

Teoretické základy kondenzační techniky

Základy hydraulického zapojování kondenzační techniky

Chyby v hydraulice s kondenzační technikou

**Výpočet roční provozní účinnosti kondenzačního kotle
a další informace k systémům s kondenzačními kotli**

Teoretické základy kondenzační techniky

Kondenzační technika zaujímá v moderní tepelné technice vysokou důležitost.

Její jednoznačné přednosti jsou:

- efektivní využití energie s vysokou účinností
- nízké hodnoty škodlivých emisí
- návratnost vložené investice
- možnost variabilního vedení spalin
- spolehlivé technické zařízení

Připomeňme si některé základní teoretické principy a zákonitosti, z nichž kondenzační technika vychází. Důvodem je vybavit Vás jednoznačnými argumenty a nástroji, které Vám pomohou jasně stanovit technické náležitosti pro správnou volbu kondenzační techniky Junkers.

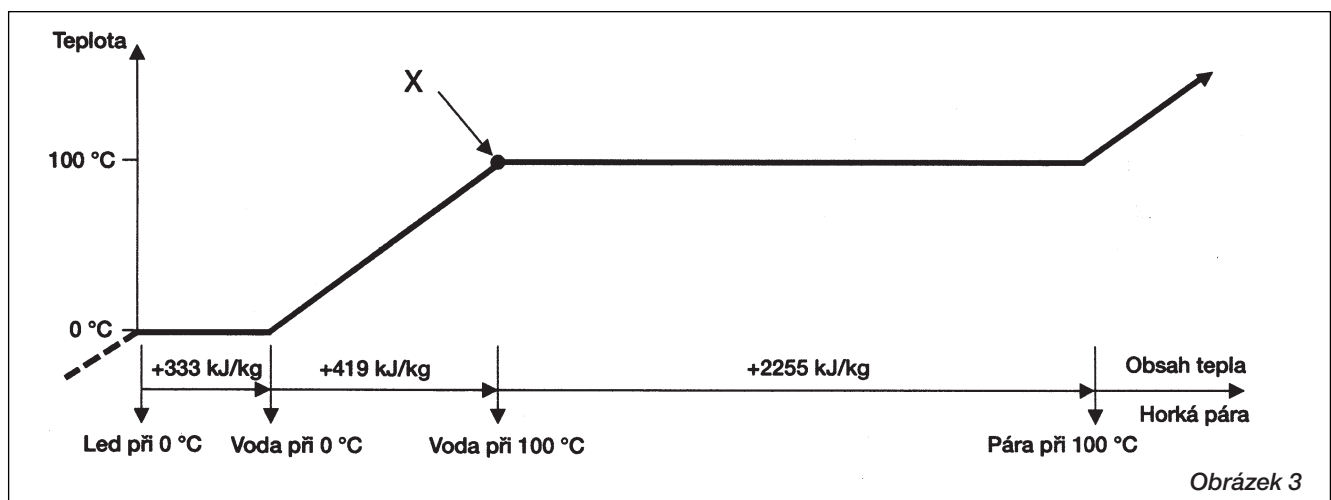
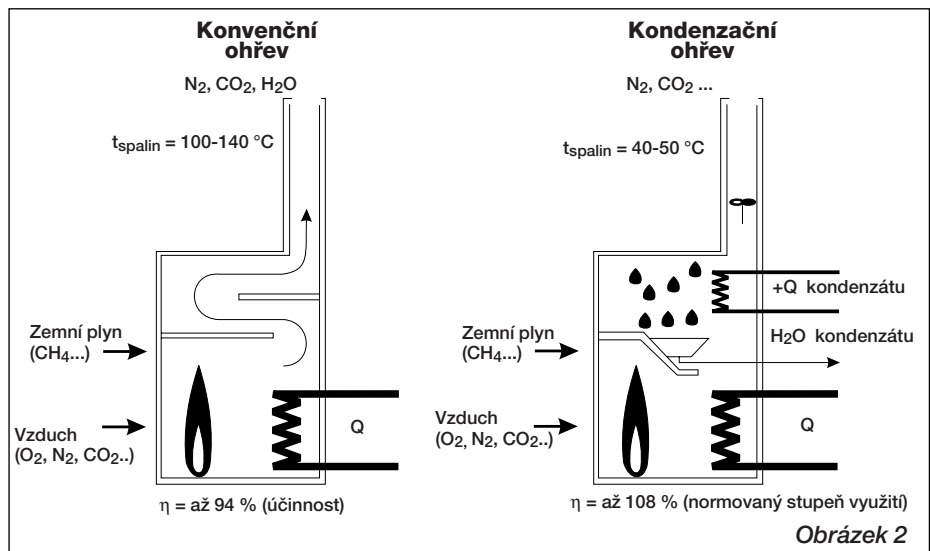
Teoretická rovnice spalování

Při spalování zemního plynu vzniká dle fyzikální rovnice spalování kyslíkem uhličitý CO₂ a voda H₂O (obr. 1). Takto vzniklá voda se vyskytuje ve spalinách v podobě páry, která odchází kouřovodem. Tepelné spaliný s sebou nesou část schované tepelné energie tzv. Latentní (necitelné) teplo.



U konvenčních zařízení uteče tato část schované energie (Latentní teplo) nevyužitě kouřovodem do atmosféry.

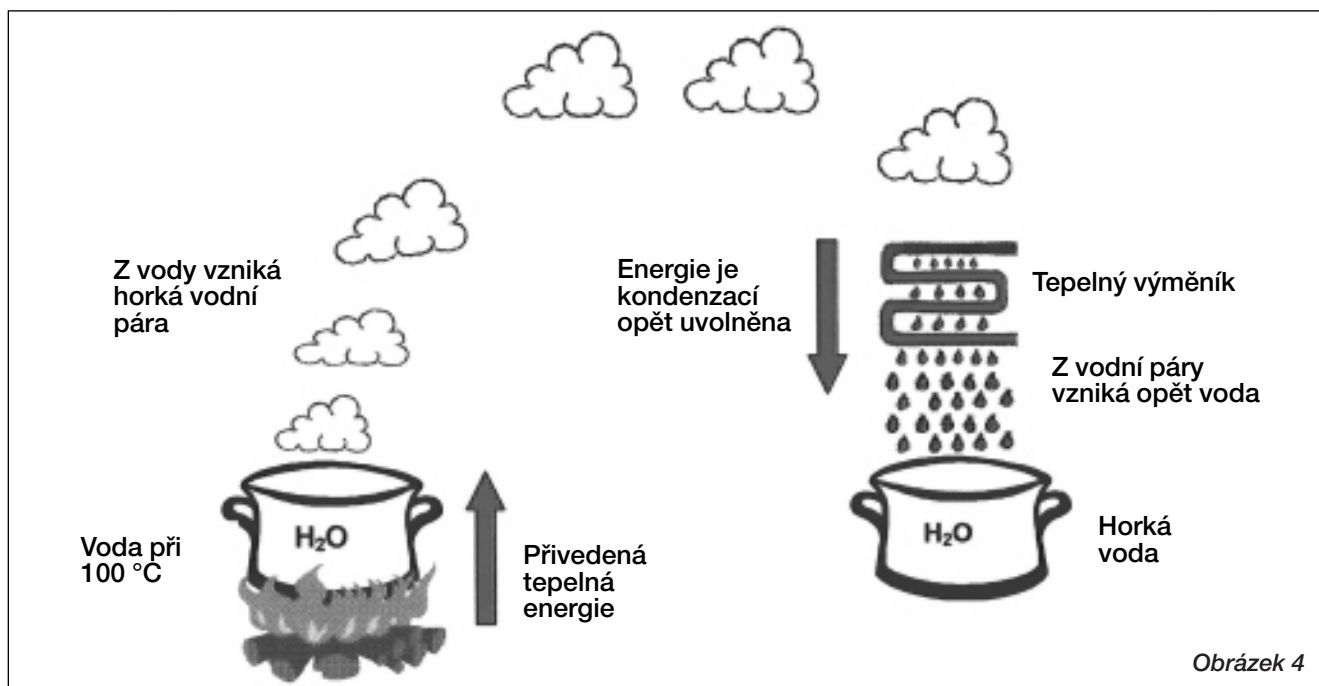
V kondenzační technice je pomocí speciálního výměníku a příslušných teplotních podmínek umožněno maximálně využít teploty spalin tak, že vodní pára v nich obsažená předá teplo a změní skupenství - využije se Latentní teplo. Změnou skupenství páry ve spalinách se uvolní část energie - **teoreticky max. až 11 % tepelné energie navíc**, která může být využita k ohřevu otopné vody a podstatně zvýšit účinnost přístroje.



Změnou stavu skupenství z páry na vodu může být kondenzační teplo páry ve spalinách předáno topnému systému.

Při navyšování teploty se nazývá bod X bodem varu. V případě kondenzační techniky, kdy je systém ochlazen, se nazývá tento bod bodem kondenzace.

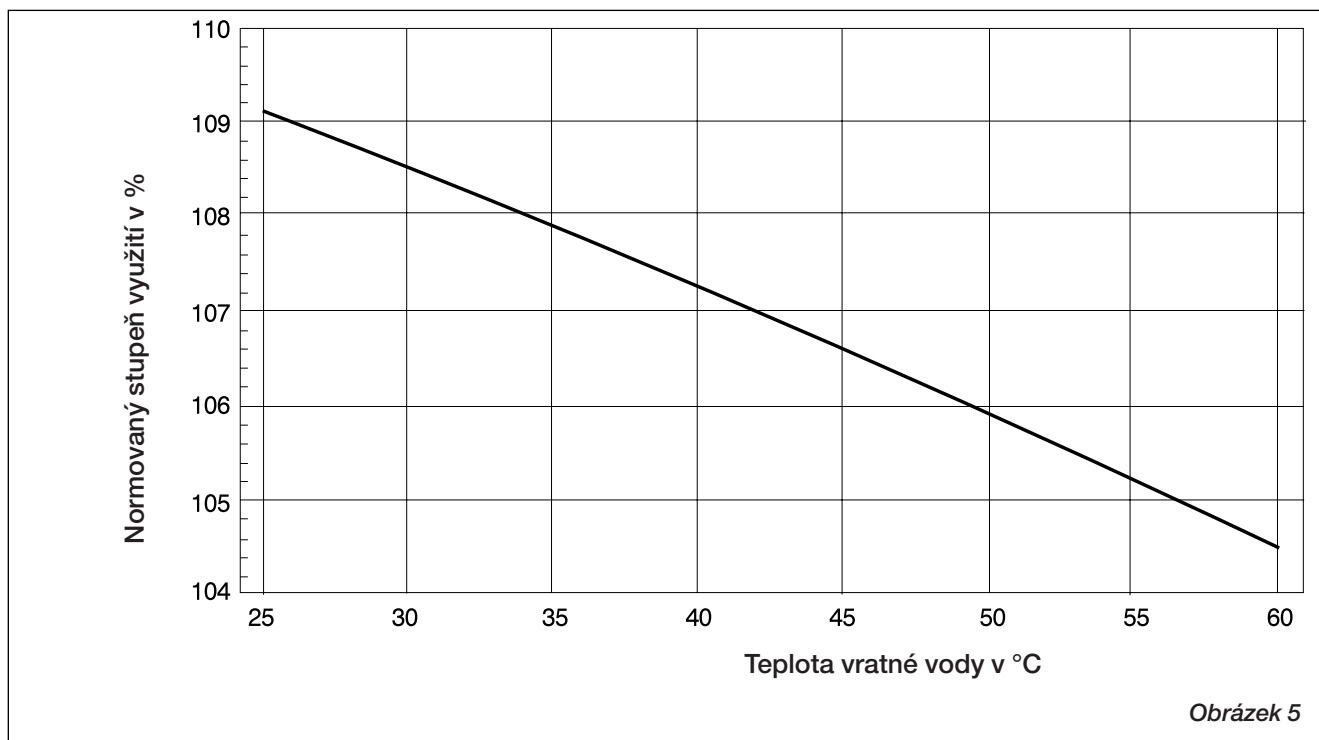
Princip kondenzační techniky v názorném zobrazení



Obrázek 4

Vodě o teplotě 100 °C je přiváděna energie ve formě tepla. Vzniká horká vodní pára. Je-li tato vodní pára vedena přes chladnější přenašeč tepla – přes tepelný výměník, předá pára teplo. Při tom z vodní páry opět vzniká voda a navíc je odevzdáno přesně stejné množství energie, které bylo v počátečním stavu vodě přivedeno. Dle věty o zachování energie nedochází k žádné ztrátě energie a proto teoreticky platí, že energie

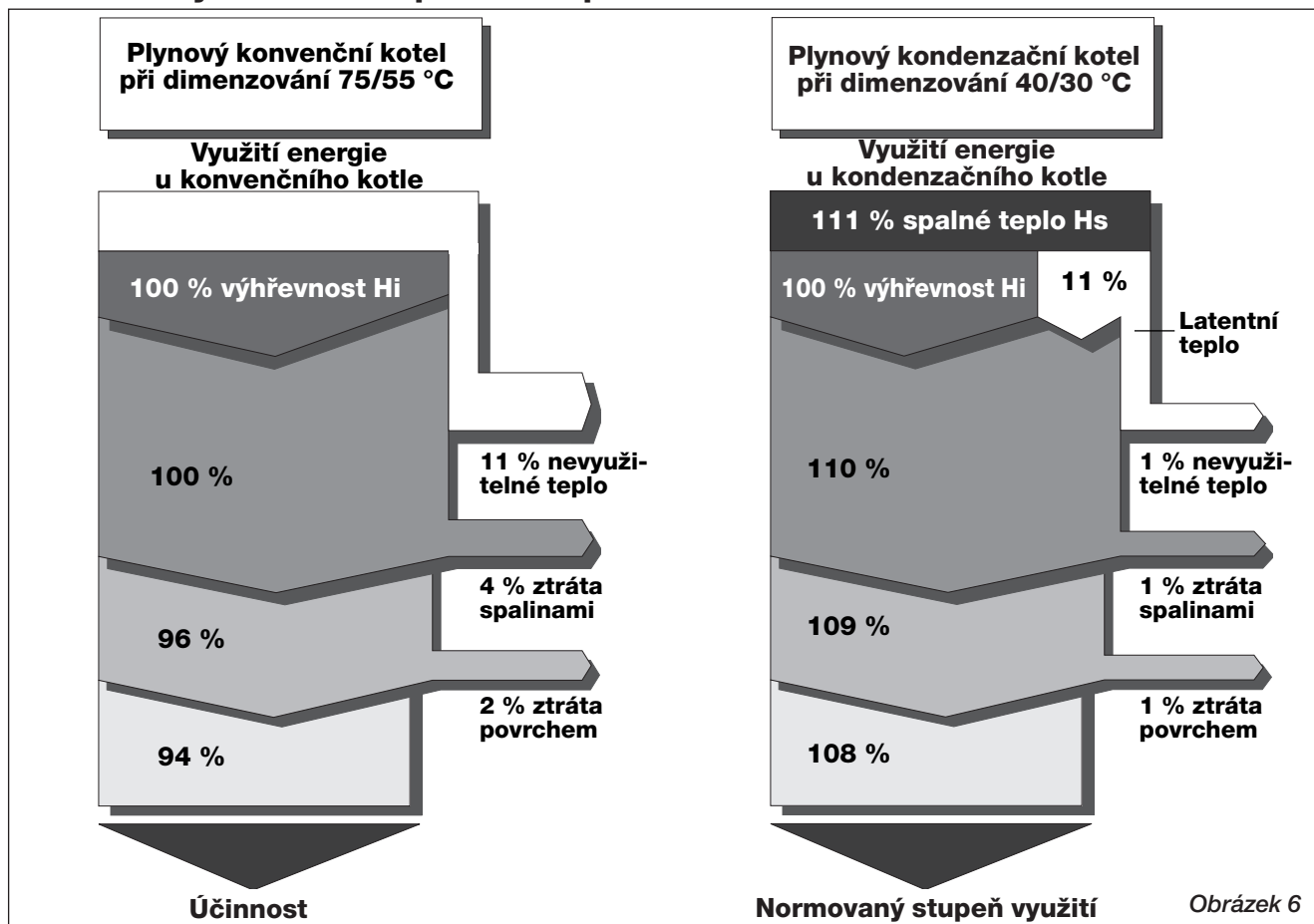
přivedená vodě při tvorbě páry, je při kondenzaci zase uvolněna. Tohoto základního principu využívá kondenzační technika. Tepelný výměník kondenzačního kotle by proto měl mít „zpátečku“ z otopného systému chladnější než jsou spaliny. Pak může využívat teplo spalin, vodní pára ve spalinách zkonduzuje a kondenzační kotel může pracovat v ideálním nízkoteplotním režimu.



