



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

OHŘÍVÁK S KOMBINOVANOU KONDENZACÍ

HEAT EXCHANGER WITH A COMBINED CONDENSATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Janovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Jakub Janovský
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Ohřívák s kombinovanou kondenzací

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci práce bude řešen ohřívák kondenzátu napojený na odběr páry z turbíny. Do ohříváku je zavedena kaskáda kondenzátu z předešlého výměníku a pro ohřev kondenzátu je využit přímý kontakt kondenzátu s topnou párou (směšovací výměník). Pro zadané parametry budou navrženy hlavní rozměry tohoto výměníku a zpracována jeho technická dokumentace.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat stručnou rešerši k problematice směšovacích výměníků včetně příkladů jejich využití.
2. Zpracovat postup výpočtu směšovací části zadaného výměníku.
3. Realizovat pro zadané parametry výpočet teplosměnné plochy zadaného výměníku.
4. Zpracovat technickou dokumentaci výměníku (výpočtová a výkresová část).

Seznam literatury:

Pavelek Milan: Termomechanika, skriptum VUT, CERM, 2011

Kandlikar, S.G.: Handbook of phase change, ISBN 1-56032-634-4

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce na téma Ohřívák s kombinovanou kondenzací se zabývá návrhem tohoto výměníku. V první části práce je provedena krátká rešerše na téma tepelných výměníků s přímým kontaktem pracovních látek. Další část práce popisuje fyzikální principy přenosu tepla přímým kontaktem látek a popisuje postup výpočtu. Následně je pak navržen trubkový svazek a základní rozměry výměníku, podle kterých je pak realizována směšovací část. Nedílnou součástí práce je rovněž technická dokumentace navrhnutého výměníku.

Abstract

The diploma thesis named Heat exchanger with a combined condensation deals with design of the heat exchanger with a combined condensation. The first part is a brief research about direct-contact heat exchangers. The next part describes physical principles of direct-contact heat transfer mechanisms and a method of calculation is proposed. After that the bundle with basic dimension of heat exchanger is designed. The mixing chamber is designed based on these dimension. Technical documentation of a heat exchanger with combined condensation is an integral part of the thesis.

Klíčová slova

Tepelný výměník, přenos tepla s přímým kontaktem, kondenzace vodní páry, průmyslové trysky, návrh zařízení

Key words

Heat exchanger, direct-contact heat transfer, steam condensation, industrial nozzles. design

JANOVSKÝ, J. *Ohřívák s kombinovanou kondenzací*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 67 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma topného ohříváku s kombinovanou kondenzací vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího a konzultanta práce a v seznamu literatury jsem uvedl veškeré použité zdroje.

V Brně dne:

.....

Bc. Jakub Janovský

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval konzultantovi diplomové práce Ing. Jaroslavu Hrbáčkovi, za jeho cenné rady a připomínky při tvorbě práce. Dále bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné vedení práce.

Děkuji také své rodině a blízkým, za projevenou pomoc a podporu během celého studia.

Obsah

Úvod.....	16
1 Rozdělení výměníků.....	17
1.1 rekuperátory a regenerátory	17
1.2 Kontakt pracovních médií	17
1.3 geometrie konstrukce	17
1.4 Mechanismus přenosu tepla	18
1.5 Vzájemné proudění pracovních látek.....	18
2 Výměníky s přímým kontaktem pracovních látek.....	19
2.1 Chladicí zařízení.....	23
2.1.1 Chladicí věž	23
2.1.2 Chladicí nádrže	25
2.1.3 Chladicí nádrže doplněné o rozprašovací systémy	25
2.2 Otevřené ohříváky	25
2.3 Odplyňovák napájecí vody.....	26
2.4 Směšovací výměníky	26
3 Mechanismus přenosu tepla	27
3.1 Kondenzace s přímým kontaktem	28
3.1.1 Nízkoteplotní tekutina tvoří rozptýlenou fázi	28
3.1.2 Vysokoteplotní pára tvoří rozptýlenou fázi	32
4 Návrh a výpočet výměníku.....	33
4.1 Zadané parametry.....	34
4.2 Tepelný výkon ohříváku	35
4.3 Předběžný tepelný výpočet trubkové části.....	35
4.3.1 Výpočet teplosměnné plochy	36
4.3.2 Výpočet délky a počtu trubek	36
4.3.3 Návrh trubkového svazku	37
4.3.4 Návrh vstupních a výstupních hrdel	37
4.3.5 Souhrn předběžného tepelného výpočtu	39
5 Výpočet směšovací části.....	40
5.1 Určení parametrů vody a páry.....	40
5.2 Kondenzace na proudu vody	41
5.2.1 Kondenzace na proudu vody kruhové průřezu	41
5.2.2 Kondenzace na listovém paprsku	45

5.3	Kapičkové rozprašování	48
5.3.1	Použité trysky k výpočtu	50
5.3.2	Vzorový výpočet	50
5.3.3	Výsledky rozprašovacích trysek.....	52
5.4	Návrh vestavby	58
	Závěr.....	62
	Použitá literatura	63
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64
	Seznam příloh.....	67

Seznam obrázků

Obr. 1-1	Dělení výměníků [2].	18
Obr. 2-1	Schéma souprůdného a protiprůdného kontaktního výměníku [1].	19
Obr. 2-2	Schéma sprchové věže [4].	20
Obr. 2-3	Schéma přepážkového výměníku [4].	21
Obr. 2-4	Schéma perforované přepážkové kolony [4].	21
Obr. 2-5	Příklady možných výplní [4].	22
Obr. 2-6	Schéma chladicí věže s přirozeným tahem [5].	23
Obr. 2-7	Schéma chladicí věže s nuceným tahem [5].	23
Obr. 2-8	Nepřímá suchá chladicí věž [1].	24
Obr. 2-9	Hybridní chladicí věž [1].	24
Obr. 2-10	Schéma chladicí nádrže [1].	25
Obr. 2-11	Schéma rozprašovacího systému chladicí nádrže [1].	25
Obr. 2-12	Schéma odplyňováku [7].	26
Obr. 2-13	Schéma směšovacího výměníku.	26
Obr. 3-1	Schéma přenosu tepla při přímém kontaktu [1].	27
Obr. 3-2	Závislost lokálního Nusseltova čísla na Graetzově.	29
Obr. 3-3	Závislost bezrozměrného času na bezrozměrné teplotě [8].	31
Obr. 3-4	Schéma bublinového parního kondenzátoru [1].	32
Obr. 4-1	Schéma zapojení DHE2	33
Obr. 4-2	Průběh teplot při kondenzaci páry a ohřívání topné vody	35
Obr. 4-3	Schéma uspořádání trubek.	37
Obr. 4-4	Schéma trubkovnice.....	37
Obr. 5-1	Schéma navrhovaného výměníku.	40

Obr. 5-2 Schéma dělení intervalu na kroky	44
Obr. 5-3 Graf závislosti délky listu na šířce paprsku dle rychlosti proudění.....	48
Obr. 5-4 Závislost bezrozměrného času na bezrozměrné teplotě [8]	48
Obr. 5-5 Graf závislosti velikosti kapek na rozprašovacím tlaku.....	50
Obr. 5-6 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 45°..	52
Obr. 5-7 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 60°..	52
Obr. 5-8 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 90°..	53
Obr. 5-9 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 120°.	53
Obr. 5-10 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro svazkové trysky.	53
Obr. 5-11 Graf srovnání výsledků pro model pevné koule a cirkulační model.....	54
Obr. 5-12 Graf průměru rozprášení na požadované dráze.....	54
Obr. 5-13 Graf výsledků pro počítanou trysku 460.643.	54
Obr. 5-14 Navrhované schéma vestavby při použití proudu vody.	58
Obr. 5-15 Schéma rozprášení dle jednotlivých trysek	60
Obr. 5-16 Schéma finálního návrhu s naznačením rozmístění trysek a přepážek.	61

Seznam tabulek

Tab. 4-1 Vstupní parametry do DHE2.....	34
Tab. 4-2 Požadované výstupní parametry z DHE2.....	34
Tab. 4-3 Přehled vypočtených a zvolených hodnot.....	39
Tab. 5-1 Parametry ze zadání	40
Tab. 5-2 Požadované výstupní parametry.....	41
Tab. 5-3 Přehled výsledků potřebných minimálních délek paprsků.....	45
Tab. 5-4 Přehled výsledků pro listový paprsek.....	47
Tab. 5-5 Parametry rozprášení.....	49
Tab. 5-6 Přehled výsledků pro svazkové trysky 3 bar.	55
Tab. 5-7 Přehled výsledků pro trysky s plným kuželem 3 bar.	55
Tab. 5-8 Přehled výsledků proudových trysek.	58
Tab. 5-9 Přehled uvažovaných trysek pro finální řešení.	59

Úvod

Klíčovým úkolem v návrhu účinných výměňkových systémů je zajištění co možná nejefektivnějšího přenosu tepla a využití maximálního termodynamického potenciálu tepelného zdroje. V klasických tepelných výměnících, vznikají díky dělicí stěně oddělující proudy pracovních tekutin tepelné ztráty a znemožňují dosáhnouti maximálního termodynamického potenciálu. Tyto výměníky jsou náchylné k zanášení, což vede ke snižování hodnoty koeficientu přestupu tepla a zhoršení účinnosti přenosu tepla. V případě vysokoteplotních aplikací jsou navíc vystaveny teplotnímu namáhání korozi stěn bez ohledu na fázi tekutin. Navíc zde také mohou být problémy spojené s vysokou cenou a nákladnou údržbou. Obvyklým způsobem zvyšování tepelného výkonu je cesta zvětšování teplosměnného povrchu, což navyšuje investiční cenu. V případě korozivního působení pracovních látek na stěny výměníku je nutné použití kvalitnějších materiálů a častější údržba vedoucí k vyšší ceně. Uzavřené výměňkové systémy jsou i navzdory uvedeným faktům nejrozšířenějšími. Omezení klasických výměníků vedla v devadesátých letech ke zvýšenému zájmu o jiný proces výměny tepla – přenos tepla s přímým kontaktem. Termín přímý kontakt zahrnuje celou řadu zařízení, ale všechny mají společnou jednu věc. Přenos tepla je zajištěn díky přímému kontaktu dvou proudů bez přítomnosti dělicí stěny, díky čemuž by měla být tato zařízení účinnější a levnější [1].

Přenos tepla s přímým kontaktem je používán již mnoho let především v aplikacích, kde primárním účelem je přenos látky. Hlavním problémem v aplikaci přenosu tepla při přímém kontaktu je limitované všeobecné povědomí o těchto procesech a nedostatek spolehlivých postupů k výpočtu a predikci termodynamického výkonu. Současná praxe obvykle spoléhá na empirické korelace pro dané geometrie, jež jsou obtížné až nemožné použít na jiné konfigurace. Neexistuje zde generalizovaná výpočtová metoda výkonu výměníku s přímým kontaktem podobné metodám LMTD a e-NTU pro výměníky s kontaktem nepřímým. [1].

Regenerační R-C cyklus tepelné elektrárny je realizován pomocí odběrů páry z turbíny a jejího použití k ohřevu napájecí vody v takzvaných regeneračních ohřívacích vody. Tyto ohříváky pak mohou být otevřené nebo uzavřené.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh a metodologie výpočtu topného ohříváku s kombinovanou kondenzací, čili zařízení využívajícího principy přenosu tepla přímým i nepřímým kontaktem pracovních látek – topná voda je ohřívána v trubkovém svazku a navíc je zde rozprašován kondenzát z předešlého ohříváku. Hlavním smyslem tohoto zařízení je teoretické zvýšení účinnosti, ke kterému by oproti kaskádování mělo dojít i přes nutnost použití čerpadla. Schéma zapojení topného ohříváku je v kapitole 4.

1 Rozdělení výměníků

Tepelné výměníky jsou zařízení, které zprostředkovávají tok tepelné energie mezi dvěma nebo více tekutinami o rozdílných teplotách. Výměníky se používají v celé řadě odvětví: energetika, chemický a potravinový průmysl, elektronika, výrobní průmysl a vesmírné aplikace [2].

Výměníky lze pak rozdělit do skupin podle 5 hlavních kritérií:

1. Rekuperční/regenerační
2. Kontakt pracovních médií: přímý kontakt a nepřímý kontakt
3. Geometrie konstrukce: trubkové, deskové a rozšířené povrchy
4. Mechanismus přenosu tepla: jednofázové a dvoufázové proudění
5. Vzájemné proudění pracovních látek: souproude, protiproude a křížové

1.1 rekuperátory a regenerátory

Rekuperátory – jedná se o konvenční výměníky s přenosem tepla mezi dvěma tekutinami zobrazeny na obrázku 1-1 a. Studený proud A získá část tepla z teplého proudu B. Přenos tepla nastává buď skrz oddělující stěnu, nebo skrz rozhraní mezi dvěma proudy (stejně jako u přímého kontaktu) [2].

Regenerátory – fungují na principu střídavého vyplnění matrice výměníku jednou ze dvou tekutin. Teplý proud předává energii do matrice. Studený proud je pak touto energií ohříván. Příklad regeneračního výměníku je na obrázku 1-1 b [2].

1.2 Kontakt pracovních médií

Podle kontaktu pracovních médií lze výměníky rozdělit do kategorie s přímým a nepřímým kontaktem pracovních látek. Ve výměnících s přímým kontaktem pracovních látek není žádná stěna mezi teplým a studeným proudem a přenos tepla nastává na rozhraní látek, viz obr. 1-1 c [2].

Ve výměnících s nepřímým kontaktem pracovních látek je tepelná energie sdílena skrz stěnu oddělující pracovní látky. Teplý a studený proud teče simultánně a energie je přenášena skrz dělicí stěnu viz obr. 1-1 d [3].

1.3 geometrie konstrukce

Výměníky nepřímým kontaktem lze rozdělit dle konstrukčního hlediska do tří hlavních skupin: **trubkové, deskové a výměníky s rozšířeným povrchem**

Trubkové – postaveny z kruhových trubek, různého uspořádání, počtu, délky a průměru. Jedna pracovní tekutina proudí uvnitř trubek a druhá proudí vně. Trubkové výměníky se pak dále dělí na dvoutrubkové, plášťové a spirální [2].

Deskové – Konstruovány z tenkých desek, jejichž meziprostor tvoří průtočné kanály. Proudění tekutin jsou odděleny plochými panely, které mohou být hladké nebo vlnité. Deskové výměníky lze dále rozdělit na deskové, spirálové a lamelové [2].

Výměníky s rozšířeným povrchem – zařízení s žebry na hlavních plochách přenosu tepla.

1.4 Mechanismus přenosu tepla

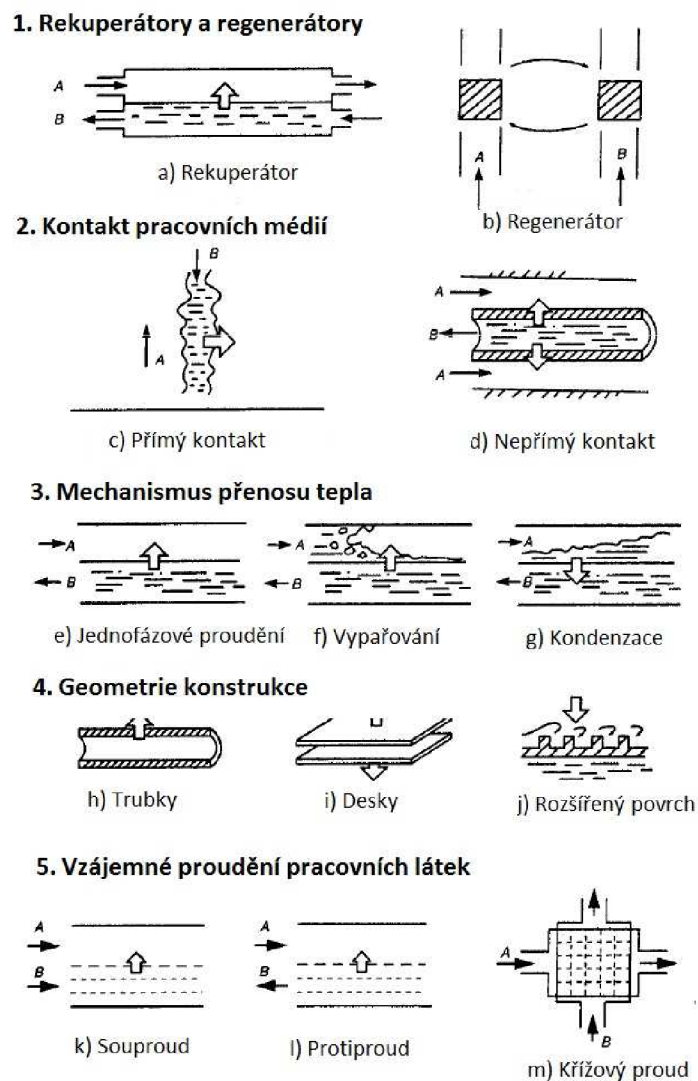
Výměníky lze také rozdělit podle probíhajícího mechanismu přenosu tepla:

1. Jednofázové proudění na obou stranách – obrázek 1-1 e
2. Jednofázové proudění na jedné straně a dvoufázové proudění na straně druhé – obrázek 1-1 f a g
3. Dvoufázové proudění na obou stranách

1.5 Vzájemné proudění pracovních látek

Podle uspořádání vzájemného proudění pracovních se výměníky dělí do 3 základních skupin

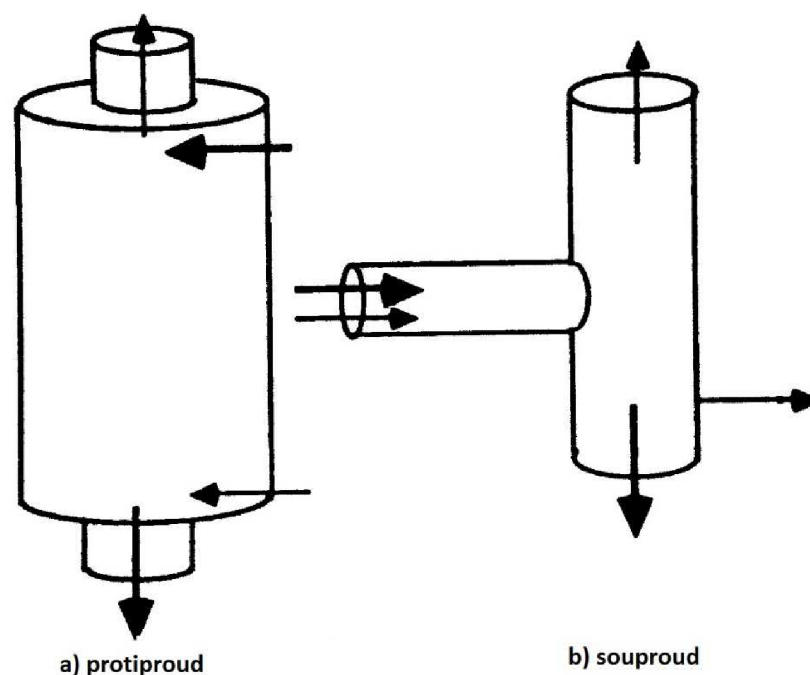
1. Souproudé – obrázek 1-1 k.
2. Protiproudé – obrázek 1-1 l.
3. Křížové – obrázek 1-1 m.



Obr. 1-1 Dělení výměníků [2].

2 Výměníky s přímým kontaktem pracovních látek

Výměníky s přímým kontaktem pracovních látek jsou používány více jak 100 let. Ve skutečnosti úspěch průmyslové revoluce je spjatý s jejich prvotním použitím Jamesem Watterem. Navzdory tomu, jejich vývoj a opravdové porozumění procesů v nich probíhajících zaostalo a stále zaostává oproti výměníkům s přenosem tepla skrze stěnu. Tyto výměníky pak lze dělit dle směru proudění pracovních látek, hnací síly proudění a fázové charakteristiky médií. Dle směru proudů se výměníky s přímým kontaktem dělí na souproudé, protiproudé a křížové. Stejně jako u výměníků uzavřených je protiproud termodynamicky účinnější než souproud a používá se častěji z důvodu následného snazšího oddělení pracovních látek. Příklad souproudého a protiproudého výměníku na obrázku 2-1 [1; 4].



