15,00	MPa
Výpočtová teplota	t	=	348.00	ºC
Vnější průměr dna	do	=	1100,00	mm
Tloušťka dna	e	=	44,00	mm
Poloměr kulové čísti dna	ris	=	800,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	c1	=	0.50	mm
Korozní přídavek	c2	=	1,00	mm
Součinitel svaru	v	=	1,00	-

MATERIÁL:

Materiál dna dle EN 10028-2			**P355GH**	
Mez kluzu při 20º	K's	=	355,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	190,50	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	510,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 100000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,50	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání:

fs = min {Ks/s; Rms/sm; Kst/st} = min{ 190,5/1,5=127,0; 510/2.4=212,5: 189,0/1.25=151,2}

fs = 127,0 MPa

Požadovaná tloušťka kulové části dna:

$$ecs1 = \frac{ris*pc}{(2*fs-pc)*v} = \frac{800,0*15,0}{(2*127,0 -15,0)*1} = 50,21 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka dna v ohybu:

x = log(e/do) = log(60/1000) = -1,222

$$\beta k = -0,0591*x^5 – 0,5314*x^4 – 2,0398*x^3 – 3,7668*x^2 – 3,455*x + 0,3927$$

βk = 1,688

$$ecs2 = \frac{do*pc*\beta k}{4*fs} = \frac{1000,0*15,0*1,688}{4*127,0} = 49,84 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka válcového lemu:

$$ecs3 = \frac{do*pc}{2*fs + pc} = \frac{1000*15,0}{2*127 + 15,0} = 55,76 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka dna:

ecs = max {ecs1; ecs2; ecs3} + c1 + c2 = 55,76 + 0,5 + 1,0 = 57,26 mm

e = 60,0 mm > 57.26 mm => VYHOVUJE

Skutečná tloušťka:

es = e – c1 – c2 = 60,0 – 0,5 – 1,0 = 58,5 mm

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*fs*es}{do - es} = \frac{2*127*58,5}{1000 – 58,5} = 15,78 \text{ MPa} > 15,0 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*K's/s'*es}{do - ers} = \frac{2*355/1,05*58,5}{1000 – 58,5} = 42,01 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*15,78=22,57; 1.25*15,0*355/190,5 = 34,94}
pt = 34,94 MPa

34,94 MPa < 42,01 MPa => VYHOVUJE

2.6 VYZTUŽENÍ SAMOSTATNÉHO OTVORU
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet nátrubku komory zatíženého vnitřním přetlakem a splňujícího podmínku vzájemného neovlivňování, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	25,60	MPa
Výpočtová teplota	t	=	370.00	ºC
Vnější průměr komory	dos	=	273,00	mm
Vnitřní průměr komory – korodovaný	dis	=	210,20	mm
Nominální tloušťka stěny komory	es	=	36,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cs1	=	3,60	mm
Korozní přídavek	cs2	=	1,00	mm
Vnější průměr hrdla	dob	=	38,00	mm
Vnitřní průměr hrdla – korodovaný	dib	=	27,60	mm
Průměr otvoru – korodovaný	di	=	27,60	mm
Nominální tloušťka hrdla	eb	=	7,10	mm
Vnější délka hrdla	lb1	=	53,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cb1	=	0,89	mm
Korozní přídavek	cb2	=	1,00	mm

MATERIÁL:

Materiál komory dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K's	=	280,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

Materiál hrdla dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K'b	=	280,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Kb	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rmb	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání:

fs = min {Ks/s; Rms/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fs = 140,0 MPa

fb = min {Kb/s; Rmb/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fb = 140,0 MPa

Účinné tloušťky:

ers = es – cs1 – cs2 = 36,0 – 1,0 – 3,6 = 31,4 mm
erb = eb – cb1 – cb2 = 7,1 – 0,89 – 1,0 = 5,21 mm
ecb = 0,015*dob + 3,2 = 0,015*38,0 + 3,2 = 3,77 mm < 5,21 mm

Účinná délka pláště:

lrs = min (L-dib/2; √((dis+ers)*ers) = min (986,2; √((210,2+31,4)*31,4)
= 87,10 mm

Účinná délka hrdla:

lrb = min (lbl; √((dib+erb)*erb) = min (50,0; √((27,6+5,21)*5,21)
= 13,08 mm

Výztužné plochy:

Afs = (lrs+erb)*ers = (87,1+5,21)*31,4 = 2899 mm^2

Afb = lrb*erb = 13,08*5,21 = 68 mm^2

Ap = dis/2*(lrs+dib/2+erb) + dib/2*(lrb+ers)=
= 210,2/2*(87,1+27,6/2+5,21)+27,6/2*(13,08+31,4) = 11766 mm^2

Podmínka vyztužení otvoru:

fa = 0,5*pc*(2*Ap+Afs+Afb) / (Afs+fb/fs*Afb)
fa = 0,5*25,6*(2*11766+2899+68) / (2899+1,0*68) = 114,33 MPa

fa = 114,33 MPa < fs = 140.0 MPa => VYHOVUJE

Součinitel zeslabení hrdla:

vb = dis*(Afs+fb/fs*Afb) / (ers*(2*Ap+Afb-fb/fs*Afb))
vb = 210,2*(2899+1,0*68) / (31,4*(2*11766+68-1,0*68)) = 0,844

vb‘ = dis*(Afs+K‘b/K‘s*Afb) / (ers*(2*Ap+Afb-K‘b/K‘s*Afb))
vb‘ = 210,2*(2899+1,0*68) / (31,4*(2*11766+68-1,0*68)) = 0,844

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*vb*fs*ers}{dis+vb*ers} = \frac{2*0,844*140,0*31,4}{210,2+0,844*31,4} = 31,35 \text{ MPa} > 25,6 \text{ MPa}$$

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*vb'*K's/s'*ers}{dis+vb'*ers} = \frac{2*0,844*280/1,05*31,4}{210,2+0,844*31,4} = 59,71 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*31,35=44,83; 1.25*25,60*280/210=44,83}
pt = 44,83 MPa

44,83 MPa < 59,71 MPa => VYHOVUJE

2.7 VYZTUŽENÍ OVLIVNĚNÝCH OTVORŮ
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet vzájemně se ovlivňujících nátrubků komory zatížené vnitřním přetlakemí, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	25,60	MPa
Výpočtová teplota	t	=	370.00	ºC
Vnější průměr komory	dos	=	273,00	mm
Vnitřní průměr komory – korodovaný	dis	=	210,20	mm
Nominální tloušťka stěny komory	es	=	36,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cs1	=	3,60	mm
Korozní přídavek	cs2	=	1,00	mm
Vnější průměr hrdla 1	dob	=	38,00	mm
Vnitřní průměr hrdla – korodovaný	dib	=	27,60	mm
Průměr otvoru – korodovaný	di	=	27,60	mm
Nominální tloušťka hrdla	eb	=	7,10	mm
Vnější délka hrdla	lb11	=	50,00	mm
Vnitřní délka hrdla	lb21	=	0	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cb11	=	0,89	mm
Korozní přídavek	cb21	=	1,00	mm
Vnější průměr hrdla 2	dob	=	38,00	mm
Vnitřní průměr hrdla – korodovaný	dib	=	27,60	mm
Průměr otvoru – korodovaný	di	=	27,60	mm
Nominální tloušťka hrdla	eb	=	7,10	mm
Vnější délka hrdla	lb12	=	50,00	mm
Vnitřní délka hrdla	lb22	=	0	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cb12	=	0,89	mm
Korozní přídavek	cb22	=	1,00	mm
Rozteč hrdel – podélná	p	=	156,00	mm
Úhel mezi osou komory a hrdla	Φ	=	0,00	º

MATERIÁL:

Materiál komory dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K's	=	280,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-
Materiál hrdla 1 dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K'b1	=	280,00	MPa

Mez kluzu při výpočtové teplotě	Kb1	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s‘	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rmb1	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst1	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

Materiál hrdla 2 dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K’b2	=	280,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Kb2	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s‘	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rmb2	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst2	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání:

fs = min {Ks/s; Rms/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fs = 140,0 MPa

fb1 = min {Kb1/s; Rmb1/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fb1 = 140,0 MPa

fb2 = min {Kb2/s; Rmb2/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fb2 = 140,0 MPa

Účinné tloušťky:

ers = es – cs1 – cs2 = 36,0 – 1,0 – 3,6 = 31,4 mm
erb1= eb1 – cb11 – cb21 = 7,1 – 0,89 – 1,0 = 5,21 mm
erb2= eb2 – cb12 – cb22 = 7,1 – 0,89 – 1,0 = 5,21 mm

Účinná délka pláště:

lrs = √((dis+ers)*ers) = √((210,2+31,4)*31,4) = 87,10 mm

Vzdálenost mezi otvory – velikost můstku:

pΦ = p/cos(Φ) = 156,0/cos(0,0) = 156,0 mm
b = pΦ-di1/2-di2/2 = 156,0-27,6/2-27,6/2 = 128,4 mm

Účinná délka hrdla:

lrb1 = min (lb11; √((dib1+erb1)*erb1) = min (50,0; √((27,6+5,21)*5,21)
= 13,08 mm
lrb2 = min (lb12; √((dib2+erb2)*erb2) = min (50,0; √((27,6+5,21)*5,21)
= 13,08 mm

Výztužné plochy:

Afs = b*ers = 128,4*31,4 = 4032 mm^2

Afb1 = lrb1*erb1 = 13,08*5,21 = 68 mm^2
Afb2 = lrb2*erb2 = 13,08*5,21 = 68 mm^2

Ap0 = dis/2*pΦ*(1+cos^2Φ)/2 = 210,2/2*156,0*(1+$cos^2$0)/2 = 16396 mm^2
Apb1 = dib1/2*(lrb1+ers) = 27,6/2*(13,08+31,4) = 614 mm^2
Apb2 = dib2/2*(lrb2+ers) = 27,6/2*(13,08+31,4) = 614 mm^2

Ap = Ap0+Apb1+Apb2 = 16396+614+614 = 17624 mm^2

Podmínka vyztužení otvoru:

fa = 0,5*pc*(2*Ap+Afs+Afb1+Afb2) / (Afs+fb1/fs*Afb1+fb2/fs*Afb2)
fa = 0,5*25,6*(2*17624+4032+68+68) / (4032+1,0*68+1,0*68) = 121,04 MPa

fa = 121,04 MPa < fs = 140.0 MPa => VYHOVUJE

Součinitel zeslabení hrdla:

vb = dis*(Afs+fb1/fs*Afb1+fb2/fs*Afb2) / (ers*(2*Ap+Afb1+Afb2-2*fb1/fs*Afb1))
vb = 210,2*(4032+1,0*68+1,0*68,0) / (31,4*(2*17624+2*68-2*1,0*68)) = 0,792

vb‘ = dis*(Afs+K’b1/K‘s*Afb1+K’b2/K‘s*Afb2) / (ers*(2*Ap+2*Afb-2*K‘b/K‘s*Afb))
vb‘ = 210,2*(4032+2*1,0*68) / (31,4*(2*17624+2*68-2*1,0*68)) = 0,792

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*vb*fs*ers}{dis+vb*ers} = \frac{2*0,792*140,0*31,4}{210,2+0,792*31,4} = 29,62 \text{ MPa} > 25,6 \text{ MPa}$$

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*vb'*K's/s'*ers}{dis+vb'*ers} = \frac{2*0,792*280/1,05*31,4}{210,2+0,792*31,4} = 56,42 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*29,61=42,34; 1.25*25,60*280/210=42,66}
pt = 44,83 MPa

44,83 MPa < 56,42 MPa => VYHOVUJE

2.8 KOMORA
PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE EN 12952-3

Výpočet komory zatížené vnitřním přetlakem s nátrubky s vypočteným součinitelem zeslabení dle kapitoly 6 a 7, zatížení je statické.

HODNOTY ZADANÉ:

Výpočtový přetlak	pc	=	25,60	MPa
Výpočtová teplota	t	=	370.00	ºC
Vnější průměr komory	dos	=	273,00	mm
Vnitřní průměr komory – korodovaný	dis	=	210,20	mm
Nominální tloušťka stěny komory	es	=	36,00	mm
Minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny	cs1	=	3,60	mm
Korozní přídavek	cs2	=	1,00	mm
Nejmenší součinitel zeslabení vyztuženými nátrubky	vm	=	0,792	-

MATERIÁL:

Materiál komory dle EN 10216-2	**10CrMo9-10**			
Mez kluzu při 20º	K's	=	280,00	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	Ks	=	210,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu				
pro pracovní podmínky	s	=	1,50	-
pro tlakovou zkoušku	s'	=	1,05	-
Mez pevnosti	Rms	=	480,00	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	sm	=	2,40	-
Mez pevnosti při tečení pro 200000 hod při výpočtové teplotě	Kst	=	-	MPa
Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti při tečení	st	=	1,25	-

VÝPOČET:

Dovolené namáhání:

fs = min {Ks/s; Rms/sm} = min{ 210,0/1,5=140,0; 480/2.4=200,0}
fs = 140,0 MPa

Účinná tloušťka:

ers = es – cs1 – cs2 = 36,0 – 1,0 – 3,6 = 31,4 mm

Účinná délka pláště:

lrs = √((dis+ers)*ers) = √((210,2+31,4)*31,4) = 87,10 mm

Minimální vzdálenost sousedních hrdel:

P_{min} = 2*√((dis+ers)*ers) = 2*√((210,2+31,4)*31,4) = 174,2 mm

Součinitel zeslabení:

v_{all} = pc*dis / ((2*fs-pc)*ers) = 25,6*210,2 / ((2*140,0-25,6)*31,4) = 0,673

Maximální průměr nevyztuženého otvoru:

d_{0max} = 2*(lrs/v_{all}-lrs) = 2*(87,1/0,673-87,1) = 84,64 mm

Požadovaná tloušťka komory:

ecs = pc*dis / ((2*fs-pc)*vm) = 25,6*210,2/((2*140-25,6)*0,792) = 26,7 mm

es = ecs+c1+c2 = 26,7+3,6+1,0 = 31,3 mm < 36.0 mm VYHOVUJE

Požadovaná tloušťka komory pro v=1,0:

ecs = pc*dis / ((2*fs-pc)*v) = 25,6*210,2/((2*140-25,6)*1,0) = 21,15 mm

es = ecs+c1+c2 = 21,15+3,6+1,0 = 25,7 mm

Dovolený pracovní přetlak:

$$ps = \frac{2*vm*fs*ers}{dis+vm*ers} = \frac{2*0,792*140,0*31,4}{210,2+0,792*31,4} = 29,62 \text{ MPa} > 25,6 \text{ MPa}$$

Dovolený zkušební přetlak:

$$pz = \frac{2*vm'*K's/s'*ers}{dis+vm'*ers} = \frac{2*0,792*280/1,05*31,4}{210,2+0,792*31,4} = 56,42 \text{ MPa}$$

Zkušební přetlak:

pt = max {1.43*ps; 1.25*pc*K's/Ks}
= max{1.43*29,62=42,36; 1.25*25,60*280/210=44,83}
pt = 44,83 MPa

44,83 MPa < 56,42 MPa => VYHOVUJE

2.9 LITERATURA

1) Směrnice 97/23/ES Evropského parlamentu a Rady z 29. května 1997
2) EN 12952 Vodotrubné kotle a pomocná zařízení říjen 2002
3) EN 10216-2 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení srpen 2003
4) EN 10028-2
5) EN 10222-2

Studijní opora

METODIKA KONSTRUOVÁNÍ V OBORU

Kapitola 3

Armatury kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ing. Martin Byrtus
IVITAS, a.s.

Obsah

3. ARMATURY KOTLE 2

3.1. REGULAČNÍ ARMATURY 3

3.1.1. Základní popis jednotlivých regulačních armatur 3

3.1.2. Základní charakteristiky regulačních ventilů 5

3.1.3. Návrh regulačních armatur 8

3.2. VYSOKOTLAKÁ PŘEPOUŠTĚCÍ STANICE 10

3.2.1. Popis jednotlivých komponent použitých v technologii VTPS 11

3.2.2. Stručný popis možného použití technologie VTPS 12

3.3. POJISTNÉ VENTILY 13

3.3.1. Charakteristika jednotlivých typů pojistných ventilů 13

3.3.2. Určení otevíracího tlaku pojistného ventilu 16

3.3.3. Umístění zabezpečovacích zařízení na kotli. (Podrobněji viz ČSN EN 12952-10) 17

3.4. ZÁVĚR 19

3.5. LITERATURA 20

3. Armatury kotle

Armaturou kotle rozumíme všechny uzavírací, regulační armatury, redukční ventily, šoupátka, pojistné ventily a vysokotlaké přepouštěcí stanice, které jsou instalovány do vysokotlakého, středotlakého nebo nízkotlakého traktu parního kotle.

Na konstrukci armatur má vliv řada faktorů, zejména pak druh pracovního média a činnost, kterou má armatura vykonávat. Při charakteristice pracovního média jsou důležité tyto vlastnosti: tlak, teplota, viskozita, jedovatost, chemická agresivita apod. Tyto vlastnosti ovlivňují zejména materiál, ze kterého bude armatura vyrobena.