Obrázek 5

Z obrázku 5 je patrné, že čím nižší teplota vratné vody otopného systému („Zpátečky“), tím vyšší jsou úspory a normovaný stupeň využití.

Porovnání výhřevnosti a spalného tepla



Jako základní bod uvedení účinnosti slouží výhřevnost. Výhřevnost je stanovena jako 100 %. Ve spalinách vzniklých při spalování zemního plynu činí uvolňující se energie z kondenzováním vodních par maximálně 11 % (vztaheno k výhřevnosti H_i). U zemního plynu je proto pro spalné teplo (H_s) udávána jako teoretická maximální hodnota 111 %.

Až 109 % účinnost!

Kondenzační zařízení vykazují účinnost přes 100 %. Samozřejmě nejde o žádné „Perpetum mobile“, ale je nutno vyjasnit zavedené pojmy. Pro tepelnou hodnotu jsou zavedeny dva údaje - výhřevnost (H_i) a spalné teplo (H_s).

Výhřevnost H_i v kWh/m³ (dříve dolní provozní výhřevnost) je množství tepla, které energii obsaženou ve vodní páře spalin nezohledňuje, neboť u klasických konvenčních zařízení odchází toto množství tepla komínem do ovzduší. Přesně jde o teplo uvolněné při úplném spalování 1 m³ plynu, když při spalování vzniká vodní pára odchází nevyužitá přes komín.

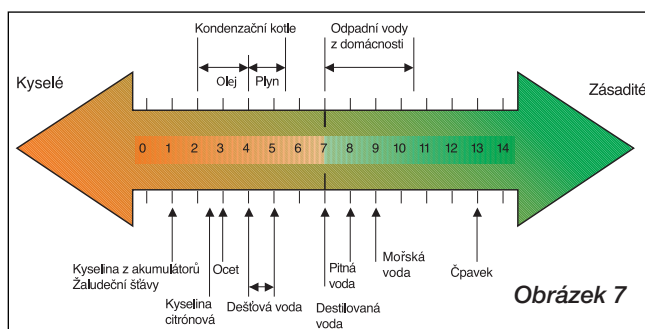
Spalné teplo H_s v kWh/m³ (dříve horní provozní výhřevnost) představuje veškeré množství tepla vzniklé spálením, tzn. i ve vodní páře vázané tzv. latentní (necitelné) teplo. Přesně jde o teplo uvolněné při úplném spalování 1 m³ plynu, přičemž vodní pára vzniklá při spalování z kondenzuje a je k dispozici v tekutém stavu.

Právě z výhřevnosti (z citelného tepla) se počítá vždy účinnost spalovacích zařízení, a proto se z ní vychází i u kondenzační techniky. Fyzikálně správně bychom účinnost mohli stanovovat ze spalného tepla jako jakousi účinnost absolutní, ale vychází z výhřevnosti a proto se ze spalného tepla stanovuje tzv. **normovaný stupeň využití** a ten bývá u kondenzační techniky nad 100 % a často je zaměňován za hodnotu nazvanou účinnost.

Porovnání výhřevnosti a spalného tepla používaných topných médií

		Zemí plyn L	Zemí plyn H	Propan	Topný olej
Spalné teplo H_s	kWh/m ³	10,20	11,06	28,12	10,68
Výhřevnost H_i	kWh/m ³	9,21	9,97	25,89	10,08
Poměr H_s/H_i		110,7 + 10,7 %	110,9 + 10,9 %	108,6 + 8,6 %	105,9 + 5,9 %
Teplota kondenzace	°C	57	57	53	47
Množství kondenzátu	kg/m ³ kg/kWh	1,53 0,173	1,63 0,157	3,37 0,130	0,88 0,087

Hodnota pH kondenzátu z kondenzačních kotlů



Obrázek 7

Rozbor kondenzátu [mg/l] kotlů Cerapur a Crasmart

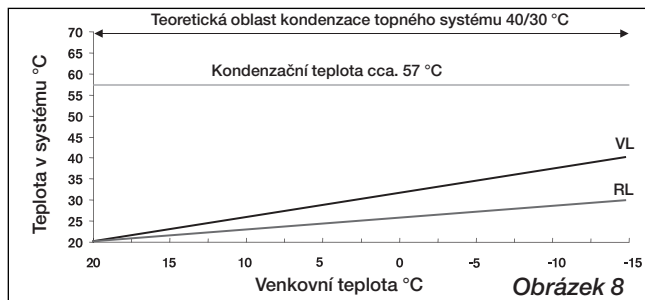
Čpavek	1,2	Nikl	0,15
Olovo	≤ 0,01	Rtuť	0,0001
Kadmium	≤ 0,001	Sulfát	1
Chrom	≤ 0,005	Zinek	0,015
Halogenové uhlovodíky	≤ 0,002	Cín	0,01
Chlorované uhlovodíky	0,015	Vanad	0,001
Měď	0,028	Hodnota pH	4,8

Porovnání teplot systémů

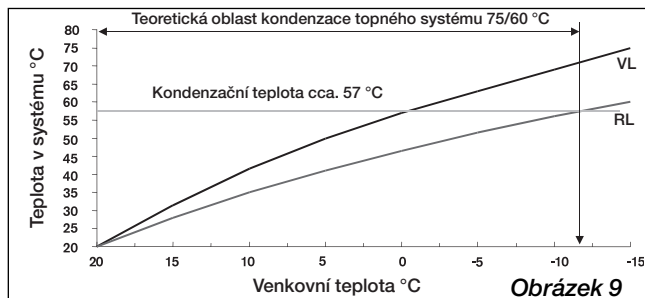
Kondenzační zařízení využívá latentní teplo. Vlivem klesající spotřeby tepla budov a při zvětšujících se otopných plochách i klesajících teplotách systému, má využití kondenzační techniky řadu výhod.

Porovnání teplot systémů:

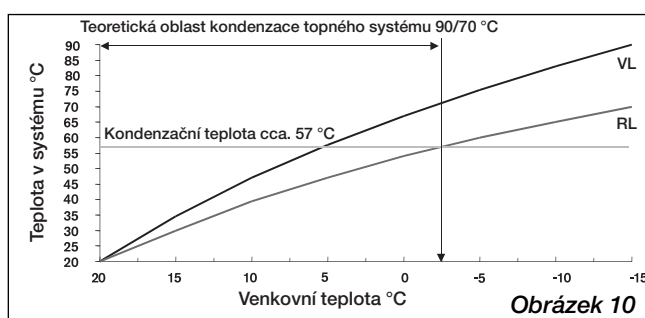
- Ideální jsou **projekční řešení 40/30 °C** (obr. 8) nebo **55/45 °C**. V těchto případech leží náběhová teplota a především vratná teplota stále pod teplotou rosného bodu. Trvale je zaručena plná efek-



Obrázek 8



Obrázek 9

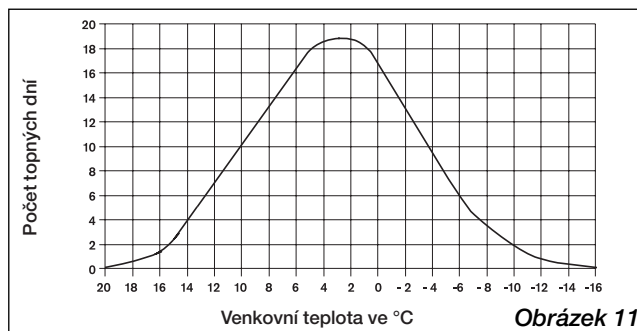


Obrázek 10

tivnost kondenzační techniky. Toto však samozřejmě vyžaduje větší otopné plochy (podlahové vytápění, velké plochy topných těles).

- **Při řešení 75/60 °C** (obr. 9) je efektivnost kondenzační techniky částečně omezena. Při nízkých venkovních teplotách (teoret. -11,5 °C) překračuje vratná teplota topného systému rosný bod. Nenastává již kondenzace. Procentuální podíl těchto studených dní je ovšem malý (viz. obr. 11) a proto je využití kondenzační techniky nepatrně omezeno, přesto je vhodné i při těchto teplotních spádech kondenzační techniku využívat.
- **U řešení 90/70 °C** (obr. 10) se toto omezení projevuje mnohem výrazněji. Již při teoretické venkovní teplotě -2,5 °C nedochází ke kondenzaci. Tento případ však můžeme opomenout, neboť se stále více používají nízkoteplotní topná zařízení a tyto systémové teploty (90/70 °C) se vyskytují v praxi již jen zřídka.
- **Z důvodů šetření** energetických zdrojů a snížení zátěže pro životní prostředí byla vydána ministerstvem průmyslu a obchodu vyhláška č. 151, § 5, odstavec 3, sbírky z roku 2001. Ve vyhlášce se definuje **maximální náběhová teplota pro topné okruhy 75 °C**. Pak se shodujeme s graficky znázorněným řešením na obr. 8. Tím se mění i teoretická venkovní teplota, při níž nenastává kondenzace a oproti teplotám 90/70 °C roste procentuální podíl dní, kdy je možné kondenzační techniku plně využívat a zásadně roste její význam.

Počet topných dní v závislosti na venkovní teplotě (závislé na regionu)



Obrázek 11

Příprava teplé vody (TV)

Bude kondenzační kotel ohřívající teplou vodu pracovat též v kondenzačním režimu? ANO, je to možné z větší části technikou Junkers zajistit.

Systém ohřevu pomocí nepřímo ohřívání zásobníku TV zaručuje dostatečný přenos tepla a tím dostatečné zchlazení zpětného okruhu do kotle. Proto je možné tento způsob ohřevu doporučit a dosáhne se vysokého normovaného stupně využití kondenzační techniky.

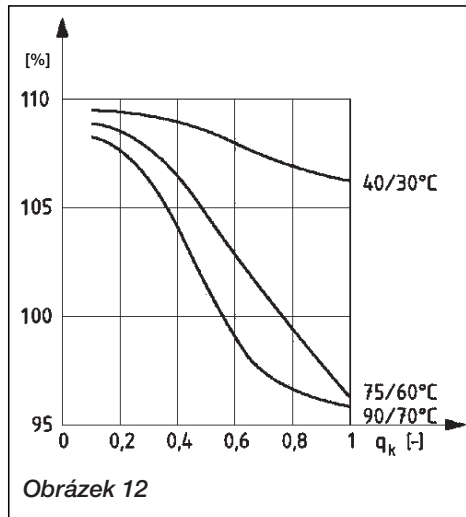
U kombinovaného kondenzačního přístroje Junkers díky velkým teplosměnným plochám tepelného deskového výměníku TV se opět „zpátečka“ z deskového výměníku TV do výměníku kotle vrací dostatečně ochlazená a je možno též počítat s ideálním kondenzačním provozem.

Z tohoto pohledu je provozně-ekonomicky obzvláště přínosná jednotka **Cerasmartmodul**, u níž díky principu ohřevu teplé vody ve velkoplošném deskovém výměníku a ukládání TV do tzv. vrstveného zásobníku, se teplá voda ohřívá téměř výhradně v kondenzačním režimu.

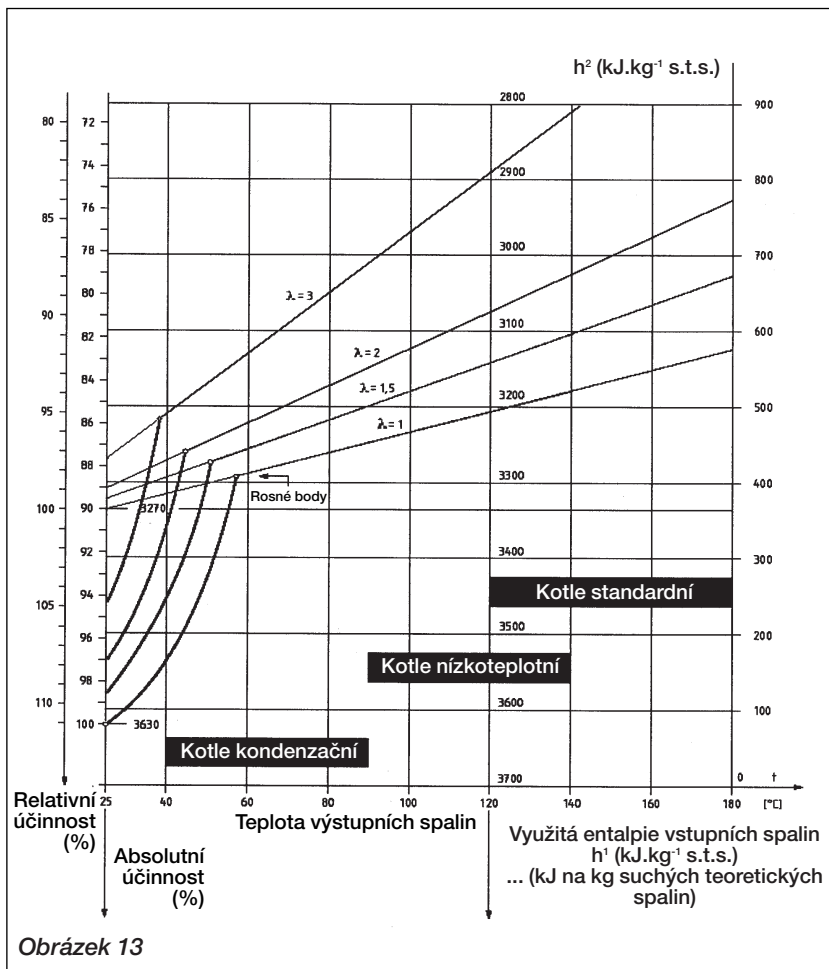
Legenda k obr. 8, 9 a 10:

- VL - náběhová voda systému
- RL - zpětná vody systému

Zajímavý je pohled na **závislost normovaného stupně využití na vytížení kotle** (obr. 12), tzv. Charakteristika kondenzačního kotle, potřebná pro určování doby návratnosti investice do daného zařízení.

