

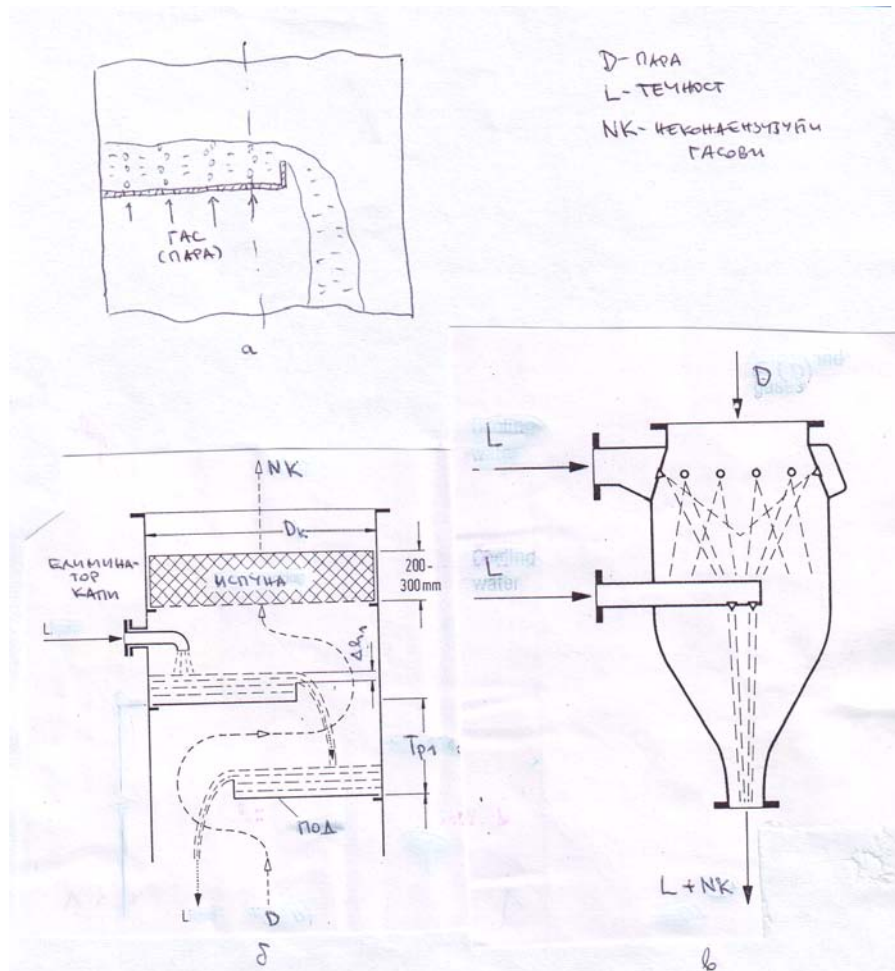
13 КОНТАКТНИ КОНДЕНЗАТОРИ

У контактним кондензаторима остварује се непосредни контакт између расхладног медијума и паре која се при томе кондензује.

Расхладни медијум може бити течност, гас или честице чврсте фазе. У данашње време, као расхладни медијум се углавном користи течност, а најчешће се размена топлоте обавља у систему вода - водена пара.

Постоји више техничких могућности за остваривање фазног контакта у контактним кондензаторима (Слика 13.1):

- барботажа паре кроз слој течности;
- прострујавањем паре кроз завесу течности;
- распршивање течности у капљице малих димензија;
- филмско сливање течности.



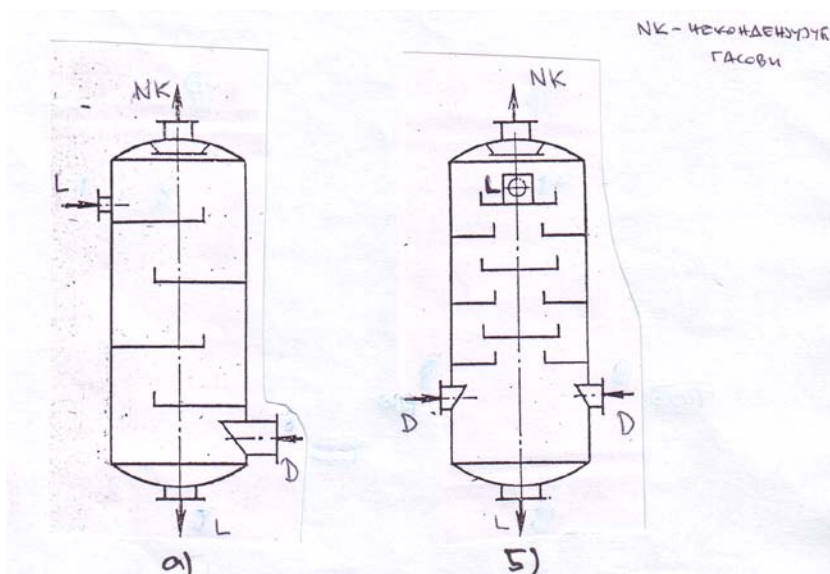
Слика 13.1 Начин остваривања фазног контакта у контактним кондензаторима

У стварности се контакт у апарату остварује комбинацијом поменутих начина струјања фаза, па је практично немогуће тачно одређивање површине контакта. Протицање фаза је веома сложено, тако да се интензитет размене топлоте утврђује на основу експерименталних података.

Контактни кондензатори се најчешће израђују као:

- колоне са млазницама, када се течност распршује у облику ситних капи по радној запремини апарата;
- каскадне колоне (каскадни кондензатори) када пара наструјава завесу течне фазе која са слива са посматране на суседну нижу каскаду/под;
- колоне са испуном (са филмским сливањем течности).

Каскаде кондензатора (подови) могу бити у облику кружних одсецака са преливом или у облику кружних прстенова и дискова са преливом (Слика 13.2) . Са становишта размене топлоте предност се даје подовима у облику кружних прстенова и дискова због веће површине контакта која се у том случају остварује. При истом пречнику апарата је површина фазног контакта приближно четири пута већа у односу на кондензаторе са сегментним подовима.



Слика 13.2 Каскадни кондензаторима

Површина фазног контакта се може додатно повећати уколико су подови перфорисани услед тога што део течности у том случају прокапљава кроз отворе на поду, а на самим подовима се ствара и барботажни слој, јер део паре пролази кроз исте отворе. Перфорисани подови се не препоручују у случајевима када у течности постоје нечистоће које се могу таложити на поду што би могло довести до зачепљења перфорације па би се ефекти интензивније размене топлоте убрзо изгубили.

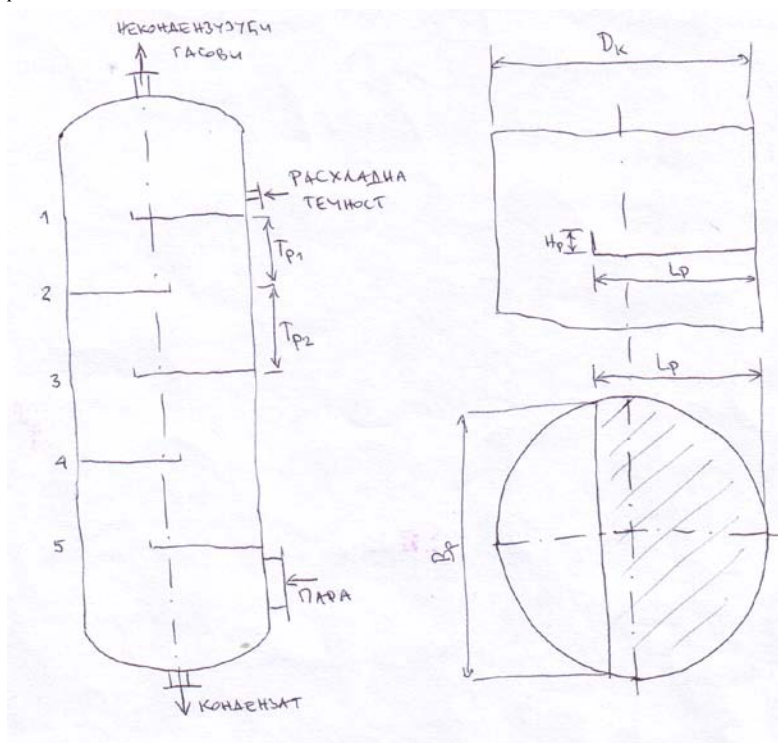
Препоручује се да укупна површина отвора на поду (перфорација) у односу на пуни попречни пресек апарата (светли пресек пода) износи $2,5 \div 10\%$, а пречник отвора $\phi 2$ mm за чисте течности, односно $\phi 5$ mm за течности склоне прљању апарата (нпр. тврда вода).

Подови у облику кружних одсецака (Слика 13.3) се израђују тако да дужина пода износи

$$L_p = 0,5 \cdot D_k + (50 \div 60) \text{ mm}$$

а висина преливника се креће у границама

$$H_p = 40 \div 60 \text{ mm}$$



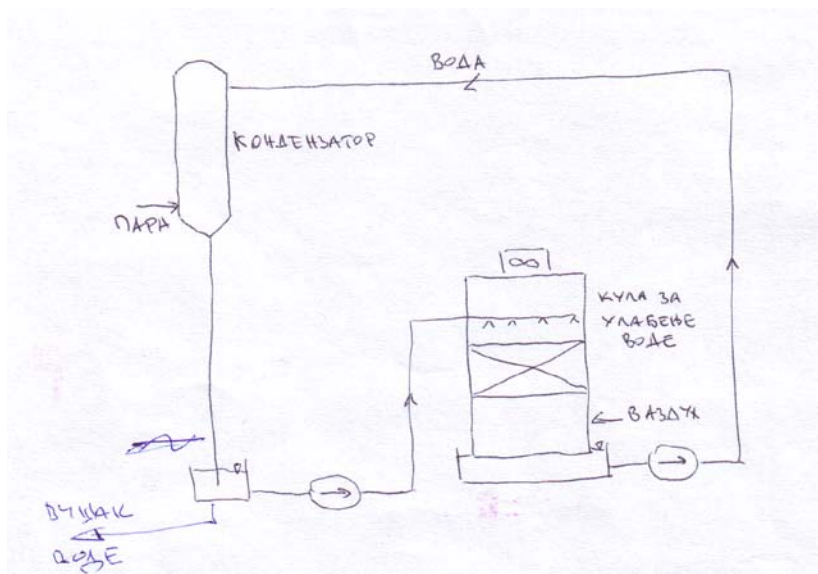
Слика 13.3 Подови у облику кружних одсецака

Протицање фаза у контактним кондензаторима може бити супротносмерно, истосмерно, унакрсно или комбиновано.

У каскадним кондензаторима је протицање фаза супротносмерно или истосмерно, док је у колонама са млазницама могуће остварити и унакрсни ток паре и течности.

Са становишта снижења експлоатационих трошкова предност се даје каскадним кондензаторима у односу на колоне са млазницама, јер је специфична потрошња расхладне течности за $30 \div 40\%$ мања, односно за исту специфичну потрошњу течности је могуће обезбедити нижи притисак кондензације.

Када се кондензује водена без веће количине примеса, онда је у циљу штедње расхладне воде могуће остварити циркулационо хлађење помоћу куле за хлађење воде, што знатно може утицати на смањење погонских трошкова (Слика 13.4).



Слика 13.4 Спрега кондензатора и куле за хлађење воде

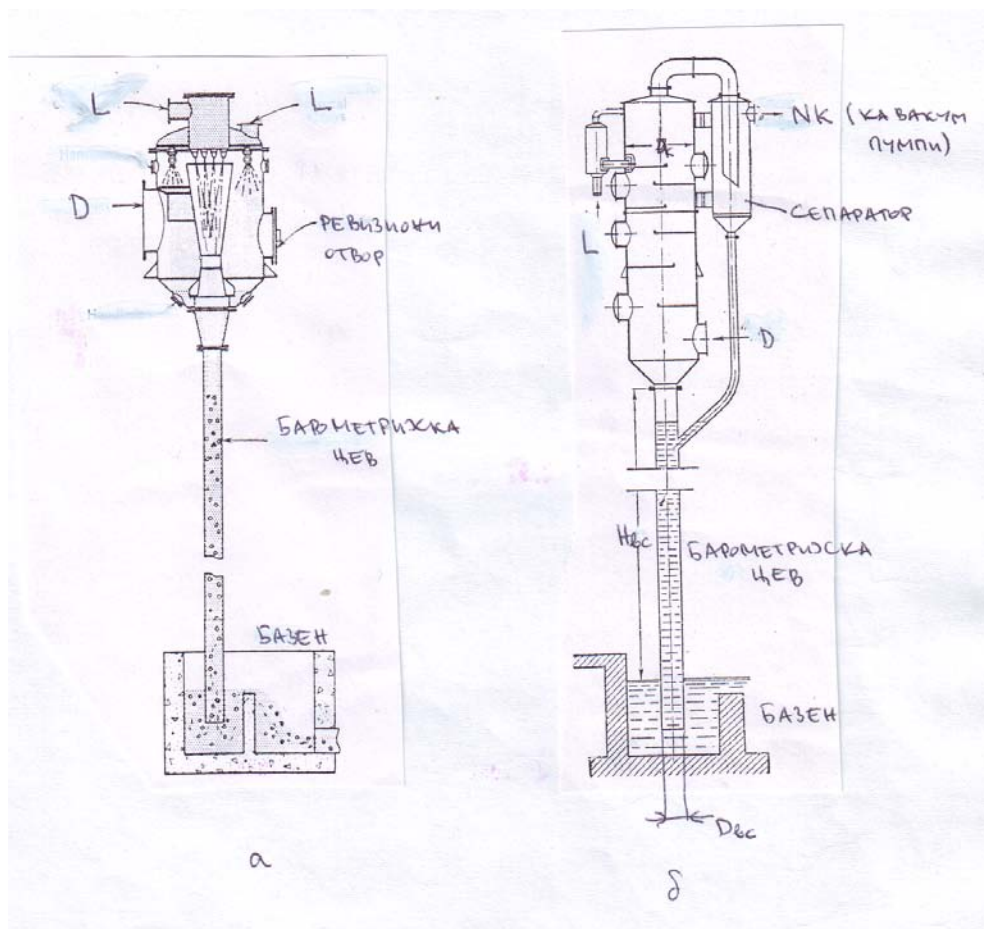
Кондензатори са непосредним контактом фаза најчешће раде под вакумом. Посебан проблем при таквим радним условима представља континуално одстрањивање некондензујућих гасова (ваздуха). Са повећањем концентрације некондензујућих гасова у систему смањује се интензитет размене топлоте. Са друге стране, с обзиром да при константном радном притиску у систему, са повећањем концентрације некондензујућих гасова расте њихов парцијални притисак следи да опада парцијални притисак паре која се кондензује. То изазива одређено снижење температуре кондензације, а самим тим је потребно обезбедити и расхладни медијум ниже температуре, што је свакако са становишта експлоатације постројења неповољно. Због тога се посебна пажња у оваквим системима посвећује проблему одвођења некондензујућих гасова.

Одвођење некондензујућих гасова се остварује помоћу вакум пумпе или помоћу ејектора.

Зависно од начина одвођења некондензујућих гасова кондензатори са непосредним контактом фаза (Слика 13.5) се деле на:

- влажне кондензаторе (Слика 13.5а), код којих се преко истог прикључка евакуишу некондензујући гасови (а евентуално и пара која се у току процеса није кондензовала) и расхладна течност са кондензатом. Најчешће се вакум у влажним кондензаторима одржава помоћу ејектора па се влажни кондензатори називају и ејекторски кондензатори. Ејектори се углавном напајају са расхладном водом. Влажни кондензатори се користе за одржавање притиска у систему изнад 6,5 kPa;

- суве кондензаторе (Слика 13.5б), код којих се некондензујући гасови евакуишу преко посебног прикључка који се налази при врху апарата, док се загрејана расхладна течност и кондензат одводе преко прикључка са дна кондензатора. У широј употреби су углавном суви кондензатори.

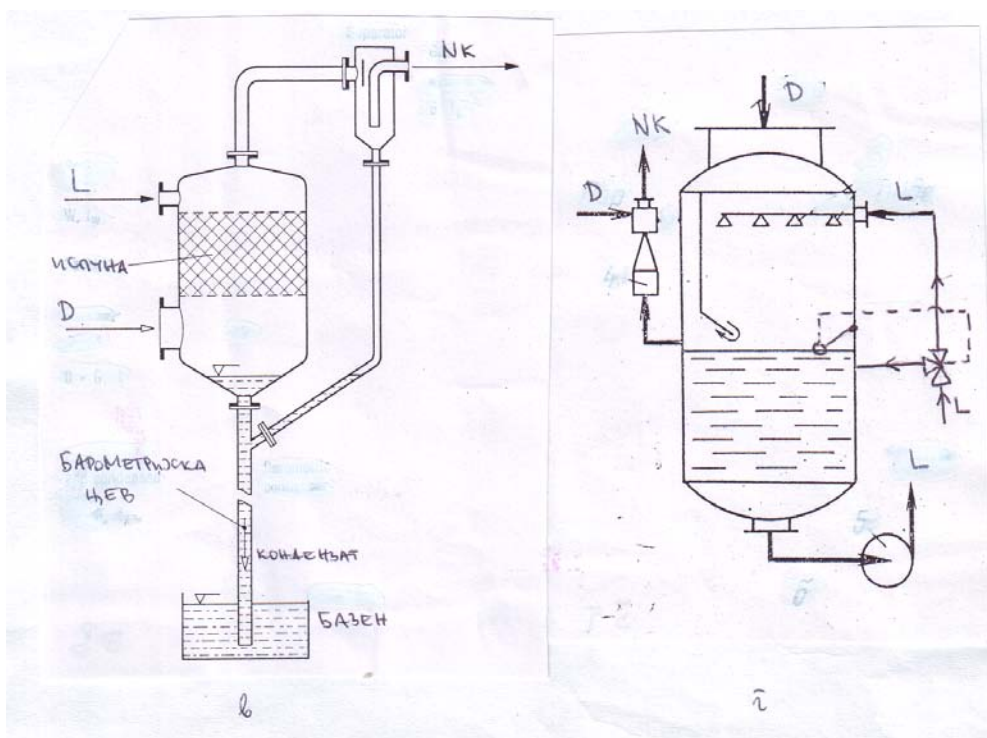


Слика 13.5 Влажни и суви контактни кондензатори

Према начину одвођења течне фазе из система кондензатори се деле на барометријске (који су лоцирани на висинама изнад 10 m) и полубарометријске који се могу поставити на произвољну висину.

У барометријским кондензаторима (Слика 13.6в) је обезбеђено гравитационо сливање и истицање течности помоћу барометријске цеви дужине $7 \div 11$ m, која обезбеђује довољан напор за савлађивање отпора који се јављају при истицању, укључујући и разлику притисака (у систему влада вакум, дакле притисак који је нижи од атмосферског).

У полубарометријском кондензатору (Слика 13.6г) се само део разлике атмосферског притиска и притиска у апарату компензује помоћу хидростатичког притиска у сливној цеви. За несметано истицање течности из система се користе специјалне пумпе које користе додатну електричну енергију, па су експлатациони трошкови полубарометријских кондензатора већи од оних за барометријске.



Слика 13.6 Барометријски и полубарометријски контактни кондензатори

Уз полубарометријски кондензатор је потребно предвидети обавезно трокраки вентил са пловком да би се обезбедио безбедан рад пумпе, односно да би пумпа у сваком тренутку била потопљена.

Барометријски и полубарометријски кондензатори су нашли широку примену у постројењима која раде под вакумом као што су упаривачке станице, вакум филтри и сушаре које раде под вакумом.

13.1 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ КАСКАДНИХ КОНДЕНЗАТОРА

Прорачун кондензатора који раде у стационарним радним условима се врши на основу једначина материјалног и енергетског биланса, као и на основу кинетичких једначина за пренос топлоте (Слика 13.7)

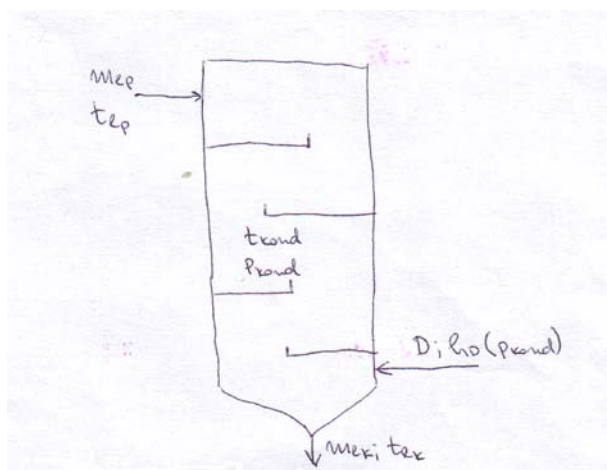
$$m_{lp} + D = m_{lk} \quad (1)$$

$$m_{lp} \cdot h_{lp} + D \cdot h_D = m_{lk} \cdot h_{lk} \quad (2)$$

где су:

- m_{lp} , kg/s, масени проток расхладне воде на улазу у апарат
- m_{lk} , kg/s, масени проток воде на излазу
- D , kg/s, масени проток паре која се кондензује
- h_{lp} , J/kg, енталпија расхладне воде на улазу у апарат
- h_{lk} , J/kg, енталпија воде на излазу из апарата
- h_D , J/kg, енталпија водене паре на улазу у апарат

Притисак паре на улазу у кондензатор (p_{kond} , Pa) дефинише радни притисак у кондензатору, као и температуру кондензације (t_{kond} , °C). Пад притиска са стране паре се занемарује па је и температура кондензације у апарату константна.



Слика 13.7 Материјални и енергетски токови у кондензатору

Пошто енталпија течности зависи од температуре може се писати

$$h_l = c_l \cdot t_l \quad (3)$$

где су:

- c_l , J/(kg·K), специфични топлотни капацитет течности (мешавина расхладне течности и кондензата)
- t_l , °C, температура течности

Истосмерно протицање фаза се користи при кондензацији мање количине паре. У случају супротносмерног протицања фаза процес размене топлоте се интензификује и користи се при кондензацији већих количина паре. Зависно од шеме струјања фаза кроз апарат усваја се:

- за апарате са истосмерним током $t_{lk} = t_{kond} - (5 \div 6)^\circ\text{C}$;
- за апарате са супротносмерним током $t_{lk} = t_{kond} - (1 \div 3)^\circ\text{C}$.

Проток расхладне воде на улазу у апарат се може одредити по формули

$$m_{lp} = D \cdot \frac{h_D - c_l \cdot t_{lk}}{c_l \cdot (t_{lk} - t_{lp})} \quad (3)$$

За одређивање потребног броја каскада у самом апарату се користи диференцијална једначина топлотног биланса, уз примену одговарајућих експерименталних истраживања

$$\alpha \cdot (t_{kond} - t_l) \cdot dS = m_l \cdot c_l \cdot dt_l = (\rho_l \cdot w_l \cdot A_l) \cdot c_l \cdot dt_l \quad (4)$$

где су:

- α , W/(m² · K), коефицијент прелаза топлоте
- S , m², површина контакта између фаза
- m_l , kg/s, масени проток течности у посматраном пресеку
- ρ_l , kg/m³, густина течности (за осредњену температуру течности у апарату)
- w_l , m/s, брзина течности у посматраном пресеку
- A_l , m², површина попречног пресека струје течне фазе
- t_l , °C, температура течности у посматраном пресеку

Интеграљењем једначине (4) за посматрани i -ти под (слика 6) добиће се израз облика

$$\ln \frac{t_{kond} - t_{l,i}}{t_{kond} - t_{l,i+1}} = \frac{\alpha}{\rho_l \cdot w_l \cdot c_l} \cdot \frac{S}{A_l} = C_i \quad (5)$$

где су:

- $t_{l,i}$, °C, температура течности која долази на i -ти под
- $t_{l,i+1}$, °C, температура течности која напушта i -ти под

Функција са десне стране једначине (5) зависи од начина формирања, од облика и величине површине контакта, као и од интензитета процеса преноса топлоте. Ова функција се не може одредити аналитички, зато се морају користити подаци добијени на основу обраде експерименталних података.

У општем случају, без обзира на облик и начин формирања површине фазног контакта користи се полуемпиријска релација облика

$$\ln \frac{t_{kond} - t_{l,i}}{t_{kond} - t_{l,i+1}} = C_i \quad (6)$$

За подове у облику кружних одсечака је

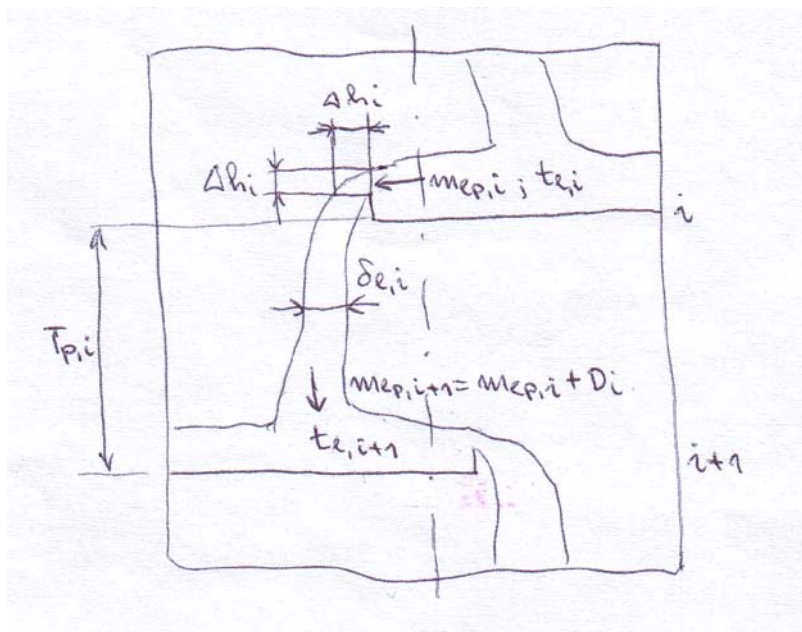
$$C_i = 0,0668 \cdot \left(\frac{g \cdot d_{e,i}}{w_{lp,i}^2} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{T_{p,i}}{d_{e,i}} \right)^{0,7} \quad (7)$$

где су:

- $g = 9,81$ m/s², убрзање силе земљине теже
- $d_{e,i}$, m, еквивалентни пречник струје течне фазе у контакту са паром за i -ти под

- $w_{lp,i}$, m/s, почетна брзина слапа течности за i -ти под
- $T_{p,i}$, m, растојање између подова за i -ти под

На слици 13.8 су приказане карактеристичне величине на поду кондензатора.



Слика 13.8 Карактеристичне величине на поду кондензатора
Почетна брзина слапа течности износи

$$w_{lp,i} = \frac{m_{lp,i}}{\rho_l \cdot B_p \cdot \Delta h_i} \quad (8)$$

где су:

- $m_{lp,i}$, kg/s, масени проток течности која напушта i -ти под
- B_p , m, ширина преливне преграде
- Δh_i , m, висина слоја течности изнад преливне бране за i -ти под (сматра се да је ова висина једнака почетној ширини слапа течности у хоризонталној равни)

$$\Delta h_i = \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{m_{lp,i}}{\eta \cdot B_p \cdot \rho_l \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \right)^{2/3} \quad (9)$$

- $\eta = 0,63$, коефицијент контракције за сливање течности преко преливне бране
Еквивалентни пречник струје течне фазе у контакту са паром осредњен на растојању између подова се израчунава помоћу једначине

$$d_{e,i} = \frac{2 \cdot B_p \cdot \delta_{l,i}}{B_p + \delta_{l,i}} \quad (10)$$

где су:

- $\delta_{l,i}$, m, средња дебљина слапа течности за i - ти под (сматра се да је слап правоугаоног попречног пресека)

$$\delta_{l,i} = \frac{m_{lp,i} + \frac{D_i}{2}}{\rho_l \cdot B_p \cdot w_{l,i}} \quad (11)$$

- D_i , kg/s, количина паре која се кондензује између два посматрана пода
- $w_{l,i}$, m/s, осредњена брзина слапа течности између два посматрана пода

$$w_{l,i} = \frac{w_{lp,i} + \sqrt{w_{lp,i}^2 + 2 \cdot g \cdot T_{p,i}}}{2} \quad (12)$$

Овај поступак се примењује при прорачуну топлотних перформанси од пода до пода. За димензионисање апарата погодније користити модификовани поступак при осредњеним условима који владају у апарату, односно са осредњеном вредношћу коефицијента C .

За посматрани под ће бити

$$\frac{t_{kond} - t_{l,i}}{t_{kond} - t_{l,i+1}} = \exp(C) \quad (13)$$

а за цео апарат се може писати

$$\frac{t_{kond} - t_{l,1}}{t_{kond} - t_{l,2}} \cdot \frac{t_{kond} - t_{l,2}}{t_{kond} - t_{l,3}} \cdot \dots \cdot \frac{t_{kond} - t_{l,i}}{t_{kond} - t_{l,i+1}} \cdot \dots \cdot \frac{t_{kond} - t_{l,n-1}}{t_{kond} - t_{l,n}} \cdot \frac{t_{kond} - t_{l,n}}{t_{kond} - t_{l,n+1}} = \exp(N \cdot C) \quad (14)$$

С обзиром да је $t_{l,1} = t_{lp}$, и $t_{l,n+1} = t_{lk}$ следи да се потребан број подова (каскада) може одредити по обрасцу¹

¹ Приказани поступак се у литератури назива по аутору поступак Чернобилског, при чему оригинални израд има облик

$$N = \frac{1}{C} \cdot \log \frac{t_{kond} - t_{lp}}{t_{kond} - t_{lk}}$$

а константа C се одређује на основу израза

$$C = 0,029 \cdot \left(\frac{g \cdot d_e}{w_{lp}^2} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{T_p}{d_e} \right)^{0,7}$$

$$N = \frac{1}{C} \cdot \ln \frac{t_{kond} - t_{lp}}{t_{kond} - t_{lk}} \quad (15)$$

Осредњена вредност коефицијента C се израчунава за средњи проток течности у апарату

$$m_{l, sr} = m_{l, p} + \frac{D}{2}$$

и средње растојање између подова

$$T_{p, sr} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N T_{p, i}$$

С обзиром да се проток паре мења од пода до пода растојање између подова за i - ти под се одређује на основу препоруке

$$T_{p, i} = \frac{D_k}{N-2} [0,6 \cdot (N-1) - 0,3 \cdot (N+1-i)]$$

Пречник кондензатора се одређује на основу протока паре која на улазу у кондензатор и препоручене брзине струјања паре сведене на пуни попречни пресек апарата према једначини

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\pi \cdot \rho_D \cdot w_D}}$$

где су:

- ρ_D , kg/m^3 , густина паре
- w_D , m/s препоручене брзине струјања паре

Препоручена брзина струјања паре сведена на пун попречни пресек апарата за подове у облику кружних одсечака без перфорације износи $w_D = 15 \div 35 \text{ m/s}$ за притисак у апарату од $10 \div 20 \text{ kPa}$ и $w_D = 1 \div 10 \text{ m/s}$ за атмосферски притисак.

На сличан начин се одређује пречник барометријске цеви који износи

$$D_{bc} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{lk}}{\pi \cdot \rho_l \cdot w_{l, bc}}}$$

где је:

- $w_{l, bc} = 0,3 \div 1 \text{ m/s}$, препоручена брзина струјања воде кроз барометријску цев

Висина (дужина) барометријске цеви се добија помоћу Бернулијеве једначине

$$\rho_l \cdot g \cdot H_{bc} = p_b - p_{kond} + \left(\xi \cdot \frac{H_{bc}}{D_{bc}} + \zeta \right) \cdot \frac{\rho_l \cdot w_{l, bc}^2}{2}$$

при чему се на израчунату дужину цеви додаје $\Delta H_{bc} = 0,5 \div 1 \text{ m}$ ради обезбеђења позданог рада апарата због могућег колебања радног притиска. Висина барометријске цеви износи

$$H_{bc} = \frac{p_b - p_{kond} + \zeta \cdot \frac{\rho_l \cdot w_{l,bc}^2}{2}}{\rho_l \cdot g - \frac{\xi \cdot \rho_l \cdot w_{l,bc}^2}{2 \cdot D_{bc}}} + \Delta H_{bc}$$

где су:

- p_b , Pa, барометарски притисак
- p_{kond} , Pa, радни притисак у барометријском кондензатору
- ζ , збирни коефицијент локалних отпора (обично се усваја да износи $\zeta = 2,5$)
- ξ , коефицијент отпора трења при струјању течности кроз барометријску цев

13.2 ДИМЕНЗИОНИСАЊЕ ВАКУМ ПУМПЕ

Приликом прорачуна сувих барометријских и полубарометријских кондензатора потребно је утврдити количину некондензујућих гасова која се евакуише из система, да би се могао утврдити капацитет вакум пумпе.

Сматра се да пара повлачи са собом некондензујуће гасове у количини од $8 \div 10$ g/kg паре, а да је просечна масена концентрација некондензујућих гасова у течности која улази у кондензатор 24 mg/kg течне фазе. Укупна количина некондензујућих гасова износи

$$G_{nk} = 24 \cdot 10^{-6} \cdot m_{lp} + (0,008 \div 0,01) \cdot D$$

Температура некондензујућих гасова се одређује по емпиријској релацији

$$t_{nk} = t_{lp} + 0,1 \cdot (t_k - t_{lp}) + 4, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Парцијални притисак некондензујућих гасова (при врху апарата) се одређује на основу Далтоновог закона

$$p_{nk} = p_{kond} - p^*(t_{nk})$$

где је:

- $p^*(t_{nk})$, Pa, парцијални притисак засићења паре на температури некондензујућих гасова.

Запремински проток некондензујућих гасова износи

$$V_{nk} = \frac{G_{nk} \cdot R_u \cdot (t_{nk} + 273)}{M_{nk} \cdot p_{nk}}, \text{ m}^3/\text{s}$$

где су:

- M_{nk} , kg/kmol, моларна маса некондензујућих гасова (ваздуха)
- $R_u = 8314$ J/(kmol · K), универзална гасна константа

Према [Gomez, J. V.: Calculate Air Leakage Values for Vacuum Systems, Chemical Engineering, June 1991.] количина некондензујућих гасова који се јављају при раду на притиску нижем од атмосферског зависи од запремине система односно посматране посуде (V , m³) и притиска у систему (p_t , kPa) и одређује се према једначини

$$G_{nk} = a \cdot V^b, \text{ kg/h}$$

а вредности коефицијента a и експонента b су дате у табели 1.

Табела 1

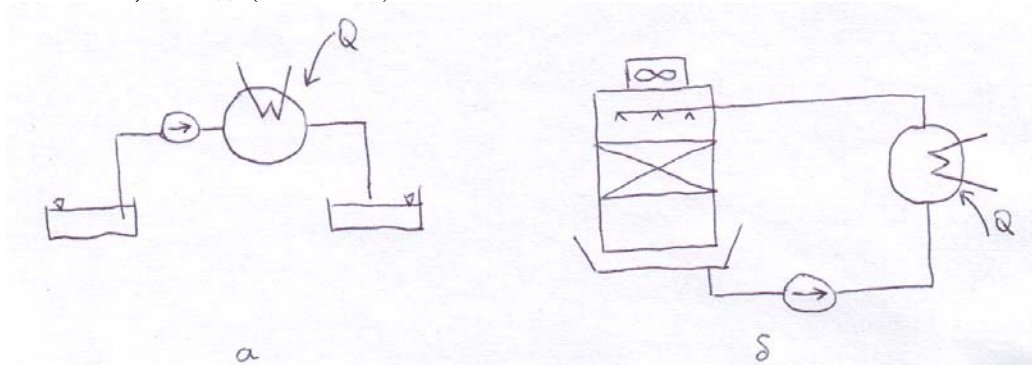
$p_t, \text{ kPa}$	a	b
12 ÷ 101,3	0,9430	0,6630
2,8 ÷ 12	0,6966	0,6617
0,41 ÷ 2,8	0,4784	0,6579
0,13 ÷ 0,41	0,2415	0,6568
<0,13	0,1220	0,6639

14 КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ

Испаравање воде у циљу њеног хлађења у апаратима колонског типа је нашло широку примену у обради рецикулационе воде неопходне за остварење основне функције кондензатора у енергетици и различитих типова измењивача топлоте и остале технолошке опреме која се користи у процесној индустрији. У апаратима овог типа се остварује процес размене топлоте и супстанције помоћу непосредног контакта воде и ваздуха се називају куле за хлађење воде.

У кулама за хлађење воде се најчешће остварује супротносмерни или унакрсни ток фаза (воде и влажног ваздуха). Струјање ваздуха кроз апарат може бити природно или принудно, што зависи од већег броја чинилаца, у првом реду од потребне топлотне снаге куле.

У индустрији се користе проточни (отворени) и рецикулациони (затворени) систем хлађења воде (Слика 14.1).

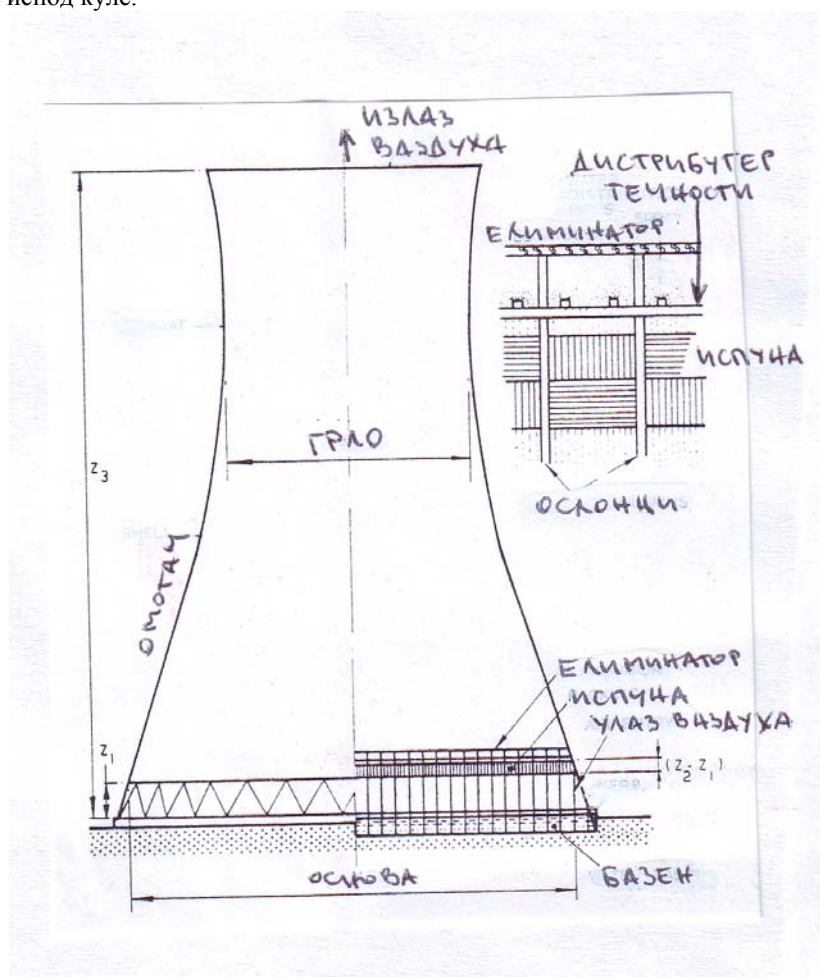


Слика 14.1 Проточни и рецикулациони системи хлађења

У систему рецикулационог хлађења вода струји у затвореном кругу при чему се хлади у кули за хлађење воде (испаравање) у непосредном контакту са ваздухом. С обзиром на велике еколошке проблеме који се јављају у случају проточних система хлађења (потребне су велике количине воде које се испуштају загрејане у околину) у данашње време се практично искључиво користе рецикулациони системи. Овакви системи хлађења у много мањој мери троше природне ресурсе воде, а утицај на околину се своди на влажење ваздуха, што при повољном смештају кула (обавезно треба проучити ружу ветрова за дату локацију) практично и не врши битан утицај на окружење. Нпр. за термоелектрану снаге 2000 MW, проток расхладне воде износи преко $60 \text{ m}^3/\text{s}$, а потрошња свеже воде износи свега $1,5 \div 2 \text{ m}^3/\text{s}$, односно $3 \div 4 \text{ l/kWh}$. То значи да се потрошња свеже воде у случају рецикулационог хлађења смањује на свега неколико процената од количине која би се трошила код проточних система хлађења.

14.1 КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ СА ПРИРОДНИМ СТРУЈАЊЕМ ВАЗДУХА

Основни елементи куле за хлађење воде са природним струјањем ваздуха (природна конвекција) су приказани на слици 14.2 и 14.3. Околни ваздух се уводи кроз жалузине (1) на доњем делу куле, а вода се преко дистрибутера (2) уводи непосредно изнад испуне (3). Контакт ваздуха и воде се одвија у простору испуне (вода се или слива низ испуну у виду филма или се у виду капљица распршује). Елиминатор капи (4) издваја течност која се узноси са струјом ваздуха. Охлађена вода се прикупља у базену испод куле.



Слика 14.2 Основни елементи куле за хлађење воде са природним струјањем ваздуха

Куле за хлађење воде са природним струјањем ваздуха се обично користе у случајевима када је потребно хладити веома велике количине воде. У овом случају се за испуну користе дрвене греде или профилисане плоче од дрвета, азбестно-цементног материјала и пластике, а омотач куле се израђује од дрвета, алуминијума, челика, бетона, опеке, итд.

Кула има хиперболички облик са пречником у основи и до 75 m и висином до 100 m. Овако велике куле се граде од армираног бетона дебљине 120÷300 mm. Хиперболички облик куле је настао на основу природног профила брзина који је утврђен за влажан ваздух, а на тај начин се знатно штеди материјал за израду куле. Ваздух се уводи радијално по обиму, при чему висина отвора за увођење (растојање од тла до испуне) износи и до 7,5 m. Висина испуне може износити до 9 m. У Великој Британији постоји пар кула висине 114 m, које опслужују генератор снаге 500 MW. Сматра се да минимална економски исплатива висина кула за природним струјањем ваздуха износи око 20 m.

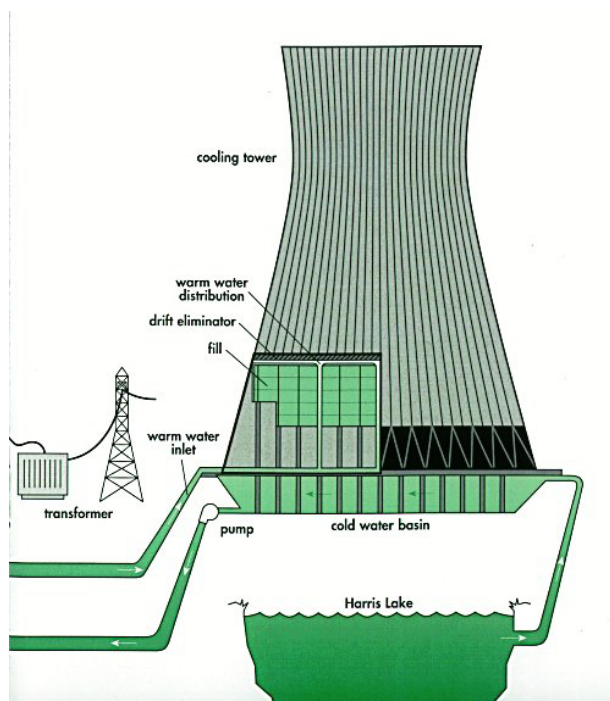
За ове куле су утврђени следећи распони основних димензија:

- однос пречника основе и висине износи $0,75\div 0,85$;
- однос пречника грла и пречника основе је обично $0,55\div 0,65$;
- однос висине отвора за увођење ваздуха и пречника основе износи $0,10\div 0,12$.

Уобичајени протоци фаза за овај тип апарата су:

- брзина ваздуха сведена на пуни попречни пресек куле је $1\div 2$ m/s;
- густина орошавања износи $0,8\cdot 10^{-3}\div 2,5\cdot 10^{-3}$ m³/(m² · s);
- однос масених протока воде и ваздуха је обично $0,5\div 3$.

Расхлађена вода се из базена шаље према топлотном извору који треба хладити (нпр. кондензатори код термоелектрана). Израђени ваздух (влажан и загрејан) се меша са околним (хладнијим) ваздухом и том приликом се влага кондензује, формирајући парну перјаницу, која струји у смеру ветра. Ова перјаница садржи корозионе продукте и соли које су узнесене са течном фазом, који могу изазвати проблеме због таложења у околину. Такође влага из ваздуха под одређеним атмосферским околностима може проузроковати појаву магле и росе, као и стварање леда на околним стакленим површинама или путевима у зимском периоду. Због оваквих проблема се место за постављање куле мора пажљиво изабрати.



Слика 14.3 Кула за хлађење воде са природним струјањем ваздуха

Природна конвекција се у кулама за хлађење воде остварује на рачун узгонске силе која је последица разлике у густинама околног ваздуха и влажног ваздуха на излазу из испуне, а знатно зависи и од висине самог апарата. Расположиви напор се у том случају може одредити помоћу обрасца

$$\Delta p_{расп} = H \cdot g \cdot (\rho_o - \rho_k), \text{ Pa}$$

где су:

- H , m, висина куле
- ρ_o , kg / m^3 , густина околног ваздуха
- ρ_k , kg / m^3 , густина влажног ваздуха у кули
- g , m/s^2 , убрзање силе теже

Овај расположиви напор је једнак збиру локалних отпора и отпора трења које влажан ваздух треба да савлада при струјању кроз апарат

$$\Delta p_{gub} = \sum_i \xi_i \cdot \frac{L_i}{d_{e,i}} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2} + \sum_j \zeta_j \cdot \frac{\rho_j \cdot w_j^2}{2}, \text{ Pa}$$

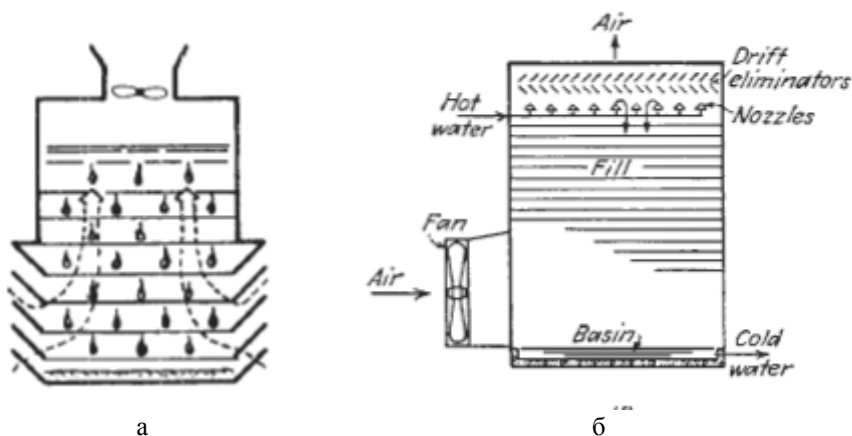
где су:

- ξ_i , коефицијент отпора трења
- L_i , m, дужина канала
- $d_{e,i}$, m, еквивалентни пречник канала
- ζ_j , коефицијент локалног отпора
- w , m/s, брзина струјања ваздуха у посматраном пресеку
- ρ , kg/m³, густина ваздуха у посматраном пресеку

Очигледно је да ефикасност размене топлоте и супстанције зависи у првом реду од брзине ваздуха кроз кулу. Размена ће бити интензивнија при већим брзинама струјања гаса, а брзина струјања гаса зависи од величине расположивог напора. На величину расположивог напора се може углавном утицати преко висине куле.

14.2 КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ СА ПРИНУДНИМ СТРУЈАЊЕМ ВАЗДУХА

За мале и средње расхладне снаге користе се куле са принудним струјањем ваздуха. За мање капацитете користе се куле са супротносмерним током фаза (слика 14.4б), а за средње капацитете (протока воде до 6 m³/s) користе се куле са унакрсним током фаза (слика 14.4а). Куле са унакрсним током могу у основи имати димензије до 16x16 m, висина им је до 10 m, са вентилатором пречника до 4 m. Уколико постоји потреба за већим расхладним капацитетом ове куле се спрежу у паралелну везу.



Слика 14.4 Основни типови кула за хлађење воде са принудним струјањем ваздуха

Принудно струјање ваздуха се остварује помоћу вентилатора који се може поставити на улазне отворе у кулу (када се у кули јавља надпритисак у односу на околну атмосферу) или изнад излазног отвора (када се у кули остварује подпритисак у односу на околну атмосферу).

У случају када се вентилатор поставља на усисне отворе за ваздух (слика 14.4б) може се очекивати при неповољним атмосферским приликама (појачан ветар) делимично усисавање израђеног (овлаженог и загрејаног) ваздуха са свежим околним ваздухом што утиче на смањење ефикасности рада апарата. У овом случају се користе

радијални вентилатори којих може бити и већи број, нарочито ако су радни (експлоатациони) услови променљиви (пре свега проток и температуре воде). Добра страна оваквог решења је што преко обртног кола вентилатора протиче сув околни ваздух што не захтева посебне материјале за израду самог вентилатора због могуће интензивније корозије услед присуства влаге и водених капи у гасу.

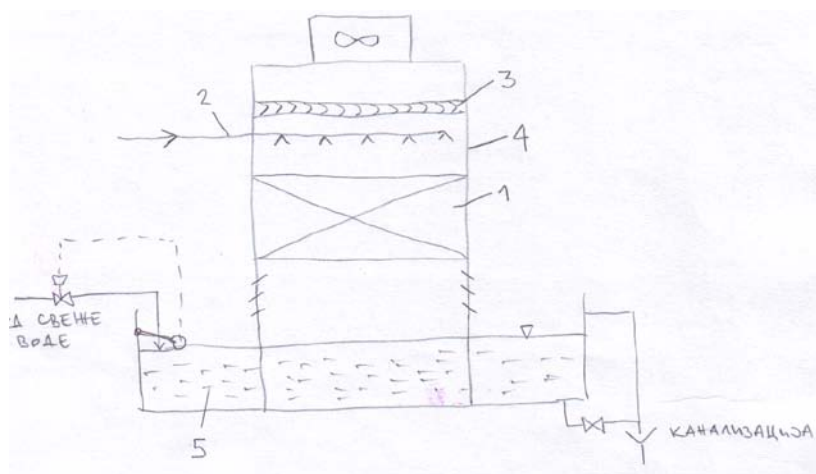
Када се вентилатор поставља изнад куле, тј. изнад излазног отвора за израђени ваздух (слика 14.4а) мања је могућност усисавања дела израђеног ваздуха са свежим околним ваздухом пре свега због велике брзине ваздуха иза самог вентилатора. У овом случају се проток ваздуха може мењати (јасно у ограниченем дијапазону) помоћу промене угла лопатица на обртном колу вентилатора. Недостатак оваквог решења је што преко обртног кола вентилатора у овом случају протиче zasiћен влажан ваздух који са собом носи одређену количину узнесенних капи воде. Ово захтева примену квалитетнијих, а самим тим и скупљих материјала за израду вентилатора.

Основни елементи куле за хлађење воде (Слика 14.5), без обзира на начин струјања ваздуха кроз апарат, су :

- Испуна у радном делу куле (1) чији је основни задатак да обезбеди довољно велику површину контакта између фаза. Испуна се може израђивати од различитих материјала као што су профилисане дрвене дашчице, плоче од азбеста, испуна у облику саћа израђена од импрегнираног картона, или од различитих пластичних материјала (нпр PVC). Уколико се испуна израђује од дрвета онда се дрво претходно заштићује од дејства различитих микроорганизама nanoшењем различитих типова фунгицида под притиском (зависно од врсте микроорганизама који се могу на одређеној микролокацији појавити), а уколико се израђује од пластике морају се проверити механичка својства материјала на повишеним температурама. Основно је да испуна има велику порозност (мањи су отпори протицања гаса кроз радни део куле) и да је запреминска површина испуне довољно велика што је потребно обезбедити због остварења велике површине контакта између фаза. Порозност испуне је често већа од 90%. При филмском сливању течности преко испуне површина контакта фаза може бити већа или мања од површине саме испуне, али се за прорачуне при димензионисању може сматрати да је површина течног филма приближно једнака површини испуне. У стварности површина контакта између фаза је већа од површине саме испуне због појаве одређеног броја водених капи унутар радног дела апарата, а и изван њега као и због појаве таласа на површини течног филма. Уколико вода не “кваси” добро материјал испуне (лош избор материјала) површина контакта фаза може бити знатно мања од површине саме испуне.
- Дистрибутер воде (2) чији је основни задатак да обезбеди равномерно сливање течности по попречном пресеку куле.
- Елиминатор капи (3) који спречава прекомерно узношење водених капи и на тај начин смањује губитке воде у систему.
- Омотач куле (4) који се састоји од носеће конструкције и оплате. Оплата може бити од армираног бетона за велике куле са природном конвекцијом, или од

различитих пластичних материјала, импрегнираног дрвета итд. (оваква конструкција се користи углавном за куле са принудном конвекцијом које налазе честу комерцијалну примену).

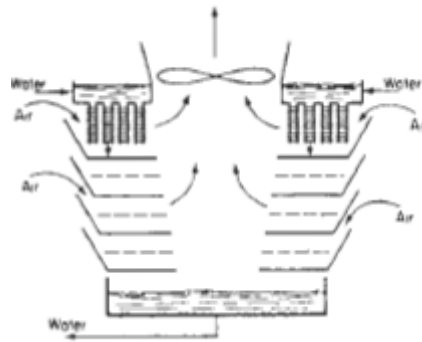
- Базен за охлађену воду (5) који се налази непосредно испод куле. Служи за прихват охлађене воде. Најчешће се помоћу контроле нивоа воде у базену одређују губици циркулационе воде у систему (помоћу вентила са пловком који је спојен са цевоводом за довод свеже воде). У базену се налази и преливна цев која спречава повећање нивоа течности изнад дозвољене границе у случају отказа аутоматике и прикључак за пражњење базена односно система за циркулациону воду.



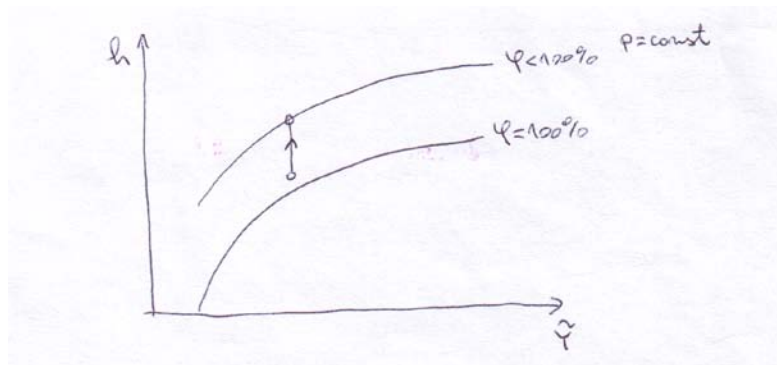
Слика 14.5 Основни елементи куле за хлађење воде са принудним струјањем ваздуха

Постоји још једна карактеристична конструкција. То су тзв. хибридне куле за хлађење (слика 14.6) у којој се разликују две зоне:

- зона са рекуперативним измењивачем топлоте (горња зона) у којој не долази до непосредног контакта између фаза, већ се обавља размена само осетне топлоте преко ребрених цеви. Кроз цеви протиче вода, а преко спољашње ребрене површине струји гас. На тај начин се влажан ваздух греје чиме се постиже смањење релативне влажности, а самим тим и могућа појава магле изнад саме куле при неповољним атмосферским условима (Слика 14.7) .
- зона са непосредним контактом између фаза (доња зона) у којој се обавља размена топлоте и супстанције.



Слика 14.6 Хибридна куле за хлађење воде



Слика 14.7 Смањење релативне влажности излазног ваздуха у хибридној кули за хлађење воде

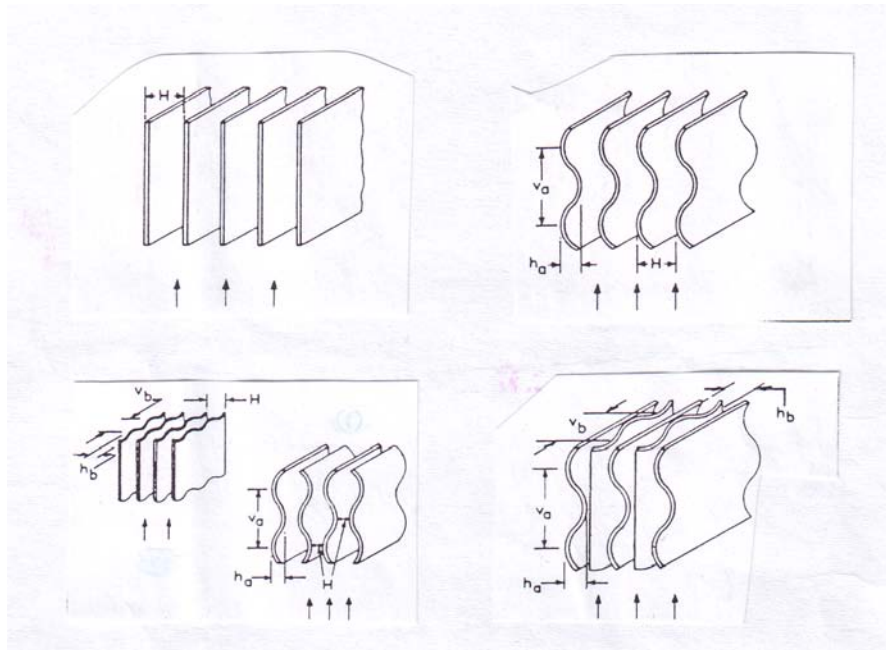
14.3 ОСНОВНЕ ВРСТЕ ИСПУНА ЗА КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ

Код кула за хлађење воде користе се испуне са филмским сливањем течности и са распршивањем течности у капи.



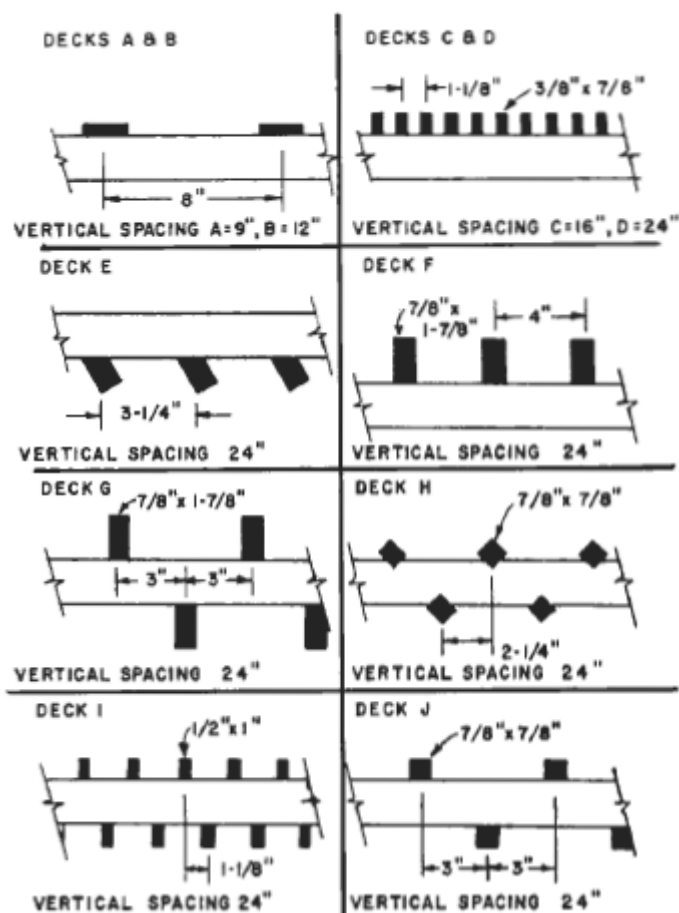
Слика 14.8 Испуна са филмским сливањем течности

На сликама 14.8 и 14.9 приказана је испуна са филмским сливањем течности. Ваздух струји кроз канале које формирају листови испуне, а вода се преко дистрибутивног система разлива преко површине испуне.



Слика 14.9 Типови испуна са филмским сливањем течности

Испуна за распршивање течности у капи се израђује од дрвених или пластичних греда. Основни распоред греда је приказан на слици 14.10.



Слика 14.10 Основни распоред греда испуне за распршивање течности

За ове врсте испуна утврђене су следеће једначине за прорачун коефицијента прелаза супстанције и пад притиска

$$\frac{\tilde{\beta}_Y \cdot S}{m_l} = c_l \cdot \int_S \frac{dt_l}{h_{gr} - h} = 0,07 + a \cdot N \cdot \left(\frac{m_g}{m_l} \right)^b$$

где су:

- N , број редова испуне
- c_l , проток ваздуха
- m_l , kg / s , проток воде

Површина попречног пресека за куле са оваквом испуном се бира према следећим критеријумима

$$\frac{m_g}{A} = \rho_g \cdot w_g = 1,5 \div 2,4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$\frac{m_l}{A} = \rho_l \cdot w_l = 2,5 \div 5 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

Пад притиска по једном реду испуне износи

$$\frac{\Delta p}{N} = \frac{c}{\rho_g} \cdot \left(\frac{m_g}{A}\right)^2 + \frac{d}{\rho_g} \cdot \left(\frac{m_l}{A}\right) \cdot \sqrt{\frac{H}{\varepsilon_s}} \cdot \left[\left(\frac{m_g}{A}\right) + 3,37 \cdot \sqrt{\frac{H}{\varepsilon_s}}\right]^2$$

где је A , m^2 , површина попречног пресека куле.

Вредности константи су дате у табели 2 (H - корак испуне по вертикали, ε_s - порозност попречног пресека апарата на месту испуне).

Табела 2

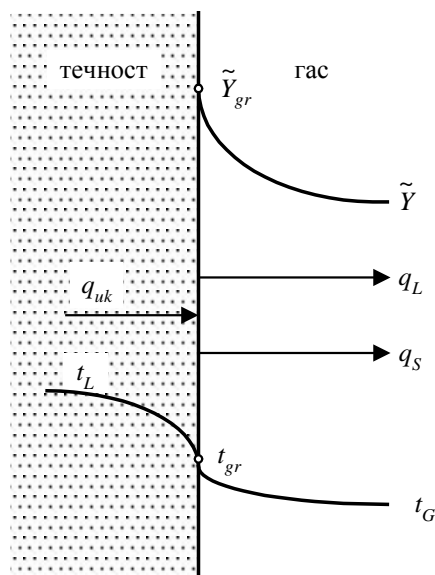
Тип испуне (слика 11)	H , m	ε_s	H/ε_s , m	a	b	c	d
а	0,23	0,250	0,92	0,060	0,62	0,50	0,021
б	0,30	0,250	1,20	0,070	0,62	0,50	0,021
в	0,38	0,333	1,14	0,092	0,60	0,59	0,027
г	0,61	0,333	1,83	0,119	0,58	0,59	0,027
д	0,61	0,219	2,79	0,100	0,51	0,38	0,014
ђ	0,61	0,550	1,11	0,127	0,47	1,10	0,050

14.4 ТРАНСПОРТ ТОПЛОТЕ И СУПСТАНЦИЈЕ КОД КОНТАКТНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

Разматраће се контактни размењивачи са бинарним системом: течност (компонента А) и влажан гас који представља мешавину перманентног гаса (компонента В) и паре течности А.

Према филмској теорији стање на граници између фаза се дефинише стањем zasiћене гасне мешавине на температури која влада на граници фаза. Могућа су два случаја размене топлоте и супстанције:

- транспорт топлоте/супстанције из течности у гасну мешавину - случај хлађења течности (слике 14.11 и 14.12);
- транспорт топлоте/супстанције из гасне мешавине у течност - случај загревања течности (слика 14.13).

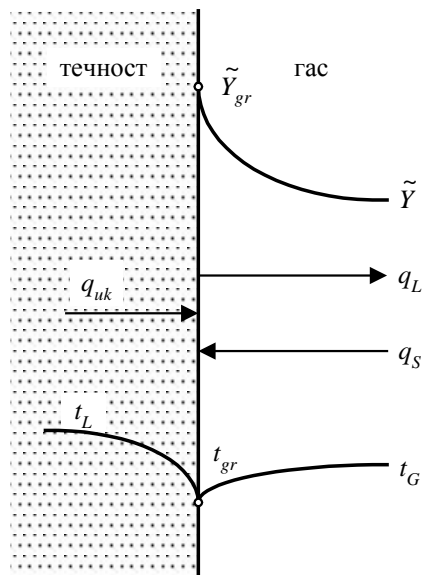


Слика 14.11 Хлађење течности – температура течности је виша од температуре гаса

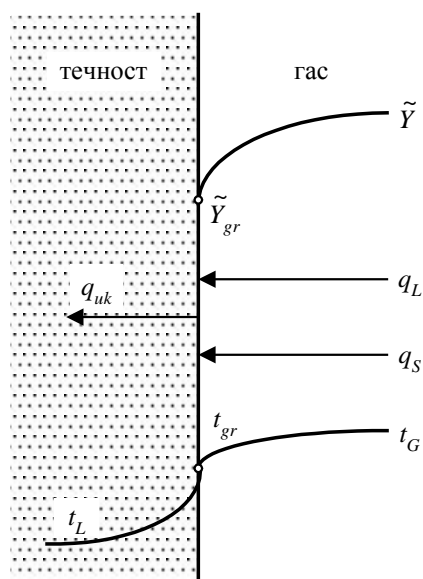
Ако је топла течност у контакту са гасном мешавином онда ће се и осетна и латентна топлота транспортовати ка гасу, што значи да ће се гас влажити и загревати а укупна количина топлоте коју течност предаје гасу је једнака збиру латентне и осетне топлоте (слика 14.11). Овај модел транспорта се најчешће јавља при евапоративном хлађењу воде помоћу влажног ваздуха.

Могућ је случај хлађења течности када осетна и латентна топлоте имају супротне смерове (слика 14.12). Овај случај хлађења течности је могућ јер је латентна топлота већа од осетне. Наравно течност се у овом случају теоријски може охладити то температуре гаса по влажном термометру, када латентна топлота постаје једнака осетној. Такав случај се јавља при дну куле за хлађење воде, где је температура воде нижа од температуре влажног ваздуха се уводи у кулу.

Ако је топла гасна мешавина у контакту са хладном течношћу, онда се пара из гаса кондензује, гас се хлади и суши, док се течност греје (слика 14.13). У овом случају се осетна и латентна топлота предају течној фази.



Слика 14.12 Хлађење течности – температура течности је нижа од температуре гаса



Слика 14.13 Загревање течности

При размени топлоте код контактних размењивача топлоте, за посматрани случај бинарног двофазног система, емпиријски је утврђено да количина течности која испари и која се хлади у апарату износи свега неколико процената у односу на укупну количину течности у систему. Такође је утврђено да се при грејању течности (кондензацији паре из гасне мешавине) занемарљиво повећава њен проток. За овај тип

контактних размењивача топлоте сматраће се да је проток течности кроз апарат константан. Детаљније прорачунске процедуре показују да је грешка која се овако чини у границама прихватљивим за инжењерске прорачуне, при чему се сам поступак знатно упрошћава. У даљем тексту ће се проток инертне компоненте у гасу (В) означавати као проток гаса, тј $\dot{m}_G = \dot{m}_B$ (kgB/s).

За случај супротносмерног тока фаза кроз апарат једначина топлотног биланса за контуру К, према слици 14.14, гласи

$$\dot{m}_G \cdot \tilde{h}_{Gp} + \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_{Lp} = \dot{m}_G \cdot \tilde{h}_{Gk} + \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_{Lk} \quad (8.36)$$

тако да топлотна снага апарата у случају хлађења течности износи

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot (t_{Lp} - t_{Lk}) = \dot{m}_G \cdot (\tilde{h}_{Gk} - \tilde{h}_{Gp}) \quad (8.37)$$

а у случају загревања течности је

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot (t_{Lk} - t_{Lp}) = \dot{m}_G \cdot (\tilde{h}_{Gp} - \tilde{h}_{Gk}) \quad (8.38)$$

Операциона линија операције се добија билансирањем по контури K_1 (слика 8.6)

$$\dot{m}_G \cdot \tilde{h}_{Gp} + \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_L = \dot{m}_G \cdot \tilde{h}_G + \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_{Lk} \quad (8.39)$$

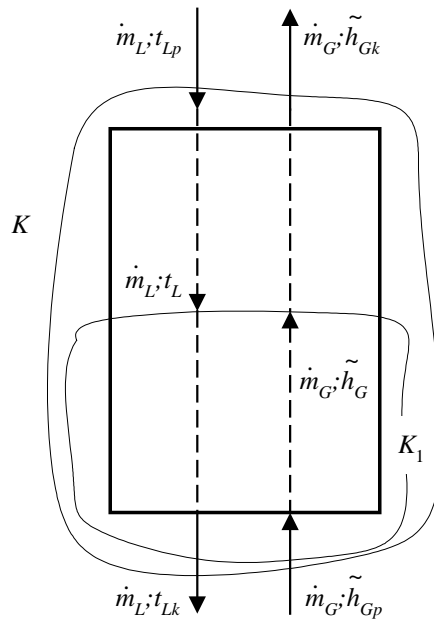
па се после сређивања израза добија линеарна веза енталпије гаса и температуре течности у облику

$$\tilde{h}_G = \tilde{h}_{Gp} + \frac{\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L}{\dot{m}_G} \cdot (t_L - t_{Lk}) \quad (8.40)$$

Закључак је да је у координатном систему енталпија гаса-температура течности (за константан притисак у систему) операциона линија права са коефицијентом нагиба $\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L / \dot{m}_G$ при чему је равнотежна линија $\tilde{h}_G^* = f(t_L)$.

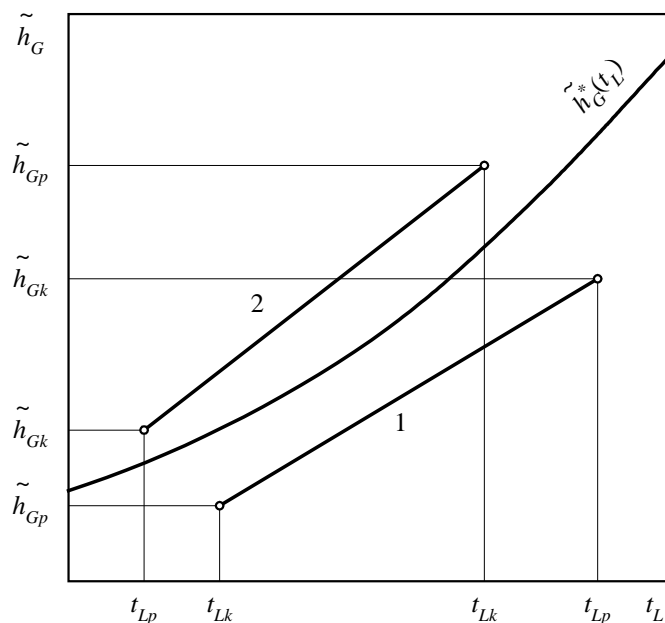
За случај супротносмерног тока операциона и равнотежна линија су приказане на слици 14.15.

Уколико се операциона линија налази испод равнотежне линије онда долази до влажења гаса односно до хлађења течности (случај 1) и обрнуто, ако је операциона линија изнад равнотежне линије онда ће се гас сушити а течност загревати (случај 2).



Слика 14.14 Шематски приказ контактнoг размењивача топлоте

Случај 1 представља операцију истовременог транспорта топлоте и супстанције која се одвија у кулама за хлађење воде када се обезбеђује циркулационо хлађење у индустријским погонима.



Слика 14.15 Операциона и равнотежна линија операције

1- влажење гаса (хлађење течности), 2 – сушење гаса (загревање течности)

14.6 МЕРКЕЛОВ МЕТОД ДИМЕНЗИОНИСАЊА КОНТАКТНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

Прва истраживања рада кула за хлађење воде су се нашла пред проблемом истовременог транспорта топлоте и супстанције који је разрешио Меркел (Frederick Merkel), по коме је и метод добио назив.

Специфични масени проток паре (A), у околни влажан гас (A+B) је према филмској теорији

$$\tilde{N}_A = \tilde{\beta}_p^s \cdot (p_{Agr} - p_A), \text{ kgA}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (6)$$

где су:

- $\tilde{\beta}_p^s$, $\text{kgA}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$, коефицијент прелаза супстанције при транспорту паре кроз стагнант В

$$\tilde{\beta}_p^s = \text{Sh} \cdot \frac{D_{AB} \cdot M_A}{l \cdot R \cdot T} \cdot \frac{p_m}{p_{Bsr}} \quad (7)$$

- D_{AB} , m^2/s , коефицијент дифузије компоненте А кроз гас (A+B)
- l , m , карактеристична геометријска величина
- $R = 8314,51 \text{ J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$, универзална гасна константа
- T , K , апсолутна температура у систему

- p_m , Pa, апсолутни притисак у систему
- p_{Bln} , Pa, средњи притисак стаганта В на путу размене супстанције
- p_A , Pa, парцијални притисак компоненте А у зони непоремећеног струјања (у основној маси флуида)
- p_{Agr} , Pa, парцијални притисак компоненте А на граници фаза
- M_A , kg/kmol, моларна маса компоненте А
- Sh, Шервудов број

Аналогно претходном, може се специфични масени проток паре одредити помоћу израза

$$\tilde{N}_A = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{Y}_{gr} - \tilde{Y}), \text{ kgA}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \quad (8)$$

где су:

- $\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s$, kgA/[m²·s·(kgA/kgB)], коефицијент транспорта супстанције (уобичајено је да се назива и коефицијент испаравања)
- \tilde{Y} , kgA/kgB, масена концентрација компоненте А у гасу у зони непоремећеног струјања
- \tilde{Y}_{gr} , kgA/kgB, масена концентрација компоненте А на граници фаза

Латентна топлота која се размени између гаса и течности ће бити

$$q_L = \tilde{N}_A \cdot \tilde{r}_A(t_{gr}) \quad (9)$$

а осетна топлота која се у овом случају размени износи

$$q_s = \frac{\tilde{N}_A \cdot \tilde{c}_{pA}}{1 - \exp\left(-\frac{\tilde{N}_A \cdot \tilde{c}_{pA}}{\alpha_G}\right)} \cdot (t_{gr} - t_G) \approx \alpha_G \cdot (t_{gr} - t_G) \quad (10)$$

где су:

- \tilde{c}_{pA} , J/(kg·K), специфични топлотни капацитет компоненте А у гасу при сталном притиску
- α_G , W/(m²·K), коефицијент прелаза топлоте са стране гаса
- t_G , °C, температура гаса у зони непоремећеног струјања
- t_{gr} , °C, температура на граници између фаза

Количина топлоте која се размењује у слоју течности износи

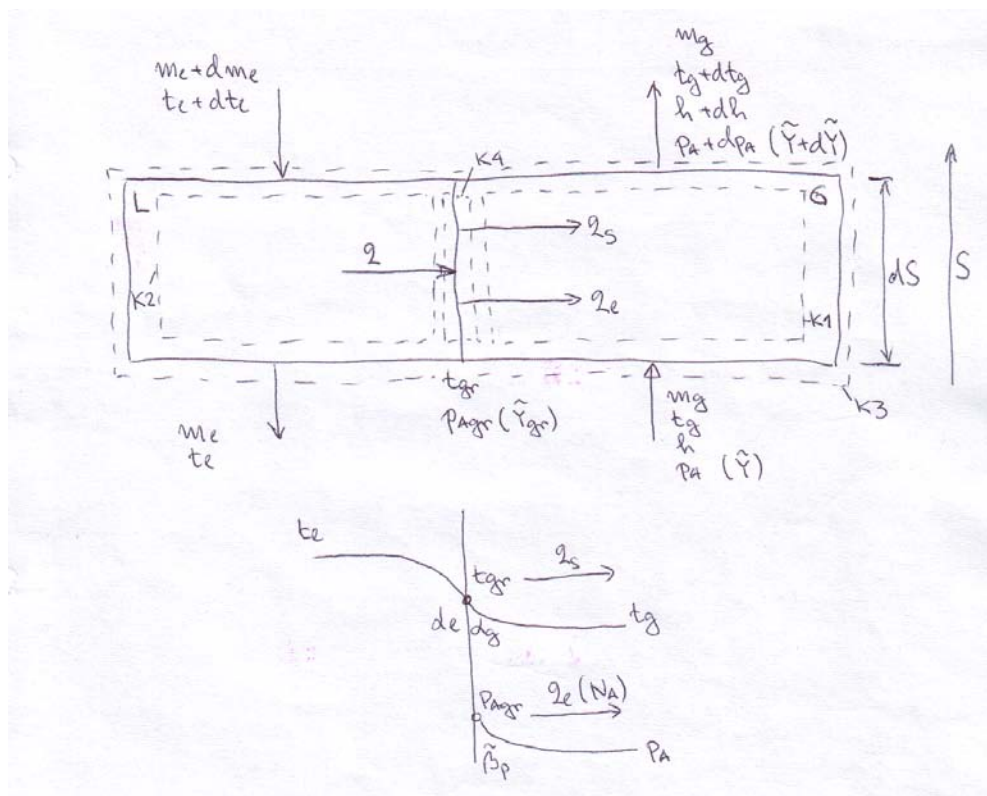
$$q = \alpha_L \cdot (t_L - t_{gr}) \quad (11)$$

где су:

- α_L , W/(m²·K), коефицијент прелаза топлоте са стране течности
- t_L , °C, температура течности у зони непоремећеног струјања

Једначина топлотног биланса према слици 14.16, за контуру К1, гласи

$$\dot{m}_G \cdot \tilde{h}_G + q_S \cdot dS_{LG} + q_L \cdot dS_{LG} = \dot{m}_G \cdot (\tilde{h}_G + d\tilde{h}_G) \quad (12)$$



Слика 14.16 Билансне контуре за Меркелов метод

односно

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = q_s \cdot dS_{LG} + q_L \cdot dS_{LG} \quad (13)$$

После замене (9) и (10) у (13) добија се

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \alpha_G \cdot (t_{gr} - t_G) \cdot dS_{LG} + \tilde{N}_A \cdot \tilde{r}_A(t_{gr}) \cdot dS_{LG} \quad (14)$$

одакле заменом (8) следи

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \alpha_G \cdot (t_{gr} - t_G) \cdot dS_{LG} + \tilde{\beta}_Y^s \cdot (\tilde{Y}_{gr} - \tilde{Y}) \cdot \tilde{r}_A(t_{gr}) \cdot dS_{LG} \quad (15)$$

Према Луисовом (Lewis) правилу је за случај турбулентног струјања влажног гаса (A + B) преко слоја течности (A)

$$\frac{\alpha_G}{\tilde{c}_{pAB} \cdot \tilde{\beta}_Y^s} \approx 1 \quad (16)$$

па следи

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \tilde{\beta}_Y^s \cdot \tilde{c}_{pAB} \cdot (t_{gr} - t_G) \cdot dS_{LG} + \tilde{\beta}_Y^s \cdot (\tilde{Y}_{gr} - \tilde{Y}) \cdot \tilde{r}_A(t_{gr}) \cdot dS_{LG} \quad (17)$$

односно

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \tilde{\beta}_Y^s \cdot [\tilde{c}_{pAB} \cdot (t_{gr} - t_G) + (\tilde{Y}_{gr} - \tilde{Y}) \cdot \tilde{r}_A(t_{gr})] \cdot dS_{LG} \quad (18)$$

Сматрајући да је

$$\tilde{r}_A(t_{gr}) \approx \tilde{r}_A(0^\circ\text{C}) = \tilde{r}_0 \quad (19)$$

уз одговарајуће прегруписавање чланова у загради добиће се израз

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot \left[\left(\tilde{c}_{pAB} \cdot t_{gr} + \tilde{Y}_{gr} \cdot \tilde{r}_0 \right) - \left(\tilde{c}_{pAB} \cdot t_G + \tilde{Y} \cdot \tilde{r}_0 \right) \right] \cdot dS_{LG} \quad (20)$$

Енталпија влажног гаса на основу својства адитивности екстензивних величина стања износи

$$\tilde{h}_G = \tilde{c}_{pAB} \cdot t_G + \tilde{Y} \cdot \tilde{r}_0 = \tilde{c}_{pB} \cdot t_G + \tilde{Y} \cdot \left(\tilde{c}_{pA} \cdot t_G + \tilde{r}_0 \right) \quad (21)$$

где су:

- \tilde{c}_{pAB} , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет влажног гаса при сталном притиску
- \tilde{c}_{pB} , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет сувог гаса (B) при сталном притиску
- \tilde{c}_{pA} , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет паре (A) при сталном притиску

Коначно се може писати

$$\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot \left(\tilde{h}_{Ggr} - \tilde{h}_G \right) \cdot dS_{LG} \quad (23)$$

Једначина топлотног биланса за контуру K2, гласи

$$\left(\dot{m}_L + d\dot{m}_L \right) \cdot \tilde{c}_L \cdot \left(t_L + dt_L \right) = \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_L + q \cdot dS_{LG} \quad (24)$$

Пошто је количина воде која испарава у јединици времена мала у односу на укупни проток, може се сматрати да је дуж површине за размену топлоте и супстанције

$$\dot{m}_L \approx const \quad (25)$$

па једначина добија облик

$$\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot dt_L = q \cdot dS_{LG} \quad (26)$$

односно

$$\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot dt_L = \alpha_L \cdot \left(t_L - t_{gr} \right) \cdot dS_{LG} \quad (27)$$

Једначина топлотног биланса за контуру K3, гласи

$$\left(\dot{m}_L + d\dot{m}_L \right) \cdot \tilde{c}_L \cdot \left(t_L + dt_L \right) + \dot{m}_G \cdot \tilde{h}_G = \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot t_L + \dot{m}_G \cdot \left(\tilde{h}_G + d\tilde{h}_G \right) \quad (28)$$

па је

$$\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot dt_L = \dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G \quad (29)$$

На основу једначине (29) може се закључити да постоји линеарна веза између промене енталпије гасне мешавине и температуре течности, како је наглашено у претходном одељку.

Једначина топлотног биланса по контури K4 гласи

$$q = q_L + q_S \quad (30)$$

односно

$$\alpha_L \cdot \left(t_L - t_{gr} \right) = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot \left(\tilde{h}_{Ggr} - \tilde{h}_G \right) \quad (31)$$

па се може успоставити веза

$$\frac{\tilde{h}_G - \tilde{h}_{G_{gr}}}{t_L - t_{gr}} = -\frac{\alpha_L}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \quad (32)$$

Укупна количина топлоте коју течност преда гасу може се изразити и на следећи начин

$$q = \alpha_L \cdot (t_L - t_{gr}) = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G) = \tilde{k}_{\tilde{Y}} \cdot [\tilde{h}_G^*(t_L) - \tilde{h}_G] \quad (33)$$

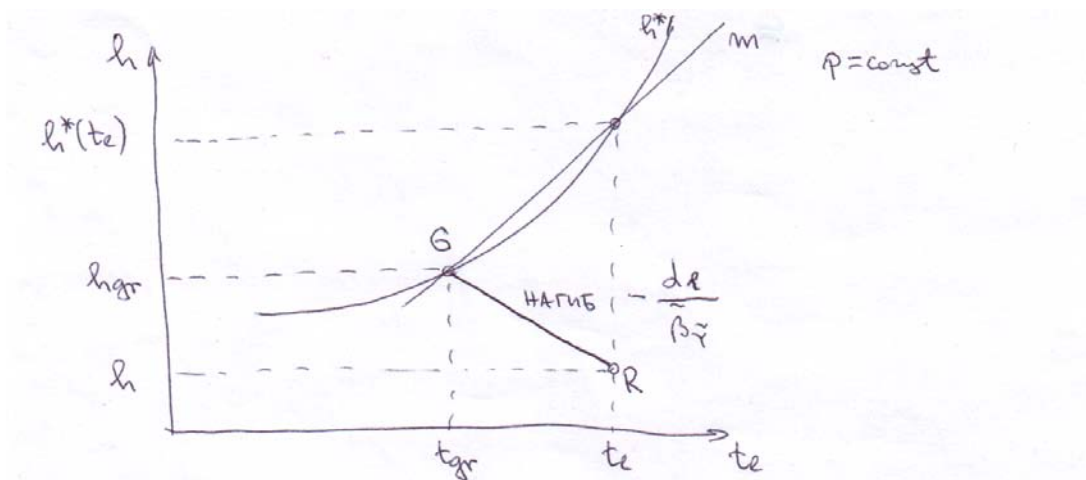
где су:

- $\tilde{k}_{\tilde{Y}}$, $\text{kgA}/[\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot (\text{kgA}/\text{kgB})]$, укупни коефицијент испаравања

$$\frac{1}{\tilde{k}_{\tilde{Y}}} = \frac{m}{\alpha_L} + \frac{1}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \quad (34)$$

- m , $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, нагиб сечице на равнотежној линији (слика 14.17)

$$m = \frac{\tilde{h}^*(t_L) - \tilde{h}_{G_{gr}}}{t_L - t_{gr}} \quad (35)$$



Слика 14.17 Стање на фазној граници

Потребна површина апарата се може одредити на више начина, зависно од једначина топлотног биланса које се при томе користе

$$q \cdot dS_{LG} = \dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G = \tilde{k}_{\tilde{Y}} \cdot [\tilde{h}_G^*(t_L) - \tilde{h}_G] \cdot dS_{LG} = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G) \cdot dS_{LG} \quad (36)$$

Интегралењем претходног израза добија се

$$\int_{S_{LG}} \frac{d\tilde{h}_G}{\tilde{h}^*(t_L) - \tilde{h}_G} = \int_{S_{LG}} \frac{\tilde{k}_{\tilde{Y}} \cdot dS_{LG}}{\dot{m}_G} = NTU(\tilde{k}_{\tilde{Y}}) \quad (37)$$

Уколико се може сматрати да је коефицијент транспорта супстанције приближно константан дуж површине за размену претходни израз се може искористити за израчунавање површине

$$S_{LG} = \frac{\dot{m}_G}{\tilde{k}_{\tilde{Y}}} \cdot \int_{S_{LG}} \frac{d\tilde{h}_G}{\tilde{h}_G^*(t_L) - \tilde{h}_G} = \frac{\dot{m}_G}{\tilde{k}_{\tilde{Y}}} \cdot NTU(\tilde{k}_{\tilde{Y}}) \quad (38)$$

Са друге стране је

$$\int_{S_{LG}} \frac{d\tilde{h}_G}{\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G} = \int_{S_{LG}} \frac{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot dS}{\dot{m}_G} = NTU(\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s) \quad (39)$$

па се потребна површина контакта гаса и течности може одредити и на основу броја јединица преноса

$$S_{LG} = \frac{\dot{m}_G}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \cdot \int_{S_{LG}} \frac{d\tilde{h}_G}{\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G} = \frac{\dot{m}_G}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \cdot NTU(\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s) \quad (40)$$

Топлотни биланс се може формирати и са стране течности

$$q \cdot dS_{LG} = \dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L \cdot dt_L = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G) \cdot dS_{LG} \quad (41)$$

$$\tilde{c}_L \cdot \int_{S_{LG}} \frac{dt_L}{\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G} = \int_{S_{LG}} \frac{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot dS_{LG}}{\dot{m}_L} = Me$$

одакле следи површина контакта израчуната помоћу Меркеловог броја

$$S_{LG} = \frac{\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \cdot \int_{S_{LG}} \frac{dt_L}{\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G} = \frac{\dot{m}_L}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s} \cdot Me \quad (42)$$

Топлотна снага апарата се може исказати у облику

$$\dot{Q} = \tilde{k}_{\tilde{Y}} \cdot [\tilde{h}_G^*(t_L) - \tilde{h}_G]_{sr} \cdot S_{LG} = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G)_{sr} \cdot S_{LG} \quad (43)$$

па средња погонска сила операције, зависно од начина на који се дефинише има облик

$$[\tilde{h}_G^*(t_L) - \tilde{h}_G]_{sr} \cdot NTU(\tilde{k}_{\tilde{Y}}) = (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G)_{sr} \cdot NTU(\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s) = \tilde{h}_{Gk} - \tilde{h}_{Gp} \quad (44)$$

Одређивање температуре гасне мешавине по висини размењивача

$$q_s \cdot dS_{LG} = \alpha_G \cdot (t_{gr} - t_G) \cdot dS_{LG} = \dot{m}_G \cdot \tilde{c}_{pAB} \cdot dt_G$$

$$q \cdot dS_{LG} = \tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G) \cdot dS_{LG} = \dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G$$

На основу две претходне једначине може се оформити релација облика

$$\frac{\alpha_G \cdot (t_{gr} - t_G) \cdot dS_{LG}}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot (\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G) \cdot dS_{LG}} = \frac{\dot{m}_G \cdot \tilde{c}_{pAB} \cdot dt_G}{\dot{m}_G \cdot d\tilde{h}_G}$$

$$\frac{\alpha_G}{\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot \tilde{c}_{pAB}} \cdot \frac{t_{gr} - t_G}{\tilde{h}_{G_{gr}} - \tilde{h}_G} = \frac{dt_G}{d\tilde{h}_G}$$

С обзиром да је према Луисовом правилу $\alpha_G / (\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s \cdot \tilde{c}_{pAB}) = 1$ следи

$$\frac{t_{gr} - t_G}{\tilde{h}_{Ggr} - \tilde{h}_G} = \frac{dt_G}{d\tilde{h}_G}$$

па је коначно промена температуре гаса дефинисана једначином

$$dt_G = \frac{t_{gr} - t_G}{\tilde{h}_{Ggr} - \tilde{h}_G} \cdot d\tilde{h}_G$$

За нумеричко одређивање температуре влажног гаса по висини апарата и супротномсмерни ток фаза се користи следећи алгоритам прорачуна:

1. За познато стање гаса на улазу и течности на излазу (код вертикалних апарата је то дно контактнoг размењивача топлоте) је $t_G = t_{Gp}$ и $\tilde{h}_G = \tilde{h}_{Gk}$. Ова два параметра одређују радну тачку на операционој линији $(t_G; \tilde{h}_G)$.

2. У пресеку праве која пролази кроз радну тачку са нагибом $-\alpha_L / \tilde{\beta}_Y^s$ и равнотежне линије $\tilde{h}_G^* = f(p_m; t_L)$ одреди се стање на граници фаза $(t_{gr}; \tilde{h}_{Ggr})$:

$$\frac{\tilde{h}_G - \tilde{h}_{Ggr}}{t_L - t_{gr}} = -\frac{\alpha_L}{\tilde{\beta}_Y^s}$$

3. За усвојену промену енталпије гаса – корак, најчешће, $\Delta\tilde{h}_G = (\tilde{h}_{Gk} - \tilde{h}_{Gp})/n$, где је n усвојени број интервала операционе линије, може се одредити промена температуре гаса

$$\Delta t_G = \frac{t_{gr} - t_G}{\tilde{h}_{Ggr} - \tilde{h}_G} \cdot \Delta\tilde{h}_G$$

Корак енталпије једнозначно одређује и промену-корак температуре течности $\Delta t_L = (t_{Lp} - t_{Lk})/n$, с обзиром да је операциона линија права.

Корак енталпије $\Delta\tilde{h}_G$ не мора бити константан дуж висине колоне (па самим тим и Δt_L) као што је урађено у примеру 8.3.

4. Одређују се следећи параметри:

- температура течности за нови пресек апарата $t_L = t_L + \Delta t_L$;
- енталпија гаса за нови пресек апарата $\tilde{h}_G = \tilde{h}_G + \Delta\tilde{h}_G$;
- температура гаса у новом пресеку $t_G = t_G + \Delta t_G$.

5. Вратити се на тачку 2 алгоритма.

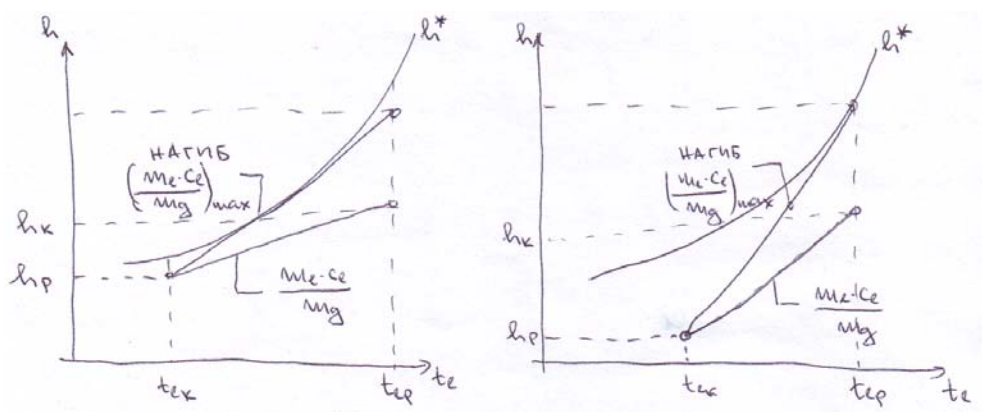
14.7 ОПЕРАЦИОНА ЛИНИЈА КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ И ЊЕНИ ГРАНИЧНИ ПОЛОЖАЈИ, ПРОТОЦИ ВОДЕ И ВАЗДУХА

Најчешће се проток воде кроз кулу (густина орошавања, проток воде сведен на пуни попречни пресек апарата) креће у границама $0,7 \div 3,5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, а масена брзина ваздуха (такође сведена на пуни попречни пресек апарата) $1,6 \div 2,8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. Пад притиска износи до 250 Pa .

Код кула за хлађење воде однос протока ваздуха и воде се бира према табели 1 при чему проток ваздуха мора већи од минималног који се утврђује прорачуном.

Табела 1 Препоручене вредности односа протока ваздуха и воде

\dot{m}_G / \dot{m}_L	$t_{Lp} - t_{Lk}, ^\circ\text{C}$			
$\varphi_k, \%$	3	5	10	15
100	$0,2 \div 0,6$	$0,3 \div 0,7$	$0,6 \div 1$	$1,1 \div 1,5$
90	$0,3 \div 0,7$	$0,6 \div 1,1$	$1 \div 1,3$	$1,9 \div 2,3$
80	$0,6 \div 1,1$	$1 \div 1,5$	$2 \div 2,5$	$3,2 \div 3,5$
70	$1,3 \div 2,2$	$2,2 \div 2,9$	$4,6 \div 5,1$	$7,1 \div 7,6$



Слика 14.18 Положај операционе линије у кули за хлађење воде

На размену топлоте у кули за хлађење воде утичу следећи параметри:

- температура околног (улазног) ваздуха по влажном термометру (или температура околног ваздуха по сувом термометру и релативна влажност околног ваздуха);
- температура воде на улазу у кулу;
- барометарски притисак.

Стање околног (улазног) ваздуха се одређује на основу метеоролошких услова који владају на микролокацији објекта за време експлоатације куле. Најчешће се пројектни услови, на основу којих се кула димензионише одређују преко средње температуре ваздуха по влажном термометру које се мере у 13 сати у току најтоплијег месеца у радном периоду постројења.

Теоретски се вода може охладити до температуре околног ваздуха по влажном термометру (t_{vr} , °C), а практично до температуре која је за $2,5 \div 5$ °C виша од ње, тј.

$$t_{Lk} = t_{vr} + (2,5 \div 5), \text{ °C}$$

Положај операционе линије у кули за хлађење воде је приказан на слици 14.18. Гранични нагиб операционе линије $(\dot{m}_L \cdot \bar{c}_L / \dot{m}_G)_{max}$ се одређује из услова додира операционе и равнотежне линије, што би захтевало бесконачно велику површину контакта воде и ваздуха, односно кулу бесконачно велике висине. Стварни нагиб операционе линије је мањи од граничног и може се одредити на основу критеријума техно-економске оптимизације. За задати проток воде која се хлади и познате радне услове (температура околног ваздуха по влажном термометру, почетна и крајња температура воде и атмосферски притисак) могуће је помоћу граничног нагиба операционе линије одредити минимални проток ваздуха.

14.8 НУМЕРИЧКО ОДРЕЂИВАЊЕ БРОЈА ЈЕДИНИЦА ПРЕНОСА

С обзиром да постоји нелинеарна веза равнотежна енталпије гаса и температуре течности број јединица преноса се одређује нумерички (Симоновић, В.: Нумеричке методе, Машински факултет, Београд, 1989., страна 83).

Поред других нумеричких поступака (формуле правоугаоника, трапеза, итд.), број јединица преноса се може одредити помоћу Симпсонове интеграционе формуле која у случају

$$\max \left[\frac{\Delta \tilde{h}(t_{Lp})}{\Delta \tilde{h}(t_{Lk})}; \frac{\Delta \tilde{h}(t_{Lk})}{\Delta \tilde{h}(t_{Lp})} \right] < 6 \quad (45)$$

за случај супротносмерног тока фаза гласи

$$NTU(\tilde{k}_{\tilde{Y}}) = \frac{\tilde{h}_{Gk} - \tilde{h}_{Gp}}{6} \cdot \left[\frac{1}{\Delta \tilde{h}(t_{Lp})} + \frac{4}{\Delta \tilde{h}\left(\frac{t_{Lp} + t_{Lk}}{2}\right)} + \frac{1}{\Delta \tilde{h}(t_{Lk})} \right] \quad (46)$$

где су:

- $\Delta \tilde{h}(t_{Lp})$, J/kgB, разлика енталпија у пресеку апарата на месту увођења течности

$$\Delta \tilde{h}(t_{Lp}) = \tilde{h}_G^*(t_{Lp}) - \tilde{h}_{Gk} \quad (47)$$
- $\Delta \tilde{h}(t_{Lk})$, J/kgB, разлика енталпија у пресеку апарата на месту одвођења течности

$$\Delta \tilde{h}(t_{Lk}) = \tilde{h}_G^*(t_{Lk}) - \tilde{h}_{Gp} \quad (48)$$
- $\Delta \tilde{h}(t_{L,i})$, J/kgB, разлика енталпија у пресеку апарата где је температура течности $t_{L,i}$, °C

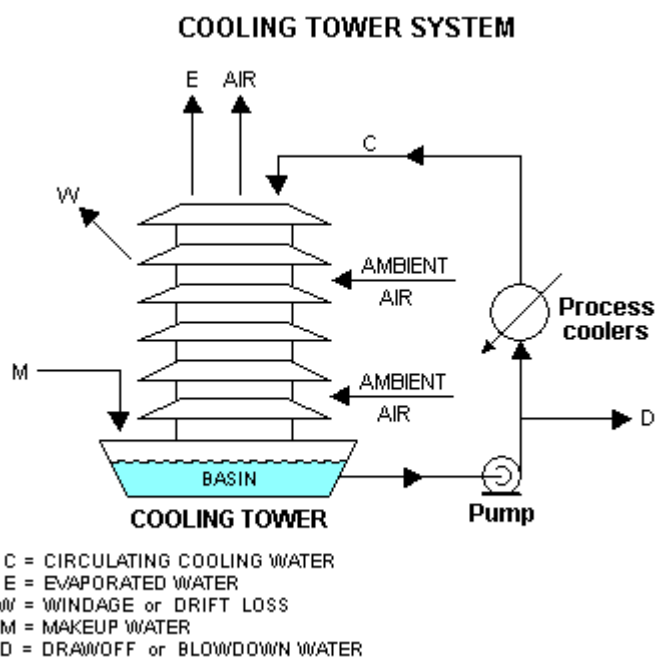
$$\Delta \tilde{h}(t_{L,i}) = \tilde{h}_G^*(t_{L,i}) - \tilde{h}_G(t_{L,i}) \quad (49)$$

Ако услов (45) није испуњен препоручује се да се увећа број интервала у Симпсоновој формули на 4 па број јединица преноса у том случају износи

$$\begin{aligned}
 NTU(\tilde{\beta}_{\tilde{Y}}^s) = \frac{\tilde{h}_{Gk} - \tilde{h}_{Gp}}{12} \cdot & \left[\frac{1}{\Delta\tilde{h}(t_{Lp})} + \frac{4}{\Delta\tilde{h}\left(\frac{3 \cdot t_{Lp} + t_{Lk}}{4}\right)} + \right. \\
 & \left. + \frac{2}{\Delta\tilde{h}\left(\frac{t_{Lp} + t_{Lk}}{2}\right)} + \frac{4}{\Delta\tilde{h}\left(\frac{t_{Lp} + 3 \cdot t_{Lk}}{4}\right)} + \frac{1}{\Delta\tilde{h}(t_{Lk})} \right] \quad (50)
 \end{aligned}$$

14.9 ОДРЕЂИВАЊЕ ПОТРЕБНЕ КОЛИЧИНЕ СВЕЖЕ ТЕЧНОСТИ ЗА КУЛЕ ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ

У току процеса размене топлоте и супстанције долази до губитака течности и систему услед њеног испаравања и услед узношења.



Слика 14.19 Губитак и надокнада воде у кули за хлађење воде

Количина течности која испари се израчунава на основу упрошћеног топлотног биланса

$$\Delta \dot{m}_{L,isp} = \frac{\dot{m}_L \cdot \tilde{c}_L (t_{Lp} - t_{Lk})}{\tilde{r}} \quad (50)$$

- $\tilde{r} = 2260 \text{ kJ/kg}$
- $\tilde{c}_L = 4,184 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$

Узношење течности је последица несавршености елиминатора капи чији је основни задатак да спречава узношење воде са гасом који напушта апарат. Одређује се према изразу

$$\Delta \dot{m}_{L,uzn} = \zeta_{uzn} \cdot \dot{m}_L \quad (51)$$

где су :

\dot{m}_L , проток воде кроз систем рецикулационог хлађења

$\zeta_{uzn} = 0,3 \div 1\%$ за куле са природним струјањем ваздуха без елиминатора капи;

$\zeta_{uzn} = 0,1 \div 0,3\%$ за куле са усисним вентилатором без елиминатора капи;

$\zeta_{uzn} \leq 0,005\%$ за куле са елиминатором капи;

Неиспарљиве материје (*TDS*-Total Dissolved Solids, тј. укупно растворене чврсте материје) у води су неорганске соли (калцијума, магнезијума, натријума, бикарбонати, хлориди и сулфати), мања количина органских материја (молекули и јони) као и суспендоване и колоидне честице.

Према искуству *TDS* то су неиспарљиве материје у води које пролазе кроз филтер са окцима од 2 μ km.

Некада *TDS* у циркулационом расхладном кругу подразумева само соли које могу утицати значајно на рад рециркулационог система хлађења (нпр. само хлориди).

Да би се концентрација неиспарљивих материја у течности контролисала у одређеним границама врши се одмуљивање система. Количина течности која се из овог разлога одводи из система ($\Delta\dot{m}_{L,od}$) се одређује на основу једначина материјалног биланса за систем

$$\Delta\dot{m}_{L,sv} = \Delta\dot{m}_{L,isp} + \Delta\dot{m}_{L,uzn} + \Delta\dot{m}_{L,od} \quad (52)$$

$$\Delta\dot{m}_{L,sv} \cdot \tilde{X}_{sv} = \Delta\dot{m}_{L,uzn} \cdot \tilde{X}_{max} + \Delta\dot{m}_{L,od} \cdot \tilde{X}_{max} \quad (53)$$

одакле се добија

$$\Delta\dot{m}_{L,od} = \Delta\dot{m}_{L,isp} \cdot \frac{\tilde{X}_{sv}}{\tilde{X}_{max} - \tilde{X}_{sv}} - \Delta\dot{m}_{L,uzn} \quad (54)$$

односно

$$\Delta\dot{m}_{L,od} = \Delta\dot{m}_{L,isp} \cdot \frac{1}{\frac{\tilde{X}_{max}}{\tilde{X}_{sv}} - 1} - \Delta\dot{m}_{L,uzn} \quad (55)$$

где су:

- \tilde{X}_{sv} , kgTDS/kgL, масена концентрација неиспарљивих материја (*TDS*) у свежој течности
- \tilde{X}_{max} , kgTDS/kgL, максимално дозвољена масена концентрација неиспарљивих материја у течности (систему)
- $\tilde{Y}_{isp} = 0$ kgTDS/kgL, масена концентрација неиспарљивих материја у гасу

Усвојени однос $\tilde{X}_{max} / \tilde{X}_{sv}$ одређује акумулацију неиспарљивих материја у систему рециркулационог хлађења. Садржај неиспарљивих материја у свежој води (makeup water) се креће у широком границама зависно од њеног порекла. Свежа вода из река и језера (површинска вода) садржи мање количине минералних материја али има

изражено кородивно дество на металне елементе система, док бунарска вода због већег садржаја минералних материја проузрокује стварање чврстих наслага у систему. Акумулација неиспарљивих материја у систему рециркулационог хлађења доводи до повећања њихове концентрације изнад границе растворљивости што проузрокује таложење минералних материја на зидовима размењивача топлоте и цевовода (интензивније је таложење на вишим температурама).

Да би се ова појава спречила препоручује се омекшавање свеже воде уз контролу *PH* броја пре увођења у кулу за хлађење. Поред претходне поменуте припреме воде за ове намене препоручује се њено филтрирање као и додавање биоцида (углавном алгациди) ради спречавања развоја микроорганизама који ће се у систему рециркулационог хлађења сигурно појавити. У неким случајевима се у воду додају и инхибитори корозије ради спречавања корозионог дества воде на металне површине.

За куле за хлађење воде однос масених концентрација неиспарљивих материја у течности је у границама $\tilde{X}_{max} / \tilde{X}_{sv} = 3 \div 7(10)$. Веће вредности овог односа усвајају се за свежу воду са мањим садржајем неиспарљивих материја.

Укупна количину свеже течности у која се јединици времена треба доводити да би се рад куле несметано одвијао износи

$$\Delta \dot{m}_{L,sv} = \Delta \dot{m}_{L,isp} + \Delta \dot{m}_{L,uzn} + \Delta \dot{m}_{L,od} \quad (56)$$

Уколико се не врши перманентно одмуљивање система, већ се врши надокнада само количине течности која отпаравља и количине течности која се узноси онда се током времена повећава садржај неиспарљивих материја и систему од \tilde{X}_{sv} до \tilde{X}_{max} . По достизању максимално дозвољене концентрације неиспарљивих материја у систему потребно је заменити укупну количину течности са свежеом у којој је концентрација нерастворљивих материја знатно мања од дозвољене (максималне).

Време рада апарата између две замене течности се може одредити помоћу следећих билансних једначина

$$\dot{m}_{L,sv} = \dot{m}_{L,isp} + \dot{m}_{L,uzn} \quad (57)$$

$$\Delta \dot{m}_{L,sv} \cdot \tilde{X}_{sv} = \Delta \dot{m}_{L,uzn} \cdot \tilde{X} + m_{L,s} \cdot \frac{d\tilde{X}}{d\tau} \quad (58)$$

где су:

- \tilde{X} , kgNM/kgL, масена концентрација неиспарљивих материја у течности - систему у произвољном тренутку времена
- $m_{L,s}$, kg, укупна количина течности у систему

Време рада између две замене течности у систему износи

$$\tau = \frac{m_{L,s}}{\Delta \dot{m}_{L,uzn}} \cdot \ln \frac{(\Delta \dot{m}_{L,sv} - \Delta \dot{m}_{L,uzn}) \cdot \tilde{X}_{sv}}{\Delta \dot{m}_{L,sv} \cdot \tilde{X}_{sv} - \Delta \dot{m}_{L,uzn} \cdot \tilde{X}_{max}} \quad (59)$$

односно

$$\tau = \frac{m_{L,s}}{\Delta\dot{m}_{L,u\check{z}}} \cdot \ln \frac{(\Delta\dot{m}_{L,sv} - \Delta\dot{m}_{L,u\check{z}})}{\Delta\dot{m}_{L,sv} - \Delta\dot{m}_{L,u\check{z}} \cdot \frac{\tilde{X}_{max}}{\tilde{X}_{sv}}} \quad (60)$$

Уколико се занемари количина течности која се узноси из система онда се време рада апарата између две замене течности може одредити помоћу једначине

$$\tau = \frac{m_{l,s}}{\Delta\dot{m}_{l,sv}} \cdot \frac{\tilde{X}_{max} - \tilde{X}_{sv}}{\tilde{X}_{sv}} \quad (61)$$

односно

$$\tau = \frac{m_{l,s}}{\Delta\dot{m}_{l,sv}} \cdot \left(\frac{\tilde{X}_{max}}{\tilde{X}_{sv}} - 1 \right) \quad (62)$$