Druhým faktorem, který ovlivňuje konstrukční provedení armatury je činnost, kterou bude armatura vykonávat, a to: uzavření nebo otevření průtoku média, regulace průtoku média, redukce tlaku média, jištění zařízení proti náhlému zvýšení tlaku pracovního média. Tyto činnosti mohou armatury vykonávat buď automaticky nebo pomocí cizího zásahu (ruční ventily).

Pro dosažení určité činnosti lze využít několik konstrukčních řešení. Pro uzavření průtoku pracovního média lze využít uzavírací ventily, uzavírací kohouty nebo šoupátka. Jednotlivé uzavírací armatury odlišuje zejména princip pracovní činnosti.

Uzavíracím orgánem uzavíracího ventilu je kuželka, která se při uzavírání nebo otevírání posouvá ve směru proudu, kolmo k rovině těsnících ploch. Proud protékajícího média mění během průtoku značně směr, čímž vznikají výrazné tlakové ztráty.

Uzavíracím prvkem uzavíracích kohoutů je komolý kužel a těsnící plochy jsou vytvořeny přímo materiálem tělesa a kužele, který má otvor pro průtok. Uzavírání a otevírání se děje otáčivým pohybem kužele kolem osy kolmé k toku proudu média. Tlaková ztráta uzavíracího kohoutu ve srovnání s uzavíracím ventilem je výrazně nižší.

Uzavíracím členem šoupátek je klín, který se při uzavírání zasouvá mezi dvě těsnící plochy příčně ke směru proudu média. Konstrukci uzavíracího členu ovlivňují pracovní podmínky, pracovní médium, průtok média, požadována tlaková ztráta uzavíracího členu a cena armatury.

3.1. Regulační armatury

Regulační armatura je zařízení, které se používá k regulaci průtoku pracovního média změnou průtočného odporu ventilu v závislosti na zdvihu kuželky.

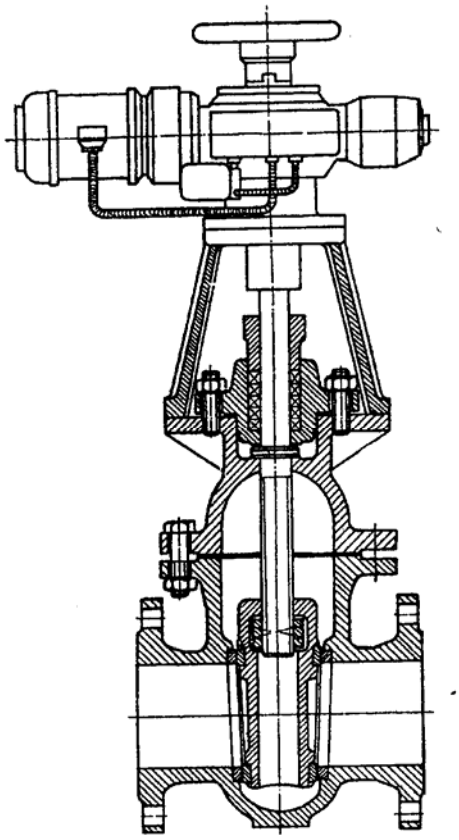
Podle konstrukčního provedení vlastní armatury dělíme regulační armatury do dvou základních skupin, a to:

1. regulační armatury s posuvným pohybem regulačního členu (do této skupiny řadíme regulační klapky a kohouty)
2. regulační armatury s rotačním pohybem regulačního členu (do této skupiny řadíme regulační šoupátka a ventily)

3.1.1. Základní popis jednotlivých regulačních armatur

Regulační šoupátka

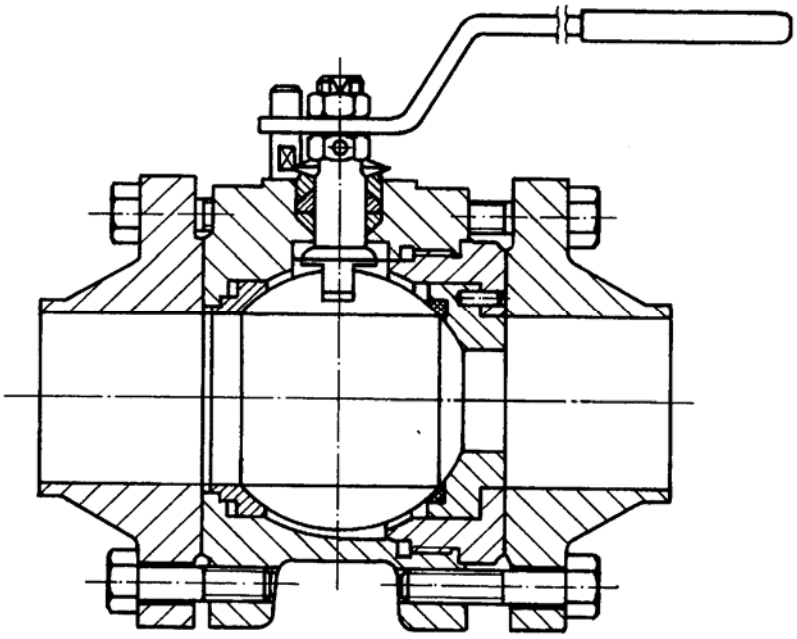
Regulačním orgánem je klín, který se při regulaci zasouvá mezi dvě těsnící plochy příčně ve směru proudění média. Tento typ regulační armatury je charakterizován horší přístupností k těsnícím plochám v tělese vlastní armatury, z tohoto důvodu se požadované těsnosti dosahuje hůře než u jiných typů regulačních armatur. Regulační šoupátka se používají především pro oblast nízkých tlakových spádů a vyšších jmenovitých světlostí.



Obr. 1. *Schéma regulačního šoupátka*

Regulační kohouty

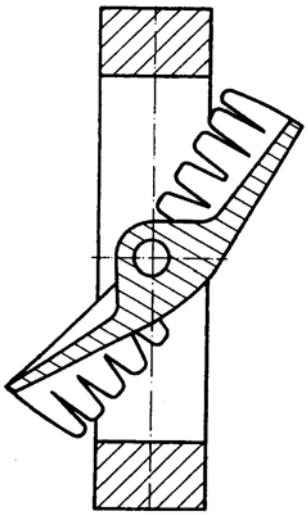
Regulačním členem je broušená otočná koule s průtočným otvorem. Tvar provedeného výřezu vytváří vlastní průtočnou charakteristiku ventilu. K regulaci dochází pootočením regulačního členu. Regulační kohout charakterizuje zejména nízká tlaková ztráta, která tento regulační orgán předurčuje k regulaci vysokých objemových průtoků při nízkém tlakovém spádu.



Obr. 2. *Schéma regulačního kohoutu*

Regulační klapky

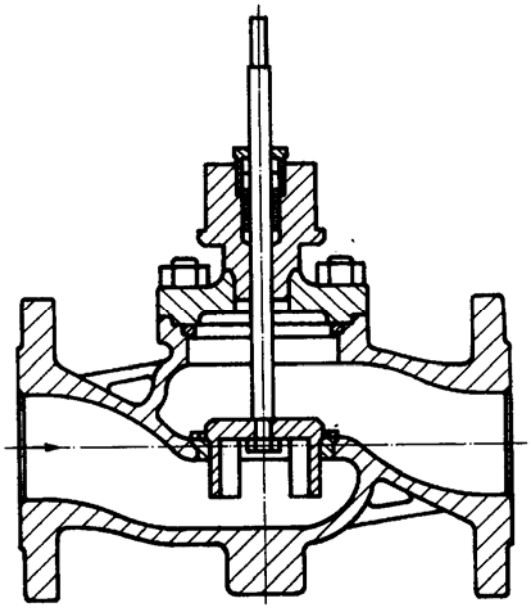
Regulačním členem je talíř, obvykle kruhového tvaru, který rotuje kolem osy kolmé k ose průtoku pracovního média. Otáčením talíře je dána regulační charakteristika ventilu. Klapky se používají v oblasti nižších teplot pracovního média.



Obr. 3. *Schéma regulační klapky*

Regulační ventily

Regulačním orgánem je kuželka, která se posouvá ve směru nebo proti směru proudícího média, kolmo k rovině těsnících ploch. Ventil je ve své střední části esovitě prohnut, což způsobuje, že proud protékajícího média značně mění směr. Ventilu mají ve srovnání s ostatnímu regulačními prvky nejvyšší tlakovou ztrátu. Ventily se používají pro velký rozsah průtoků a mají vysokou odolnost proti nečistotám v pracovním médiu.



Obr. 4. *Schéma regulačního ventilu*

Kuželky regulačních ventilů

Tvarovaná kuželka je základní typ regulační kuželky. Průtočný průřez pro médium je vytvářen mezikružím mezi proměnným průměrem rotačně symetrické kuželky a sedlem ventilu. Kuželka není v sedle vedena, z tohoto důvodu se používá v kombinaci s dvojitým vedením nad a pod kuželkou.

Kuželka s výřezy je tvořena dutým válcem, v jehož stěně jsou provedeny tři a víc výřezů. Velikost škrtícího průřezu je řízena odkrýváním plochy regulačního výřezů horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle.

Děrovaná kuželka je tvořena dutým válcem, do jehož stěny je vyvrtána soustava děr s různým průměrem vlastních otvorů. Velikost škrtícího průřezu je řízena odkrýváním pole těchto děr horní hranou sedla. Kuželka je v celém průběhu regulačního zdvihu vedena v sedle.

3.1.2. Základní charakteristiky regulačních ventilů

Průtokový součinitel

Průtokový součinitel vyjadřuje objemový průtok vody v m^3/h o teplotě vody 15°C, který proteče danou regulační armaturou při plném otevření a dodržení tlakového spádu 1 bar.

Matematicky to lze vyjádřit vztahem:

$$k_{vs} = \frac{Q_v}{\Delta p} \tag{1}$$

kde k_{vs} průtokový součinitel (m^3/h)
Q_v objemový průtok (m^3/h)
Δp tlaková ztráta regulační armatury (bar)

Ze vztahu je patrné, že čím vyšší bude hodnota průtokového součinitele, tím větší množství pracovního média proteče regulační armaturou.

Hodnota průtokového součinitele k_{vs} je udávaná výrobcem armatury na základě známé maximální hodnoty objemového průtoku daným potrubním úsekem a podle požadované maximální tlakové ztrátě armatury.

Hodnota tlakového spádu na armatuře se měří pomocí dvou odběrů tlaku ve vzdálenosti jednoho vnějšího průměru potrubí před armaturou a deseti vnějších průměrů potrubí za armaturou za podmínky rozvinutého turbulentního proudění.

Průtočná charakteristika armatury

Průtočná charakteristika regulační armatury vyjadřuje závislost okamžitého průtokového součinitele na poloze uzávěru regulačního prvku.

U regulačních armatur rozeznáváme tři základní typy charakteristik, a to charakteristiky lineární, charakteristiky rovnoprocentní a charakteristiky parabolické. Charakteristika lineární je definována konstantním přírůstkem průtoku se zdvihem. Je to přímka svírající s vodorovnou osou určitý úhel.
Matematicky vyjádřeno:

$$dQ_v = n_l \, dH \tag{2}$$

kde n_l sklon lineární charakteristiky

Integrací vztahu pro lineární charakteristiku získáme rovnici lineární charakteristiky.

$$Q_v = Q_{vo} + n_l H \tag{3}$$

kde Q_{vo} průtok média při nulovém zdvihu (m^3/h)

Regulační armatury s lineární charakteristikou se využívají v aplikacích, u kterých se pracovní bod pohybuje v úzké oblasti zdvihu. Budeme-li regulovat armaturou s lineární charakteristikou malé průtoky při vysokém tlakovém spádu můžeme očekávat, že se kuželka ventilu rozkmitá, takže začne periodicky dosedat do sedla. Tento jev se projevuje značným hlukem. Nárazy kuželky poškodí dosedací plochy sedla i kuželky a ventil se v krátké době zničí.

U charakteristiky rovnoprocentní je přírůstek objemového průtoku při každém zvýšení zdvihu o diferenciál dH úměrný objemovému průtoku regulační armaturou při daném zdvihu H.

Matematicky vyjádřeno:

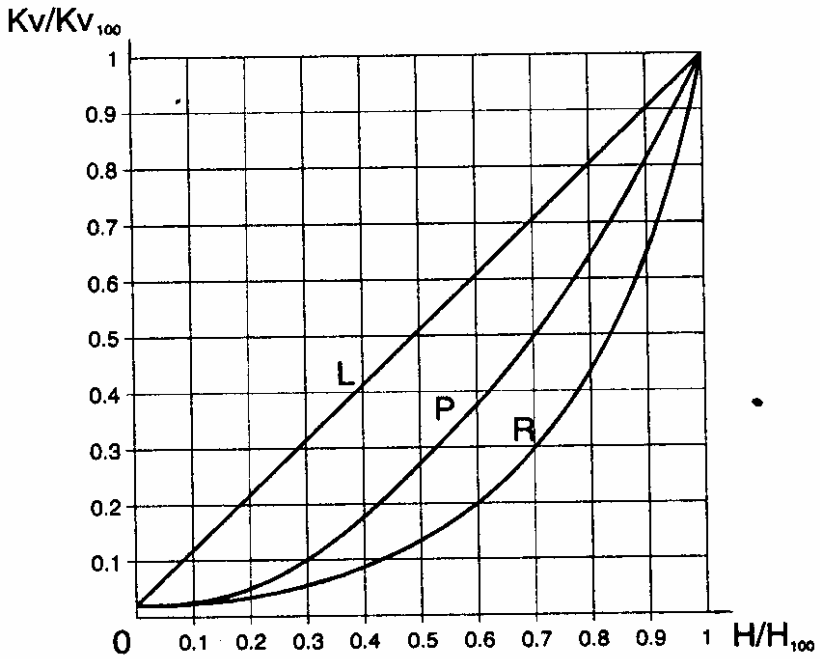
$$dQ_v = Q_v n_p \, dH \tag{4}$$

kde n_l sklon rovnoprocentní charakteristiky

Integrací vztahu pro rovnoprocentní charakteristiku získáme rovnici rovnoprocentní charakteristiky.

$$Q_v = Q_{vo} \cdot e^{n_s H} \tag{5}$$

kde Q_{vo} průtok média při nulovém zdvihu (m^3/h)



Obr. 5. *Charakteristiky regulačního ventilu*

Regulační armatury s rovnoprocentní charakteristikou se využívají v aplikacích, u kterých mají vyšší vliv tlakové ztráty potrubí.

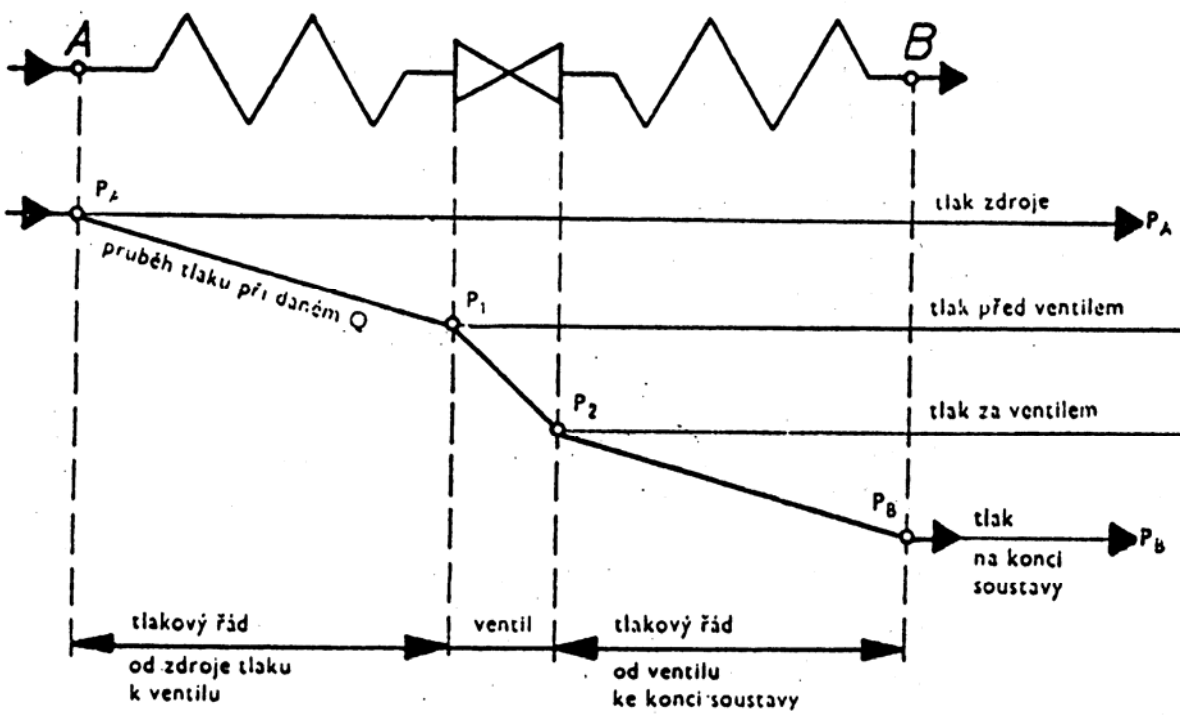
Lze konstatovat, že ventily s lineární charakteristikou nacházejí uplatnění v systémech, ve kterých je potřeba regulovat proměnné průtočné množství při téměř konstantním tlakovém spádu na ventilu. Pokud je potřeba regulovat konstantní průtok média při proměnném tlakovém spádu využívá se ventil s ekviprocentní charakteristikou.