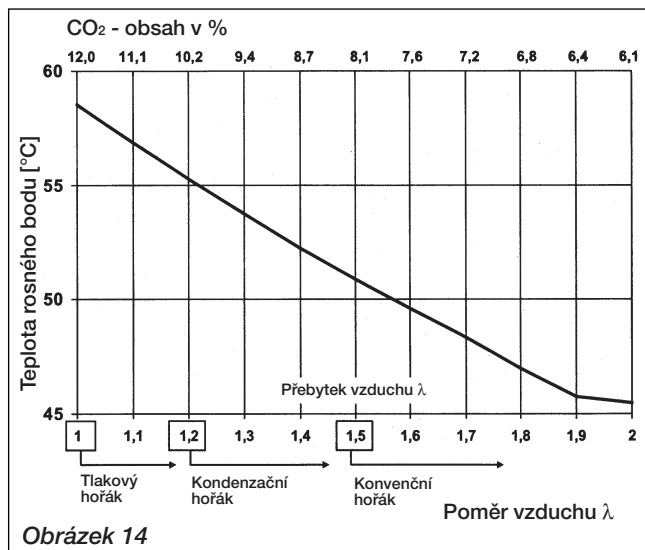


Z grafu je patrné, že roste normovaný stupeň využití s klesajícím vytížením kotle, tzn. kotel, který poběží na výkon cca 50-60 % svého výkonu dosahuje i u systému s teplotním spádem 75/60 °C koeficientu využití přes 100 %. Teplota spalin méně vytíženého kotle klesne a začne se projevovat vliv kondenzace a nárůst účinnosti. Z této závislosti vyplývá, že **kondenzační kotle se musí navrhovat s větší rezervou výkonu**, než tomu bylo zvykem u klasických konvenčních plynových kotlů.



Graf závislosti Entalpie na teplotě spalin a na součiniteli přebytku vzduchu λ znázorňuje pásma používání tepelné techniky. Můžeme odečíst, že při $\lambda = 1,3$ až $1,35$ (což je charakteristická hodnota pro kondenzační kotle JUNKERS), se musí respektovat rosny bod spalin při spalování zemního plynu (cca 53 °C). Pokud se udrží zpětná otopná voda v otopném systému pod touto teplotou výstupních spalin, to znamená ideálně pod rosny bodem vodních par obsažených ve spalinách, vzroste výrazným způsobem účinnost kondenzačního zařízení.

Rosny bod spalin v závislosti na přebytku vzduchu λ



Ze závislosti na obrázku 14 lze přesně určit teplotu rosneho bodu vodních par vzniklých spálením zemního plynu daným hořákem s příslušným poměrem vzduchu λ . Je zřejmé, že u kondenzačního kotle je nutné projekčně zajistit k ideálnímu nízkoteplotnímu režimu teplotu „Zpátečky“ pod 55 °C.

Z toho, co jsme doposud na grafech ukázali je zřejmé, že vše související s kondenzací vodních par ve spalinách souvisí s přebytkem vzduchu λ a s rozdílem teploty spalin a teploty zpětného toku otopné vody. Se sníženou teplotou „zpátečky“ je nutné přepočítat velikost otopných ploch. Zjednodušený pohled na zvětšení otopné plochy ukazuje následující tabulka (nutno předat stejný výkon s nižším teplotním spádem).

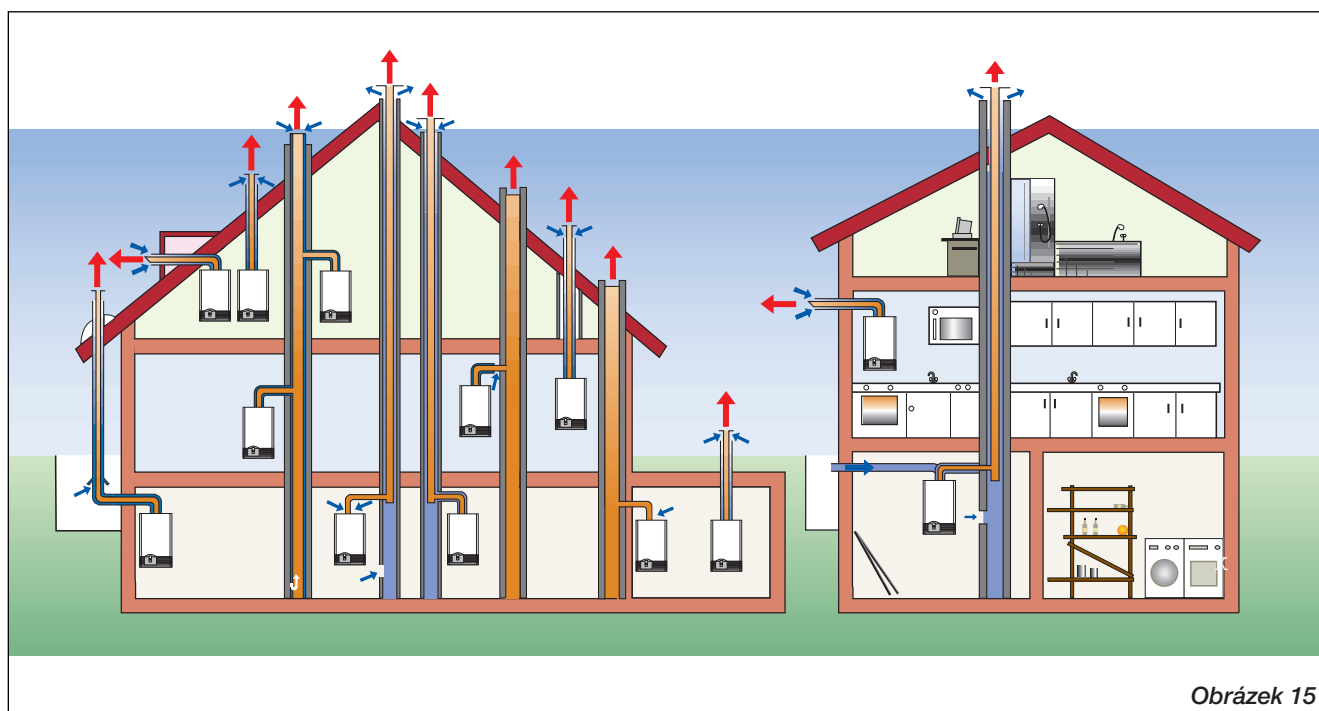
Potřebné zvětšení otopné plochy

Sřední teplota otopné vody	Tepelný výkon topného tělesa dimenzovaného na teplotní spád	Potřebné zvětšení otopné plochy při použití kondenzačního spalování
	90/70 °C	
40 °C	24 %	4,0 - násobek
45 °C	32 %	3,0 - násobek
50 °C	40 %	2,5 - násobek
55 °C	49 %	2,0 - násobek
60 °C	50 %	1,7 - násobek
65 °C	69 %	1,5 - násobek
70 °C	79 %	1,3 - násobek
75 °C	89 %	1,1 - násobek
80 °C	100 %	1,0 - násobek

Faktor zvětšení otopných ploch se netýká rozměrů topných těles nýbrž tepelného výkonu: podle DIN 4703 je Q_n při 90/70 °C -20 °C (u budoucí EN 422: 75/65 °C -20 °C).

Odtah spalin kondenzačních kotlů


Kondenzační kotle jsou vzhledem k teplotám spalin provozovány jako kotle s nuceným odtahem spalin - turbo kotle. Možnosti jsou různé a najdete je v ceníku odkouření ke kondenzačním kotlům.



Legenda k hydraulice

 - termostatický ventil

 - oběhové čerpadlo

 - uzavírací ventil

 - škrťací ventil


 - třicestný směšovač

 - zpětný ventil/klapka

VL - náběh


RL - zpátečka

 - teplotní čidlo

 - ventil s bezpeč.uzávěrem

 - výměník tepla

 - membránová expanzní nádoba

 - pojistný ventil

 - tepelný spotřebič

 - podlahové vytápění

 - odvzdušňovač

 - hydraulická výhybka

 - přepouštěcí ventil

TWW - pitná teplá voda

TW - pitná studená voda

Z - cirkulace

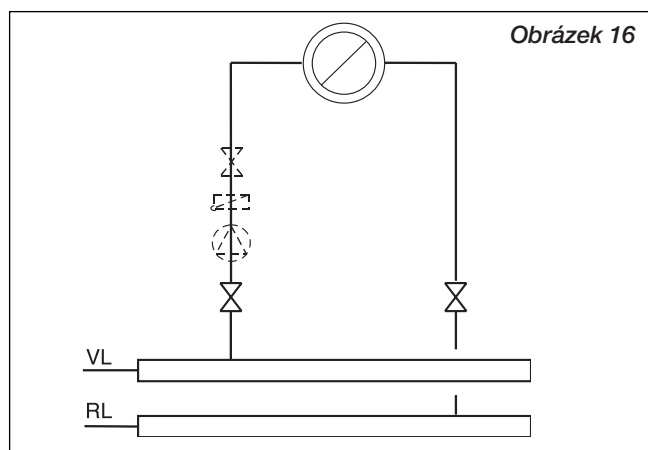
 - přepínací ventil

Základy hydraulického zapojování

Následující schémata zapojení jsou obecným přehledem nejužívanějších hydraulických zapojení.

Nemíchaný topný okruh (obr. 16)

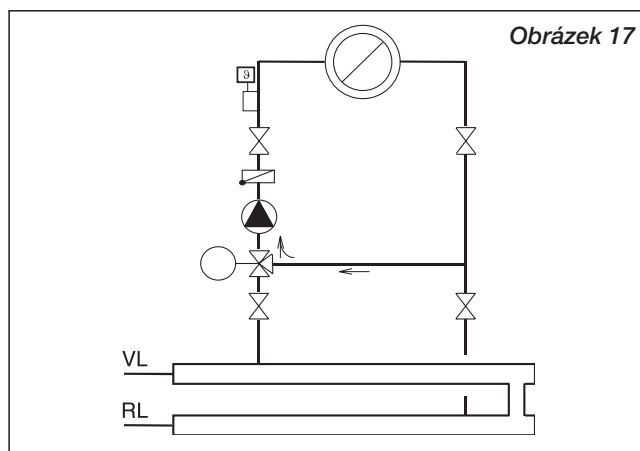
Pokud je topný okruh provozován přímo s počáteční teplotou topného přístroje, pak se jedná o nemíchaný topný okruh. Topný okruh je zásobován centrálním oběhovým čerpadlem nebo odděleným čerpadlem topného okruhu. Přednostně se doporučuje používat řízené oběhové čerpadlo, které omezuje nárůst tlaku



při uzavírajících se termostatických ventilech (jinak se často vyskytují zvuky na ventilech topných těles). Pokud je použita hydraulická výhybka nebo rozdělovač bez diferenčního tlaku, pak je vhodné instalovat čerpadlo kotlového okruhu a další okruhy zásobovat příslušnými samostatnými čerpadly.

Směšovací zařízení (obr. 17)

Z důvodu snížení počáteční teploty tepelného spotřebiče (topného okruhu) proti počáteční teplotě v rozdělovači je možno použít směšovací zařízení -



při použití např. u různých skupin s různými počátečními teplotami. Výdej tepla topného okruhu pak sleduje příslušné tepelné požadavky.

Rozdělovač bez diferenčního tlaku:

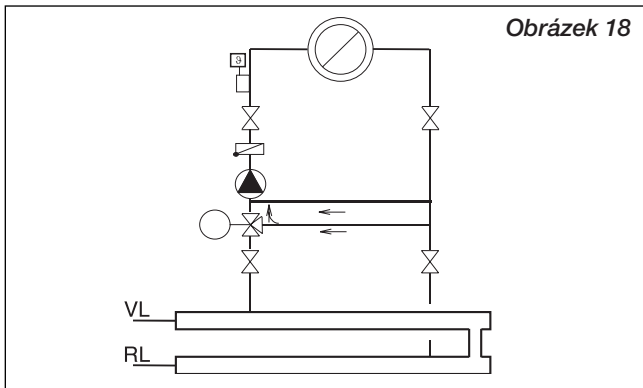
Mísící zařízení má za úkol snížit počáteční teplotu tak, aby objemový proud následně zapojeného topného okruhu zůstal dle možností konstantní, jak v případě plného, tak i částečného zatížení. K výhodám směšovacího zapojení patří:

- rozdílné teploty systémů mezi topným okruhem a zdrojovým-kotlovým okruhem
- možnost připojení více topných okruhů s různými teplotami a časovými profily
- napojení na rozdělovač bez diferenčního tlaku nebo hydraulickou výhybku

Směšovací zapojení s bypassem (obr. 18)

Pokud jsou ve spotřebitelském obvodu potřebné zvláště vysoké objemové proudy ve spojení s nízkými teplotami systémů, zejména u podlahového vytápění, pak je nutno použít směšovací zapojení s bypassem.

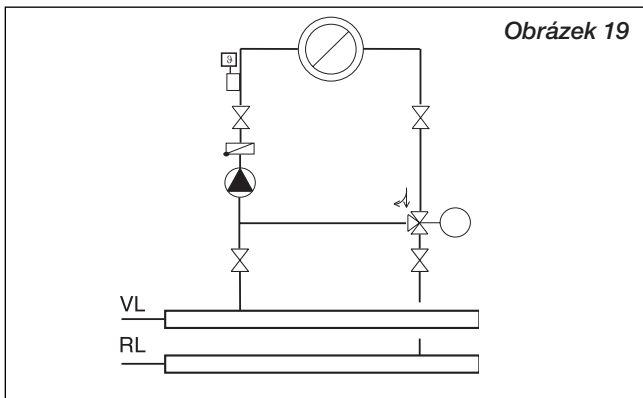
Všeobecně platí stejné zásady jako u směšovacích okruhů.



Obrázek 18

Směšovací zapojení s rozdělovacím ventilem

U rozdělovacího ventilu jsou objemové proudy také rozdělovány příslušně dle požadavků systému. Ze stavebně technických důvodů je regulační chování rozdělovacího ventilu o něco horší než u směšovacího zařízení, protože objemový proud ve spotřebitelském-topném okruhu není konstantní. Jako rozdělovací ventily je možno použít pouze speciálně vybavené ventily. Je nutno dbát na polohu zabudování mísícího zařízení! Junkersem nabízené trojcestné směšovací ventily DWM 15/20/25/32/40/60 je možno použít jako mísící nebo i jako rozdělovací ventily.