Obr. 2-1 Schéma souproudého a protiproudého kontaktního výměníku [1].

Směr proudění médií je bezvýznamný v případě, že jedna tekutina prodělává izotermickou fázovou změnu. Typickým příkladem je otevřený ohřívák topné vody využívající kondenzaci páry k jejímu ohřevu. Nejčastější hnací silou používanou k separaci dvou navzájem nemísitelných proudů je gravitace [1; 4].

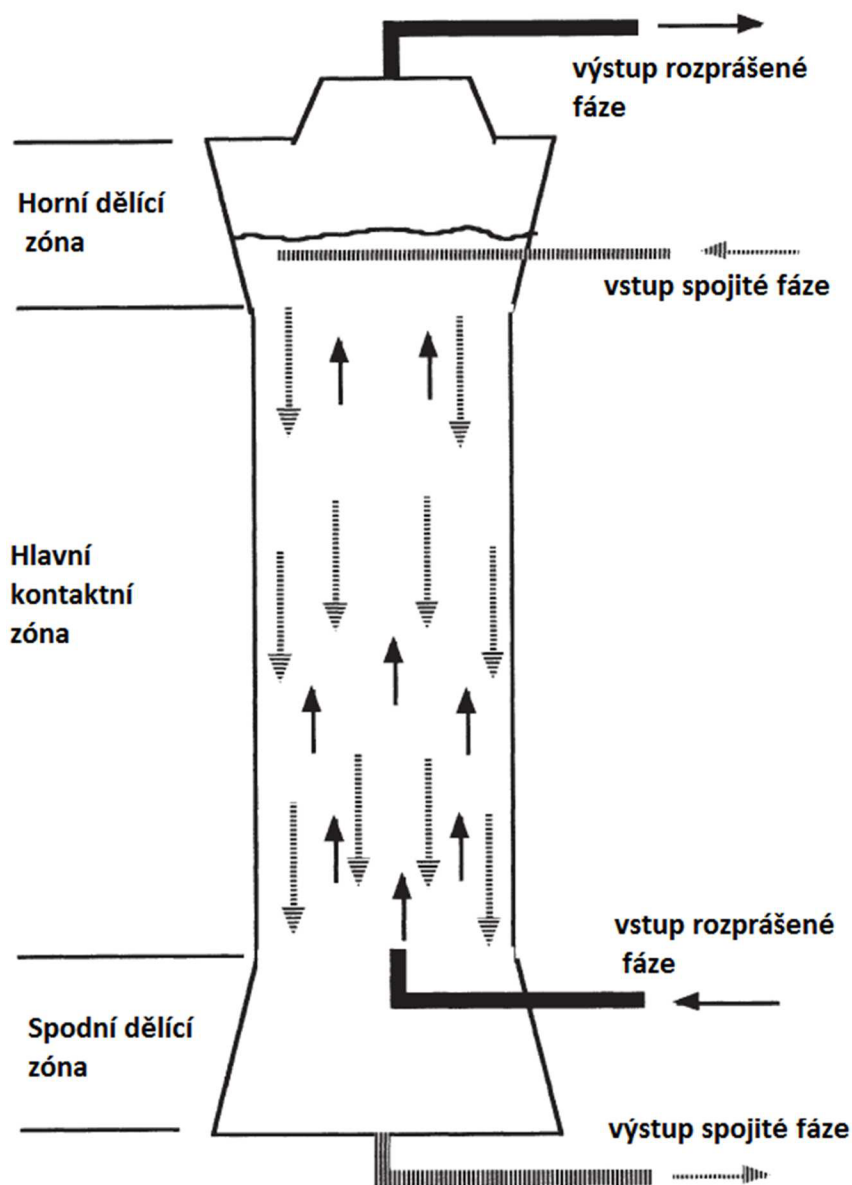
Mezi hlavní výhody těchto výměníků je méně ploch ke korozi nebo k havárii. Vyšší přenos tepla pro daný objem výměníku díky dosažené větší teplosměnné ploše a schopnost přenosu tepla při mnohem menších teplotních rozdílech mezi dvěma proudy. Mnohem menší tlak v porovnání s trubkovým a mnohem menší investiční náklady [1; 4].

Většina aplikací výměníků s přímým kontaktem pracovních látek je úzce spjata s chemickým průmyslem a je realizována pomocí Sprchových kolon, přepážkových kolon, vyplněných kolon a směšovacích výměníků. V energetice jsou pak využity v cyklech tepelných elektráren jako otevřené regenerační ohříváky, části chladících okruhů a v odplynění napájecí vody [1; 4].

a) Sprchové kolony

Sprchová kolona je v podstatě válcová nádoba, ve které je rozprášena jedna látka do protitekoucí spojitě látky. Jedná se o nejjednodušší zařízení s vysokou kapacitou, ale nízkou účinností vzhledem k náhodné distribuci kapek nádobou. Obrázek 2-2 znázorňuje schéma sprchové kolony. Nejčastěji jsou použity k přenosu tepla mezi plynem a tekutinou [1; 4].

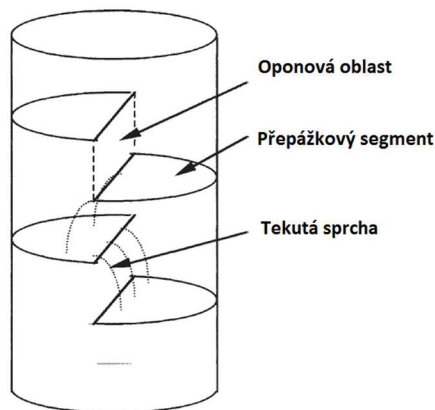
V tomto uspořádání je kolona vybavena vstupy a výstupy pro rozprášenou a spojitou fázi. Lehčí tekutina je vstříkována vespod kolony a teče nahoru skrz dolů proudící těžší tekutinu. Lehčí tekutina může být rozprašována i spojitě. Speciální místa, která jsou ve spodní a horní části kolony slouží k oddělení tekutin [1; 4].



Obr. 2-2 Schéma sprchové věže [4].

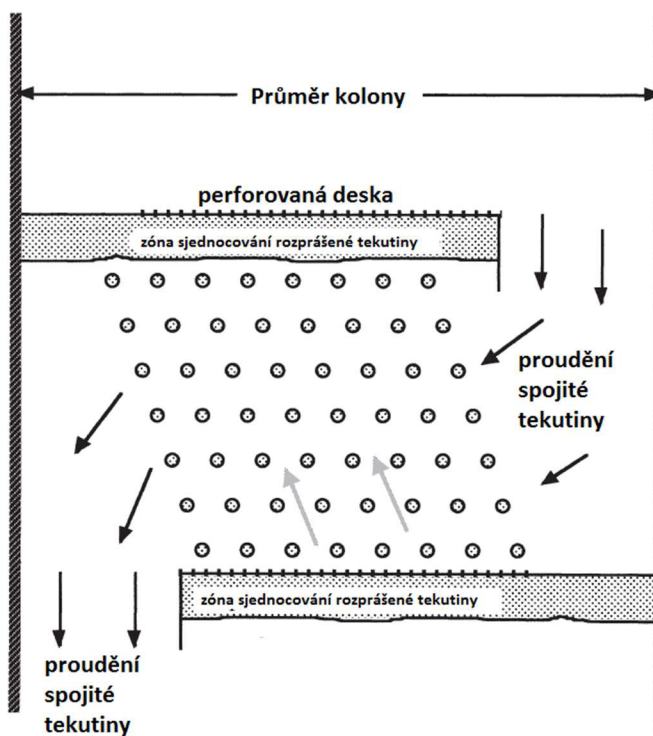
b) Přepážkové kolony

Jedná se o sprchové kolony vylepšené o přidané přepážky. Přidáním přepážek je docíleno přeuspořádání směrů proudění pracovních látek, což vede k efektivnějšímu přenosu tepla. Investiční náklady přepážkových kolon jsou vyšší než u sprchových. Na obrázku 2-3 je znázorněno schéma [1; 4].



Obr. 2-3 Schéma přepážkového výměníku [4].

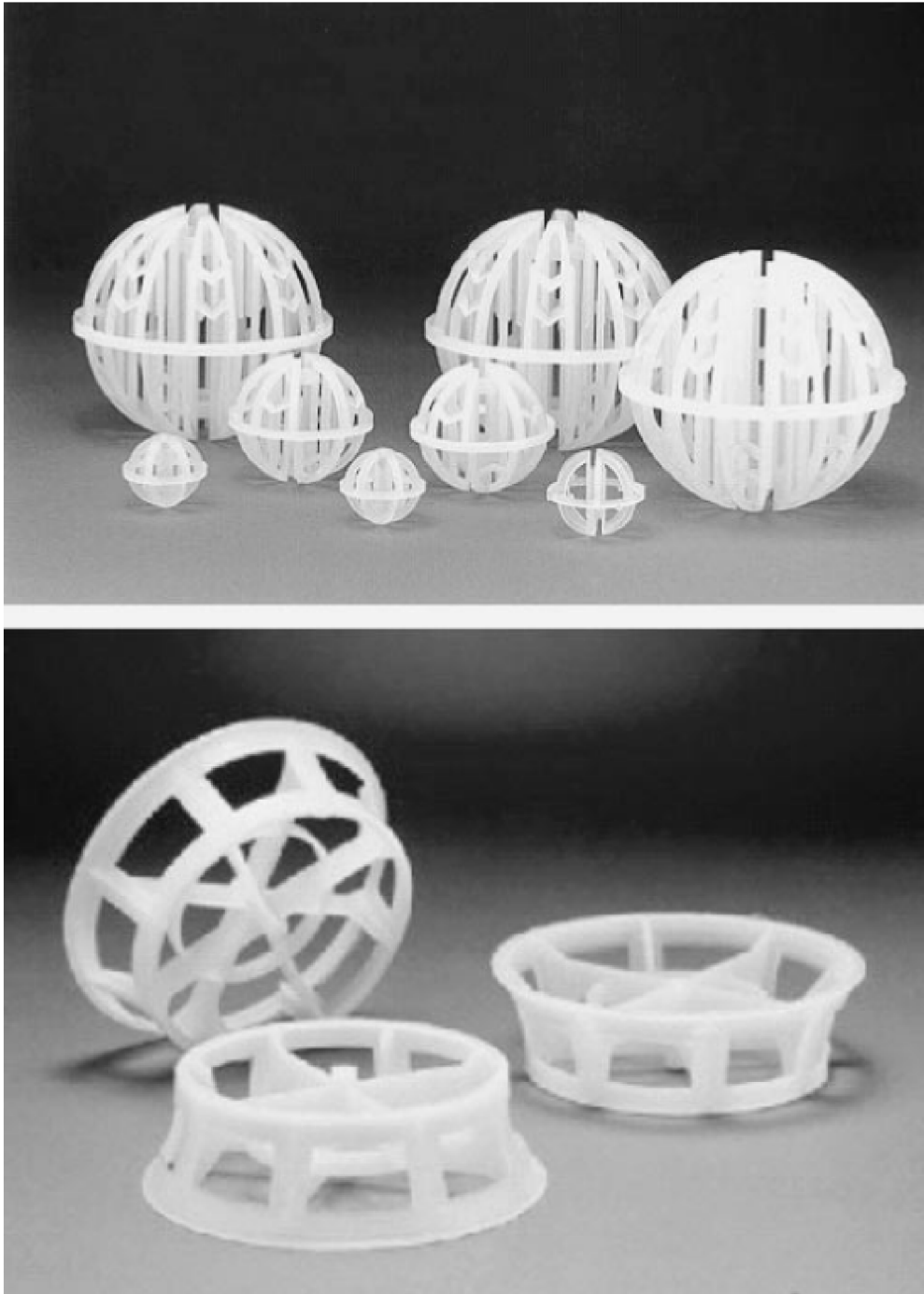
Sítové a perforované přepážkové kolony jsou speciálními typy, které jsou využívány pro dvou tekutinové a třífázové systémy. Schéma perforované přepážkové kolony je na obrázku 2-4. V tomto uspořádání slouží každá přepážka k zachycení rozprášené tekutiny a znovu zformování kapek [1; 4].



Obr. 2-4 Schéma perforované přepážkové kolony [4].

c) Vyplněné kolony

Sprchové kolony, kde je zvýšení účinnosti docíleno použitím výplněmi různých tvarů a velikostí. Cena je vyšší než u přepážkových a sprchových kolon. Obvykle jsou vyplněné kolony použity v případě, kdy je kapalina v kontaktu s plynem nebo parou. Je žádoucí mít co možná největší kontaktní plochu kapaliny. Příklady možných výplní na obrázku 2-5 [1; 4].



Obr. 2-5 Příklady možných výplní [4].

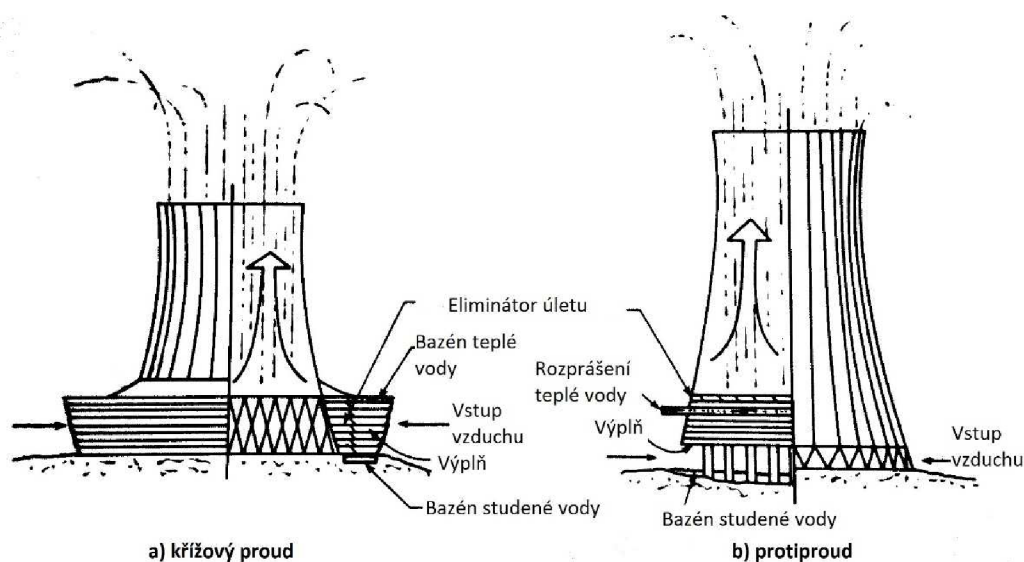
2.1 Chladicí zařízení

Existují 3 typy chladicích zařízení, které využívají principy přenosu tepla a látky při přímém kontaktu. Jsou to okruhy s chladicími věžemi, chladicí nádrže a chladicí nádrže doplněné o rozprašovací systémy.

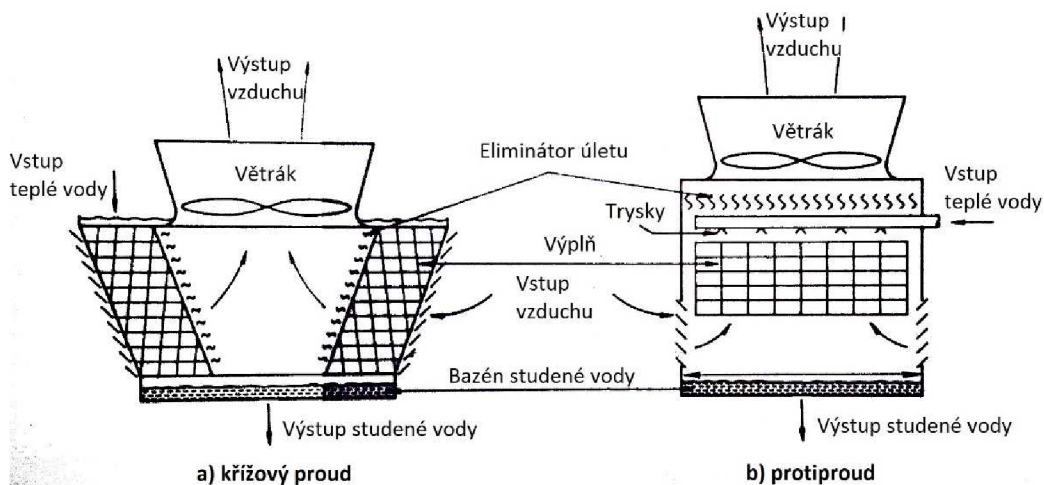
2.1.1 Chladicí věž

Chladicí věže mohou být vlhké nebo suché.

Vlhké chladicí věže využívají kombinaci přenosu tepla a látky k chlazení vody. Chlazená voda je různými způsoby rozprašována v chladicí věži za účelem docílení co největšího povrchu vody vystaveného atmosférickému vzduchu. Pohyb vzduchu je zajištěn větráky (umělý tah – obrázek 2-7), přirozeným tahem – obrázek 2-6, nebo indukčním efektem z rozstříkované vody. Část chlazené vody se vypaří, protože obsah vodní páry ve vzduchu je menší než saturovaný při dané teplotě vody. Zbývá voda je pak díky procesu vypařování a konvekcí ochlazována [5].

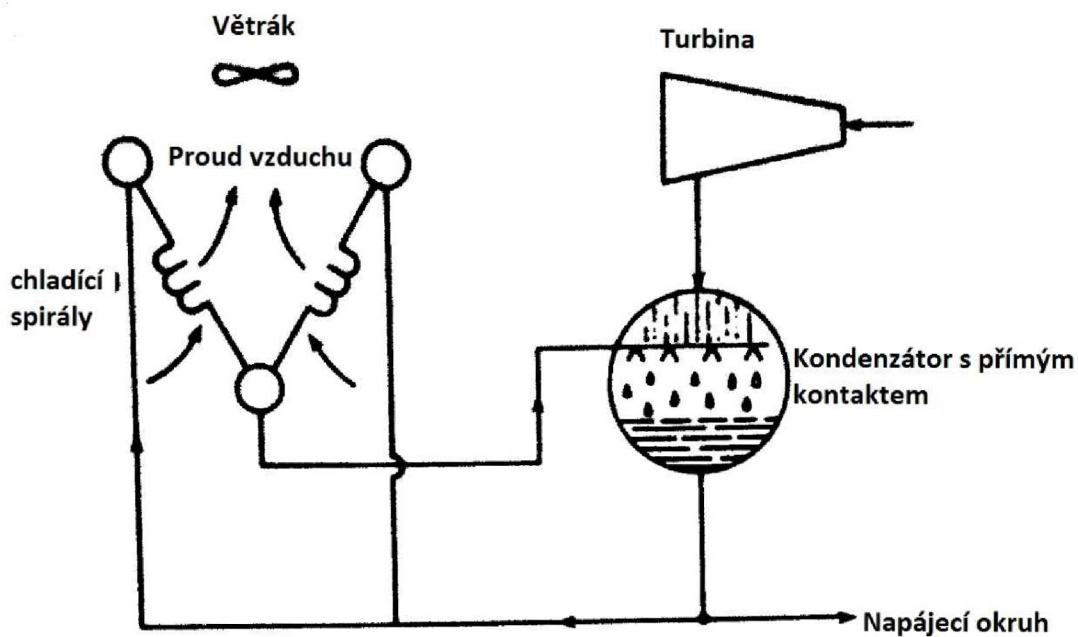


Obr. 2-6 Schéma chladicí věže s přirozeným tahem [5].



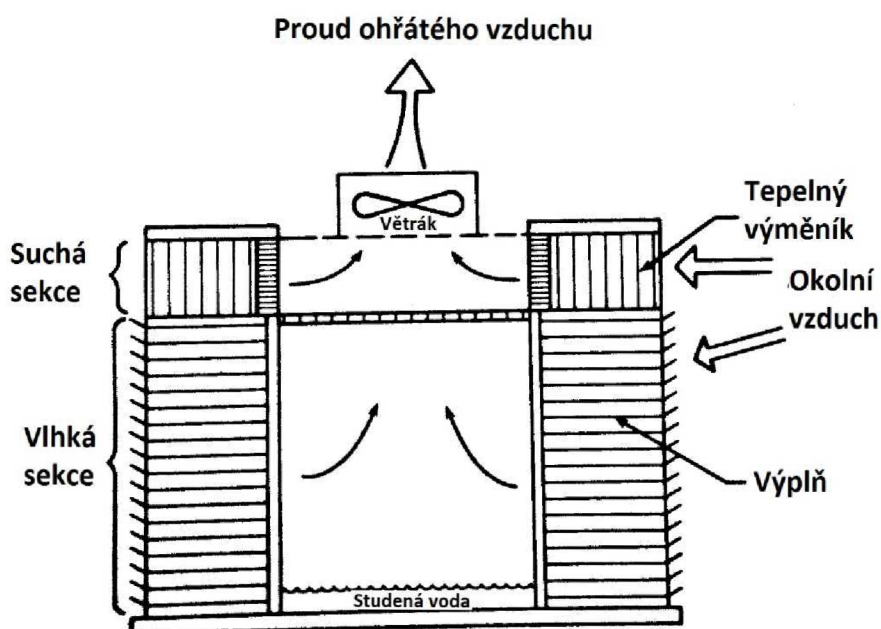
Obr. 2-7 Schéma chladicí věže s nuceným tahem [5].

V suchých chladicích věžích je přenos tepla zajištěn skrze plochu oddělující pracovní látku a okolní vzduch. Nepochází v nich k odpařování chlazené vody. Zapojení suchých chladicích věží může být přímé nebo nepřímé. V přímých systémech je turbinová pára napojena přímo na věž, ve které kondenzuje. V nepřímém zapojení je předřazena kondenzační cirkulační smyčka, která je chlazená věží. Schéma nepřímé chladicí věže se směšovacím kondenzátorem je na obrázku 2-8.



Obr. 2-8 Nepřímá suchá chladicí věž [1].

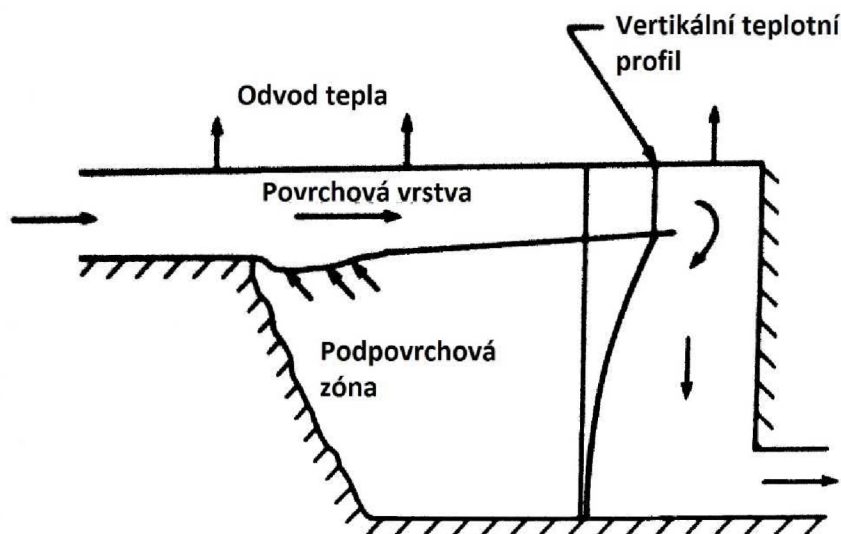
Kombinace suché a vlhké věže je také možná – viz obrázek 2-9.



Obr. 2-9 Hybridní chladicí věž [1].

2.1.2 Chladicí nádrže

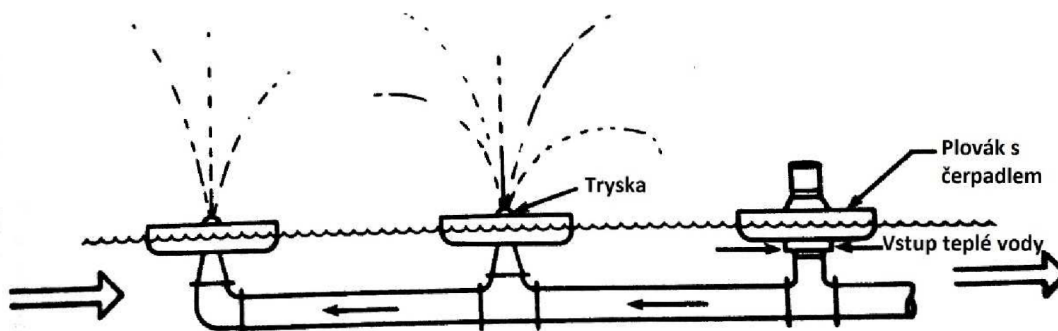
Jedná se o uměle vytvořené chladicí nádrže, ve kterých je ochlazována chladicí voda. Teplo je z nádrže odebíráno vyzařováním, konvekcí a vypařováním. Schéma chladicí nádrže je na obrázku 2-10 [1].



Obr. 2-10 Schéma chladicí nádrže [1].

2.1.3 Chladicí nádrže doplněné o rozprašovací systémy

Rozšířením chladicích nádrží o rozprašovací systém docílíme zintenzivnění přenosu tepla z vody do atmosféry. Schéma chladicí nádrže s rozprašovacím systémem je na obrázku 2-11 [1].



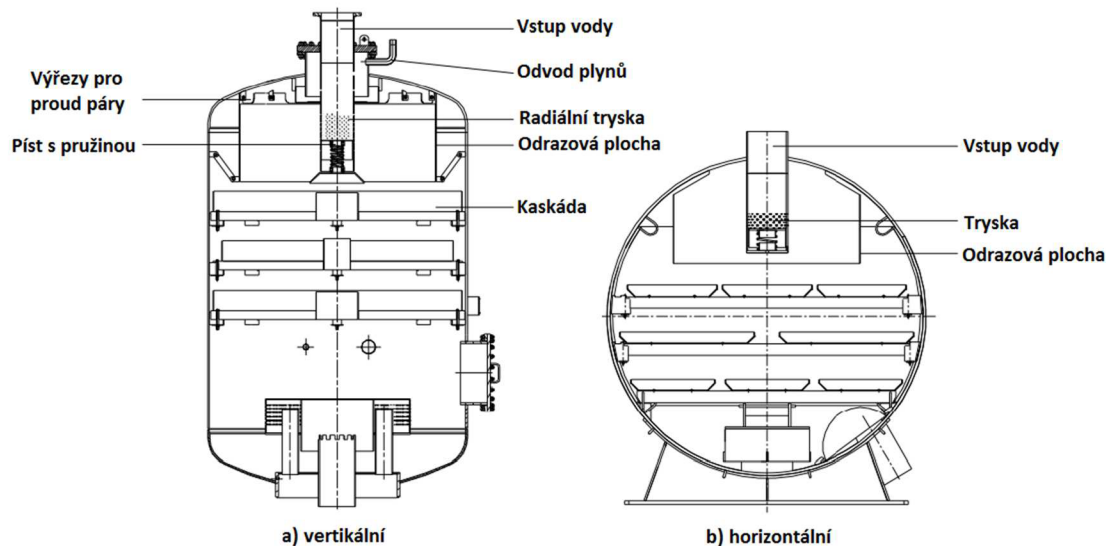
Obr. 2-11 Schéma rozprašovacího systému chladicí nádrže [1].

2.2 Otevřené ohříváky

Otevřený ohřívák neboli ohřívák napájecí vody s přímým kontaktem je v podstatě směšovací komora, kde se míchá neregulovaná odběrová pára z turbíny s napájecí vodou čerpanou z kondenzátoru. Mezi hlavní výhody patří jednoduchost, nízké investiční náklady vysoká účinnost přenosu tepla. Nevýhodou je nutnost čerpadla pro každý takový výměník [6].

2.3 Odplyňovák napájecí vody

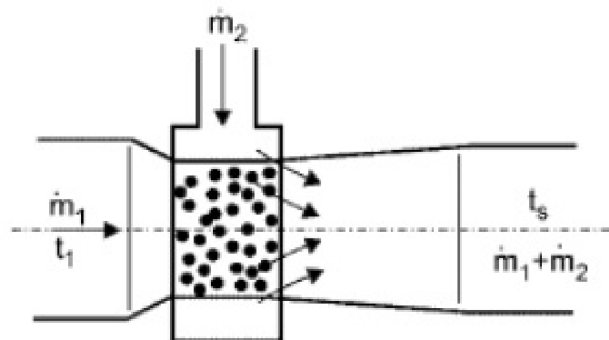
Zařízení sloužící k dohřevu a především odplynění napájecí vody v tepelných cyklech. Odplyňovák je nejčastěji instalován nad napájecí nádrž. Schéma vertikálního a horizontálního provedení odplyňováku je na obrázku 2-12 [7].



Obr. 2-12 Schéma odplyňováku [7].

2.4 Směšovací výměníky

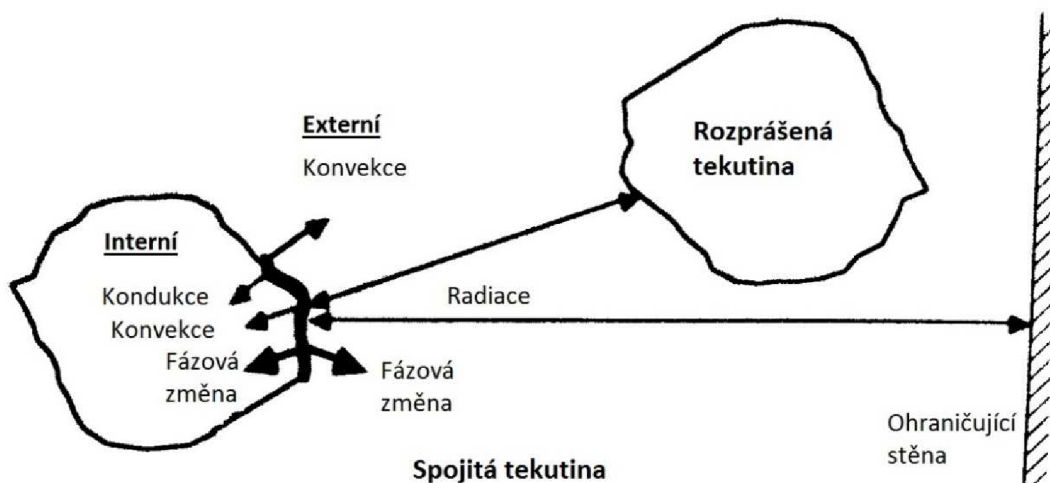
Jednoduché zařízení, které slouží k míchání dvou tekutin. Nejčastěji se používá k regulaci teploty přehřáté páry. Schéma znázorněno na obrázku 2-13.



Obr. 2-13 Schéma směšovacího výměníku.

3 Mechanismus přenosu tepla

Ve všech případech je uvažováno, že první spojitá tekutina je v přímém kontaktu s tekutinou rozprášenou. Rozprášená tekutina je uvažována v různých rozprášených hmotách jako částice a je obklopena tekutinou. Dále se pak rozlišuje interní a externí mechanismus přenosu tepla. Interní a externí zde znamená uvnitř částice rozprášené fáze, respektive vně rozprášené částice, která je obklopená spojitou tekutinou. Na obrázku 3-1 je schématické znázornění procesu [1].



Obr. 3-1 Schéma přenosu tepla při přímém kontaktu [1].

Externí mechanismy

Procesy díky kterým částice vysílá nebo přijímá energii z tekutiny nebo obklopujících povrchů. Typicky se jedná o konvekci, ale za jistých podmínek může nastat i kondukcí, fázová změna a radiace. Kondukcí dominuje v případech, kdy se jedná o laminární proudění a externí tekutina má velkou tepelnou vodivost. Radiaci uvažujeme pouze v případech, kdy jsou teploty větší než 800 °C a spojitá fáze je kapalina [1].

Fázová změna spojitě tekutiny ohříváním, nebo zchlazováním rozprašovanými částicemi nastává jen v malém procentu případů. Příkladem je vstřikování vodní páry do chladících rybníků k vylepšení chlazení páry konvekcí a fázovou přeměnou [1].

Interní mechanismy

Uvnitř částice se teplo může přenášet dle principů kondukcí, konvekce a fázovou změnou. Tyto tři mechanismy jsou však tak rozdílné, že vždy převažuje jen jeden. Kondukcí vždy převládá uvnitř tuhých částic. Konvekce nastává u plynných a kapalných částic s hnací silou zajišťující proudění. Tato síla může být zajištěna povrchovým napětím, kruhovým pohybem nebo gravitací. Fázová změna uvnitř částice je nejdůležitějším mechanismem. Vypařováním a kondenzací dosáhneme nejlepšího přenosu tepla a v kombinaci s velkou teplosměnnou plochou ve výměnících s přímým kontaktem tak lze získat vysoký výkon zařízení, nebo malý teplotní rozdíl [1].

3.1 Kondenzace s přímým kontaktem

Veškeré vzorečky uvedené v kapitole 4.1 jsou čerpány z knížky Handbook of phase change: boiling and condensation [8].

Kondenzaci s přímým kontaktem lze dle rozprašované látky do dvou skupin:

- Nízkoteplotní tekutina tvoří rozptýlenou fázi
- Vysokoteplotní pára tvoří rozptýlenou fázi

3.1.1 Nízkoteplotní tekutina tvoří rozptýlenou fázi

Jedná se o případ, kdy je do prostoru vyplněného parou rozptylována nízkoteplotní tekutina. Podle způsobu rozptýlení se tato skupina dále dělí na rozptýlení na kapičky a vodní paprsek

Vodní paprsek

Pro kondenzaci na proudu vody s kruhovým průřezem, nebo ve tvaru listu papíru pak platí následující vzorce:

$$Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot d_e}{\lambda} \quad [-] \quad (3.1)$$

$$Gz_x = \frac{U \cdot d_e}{\kappa \cdot x} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\kappa = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad [m^2/s] \quad (3.3)$$

Kde:

Nu_x	lokální Nusseltovo číslo ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[-]
α_x	Lokální koeficient přenosu tepla ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[W/m ² K]
λ	Tepelná vodivost kondenzátu.	[W/mK]
d_e	Ekvivalentní průměr paprsku vody roven průměru trysky	[m]
Gz_x	Graetzovo číslo ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[-]
U	Průměrná rychlost proudu vody.	[m/s]
κ	Teplotní vodivost kondenzátu	[m ² /s]
x	Vzdálenost od výstupu z trysky	[m]
ρ	Hustota kondenzátu	[kg/m ³]
c_p	Měrná tepelná kapacita kondenzátu	[J/kgK]

Pro **kruhový vodní paprsek** s konstantní rychlostí a průměrem dle velikosti Graetzova čísla pro výpočet Nusseltova čísla platí následující vztahy:

Pro $Gz \rightarrow 0$ je Nusseltovo číslo:

$$Nu_x = 5,784 \quad [-] \quad (3.4)$$

Pro $Gz \rightarrow \infty$ Nusseltovu číslu odpovídá vzorec::

$$Nu_x = \frac{\sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}}}{1 - \frac{8}{\sqrt{\pi \cdot Gz_x}}} \approx \sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}} \quad [-] \quad (3.5)$$

Pro **paprsek vody ve tvaru listu papíru** s konstantní rychlostí a jednotnou šířkou pak dle velikosti Graetzova čísla pro výpočet Nusseltova čísla platí rovnice:

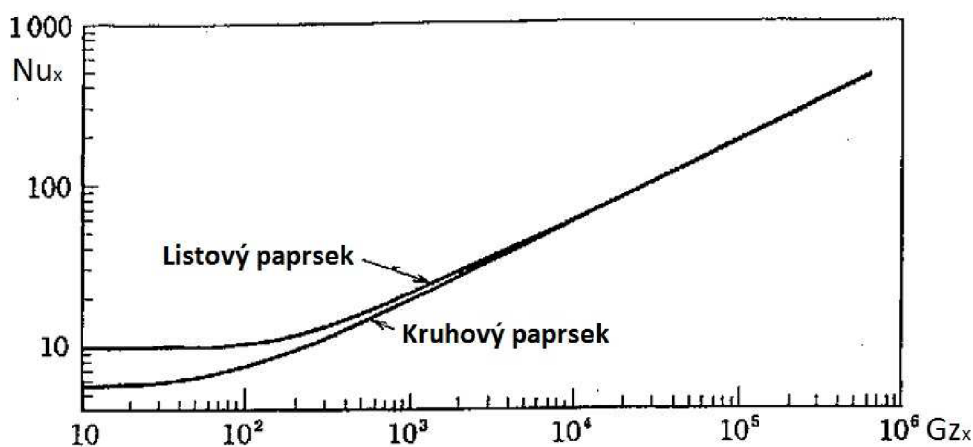
Pro $Gz \rightarrow 0$ je Nusseltovo číslo:

$$Nu_x = 9,78 \quad [-] \quad (3.6)$$

Pro $Gz \rightarrow \infty$ se Nusseltovu číslu odpovídá vzorec::

$$Nu_x = \frac{\sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}}}{1 - \frac{8}{\sqrt{\pi \cdot Gz_x}}} \approx \sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}} \quad [-] \quad (3.7)$$

Závislost Nusseltova čísla u kruhového a listového proudu je na číslu Graetzově znázorněna v obrázku 3-2. Z Grafu je patrné, že zhruba od Graetzova čísla 10^2 je závislost Nusseltova čísla na Graetzově mocinná a pro jeho výpočet platí vzorce uvedené pro $Gz \rightarrow \infty$.



Obr. 3-2 Závislost lokálního Nusseltova čísla na Graetzově.

Kapičkový typ

Přenos tepla z páry do nízkoteplotní kapky se řídí dle tepelného odporu pro kondenzaci na povrchu kapičky a tepelného odporu uvnitř kapky. Dle [8] existují 3 základní modely přenosu tepla uvnitř kapičky.

Model pevné koule – nebere v potaz proudění uvnitř kapičky

Typickým příkladem tohoto modelu je analytické řešení navržené Newmanem. Změna rozložení teploty v kapce byla obdržena za předpokladu jednotné a konstantní teploty na povrchu kapky, což odpovídá nulovému externímu tepelnému odporu.

$$E_m = \frac{T_m - T_i}{T_v - T_i} \quad [-] \quad (3.8)$$

$$E_m = 1 - \frac{1}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \cdot \exp\left(-\frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \kappa \cdot t}{r^2}\right) \quad [-] \quad (3.9)$$

Kde:

E_m	Bezrozměrná teplota.	[-]
T_m	Mixed cup teplota uvnitř kapičky	[K]
T_i	Počáteční teplota kapičky.	[K]
T_v	Teplota páry	[K]
κ	Teplotní odpor kondenzátu	[m ² /s]
t	čas	[s]
r	Poloměr kapiček	[J/kgK]

Zjednodušující aproximaci pro rovnici navrhl Vermeulen.

$$E_m = \sqrt{1 - \exp\left(-\frac{\pi^2 \cdot \kappa \cdot t}{r^2}\right)} \quad [-] \quad (3.10)$$

Cirkulační model – bere v potaz proudění uvnitř kapičky.

Dobrym příkladem cirkulačního modelu je řešení získané Kronigem a Brinkem.