Charakteristika parabolická je charakteristika, která je modifikací charakteristiky lineární a rovnoprocentní. Ventily s touto charakteristikou nacházejí uplatnění v aplikacích, u kterých je více pracovních stavů, které od sebe nejsou příliš vzdáleny.

3.1.3. Návrh regulačních armatur

Pro správnou funkci regulační armatury, a tím i celého regulačního okruhu je nutné, aby před samotným určením typu regulační armatury byly popsány všechny běžné provozní stavy. Musí být jednoznačně určena teplota, tlak, objemový průtok, požadovaná tlaková ztráta armatury pro tyto stavy.

Při volbě potřebné velikosti resp. dimenze regulační armatury se vychází téměř vždy od žádaného průtoku média a tlakového spádu na ventilu. Dimenze regulační armatury má značný vliv na ekonomii potrubního systému, ve kterém je regulační armatura zabudována. Při průtoku pracovního média dochází ke ztrátám tlakové energie média.Tyto ztráty musí být pokryty čerpadly apod. Z pohledu provozovatele je potřeba, aby tyto ztráty byly co nejnižší (se započítáním ztrát regulačních armatur). Toto hledisko je však v přímém rozporu s funkcí regulačních armatur. Pro správnou funkci regulačního členu je nutné, aby tzv. „tlakový parametr p“ byl větší nebo se rovnal 0,6.



Obr. 6. *Zapojení regulační armatury v regulačním okruhu*

Tento parametr lze matematicky vyjádřit vztahem:

$$p = \frac{p_1 - p_2}{p_A - p_B} \geq 0{,}6 \qquad (6)$$

kde p_1 tlak před ventilem při maximálním průtoku média (MPa)
p_2 tlak za ventilem při maximálním průtoku média (MPa)
p_A tlak zdroje při nulovém průtoku média (ventil je uzavřen) (MPa)
p_B tlak na konci soustavy při nulovém průtoku média (MPa)

Při výpočtu tlakových ztrát v soustavě před regulačním ventilem (p_A-p_1) a za regulačním ventilem (p_2-p_B) je nutné zahrnout ztráty všech armatur, ohříváků apod.,

případně kladné a záporné hydrostatické výšky dané převýšením mezi místy A,B proti umístění regulačního ventilu.

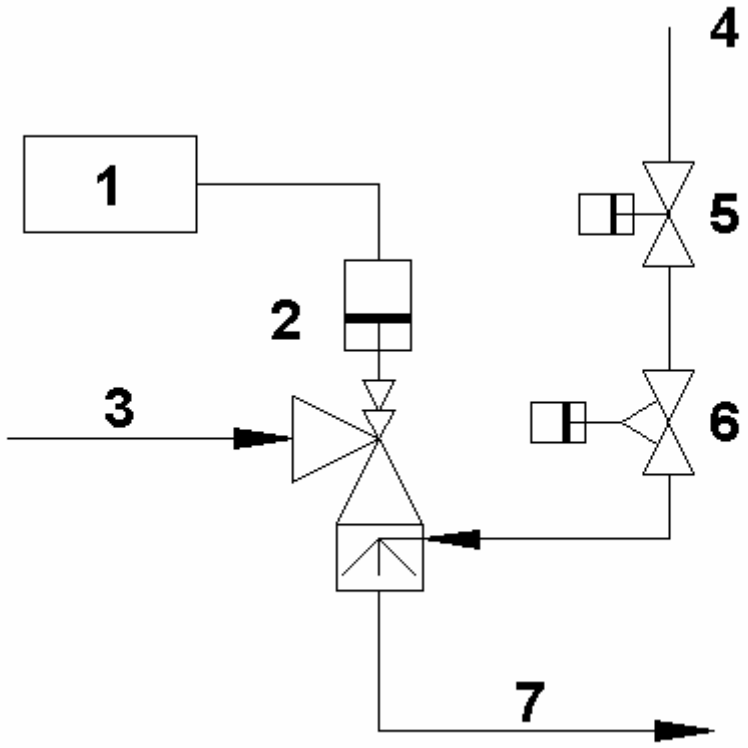
Pokud nebude podmínka splněna, je nutné počítat s horšími regulačními vlastnostmi celé regulační soustavy. Dále je nutné, aby tlaková ztráta regulační armatury při maximálním průtoku byla větší nebo se rovnala 0,01MPa.

3.2. Vysokotlaká přepouštěcí stanice

Vysokotlaká přepouštěcí stanice (VTPS) je zařízení, které se instaluje do výstupního parovodu přehřáté páry a umožňuje redukovat parametry přehřáté páry na parametry běžné v traktu vratné páry (viz. schéma zapojení na obrázku 7).

Komponenty vysokotlaké přepouštěcí stanice jsou tyto:

- přepouštěcí regulační ventil s hydraulickým pohonem
- uzavírací ventil chladicí vody pro vstřik s hydraulickým pohonem
- regulační ventil pro vstřik chladicí vody hydraulickým pohonem
- hydraulický agregát pro zajištění provozu hydraulických pohonů
- skříň pro ovládání a řízení hydraulického systému
- skříň řídícího zařízení pro hydraulikou zajištěné pojišťovací funkce VTPS



Obr. 7. *Schéma zapojení VTPS*

Legenda k obrázku:

1 - skříň pro ovládání a řízení hydraulického systému
2 - přepouštěcí regulační ventil s hydraulickým pohonem
3 - vstup přehřáté páry z vysokotlakého traktu (VT)
4 - přívod chladící vody (odběr vstřikové vody z potrubí před napájecím ventilem)
5 - uzavírací ventil chladicí vody pro vstřik s hydraulickým pohonem
6 - regulační ventil pro vstřik chladicí vody hydraulickým pohonem
7 - výstup páry o parametrech, na které je dimenzován trakt vratné páry

3.2.1. Popis jednotlivých komponent použitých v technologii VTPS

a) Popis funkce přepouštěcího regulačního ventilu

Regulační ventil s hydraulickým pohonem je řízený pojišťovací ventil s hydraulickým pohonem v pojišťovací funkci.

Při normálním provozu tj. při regulační funkci ventilu se dosahuje požadovaného přestavení ventilu řízeným přiváděním nebo odváděním odpovídajícího množství oleje do regulovaného válce hydraulického pohonu.

Aby se dosáhlo požadovaného stavu páry, musí ventil redukovat tlak VT páry a následně je nutné redukovanou a zchlazenou páru odvést do traktu středotlaké páry (ST), a to vše při omezení hlučnosti.

Tuto úlohu plní ventil následujícím způsobem:

Redukce tlaku páry probíhá mezi kuželkovým vřetenem a kroužkem sedla a následně zařazenými expanzními stupni tvořenými děrovanými koši.

Chlazení páry proběhne po zredukování tlaku na výstupu z armatury tryskami rozprašovací páry. Tato pára se odebírá z parovodu VT páry a přivádí se k speciálním rozprašovacím tryskám. Tím se vstřiková voda v ústí trysek tak jemně rozpráší, že se dá v tomto případě mluvit o zmlžení chladící vody a odpařování ve vznosu. Vytváří se optimální předpoklady pro rozdělení a odpaření vstřikované vody v proudu páry. Množství chladící vody se reguluje regulačním vstřikovým ventilem.

Předehřev přívodního VT parovodu a výstupního ST parovodu.

Za stavu, kdy je ventil uzavřen a kdy v příslušných částech výše uvedených parovodů by docházelo k poklesu teploty neproudící páry je nutno zajistit prohřev těchto částí parovodů.

Pro zajištění prohřevu vstupního potrubí k ventilu se používá VT pára proudící ve hlavní větvi tohoto parovodu. Analogicky pro zajištění prohřevu výstupního potrubí za ventilem se použije ST pára z hlavní větve vratné páry.

b) Hydraulický agregát

Hydraulika může zajistit provoz jednoho i více hydraulických pohonů , které jsou řízeny pomocí rozváděcí skříně (ESL). Pomocí přídavného řízení (zařízení STE6) může plnit i pojistné bezpečnostní požadavky.

c) Skříňka ESL

V rozváděcí skříni (ESL) je řízení hydrauliky. Toto pak reguluje nebo ovládá hydraulické pohony a agregát hydrauliky. Připojeno i přídavné řízení (STE6), neboť se požaduje zajištění pojišťovací funkce VTPS

d) Připojení přídavného řízení (STE6)

STE6 je soběstačné pojišťovací řízení, které kontroluje hydraulický pohon a zajišťuje případ činnosti pojišťovací funkce VTPS.

Zařízení ESL nemá žádný vliv na hydraulický pohon, když je vyvolána potřeba pojišťovací funkce VTPS. V tomto případě se přeruší normální provoz hydraulického

pohonu. Všechny ventily jsou pak udržovány ve stavu, při kterém existuje bezpečný stav zařízení.

3.2.2. Stručný popis možného použití technologie VTPS

a) Pojišťovací funkce - systém VTPS

- pracuje jako pojišťovací ventil s funkcí rychlého otevření
- redukuje VT páru na parametry páry vstupního přihříváku kotle
- obstarává dostatečné chlazení výhřevných ploch přihříváků v kotli
- umožňuje provoz kotle po rychlém odstavení turbiny při 100 % nebo menším výkonu
- umožňuje stabilní provoz kotle při současném snížení výkonu, tak aby byl zajištěn nový start turbiny

b) Funkce při najíždění kotle - systém VTPS umožňuje

- najetí kotle v podmínkách studeného startu, teplého startu a horkého startu.
- ohřátí turbiny tak, aby se nevyskytly žádné nepřípustné teplotní skoky.
- synchronizace a zatěžování turbíny při stabilním provozu kotle.
- opožděné najetí kotle, pokud je tato potřeba vyvolána jinými vnějšími vlivy.
- vyregulování rozdílu mezi množstvím vyrobené a potřebné páry.
- převzetí funkce regulace tlaku páry pro případy, kdy jsou v poruše regulace turbiny nebo regulace spalování. Současně se ochraňuje kotel před nepřípustným tlakovým gradientem.
- v průběhu najíždění kotle přizpůsobení parametrů ostré páry přípustným parametrům páry pro vstup do výhřevných ploch přihříváků v kotli
- kontrolu množství ostré páry protékající kotlem za účelem chlazení výstupního přehříváku v provozu s klouzavým tlakem

3.3. Pojistné ventily

Pojistné ventily jsou bezpečnostním zařízením, které chrání jednotlivé části parního kotle před destrukcí tlakem. Maximální dovolený tlak v zařízení udržují vypuštěním určitého množství pracovního média při nedovoleném stoupnutí tlaku.

Podle konstrukčního provedení dělíme pojistné ventily do tří skupin:

- pojistné ventily nízkozdvižné
- pojistné ventily plnozdvižný
- pojistné ventily impulsní

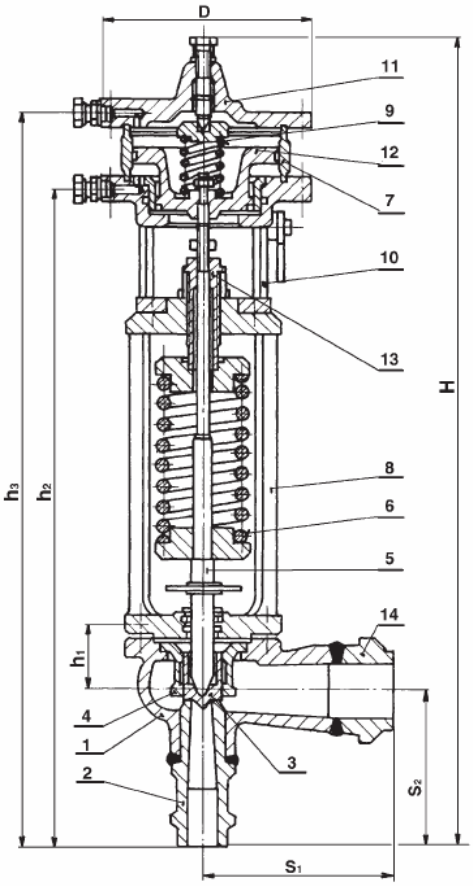
3.3.1. Charakteristika jednotlivých typů pojistných ventilů

a) Pojistné ventily nízkozdvižné

Pojistné ventily nízkozdvižné jsou nejjednodušší přímočinné pojistné ventily. Vnější síla je u nich vyvozována závažím nebo pružinou. Charakteristickou vlastností těchto ventilů je dosahování relativně malého zdvihu při předepsaném zvýšení tlaku. Zdvih kuželky je dán rovnováhou silového působení vytékající pracovní látky na kuželku s vnější silou.

b) Pojistné ventily plnozdvižné

U těchto pojistných ventilů se dosahuje velkých výkonů tím, že zdvih kuželky je po jejím otevření zvyšován statickými a dynamickými účinky proudící pracovní látky na dodatkové plochy kuželky vně sedel tak, že výtok ventilem je v podstatě dán plochou omezenou sedly.



Obr. 8. *Plnozdvižný pojistný ventil s přídavným zatížením*

Legenda k obrázku:

1 – těleso PV, 2 – vložka se sedlem, 3 – kuželka, 4 – vedení kuželky, 5 – jehla, 6 – hlavní pružina, 7 – pouzdro, 8 – třmen, 9 – tlumící pružina, 10 – nástavec třmenu, 11 – horní víko, 12 – píst, 13 – tlačný šroub, 14 - nástavec

Při dosažení otevíracího přetlaku řídící přístroj automaticky vypustí stlačený vzduch z prostoru nad pístem tlakovzdušného válce. Tlak vzduchu pod pístem spolu s přetlakem jištěného média, působícího na kuželku, překoná sílu pružiny a pojistný ventil se rychle otevře na plný zdvih. Při poklesu tlaku pak probíhá celý děj v opačném pořadí. Právě skutečnost rychlého otevření a uzavření jsou největší předností těchto ventilů.

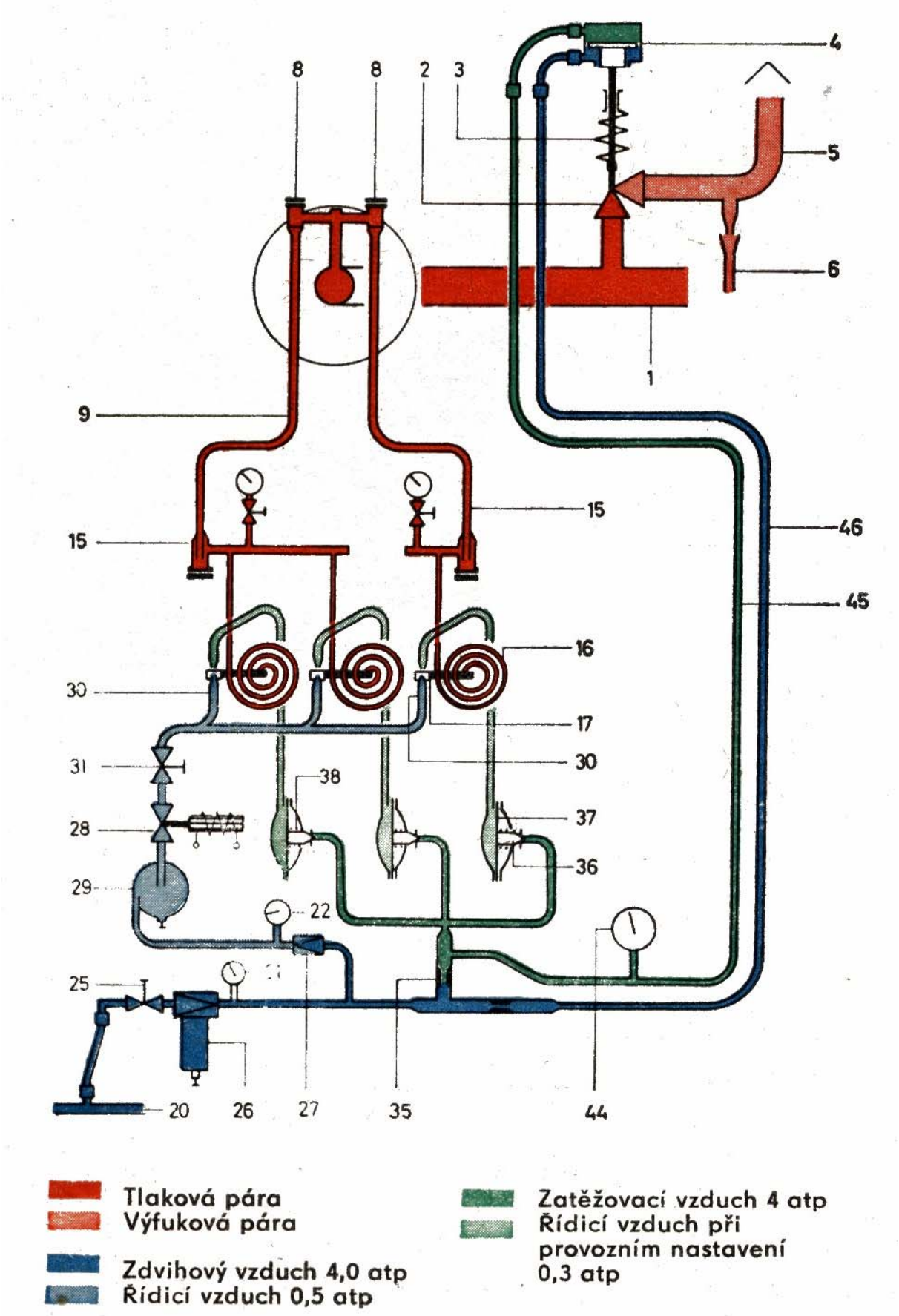
Při výpadku tlaku řídícího vzduchu je síla vyvozena pouze tlakem jištěného média. Otevírání ventilu pak probíhá nesrovnatelně pomaleji než v předchozím případě a dochází tak k nadměrnému namáhání a opotřebení sedla.

c) Pojistný ventil impulsní

Impulsní pojistný ventil je soustava řídícího ventilu a hlavního pojistného ventilu. Řídící ventil ovládá funkci (tj. otevření a uzavření) hlavního ventilu, který je směrodatný pro výkon celého ventilu. Hlavní ventil může mít odlehčený nebo zatěžovaný píst (oba typy řadíme do skupiny pojistných ventilů přímočinných). Ventil s odlehčovaným pístem má kuželku spojenou s pístem servopohonu, který je za uzavřeného stavu zatížen tlakem před ventilem. Kuželka je tedy k sedlům přitlačována silou danou tlakem před ventilem a plochou kuželky. Vzniká tak dostatečně velká těsnící síla pro dosažení těsnosti.

Ventil se zatěžovaným pístem má kuželku zatěžovanou silou vyplývající z tlaku pracovní látky a její plochy. Tím je opět dosaženo velkých měrných těsnících tlaků v sedle a dobré těsnosti až do okamžiku otevření, které nastane při stoupnutí tlaku na tlak otevírací, při němž otevře řídící ventil a napustí páru nad pracovní píst servoválce, kde se vytvoří tlak, potřebný ke vzniku síly pro otevření kuželky. Velikost tohoto tlaku se řídí poměrnou velikostí vstupního a výstupního průřezu. Při poklesu tlaku na tlak uzavírací uzavře řídící ventil a vstup do ventilu je uzavřen.

Do skupiny impulsních pojistných ventilů řadíme rovněž pojistné ventily s dodatkovým zatížením tzv. pojistné ventily řízené. Tyto ventily pracují na stejném principu jako ventily přímočinné, ale jsou navíc vybaveny dodatkovým pneumatickým zařízením. Schéma zapojení řízeného pojistného ventilu je na obrázku 9.



Obr. 9. *Pneumatický regulátor pro pojistné ventily s dodatkovým zatížením*

Legenda k obrázku:

1- parní potrubí, 2- pojistný ventil, 3- pružina ventilu, 4- vzduchový píst, 5- výfukové potrubí, 6- odvodnění, 8- plnící hrdlo pro odběr impulsů, 9- impulsní vedení, 15- lapač nečistot, 16- šneková péra jako impulsní čidla (Bourdonova pružina), 17- řídící páčky, 20- síť tlakového vzduchu, 21- manometr pro zdvihový vzduch, 22- manometr pro řídící vzduch, 25- uzavírací ventil, 26- redukční ventil s filtrem, 27- redukční ventil pro řídící vzduch, 28- magnetventil pro dálkové ovládání 220V střídavý proud, 29- odlučovač v proudu řídícího vzduchu, 30- trysky pro řídící vzduch, 31- uzavírací ventil pro řídící vzduch, 35- škrtící místo pro zatěžovací vzduch, 36-řídící kuželka, 37- řídící membrány, 38- otevírací pružiny, 44- manometr pro zatěžovací vzduch, 45- potrubí pro zatěžovací vzduch,46- potrubí pro zdvihový vzduch

Zatěžovací vzduch je přiváděn nad diferenciální píst (4) servoválce pojistného ventilu z hlavního rozvodu vzduchu (20) přívodním potrubím (45) přes škrtící trysku (35). Zatěžovací vzduch působící na píst je kontrolován paralelně působícími membránovými ventily (37). Redukční ventil (26) sníží jeho tlak a drží ho na stálé výši. Tlak z pojišťovaného prostoru deformuje měřící členy, a to: Bourdonovy pružiny (16), které pohybují řídícími páčkami (16). Jakmile je v jištěném prostoru dosaženo otevíracího tlaku, přeruší řídící páčky proud vzduchu z trysky (30) k membránovému ventilu (37). Tím dojde k odlehčení membrány tohoto ventilu a ventilová kuželka vypustí zatěžovací vzduch z potrubí (45). Působením škrtícího místa (35) odpadne tlak na pístu (4), čímž se zruší přídavná těsnící síla na ventilu. Zatěžovací vzduch pod píst servoválce je trvale přiváděn potrubím (46) a při otevíracím tlaku spolupůsobí při otevírání pojistného ventilu. Poklesne-li tlak na tlak uzavírací, nastává opačný pochod a ventil se uzavře.

3.3.2. Určení otevíracího tlaku pojistného ventilu

Otevírací tlak pojistného ventilu je tlak, při němž začíná pojistný ventil otevírat. Otevírací tlak je určen s ohledem na maximální pracovní tlak části tlakového celku, na kterém je PV usazen a dále na základě znalosti těsnosti zvoleného typu pojistného ventilu. K určené hodnotě otevíracího tlaku obvykle přidáváme přídavek zohledňující kolísaní tlaku v potrubí či jiné provozní nerovnoměrnosti. Hodnota přídavku se určuje na základě znalosti a zkušeností s provozem, ve kterém bude daný pojistný ventil instalován. Otevírací tlak PV je vždy menší než výpočtový tlak dané části tlakového celku.

Těsností pojistného ventilu rozumíme rozdíl mezi otevíracím tlakem PV a tlakem při, kterém je PV úplně otevřen (při samočinném otevření PV) a při samočinném uzavření PV je to rozdíl mezi otevíracím tlakem a tlakem, při kterém je PV úplně uzavřen. Obvykle je těsnost vyjádřena v procentech.

Těsnost jednotlivých typů pojistných ventilů:

- u pojistných ventilů impulsních jsou to 3%
- u pojistných ventilů plnozdvižných je to 6%
- u pojistných ventilů nízkozdvižných je to 10%

Příklad: Máme stanovit otevírací tlak impulsního pojistného ventilu, který je umístěn na výstupním parovodu, ve kterém je nejvyšší pracovní tlak 16,8 MPa. Uvažujme s přídavkem na provozní nerovnoměrnost 0,2 MPa.

$$\begin{aligned} p_o &= p_{p,\max} + p_{p,\max} \cdot \Delta p_o + pzn \\ p_o &= 16{,}8 + 16{,}8 \cdot 0{,}03 + 0{,}2 \\ p_o &= \underline{17{,}5\,MPa} \end{aligned} \qquad (7)$$

kde p_o otevírací tlak pojistného ventilu (MPa)
$p_{p,max}$ nejvyšší pracovní tlak v dané části (MPa)
pzn přídavek na provozní nerovnoměrnost (MPa)

3.3.3. Umístění zabezpečovacích zařízení na kotli. (Podrobněji viz ČSN EN 12952-10)

Použití pojistných ventilů se liší podle toho, zda se jedná o kotel parní nebo horkovodní, v případě kotle parního pak podle toho, zda je kotel bubnový s přirozenou cirkulací nebo kotel průtočný s oddělitelnými nebo neoddělitelnými přehříváky.
Parní kotel a odpojitelný otápěný prostor (např. přehřívák, přihřívák, ohřívák vody) musí být vybaven nejméně jedním vhodným zabezpečovacím zařízením (pojistným ventilem), které zabezpečí ochranu proti přetlaku. Celkový odzkoušený, požadovaný výtok všech zabezpečovacích zařízení zabudovaných na kotli musí odpovídat nejméně jmenovitému množství vyrobené páry (MCR) kotle.
Počet a typ zabezpečovacího zařízení, které se má instalovat, musí být stanoven výrobcem a musí splňovat požadavky normy ČSN EN 12952-10.
Za vhodné se považuje nejméně jedno z těchto zabezpečovacích zařízení:

a) přímo zatížené pojistné ventily
b) pojistné ventily s pomocným otvíráním
c) pojistné ventily s dodatečným zatížením
d) pojistné ventily s pomocným řízením, které sestávají s hlavního ventilu řízeného signály ze tří pomocných ventilů
e) řízené bezpečnostní systémy pro snížení přetlaku, které sestávají z hlavního ventilu řízeného signály ze tří měřících obvodů

V případě kotlů bez přehříváku (sytá pára) musí být pojistné ventily připojeny k parnímu prostoru.
V případě průtočných kotlů musí být pojistné ventily umístěny na výstupu páry z kotle.
V případě přehříváků, které nelze odpojovat, platí následující:

1) Zabezpečovací zařízení v souladu s výše uvedeným, umístěné na výstupu z přehříváku, musí mít dostatečnou kapacitu, aby se zabránilo překročení přípustné teploty stěny přehříváku.

2) Zabezpečovací zařízení podle bodů a),b) a c), dimenzované nejméně pro 75 % požadované propustnosti, nebo podle bodů d) nebo e), dimenzované nejméně pro 25 % požadované propustnosti, musí být umístěno v prostoru syté páry kotle.

   V prostoru syté páry nemusí být instalováno žádné zabezpečovací zařízení, jestliže kapacita zabezpečovacího zařízení v souladu s body d) nebo e), umístěného na výstupní straně přehříváku , odpovídá celkovému vypouštěnému množství páry, a nejméně jeden tlakový signál je přenesen z prostoru syté páry do řídící jednotky.

3) Zabezpečovací zařízení přehříváku musí být nastaveno tak, aby zareagovalo v případě

   kotlů s přirozeným nebo nuceným oběhem dříve než zabezpečovací zařízení v prostoru syté páry.

Přehřívák, který může být odpojen, musí být vybaven nejméně jedním pojistným ventilem nebo bezpečnostním systémem na výstupní straně přehříváku. Pojistné ventily nebo bezpečnostní systém musí být dimenzovány nejméně na 20 % požadované propustnosti kotle. Pojistné ventily nebo bezpečnostní systém , umístěné v prostoru syté páry, musí být dimenzován na jmenovité množství vyrobené páry. Je-li přehřívák odpojitelný, musí být přijata opatření k zabránění přehřátí.
Každý přihřívák páry (nízkotlaký trakt) musí mít nejméně jeden pojistný ventil nebo bezpečnostní systém s celkovou propustností, která se rovná nejméně největšímu průtoku páry, pro nějž je přihřívák navržen.
Mezi kotlem a jeho ochrannými zabezpečovacími zařízeními nebo mezi zabezpečovacími zařízeními a jejich výfukovým potrubím nesmí být žádná uzavírací armatura.
Průřez přívodního potrubí k pojistnému ventilu nesmí být menší, než průřez vstupní části ventilu.
Průřez výfukového potrubí musí být větší než výstupní průřez ventilu.

Tlaková ztráta přívodního potrubí při největším hmotnostním toku, který má být dosažen, nesmí být větší než 3 % tlakového rozdílu mezi nastaveným otvíracím přetlakem a protitlakem. Funkční rozdíl přetlaků zabudovaného pojistného ventilu (rozdíl mezi nastaveným otvíracím a uzavíracím přetlakem) nejméně 5 % je předpokladem pro nerušenou funkci při této tlakové ztrátě.
Při funkčním rozdílu přetlaků menším než 5 % musí být rozdíl mezi funkčním rozdílem přetlaků a tlakovou ztrátou v přívodním potrubí nejméně 2 % tlakového rozdílu mezi nastaveným otvíracím přetlakem a protitlakem.

3.4. Závěr

Předchozí text dává pohled na základní konstrukční provedení regulačních armatur a pojistných ventilů. Je zde objasněn princip činnosti jednotlivých typů armatur a rovněž jsou zde popsány vlivy a faktory, které ovlivňují samotný návrh regulačních armatur.

Na návrh regulačních armatur je nutné pohlížet ze širších souvislostí. Před samotným návrhem regulačního orgánu nebo pojistného ventilu musí být stanoveny termodynamické a hydrodynamické poměry proudícího média v regulované soustavě pro všechny provozní stavy. Na armaturu se nelze dívat jako na samostatný prvek, který je nezávislý a ničím neovlivněný. Materiál navržené armatury musí nejen pevnostně odolat hodnotám maximálního provozního tlaku a teploty, ale musí být svařitelný s materiálem potrubí, do kterého bude zabudován. Opomenutím této zásady dochází ke komplikacím, které jsou řešeny použitím přechodových kusů, které jsou vloženy mezi armaturu a potrubí. Při návrhu regulačních armatur je třeba přihlédnout i k tomu, zda zvolená armatura je se svojí průtočnou charakteristikou vhodná k charakteristice regulované soustavy.

3.5. Literatura

- ČERNÝ, Václav; JANEBA, Břetislav; TEYSSLER, Jiří. *Parní kotle*. 1.vydání. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1983. 864 s. ISBN 04-224-83.
- KUCHTA, Jiří. Problémy projektování regulačních orgánů pro řízení průtoku tekutin. In *I. celostátní konference o regulačních orgánech pro řízení průtoku tekutin*. Praha : Závodní pobočka ČSVTS při ZPA-Praha, skupina Dodavatelský závod a skupina Nusle, 1964. s. 7-40.
- ČSN EN 12952 : Vodotrubné kotle a pomocná zařízení
- www.ldm.cz

Studijní opora

METODIKA KONSTRUOVÁNÍ V OBORU

Kapitola 4

SPALOVÁNÍ BIOMASY

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval:
Ing. Pavel MILČÁK

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní, Katedra energetiky

Obsah

4. Spalování biomasy 5
4.1. Výhřevnost a její stanovení 5
4.2. Statika spalování biomasy 6
4.2.1. Stechiometrie 6
4.2.2. Entalpie vzduchu a spalin 11
4.3. Stanovení obsahu vody v biomase a její význam 13
4.3.1. Vliv obsahu vody na výhřevnost 13
4.3.2. Přepočty stavů 14
4.3.3. Způsoby měření obsahu vody 15
4.4. Adiabatická spalovací teplota při spalování biomasy 16
4.5. Účinnost kotle při spalování biomasy 17
4.5.1. Ztráta mechanickým nedopalem 18
4.5.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků 19
4.5.3. Ztráta chemickým nedopalem 20
4.5.4. Ztráta sdílením tepla do okolí 20
4.5.5. Ztráta citelným teplem spalin 20
4.5.6. Tepelná účinnost kotle 21
4.6. Vlastnosti popelovin 21
4.7. Chladící výkon spalovací komory 24
4.8. Literatura 26

Seznam symbolů

a_p	[%]	koeficient pro výpočet obsahu spalitelných látek
A^r	[%]	hmotnostní koncentrace popela v surovém palivu
C^{daf}	[%]	hmotnostní koncentrace uhlíku v hořlavině paliva
c_{H2O}	[kJ.m^{-3}$_N$]	měrná tepelná kapacita vodní páry
c_p	[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]	měrná tepelná kapacita paliva
C_{pop}	[%]	procento hořlaviny v popílku
c_{pvv}	[kJ.m^{-3}$_N$]	měrná tepelná kapacita vlhkého spalovacího vzduchu
C^r	[%]	hmotnostní koncentrace uhlíku v surovém palivu
$C_š$	[%]	procento hořlaviny ve škváře
c_{vz}	[kJ.m^{-3}$_N$]	tepelná kapacita suchého spalovacího vzduchu
H^d	[%]	hmotnostní koncentrace vodíku v bezvodém palivu
H^r	[%]	hmotnostní koncentrace vodíku v surovém palivu
I_{ad}	[kg.s^{-1}]	je entalpie spalin při teplotě adiabatické
$I_{ad}^{t_{np},\alpha_{ok}}$	[kJ.kg^{-1}]	entalpie nechlazeného plamene
i_{Ar}	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie argonu
i_{CO2}	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie oxidu uhličitého
i_{H2O}	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie vodní páry
i_{N2}	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie dusíku
i_{nv}	[kJ.kg^{-1}]	entalpie napájecí vody vstupující do spalovací komory
I_{ok}	[kg.s^{-1}]	je entalpie spalin při teplotě na konci ohniště
I_p	[kJ kg^{-1}]	entalpie popílku
i_p	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie popílku
i_{pop}	[kJ kg^{-1}]	měrná entalpie popílku
i_{pv}	[kJ.kg^{-1}]	citelné teplo paliva
i''	[kJ.kg^{-1}]	entalpie vyrobené syté páry
I_{sp}	[kJ kg^{-1}]	entalpie spalin
$I_{sp,min}$	[kJ kg^{-1}]	minimální entalpie spalin (α = 1)
$i_š$	[kJ kg^{-1}]	měrná entalpie škváry
i_{SO2}	[kJ m^3$_N$]	měrná entalpie oxidu siřičitého
$I^{tk,\alpha}_{sp}$	[kJ kg^{-1}]	entalpie spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem
$I^{tvz,\alpha}_{sp}$	[kJ kg^{-1}]	entalpie spalin při vztažné teplotě a přebytku vzduchu
$I_{vz,min}$	[kJ kg^{-1}]	entalpie spalovacího vzduchu
mgCO	[mg.m^{-3}$_N$]	emisní limit oxidu uhelnatého
m_{pal}	[kg s^{-1}]	množství přivedeného paliva
m_{pv}	[kg s^{-1}]	množství spáleného paliva
N^r	[%]	hmotnostní koncentrace dusíku v surovém palivu
O_{Ar}	[m^3$_N$.kg^{-1}]	objem argonu ve spalinách
O_{CO2}	[m^3$_N$.kg^{-1}]	objem oxidu uhličitého ve spalinách
o_{H2O}	[m^3$_N$.m^{-3}$_N$]	objemový podíl vodní páry v 1 m^3 suchého vzduchu
O_{H2O}	[m^3$_N$]	objem vodní páry
$O_{H2O,min}$	[m^3$_N$.kg^{-1}]	minimální objem vodní páry ve spalinách
O_{N2}	[m^3$_N$.kg^{-1}]	objem dusíku ve spalinách
$O_{O2,min}$	[m^3$_N$.kg^{-1}]	minimální množství kyslíku
O^r	[%]	hmotnostní koncentrace kyslíku v surovém palivu
O_{SO2}	[m^3$_N$.kg^{-1}]	objem oxidu siřičitého ve spalinách
$O^s_{sp,min}$	[m^3$_N$.kg^{-1}]	minimální množství suchých spalin
$O_{sp,min}$	[m^3$_N$.kg^{-1}]	minimální množství vlhkých spalin
O_{sp}	[m^3$_N$.kg^{-1}]	skutečné množství vlhkých spalin
O^s_{vz}	[m^3$_N$]	objem suchého vzduchu
$O^s_{vz,min}$	[m^3$_N$.kg^{-1}]	minimální množství spalovacího vzduchu

O_{2ref}	[%]	referenční obsah kyslík ve spalinách
p_c	[Pa]	celkový tlak spalovacího vzduchu
p_{H2O}	[Pa]	parciální tlak vodní páry
p''_{H2O}	[Pa]	parciální tlak vodní páry v sytém stavu
P_{jm}	[MW]	jmenovitý výkon kotle
p^s_{vz}	[Pa]	parciální tlak suchého spalovacího vzduchu
P_{sk}	[MW]	dílčí výkon kotle
Q_{cz}	[kJ.kg^{-1}]	je teplo ohřátí spalovacího vzduchu cizím zdrojem
Q_i^C	[kJ kg^{-1}]	je výhřevnost hořlaviny uvažovaného tuhého zbytku
Q_i^r	[kJ.kg^{-1}]	výhřevnost paliva surovém stavu
$Q_{i,red}$	[kJ.kg^{-1}]	redukovaná výhřevnost paliva
Q_{rec}	[kJ.kg^{-1}]	teplo recirkulovaných spalin
Q_s^r	[kJ.kg^{-1}]	spalné teplo paliva v surovém stavu
Q_s^d	[kJ.kg^{-1}]	spalné teplo paliva v bezvodém stavu
Q_u	[kJ.kg^{-1}]	celkové teplo uvolněné v ohništi
Q_v	[kJ.kg^{-1}]	přivedené ve spalovacím vzduchu
S^r	[%]	hmotnostní koncentrace síry v surovém palivu
t_A	[°C]	teplota měknutí popelovin
t_B	[°C]	teplota tání popelovin
t_C	[°C]	teplota tečení popelovin
t_p	[°C]	teplota paliva
t_{S1}	[°C]	teplota spalin na vstupu do šotů
t_{S2}	[°C]	teplota na vstupu do konvekčního traktu
$t_š$	[°C]	teplota škváry
t_{vz}	[°C]	teplota vlhkého spalovacího vzduchu
w	[%]	energetická vlhkost
w^D	[%]	dřevařská vlhkost
w^r	[%]	hmotnostní koncentrace vody v surovém palivu
X_p	[%]	procentuální rozdělení popela z paliva do popílku
$X_š$	[%]	procentuální zachycení škváry v ohništi
z_0	[%]	koeficient pro výpočet obsahu spalitelných látek
α	[1]	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
β	[1]	součinitel přebytku vzduchu – řízený přebytek
η_s	[%]	účinnost spalování
η_k	[%]	účinnost kotle
μ	[g.m^{-3}]	koncentrace popílku ve spalinách
ν	[1]	součinitel zvětšení objemu
ξ_c	[%]	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích
ξ_{co}	[%]	ztráta hořlavinou ve spalinách
ξ_f	[%]	ztráta citelným teplem tuhých zbytků
ξ_{jm}	[%]	ztráta tepla sáláním při jmenovitém výkonu kotle
ξ_{sk}	[%]	ztráta tepla sáláním při dílčím výkonu kotle
ξ_{sv_vyp}	[1]	dílčí ztráta sdílením tepla v oblasti chlazené komory
φ	[1]	je relativní vlhkost spalovacího vzduchu
ω_{Ar}	[%]	koncentrace argonu ve spalinách
ω_{CO2}	[%]	koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách
$\omega_{CO2,max}$	[%]	maximální koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách
ω_{H2O}	[%]	koncentrace vodní páry ve spalinách
ω_{N2}	[%]	koncentrace dusíku ve spalinách
ω_{O2}	[%]	koncentrace kyslíku ve spalinách

4. Spalování biomasy

4.1. Výhřevnost a její stanovení

Výhřevnost paliv je definována jako množství tepla, které se uvolní při dokonalém spálení analytického vzorku paliva při následném schlazení spalin na původní teplotu, přičemž se předpokládá, že voda obsažená v palivu i voda vzniklá spálením vodíku zůstává v plynné fázi.

Naproti tomu u spalného tepla je předpokladem, že veškerá voda obsažená ve vzniklých spalinách zkondenzuje, tedy předá veškeré své výparné teplo.

Spalné teplo se zjišťuje kalorimetricky dle ČSN 44 1352. Výhřevnost paliva Q_i lze tedy stanovit ze známé hodnoty velikosti spalného tepla Q_s odečtením výparného tepla vody obsažené v palivu i vody vzniklé spálením vodíku dle vztahu (4.1.1).

$$Q_i^r = Q_s^r - 24{,}5 \cdot \left(w^r + 8{,}94 \cdot H^r\right) \qquad [kJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.1)$$

kde hodnoty *w*, *H* [%] jsou hmotnostní koncentrace vody a vodíku v palivu, Q_s^r [kJ.kg^{-1}] je spalné teplo vzorku paliva v surovém stavu.

Další možností stanovení výhřevnosti paliva je výpočtem ze známého prvkového složení. Pro určení výhřevnosti se dají použít následující vztahy:

Vondráčkův vzorec [2]

$$Q_i^r = \left(373 - 0{,}26 \cdot C^{daf}\right) \cdot C^r + 900 \cdot \left(H^r - \frac{O^r}{8}\right) + 105 \cdot S^r - 24{,}5 \cdot w^r \qquad [kJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.2)$$

kde *C, H, S, N, O, w* jsou koncentrace vyjádřeny v hmotnostních [%]

Mendělejův vzorec [2]

$$Q_i^r = 339 \cdot C^r + 1030 \cdot H^r - 109 \cdot \left(O^r - S^r\right) - 24{,}5 \cdot w^r \qquad [kJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.3)$$

kde *C, H, S, N, O, w* jsou koncentrace vyjádřeny v hmotnostních [%]

Obernbergerův vzorec [6]

$$Q_i^r = Q_s^d \cdot \left(1 - \frac{w^r}{100}\right) - 2{,}5 \cdot \frac{w^r}{100} - \frac{H^d}{200} \cdot 18 \cdot 2{,}5 \cdot \left(1 - \frac{w^r}{100}\right) \qquad [MJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.4)$$

kde *w, H* jsou koncentrace vyjádřeny v hmotnostních [%], Q_s^d [kJ.kg^{-1}] je spalné teplo sušiny vzorku paliva a uvádí se pro dřevní biomasu Q_s^d = *20 MJ*.kg^{-1}, pro obiloviny Q_s^d = *18,6 MJ*.kg^{-1}. Koncentrace vodíku v sušině pro dřevní biomasu H^d = *6 %*, pro obiloviny H^d = *5,5 %*.

Byly porovnány výsledky výpočtu výhřevnosti biomasy (složení biomasy je uvedeno v tabulce Tab. 4.1.1) podle jednotlivých autorů a výsledky výpočtů jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.1.2. Ve srovnání s kalorimetricky určenou hodnotou se výsledky liší maximálně o ± 3 %.

Tab. 4.1.1 *Složení biomasy v surovém stavu*

C^r	H^r	S^r	N^r	O^r	w^r	A^r
%	%	%	%	%	%	%
27,396	3,402	0	0,109	23,891	42,53	2,672

Tab. 4.1.2 *Porovnání výhřevností podle jednotlivých autorů*

Kalorimetrická	Vondráček	Mendělejev	Obernberger
Q_i^r	Q_i^r	Q_i^r	Q_i^r
$kJ.kg^{-1}$	$kJ.kg^{-1}$	$kJ.kg^{-1}$	$kJ.kg^{-1}$
9390,0	9194,6	9145,2	9665,2

Pro energetické výpočty se často používá redukovaná výhřevnost. Redukovaná výhřevnost je složena z vlastní výhřevnosti paliva, z fyzického tepla paliva a z fyzického tepla spalovacího vzduchu ohřátého mimo kotel (např. odběrovou parou z turbíny).

$$Q_{i,red} = Q_i^r + i_{pv} + Q_{vz\,v} \qquad [kJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.5)$$

Fyzické teplo paliva se počítá jen v případě, že je palivo předehříváno mimo kotel. V případě, že palivo není předehříváno, uvažuje se jen u paliv s obsahem vody

$$w^r \geq \frac{Q_i^r}{4{,}19} \cdot \frac{1}{150} \qquad [\%] \qquad (4.1.6)$$

a fyzické teplo paliva se určí ze vzorce (4.1.7) přičemž teplota paliva se uvažuje 20°C

$$i_p = c_p \cdot t_p \qquad [kJ.kg^{-1}] \qquad (4.1.7)$$

4.2. Statika spalování biomasy

4.2.1. Stechiometrie

Spalováním se transformuje chemicky vázaná energie v palivu na energii tepelnou. Pracovními látkami spalovacího procesu jsou palivo, okysličovadlo a produkty spalování. Stechiometrickými výpočty se zjišťuje potřeba vzduchu pro spalování, množství vzniklých spalin a jejich složení.

Všechny stechiometrické výpočty spalovacích reakcí se provádí za předpokladu normálních podmínek (0°C, 101325 Pa). V tabulce 4.2.1 jsou uvedeny molární hmotnosti a molární objemy základních chemických látek potřebných pro výpočet. Pro výpočet stechiometrie je potřebné znát prvkové složení paliva (biomasy) v surovém stavu (index ***r***). Pokud známe složení sušiny paliva (***d***), popřípadě hořlaviny (***daf***) je nutné provést přepočet na surový stav viz kapitola 4.3.2.

Tab. 4.2.1 *Charakteristika látek*

	molární hmotnost [kg.kmol^{-1}]	molární objem [m^3_N.kmol^{-1}]
C	12,01	–
S	32,06	–
O_2	32,00	22,39
N_2	28,016	22,40
H_2	2,016	22,43
CO_2	44,01	22,26
SO_2	64,06	21,89
H_2O	18,016	22,40
Ar	39,95	22,39

<u>Spalovací vzduch</u>

Minimální množství kyslíku potřebného pro dokonalé spálení paliva:

$$O_{O\,2,min} = \frac{22{,}39}{12{,}01}\cdot\frac{C^r}{100} + \frac{22{,}39}{4{,}032}\cdot\frac{H^r}{100} + \frac{22{,}39}{32{,}06}\cdot\frac{S^r}{100} - \frac{22{,}39}{32}\cdot\frac{O^r}{100} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.1)$$

kde *C, H, S, O* [%] hmotnostní koncentrace složek biomasy

Minimální množství spalovacího vzduchu suchého:

Vzhledem k tomu, že vzduch obsahuje 21 $\%_{vol.}$ O_2 viz. Tabulka Tab. 4.2.2 bude minimální objem spalovacího vzduchu suchého:

$$O^s_{vz,min} = \frac{O_{O\,2,min}}{0{,}21} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.2)$$

Tab. 4.2.2 *Objemové složení spalovacího vzduchu*

kyslík	O_2	21	%
dusík	N_2	78,05	%
argon	Ar	0,92	%
oxid uhličitý	CO_2	0,03	%

Minimální množství spalovacího vzduchu vlhkého:

Vlhký vzduch je směsí vzduchu suchého a vodní páry. Celkový tlak vlhkého spalovacího vzduchu p_c je tedy dán součtem parciálního tlaku suchého vzduchu p_{vz}^s a parciálního tlaku vodní páry p_{H_2O}. Objemový podíl vodní páry v 1 m^3 suchého vzduchu vyjadřuje rovnice 4.2.3.

$$o_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{vz}^s} \qquad [m^3_N.m^{-3}_N] \qquad (4.2.3)$$

vzhledem k tomu, že poměr parciálních objemů se rovná poměru parciálních tlaků,lze psát

$$o_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{vz}^s} = \frac{p_{H_2O}}{p_{vz}^s} = \frac{\varphi \cdot p''_{H_2O}}{p_c - \varphi \cdot p''_{H_2O}} \qquad [m^3_N.m^{-3}_N] \qquad (4.2.4)$$

kde φ [1] je relativní vlhkost spalovacího vzduchu

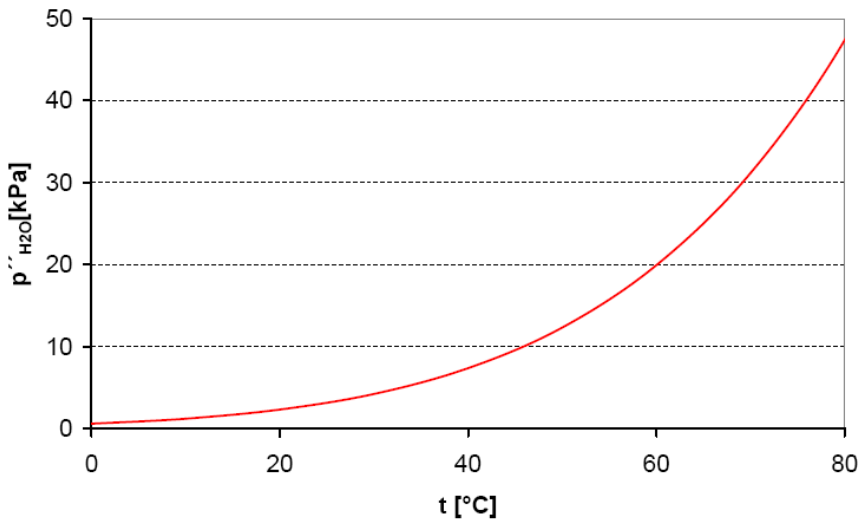
Celkový objem spalovacího vzduchu vlhkého je pak

$$O_{vz}^v = O_{vz}^s \cdot \left(1 + \frac{\varphi \cdot p''_{H_2O}}{p_c - \varphi \cdot p''_{H_2O}}\right) \qquad [m^3_N] \qquad (4.2.5)$$

Poměrné zvětšení objemu vlhkého vzduchu oproti suchému tedy určuje součinitel zvětšení objemu

$$\nu = 1 + \frac{\varphi \cdot p''_{H_2O}}{p_c - \varphi \cdot p''_{H_2O}} \qquad [1] \qquad (4.2.6)$$

Závislost parciálního tlaku syté vodní páry p''_{H_2O} na teplotě je uvedena na obrázku 4.2.1.



Obr 4.2.1 *Závislost parciálního tlaku syté vodní páry na teplotě.*

Skutečné množství spalovacího vzduchu vlhkého:

Průběh spalování musí být řízen tak, aby bylo zajištěno co nejdokonalejší vyhoření paliva. Technicky není možné zajistit dokonalé vyhoření při stechiometrických poměrech, musí tedy být do ohniště přiváděno větší množství spalovacího vzduchu, než je vypočtené teoretické. Tento přebytek je definován jako poměr skutečného a stechiometrického množství.

$$\beta = \frac{O_{vz}}{O_{vz,min}} \qquad [m^3_N.m^{-3}_N] \qquad (4.2.7)$$

kde *β* [1] je součinitel přebytku spalovacího vzduchu, který je závislý na druhu spalovaného paliva a spalovacího zařízení.

Spaliny

Minimální množství suchých spalin:

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým paliva při minimálním množství suchého vzduchu, t.j. (α = 1).

$$O^s_{sp,min} = \sum O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.8)$$

kde objem CO_2 je složen z oxidu uhličitého vzniklého spálením paliva a z objemu oxidu uhličitého, který přechází do spalin ze spalovacího vzduchu.

$$O_{CO2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + 0,0003 \cdot O^s_{vz,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.9)$$

objem SO_2 je závislý na obsahu spalitelné síry v palivu. Při spalování biomasy je vzniklý objem oxidu siřičitého mnohonásobně nižší, než při spalování uhlí.

$$O_{SO2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S^r}{100} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.10)$$

objem N_2 je složen z dusíku vzniklého spálením paliva a z objemu dusíku, který přechází do spalin ze spalovacího vzduchu. Dusík má ve spalinách dominantní zastoupení.

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,7805 \cdot O^s_{vz,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.11)$$

objem Ar je úměrný koncentraci argonu ve spalovacím vzduchu.

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O^s_{vz,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.12)$$

Minimální objem vodní páry:

Znalost obsahu vodní páry ve spalinách při spalování biomasy je důležitá. Parciální tlak vodní páry nám ovlivňuje rosný bod spalin. Objem vodní páry v minimálních spalinách je dán obsahem vody v původním palivu, dále také obsahem vody, která vznikne spálením vodíku a dále také vlhkostí obsaženou ve spalovacím vzduchu.

$$O_{H_2O,min} = \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{w^r}{100} + \frac{22,4}{2,016} \cdot \frac{H^r}{100} + (\nu - 1) \cdot O^s_{vz,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.13)$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{sp,min} = O^s_{sp,min} + O_{H_2O,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.14)$$

Skutečné množství vlhkých spalin (při přebytku vzduchu α = 1):

$$O_{sp} = O_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz,min} \qquad [m^3_N.kg^{-1}] \qquad (4.2.15)$$

Koncentrace složek skutečných spalin:

$$\omega_{CO_2} = \frac{O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot 0,0003 \cdot O^s_{vz,min}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.16)$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.17)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O,min} + (\alpha - 1) \cdot (\upsilon - 1) \cdot O^s_{vz,min}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.18)$$

$$\omega_{Ar} = \frac{O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot 0,0092 \cdot O^s_{vz,min}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.19)$$

$$\omega_{O_2} = \frac{(\alpha - 1) \cdot 0,21 \cdot O^s_{vz,min}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.20)$$

$$\omega_{N_2} = \frac{O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot 0,7805 \cdot O^s_{vz,min}}{O_{sp}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.21)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{X_p}{100} \qquad [g.m^{-3}] \qquad (4.2.22)$$

kde X_p [%] je procentuální rozdělení popela z paliva do popílku

Při spalování biomasy a při spalování různých druhů biomasy může být jedním z porovnávacích kritérií maximální koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách. Maximální koncentrace se určí jako poměr objemu CO_2 v teoretických suchých spalinách podle vzorce (4.2.23).

$$\omega_{CO_2,max} = \frac{O_{CO_2}}{O^s_{sp,min}} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.2.23)$$

4.2.2. Entalpie vzduchu a spalin

Pro veškeré tepelné výpočty je nutné znát tepelný obsah spalováním vzniklých spalin. Tento tepelný obsah vyjadřujeme pomocí entalpie spalin.

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg biomasy se vypočte ze vztahu:

$$I_{sp} = I_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz,min} + I_p \qquad [kJ\ kg^{-1}] \qquad (4.2.24)$$

Minimální entalpie spalin (při přebytku vzduchu ve spalinách α = 1):

$$I_{sp,min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2Omin} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \ [kJ\ kg^{-1}] \qquad (4.2.25)$$

kde měrné entalpie spalin pro jednotlivé plyny v závislosti na teplotě jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.2.3.

Tab. 4.2.3 *Závislost entalpie plynných složek spalin a popílku na teplotě [1]*

tsp	O_2	CO_2	N_2	H_2O	SO_2	Ar	popílek
°C	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.m^{-3}_N$	$kJ.kg^{-1}$
0	0	0	0	0	0	0	0
100	132	170	130	150	189	93	80,8
200	267	357	260	304	392	186	169
300	407	559	392	463	610	278	264
400	551	772	527	626	836	372	360
500	699	994	666	795	1070	465	458
600	850	1225	804	969	1310	557	560
700	1004	1462	948	1149	1550	650	662
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	767
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	874
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	984
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1758
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855	2512

Entalpie minimálního množství vzduchu (při přebytku vzduchu α = 1):

$$I_{vz,min} = O_{vz,min} \cdot c_{pvv} \cdot t_{vz} \qquad [kJ\ kg^{-1}] \qquad (4.2.26)$$

kde c_{pvv} [kJ.m^{-3}$_N$] je měrná tepelná kapacita vlhkého spalovacího vzduchu a t_{vz} [°C] je jeho teplota.

Měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu s obsahem ***d*** gramů vodní páry na 1 kg suchého vzduchu se určí ze vzorce:

$$c_{pvv} = c_{vz} + 0{,}00124 \cdot d \cdot c_{H_2O} \qquad [kJ\ m^{-3}{}_N] \qquad (4.2.27)$$

kde c_{vz} [kJ m^{-3}$_N$] je měrná tepelná kapacita suchého spalovacího vzduchu, c_{H2O} [kJ m^{-3}$_N$] je měrná tepelná kapacita vodní páry. Měrná tepelná kapacita suchého spalovacího vzduchu je uvedena v tabulce Tab. 4.2.4, vodní páry v tabulce Tab. 4.2.5.

Tab. 4.2.4 *Závislost měrné tepelné kapacity suchého vzduchu na teplotě*

t_{vz}	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	2000
c_{vz}	1,297	1,3	1,307	1,317	1,329	1,343	1,356	1,371	1,384	1,398	1,41	1,433	1,453	1,471	1,5

Tab. 4.2.5 *Závislost měrné tepelné kapacity vodní páry na teplotě*

t_{H2O}	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
c_{H2O}	1,494	1,505	1,522	1,542	1,565	1,59	1,615	1,641	1,688	1,696	1,723	1,853	1,963

Entalpie popílku ve spalinách při spalování biomasy je zanedbatelná vzhledem k nízkému obsahu popela v biomase. Pokud by se však jednalo o biomasu s vyšším obsahem popelovin, popřípadě kaly z čistíren odpadních vod (obsah popela A^d přibližně 50 %) bylo by nutné zahrnout do celkové entalpie spalin taky entalpii popílku. Potom by se entalpie popílku vypočetla ze vztahu (4.2.28).

$$I_p = \frac{A^r}{100} \cdot \frac{X_p}{100} \cdot i_p \qquad [kJ\ kg^{-1}] \qquad (4.2.28)$$

kde i_p [kJ kg^{-1}] je měrná entalpie popílku a odečte se z tabulky Tab. 4.2.3, X_p [%] je procentuální podíl popílku v úletu.

K porovnání výsledků výpočtů slouží výpočtové programy vytvořené v aplikaci EES, které jsou dostupné na portálu:

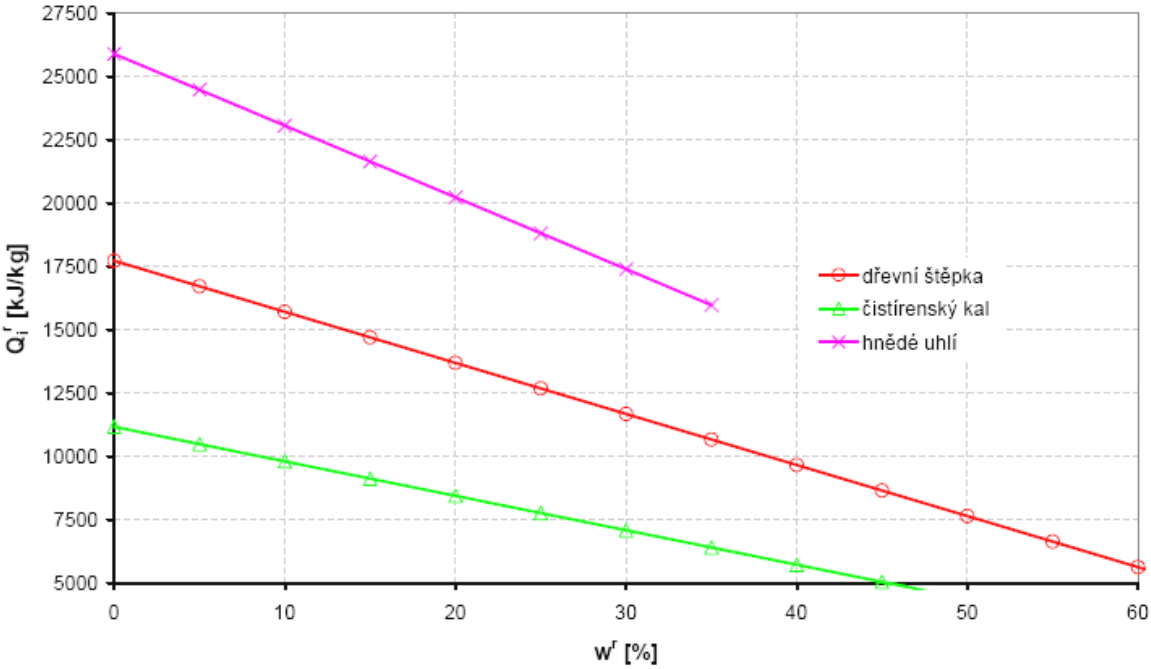
http://homel.vsb.cz/~mil04

v sekci „metodika_konstruovani“

4.3. Stanovení obsahu vody v biomase a její význam

4.3.1. Vliv obsahu vody na výhřevnost

Obsah vody v biomase se značně liší a jeho velikost má významný dopad na spoustu energetických procesů. Mezi nejvýznamnější parametry se kterými je spojen obsah vody v biomase patří výhřevnost. Závislost mezi výhřevností a obsahem vody má lineární průběh a pro vybrané druhy biomasy je vyobrazena na obrázku Obr. 4.3.1. Porovnání je zde pro dřevní štěpku, čistírenský kal a hnědé uhlí. Obsah vody se značně liší v rozsahu 25 – 65 % pro dřevní biomasu, zde nelze opomenout např. kaly z čistíren odpadních vod, kde obsah vody závisí na stupni mechanického odvodnění a bývá v rozmezí 65 – 95 %. U dřevní biomasy závisí obsah vody na podmínkách její těžby, klimatických podmínkách, ročním období, délce a způsobu skladování. Stanovení výhřevnosti biomasy je podrobně pospáno v kapitole 4.1.



Obr. 4.3.1. *Závislosti výhřevností paliv na obsahu vody*

Pro výpočet vlhkosti biomasy se používají dva vztahy:

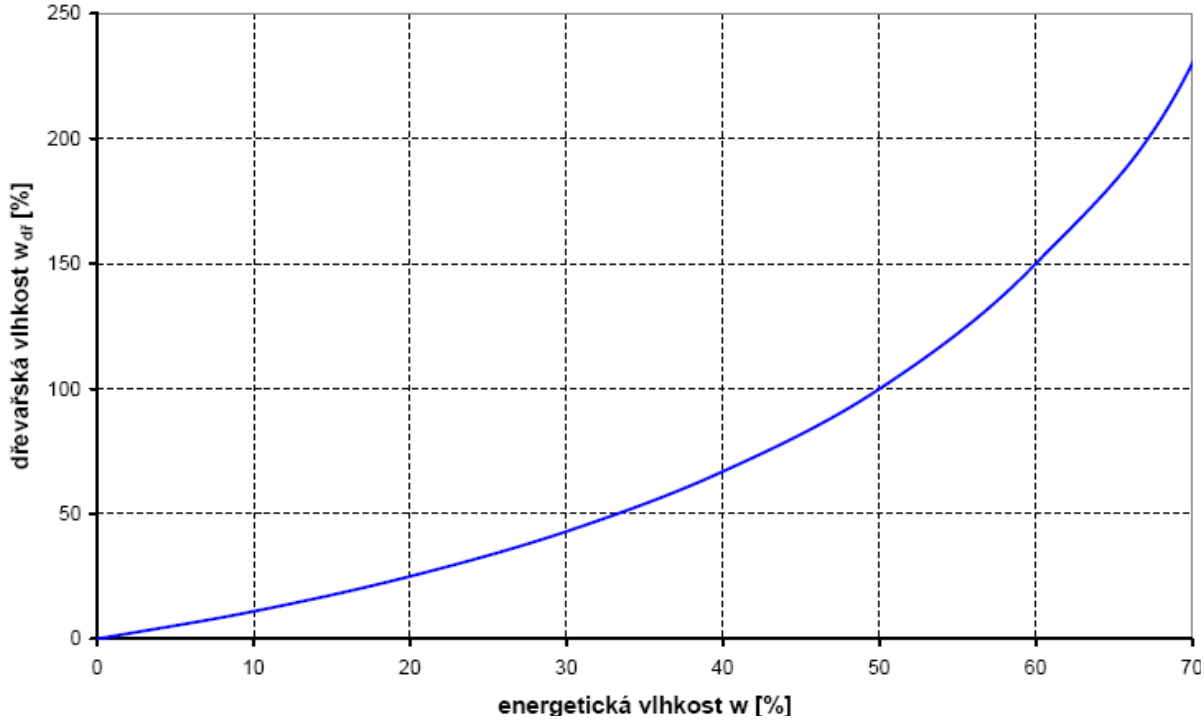
$$w = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \cdot 100 = \frac{\Delta w}{m_1} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.3.1)$$

$$w_D = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \cdot 100 = \frac{\Delta w}{m_2} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (4.3.2)$$

kde m_1 je hmotnost vzorku surového dřeva a m_2 je hmotnost vzorku po vysušení

Pro energetiku se používá vztah (4.3.1) a výsledná hodnota udává procentuální podíl vody vztažený na surový stav m_1 v rozmezí 0 – 100 %. Vztah (4.3.2) se užívá v dřevařském průmyslu, v energetice nikoliv a jeho hodnota může přesáhnout 100 %

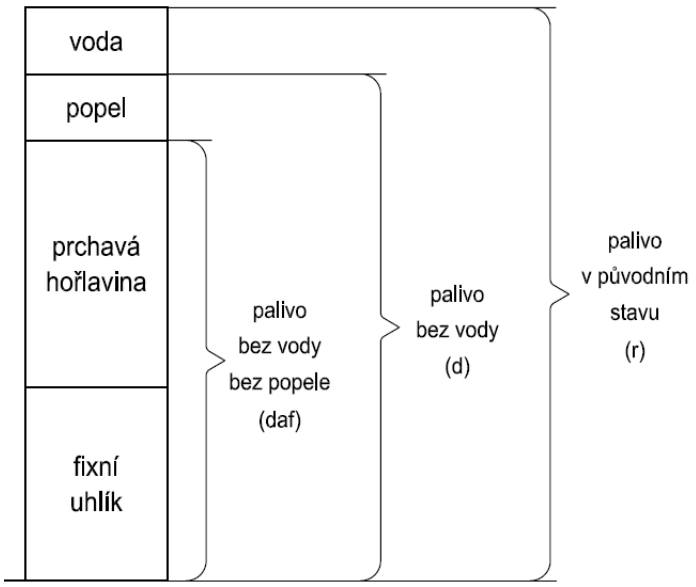
(podíl se vztahuje na sušinu m_2). Závislost mezi vlhkostí dřevařskou a energetickou je vyobrazena na obrázku 4.3.2.



Obr. 4.3.2. *Vzájemný vztah mezi energetickou a dřevařskou vlhkostí biomasy*

4.3.2. Přepočty stavů

Pro výpočet stechiometrie potřebujeme znát složení biomasy v surovém stavu. Surový stav biomasy označujeme horním indexem ***r***, pokud biomasu vysušíme na nulový obsah vody, dostáváme sušinu, která se značí horním indexem ***d***. Vzorek zbavený vody a popela označujeme horním indexem ***daf*** a jedná se o hořlavinu. Schématicky je porovnání jednotlivých stavů zobrazeno na obrázku Obr. 4.3.3.



Obr. 4.3.3. *Porovnání stavů*

Ne vždy máme k dispozici složení biomasy v surovém stavu. Vzájemné přepočty při změně stavu biomasy jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.3.1.