Obrázek 19

Dvouproudá zapojení

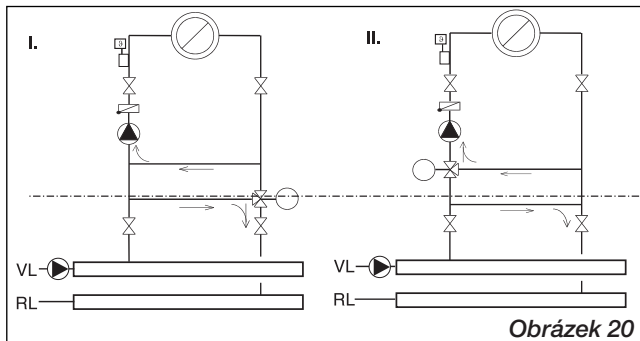
U dvouproudového vstřikovacího zapojení je topný okruh hydraulicky plně odpojen od zbyvajících zařízení. Toto zapojení poskytuje nejvyšší bezpečnost provozu. Zamezuje vzájemnému ovlivňování jednotlivých topných okruhů. Není vhodné k napojení na rozdělovač bez diferenčního tlaku, hydraulickou výhybku nebo výměník tepla, pokud není mezi rozdělovačem/výhybkou/výměníkem tepla a příslušným topným okruhem instalováno čerpadlo.

Podle toho, kde je mísící zařízení zabudováno, je nutno připočítat jeho ztrátu tlaku příslušnému obvodu.

Trojcestný ventil jako směšovací ventil

Verze I: (obr. 20)

Používá se zejména u podlahového vytápění, zvláště pokud jsou dále zapojeny další topné okruhy. Ztráta tlaku směšovacího zařízení případně „čerpadlu kotle“, aby byl vytvořen nutný rozdíl tlaku mezi rozdělovačem a jímáčem. Protože je většinou rozdělování toků v technické místnosti, je výhodné toto zapojení. Zapojení dle verze I by nemělo být používáno k regulaci ohřivačů vzduchu.



Obrázek 20

Verze II: (obr. 20)

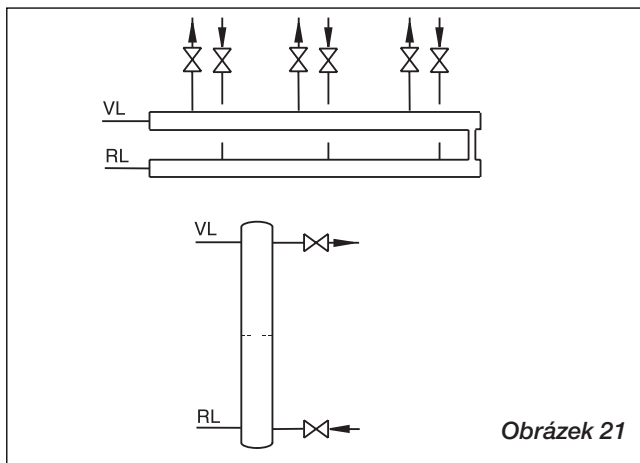
Lze použít např. u ohřivačů vzduchu, protože v tomto případě bývá technická centrála většinou umístěna daleko od ohřivače vzduchu a je požadováno rychlé přizpůsobení regulace. Zamezí se tím zpoždění způsobené dlouhou cestou rozvodů, samozřejmě se používá i v ostatních zapojeních.

Trojcestný ventil jako rozdělovací ventil

V závislosti na kotlovém obvodu a čerpadlu topného okruhu může dojít k posunutí hranice tlaku. Trojcestný ventil pak přebírá funkci rozdělovacího ventilu.

Rozdělovač bez diferenčního tlaku, hydraulická výhybka (obr. 21)

Hydraulicky se rozdělovač bez diferenčního tlaku a hydraulická výhybka neliší, avšak při použití rozdělovače bez tlaku je počáteční teplota na kotlové straně identická s teplotou očekávanou u topného okruhu. Při použití hydraulické výhybky se zde mohou vyskytnout teploty rozdílné. U kondenzačních kotlů Junkers je výměník ze slitiny Al-Si-Mg. Pro životnost výměníku není vhodné, aby protékající průtočné množství bylo větší jak 1000 l/h. Proto, pokud je požadované větší průtočné množství na spotřebitelské straně - na straně topných okruhů je vhodné a doporučeno, okruhy hydraulicky oddělit a použít hydraulickou výhybku. Na kotlové straně pak bude dodáváno příslušné množství s příslušným teplotním spádem a na spotřebitelské straně si budou jednotlivá čerpadla brát potřebné množství tepla dle požadavků jednotlivých okruhů. Též je možno využít nabídky Junkers - v příslušenství jsou výhybky HV25 a HV50. Hydraulická výhybka HV25 je použitelná cca do 30 kW a má ve svém příslušenství přímo škrticí ventily, kterými lze seřizovat potřebná průtočná množství a teplotní spády. Výhybku HV50 je nutno tímto dovybavit.



Obrázek 21

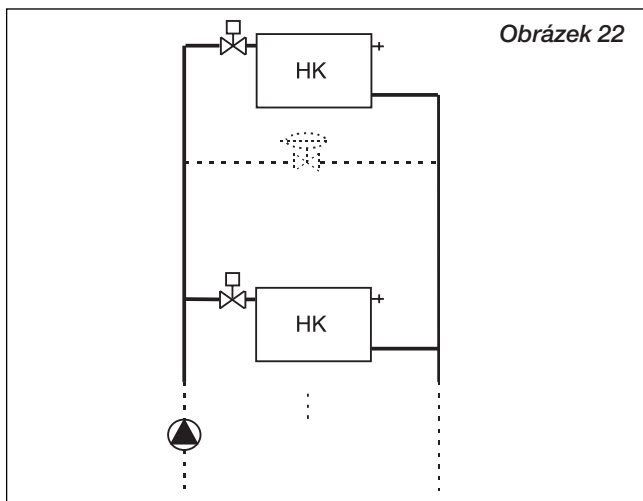
Hydraulického rozdělení je možno dosáhnout také pomocí akumulčního zásobníku mezi kotlovým okruhem a topnými–spotřebitelskými okruhy.

Všeobecně se tyto principy používají k zamezení interakcí mezi topným okruhem a kotlovým okruhem. To je zvláště důležité tehdy, když se používá několik kotlů a několik topných okruhů se značně rozdílnými požadavky na výkon.

U kaskád s kondenzačními kotli Junkers je nutno hydraulickou výhybku použít. Proto by se zejména u topných zařízení s více kotli mělo dbát na to, aby bylo plánováno s nízkými teplotami, např. do max. 70/50 °C (počáteční/zpětný tok). Všeobecně se pro kondenzaci doporučuje nižší teplota systému.

Přepouštěcí ventil (obr. 22)

Z důvodu zasahování do hydraulických poměrů v topné síti byly dříve instalovány na každém posledním topném tělese větve přepouštěcí ventily. Podle situace zástavby přepouštěcího ventilu může dojít ke zvýšení teploty zpětného toku. Výhřevný efekt se snižuje. Nejlepším řešením je obecně použití regulovaných čerpadel, (dle potřeby tepla /v řádu nad 50 kW/, je nutno podle německé vyhlášky všeobecně používat regulovaná čerpadla).



Obecně by se do systémů s kondenzačními kotli neměly přepouštěcí ventily zabudovávat.

K dosažení konstantních tlakových poměrů je možno zabudovat proud regulující ventily regulované diferenčním tlakem a regulovaná čerpadla.

Pokud se ze zvláštních důvodů přesto použijí přepouštěcí ventily (např. u velice malých topných okruhů), pak by mělo být místo zabudování na posledním topném tělese. Zvýšení teploty zpětného toku je pouze nepatrné a vyhřívací efekt je snížen pouze nepatrně nebo vůbec.

Výměník tepla (obr. 23)

Výměník tepla je striktním oddělením tepla, které se v technice vytápění používá. Odděluje nejen hydraulicky, ale i systémová media a tlak.

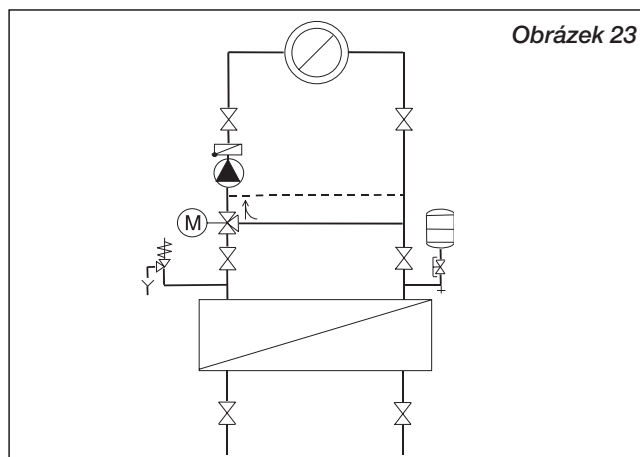
Použití:

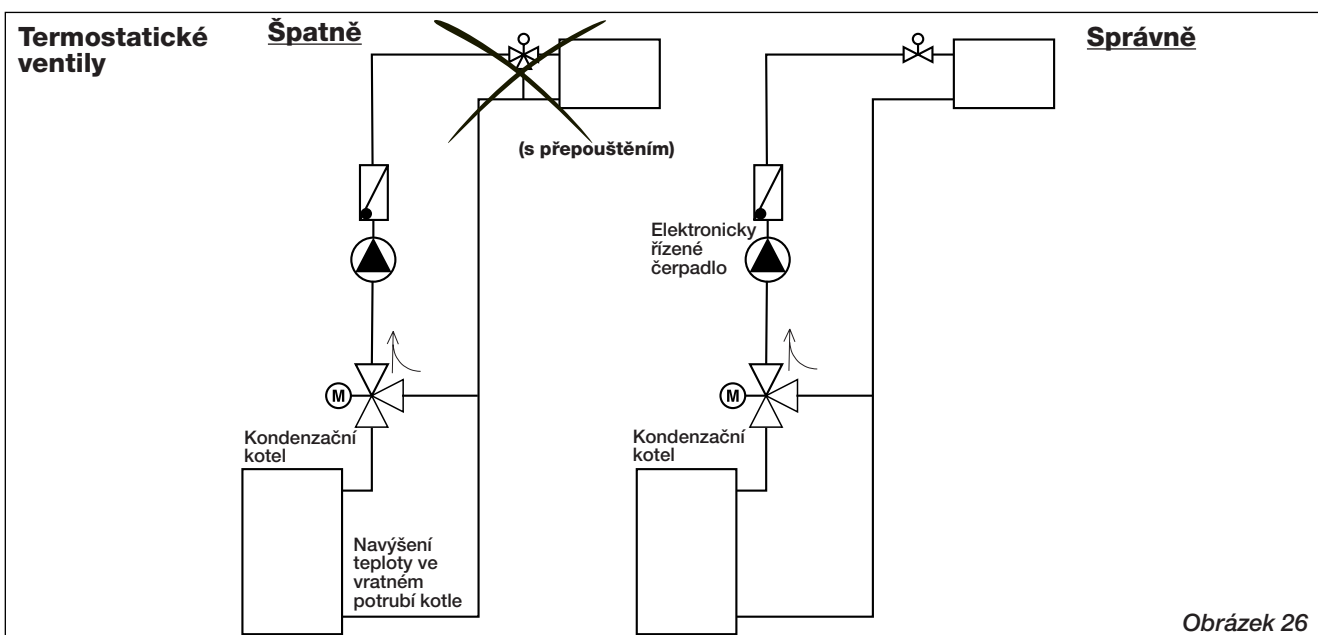
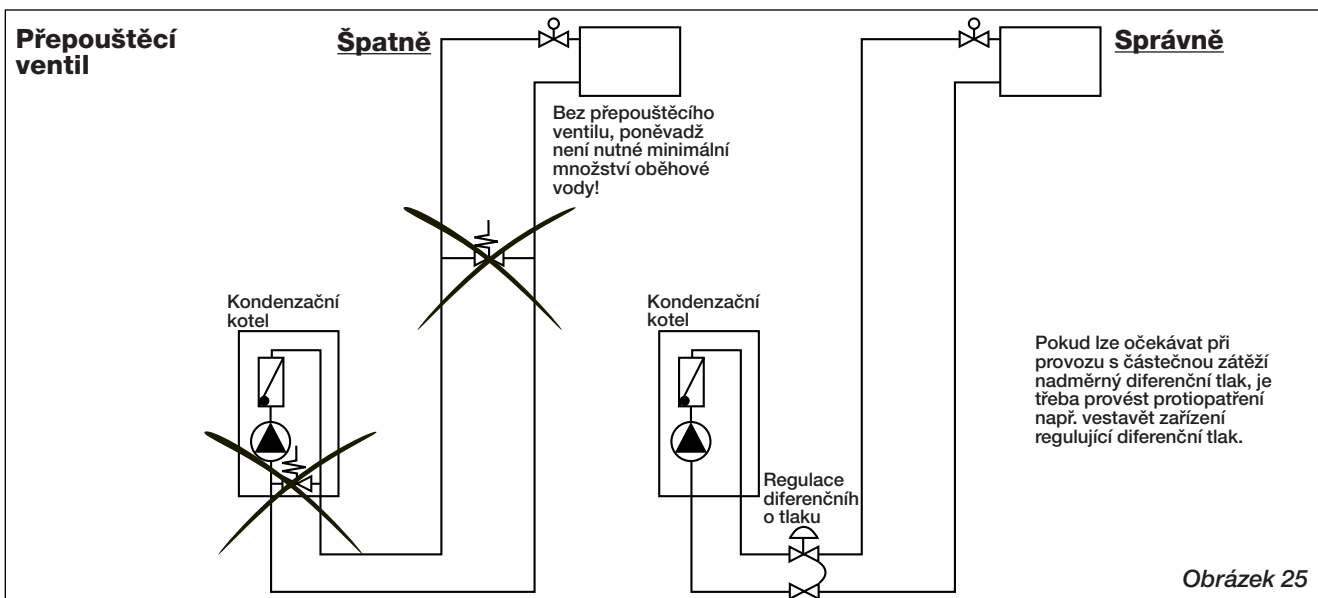
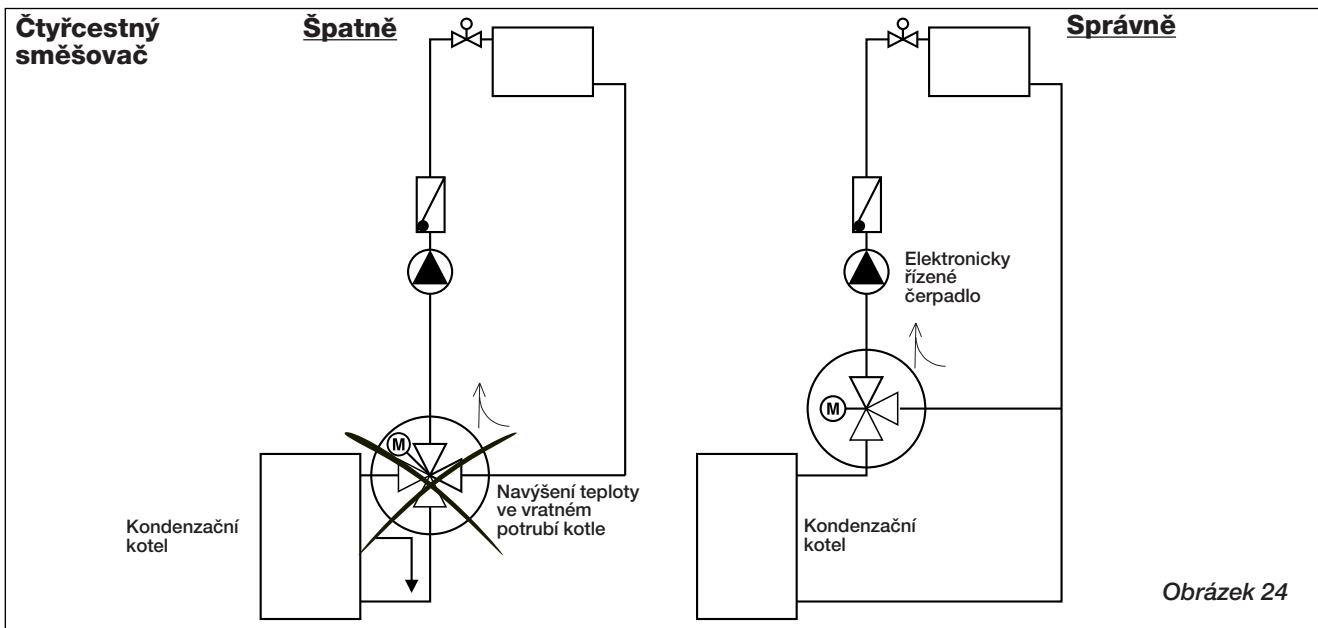
1. Použití při různých materiálech potrubí, např. u difusně netěsného potrubí v topném okruhu
2. Použití různých médií; např. směsi glykolu v topném okruhu proti zamrznutí, normální topné vodě v kotlovém okruhu
3. Použití při různých tlakových poměrech, např. u dálkového vytápění.