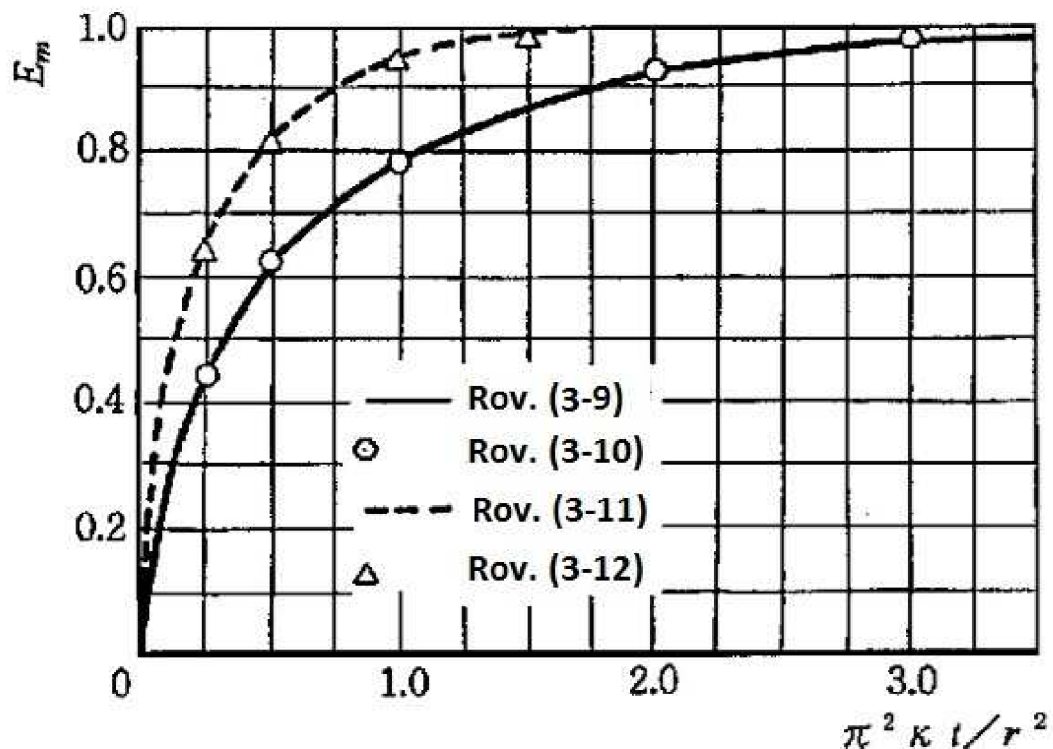
$$E_m = 1 - \frac{3}{8} \sum_{n=1}^{\infty} A_n^2 \cdot \exp\left(-\frac{16 \cdot \lambda_n \cdot \kappa \cdot t}{r^2}\right) \quad [-] \quad (3.11)$$

Zjednodušující aproximaci rovnice navrhl Calderbank a Korchinski.

$$E_m = \sqrt{1 - \exp\left(-\frac{2,25 \cdot \pi^2 \cdot \kappa \cdot t}{r^2}\right)} \quad [-] \quad (3.12)$$

Směšovací model – předpokládá, že teplota uvnitř kapičky je jednotná. Tento model není v mnoha případech adekvátní, a proto s ním nebude dále uvažováno.

Obrázek 3-3 znázorňuje závislost bezrozměrného času na bezrozměrné teplotě pro jednotlivé uvažované modelové situace přenosu tepla v kapičce.



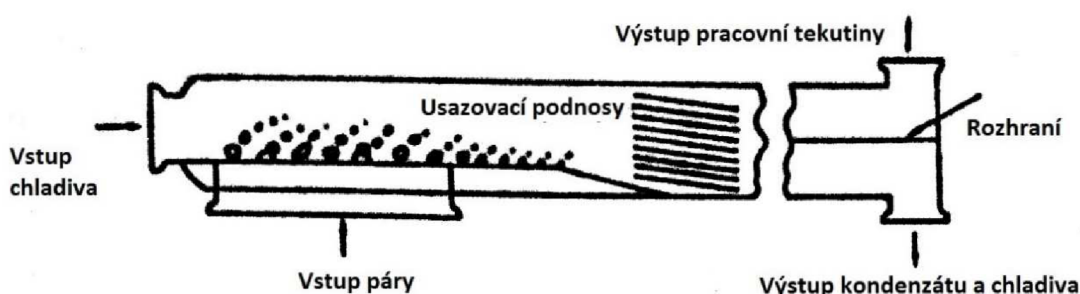
Obr. 3-3 Závislost bezrozměrného času na bezrozměrné teplotě [8].

3.1.2 Vysokoteplotní pára tvoří rozptýlenou fázi

Vstříkáváním rozptýlené páry do nádrže s podchlazenou tekutinou dochází ke kondenzaci s přímým kontaktem. Tento typ kondenzace může být v závislosti na vlastnostech kapaliny a páry rozdělen do tří skupin.

1. Pára a nízkoteplotní tekutina jsou stejné látky
2. Pára a nízkoteplotní tekutina jsou různé a zároveň mísitelné po zkondenzování.
3. Pára a nízkoteplotní tekutina jsou různé a zároveň nemísitelné po zkondenzování.
 - a) Nízkoteplotní tekutina je dobře vlhčena kondenzátem a kondenzát obaluje bublinu úplně.
 - b) Kondenzát nevlhčí nízkoteplotní tekutinu a kondenzát se odděluje od parní bubliny.

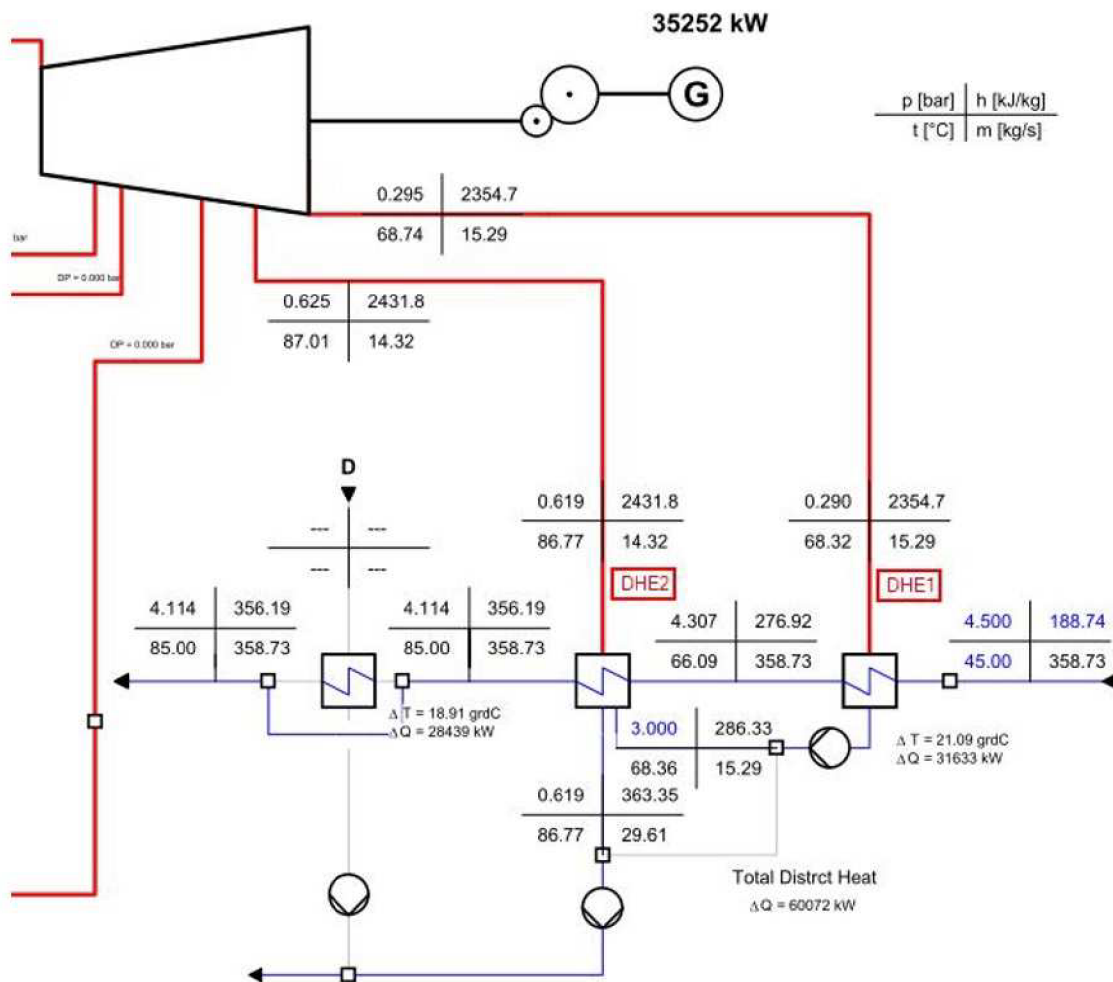
Na obrázku 3-4 je znázorněno schéma bublinového parního kondenzátoru.



Obr. 3-4 Schéma bublinového parního kondenzátoru [1].

4 Návrh a výpočet výměníku

Do parní části ohříváku topné vody DHE2 je zavedena kaskáda kondenzátů z DHE1 o nižší teplotě než pracovní teplota DHE2. V DHE2 je směšovací způsobem zajištěno ohřátí kondenzátu z DHE1 na teplotu DHE2. Schéma zapojení znázorněno na obrázku 4-1.



Obr. 4-1 Schéma zapojení DHE2

Samotný návrh a výpočet zařízení je z důvodu, že se jedná o výměník s kombinovanou kondenzací (kombinace kontaktního a trubkového výměníku) rozdělen do dvou kapitol. Kapitola 4 se zabývá výpočtem a návrhem trubkového svazku a základních rozměrů výměníku. Následně je proveden výpočet směšovací části v kapitole 5.

4.1 Zadané parametry

Tab. 4-1 Vstupní parametry do DHE2.

Pára		
Hmotnostní tok	m_p	14,32 kg/s
Teplota	t_p	86,77 °C
Tlak	p_p	0,0619 MPa
Entalpie	i_{pin}	2431,8 kJ/kg
Topná voda		
Hmotnostní tok	m_v	358,73 kg/s
Teplota	t_{vin}	66,09 °C
Tlak	p_{vin}	0,4307 MPa
Entalpie	i_{vin}	276,92 kJ/kg
Kondenzát z DHE1		
Hmotnostní tok	m_r	15,29 kg/s
Teplota	t_r	66,36 °C
Tlak	p_r	0,3 MPa
Entalpie	i_{rin}	286,33 kJ/kg

Tab. 4-2 Požadované výstupní parametry z DHE2.

Topná voda		
Teplota	t_{vout}	85 °C
Entalpie	i_{vout}	356,19 kJ/kg
Kondenzát z DHE1 se zkondenzovanou párou		
Hmotnostní tok	m_k	29,61 kg/s
Teplota	t_k	86,77 °C
Tlak	p_k	0,0619 MPa
Entalpie	i_k	363,35 kJ/kg

4.2 Tepelný výkon ohříváku

Celkový tepelný výkon ohříváku:

$$Q_p = m_p \cdot (i_{pin} - i_{kout}) = 14,32 \cdot (2431,8 - 363,35) = 29620 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Tepelný výkon trubkové části:

$$Q_{trub} = m_v \cdot (i_{vout} - i_{vin}) = 358,73 \cdot (356,19 - 276,92) = 28440 \text{ kW} \quad (4.2)$$

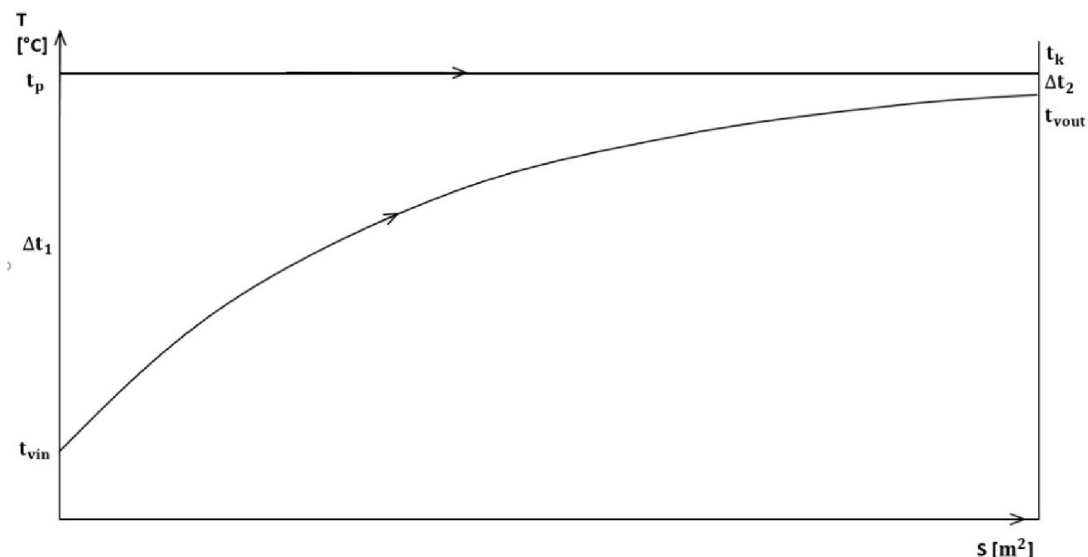
Tepelný výkon směšovací části:

$$Q_s = m_r \cdot (i_{kout} - i_{rin}) = 15,29 \cdot (363,35 - 286,33) = 1178 \text{ kW} \quad (4.3)$$

4.3 Předběžný tepelný výpočet trubkové části

Výpočet středního logaritmického teplotního spádu metodou LMTD:

Pára proudí napříč trubkovým svazkem. Průběh teplot znázorněn na obrázku 4-2.



Obr. 4-2 Průběh teplot při kondenzaci páry a ohřívání topné vody.

Teplotní spád na vstupu do DHE2:

$$\Delta t_1 = t_p - t_{vin} = 86,77 - 66,09 = 20,68 \text{ K} \quad (4.4)$$

Teplotní spád na výstupu z DHE2:

$$\Delta t_2 = t_k - t_{vout} = 86,77 - 85 = 1,77 \text{ K} \quad (4.5)$$

Střední logaritmický teplotní spád LMTD:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{20,68 - 1,77}{\ln \frac{20,68}{1,77}} = 7,693 \text{ K} \quad (4.6)$$

4.3.1 Výpočet teplosměnné plochy

Pro výpočet teplosměnné plochy vycházíme z rovnice (5-2).

$$Q_{trub} = m_v \cdot (i_{vout} - i_{vin}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \quad (4.7)$$

Hodnota koeficientu přestupu tepla k volena dle doporučení firmy Siemens. V této hodnotě je již uvažováno se součinitelem zanesení teplosměnné plochy.

$$k = 3500 \frac{W}{m^2 K}$$

Výpočet teplosměnné plochy:

$$S = \frac{Q_{trub}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{28440000}{3500 \cdot 7,693} = 1056 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$

4.3.2 Výpočet délky a počtu trubek

Výpočet průtočného průřezu v jedné cestě:

Rychlost proudění topné vody: $w_v = 2 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr trubky: $d_i = 14,4 \text{ mm}$

Vnější průměr trubky: $d_e = 16 \text{ mm}$

Střední hustota topné vody spočítána z aritmetického průměru hustoty vody na vstupu a výstupu. Hustota vody na vstupu a výstupu určena pomocí parních tabulek XSteam v2.6

Střední hustota topné vody: $\rho_{střv} = 974,435 \frac{kg}{m^3}$

Průtočný průřez topné vody:

$$S_v = \frac{m_v}{w_v \cdot \rho_{střv}} = \frac{358,73}{2 \cdot 974,435} = 0,184 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

Počet trubek v jedné cestě:

$$n_{trub} = \frac{S_v}{\frac{\pi \cdot d_i}{4}} = \frac{0,184}{\frac{3,14 \cdot 0,0144}{4}} = 1130 \quad (4.10)$$

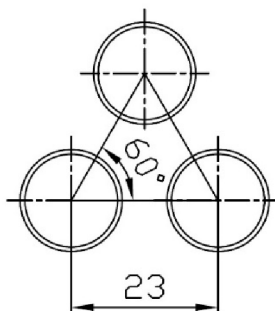
Délka trubkového svazku:

$$L_{trub} = \frac{S}{\pi \cdot d_e \cdot n_{trub}} = \frac{1056}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 1130} = 18,591 \text{ m} \quad (4.11)$$

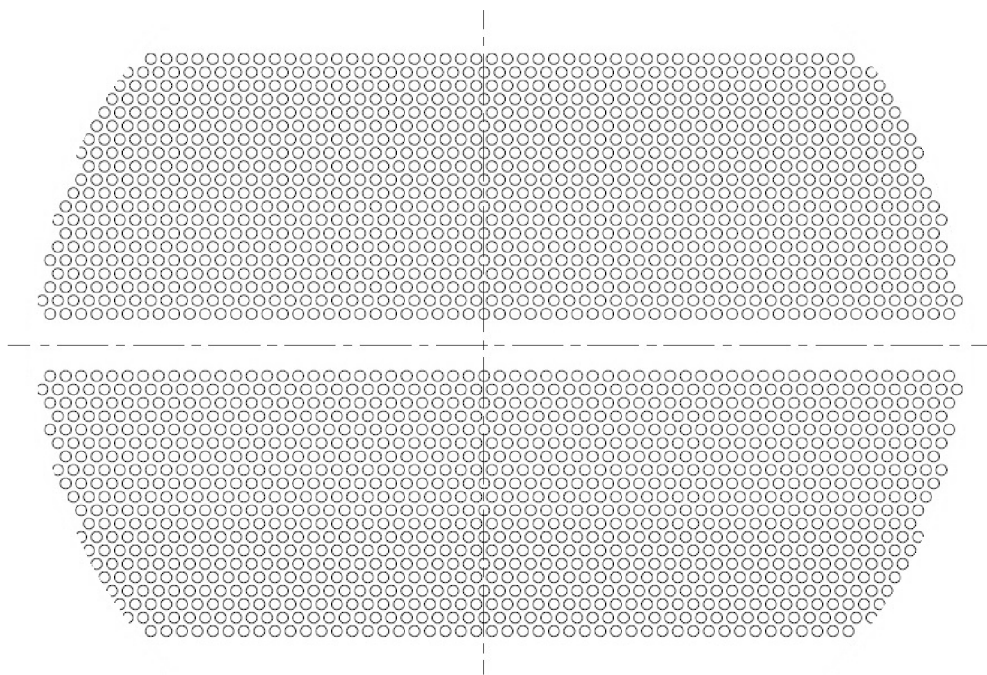
Z důvodu délky trubek zvolena dvoucestná konstrukce výměníku \rightarrow
 $n_{trub} = 2260, L_{trub} = 9,295 \text{ m}$.

4.3.3 Návrh trubkového svazku

Trubková část topného výměníku dle požadavku zadání a vypočtených hodnot je navržena jako dvoucestná. Uspořádání trubek v trubkovnici je trojúhelníkové s vrcholovým úhlem 60° a roztečí 23 mm (Obr. 4-3). Rozložení trubkovnice je navrženo v rámci konzultací s firmou SIEMENS a schéma je na obrázku 4-4. Výkres trubkovnice pak v příloze VII.



Obr. 4-3 Schéma uspořádání trubek.



Obr. 4-4 Schéma trubkovnice.

4.3.4 Návrh vstupních a výstupních hrdel

Výpočet vstupních a výstupních hrdel se počítá dle potřebného průtočného průřezu.

Rychlost proudění topné vody: $w_v = 2 \text{ m/s}$

Rychlost proudění páry: $w_p = 40 \text{ m/s}$

Rychlost odvodu kondenzátu: $w_k = 0,7 \text{ m/s}$

Výpočet vstupního hrdla vody

$$S_{vin} = \frac{m_v}{w_v \cdot \rho_{vin}} = \frac{358,73}{2 \cdot 980,11} = 0,183 \text{ m}^2 \quad (4.12)$$

$$D_{vin} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{vin}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,183}{\pi}} = 0,483 \text{ m} \quad (4.13)$$

Výpočet výstupního hrdla vody

$$S_{vout} = \frac{m_v}{w_v \cdot \rho_{vout}} = \frac{358,73}{2 \cdot 968,76} = 0,185 \text{ m}^2 \quad (4.14)$$

$$D_{vout} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{vout}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,185}{\pi}} = 0,486 \text{ m} \quad (4.15)$$

Pro vstupní a výstupní hrdlo vody byl zvolen rozměr DN 500.

Výpočet vstupního hrdla páry

$$S_{pin} = \frac{m_p}{w_p \cdot \rho_{pin}} = \frac{14,32}{40 \cdot 0,42} = 0,852 \text{ m}^2 \quad (4.16)$$

$$D_{pin} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pin}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,852}{\pi}} = 1,05 \text{ m} \quad (4.17)$$

Pro vstup páry zvolena dvě hrdla o rozměrech DN 800

Výpočet hrdla odvodu kondenzátu

$$S_{kout} = \frac{m_p + m_r}{w_k \cdot \rho_{kout}} = \frac{14,32 + 15,29}{0,7 \cdot 967,45} = 0,044 \text{ m}^2 \quad (4.18)$$

$$D_{kout} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kout}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,044}{\pi}} = 0,237 \text{ m} \quad (4.19)$$

Pro hrdlo výstupu kondenzátu byl zvolen rozměr DN 250.

4.3.5 Souhrn předběžného tepelného výpočtu

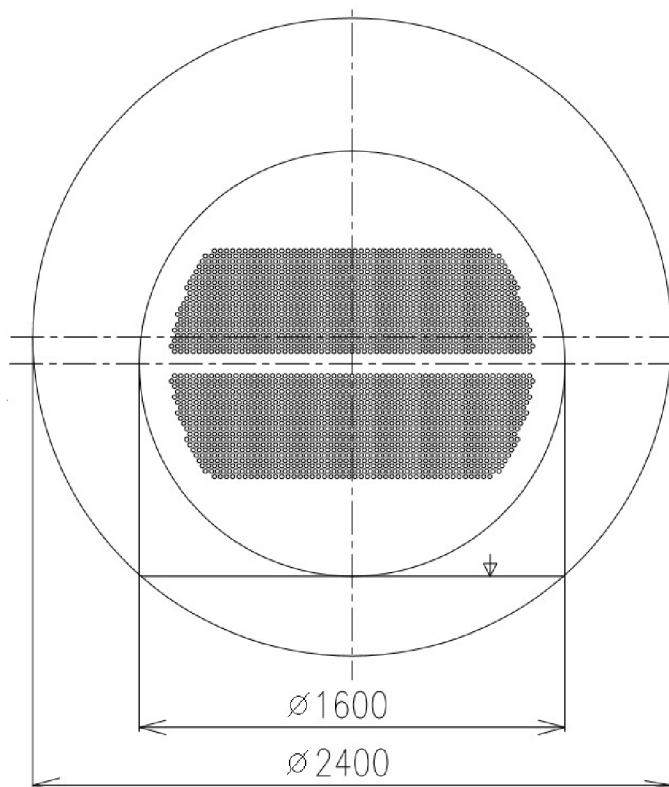
Tab. 4-3 Přehled vypočtených a zvolených hodnot

Výkon trubkové části	Q_{tr}	28840	kW
Vnější průměr trubky	$\varnothing d_e$	16	mm
Vnitřní průměr trubky	$\varnothing d_i$	14,4	mm
Tloušťka trubky	t	0,8	mm
LMTD	Δt_{ln}	7,693	K
Součinitel přestupu tepla	k	3500	W/m ² K
Teplosměnná plocha	S	1056	m ²
Počet cest	n_{tah}	2	-
Počet trubek	n_{trub}	2260	-
Délka trubek v jedné cestě	L_{tr}	9,295	m
Vstupní hrdlo vody	$\varnothing D_{vin}$	DN 500	mm
Výstupní hrdlo vody	$\varnothing D_{vout}$	DN 500	mm
Vstupní hrdlo páry	$\varnothing D_{pin}$	2xDN 800	mm
Výstupní hrdlo kondenzátu	$\varnothing D_{kout}$	DN 250	mm
Vodní plášť výměníku	$\varnothing D_{vod}$	1600	mm
Parní plášť výměníku	$\varnothing D_{par}$	2400	mm

5 Výpočet směšovací části

Na základě teorie uvedené v kapitole 4, požadavku zadání a rozměru výměníku vypočítaných v předešlé kapitole lze směšovací část výměníku realizovat následujícími třemi způsoby:

1. Kondenzací páry na proudu vody vytvořené tryskou
2. Kondenzací páry na rozprášených kapičkách vody
3. Kombinací výše uvedených možností



Obr. 5-1 Schéma navrhovaného výměníku.

Na obrázku 5-1 je schéma výměníku se základními rozměry pláště a místa pro vestavbu čerpaného kondenzátu z DHE1.

5.1 Určení parametrů vody a páry

Tab. 5-1 Parametry ze zadání

Pára		
Hmotnostní tok	m_p	14,32 kg/s
Teplota	t_p	86,77 °C
Tlak	p_p	0,0619 MPa
Entalpie	i_{pin}	2431,8 kJ/kg

Kondenzát z DHE1		
Hmotnostní tok	m_r	15,29 kg/s
Teplota	t_r	66,36 °C
Tlak	p_r	0,3 MPa
Entalpie	i_{rin}	286,33 kJ/kg

Tab. 5-2 Požadované výstupní parametry

Kondenzát z DHE1 se zkondenzovanou párou		
Hmotnostní tok	m_k	29,61 kg/s
Teplota	t_k	86,77 °C
Tlak	p_k	0,0619 MPa
Entalpie	i_k	363,35 kJ/kg

Potřebné parametry kondenzátu DHE1 pro výpočet jsou určeny pomocí parních tabulek XSteam v2.6.

Hustota kondenzátu z DHE1	ρ_r	980,4	kg/m ³
Tepelná vodivost kondenzátu z DHE1	λ_r	0,674	W/mK
Měrná tepelná kapacita kondenzátu z DHE1	c_p	4186,6	J/kgK

Teplotní vodivost kondenzátu:

$$\kappa = \frac{\lambda_r}{\rho \cdot c_p} = \frac{0,674}{980,4 \cdot 4186,6} = 1,61 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (5.1)$$

5.2 Kondenzace na proudy vody

Kondenzaci na vodním paprsku aplikací teorie uvedené v kapitole 4.1 lze rozdělit do dvou podskupin – kondenzace na proudy vody kruhového průřezu a kondenzace na proudy vody listového tvaru.

5.2.1 Kondenzace na proudy vody kruhové průřezu

Pro výpočet kondenzace na bodovém proudy vody je vhodné postupovat dle následujících bodů

1. **Určení tepelného výkonu směšovací části**
2. **Určení parametrů vody a páry**
3. **Výběr trysky dle katalogu výrobce**
4. **Výpočet potřebné délky vodního paprsku na daný tepelný výkon**

5. Opakování výpočtu pro jiné parametry trysky**6. Zhodnocení výsledků***1. Určení tepelného výkonu směšovací části*

Viz. rovnice (5-1) Tepelný výkon směšovací části.

$$Q_s = m_k \cdot (i_{kout} - i_{kin}) = 15,29 \cdot (363,35 - 286,33) = 1178 \text{ kW} \quad (4.1)$$

2. Určení parametrů vody a páry

Viz kapitola 6.1 určení parametrů vody a páry

3. Výběr trysky dle katalogu výrobce

Dalším nutným krokem pro výpočet je volba trysky a určení jejich parametrů. Z katalogu výrobce (příloha I) vybereme trysku a pro dané parametry trysky spočteme hmotností tok jednou tryskou.

Pro vzorový výpočet zvolena tryska 444.480. Průtok tryskou při tlaku 3 bar je 1,96 l/min a průměr otvoru trysky 1,32 mm.

Vzorec pro přepočet hmotnostního toku jednou tryskou:

$$\dot{m}_{1tr} = \frac{\dot{V}}{60000} \cdot \rho_r = \frac{1,96}{60000} \cdot 980,4 = 0,03203 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.2)$$

Výtoková rychlost z trysky:

$$U = \frac{\dot{m}_{1tr}}{\rho_r \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{0,03203}{980,4 \cdot \pi \cdot 0,00132^2} \cdot 980,4 = 5,97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.3)$$

4. Výpočet potřebné délky vodního paprsku na daný tepelný výkon

Pro výpočet potřebné délky paprsku vycházíme z teorie uvedené v kapitole 4.1. Aplikací této teorie jsme schopni spočítat lokální koeficient přenosu tepla α_x v dané vzdálenosti od výstupu z trysky. Rozdělením výpočtu tepelného výkonu na malé intervaly jsme pak schopni spočítat tepelné výkony pro jednotlivé intervaly, jejichž součet musí být roven celkovému tepelnému výkonu směšovací části. Potřebná délka paprsku je pak rovna poslednímu intervalu, pro který nám platí rovnice (6.13). Pro zjednodušení výpočtu je uvažováno s lineárním teplotním průběhem teplot ohřívání vody a je zanedbán vliv gravitace.

Zvolení délky kroku intervalu: $x = 0,001 \text{ m}$

Průtočný průřez jedné trysky:

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,00132^2}{4} = 1,36848 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (5.4)$$

Počet trysek pro daný hmotnostní tok:

$$n_{tr} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{1tr}} = \frac{15,29}{0,03203} = 477,4 = 478 \quad (5.5)$$

Plocha jednoho intervalu trysek:

$$S_{tr} = x \cdot \pi \cdot d_e \cdot n_{tr} = 0,001 \cdot \pi \cdot 0,00132 \cdot 478 = 0,00198 \text{ m}^2 \quad (5.6)$$

Výpočet Graetzova čísla:

$$Gz_{0,001} = \frac{U \cdot d_e}{\kappa \cdot x} = \frac{5,97 \cdot 0,00132}{1,61 \cdot 10^{-7} \cdot 0,001} = 47693210 \quad (5.7)$$

Kontrola, jaký vzorec použít pro výpočet Nusseltova čísla:

$$Pro \begin{cases} Gz \rightarrow 0, & Nu_x = 5,784 \\ Gz > 1000, & Nu_x \approx \sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}} \end{cases}$$

Výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu_{0,001} = \sqrt{\frac{Gz_{0,001}}{\pi}} = \sqrt{\frac{47693210}{\pi}} = 3896,3 \quad (5.8)$$

Výpočet koeficientu přestupu tepla:

$$\alpha_{0,001} = \frac{Nu_{0,001} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{3896,3 \cdot 0,674}{0,00132} = 1953137 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.9)$$

Určení $\Delta T_{0,001}$: V prvním kroku je rozdíl teplot roven rozdílu vstupních teplot páry a kondenzátu z DHE1.

$$\Delta T_{0,001} = T_p - T_k = 86,77 - 66,36 = 18,41 \text{ K} \quad (5.10)$$

Pro každý další krok výpočtu se rozdíl teplot počítá lineární aproximací podle následujícího vzorce:

$$\Delta T_{x+1} = \Delta T_x - \frac{18,41}{\text{Celkový počet kroků}} \quad (5.11)$$

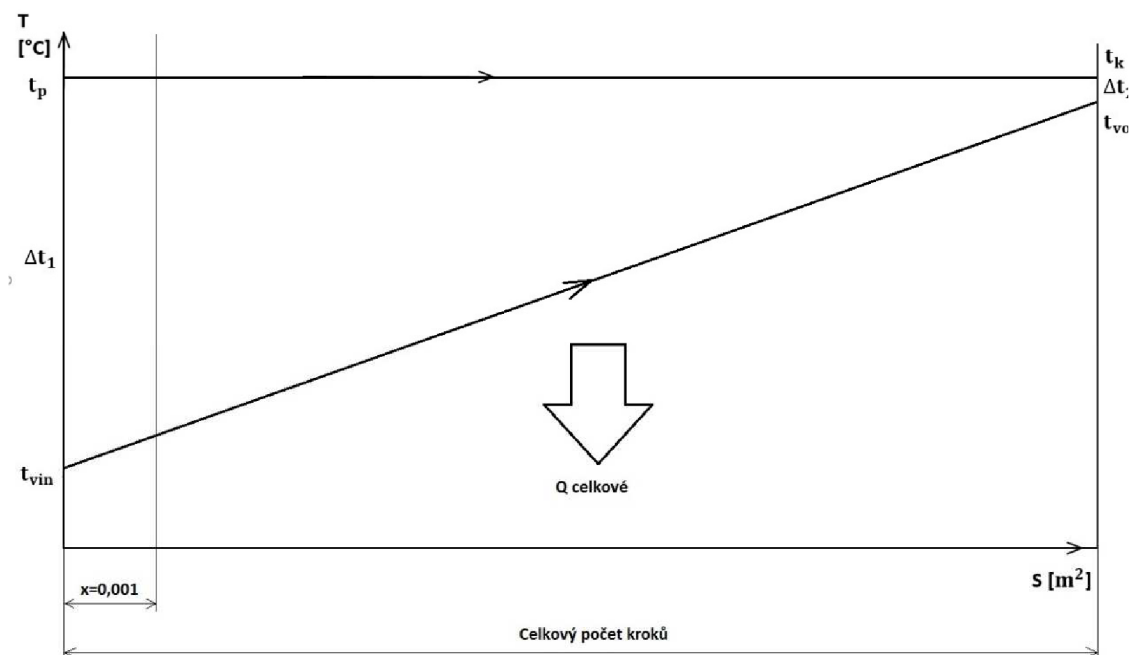
Výpočet tepelného výkonu na daném intervalu:

$$Q_{0,001} = \alpha_{0,001} \cdot S_{tr} \cdot \Delta T_{0,001} = 1953137 \cdot 0,00198 \cdot 18,41 = 71\,275 \text{ W} \quad (5.12)$$

Výpočet je následně opakován, dokud se součet tepelných výkonů jednotlivých kroků nerovná požadovanému tepelnému výkonu. Tabulka ukázkových vypočtených hodnot je v příloze IV.

$$Q = \sum Q_x \quad [\text{W}] \quad (5.13)$$

Schéma průběhu teplot a dělení intervalu na jednotlivé kroky je znázorněno na obrázku 5-2.



Obr. 5-2 Schéma dělení intervalu na kroky.

Zjišťovaná požadovaná délka paprsku je pak rovna hodnotě posledního počítaného intervalu. Pro počítanou trysku 544.480 s průměrem paprsku $d_e = 1,32$ mm je minimální požadovaná délka paprsku 17,9 cm.

5. Opakování výpočtu pro jiné trysky

6. Zhodnocení výsledků

V tabulce 5-3 je zobrazen přehled vypočtených potřebných délek pro jednotlivé trysky. Z hodnot uvedených v tabulce je zřejmé, že se zvětšujícím se průměrem paprsku klesá počet potřebných trysek (větší průtok tryskou) a roste potřebná délka paprsku, která je nutná k požadovanému ohřátí rozprašovaného kondenzátu z DHE1.

Tab. 5-3 Přehled výsledků potřebných minimálních délek paprsků.

Typ trysky	Průměr paprsku [mm]	Výtoková rychlost [m/s]	Počet trysek	Výkon [kW]	délka [cm]
544.160	0,33	3,41	13368	1198	0,21
544.200	0,39	4,19	7798	1180	0,38
544.240	0,5	4,24	4679	1178	0,75
544.280	0,63	4,14	3019	1180	1,5
544.320	0,8	4,06	1910	1190	3,3
544.360	1,05	3,7	1216	1180	6,2
544.400	1,3	3,83	768	1179	11,4
544.480	1,32	5,97	478	1177,5	17,9
544.560	1,65	5,96	306	1179	33,7
544.640	2,09	5,95	191	1179	66,3
544.720	2,63	5,92	122	1179	142
544.800	3,3	5,97	77	1179	270

5.2.2 Kondenzace na listovém paprsku

Výpočet listového paprsku provádíme obdobně jako výpočet kondenzace na kruhovém paprsku s tím rozdílem, že není vybírána tryska, ale jsou pouze určovány parametry listového paprsku.

1. **Určení tepelného výkonu směšovací části**
2. **Určení parametrů vody a páry**
3. **Určení parametrů listového paprsku**
4. **Výpočet potřebné délky vodního paprsku na daný tepelný výkon**
5. **Opakování výpočtu pro jiné parametry**
6. **Zhodnocení výsledků**

1. *Určení tepelného výkonu směšovací části*

Viz rovnice (5-1) Tepelný výkon směšovací části.

$$Q_s = m_k \cdot (i_{kout} - i_{kin}) = 15,29 \cdot (363,35 - 286,33) = 1178 \text{ kW} \quad (4.1)$$

2. *Určení parametrů vody a páry*

Viz kapitola 6.1 určení parametrů vody a páry

3. *Určení parametrů listového paprsku*

Dalším nutným krokem pro výpočet je definování rozměrů a parametrů listového paprsku. Pro výpočet minimální požadované délky listového paprsku volím šířku d_p v rozmezí 1 až 4 mm a výtokovou rychlost U v rozmezí 1,5 až 3 m/s

Pro vzorový výpočet volím $d_e = 1 \text{ mm}$ a $U = 1,5 \text{ m/s}$.

Výpočet horizontální délky listu pro dané parametry:

$$L = \frac{\dot{Q}_m}{U \cdot \rho_r \cdot d_e} = \frac{15,49}{1,5 \cdot 980,4 \cdot 0,001} = 10,4 \text{ m} \quad (5.14)$$

Horizontální délkou listu se myslí délka listu v horizontálním směru výměníku.

4. Výpočet potřebné délky listového paprsku na daný tepelný výkon

Zvolení délky kroku intervalu: $x = 0,001 \text{ m}$

Plocha jednoho intervalu listového paprsku:

$$S_{listu} = L \cdot d_e = 10,4 \cdot 0,001 = 0,0104 \text{ m}^2 \quad (5.15)$$

Výpočet Graetzova čísla:

$$Gz_{0,001} = \frac{U \cdot d_p}{\kappa \cdot x} = \frac{1,5 \cdot 0,001}{1,61 \cdot 10^{-7} \cdot 0,001} = 9314319 \quad (5.16)$$

Kontrola, jaký vzorec použít pro výpočet Nusseltova čísla:

$$Pro \begin{cases} Gz \rightarrow 0, & Nu_x = 9,78 \\ Gz > 1000, & Nu_x \approx \sqrt{\frac{Gz_x}{\pi}} \end{cases}$$

Výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu_{0,001} = \sqrt{\frac{Gz_{0,001}}{\pi}} = \sqrt{\frac{9314319}{\pi}} = 1722 \quad (5.17)$$

Výpočet koeficientu přestupu tepla:

$$\alpha_{0,001} = \frac{Nu_{0,001} \cdot \lambda}{d_e} = \frac{1722 \cdot 0,674}{0,001} = 1138157 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.18)$$

Určení $\Delta T_{0,001}$: V prvním kroku je rozdíl teplot roven rozdílu vstupních teplot páry a kondenzátu z DHE1.

$$\Delta T_{0,001} = T_p - T_k = 86,77 - 66,36 = 18,41 \text{ K} \quad (5.19)$$

Pro každý další krok výpočtu se rozdíl teplot počítá lineární aproximací podle následujícího vzorce:

$$\Delta T_{x+1} = \Delta T_x - \frac{18,41}{\text{Celkový počet kroků}} \quad (5.20)$$

Výpočet tepelného výkonu na daném intervalu:

$$Q_{0,001} = \alpha_{0,001} \cdot S_{listu} \cdot \Delta T_{0,001} = 1138157 \cdot 0,0104 \cdot 18,41 = 217857 \text{ W} \quad (5.21)$$

Výpočet následně opakujeme, dokud se součet tepelných výkonů jednotlivých kroků nerovná požadovanému tepelnému výkonu.

$$Q = \sum Q_x \quad [\text{W}] \quad (5.22)$$

Zjišťovaná požadovaná délka paprsku je pak rovna hodnotě posledního počítaného intervalu. Pro listový paprsek se šířkou $d_e = 1 \text{ mm}$ a výtokovou rychlost $U = 1,5 \text{ m/s}$ je minimální požadovaná délka paprsku 2,4 cm.

Průběh teploty a dělení intervalu na jednotlivé kroky je stejné jako u předešlého výpočtu. Viz obrázek 5-2.

5. Opakování výpočtu pro jiné trysky

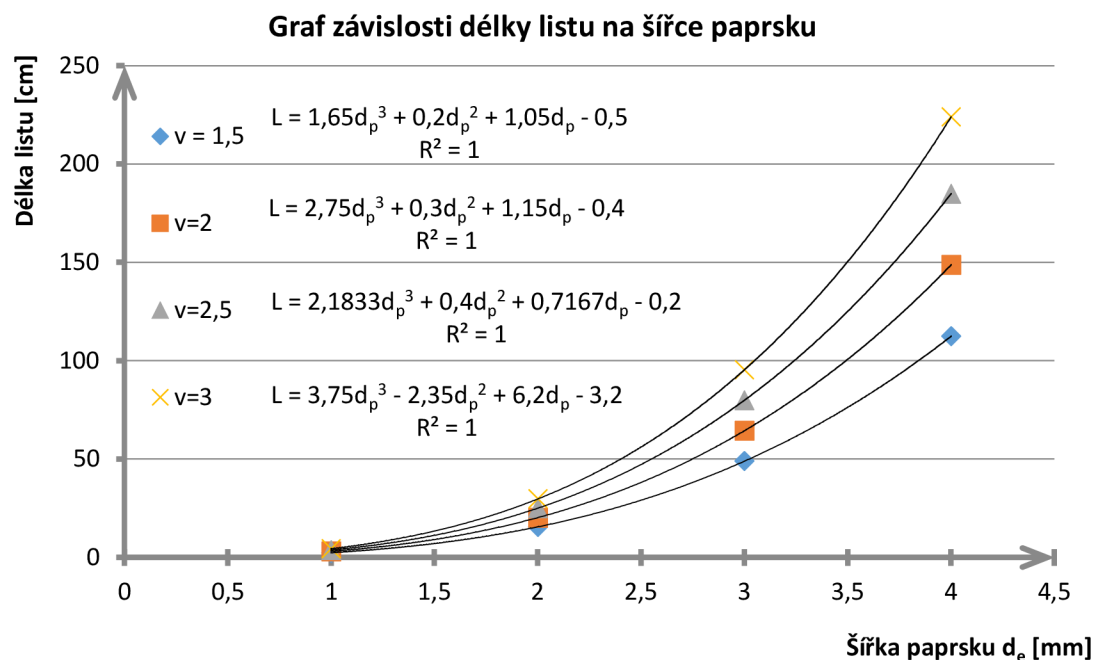
Výpočet poté opakujeme pro další výtokové rychlosti a šířky paprsku.

6. Zhodnocení výsledků

V tabulce 5-4 zobrazen přehled vypočtených potřebných délek pro počítané parametry listového paprsku. Z vypočtených hodnot je zřejmé, že se zvětšující se šířkou paprsku se také prodlužuje potřebná délka listu. S rostoucí rychlostí se také prodlužuje minimální délka listu. Závislost potřebné délky paprsku na šířce paprsku pro konstantní rychlost je polynomická a rovnice regrese jsou na obrázku 5-3.

Tab. 5-4 Přehled výsledků pro listový paprsek.

	rychlost = 1,5 m/s		rychlost = 2 m/s		rychlost = 2,5 m/s		rychlost = 3 m/s	
Šířka d_e [mm]	délka listu [cm]	horizontální délka [m]	délka listu [cm]	horizontální délka [m]	délka listu [cm]	horizontální délka [m]	délka listu [cm]	horizontální délka [m]
1	2,4	10,4	3,1	7,8	3,8	6,3	4,4	5,2
2	15,6	5,2	20,3	3,9	25,1	3,2	29,8	2,6
3	49	3,5	64,5	2,6	80	2,1	95,5	1,7
4	112,5	2,6	148,8	2	185	1,6	224	1,3



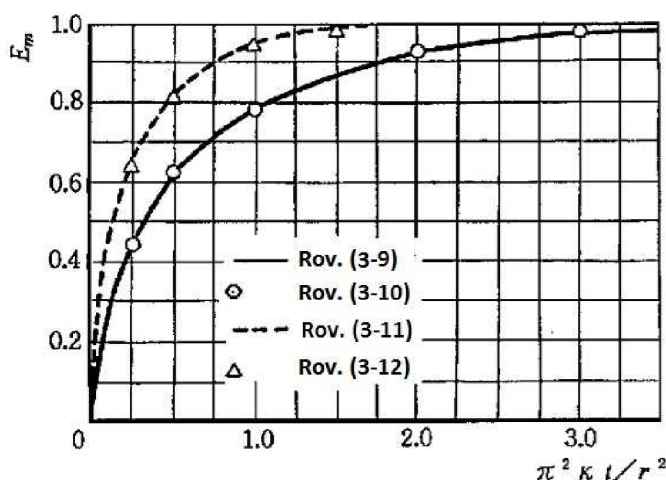
Obr. 5-3 Graf závislosti délky listu na šířce paprsku dle rychlosti proudění.

5.3 Kapičkové rozprašování

Pro výpočet kapičkového rozprašení vycházíme z teorie uvedené v kapitole 4.1. Z požadovaného ohřátí rozprašovaného kondenzátu z DHE1 na teplotu sytosti vyplývá, že se bezrozměrná teplota limitně blíží k jedné.

$$E_m = \frac{T_m - T_i}{T_v - T_i} = \frac{86,77 - 68,36}{86,77 - 68,36} = 1 \quad (5.23)$$

Z obrázku 5-4 je zřejmé, že pro ohřátí rozprašovaného kondenzátu na teplotu páry je nutné dodržet daný bezrozměrný čas, který je pro model pevné koule roven 3 a pro cirkulační model roven 2.



Obr. 5-4 Závislost bezrozměrného času na bezrozměrné teplotě [8].

$$\text{Pro } p=3 \text{ nebo } 2 \quad p \geq \frac{\pi^2 \cdot \kappa \cdot t}{r^2} \quad [-] \quad (5.24)$$

Z rovnice (6.24) pak vyplývá rovnice pro potřebný čas nutný k požadovanému ohřátí kapiček vody.

$$t = \frac{p \cdot r^2}{\pi^2 \cdot \kappa} \quad [-] \quad (5.25)$$

Pro výpočet času je nutné znát poloměry rozprašovaných kapiček. Dané parametry se vypočtou lineární aproximací dle parametrů dané trysky z tabulky 5-5. Na obrázku 5-5 je znázorněna závislost velikosti kapek na rozprašovacím tlaku.

Tab. 5-5 Parametry rozprašení.

	2 bar		3 bar		4 bar		5 bar	
	Objemový průtok [l/min]	Velikost kapek [μm]	Objemový průtok [l/min]	Velikost kapek [μm]	Objemový průtok [l/min]	Velikost kapek [μm]	Objemový průtok [l/min]	Velikost kapek [μm]
axiální trysky s dutým kuželem	0,1	140	0,12	126,7	0,15	113,3	0,17	100
	1	240	1,2	220,0	1,4	200,0	1,6	180
excentrické trysky s dutým kuželem	1	320	1,15	293,3	1,29	266,7	1,44	240
	25	640	28,7	590,0	32,3	540,0	36	490
trysky s rozstříkem plného kužele	1	400	1,1	366,7	1,3	333,3	1,4	300
	25	1100	28,7	983,3	32,3	866,7	36	750
svazkové trysky	1,25	175	1,50	166,7	1,75	158,3	2	150
	28	265	33,3	240,0	38,7	215,0	44	190

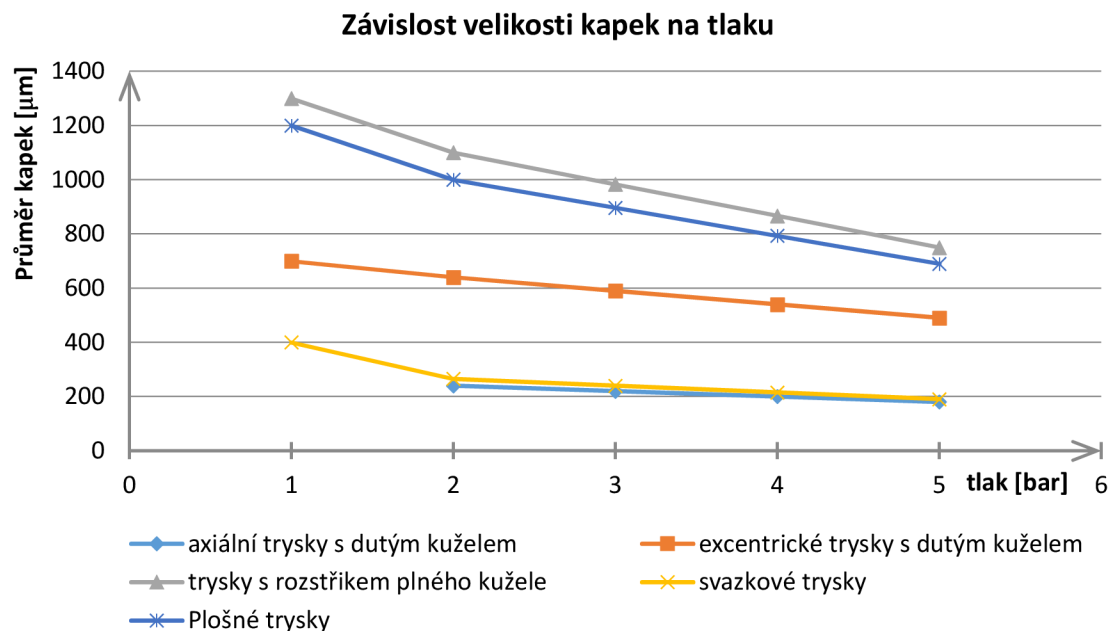
Z vypočteného času pak jsme schopni určit na základě trysky potřebnou dráhu kapiček bez uvažování gravitačního zrychlení.

$$s = v_0 \cdot t \quad [\text{m}] \quad (5.26)$$

Případně s uvažováním gravitačního zrychlení, bez uvažování odporu prostředí.

$$s_g = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} g \cdot t^2 \quad [\text{m}] \quad (5.27)$$

Na základě vypočtené dráhy a parametrů rozprášení jsme schopni navrhnout vhodnou vestavbu.



Obr. 5-5 Graf závislosti velikosti kapek na rozprašovacím tlaku.

5.3.1 Použité trysky k výpočtu

Axiální trysky s dutým kuželem od výrobce Hennlich jsou nevhodné, mají nedostatečné průtoky.

Excentrické trysky s dutým kuželem od výrobce Hennlich jsou nevhodné, mají nedostatečné průtoky.

Trysky s rozstříkem plného kužele – počítáno s tryskami od výrobce Hennlich – viz příloha II.

Svazkové trysky – obdobně jako u trysek s plným kuželem je počítáno s tryskami od výrobce Hennlich – viz příloha III.

S tryskami od výrobce **Spraying Systems Czech, s.r.o.** byl také proveden kontrolní výpočet. Výsledky podobné jako u trysek od firmy **Hennlich**

5.3.2 Vzorový výpočet

Pro vzorový výpočet je použita tryska s plným kuželem s označením 460.643 viz příloha II a průtokem 4,7 l/min při tlaku 3 bar a průměrem otvoru trysky 2,15 mm.

Aproximace velikosti kapiček pro danou trysku na základě tabulky 5-5:

$$d = d_2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{V_2 - V_1} \cdot (V_2 - V_x) \right) = 983,3 - \frac{983,3 - 366,7}{28,7 - 1,1} \cdot (28,7 - 4,7) \quad (5.28)$$

$$= 446,5 \mu m$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{446,5}{2} = 223,25 \mu m \quad (5.29)$$

Teplotní vodivost rozprašovaného kondenzátu z DHE1:

$$\kappa = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} = \frac{0,661}{980,4 \cdot 4186,6} = 1,61 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (5.30)$$

Výpočet potřebného času pro bezrozměrný čas $p=2$:

$$t = \frac{p \cdot r^2}{\pi^2 \cdot \kappa} = \frac{2 \cdot (223,25 \cdot 10^{-6})^2}{\pi^2 \cdot 1,61 \cdot 10^{-7}} = 0,0627 \text{ s} \quad (5.31)$$

Počet trysek:

$$n_{trysek} = \frac{V}{\dot{m}} \cdot \rho = \frac{4,7}{15,29} \cdot 980,4 = 199,1 \cong 200 \quad (5.32)$$

Výtoková rychlost:

$$v_0 = \frac{m}{\rho \cdot S} = \frac{V}{\rho \cdot \pi \cdot B^2} \cdot \rho = \frac{4,7}{980,4 \cdot \pi \cdot 0,00215^2} \cdot 980,4 = 5,4 \text{ m/s} \quad (5.33)$$

Pozn.: u excentrických trysek pro výpočet rychlosti je průtočný obsah trysky 7x.

Dráha bez gravitace:

$$s = v_0 \cdot t = 5,4 \cdot 0,0627 = 0,338 \text{ m} \quad (5.34)$$

Šířka na konci:

$$\check{s} = \tan\left(\frac{45^\circ}{2}\right) \cdot s \cdot 2 = \tan\left(\frac{45^\circ}{2}\right) \cdot 0,338 \cdot 2 = 0,28 \text{ m} \quad (5.35)$$

Dráha s uvažováním gravitace:

$$s_g = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} g \cdot t^2 = 5,4 \cdot 0,0627 + 0,5 \cdot 9,81 \cdot 0,0627^2 = 0,358 \text{ m} \quad (5.36)$$

Přibližná šířka na konci s uvažováním gravitace:

$$\check{s}_g = \tan\left(\frac{45^\circ}{2}\right) \cdot s \cdot 2 = \tan\left(\frac{45^\circ}{2}\right) \cdot 0,358 \cdot 2 = 0,296 \text{ m} \quad (5.37)$$

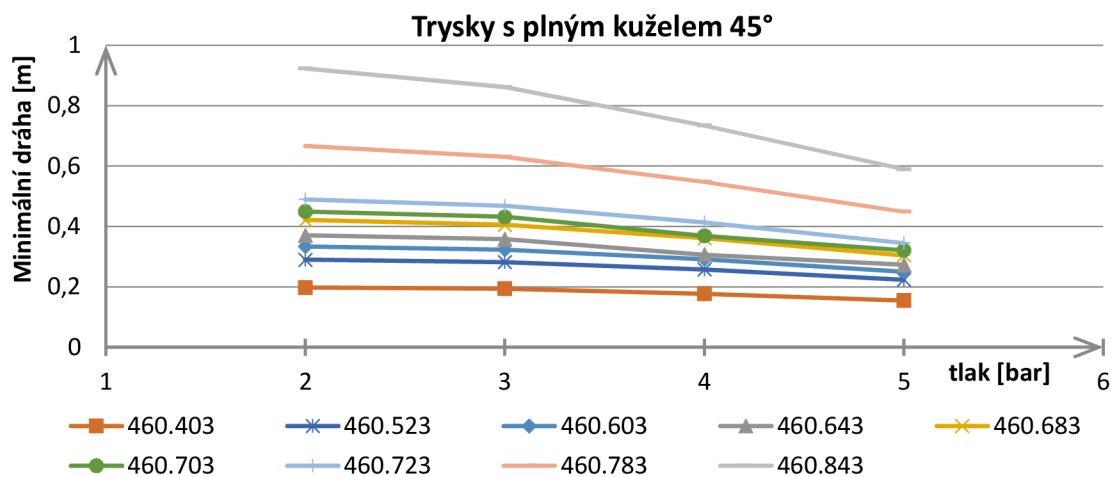
Počet řad trysek ve výměníku:

$$n_{řad} = \frac{n_{trysek}}{L_{trub}} \cdot \check{s}_g = \frac{200}{9,1} \cdot 0,296 = 6,51 \approx 7 \quad (5.38)$$

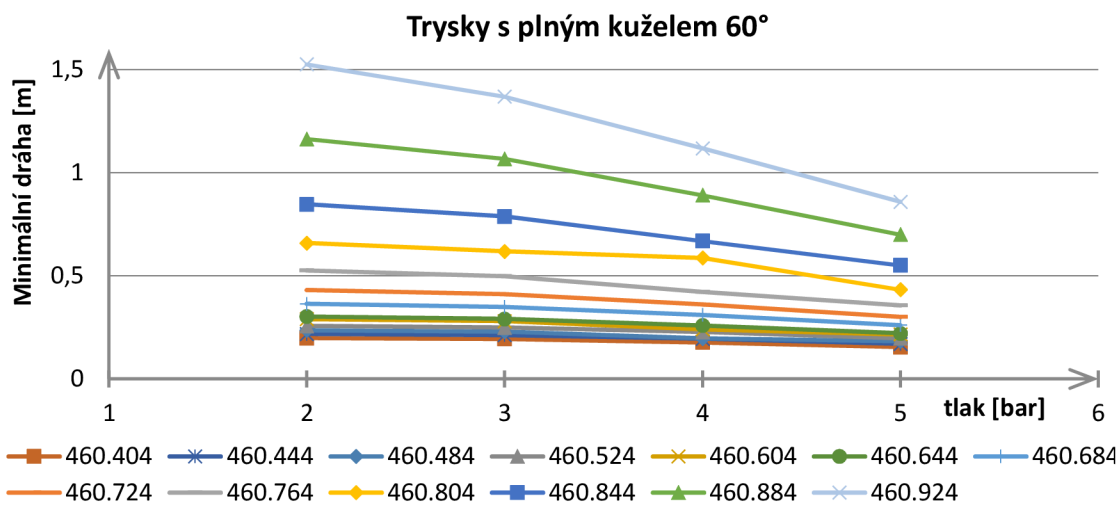
Následuje opakování výpočtu pro bezrozměrný čas 3 a následně tlaky 3,4 a 5 bar. Dále pak pro jiné trysky.

5.3.3 Výsledky rozprašovacích trysek

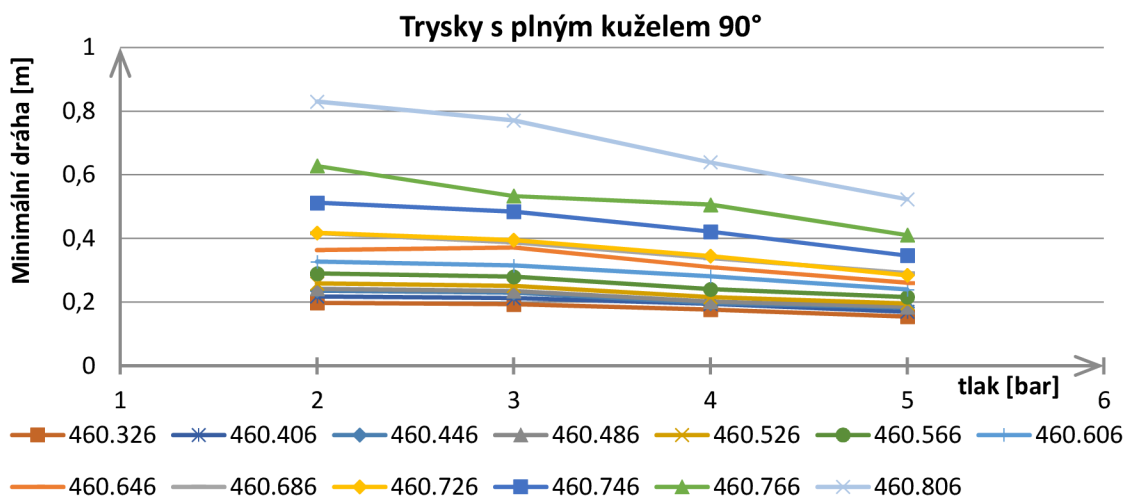
Výsledky rozprašovacích trysek jsou uvedeny v příloze V. V tabulkách 5-6 a 5-7 jsou pouze výsledky pro navrhovaný tlak 3 bar. Z výsledků uvedených v příloze V a znázorněných na obrázcích 5-6, 5-7, 5-8, 5-9 a 5-10 je zřejmé, že pro všechny počítané trysky je minimální dráha potřebná k ohřátí kapičky klesající se zvedajícím se tlakem. Vliv tlaku na pokles potřebné dráhy je větší u trysek s velkou drahou oproti tryškám s drahou menší. Tento fakt je zapříčiněn tím, že při vyšším tlaku se zvyšuje průtok tryškou a zmenšují se průměry rozprašovaných kapiček, viz obrázek 5-5, což vede k nárůstu celkové teplosměnné plochy a tudíž i efektivnějšímu přestupu tepla. Rozdíl mezi modelem pevné koule a cirkulačním modelem, tudíž bezrozměrným časem 3 a 2 je takový, že minimální potřebná dráha kapičky pro model pevné koule je zhruba o 50% větší oproti cirkulačnímu modelu. Srovnání výpočtových modelů pro trysky s plným kuzelem je na obrázku 5-11. Na obrázku 5-12 je porovnání šířky rozprášení vzhledem k dráze letu podle úhlu rozprášení. Z tohoto obrázku je patrné, že zvolený úhel rozprášení trysky má výrazný vliv na šířku na konci letu kapičky. Srovnání vypočtených hodnot trysky 460.643 pro použité modely a počítané tlaky je na obrázku 5-13.



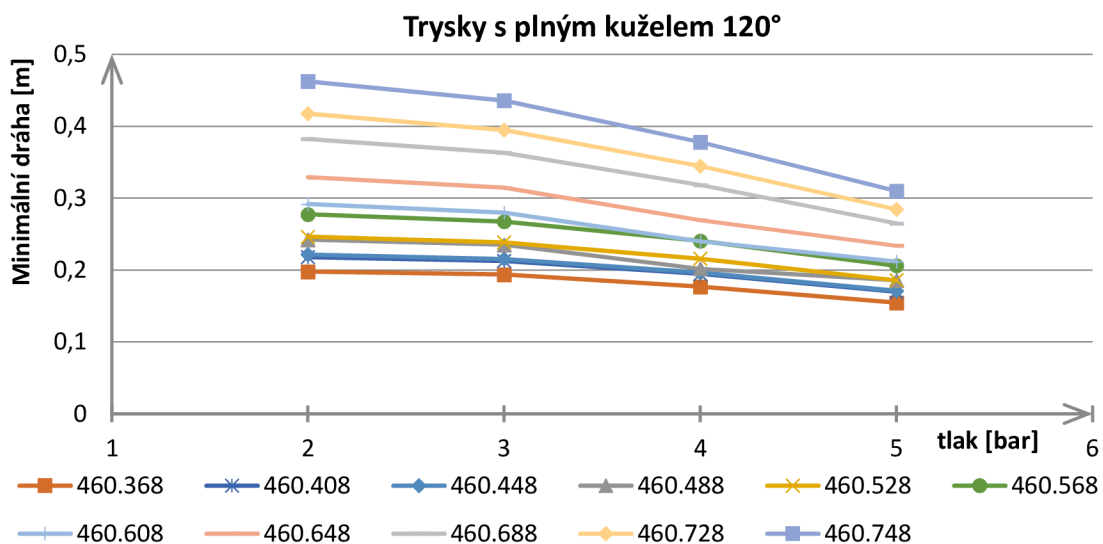
Obr. 5-6 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuzelem 45°.



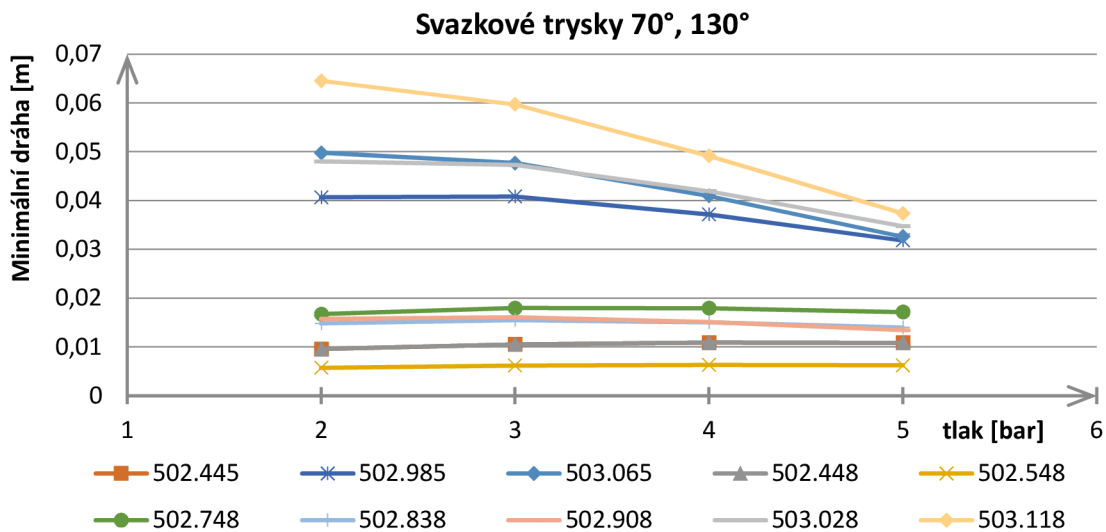
Obr. 5-7 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuzelem 60°.



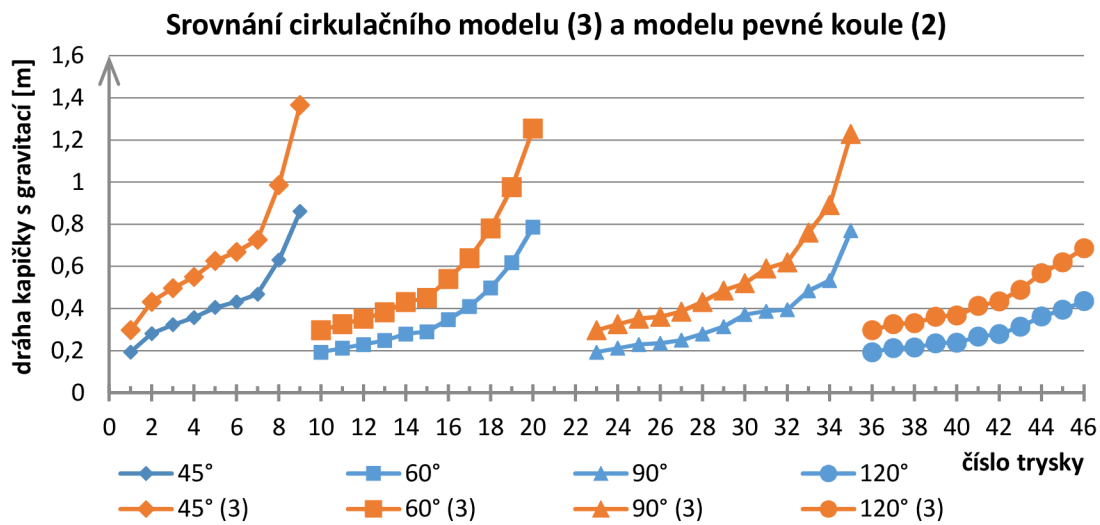
Obr. 5-8 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 90°.



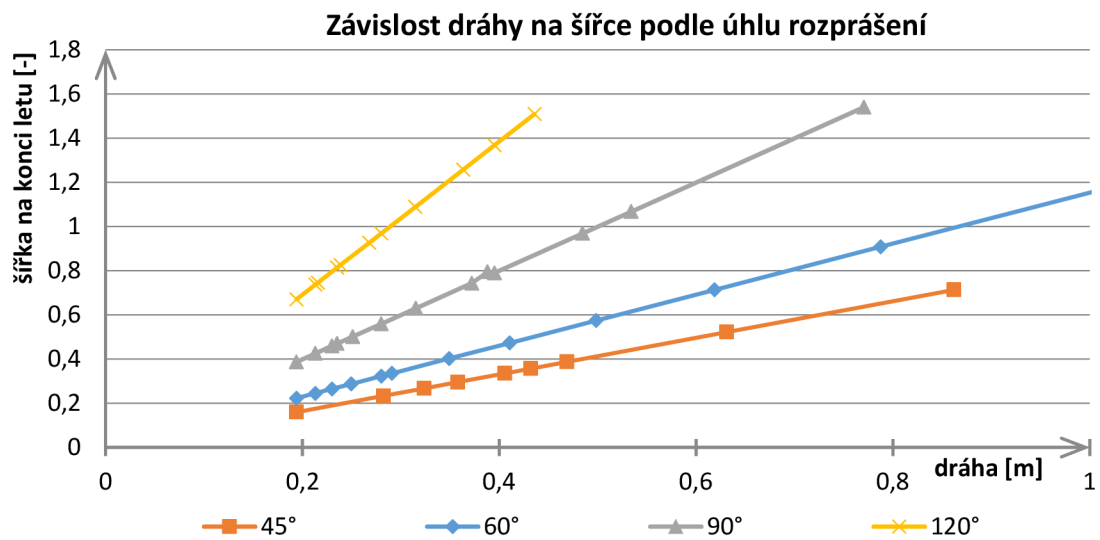
Obr. 5-9 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro trysky s plným kuželem 120°.



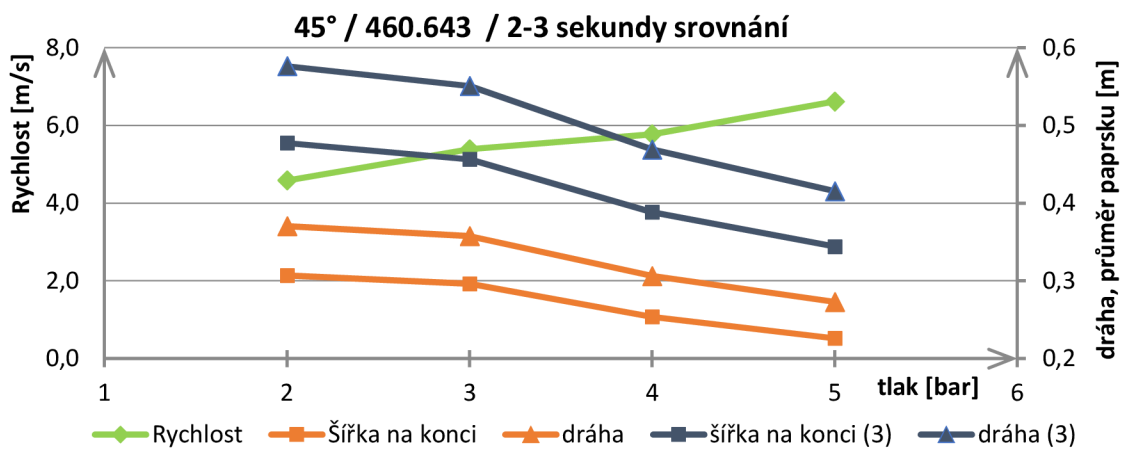
Obr. 5-10 Graf závislosti požadované dráhy na tlaku pro svazkové trysky.



Obr. 5-11 Graf srovnání výsledků pro model pevné koule a cirkulační model.



Obr. 5-12 Graf průměru rozprášení na požadované dráze.



Obr. 5-13 Graf výsledků pro počítanou trysku 460.643.

Tab. 5-6 Přehled výsledků pro svazkové trysky 3 bar.

Úhel rozprášení	typ	Čas [s]	počet trysek	Výtoková rychlost [m/s]	dráha s gravitací [m]	Šířka s gravitací [m]	Počet řad trysek
Bezrozměrný čas 2							
70°	502.445	0,0131	612	1,2	0,016	0,022	1,5
	502.985	0,0277	28	2,1	0,062	0,088	0,3
	503.065	0,0397	18	1,7	0,074	0,104	0,2
130°	502.448	0,0131	612	1,2	0,016	0,069	4,6
	502.548	0,0136	342	0,6	0,010	0,041	1,5
	502.748	0,0158	108	1,6	0,027	0,117	1,4
	502.838	0,0182	65	1,2	0,024	0,102	0,7
	502.908	0,0216	43	1,0	0,025	0,107	0,5
	503.028	0,0327	22	2,1	0,073	0,312	0,8
	503.118	0,0522	13	1,5	0,094	0,403	0,6
Bezrozměrný čas 3							
70°	502.445	0,0087	612	1,2	0,011	0,015	1,0
	502.985	0,0185	28	2,1	0,041	0,057	0,2
	503.065	0,0265	18	1,7	0,048	0,067	0,1
130°	502.448	0,0087	612	1,2	0,011	0,045	3,0
	502.548	0,0090	342	0,6	0,006	0,027	1,0
	502.748	0,0106	108	1,6	0,018	0,077	0,9
	502.838	0,0121	65	1,2	0,016	0,066	0,5
	502.908	0,0144	43	1,0	0,016	0,069	0,3
	503.028	0,0218	22	2,1	0,047	0,203	0,5
	503.118	0,0348	13	1,5	0,060	0,256	0,4

Tab. 5-7 Přehled výsledků pro trysky s plným kuželem 3 bar.

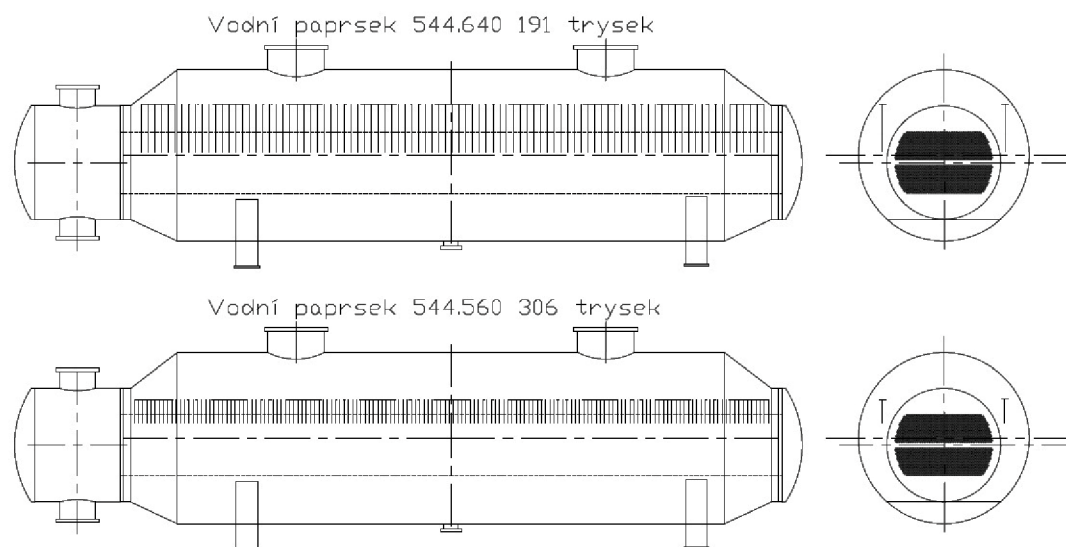
Úhel rozprášení	typ	Čas [s]	počet trysek	Výtoková rychlost [m/s]	Dráha s gravitací [m]	Šířka s gravitací [m]	Počet řad trysek
Bezrozměrný čas 2							
45°	460.403	0,0425	794	4,3	0,194	0,161	127,5
	460.523	0,0488	399	5,5	0,282	0,234	93,3
	460.603	0,0566	253	5,4	0,323	0,268	67,8
	460.643	0,0627	200	5,4	0,358	0,296	6,5
	460.683	0,0704	160	5,4	0,405	0,336	5,9
	460.703	0,0752	142	5,4	0,432	0,358	5,6
	460.723	0,0809	127	5,4	0,469	0,388	5,4
	460.783	0,1052	89	5,5	0,631	0,523	5,1
	460.843	0,1414	64	5,4	0,862	0,714	5,0
60°	460.404	0,0425	794	4,3	0,194	0,224	19,5
	460.444	0,0441	637	4,6	0,213	0,246	17,2
	460.484	0,0462	498	4,7	0,230	0,265	14,5
	460.524	0,0488	399	4,9	0,249	0,288	12,6

Úhel rozprášení	typ	Čas [s]	počet trysek	Výtoková rychlost [m/s]	Dráha s gravitací [m]	Šířka s gravitací [m]	Počet řad trysek
60°	460.604	0,0566	253	4,7	0,280	0,323	9,0
	460.644	0,0627	200	4,3	0,291	0,336	7,4
	460.684	0,0704	160	4,6	0,349	0,403	7,1
	460.724	0,0809	127	4,7	0,410	0,474	6,6
	460.764	0,0959	100	4,7	0,498	0,575	6,3
	460.804	0,1150	80	4,8	0,619	0,714	6,3
	460.844	0,1414	64	4,9	0,787	0,909	6,4
	460.884	0,1830	50	4,9	1,067	1,232	6,8
	460.924	0,2370	40	4,6	1,369	1,581	7,0
90°	460.326	0,0425	794	4,3	0,194	0,388	33,8
	460.406	0,0441	637	4,6	0,213	0,426	29,8
	460.446	0,0462	498	4,7	0,230	0,460	25,2
	460.486	0,0488	399	4,6	0,235	0,470	20,6
	460.526	0,0521	319	4,6	0,251	0,502	17,6
	460.566	0,0566	253	4,7	0,280	0,560	15,6
	460.606	0,0627	200	4,7	0,315	0,630	13,8
	460.646	0,0731	160	2,5	0,372	0,744	13,1
	460.686	0,0809	127	4,5	0,398	0,796	11,1
	460.726	0,0878	113	4,1	0,395	0,790	9,8
	460.746	0,0959	100	4,6	0,485	0,969	10,6
	460.766	0,1024	80	2,5	0,534	1,068	9,4
	460.806	0,1414	64	4,8	0,771	1,541	10,8
120°	460.368	0,0425	793	4,3	0,194	0,671	58,5
	460.408	0,0441	637	4,6	0,213	0,737	51,6
	460.448	0,0462	498	4,4	0,215	0,746	40,8
	460.488	0,0488	398	4,6	0,235	0,815	35,6
	460.528	0,0521	319	4,3	0,239	0,827	29,0
	460.568	0,0566	253	4,5	0,268	0,927	25,8
	460.608	0,0627	200	4,2	0,280	0,970	21,3
	460.648	0,0704	160	4,1	0,315	1,090	19,2
	460.688	0,0809	127	4,1	0,363	1,258	17,6
	460.728	0,0878	112	4,1	0,395	1,368	16,8
	460.748	0,0959	100	4,1	0,436	1,510	16,6
Bezrozměrný čas 3							
45°	460.403	0,0638	794	4,3	0,297	0,246	21,5
	460.523	0,0732	399	5,5	0,432	0,358	15,7
	460.603	0,0849	253	5,4	0,497	0,412	11,4
	460.643	0,0941	200	5,4	0,551	0,457	10,0
	460.683	0,1056	160	5,4	0,627	0,519	9,1
	460.703	0,1128	142	5,4	0,669	0,554	8,6

Úhel rozprášení	typ	Čas [s]	počet trysek	Výtoková rychlost [m/s]	Dráha s gravitací [m]	Šířka s gravitací [m]	Počet řad trysek
45°	460.723	0,1214	127	5,4	0,727	0,602	8,4
	460.783	0,1578	89	5,5	0,987	0,818	8,0
	460.843	0,2122	64	5,4	1,367	1,132	8,0
60°	460.404	0,0638	794	4,3	0,297	0,343	30,0
	460.444	0,0661	637	4,6	0,326	0,377	26,4
	460.484	0,0694	498	4,7	0,353	0,407	22,3
	460.524	0,0732	399	4,9	0,383	0,442	19,4
	460.604	0,0849	253	4,7	0,432	0,499	13,9
	460.644	0,0941	200	4,3	0,451	0,521	11,4
	460.684	0,1056	160	4,6	0,542	0,626	11,0
	460.724	0,1214	127	4,7	0,640	0,739	10,3
	460.764	0,1438	100	4,7	0,781	0,902	9,9
	460.804	0,1726	80	4,8	0,977	1,128	9,9
	460.844	0,2122	64	4,9	1,255	1,449	10,2
	460.884	0,2746	50	4,9	1,724	1,991	10,9
460.924	0,3557	40	4,6	2,262	2,612	11,5	
90°	460.326	0,0638	794	4,3	0,297	0,595	51,9
	460.406	0,0661	637	4,6	0,326	0,653	45,7
	460.446	0,0694	498	4,7	0,353	0,705	38,6
	460.486	0,0732	399	4,6	0,362	0,723	31,7
	460.526	0,0782	319	4,6	0,387	0,773	27,1
	460.566	0,0849	253	4,7	0,432	0,864	24,0
	460.606	0,0941	200	4,7	0,487	0,974	21,4
	460.646	0,1135	160	2,5	0,521	1,105	19,8
	460.686	0,1214	127	4,5	0,621	1,242	17,3
	460.726	0,1317	113	4,1	0,621	1,242	15,4
	460.746	0,1438	100	4,6	0,761	1,522	16,7
	460.766	0,1893	80	2,5	0,893	2,024	16,3
460.806	0,2122	64	4,8	1,230	2,460	17,3	
120°	460.368	0,0638	793	4,3	0,297	1,030	89,8
	460.408	0,0661	637	4,6	0,326	1,131	79,2
	460.448	0,0694	498	4,4	0,331	1,147	62,8
	460.488	0,0732	398	4,6	0,362	1,253	54,8
	460.528	0,0782	319	4,3	0,368	1,275	44,7
	460.568	0,0849	253	4,5	0,413	1,432	39,8
	460.608	0,0941	200	4,2	0,434	1,505	33,1
	460.648	0,1056	160	4,1	0,490	1,698	29,9
	460.688	0,1214	127	4,1	0,569	1,972	27,5
	460.728	0,1317	112	4,1	0,621	2,151	26,5
460.748	0,1438	100	4,1	0,688	2,382	26,2	

5.4 Návrh vestavby

Pro návrh vestavby jsou z důvodu zadání uvažovány pouze výsledky pro tlak 3 bar. Prostor mezi vodním a parním pláštěm nám umožňuje použití trysek s maximální dráhou letu zhruba 800 mm. Na základě výsledků uvedených v tabulce 5-8 pro kondenzaci na proudy vody kruhového průřezu vyhovují tomuto parametru trysky 544.160, 544.200, 544.240, 544.280, 544.320, 544.360, 444.400, 544.480, 544.560 a 544.640. Navrhované varianty vestavby pro trysky 544.560 a 544.640 je znázorněno na obrázku 5-14. S dalšími tryskami není uvažováno z důvodu výrazně většího počtu trysek.