Tab. 4.3.1 *Tabulka přepočtových vztahů paliv*

Přepočet na / Přepočet z	původní stav r	bezvodé palivo d	hořlavinu (zdánlivou) daf
původního stavu r	1	$\frac{100}{100 - w^r}$	$\frac{100}{100 - w^r - A^r}$
bezvodého paliva d	$\frac{100 - w^r}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^d}$
hořlaviny (zdánlivé) daf	$\frac{100 - w^r - A^r}{100}$	$\frac{100 - A^d}{100}$	1

4.3.3. <u>Způsoby měření obsahu vody</u>

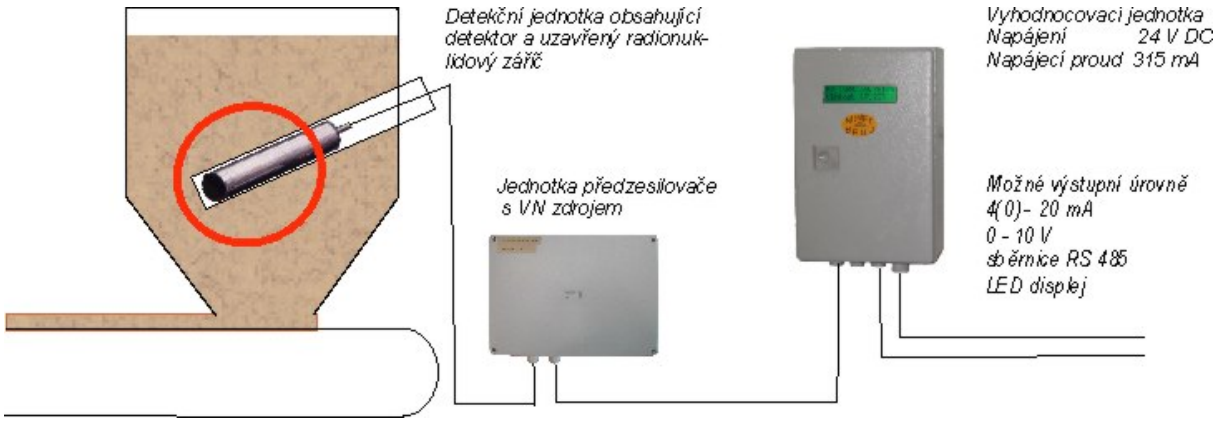
Jak již bylo řečeno obsah vody má podstatný vliv na průběh spalovacího procesu. Samotné určení obsahu vody v biomase je možné provádět buď jednorázově, nebo kontinuálně.

Pro jednorázové měření obsahu vody se používá:

- Váhová zkouška dle ČSN 49 0103
- Elektrický vlhkoměr
- Odporový vlhkoměr
- Kapacitní vlhkoměr
- Extrakční způsob
- Vakuový způsob
- Radionuklidový vlhkoměr

Měření obsahu vody neutronovým zářičem (radionuklidový):

Neutronový zářič pracuje tak, že do nádoby s palivem jsou vysílány neutrony, které jsou buď pohlcovány H_2 nebo se vrátí zpět k zářiči. Na základě změny množství neutronů, které se vrátí zpět do zářiče se určí množství H_2^c obsažené v palivu. Od tohoto množství se musí odečíst množství H_2^h v hořlavině, které se pro danou biomasu nemění, a potom dostaneme výsledné množství vody v palivu. Jedná se o nepřímé měření – přístroj neměří přímo vlhkost, ale pulzy, které jsou potom přiřazovány dle konkrétního druhu biomasy k hodnotám vlhkosti. Použití neutronového zářiče umožňuje jednoduché měření i většího množství vzorku. Nevýhodou je ověřování a kalibrování na každý druh biomasy zvlášť a také to, že přístroj podléhá předpisům bezpečnosti radiační ochrany. Schéma radionuklidového zářiče je zobrazeno na obrázku Obr. 4.3.3.



Obr. 4.3.3. *Schéma měření obsahu vody radionuklidovým zářičem*

Pro kontinuální měření obsahu vody není v současné době k dispozici komerční zařízení, kontinuální vlhkoměry jsou stále předmětem vývoje. Jeden z vyvíjených kontinuálních vlhkoměrů je zaměřen na využití co nejblíže ke vstupu do spalovací komory.

4.4. Adiabatická spalovací teplota při spalování biomasy

Adiabatická spalovací teplota je tzv. teplota nechlazeného plamene, tj. teplota, která by se nastavila v plameni, pokud by z něj nebylo odváděno teplo. Je ji možné určit z celkového užitečného tepla uvolněného v ohništi Q_u daného součtem veškerých tepel uvolněných v ohništi z paliva a ze spalovacího vzduchu.

$$Q_u = Q_{i,red} \cdot (\xi_c + \xi_{co} + \xi_f) + Q_v - Q_{cz} + Q_{rec} \qquad [\%] \qquad (4.4.1)$$

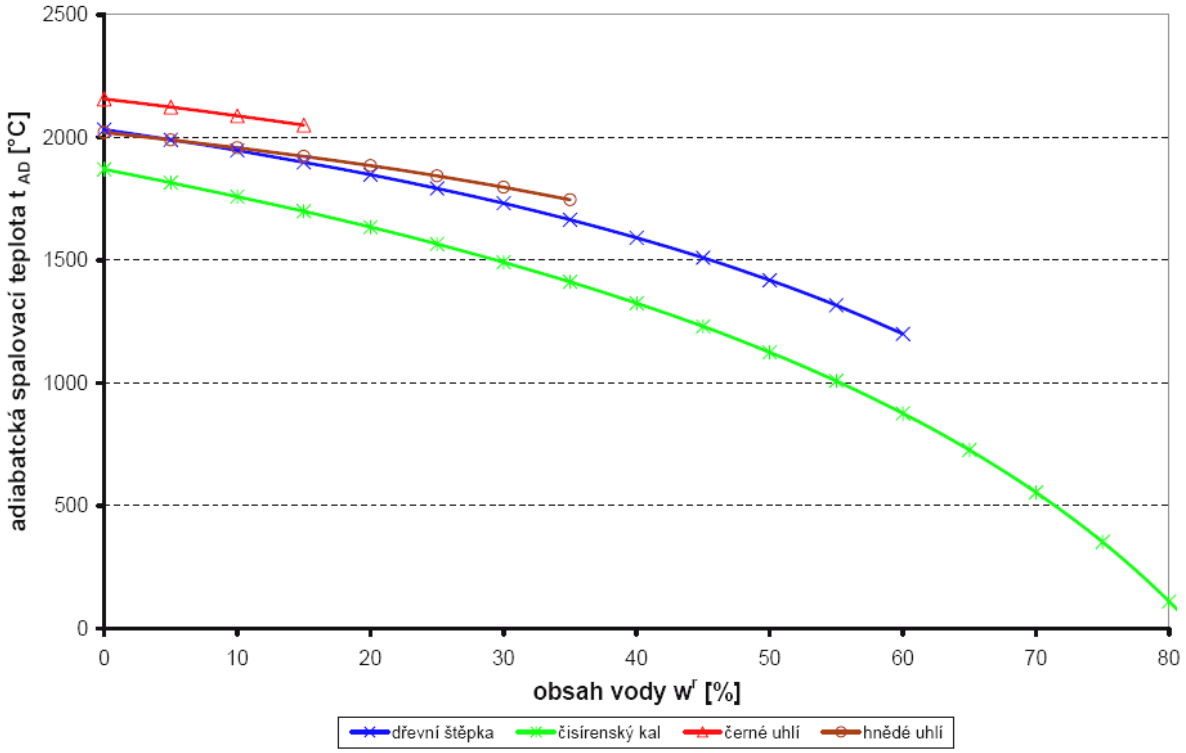
kde $Q_{i,red}$ [kJ.kg^{-1}] je redukovaná výhřevnost biomasy počítaná podle vztahu (4.1.5), ξ_c, ξ_{co}, ξ_f [1] jsou příslušné ztráty kotle, Q_v [kJ.kg^{-1}] je teplo přivedené ve spalovacím vzduchu, Q_{cz} [kJ.kg^{-1}] je teplo ohřátí spalovacího vzduchu cizím zdrojem, Q_{rec} [kJ.kg^{-1}] je teplo recirkulovaných spalin, které se uvažuje pouze v případě, že spaliny zavádění do ohniště jsou odebírány z místa ležícího v hranicích kotle, např. spaliny pro sušení. Recirkulované spaliny odebírané vně hranice kotle jsou zahrnuty v redukované výhřevnosti $Q_{i,red}$.

Entalpii nechlazeného plamene $I_{ad}^{t_{np},\alpha_{ok}}$ [kJ.kg^{-1}] pak lze určit z tepla uvolněného v ohništi Q_u podle vztahu

$$I_{ad}^{t_{np},\alpha_{ok}} = Q_u \qquad [\%] \qquad (4.4.2)$$

Pro výpočet adiabatické spalovací je potřeba předem spočítat veškeré objemové a tepelné výpočty spalin viz. kapitola 4.2. Vzhledem k tomu, že měrná entalpie

jednotlivých složek spalin je závislá na teplotě, je nutné celý výpočet provádět iteračně. Výhodné je v tomto případě provést matematický model ve vhodném programu. Na obrázku Obr. 4.4.1 jsou závislosti adiabatické spalovací teploty na obsahu vody v palivu pro jednotlivé druhy paliv.



Obr. 4.4.1. *Závislosti adiabatické spalovací teploty paliv na obsahu vody*

Pro výpočet adiabatické spalovací teploty byl sestaven výpočtový program vytvořený v aplikaci EES, který je dostupný na portálu:

http://ho mel.vsb.cz/~mil04

v sekci „metodika_konstruovani“

4.5. Účinnost kotle při spalování biomasy

Účinnost zařízení v tomto případě určujeme nepřímou metodou, tedy hodnocením kotlových ztrát. Ztráty kotle můžeme rozdělit na ztráty nedokonalým uvolněním energie z paliv (ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích a ztráta hořlavinou v hořlavých plynech) a ztráty nedokonalým využitím uvolněné energie (ztráta citelným teplem spalin a ztráta citelným teplem tuhých zbytků). Jako další ztráta se uvádí ztráta sdílením tepla do okolí.

4.5.1. Ztráta mechanickým nedopalem – hořlavinou v tuhých zbytcích ξ_c

Mezi ztráty mechanickým nedopalem se řadí ztráta hořlavinou ve škváře a ztráta hořlavinou v popílku. Redukovaná výhřevnost biomasy se určí podle vztahu (4.1.5).

Škvára:

$$\xi_{c,š} = \frac{C_š}{100 - C_š} \cdot \frac{X_š}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_i^C \qquad [\%] \qquad (4.5.1)$$

Popílek:

$$\xi_{c,pop} = \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot \frac{X_{pop}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_i^C \qquad [\%] \qquad (4.5.2)$$

$$\xi_c = \sum \xi_{c,i} = \xi_{c,š} + \xi_{c,pop} \qquad [\%] \qquad (4.5.3)$$

kde $C_š$, C_{pop} [%] je procento hořlaviny v uvažovaném tuhém zbytku, $X_š$, X_{pop} [%] je procento zachycení popelovin, A^r [%] je obsah popela vzorku v surovém stavu, Q_i^C [kJ kg^{-1}] je výhřevnost hořlaviny uvažovaného tuhého zbytku (pro uhlík je $Q_i^C = 32600$ kJ kg^{-1}).

Stanovení obsahu spalitelných látek ze známé účinnosti spalování

Účinnost spalování je definována:
(ztráta chemickým nedopalem ξ_{co} se určí podle kapitoly 4.5.3)

$$\eta_s = 100 - \xi_c - \xi_{co} \qquad [\%] \qquad (4.5.4)$$

$$\xi_c = 100 - \eta_s - \xi_{co} \qquad [\%] \qquad (4.5.5)$$

a současně:

$$\xi_c = \left(\frac{C_š}{100 - C_š} \cdot \frac{X_š}{100} + \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot \frac{X_{pop}}{100} \right) \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_i^C \qquad [\%] \qquad (4.5.6)$$

z rovnice (4.5.6):

$$\xi_c \cdot \frac{100 \cdot Q_{i,red}}{A^r \cdot Q_i^C} = \frac{C_š}{100 - C_š} \cdot X_š + \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot X_{pop} \qquad [\%] \qquad (4.5.7)$$

dosazením z rovnice (4.5.5):

$$\left(100-\eta_s-\xi_{ch}\right)\cdot\frac{100\cdot Q_{i,red}}{A^r\cdot Q_i^C}=\frac{C_š}{100-C_š}\cdot X_š+\frac{C_{pop}}{100-C_{pop}}\cdot X_{pop} \quad [\%] \quad (4.5.8)$$

zavedu koeficient z_0:

$$z_0=\left(100-\eta_s-\xi_{ch}\right)\cdot\frac{100\cdot Q_{i,red}}{A^r\cdot Q_i^C} \quad [\%] \quad (4.5.9)$$

dosazením do rovnice (4.5.8):

$$z_0=\frac{C_š}{100-C_š}\cdot X_š+\frac{C_{pop}}{100-C_{pop}}\cdot X_{pop} \quad [\%] \quad (4.5.10)$$

Pro stanovení obsahu spalitelných látek je nutno znát, popř. vhodně zvolit obsah spalitelných látek ve škváře nebo v popílku. Pro tento postup byl volen obsah spalitelných látek v popílku C_{pop}.

Zavedu koeficient a_p:

$$a_p=\frac{C_{pop}}{100-C_{pop}}\cdot X_{pop} \quad [\%] \quad (4.5.11)$$

dosadím do rovnice (4.5.10):

$$z_0=\frac{C_š}{100-C_š}\cdot X_š+a_p \quad [\%] \quad (4.5.12)$$

řešením rovnice (4.5.13) dostanu vztah, který vyjadřuje obsah spalitelných látek ve škváře v závislosti na obsahu spalitelných látek v popílku, přičemž při zanedbání ztráty chemickým nedopalem ξ_{co} je dodržena zvolená účinnost spalování η_s viz. rovnice 4.5.4.

$$C_š=100-\frac{100\cdot X_š}{z_0-a_p+X_š} \quad [\%] \quad (4.5.13)$$

4.5.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků ξ_f

Škvára:

Teplota škváry odcházející z kotle je z literatury $t_š$ = *600 °C*.

$$\xi_{f,š}=\frac{X_š}{100-C_š}\cdot\frac{A^r}{Q_{i,red}}\cdot i_š \quad [\%] \quad (4.5.14)$$

Popílek:

Teplota popílku odpovídá teplotě za kotlem.

$$\xi_{f,pop} = \frac{X_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot i_{pop} \qquad [\%] \qquad (4.5.15)$$

kde $i_š$, i_{pop} [kJ kg^{-1}] jsou měrné entalpie uvažovaného druhu tuhého zbytku, které jsou uvedeny v tabulce Tab. 4.2.3.

$$\xi_f = \sum \xi_{f,i} = \xi_{f,š} + \xi_{f,pop} \qquad [\%] \qquad (4.5.16)$$

4.5.3. Ztráta chemickým nedopalem – hořlavinou v hořlavých plynech ξ_{co}

Při spalování biomasy lze vzhledem k vysokému stupni vyhoření ztrátu zanedbat. Pokud ji ve fázi návrhu kotle chceme přesto uvažovat, pak se stanoví její velikost podle předepsaného emisního limitu CO ve spalinách dle vztahu 4.5.17.

$$\xi_{co} = \frac{0{,}2116 \cdot mgCO \cdot O^s_{sp,min}}{\left(21 - O_{2ref}\right) \cdot Q_{i,red}} \qquad [\%] \qquad (4.5.17)$$

kde *mgCO* [mg.m^{-3}$_N$] je emisní limit CO a O_{2ref} [%] je referenční obsah kyslík ve spalinách (pro biomasu je O_{2ref} = *11 %*).

4.5.4. Ztráta sdílením tepla do okolí ξ_{sk}

Tato ztráta zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm do okolí. Tato ztráta se určí z nomogramu [7] v závislosti na výkonu kotle.

Při výkonu kotle odlišném od výkonu jmenovitého, se počítá ztráta sdílením tepla do okolí následovně:

$$\xi_{sk} = \frac{P_{jm}}{P_{sk}} \cdot \xi_{jm} \qquad [\%] \qquad (4.5.18)$$

kde ξ_{sk} [%] je ztráta tepla při dílčím výkonu kotle, kde ξ_{jm} [%] je ztráta tepla při jmenovitém výkonu kotle, P_{sk} [MW] je dílčí výkon kotle, kde P_{jm} [MW] je jmenovitý výkon kotle

4.5.5. Ztráta citelným teplem spalin ξ_k

Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) představuje ztrátu nedokonalým využitím uvolněného tepla a její hodnota je největší ze všech ztrát. Tato ztráta představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Její hodnota závisí na teplotě spalin a přebytku spalovacího vzduchu ve spalinách za kotlem, kdy se zvětšováním obou parametrů tato ztráta roste.

$$\xi_k = (100 - \xi_c) \cdot \frac{\left(I_{sp}^{tk,\alpha} - I_{sp}^{tvz,\alpha}\right)}{Q_{i,red}} \qquad [\%] \qquad (4.5.19)$$

kde $I^{tk,\alpha}_{sp}$ [kJ kg^{-1}] je entalpie spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem a vypočte se ze vztahu (4.5.20), $I^{tvz,\alpha}_{sp}$ [kJ kg^{-1}] je entalpie spalin při vztažné teplotě a přebytku vzduchu za kotlem a vypočte se ze vztahu (4.5.21).

$$I_{sp}^{tk,\alpha} = I_{sp,min} + (\alpha_k - 1) \cdot I_{vz,min} \qquad [\text{kJ kg}^{-1}] \qquad (4.5.20)$$

$$I_{sp}^{tvz,\alpha} = I_{sp,min} + (\alpha_k - 1) \cdot I_{vz,min} \qquad [\text{kJ kg}^{-1}] \qquad (4.5.21)$$

4.5.6. Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - \sum \xi \qquad [\%] \qquad (4.5.22)$$

Při znalosti výrobního tepla kotle Q_v je možné stanovit množství přivedeného a spáleného paliva ze vztahů (4.5.23) a (4.5.24).

Množství přivedeného paliva:

$$m_{pal} = \frac{Q_v}{\eta_k \cdot Q_{i,red}} \qquad [\text{kJ kg}^{-1}] \qquad (4.5.23)$$

Množství spáleného paliva:

$$m_{pv} = m_{pal} \cdot \left(\frac{100 - \xi_c}{100}\right) \qquad [\text{kJ kg}^{-1}] \qquad (4.5.24)$$

Pro výpočet účinnosti byl sestaven výpočtový program vytvořený v aplikaci EES, který je dostupný na portálu:

http://homel.vsb.cz/~mil04
v sekci „metodika_konstruovani“

4.6. Vlastnosti popelovin

Částice popela po spálení organického podílu paliva prochází při dostatečně vysoké teplotě řadou stavů, z nichž některé mají závažný význam pro vlastní spalovací proces.

Jsou to:

a) Teplota odpovídající počátku objemové kontrakce, nazývané počátkem sintrace (spékání, slinování), která se dalším zvyšováním teploty prohlubuje.

b) Teplota při níž začne povrch určitého podílu částic vykazovat adhezi, kterou lze označit jako teplotu počátku měknutí (deformace), kdy začíná soustava částic nabývat charakter dvoufázového systému
c) Teplota, při níž přechází soustava v jednofázový, kapalný systém.

Charakteristiky tavitelnosti

Hodnocení tavitelnosti popelů vyžaduje metodiku umožňující určit teploty, při nichž začíná popel sintrovat, lepit se, tát a téci.

a) Počátek sintrace lze určit z počátku zmenšování objemu tělíska.
b) Počátek lepivosti lze určit podle slepování zkušebních tělísek.
c) Od teploty počátku lepivosti až k teplotě tečení se jedná o směs tuhé a kapalné fáze, která nemá jednoznačný bod tání. Proto se přijala teplota tání jako teplota, při níž zkušební tělísko vytvoří hemisféru (polokouli). Tento tvar je jednoznačný, relativně snadno dosažitelný mimo vyjímečné případy.
d) Teplota tečení vyjádřená výškou rozteklé taveniny jako 1/3 r z pozorované hemisféry je přijatelná pro svou jednoduchost a dlouholetou zvyklost.

Vztah charakteristických teplot k technologii spalování

Z technologického hlediska lze říci, že charakteristiky tavitelnosti umožňují:

ad a) Odhad, že od teploty počátku sintrace mohou nánosy sintrovat a zhutnělé a slinuté nánosy lze obtížně odstraňovat.

ad b) Teplota měknutí (lepivosti, deformace) představuje nejvýznamnější charakteristiku pro předpověď chování popela. Dává informaci o sklonu paliva k tvorbě nánosů a ke struskování. Při dimenzování výšky ohnišť a řešení výšky bloku kotle se k odhadu výpočtové teploty spalin t_{S2} na vstupu do konvekčního traktu používá hodnoty počátku měknutí t_A ze vztahu

$$t_{S2} = t_A - [30 \text{ až } 50 (\text{až } 100)] \qquad [°C] \qquad (4.6.1)$$

Volba rozdílu $t_{S2} - t_A$ od 30 do 100 °C má zajišťovat normální funkci ohniště bez nebezpečí zanášení teplosměnných ploch.

ad c) Teplotu tání t_B při varu taveniny ve formě hemisféry, kdy se výška rovná polovině základny lze přijmout pro její jednoduchost, relativně dobrou reprodukovatelnost a pro energetiky známou hodnotu. Konstruktéři se při návrhu kotle opírají o porovnání zadaných hodnot teplot t_B s výpočtovými teplotami spalin na vstupu do šotů t_{S1} (na výstupu ze spalovací komory) podle tradičního vztahu

$$t_{S1} = t_B - (20 \text{ až } 50) \qquad [°C] \qquad (4.6.2)$$

ad d) Teplota tečení t_C charakterizovaná výškou vrstvy taveniny jako 1/3 r z dříve pozorované hemisféry je jednoduchou, již dlouhá léta užívanou hodnotou.

Další vlivy ovlivňující tavitelnost popelů:

Tavitelnost popelů je významně ovlivňována redox potenciálem plynného prostředí, zejména v přítomnosti oxidů Fe, kdy ve smíšené poloredukční atmosféře např. FeO taje při 1030 °C. V oxidačním prostředí přechází Fe na Fe_2O_3 jehož sloučeniny mají vyšší bod tání (Fe_2O_3 1560 °C, Fe_3O_4 1538 °C). Při spalování biomasy mají na tavitelnost vliv přítomné sloučeniny alkálií. Např. teploty tání jsou u

Na_2CO_3 704 °C, u K_2CO_3 896 °C, $NaPO_3$ 619 °C, KPO_3 817 °C, NaCl 800 °C, KCl 770 °C, Na_2SO_4 884 °C, K_2SO_4 1096 °C, $CaCl_2$ 765 °C.

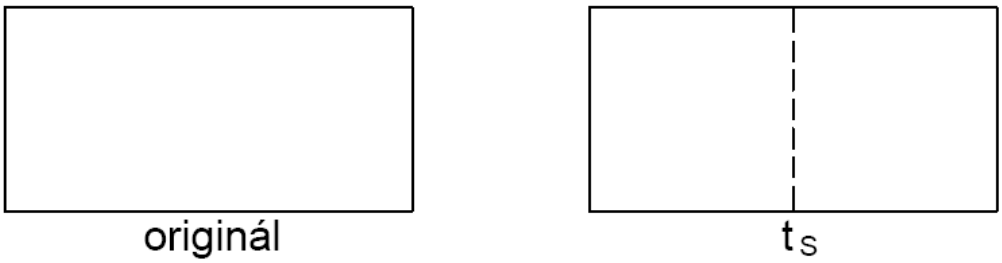
Pro představu tavitelnosti popela biomasy byl navržen srovnávací poměr:

$$\frac{CaO + MgO}{K_2O + Na_2O} \qquad [1] \qquad (4.6.3)$$

Pokud hodnota tohoto poměru poklesne pod 1, významně se sníží hodnota tavitelnosti testovaného popela.

Vlastní stanovení tavitelnosti popelů:
Zkušební tělíska se použijí ke stanovení tavitelnosti následovně:

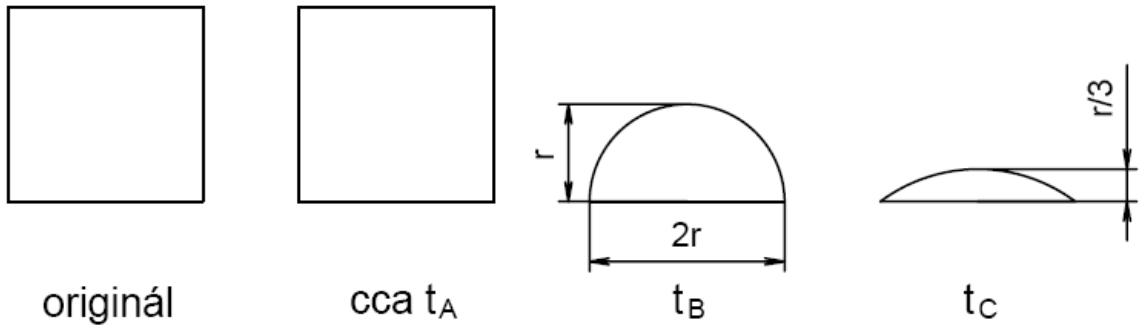
a) Teplota pece je nastavená na 550 °C rychlostí 50 °C.min^{-1} a nechá se jí procházet zvolená, buď poloredukční nebo oxidační atmosféra. Na platinovou podložku základny 14 x 15 cm se těsně vedle sebe postaví 2 zkušební válečky tak, aby se dotýkali a aby při zasunutí do homogenního pásma stejné teploty osa spojující středy válečků byla v kolmé poloze na osu pohledu pozorovatele. Poté se rychlost vzestupu teploty nastaví na 10 °C za minutu a pozoruje se chování válečků, které se zprvu pozorovateli jeví jako jedno tělísko (Obr. 4.6.1). v okamžiku, kdy se mezi válečky začne v kterémkoliv místě objevovat mezera (způsobená kontrakcí popela) se zaznamená teplota tS – teplota počátku sintrace.



Obr. 4.6.1. *Stanovení teploty sintrace*

b) Jsou-li zaznamenány změny – zaoblování nerovností na povrchu válečku, zaoblení vrchních hran, zaznamená se přibližná teplota cca t_A (Obr. 4.6.2). Dále se zvyšuje teplota 10 °C.min^{-1} až zmenšující se váleček vytvoří hemisféru, kdy se zaznamená teplota tání t_B.

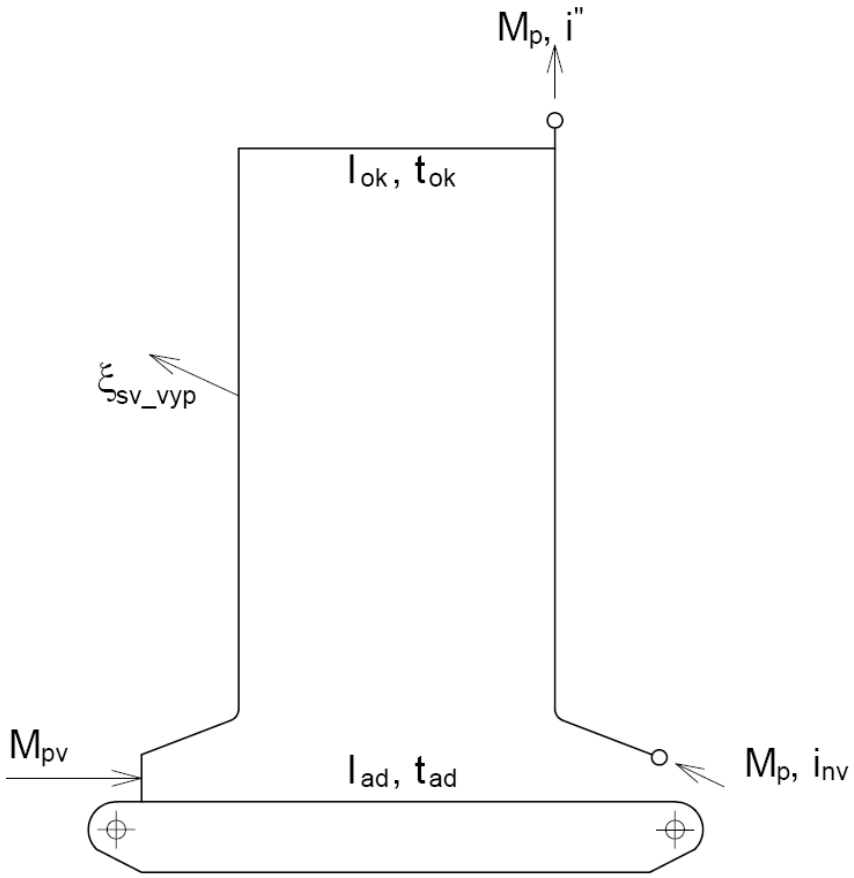
c) Opět se pozoruje chování válečku při dalším vzestupu teploty do okamžiku, kdy se roztavená hmota zkušebního válečku rozlije po podložce a výška taveniny poklesne na výšku 1/3 dřívější hemisféry. Tehdy se zaznamená teplota tečení t_C.



Obr. 4.6.2. *Stanovení teplot t_A, t_B, t_C*

4.7. Chladící výkon spalovací komory

Vezměme v úvahu chlazenou spalovací komoru, jejíž trubky jsou zapojeny jako výparník. Ve spalovací komoře je spalována biomasa jejíž výhřevnost a další tepla přivedená do spalovací komory jsou charakterizována entalpií I_{ad}. Z celkového přivedeného tepla do spalovací komory se určuje adiabatická spalovací teplota (viz. kapitola 4.4). Chladící výkon spalovací komory se určuje z rozdílu teploty adiabatické a teploty na konci ohniště. Schéma pro stanovení tepelné bilance je zobrazeno na obrázku Obr. 4.7.1.

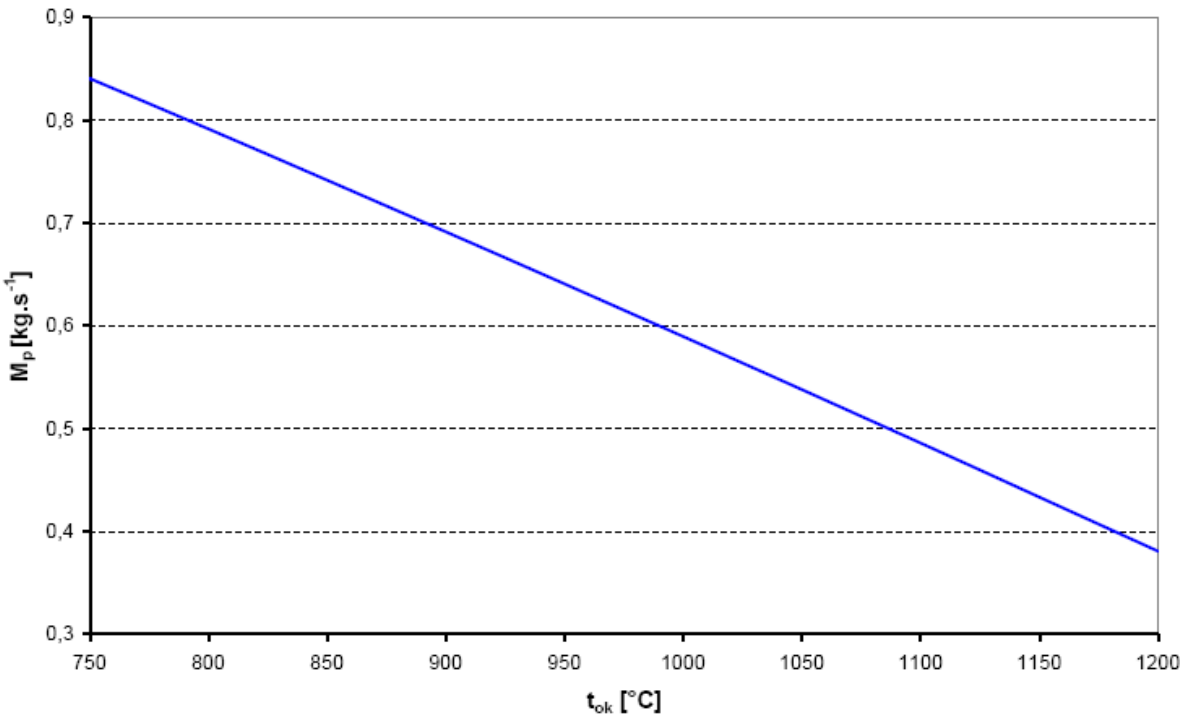


Obr. 4.7.1. *Chlazená spalovací komora*

Základní bilance chlazené spalovací komory:
(ohřívák vody není odpařovací)

$$M_{pv} \cdot (I_{ad} - I_{ok}) = M_p \cdot (i'' - i_{nv}) \cdot \left(1 + \frac{\xi_{sv_vyp}}{100}\right) \qquad [\text{kJ kg}^{-1}] \qquad (4.7.1)$$

kde M_{pv} [kg.s^{-1}] je množství spáleného paliva ze vztahu (4.5.23), I_{ad}, I_{ok} [kg.s^{-1}] jsou entalpie spalin při teplotě adiabatické a při teplotě na konci ohniště, M_p [kJ.kg^{-1}] je množství vyrobené syté páry, i'' [kJ.kg^{-1}] je entalpie vyrobené syté páry, i_{nv} [kJ.kg^{-1}] je entalpie napájecí vody vstupující do spalovací komory (do výprníku), ξ_{sv_vyp} je dílčí ztráta sdílením tepla do okolí v oblasti chlazené spalovací komory. Pro biomasu (složení viz tabulka Tab. 4.1.1) je na obrázku Obr. 4.7.2 vynesena závislost množství vyrobené syté páry na výstupní teplotě ze spalovací komory t_{ok}. Je zřejmé, že při se zvyšující se teplotou t_{ok} bude klesat množství vyrobené syté páry.



Obr. 4.7.2. *Závislost množství vyrobené syté páry na výstupní teplotě t_{ok}*

4.8. Literatura

[1] BUDAJ, Florián. Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet. In *skriptum VUT Brno.* Brno. 1979.

[2] VILIMEC, Ladislav. Stavba kotlů II. In *Skriptum VŠB-TU Ostrava*. Ostrava. 1999. ISBN 80-7078-681-7.

[3] JANÁSEK, Pavel. Výzkum parametrů ovlivňujících spalování biomasy. In *Disertační práce VŠB-TU Ostrava*. Ostrava. 2006. 212 stran.

[4] KUBANT, Josef. Studie problému tavitelnosti popelů ze vzorku biomasy. In *Odborná studie ÚVP Praha*. Praha, 2007, 14 stran.

[5] ČSN 07 0305 Hodnocení kotlových ztrát.

[6] Obernberger, Ingwald. Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen. In *Schriftenreihe Thermische Biomassenutzung, 3. korrigierte Auflage*. Graz. 1998. ISBN 3-7041-0244-X.

[7] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. In *Skriptum ČVUT Praha, 2. přepracované vydání*. Praha. 2002.