Je nutno dbát na stupeň účinnosti výměníku tepla (údaje výrobce).

U topných systémů je nutno se snažit o velkorysé dimenzování výměníku tepla. Pokud je zapojen podlahový topný obvod, pak je smysluplný i přidavný bypass.

Bypass poskytuje podlahovému obvodu velké množství obíhající vody s nízkým rozdílem teplot a obvodu výměníku tepla malé množství obíhající vody s velkým rozdílem teplot. Tím se zlepšuje stupeň účinnosti výměníku tepla.





Příklady systémů

Následně jsou znázorněny některé možnosti zjednodušeného řešení hydraulických obvodů vhodných pro kondenzační kotle, včetně kaskádových systémů. Zvláštní důraz zde byl kladen na co možná nejvyšší účinnost kondenzační techniky.

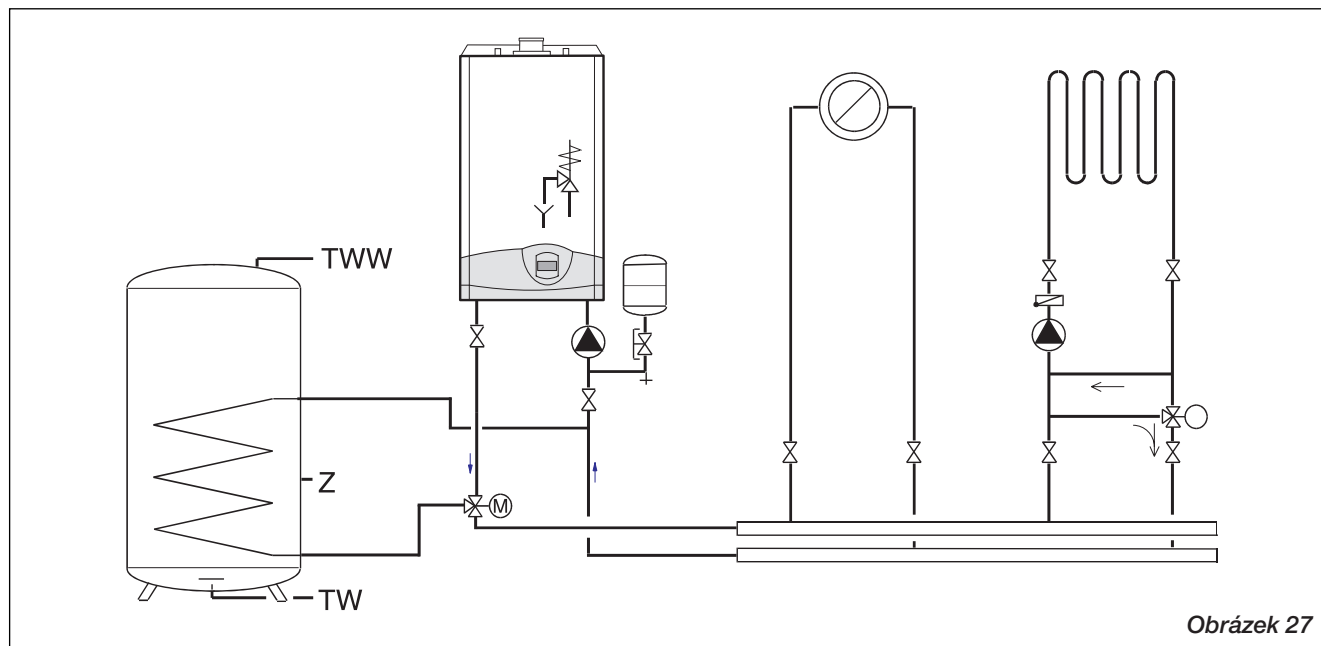
Poněvadž příprava teplé vody je prováděna převážně centrálně kotlem přes zásobník, je tento ohřev integrován do každého obvodu s tím, že nemusí být vždy využit.

Příklady jsou bez záruky kompletnosti!

Příklad systému 1

Kondenzační kotel s připojením nesměšovaného topného okruhu, směšovaného okruhu podlahového vytápění a zásobníku teplé vody s přepojovacím ventilem.

K zamezení hlučnosti topných těles je doporučeno použití řízeného čerpadla (součást kotlů Cerapur).

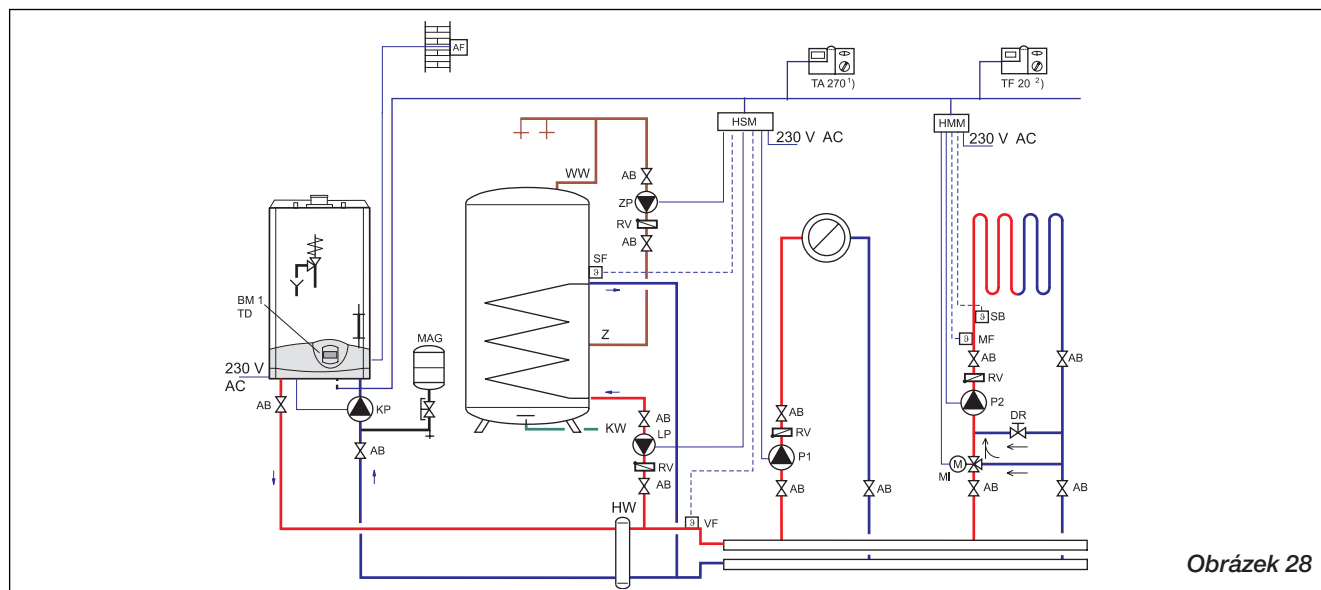


Obrázek 27

Příklad systému 2

Kondenzační kotel s připojením několika směšovaných topných okruhů a zásobníku teplé vody s přepínacím ventilem.

Všechna čerpadla topných okruhů by měla být v provedení s řízením diferenčního tlaku, jinak může docházet k vzájemnému ovlivňování jednotlivých topných okruhů.

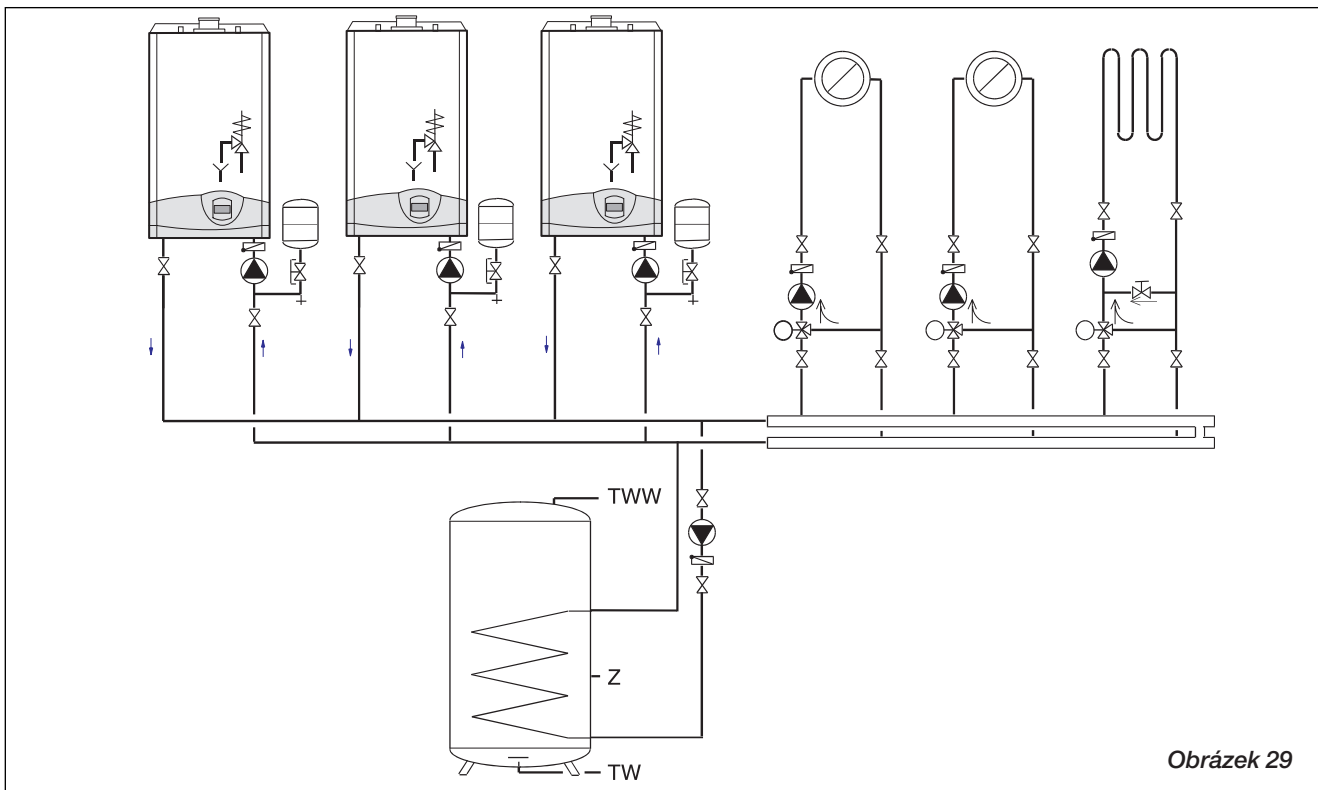


Obrázek 28

Příklad systému 3

System s několika kotli (s kaskádou) a rozdělovačem bez diferenčního tlaku, napojením několika regulovaných topných okruhů a zásobníku teplé vody s nabíjecím čerpadlem.

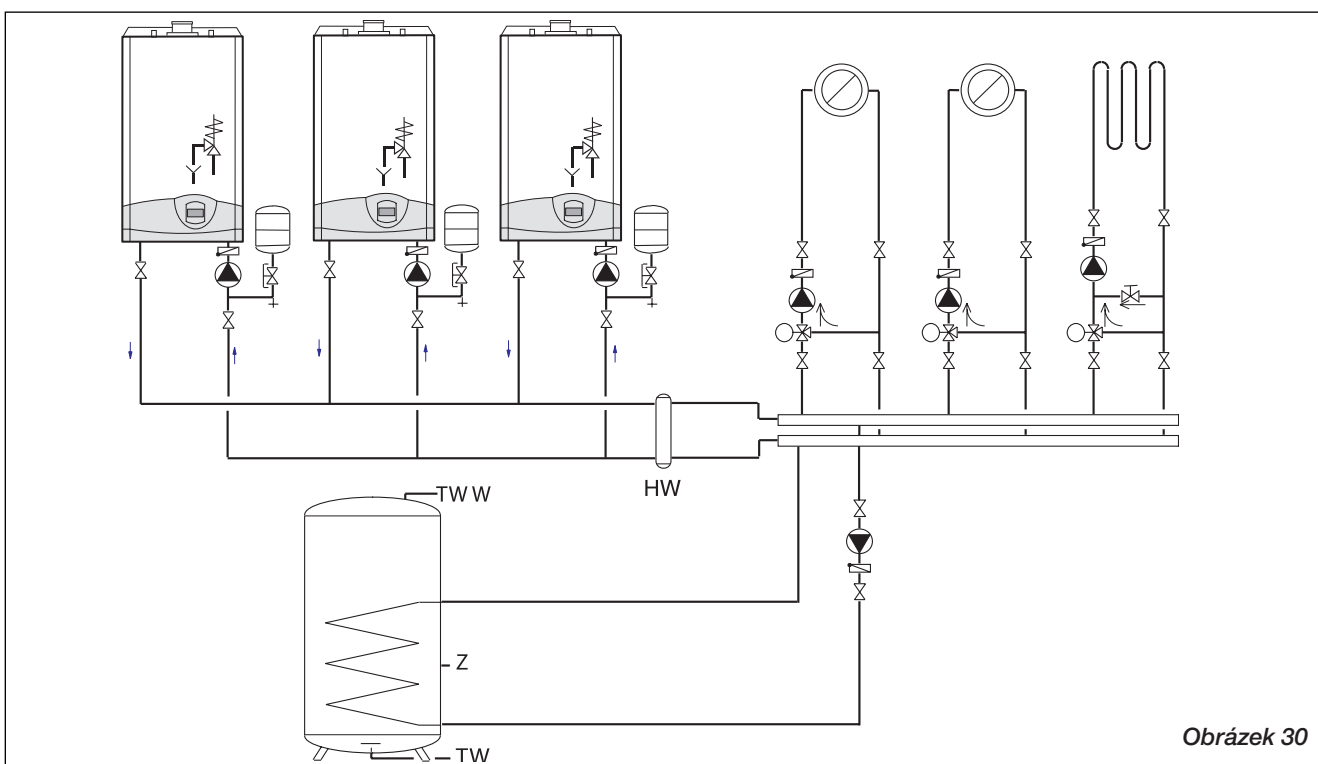
U kaskádových systémů se vyskytují změny průtočného množství. Tyto musí být zaregulovány při plném zatížení (regulační ventily, připojení dle Tichelmanna). K zamezení nesprávné cirkulace vody u zařízení mimo provoz, je nutno do zpětného potrubí nainstalovat zpětné klapky (nejsou součástí dodávky). Pokud nejsou do náběhu a vratného potrubí namontovány uzávěry, lze nasadit společnou expanzní nádobu. Pokud je použita hydraulická výhybka, dodržet krátké přípojné potrubí.