Obr. 5-14 Navrhované schéma vestavby při použití proudy vody.

Tab. 5-8 Přehled výsledků proudových trysek.

Typ trysky	Průměr paprsku [mm]	Výtoková rychlost [m/s]	Počet trysek	Výkon [kW]	délka [cm]
544.160	0,33	3,41	13368	1198	0,21
544.200	0,39	4,19	7798	1180	0,38
544.240	0,5	4,24	4679	1178	0,75
544.280	0,63	4,14	3019	1180	1,5
544.320	0,8	4,06	1910	1190	3,3
544.360	1,05	3,7	1216	1180	6,2
544.400	1,3	3,83	768	1179	11,4
544.480	1,32	5,97	478	1177,5	17,9
544.560	1,65	5,96	306	1179	33,7
544.640	2,09	5,95	191	1179	66,3
544.720	2,63	5,92	122	1179	142
544.800	3,3	5,97	77	1179	270

Pro kapičkové rozprašovací trysky je využitelný prostor definován maximální drahou letu kapičky zhruba 650 mm a šířkou rozprášení na konci letu zhruba 550 mm. Těmto parametrům vyhovují veškeré svazkové trysky. Trysky s rozprášením plného kužele jsou vhodné jen s úhlem rozprášení 45° a za použití výsledků s cirkulačním modelem (bezrozměrný čas 2). Navrhované varianty vestavby pro rozprašovací trysky jsou znázorněny na obrázku 5-15.

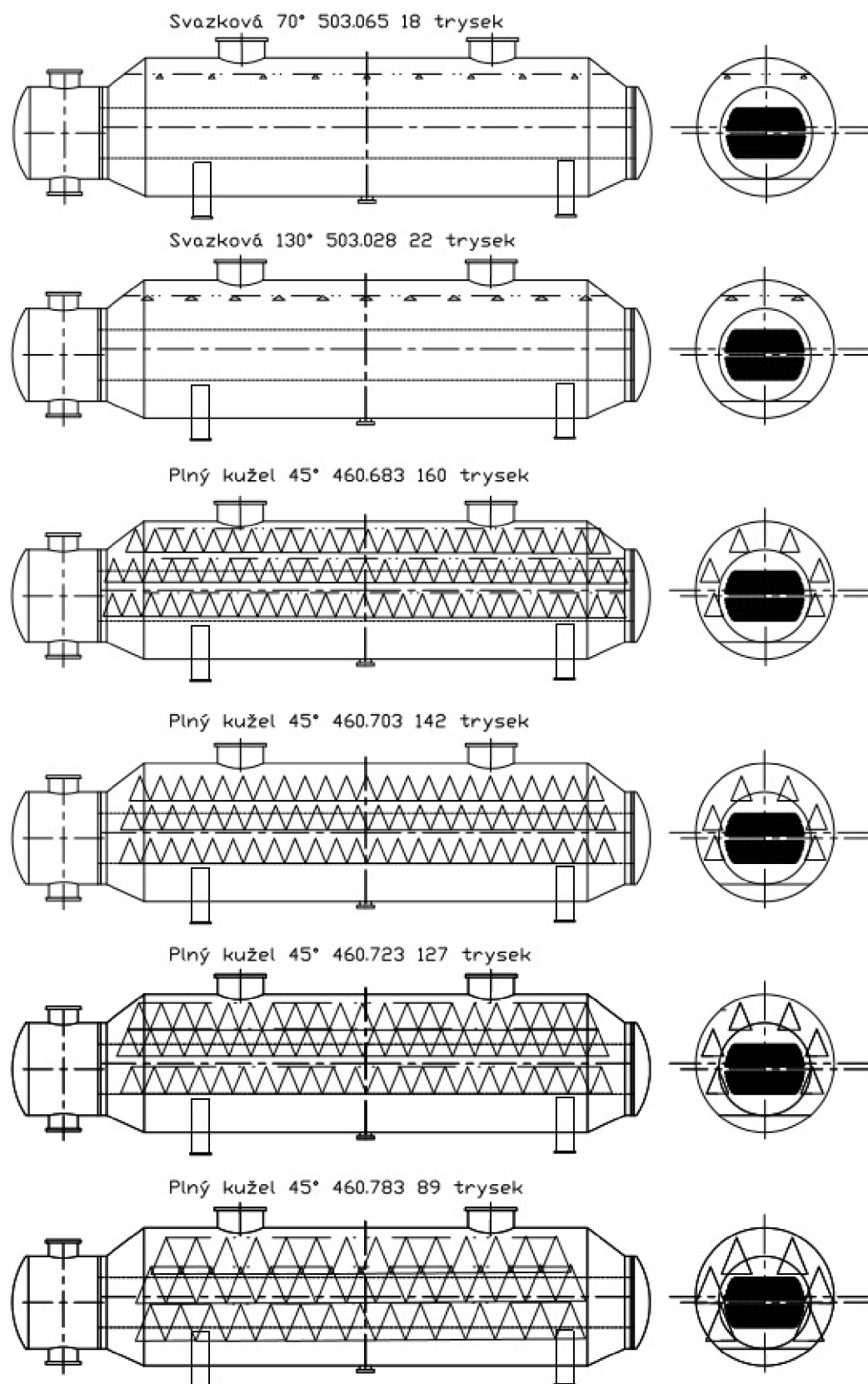
Přehled uvažovaných trysek pro finální řešení je v tabulce 5-9.

Tab. 5-9 Přehled uvažovaných trysek pro finální řešení.

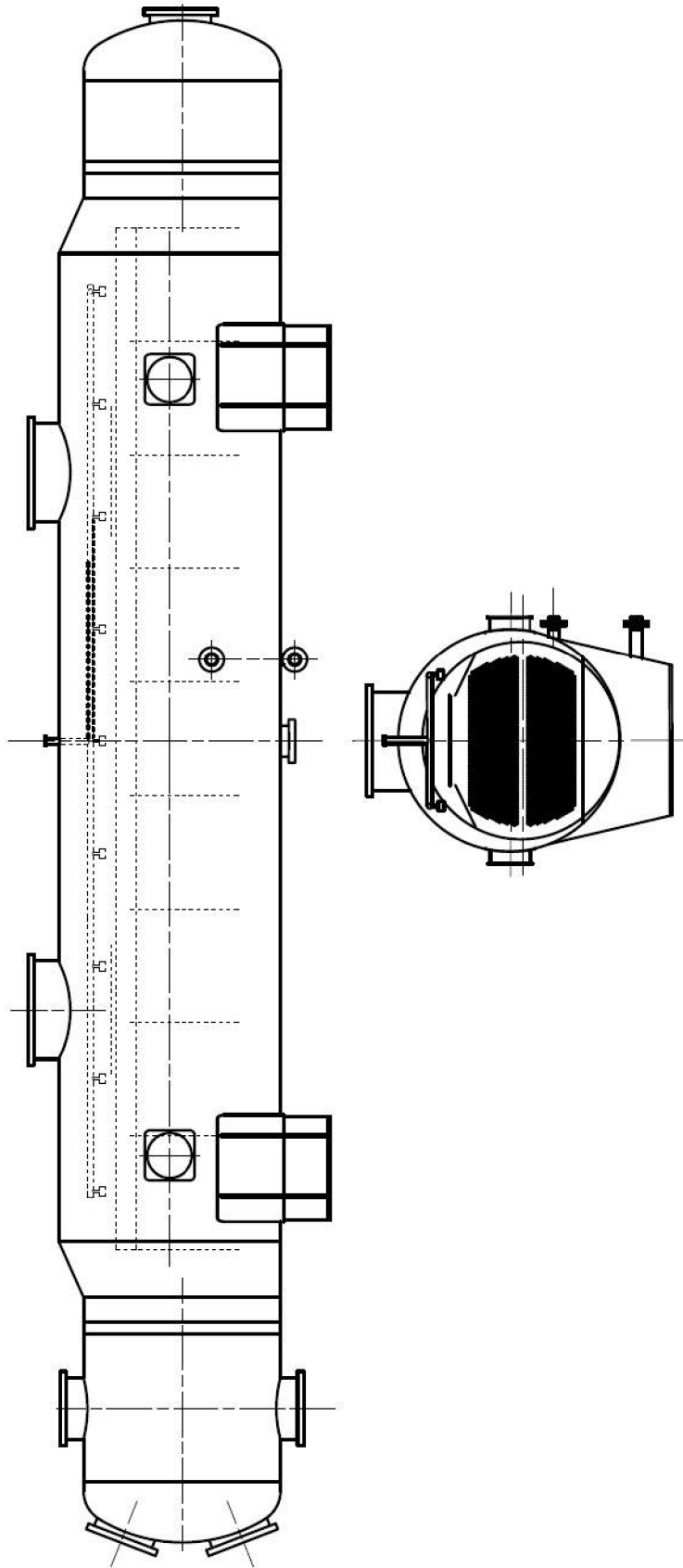
Druh rozprášení	Typ trysky	Počet trysek	Počet řad
Proud vody	544.560	306	2
	544.640	191	2
Svazkové rozprášení	503.065	18	2
Plný kužel	460.683	160	6
	460.703	142	6
	460.723	127	6
	460.783	89	6

Z hlediska spolehlivosti provozu, konstrukčního provedení a ceny je vhodné použít návrh s co nejmenším počtem trysek. Z těchto důvodů se nejvýhodněji jeví řešení s použitím svazkových trysek. Svazkové trysky nejsou výhodné jen díky nízkému počtu potřebných trysek, ale i kompaktními parametry požadovaného rozprášení (patrné na obrázku 5-15), díky kterým má kapička garantovanou podstatně delší uraženou dráhu oproti minimální spočítané, během které se může dohřát na požadovanou teplotu. Další výhodou svazkových trysek je fakt, že oproti tryskám s plným kuželem jsou návrhy vestavby brány konzervativnějším modelem pevné koule (bezrozměrný čas 3), tudíž je zde ještě další rezerva pro případné dohřátí kapičky.

Z výše uvedených důvodů je pro finální návrh směšovací vestavby zvolena svazková rozprašovací tryska 503.065. K zabránění styku rozprášených kapiček s trubkovým svazkem je zde navrženo použití stínících plechů, které jsou patrné v příloze VIII. Použití této trysky nám také umožní zmenšit navrhovaný rozměr vnějšího pláště výměníku na 1800 mm. Schéma finálního návrhu s naznačením přepážek a rozmístění trysek je pak na obrázku 5-16 a v příloze VIII.



Obr. 5-15 Schéma rozprášení dle jednotlivých trysek



Obr. 5-16 Schéma finálního návrhu s naznačením rozmístění trysek a přepážek.

Závěr

V první části diplomové práce Ohřívák s kombinovanou kondenzací je provedeno základní rozdělení tepelných výměníků s následným zaměřením na výměníky s přímým kontaktem pracovních látek a jejich možných aplikací. Většina zařízení využívající přenosu tepla při přímém kontaktu nachází uplatnění v chemickém průmyslu. V energetice jsou to pak části chladících okruhů (chladicí věže, směšovací kondenzátory), odplyňovací nádrže, směšovací výměníky a otevřené ohříváky. V další části je pak popsán mechanismus přenosu tepla při přímém kontaktu látek s výrazným zaměřením na kondenzaci.

Návrh ohříváku s kombinovanou kondenzací je rozdělen do dvou kroků. V prvním kroku je navržen dvoucestný trubkový svazek a základní rozměry výměníku, od kterých se dále odvíjí výpočet směšovací části. V druhém kroku je dle teorie mechanismu přenosu tepla s přímým kontaktem, uvedené v kapitole 3, navržen a realizován metodologický postup výpočtu směšovací části. Z hlediska konstrukčního řešení (docílení požadovaných parametrů rozprašení) je pak samotná směšovací část navrhována pomocí proudových a rozprašovacích trysek firmy Hennlich. Trysky od jiných výrobců nejsou v práci uvedeny z důvodů shodných výsledků.

Pro proudové trysky je nejpodstatnějším parametrem průměr paprsku. Se zvětšujícím se průměrem paprsku roste minimální délka paprsku a klesá počet potřebných trysek. Pro nejvýhodnější realizaci směšovací části pomocí proudových trysek je jich potřeba 191.

Pro kapičkové rozprašovací trysky je určujícím parametrem průměr rozprašované kapičky. Tento průměr se dá ovlivnit volbou trysky – nejmenší kapičky jsou dosaženy se svazkovými tryskami a také tlakem rozprašení – s rostoucím tlakem klesá průměr rozprašované kapičky. Pro nejvýhodnější realizaci směšovací části pomocí rozprašovacích trysek je zapotřebí 89 trysek s plným kuželem nebo 18 trysek svazkových.

Z hlediska spolehlivosti provozu, konstrukčního provedení a výsledné ceny zařízení je vhodné použít variantu s co možná nejmenším počtem trysek. Z těchto důvodů je pro směšovací část topného ohříváku zvolena svazková tryška s označením 503.065. Tato tryška není vhodná jen díky výše uvedeným důvodům, ale také umožňuje snížení rozměrů parního pláště, díky malým potřebným drahám letu kapičky.

Součástí diplomové práce je také přiložený výkres topného ohříváku – příloha VII a schéma rozmístění trysek a stínících plechů – příloha VIII.

Použitá literatura

- [1] KREITH, Frank a R BOEHM. *Direct-contact heat transfer*. Washington: Hemisphere Pub. Corp., c1988. ISBN 08-911-6635-1.
- [2] SADIK, KAKAC A HONGTAN,LIU. *Heat exchangers: Selection, rating and thermal design*. Boca Raton: CRC PRESS, 2002. ISBN 8-8493-0902-6.
- [3] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.
- [4] DIRECT CONTACT HEAT EXCHANGERS. *Thermopedia* [online]. b.r. [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/700/>
- [5] KRÖGER, Detlev *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design. Volume II*. Tulsa, Okla.: PennWell, 2004. ISBN 000-0878148965.
- [6] SRIDHAR, T.N. *Feedwater Heaters (FWH)* [online]. b.r., , 19 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://elearning.vtu.ac.in/10/enotes/06ME43/Unit4-D-TNS.pdf>
- [7] ŠMÍDA, Zdeněk. *VSTŘIKOVÁNÍ KONDEZÁTU DO TERMI CKÉHO ODPLYŇOVÁKU NAPÁJECÍ VODY* [online]. b.r., , 14 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://partnerstvi-energetiky.msek.cz/wp-content/uploads/zaverecne-zpravy/vsb-tu-ostrava/smida.pdf>
- [8] KANDLIKAR, S, Masahiro SHŌJI a V DHIR. *Handbook of phase change: boiling and condensation*. Philadelphia, PA: Taylor, c1999. ISBN 15-603-2634-4.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Nu_x	lokální Nusseltovo číslo ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[-]
c_p	Měrná tepelná kapacita kondenzátu	[J/kgK]
d	Průměr otvoru trysky	[m]
d_e	Vnější průměr trubky	[m]
d_i	Vnitřní průměr trubky	[m]
D_{kout}	Průměr výstupního hrdla kondenzátu	[m]
d_p	Průměr listového paprsku	[m]
D_{pin}	Průměr vstupního hrdla topné vody	[m]
D_{vin}	Průměr vstupního hrdla topné vody	[m]
D_{vout}	Průměr výstupního hrdla páry	[m]
E_m	Bezrozměrná teplota.	[-]
Gz_x	Graetzovo číslo ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[-]
i_{kout}	Entalpie vystupujícího kondenzátu	[kJ/kg]
i_{pin}	Entalpie páry na vstupu	[kJ/kg]
i_{rin}	Entalpie rozprašovaného kondenzátu z DHE1	[kJ/kg]
i_{vin}	Entalpie vstupující napájecí vody	[kJ/kg]
i_{vout}	Entalpie vystupující napájecí vody	[kJ/kg]
k	Koeficient přestupu tepla	[W/m ² K]
L	Horizontální délka listového paprsku	[m]
L_{trub}	Délka trubkového svazku	[m]
m_{1tr}	Hmotnostní tok jednou tryskou	[kg/s]
m_p	Množství páry	[kg/s]
m_r	Množství rozprašovaného kondenzátu z DHE1	[kg/s]
m_v	Množství napájecí vody	[kg/s]
$n_{řad}$	Počet řad trysek ve výměníku	[-]

n_{trub}	Počet trubek v jedné cestě	[-]
n_{tr}	Počet trysek	[-]
Q_p	Celkový tepelný výkon ohříváku	[kW]
Q_s	Tepelný výkon směšovací části	[kW]
Q_{trub}	Tepelný výkon trubkové části	[kW]
r	Poloměr kapiček	[J/kgK]
S	Teplosměnná plocha trubkové části	[m ²]
s	Dráha u kapičkového rozprašování	[m]
S_{ltr}	Průtočný průřez jedné trysky	[m ²]
s_g	Dráha u kapičkového rozprašování s uvažováním gravitace	[m]
S_{kout}	Průtočný průřez výstupního hrdla kondenzátu	[m ²]
S_{listu}	Plocha intervalu listového paprsku	[m ²]
S_{pin}	Průtočný průřez vstupního hrdla topné vody	[m ²]
S_{tr}	Plocha jednoho intervalu trysek	[m ²]
S_v	Průtočný průřez topné vody	[m ²]
S_{vin}	Průtočný průřez vstupního hrdla topné vody	[m ²]
S_{vout}	Průtočný průřez výstupního hrdla topné vody	[m ²]
\check{s}	Šířka na konci kapičkového rozprašení	[m]
\check{s}_g	Přibližná šířka na konci kapičkového rozprašení s uvažováním gravitace	[m]
t	čas	[s]
Δt_1	Teplotní spád na vstupu do DHE2	[K]
Δt_2	Teplotní spád na výstupu z DHE2	[K]
T_i	Počáteční teplota kapičky.	[K]
t_k	Teplota kondenzátu	[°C]
Δt_m	Střední logaritmický teplotní spád	[K]
T_m	Mixed cup teplota uvnitř kapičky	[K]

t_p	Teplota páry na vstupu	[°C]
T_v	Teplota páry	[K]
t_{vin}	Teplota topné vody na vstupu	[°C]
t_{vout}	Teplota topné vody na výstupu	[°C]
U	Průměrná rychlost proudu vody, výtoková rychlost z trysky.	[m/s]
w_p	Rychlost proudění páry	[m/s]
w_v	Rychlost proudění topné vody	[m/s]
x	Vzdálenost od výstupu z trysky	[m]
α_x	Lokální koeficient přenosu tepla ve vzdálenosti x od výstupu z trysky.	[W/m ² K]
κ	Teplotní vodivost kondenzátu	[m ² /s]
λ	Tepelná vodivost kondenzátu.	[W/mK]
ρ_k	Hustota kondenzátu	[kg/m ³]
$\rho_{střv}$	Střední hustota topné vody	[kg/m ³]
ρ_{vin}	Husto topné vody na vstupu	[kg/m ³]
ρ_{vout}	Hustota topné vody na výstupu	[kg/m ³]
ρ_{kout}	Hustota vystupujícího kondenzátu	[kg/m ³]
ρ_r	Hustota rozprašovaného kondenzátu z DHE1	[Kg/m ³]
λ_r	Tepelná vodivost rozprašovaného kondenzátu z DHE1	[W/mK]

Seznam příloh

Příloha I. Trysky s tenkým ostrým paprskem

Příloha II Axiální trysky s rozstříkem plného kužele

Příloha III Svazkové trysky

Příloha IV Postup výpočtu kondenzace na proudu vody

Příloha V Tabulka výsledků rozprašovacích trysek

Příloha VI Topný ohřívák A2-DP-01-2016

Příloha VII trubkovnice A3-DP-02-2016

Příloha VIII Schéma rozmístění trysek a plechů A3-DP-03-2016