Obrázek 29

Příklad systému 4

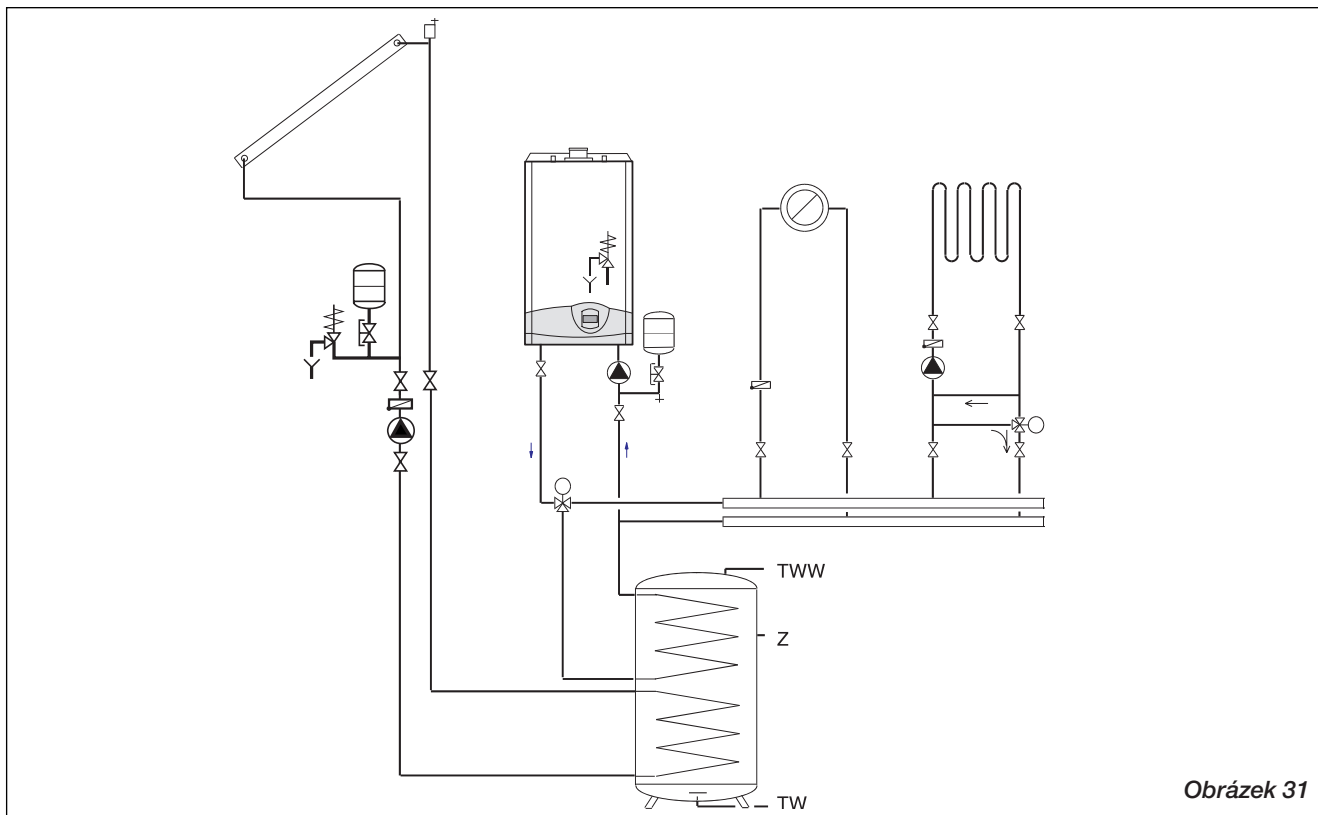
System s několika kotli a hydraulickou výhybkou s možností napojení několika regulovaných topných okruhů, několika okruhů podlahového vytápění a samostatného ohřevu teplé vody s nabíjecím čerpadlem.



Obrázek 30

Příklad systému 5

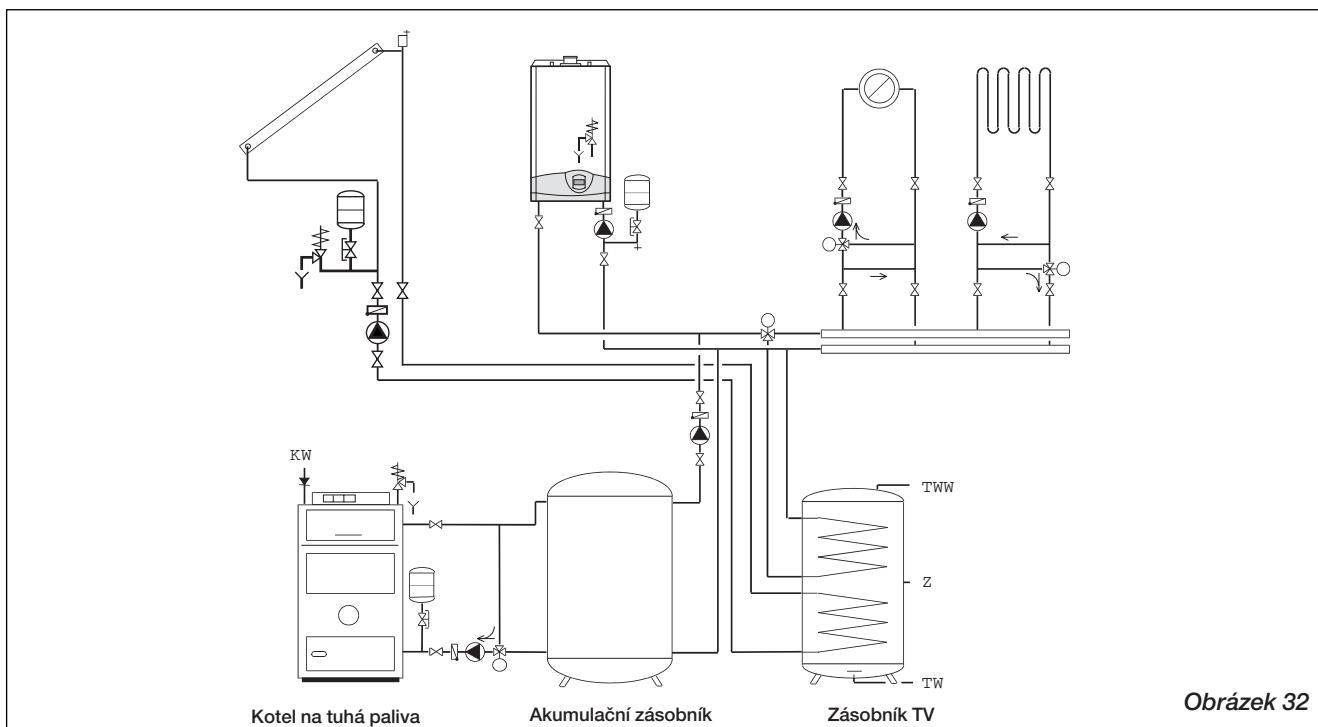
System s kondenzačním kotlem s možností napojení několika topných okruhů, jednoho směšovaného okruhu s podlahovým vytápěním a samostatným ohřevem teplé vody v zásobníku se solárním panelem.



Obrázek 31

Příklad systému 6

System s kondenzačním kotlem ve spojení s kotlem na tuhá paliva, s možností napojení několika topných okruhů, jednoho směšovaného okruhu s podlahovým vytápěním a s připojením zásobníku teplé vody, případně s napojením i na solární panely k ohřevu zásobníku TV.



Obrázek 32

Hydraulické sladění topných systémů

Hydraulické sladění je předepsáno energetickými předpisy v zemích EU - VOB díl C/DIN 18380.

Výtah z VOB díl C/DIN 18380 viz strana 20!

Úvodem

Zpracoval: ing. Vladimír Valenta,
Říčany 16.1.2002

Než se budeme zabývat vlastním výpočtem provozní účinnosti kondenzačního kotle, bude vhodné si připomenout následující poznatky.

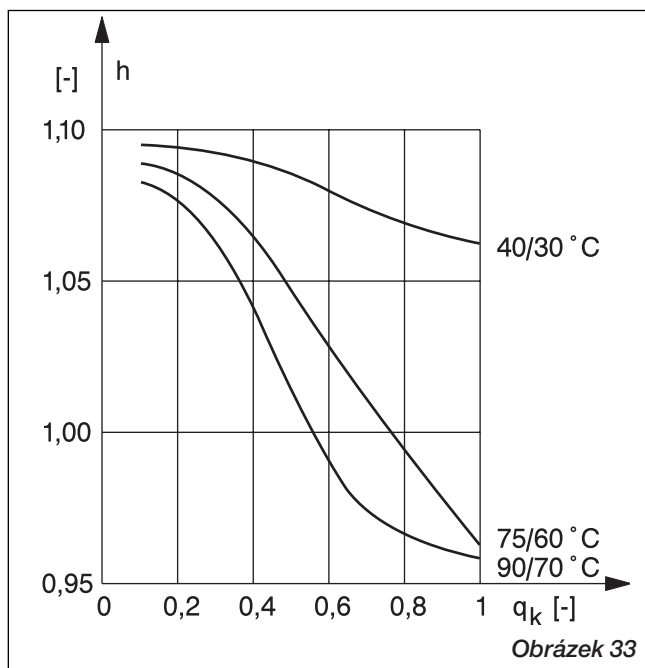
Moderní plynové kotle mají při běhu zanedbatelnou ztrátu tepla sdílením do okolí. Při běhu vykazují pouze ztrátu tepla v odcházejících spalinách (ztrátu komínovou). Okamžitá účinnost kotle při běhu je potom snížena o uvedenou ztrátu v poměrné velikosti, vztaženou k příkonu kotle. V praxi to znamená, že účinnost spalování plynu má přibližně stejnou hodnotu jako okamžitá účinnost kotle při běhu.

Při ochlazování spalin zemního plynu získaných při ideálním spalování, tj. bez přebytku vzduchu, pod teplotu 58 °C, což je teplota rosného bodu, začne ve spalinách kondenzovat vodní pára. Hmotnostní podíl vodní páry ve spalinách zemního plynu je téměř 12 %. Teplo, které lze získat z úplné kondenzace, tj. při ochlazení spalin na referenční teplotu 25 °C, má hodnotu 11 % z tepla spalného.

Výše přebytku vzduchu se udává součinitelem přebytku vzduchu λ [-]. Tento součinitel je dán poměrem skutečného množství vzduchu, které bylo dopraveno do spalovacího procesu, k teoretickému množství vzduchu potřebného pro ideální spalování. Takže spaliny bez přebytku vzduchu mají součinitel $\lambda = 1$.

Pokud je hodnota λ vysoká, zhoršuje se účinnost spalování. Protože s rostoucí hodnotou λ klesá teplota rosného bodu spalin, je nutné, aby byl u kondenzačních kotlů udržován přebytek vzduchu na nejnižší a pokud možno na stálé úrovni v celém rozsahu tepelných výkonů kotle. Teplota rosného bodu spalin při $\lambda = 2$ je 45 °C, při $\lambda = 3$ je 38 °C.

Při snižování tepelného výkonu (vytížení) kondenzačního kotle se vždy zvyšuje okamžitá tepelná účinnost. Snižuje se totiž teplota spalin (obr. 33).



Charakteristika kondenzačního kotle (závislost účinnosti na vytížení)

Požadavek na nejvyšší teplotu rosného bodu

Na tento požadavek musí reagovat již konstruktér kotle. Když je teplota rosného bodu spalin nízká, zmenšuje se hodnota využitelného podílu kondenzačního tepla, což znamená zhoršení účinnosti spalování. Současně se omezuje dostupnost teplonosné látky, která by svými teplotami způsobovala kondenzaci spalin v co nejširším provozním režimu kotle. Např. při teplotě rosného bodu 38 °C zajistí kondenzaci spalin pouze vytápěcí soustava 40/30 °C s otopnými podlahami, případně ohřívací soustava 32/20 °C pro předehřev užitkové vody, pokud není poměr jejího tepelného výkonu k výkonu kotle zanedbatelný.

Z požadavku na udržení přebytku vzduchu na nejnižší stálé úrovni v celém rozsahu tepelných výkonů kotle vyplývá zajistit u kotle optimální a stálou hodnotu směšovacího poměru plyn-vzduch.

Požadavek na nejnižší teplotu spalin

Na tento požadavek musí opět reagovat konstruktér kotle. Většinou se požaduje, aby rozdíl mezi teplotou spalin a teplotou zpětné vody byl 5 K při jmenovitém a 2 K při minimálním výkonu. To lze nejsnáze splnit tím, že spalinový výměník bude řešen jako protiproudý výměník tepla s dostatečně dimenzovanou teplosměnnou plochou.

Vliv teploty zpětné vody

Uvedený vliv je u kondenzačních kotlů dominantní. Projektant může zajistit nejnižší teplotu zpětné vody:

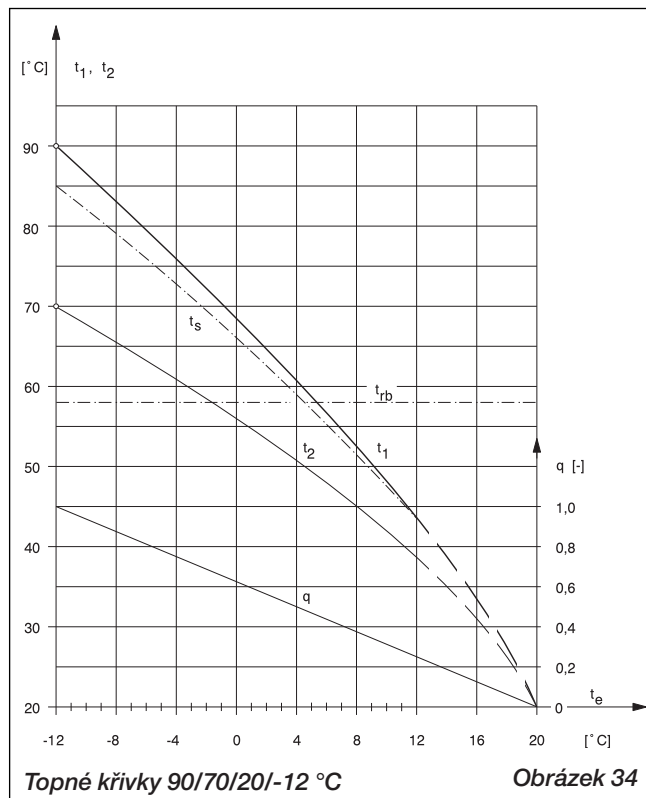
- volbou nejnižších jmenovitých teplot vytápěcí nebo ohřívací vody,
- vhodným hydraulickým zapojením celé tepelné soustavy,
- vhodným způsobem provozu a řízení tepelného výkonu.

V prvním případě

Při volbě nejnižších jmenovitých teplot vytápěcí vody, musí projektant přihlídnout také k průběhu teploty zpětné vytápěcí vody během vytápěcího období, k tzv. topným křivkám (obr. 34). Představu o průběhu kondenzace získáme z následující úvahy. Teplota rosného bodu spalin je u nejlepších kondenzačních kotlů 53 °C, neboť pracují s nízkou hodnotou $\lambda = 1,2$. Když k topným křivkám zakreslíme také průběh teploty spalin v závislosti na vnější teplotě tak, že tato křivka bude při jmenovitém výkonu o 5 a při 25 % tepelném výkonu o 2 K vyšší než teplota zpětné vody, vymezí průsečík této křivky s přímkou teploty rosného bodu spalin 53 °C dvě rozmezí vnějších teplot. Rozmezí s nízkými vnějšími teplotami při nichž nedochází ke kondenzaci a rozmezí s vyššími vnějšími teplotami při nichž dochází ke kondenzaci. Snahou samozřejmě je, aby druhé rozmezí bylo co nejširší.

Ve druhém případě

Protože jsou k dispozici vyspělé kondenzační kotle o tepelných výkonech totožných s požadovanými výkony daných kotelen a jejich výkon je řízen spojitě v rozmezí 100 až 10 nebo 25 %, můžeme navrhovat kotelny pouze s jedním kotlem. Toto řešení má příznivý vliv na snížení investičních nákladů na kotelnu.



V tepelných soustavách nesmí být použity prvky, které zvyšují teplotu zpětné vody. Jedná se zejména o přepouštěcí armatury a čtyřcestné směšovače. Teplotu zpětné vody zvyšují také vyrovnávací spojky, pokud není ve všech provozních stavech zajišťován větší průtok vytápěcím okruhem oproti průtoku v kotlovém okruhu. V tomto případě se provádí na vyrovnávací spojce směšování a ne přípustné přepouštění. Při použití regulačních armatur, které pracují na principu škrcení průtoku, např. termostatických radiátorových ventilů nebo přímých či trojcestných regulačních armatur, bude průtok proměnný. Potom je vhodné použít kompaktní řízené oběhové čerpadlo s proměnnými otáčkami.

Vliv škrcení průtoku regulačními armaturami na zvýšení okamžité účinnosti kondenzačních kotlů je velice příznivý, neboť teplota zpětné vody se značně snižuje. Aby teploty zpětné vody ve vytápěcí soustavě byly blízké teplotám podle zpětné topné křivky, tj. při plných průtocích, musí být také skutečný nejvyšší průtok roven průtoku výpočtovému. Při průtocích vyšších než je průtok výpočtový, což je častý případ u hydraulicky neseřízených vytápěcích soustav se stálým průtokem, by se zvyšovaly teploty zpětné vody nad rámec daný teplotami zpětné topné křivky.

Ve třetím případě

Řízení tepelného výkonu kotle bývá nejčastěji ekvitermické, kdy teplota výstupní vody z kotle je řízena podle venkovní teploty a to v celém, případně v částečném rozsahu venkovních teplot. Potom nastavení topné křivky, což je graficky vyjádřená závislost teploty přívodní vody na teplotě venkovní, musí být co nejnižší.

Vlastní výpočet

Ještě před zahájením zpracování projektu kotleny s kondenzačním kotlem je vhodné vypočítat roční provozní účinnost kondenzačního kotle. Z výpočtu účinnosti je možné stanovit roční úspory zemního plynu a dobu návratnosti vložené investice. Tyto údaje budou jistě investora zajímat.

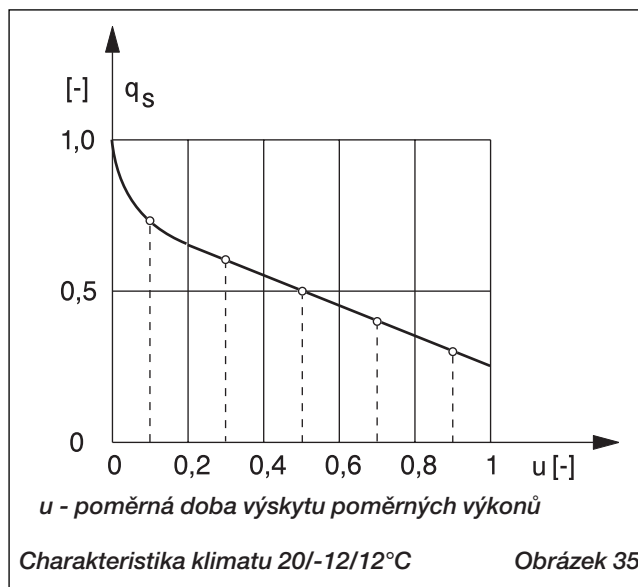
Pro výpočet roční provozní účinnosti kondenzačního kotle, který je napojen na vytápěcí soustavu, je zapotřebí znát jednak vlastnosti kotle s vytápěcí soustavou, jednak vlastnosti klimatu. Proto potřebujeme znát dvě charakteristiky:

- charakteristiku kotle s vytápěcí soustavou,
- charakteristiku klimatu.

Charakteristika kotle (obr. 33) je závislost účinnosti kotle η [-] na jeho poměrném výkonu q_k [-], neboli na vytížení, daná pro určitou vytápěcí soustavu. Určuje se měřením na zkušebně. Dílčí (okamžitá) účinnost kondenzačních kotlů je závislá převážně na teplotě oběhové vody, která vstupuje do kotle. Během vytápěcího období se samozřejmě potřebný tepelný výkon mění, a tím i vytížení kotle, a s ním i tato teplota. Proto musí být účinnost kondenzačních kotlů uvedena pro několik stavů vytížení.

Charakteristika klimatu (obr. 35) je závislost poměrného tepelného výkonu q_s [-] potřebného pro vytápění v dané klimatické oblasti na poměrné době výskytu u [-]. Je jednoznačně popsána vnitřní výpočtovou teplotou, vnější výpočtovou teplotou a vnější teplotou při které začíná a končí vytápění.

Je-li $t_i = 20\text{ °C}$, $t_{en} = -12\text{ °C}$ a $t_{em} = 12\text{ °C}$, bude označení charakteristiky klimatu dáno teplotami 20/-12/12 °C.



V charakteristice představuje

- q_s - poměrný výkon potřebný pro vytápění v určité klimatické oblasti = Q_s / Q_{sn} [-]
- Q_s - tepelný výkon potřebný pro vytápění při určité vnější teplotě [kW]
- Q_{sn} - jmenovitý tepelný výkon potřebný pro vytápění = tepelné ztráty objektu [kW]
- t_i - vnitřní teplotu [°C]
- t_{en} - výpočtovou vnější teplotu [°C]
- t_{em} - vnější teplotu, při které začíná a končí vytápění [°C]
- u - poměrnou dobu výskytu poměrných výkonů vyšších než q_s ; $u = d / d_o$ [-]
- d - dobu výskytu poměrných výkonů vyšších než q_s [den]
- d_o - dobu vytápěcího období [den]

Podstata výpočtu

Při výpočtu je nutné zohlednit vliv proměnné teploty vstupní vody do kotle na okamžitou účinnost, neboť teplota vstupní vody je pro danou vytápěcí soustavu závislá pouze na okamžitém vytížení kotle. Výpočet vychází z poměru tepla využitého za vytápěcí období a tepla přivedeného v palivu za stejné období.

Plocha pod křivkou charakteristiky klimatu (obr. 24) představuje teplo v poměrném tvaru, které je potřebné pro vytápění objektu za rok v dané klimatické oblasti. Pro další postup je vhodné plochu pod uvedenou křivkou rozdělit na pět stejných dílčích poměrných dob výskytu $\Delta u_i = 0,2$. Pro každou tuto dobu se stanoví střední hodnota pořadnice dílčího poměrného výkonu q_{si} , a to pro tyto poměrné doby výskytu $u = 0,1, 0,3, 0,5, 0,7$ a $0,9$.

Postup odvození vztahu pro roční provozní účinnost: $\eta_r = E_v / E_p = \sum E_{vi} / \sum E_{pi} = \sum Q_{si} \cdot \sum \Delta u_i / \sum (Q_{si} \cdot \Delta u_i / \eta_i) = \sum q_{si} \cdot \Delta u_i / \sum (q_{si} \cdot \Delta u_i / \eta_i) = \sum q_{si} / \sum (q_{si} / \eta_i)$,
kde

- η_r je roční provozní účinnost [-]
- E_v - využitá teplo za rok [kWh]
- E_p - teplo přivedené v palivu za rok [kWh]
- E_{vi} - dílčí využitá teplo [kWh]
- E_{pi} - dílčí teplo přivedené v palivu [kWh]
- Q_{si} - dílčí výkon potřebný pro vytápění [kW]
- n - počet dílčích poměrných dob = 5 [-]
- Δu_i - dílčí poměrná doba výskytu dílčího poměrného výkonu = $1/n = 0,2$ [-]

Hledaný vztah pro výpočet roční provozní účinnosti kondenzačního kotle potom je

$$\eta_r = \sum q_{si} / \sum (q_{si} / \eta_i), \tag{1}$$

kde

- q_{si} - dílčí poměrný výkon potřebný pro vytápění [-]
- η_i - dílčí tepelná účinnost kotle převzatá z diagr. (obr. 22) pro $q_{ki} = q_{si} \cdot (Q_{sn} / Q_{kn})$ [-]
- q_{ki} - dílčí poměrný výkon kotle [-]
- Q_{kn} - jmenovitý tepelný výkon kotle [kW]

Z výsledků mnoha provedených výpočtů vyplývá, že vliv rozdílných klimatických podmínek na roční provozní účinnost je nepatrný. Tento vliv může být zanedbán, a pro výpočet je možno použít standardní klimatické podmínky 20/-12/12 °C. Při těchto podmínkách jsou daným hodnotám u_i přiřazeny následující hodnoty q_{si} (tab. 1).

Potom se výpočtový vztah zjednoduší a přejde na tvar

$$\eta_r = 2,55 / (0,75 / \eta_1 + 0,60 / \eta_3 + 0,50 / \eta_5 + 0,40 / \eta_7 + 0,30 / \eta_9), \tag{2}$$

kde

- η_1 je dílčí tepelná účinnost kotle převzatá z diagr. (obr. 22) pro $q_{k1} = q_{s1} \cdot (Q_{sn} / Q_{kn})$; q_{s1} je odečteno pro $u = 0,1$ [-]
- η_3 - dílčí tepelná účinnost kotle převzatá z diagr. (obr. 22) pro $q_{k3} = q_{s3} \cdot (Q_{sn} / Q_{kn})$; q_{s3} je odečteno pro $u = 0,3$ [-]
- η_5 - atp.

Tab. 1 Přiřazení hodnot q_{si} hodnotám u_i

u_i [-]	q_{si} [-]
0,1	0,75
0,3	0,60
0,5	0,50
0,7	0,40
0,9	0,30

Příklad výpočtu

Zadání

Máme vypočítat roční provozní účinnosti kondenzačního kotle napojeného na tyto vytápěcí soustavy: 40/30 °C, 75/60 °C a 90/70 °C. Vlastnosti kotle a vytápěcí soustavy jsou dány charakteristikou (obr. 22). Ve výpočtech se předpokládá, že jmenovitý tepelný výkon kotle je roven výpočtové tepelné ztrátě vytápěného objektu.

Řešení

Výpočet se provede podle vztahu (2). Pro jednotlivé hodnoty $q_{ki} = q_{si}$ standardní charakteristiky klimatu (tab. 1) se z charakteristiky (obr. 22) odečtou hodnoty dílčích provozních účinností $\eta_1, \eta_3, \dots, \eta_9$. Výsledky jsou uvedeny v posledním řádku tab. 2.

Tab. 2 Roční provozní účinnosti kondenzačního kotle pro klimatické podmínky 20/-12/12 °C

u_i [-]	q_i [-]	η_i [-]		
		40/30°C	75/60°C	90/70°C
0,1	0,75	1,070	1,010	0,977
0,3	0,60	1,077	1,035	0,995
0,5	0,50	1,084	1,055	1,015
0,7	0,40	1,090	1,071	1,042
0,9	0,30	1,095	1,083	1,064
	η_r [-]	1,080	1,042	1,009



Spalinový diagram - stanovení účinnosti

Spalinový diagram metanu (obr. 36) je vhodný pro rychlé a jednoduché stanovení účinnosti spalování zemního plynu a okamžitě účinnosti plynového kotle. Změřené či jinak stanovené hodnoty teploty spalin t a součinitele přebytku vzduchu λ se vloží do entalpického diagramu „h - t“, ze kterého se odečte okamžitá účinnost kotle.

Diagram představuje závislost entalpie spalin na teplotě spalin při určitých součinitelích přebytku vzduchu. Entalpií je vyjádřen energetický obsah spalin.

Hlavní znaky kondenzačních kotlů

Většina kondenzačních kotlů se na první pohled od běžných kotlů odlišuje tím, že je jejich hořák umístěn na horní části kotle a naopak spalinové hrdlo je ve spodní části kotle. Spalinové hrdlo má poměrně malý průměr, neboť jsou odváděny spaliny o nízké teplotě a tím i o malém měrném objemu.

Kondenzační kotle jsou většinou koncipovány jako protiproudé výměníky tepla, které dokáží teplotu výstupních spalin ochladit až na 5 až 10 K nad teplotu zpětné vody vstupující do kotle. Teplota spalin je tak provázána s teplotou zpětné vody. Kondenzační kotle pro domovní kotelny jsou vybaveny nejčastěji přetlakovým hořákem. Pokud jsou kotle vybaveny hořáky atmosférickými s předsměšováním směsi, mají ještě odtahové ventilátory. Kondenzační kotle lze rozlišovat podle toho, jak je řízen tepelný výkon a jak je řízeno spalování. Řízení výkonu hořáku se

provádí většinou spojitě v rozsahu vytížení 25 až 100 %.

Velice důležité pro dosažení nejvyšší účinnosti kondenzačního kotle je udržování součinitele přebytku vzduchu λ na nejnižší stálé hodnotě. Řízení průtoku spalovacího vzduchu, resp. směšovacího poměru vzduch-plyn, se musí provádět v závislosti na průtoku plynu. Ten je řízen ekvitermickým kotlovým regulátorem podle toho, zda teplota zpětné vody příslušná vnější teplotě odpovídá topné křivce. Nej kvalitnější kondenzační kotle jsou vybaveny ještě λ (lambda) sondou, která slouží pro kontrolu součinitele přebytku vzduchu a pro případnou jemnou změnu směšovacího poměru plyn-vzduch. Protože v kondenzačním kotli dochází ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách, musí být teplosměnná plocha provedena

z materiálu plně odolného proti korozi. Kondenzát z kotle musí být trvale odváděn. Jelikož teplota spalin je nízká a nestačila by pro vytvoření dostatečného tahu v komíně, a tím k bezpečnému odvodu spalin, musí být v kondenzačním kotli vzduchový nebo spalinový ventilátor. Protože spaliny vstupující do komína jsou mokré, musí být komínová konstrukce odolná proti vlhkosti a také proti vnitřnímu přetlaku.

Řízení tepelného výkonu sestavy kotlů

Současný běh dvou kotlů

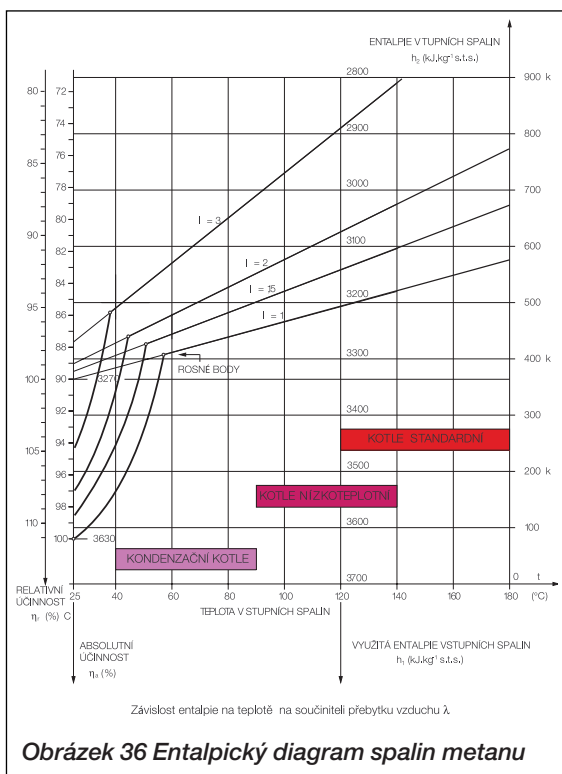
Současný běh dvou kotlů, a to i při nižších tepelných výkonech, je nutný z důvodu dosažení nižších teplot spalin vystupujících z kotlů. I když by jeden kotel stačil krýt potřebný výkon sám, dělo by se tak s vyšší teplotou spalin. Při nižších teplotách spalin bude intenzivnější kondenzace vlhkosti a tím se zvýší účinnost spalování.

Rozsahy poměrných tepelných výkonů při současném běhu dvou kotlů si nejlépe znázorníme graficky pomocí závislosti poměrných tepelných výkonů na vnější teplotě (obr. 37). Jednotlivé úsečky, resp. lomená čára, představují poměrný tepelný výkon:

- AB - potřebný pro vytápění = poměrnému tepelnému výkonu dvou kotlů,
- CDB - minimální pro dva kotle (soustavy o vyšších výpočtových teplotách oběhové vody),
- EF - pouze jednoho kotle (polovina z celkového),
- GB - minimální pro dva kotle (soustavy o nižších výpočtových teplotách oběhové vody),
- HF - minimální pro jeden kotel (soustavy o nižších výpočtových teplotách oběhové vody).

Řízení běhu dvou kotlů

1. Předpokládá se, že ekviterm je u každého kotle.
2. Při sníženém odběru tepla se zvýší teplota vstupní vody do kotle, což by vedlo ke zvýšení teploty výstupní vody. Ta je však řízena ekvitermem, který sníženému zvýšení teploty zabrání snížením tepelného výkonu kotle.
3. Při snížení odběru tepla až na minimální výkon vypne jeden z kotlů, což zaregistruje nadřazený řídicí systém.
4. Druhý kotel musí poté běžet zaručenou dobu (10 minut).
5. Pokud výkon tohoto kotle nestačí (klesá teplota výstupní vody), startuje první kotel a musí běžet opět zaručenou dobu.
6. Když potom druhý kotel nevypne, budou pracovat oba kotle volně.



Obrázek 36 Entalpický diagram spalin metanu

Do řídicího systému kotelný musí být také zahrnuto ovládání vzduchových klapek s el. pohonem, které musí být u každého kotle na vstupu vzduchu. Jsou otevřeny pouze při běhu kotlů.

Úspory plynu při použití kondenzačních kotlů

lHned je možno sdělit, že se vlivem podstatně vyšších účinností kondenzačních kotlů oproti kotlům ostatních konstrukcí dosahují úspory plynu ve výši 10 až 15 %, často i více. Roční provozní účinnost kotlů je oproti účinnosti stanovené měřením na zkušebně, kterou uvádí výrobci kotlů, vždy nižší. U standardních a nízkoteplotních kotlů bývá toto snížení v nejlepších případech o 5 % bodů. U kotlů kondenzačních je snížení velice malé, přibl. o 1 % bod. Větší rozdíl mezi naměřenou a provozní účinností u standardních a nízkoteplotních kotlů je způsoben tím, že rozsah řízeného výkonu kotlů bývá podstatně užší, kotle musí být často vypínány a v pohotovostním stavu dochází ke zbytečným ztrátám.

Poměrnou úsporu zemního plynu za rok, která vznikne osazením kondenzačního kotle místo kotle původního, stanovíme ze vztahu

$$U = (V_0 - V) / V_0 = 1 - (\eta_0 / \eta),$$

kde U je poměrná úspora zemního plynu za rok (-)

V_0 spotřeba plynu za rok původního kotle ($m^3 \cdot rok^{-1}$)

V potřeba plynu za rok pro kondenzační kotel ($m^3 \cdot rok^{-1}$)

η roční provozní účinnost kondenzačního kotle (-)

η_0 roční provozní účinnost původního kotle (-)

Příklad

Zadání: Jaká bude poměrná úspora zemního plynu za rok, když standardní kotel nahradíme kotlem kondenzačním napojeným na vytápěcí soustavu 75/60 °C?

Řešení: Naměřená účinnost původního standardního kotle je 0,91. Roční provozní účinnost bude dána snížením o 0,05 na hodnotu $\eta_0 = 0,86$. Naměřená účinnost kondenzačního kotle se soustavou 75/60 °C je 1,028. Roční provozní účinnost bude dána snížením o 0,01 na hodnotu $\eta = 1,018$.

Poměrnou úsporu zemního plynu za rok, jež vznikne osazením kondenzačního kotle na místo kotle původního, stanovíme z posledního vztahu $U = 1 - (0,860 / 1,018) = 0,155$, což je 15,5 %.

Množství a odvod kondenzátu z kondenzačního kotle

Při kondenzaci spalin zemního plynu vzniká kondenzát, který musí být odváděn z kotle. Pro rozhodování

o neutralizaci či o ředění kondenzátu musí být známo jednak průtokové množství kondenzátu, jednak jeho množství za vytápěcí období. Množství vlhkosti, která zkondenzovala v kotli ze spalin, závisí na okamžité účinnosti kotle. V ideálním případě po spálení 1 m^3 ZP zkondenzuje až 1,36 kg vlhkosti.

Bilancování kondenzátu

Maximální průtokové množství kondenzátu m_k ($kg \cdot h^{-1}$) se stanoví ze vztahu

$$m_k = 0,82 \cdot Q_n \cdot (1 - 0,96 / \eta_{0,5}),$$

kde Q_n je jmenovitý příkon kotle (kW)

$\eta_{0,5}$ provozní účinnost kotle při vytížení 0,5 (-)

Množství kondenzátu M_k (kg) za vytápěcí období se stanoví ze vztahu

$$M_k = 0,82 \cdot E \cdot (1 - 0,96 / \eta_{0,5}),$$

kde E je teplo potřebné pro vytápěcí období (kWh)

Příklad

Zadání: Jaké bude maximální průtokové množství kondenzátu a množství kondenzátu za vytápěcí období vzniklé v kondenzačním kotli napojeném na vytápěcí soustavu 75/60 °C? Jmenovitý příkon kotle je 20 kW, roční potřeba tepla na vytápění $E = 40\,000$ kWh. Provozní účinnost kotle při vytížení 0,5 $\eta_{0,5} = 1,02$.

Řešení: Maximální průtokové množství kondenzátu bude $m_k = 0,82 \cdot 20 \cdot (1 - 0,96 / 1,02) = 0,96 \text{ kg} \cdot h^{-1}$, množství kondenzátu za vytápěcí období bude $M_k = 0,82 \cdot 40 \cdot 103 \cdot (1 - 0,96 / 1,02) = 1930 \text{ kg}$.

Způsob odvádění kondenzátu

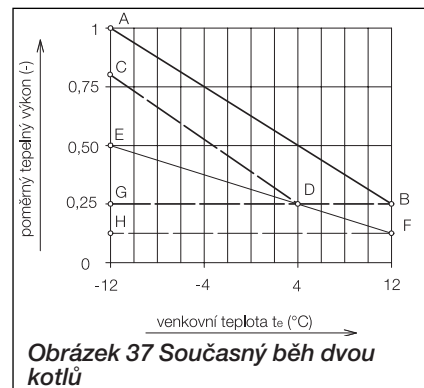
Při provozu kotle v kondenzačním režimu, tj. pod teplotou rosného bodu spalin, se uvolňuje z vodní páry ve spalinách kondenzát. Stéká po povrchu výměníku na dno kotlové spalovací komory. Z nejnižšího místa výměníku je pak odváděn. Množství kondenzátu je v průběhu roku proměnné. Kondenzát ze spalin je kyselý s hodnotou pH danou obsahem rozpuštěného oxidu uhličitého CO_2 . Běžně je stupeň kyselosti uváděn v rozsahu $pH = 3,8$ až 5,4.

Podle předpisu ze SRN se doporučuje upravit vypouštění kondenzátu do kanalizace tak, že u kondenzačních kotlů:

- s výkonem do 25 kW je napojení možné přímo na kanalizaci bez dalšího opatření,
- s výkonem od 25 kW do 200 kW je napojení možné bez neutralizace, je-li kondenzát během nočního provozu zachycován ve zdržovací nádrži a během dne pak pozvolna vypouštěn spolu s ostatními splaškovými vodami tak, aby bylo dosaženo menší, než limitní kyselosti,

- s výkonem nad 200 kW je napojení možné až po neutralizaci kondenzátu.

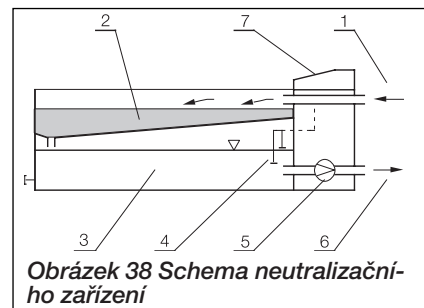
Neutralizace (odkyselování) kondenzátu se provádí nejčastěji chemicky, kdy se snižuje obsah CO_2 průtokem kondenzátu přes odkyselovací hmoty, na které se CO_2 chemicky váže. Používají se mramor, magno, dolomit



Obrázek 37 Současný běh dvou kotlů

atd. Nejúčinnější je dávkování vápna $Ca(OH)_2$, pokud lze zajistit pravidelnou manipulaci dávkování vápenného hydrátu.

Neutralizační zařízení (obr. 38) tvoří nádoba nejčastěji z plastických hmot. Do zařízení vtéká kondenzát z kotle hrdlem (1) přes náplň s neutralizačním granulátem (2). Odkyse-



Obrázek 38 Schema neutralizačního zařízení

lený kondenzát je shromažďován ve spodní části nádoby (3). Zvýšení hladiny kondenzátu zjistí snímač hladiny (4) a následně řídicí systém (7) spustí čerpadlo (5), které vytlačuje kondenzát hrdlem (6) do kanalizace. Neutralizační zařízení má mít malou výšku a má být umístěno poblíž kotle, aby výtok kondenzátu z kotle byl nad nádobou a nebyl nutný dodatečný základ pod kotel. Protože spaliný jsou většinou v kotli a často i ve spalinové cestě v přetlaku, je na odtokovém potrubí přetlaková vodní uzávěrka. Odtok do kanalizace je opatřen zápachovou uzávěrkou.

Odvádění kondenzátu z každého kotle i z komína musí být prováděno přes sifon. Na sifonu musí být provedeno uzavíratelné hrdlo pro počáteční naplnění sifonu vodou. Doporučuje se, aby výtok ze sifonu umožňoval vkládat měrnou nádobu pro kontrolní měření množství kondenzátu.

Ing. Vladimír Valenta

Hydraulické sladění topných systémů

Hydraulické sladění je předepsáno energetickými předpisy v zemích EU - VOB díl C/DIN 18380.

Výtah z VOB díl C/DIN 18380

Oběhová čerpadla, armatury a potrubí je třeba výpočtem sladit tak, aby i při očekávatelných střídavých provozních podmínkách bylo zajištěno dostatečné rozdělení množství vody a nebyly překročeny dovolené hladiny hluku.

V teplovodním vytápění musí být u každé otopné plochy možnost k omezení průtoku otopné vody.

Hydraulické sladování je třeba provádět tak, aby při určeném provozu, tedy např. po snížení teploty místnosti nebo při provozních přestávkách topného zařízení, byly všechny spotřebiče tepla zásobovány dle příslušné potřeby tepla otopnou vodou.

Neprovedení nebo nedostatečné hydraulické sladění má nejrůznější negativní vlivy na topný systém. Topná tělesa jsou zásobována rozdílným množstvím otopné vody a je možné nedostatečné natopení jednotlivých místností.

V praxi jsou pak neodborně prováděna následující nápravná opatření:

- Je použito větší čerpadlo. Roste energetická spotřeba čerpadla. V provozu dílčího zatížení roste tlak čerpadla a může docházet k hlucení termostatických ventilů.
- U ekvitermních regulací je navýšena topná křivka a tím i náběhová teplota. Důsledkem je nárůst i teploty ve vratném potrubí, což může vést ke snížení využití kondenzace a k nárůstu tepelných ztrát.

Pro energeticky úsporný otopný systém je hydraulické sladění bezpodmínečně nutné. Předpokladem je správný výběr a seřízení termostatických ventilů a nastavení šroubení vratného potrubí k omezení průtoku otopné vody.

Robert Bosch odb. společnost s r.o.
Divize JUNKERS
Pod Višňovkou 25/1661
142 01 Praha 4 - Krč
Tel: 261 300 461-6
Fax: 261 300 516
Internet: www.junkers.cz
E-mail: junkers.cz@bosch.com
Hotline: 261 300 200

 **JUNKERS**
Skupina Bosch

Váš prodejce: