

Uređaj za ukapljivanje prema Lindeu

Knezić, Tomislav

Undergraduate thesis / Završni rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:215021>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-02**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Tomislav Knezić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Nenad Ferdelji, dipl. ing.

Student:

Tomislav Knezić

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc.dr.sc. Nenadu Ferdeljiju koji je bio uvijek spreman pomoći i roditeljima koji su mi omogućili da studiram.

Tomislav Knezić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Datum: 22.12.2017. log
Klasa: 602-04/17-6/4
Ur.broj: 15-1703-17-45

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tomislav Knezić** Mat. br.: 0035195305

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Uređaj za ukapljivanje zraka prema Lindeu**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Linde air liquefier**

Opis zadatka:

Potrebno je projektirati uređaj za ukapljivanje zraka prema Lindeu. Princip rada odabrati tako da uređaj bude prikladan za laboratorijski rad uz što manje pogonske troškove.

Uređaj proizvodi 5 l/h iscrpka zraka uzetog iz okoliša temperature 30 °C, tlaka 1 bar i relativne vlažnosti 70 %. Na raspolaganju stoji rashladna voda temperature 20 °C

U okviru rada potrebno je:

- izraditi cjelovit termodinamički proračun uređaja
- izraditi sklopni crtež aparata za ukapljivanje

U radu navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:
30. studenog 2016.

Rok predaje rada:
1. rok: 24. veljače 2017.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zdao:

doc. dr. sc. Nenad Ferdelji

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD.....	1
1.1. Termodinamičke osnove	2
1.1.1. Joule-Thomsonov efekt.....	2
1.1.2. Inverzija prigušnog efekta.....	4
1.2. Integralni prigušni efekt	8
1.3. Teorijski rad ukapljivanja	9
2. OPTIMIRANJE PROCESA	11
2.1. Jednostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu	12
2.2. Dvostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu.....	15
2.3. Lindeov postupak s dodatnim hlađenjem.....	19
2.4. Usvojene vrijednosti	21
3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN	22
3.1. Dimenzioniranje izmjenjivača	22
3.1.1. Iscrpak i maseni protok zraka	22
3.1.2. Toplinski tokovi	25
3.1.3. Fizikalna svojstva zraka	27
3.1.4. Konstrukcijska izvedba izmjenjivača topline	29
3.1.5. Podjela izmjenjivača na segmente	30
3.1.6. Koeficijenti prijelaza topline.....	33
3.1.6.1. Visokotlačni dio $p_2=200$ bar	33
3.1.6.2. Srednjetlačni dio $p_m=65$ bar	35
3.1.7. Koeficijenti prolaza topline.....	39
3.1.7.1. Koeficijent prolaza topline između gornjeg visokotlačnog i srednjetlačnog dijela	39
3.1.7.2. Koeficijent prolaza topline između donjeg visokotlačnog i srednjetlačnog dijela	39
3.1.8. Površine za prijenos topline	40
3.1.8.1. Površina gornjeg dijela cijevnog snopa	40
3.1.8.2. Površina donjeg dijela cijevnog snopa.....	40
3.1.9. Provjera površine za prijenos topline na strani niskotlačne struje zraka	42
3.1.9.1. Koeficijent prijelaza topline na srednjetlačnoj strani.....	43
3.1.9.2. Koeficijent prijelaza topline na niskotlačnoj strani	44
3.1.9.3. Preneseni toplinski tok.....	46

3.1.10. Pad tlaka struje zraka na izlazu iz uređaja	48
3.1.10.1. Pad tlaka u gornjem dijelu struje niskog tlaka	48
3.1.10.2. Pad tlaka u donjem dijelu struje niskog tlaka	50
3.1.11. Toplinski gubici	52
3.1.11.1. Vertikalna stjenka	52
3.1.11.2. Horizontalna stjenka	53
3.1.11.3. Zračenje.....	54
3.1.11.4. Ulazni toplinski tok.....	54
3.2. Kompresija i priprema zraka.....	55
3.2.1. Snaga kompresora	56
3.2.2. Sušenje zraka	62
3.2.2.1. Sušenje u međuhladnjacima.....	62
3.2.2.2. Sušenje u adsorberu	65
3.3. Sigurnosni ventili	66
3.3.1. Ventil na strani tlaka 200 bar	66
3.3.2. Ventil na strani tlaka 65 bar	67
3.4. Prigušni ventili	68
3.4.1. Prigušenje sa p_2 na p_m	68
3.4.2. Prigušenje sa p_m na p_4	69
4. PRORAČUN ČVRSTOĆE.....	70
4.1. Odabir materijala.....	70
4.2. Ispitni tlakovi	71
4.2.1. Ispitni tlak za visokotlačne dijelove.....	71
4.2.2. Ispitni tlak za srednjetačne dijelove.....	71
4.2.3. Ispitni tlak za niskotlačne dijelove.....	71
4.3. Debljine stijenki cijevi	72
4.3.1. Visokotlačni dio	72
4.3.2. Srednjetačni dio	73
4.3.3. Niskotlačni dio	74
4.3.4. Priključak na manometar	75
4.4. Proračun izreza na elementima komore	76
4.4.1. Visokotlačni dio	76
4.4.2. Srednjetačni dio	77
4.5. Proračun poklopca komore	78
4.6. Proračun debljine cijevne stijenke	79
4.7. Minimalna širina zavara cijevi	80
5. TEHNIČKI OPIS.....	81
5.1. Opis konstrukcije	81
5.2. Materijali	82
5.3. Upute za uporabu	82
6. ZAKLJUČAK.....	83
LITERATURA.....	84
7. PRILOZI.....	85

POPIS SLIKA

Slika 1.	Uređaj za ukapljivanje prema Lindeu.....	12
Slika 2.	Uređaj za dvostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu	15
Slika 3.	Uređaj s dodatnim hlađenjem.....	19
Slika 4.	Zakon o očuvanju energije za realni uređaj.....	22
Slika 5.	Bilanci krug za izračun entalpije h_3	25
Slika 6.	Raspored cijevi	30
Slika 7.	Stupnjevana kompresija s međuhlađenjem	56
Slika 8.	Bilanca mješališta.....	59

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Odnos inverzijske i kritične temperature za neke plinove	5
Tablica 2.	Utjecaj tlaka p_2 na specifični rad kompresije	14
Tablica 3.	Utjecaj tlaka p_m i međuoportoka z_2 na specifični rad kompresije.....	17
Tablica 4.	Optimalni međutlak p_m ovisno o recirkulaciji z_2	18
Tablica 5.	Karakteristične točke procesa.....	22
Tablica 6.	Fizikalna svojstva zraka 1	32
Tablica 7.	Fizikalna svojstva zraka 2	42
Tablica 8.	Fizikalna svojstva zraka pri tlaku od 1 bar	48
Tablica 9.	Tlakovi i temperature pri kompresiji.....	57

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

Crteži:

1-1-2017	Uređaj za ukapljivanje zraka
1-2-2017	Gornja komora
1-3-2017	Donja komora
1-4-2017	Prvi prigušni ventil
1-5-2017	Drugi prigušni ventil
1-6-2017	Ventil za izlaz zraka
1-7-2017	Okvir izolacije
1-8-2017	Shema

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	površina
A_0	m^2	površina za istrujavanje
a	$Pa (m^3/kg)^2$	koeficijent kohezijskog tlaka
b	m^3/kg	specifični kovolumen
B_A	m	širina aparata
C_l	m	proračunski koeficijent za ravne ploče
c_p	$kJ/(kg K)$	specifični toplinski kapacitet pri konst.tlaku
d	m	promjer cijevi
d_{ekv}	m	ekvivalentni promjer
e	kJ/kg	specifična eksergija
E	N/mm^2	Youngov modul elastičnosti
F_R	N	sila na jednu cijev
f	-	stupanj dobrote
f_d	N/mm^2	proračunska čvrstoća
f_{test}	N/mm^2	čvrstoća pri ispitnom tlaku
h	J/kg	specifična entalpija
h_0	J/kg	specifična entalpija sustava na toplinskom stanju okoliša
H_A	m	visina aparata
k	$W/(m^2 K)$	koeficijent prolaza topline
m	kg	masa
Nu	-	Nusseltov broj
O	m	opseg
P	W	snaga
p	$N/m^2, Pa$	tlak
p_{inv}	$N/m^2, Pa$	inverzijski tlak
p_K	$N/m^2, Pa$	kritični tlak
p_1	$N/m^2, Pa$	tlak niskotlačne struje
p_2	$N/m^2, Pa$	tlak visokotlačne struje
p_m	$N/m^2, Pa$	tlak srednjetačne struje
p_s	$N/m^2, Pa$	parcijalni tlak zasićenja vodene pare
p_d	$N/m^2, Pa$	parcijalni tlak vodene pare
PS	bar	najviši dopušteni radni tlak
P_d	bar	proračunski tlak

P_{test}	bar	ispitni tlak
Pr	-	Prandtlov broj
q_m	kg/s	maseni protok
q_{mv}	kg/s	maseni protok rashladne vode
q_{mw}	kg/s	maseni protok vlage
q_{mz1}	kg/s	maseni protok zraka
q_{mz2}	kg/s	maseni protok zraka u recirkulaciji
q_v	m ³ /s	volumni protok
R	kJ/(kg K)	individualna plinska konstanta
Ra	-	Rayleighov broj
Re	-	Reynoldsov broj
R_m	N/mm ²	vlačna čvrstoća
$R_{p1.0}$	N/mm ²	konvencionalna granica razvlačenja
s	kJ/(kg K)	specifična entropija
s_0	kJ/(kg K)	specifična entropija sustava na toplinskom stanju okoliša
s_{min}	m	minimalna debljina stijenke pri proračunskom tlaku
s_{test}	m	minimalna debljina stijenke pri ispitnom tlaku
T	K	apsolutna temperatura
T_{inv}	K	inverzijska temperatura
T_K	K	kritična temperatura
T_{ok}	K	temperatura okoliša
t	s	vrijeme
t_c	m	korak cijevi
v	m ³ /kg	specifični volumen
q	m	širina zavara u presjeku opterećenom na smik
q_i	J/kg	specifični toplinski tok kroz izolaciju
q_h	J/kg	specifični rashladni učin isparivača
w	J/kg	specifični rad
w_T	J/kg	specifični rad izotermne kompresije
x_z	kg/kg	sadržaj pare nakon prigušivanja
x_d	kg/kg	sadržaj vlage u zraku
z	kg/kg	korrigirani specifični iscrpak
z_0	kg/kg	specifični iscrpak
z_2	kg/kg	specifična masa zraka u recirkulaciji

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α	W/(m ² K)	koeficijent prijelaza topline
α_n	-	koeficijent istjecanja
ε	-	faktor hlađenja
η_{is}	-	izentropski stupanj djelovanja
ϑ	°C	Celzijeva temperatura
κ	-	izentropski eksponent
λ	W/(m K)	toplinska provodnost
μ	Pa·s	viskoznost
μ_{JT}	K/bar	diferencijalni Joule-Thomsonov koeficijent
ν	-	koeficijent zavara
ν_c	-	koeficijent oslabljenja
ν_P	-	Poissonov koeficijent
π	-	bezdimezijski tlak
ρ	kg/m ³	gustoća
σ	N/m ²	naprezanje
τ	-	bezdimezijska temperatura
ω	-	bezdimezijski volumen
Φ	W	toplinski tok
φ_z	%	relativna vlažnost zraka u prostoriji
ψ	-	optimalni omjer kompresije

SAŽETAK

Ključne riječi: ukapljivanje plinova, zrak, ukapljivanje po Lindeu, Joule-Thomsonov efekt

U sklopu završnog rada preddiplomskog dijela studija strojarstva projektiran je laboratorijski uređaj za ukapljivanje zraka po Lindeu. U prvom dijelu rada je dan pregled termodinamičkih osnova nužnih za razumijevanje postupaka ukapljivanja temeljem Joule-Thomsonovog efekta. Nakon toga je slijedila analiza kojom su određeni optimalni radni parametri za zadane ulazne podatke na način da se rad potreban za kompresiju svodio na iscrpak zraka te tražio optimum. Na temelju radnih parametara konstruiran je koaksijalni izmjenjivač topline u kojem se topla struja zraka hladi ranije prigušenim zrakom u protustruji i zatim prigušuje u dva stupnja. Za pojedine dijelove izmjenjivača je napravljen i proračun čvrstoće. U prilogu rada se nalaze i sklopni crteži pojedinih cjelina te sklopni crtež cijelog uređaja.

SUMMARY

Key words: gas liquefaction, air, Linde liquefaction, Joule-Thomson effect

As a part of bachelor's degree thesis in mechanical engineering Linde air liquefier has been designed. In the first part of thesis were given thermodynamical basics which are necessary to understand gas liquefaction based upon Joule-Thomson effect. Then followed the analysis where optimal operating parameters were determined for given input by optimization of compression work divided by air extraction ratio. The coaxial heat exchanger based on operating parameters was designed in which warm air is being cooled down in counterflow by air which was earlier throttled. Previously cooled air is then subjected to two stage throttling. Strength analysis was made for specific parts of the heat exchanger. In attachment are drawings of subassemly together with assembly drawing of apparatus.

1. UVOD

Ukapljivanje plinova s vrelištem duboko ispod temperature okoline je od velikog znanstvenog interesa i golemog tehničkog značenja. Ukapljeni plinovi zauzimaju mnogo manji volumen te su kao takvi pogodniji za spremanje ili transport te se svakodnevno koriste kao na primjer ukapljeni naftni plin. Ukapljeni zrak može poslužiti kao polazište za frakcijsku destilaciju čime se razdvaja na kisik, dušik, argon i ostale plemenite plinove. Svjetska proizvodnja kisika dosegla je 1,2 milijuna tona dnevno 2006. godine, [1], od čega se polovica potroši u proizvodnji čelika. Razvoj kriogenike¹ u 20. stoljeću doveo je do otkrića posebnih fizikalnih svojstava ukapljenih plinova kao što su superfluidnost² kod ukapljenog helija. Da bi se neki plin mogao ukapljiti potrebno je sniziti temperaturu i tlak ispod kritičnih vrijednosti što nije uvijek jednostavno. Neki od načina ukapljivanja plinova su: izobarnim ohlađivanjem, kompresijom i hlađenjem, kaskadnim procesima te korištenjem prigušnog efekta. Prvi dio rada je posvećen upravo prigušnom efektu odnosno Joule-Thomsonovom efektu koji se koristi pri ukapljivanju zraka.

¹ kriogenika: grana fizike koja se bavi proučavanjem materije pri niskim temperaturama, prema američkom Nacionalnom institutu za tehnologiju kriogenika se bavi temperaturama ispod -180°C

² superfluidnost: stanje kapljevine pri kojem je njezina viskoznost jednaka nuli

1.1. Termodinamičke osnove

1.1.1. Joule-Thomsonov efekt

Idealni plinovi predstavljaju po sastavu homogene razrijeđene tvari odnosno visoko pregrijane pare realnih tvari kod kojih se zbog „velikog razmaka“ među molekulama može zanemariti djelovanje međumolekularnih sila. Primjenom prvog glavnog stavka (1) na izoliranu prigušnicu dobivamo kako slijedi:

$$\Phi_{12} = q_m (h_2 - h_1) + P_{12} \quad (1)$$

Zbog idealne izolacije i velike brzine kojom se odvija samo prigušivanje možemo smatrati da nema izmjene topline s okolinom što znači da je $\Phi_{12} = 0$ te se ne dobiva niti ulaže snaga u sustav zbog čega je i $P_{12} = 0$. Uz navedene pretpostavke iz (1) proizlazi:

$$h_2 = h_1 \quad (2)$$

Kako za idealne plinove vrijedi da entalpija ovisi samo o temperaturi iz (2) vidi se da će nakon prigušivanja idealnog plina njegova temperatura ostati ista odnosno $\vartheta_1 = \vartheta_2$.

Gore navedena analiza ne vrijedi kad se počinje ulaziti u područje visokih tlakova ili niskih temperatura jer tada prestaju vrijediti pretpostavke na kojima su zasnovani idealni plinovi. Pojavu promjene temperature prilikom prigušivanja proučavao je William Thomson 1852. na temelju ranijih radova Jamesa Prescottta Joulea i Gay Lussaca te je Joule-Thomsonov koeficijent definiran kao:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (3)$$

odnosno kao promjena temperature u ovisnosti o promjeni tlaka pri konstantnoj entalpiji.

Prema [2] opći izraz za ovisnost prigušnog efekta bilo kakve tvari ovisno o veličinama T , v i c_p :

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] \quad (4)$$

Znamo da se idealni plinovi ponašaju prema slijedećoj jednadžbi stanja:

$$pv = RT \quad (5)$$

Nakon diferenciranja slijedi:

$$p dv + v dp = R dT \quad (6)$$

Odnosno za $dp=0$ parcijalna derivacija temperature po specifičnom volumenu pri konstantom tlaku je jednaka:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p = \frac{R}{p} \quad (7)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (4):

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \left[\frac{RT}{p} - v \right] = \frac{1}{c_p} [v - v] = 0$$

Za *van der Waalsov*u jednadžbu stanja za realne plinove bi jednadžba (4) prema [2] glasila:

$$\mu_{JT} = - \frac{b}{c_p} \cdot \frac{RT - \frac{2a}{b} \left(\frac{v-b}{v} \right)^2}{RT - \frac{2a}{v} \left(\frac{v-b}{v} \right)^2} \quad (8)$$

Ranije je spomenuto da idealni plinovi ne mijenjaju temperaturu pri prigušivanju što znači da je za njih $\mu_{JT} = 0$, ako primjerice neki realni plin ima $\mu_{JT} > 0$ to znači da će se njegovim prigušivanjem temperatura sniziti. To svojstvo realnih plinova je od velikog značaja pri njihovom ukapljivanju.

1.1.2. Inverzija prigušnog efekta

Kako realni plinovi mogu imati i pozitivan i negativan Joule-Thomsonov koeficijent, μ_{JT} , ovisno o tlaku i temperaturi to znači da mora postojati stanje za koje će vrijediti da je $\mu_{JT} = 0$. Linija koja povezuje točke za koje vrijedi $\mu_{JT} = 0$ naziva se inverzijska linija.

Ako se promotri prigušni efekt plina u pregrijanom području koristeći *van der Waalsoovu* jednažbu stanja gdje je v mnogo veći od konstante b iz (4) slijedi:

$$\mu_{JT} \cong \frac{1}{c_p} \left(\frac{2a}{RT} - b \right) \quad (9)$$

Za inverzijsku liniju je $\mu_{JT} = 0$ odnosno to će biti ispunjeno kad je zagrada u jednažbi (9) jednaka nuli pa slijedi:

$$\frac{2a}{RT} = b \quad (10)$$

Odnosno:

$$T_{\text{inv}} = \frac{2a}{Rb} \quad (11)$$

Veličine a i b iz *van der Waalsove* jednažbe se mogu izraziti preko kritične temperature T_K , kritičnog tlaka p_K i individualne plinske konstante R , odnosno prema [3]:

$$a = \frac{27R^2 T_K^2}{64 p_K} \quad (12)$$

$$b = \frac{RT_K}{8 p_K} \quad (13)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (11) dobiva se jednadžba koja povezuje inverzijsku temperaturu T_{inv} s kritičnom T_K za slučaj idealnog *van der Waalsovog* plina :

$$T_{inv} = \frac{2 \cdot \frac{27R^2 T_K^2}{64 p_K}}{R \cdot \frac{R T_K}{8 p_K}} = 6,75 T_K \quad (14)$$

Tablica 1. Odnos inverzijske i kritične temperature za neke plinove

Plin	T_K [K]	T_{inv} [K]	T_{inv}/ T_K
Zrak	132,55	760	5,73
Vodik	33,18	200	6,02
Helij	5,19	40	7,71

U tablici 1. su prikazani omjeri inverzijske i kritične temperature pri umjerenim tlakovima za neke plinove. Bolje podudaranje s jednadžbom (14) nije za očekivati zbog toga što *van der Waalsova* jednadžba nije previše pouzdana za opći slučaj realnog plina. O inverzijskoj temperaturi ovisi i hoće li se plin moći hladiti prigušivanjem pri sobnoj temperaturi. Primjerice, vodik bi bilo potrebno ohladiti na -73 °C prije prigušivanja u protivnome bi se prigušivanjem ugrijao, dok je zrak moguće ohladiti i prigušivanjem pri sobnoj temperaturi.

Pri većim gustoćama odnosno visokim tlakovima ne smiju se zanemariti veličine a i b u odnosu na v što znači da brojnik iz jednadžbe (8) mora biti jednak nuli.

$$RT - \frac{2a}{b} \left(3 - \frac{v_k}{v}\right)^2 = 0 \quad (15)$$

Ako se veličine a i b izraze preko (12) i (13) slijedi:

$$\frac{T_{inv}}{T_K} = \frac{3}{4} \left(3 - \frac{v_k}{v}\right)^2 \quad (16)$$

U slučaju da $\frac{v_k}{v} \rightarrow 0$ dobivamo izraz (14).

U slučaju da nas zanima odnos inverzijskog i kritičnog tlaka potrebno je izraz (8) preurediti te njegov brojnik izjednačiti s nulom.

$$\mu_{JT} = \frac{1}{c_p} \cdot \frac{2a \left(v - \frac{3}{2}b \right)}{pv^2} - b \quad (17)$$

$$\frac{2a \left(v - \frac{3}{2}b \right)}{pv^2} - b = 0 \quad (18)$$

Vezom između a, b i p_K, v_K i T_K se dobiva odnos inverzijskog i kritičnog tlaka:

$$\frac{p_{inv}}{p_K} = 9 \frac{v_K}{v} \left(2 - \frac{v_K}{v} \right) \quad (19)$$

Maksimalna vrijednost inverzijskog tlaka dobiva se za $\frac{dp_{inv}}{dv} = 0$

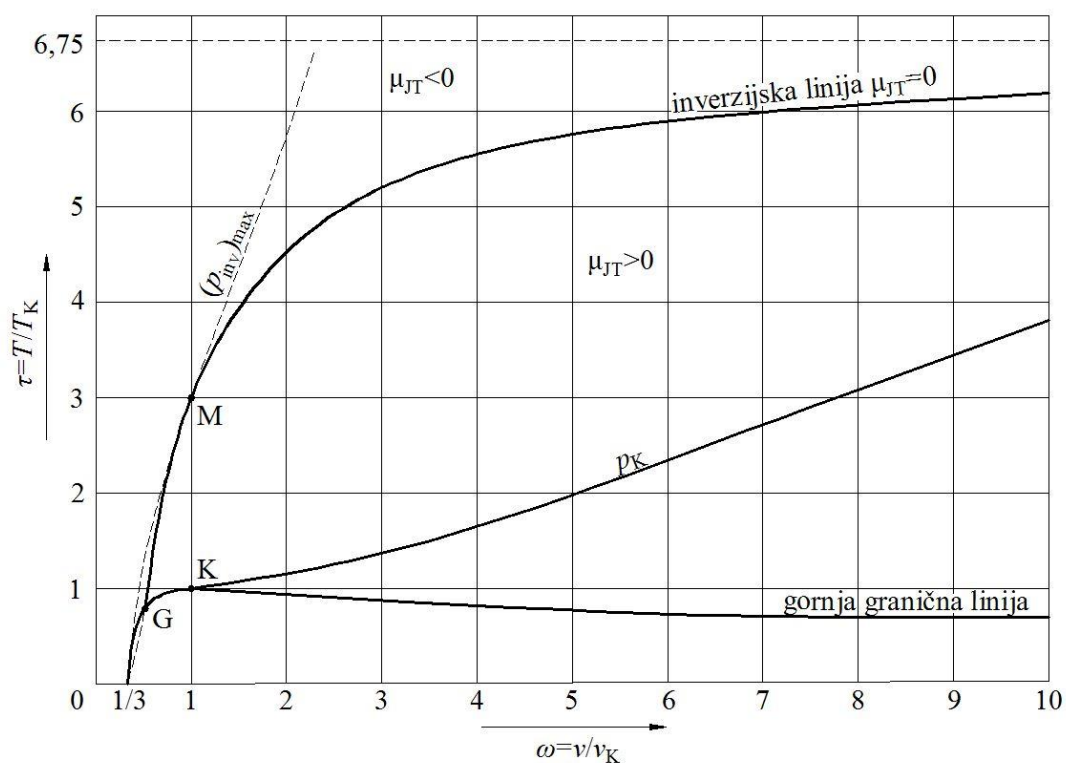
$$\frac{(p_{inv})_{max}}{p_K} = 9, \quad \text{za } \frac{v_{inv}}{v_K} = 1 \text{ i } \frac{T_{inv}}{T_K} = 3 \quad (20)$$

Kako bi se jasnije pokazali dobiveni odnosi uvode, se bezdimenzijska temperatura, tlak i specifični volumen koji su svedeni na vrijednosti u kritičnoj točki:

$$\tau = \frac{T}{T_K} \quad \omega = \frac{v}{v_K} \quad \pi = \frac{p}{p_K}$$

Na dijagramu 1. prikazani su navedeni odnosi kod *van der Waalsova* plina. Točka K predstavlja kritičnu točku kroz koju prolazi gornja granična linija i kritična izobara p_K , a inverzijska linija je dobivena pomoću jednadžbe (16). U čitavom području iznad inverzijske linije prigušni efekt je negativan što znači da se plin prigušivanjem ugrijava, dok je ispod nje

područje pozitivnog prigušnog efekta što znači da se plin prigušivanjem hladi. Kroz točku M prolazi izobara maksimalnog tlaka inverzije koja siječe inverzijsku liniju pri $\tau = 3$ i $\omega = 1$. Lijevo od te izobare je nemoguće ohladiti plin prigušivanjem bez obzira na temperaturu, a desno od nje je to moguće pod uvjetom da je temperatura niža od inverzijske. Povećanjem faktora ω inverzijska linija teži prema horizontalnoj asimptoti dobivenom jednačbom (14) odnosno $\tau = 6,75$. Presjek gornje granične i inverzijske linije je u točki G . Ispod točke G između pune i isprekidane linije je metastabilno područje u kojem kapljevine raste temperatura ako ona pritom ne isparava. To nije uobičajeno jer prigušivanje vrele kapljevine daje mnogo stabilniju heterogenu smjesu za razliku od metastabilne pregrijane kapljevine. Područje pozitivnog prigušnog efekta za stabilna heterogena stanja nalazi se prema dolje desno od točke G , a samo u iznimnim slučajevima metastabilnim homogenim stanjima vrijedi isprekidani produžetak inverzijske linije.



Dijagram 1. Inverzijski odnosi kod van der Waalsovog plina

1.2. Integralni prigušni efekt

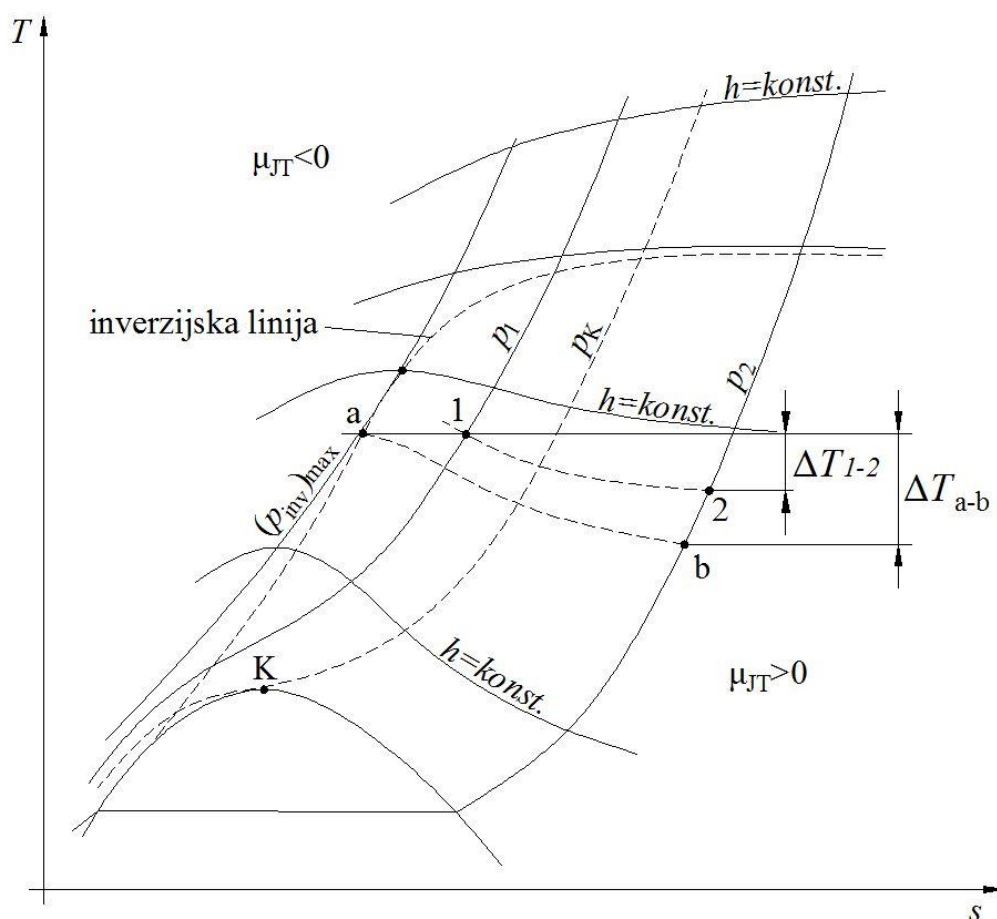
U tehničkim procesima se plinovi prigušuju uz konačni pad tlaka pri čemu dolazi do promjene temperature:

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h dp \quad (21)$$

Integralni prigušni efekt je jednak:

$$\frac{\Delta T}{\Delta p} = \frac{T_2 - T_1}{p_2 - p_1} \quad (22)$$

a može se ocjeniti iz $T - s$ dijagrama:



Dijagram 2. Prigušni efekt u $T - s$ dijagramu

Iz dijagrama 2. se vidi da inverzijska linija prolazi kroz maksimume linija konstantne entalpije. Usporedbom ΔT_{a-b} i ΔT_{1-2} se zaključuje da je prigušni efekt jači ako se s prigušenjem kreće sa višeg tlaka. Pri tome naravno treba paziti da se ne prekorači izobara maksimalnog tlaka inverzije i da se ne uđe u područje negativnog prigušnog efekta.

1.3. Teorijski rad ukapljivanja

Uz investicijske troškove ukapljivanje plinova za sobom nosi i pogonske troškove. Najveći dio pogonskih troškova zauzima cijena energenta za pogon kompresora. Ukapljivanje plinova moguće je provoditi pri različitim parametrima rada (tlakovi i temperature), ali kako bi se mogao odabrati najpovoljniji proces potrebno je imati neki etalon s kojim će biti moguće usporediti stvarni proces. Rad je potrebno uložiti zato što je plinu potrebno odvesti toplinu s temperature niže od temperature okoline i predati je okolini koja je na višoj temperaturi. Minimalni potrebni rad, odnosno eksergija, može poslužiti za ocjenu koliko je stvarni proces lošiji od reverzibilnog.

Prema [3] uz zanemarenu promjenu kinetičke i potencijalne energije od početnog do krajnjeg stanja sustava, specifična eksergija jednaka je:

$$e = h - h_0 - T_{ok}(s - s_0) \quad (23)$$

a prikazana je u $T - s$ dijagramu 3.

Na temelju zadanih ulaznih podataka određen je minimalni potrebni rad za ukapljivanje suhog zraka gdje je prema [4]:

$T_{ok} = 303,5 \text{ K}$ – temperatura okoliša

$h = 429,57 \text{ kJ/kg}$ – entalpija zraka početnog stanja ($30 \text{ }^\circ\text{C}$)

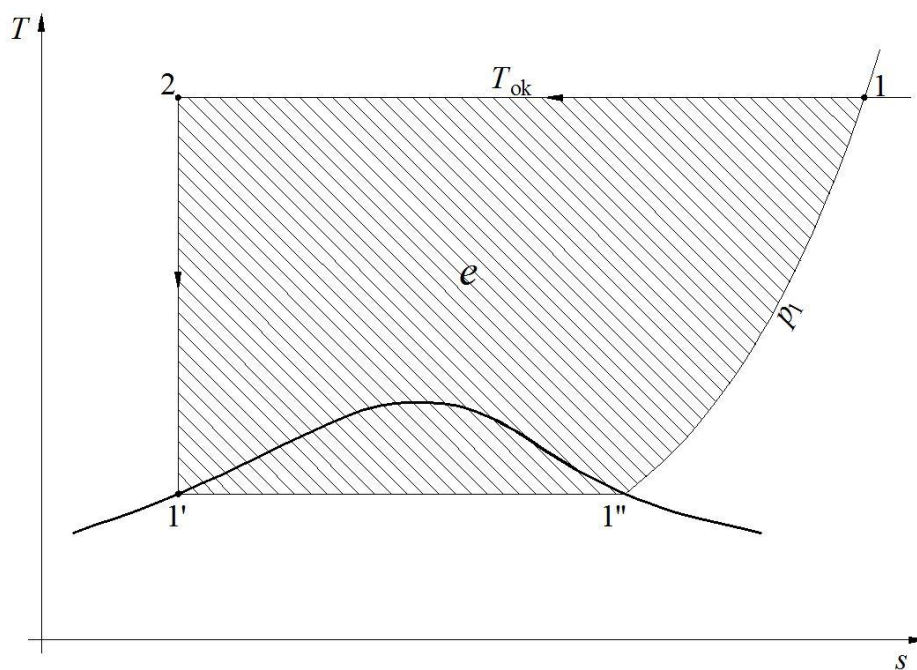
$h_0 = -0,0042 \text{ kJ/kg}$ – entalpija vrele kapljevine pri normalnom tlaku

$s = 3,8982 \text{ kJ/(kg K)}$ – entropija zraka početnog stanja ($30 \text{ }^\circ\text{C}$)

$s_0 = -0,0000528 \text{ kJ/kgK}$ – entropija vrele kapljevine pri normalnom tlaku

Iz jednadžbe (23) slijedi:

$$e = 429,57 + 0,0042 - 303,15 \cdot (3,8982 + 0,0000528) = -752,18 \text{ kJ/kg}$$



Dijagram 3. Minimalni rad u $T - s$ dijagramu

2. OPTIMIRANJE PROCESA

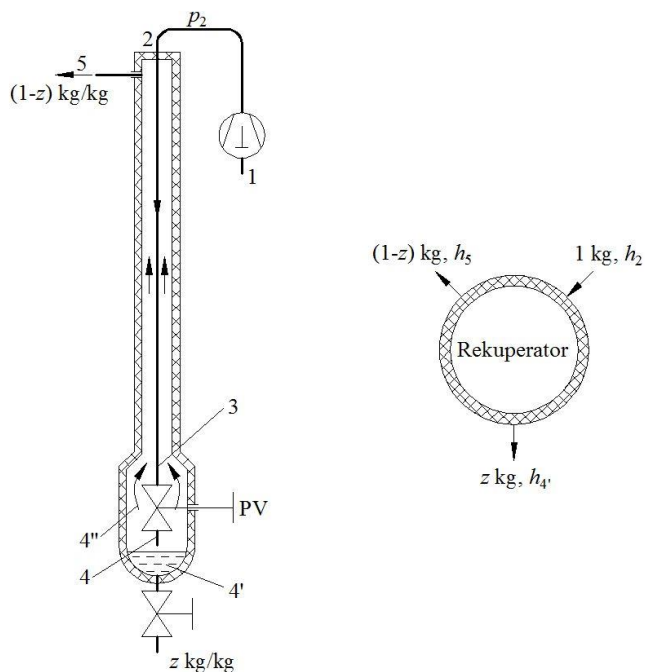
Za zadano ulazno stanje iscrpak dvostupanjskog Lindeovog aparata za ukapljivanje zraka ovisi o režimu rada koji je određen s 3 varijable:

- ulaznim tlakom - p_2
- međutlakom na koji se dio ulaznog zraka prigušuje - p_m
- količinom zraka koja je u međuoptoku - z_2

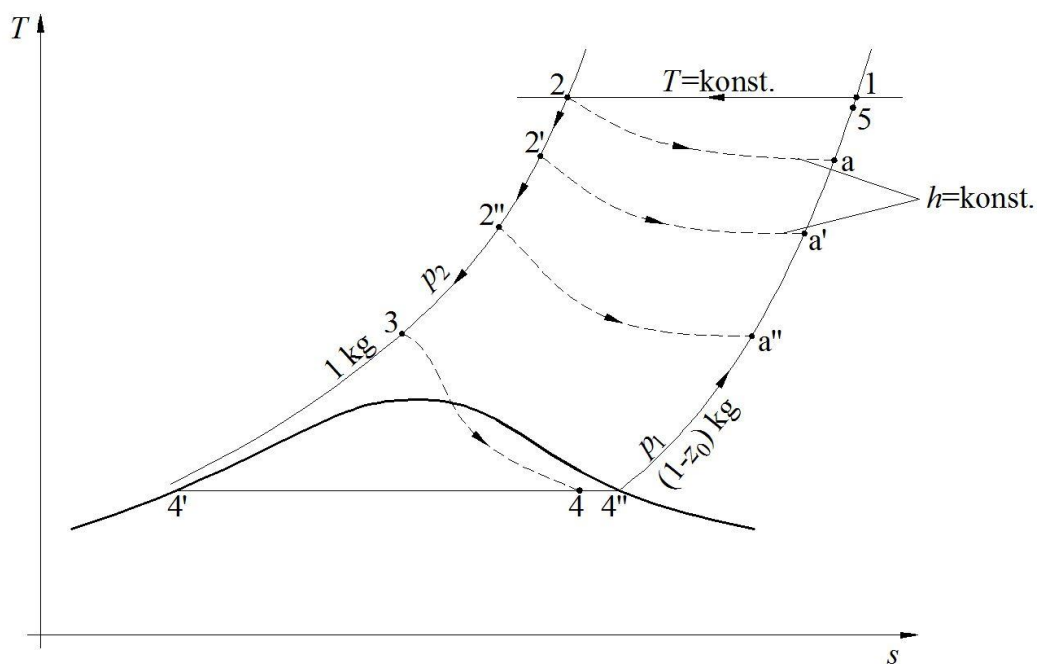
U nastavku je provedena analiza kojom će se odabrati optimalni režim rada, a glavni pokazatelj bit će omjer između uloženog rada na kompresoru i rada koji je potreban za reverzibilno ukapljivanje. Optimalni tlak p_2 će biti određen pod pretpostavkom da se radi o jednostupanjskom uređaju, a zatim će biti određen optimalni međutlak i optok z_2 za dvostupanjsku izvedbu. U analizi je pretpostavljena savršena izolacija i savršeni izmjenjivači topline. Uz to kako bi se pojednostavnila analiza kompresor se smatra izotermnim. Kod projektiranja pravog aparata uzet će se u obzir i ulaz topline kroz stijenke aparata, izmjenjivači topline konačnih površina i politropska višestupanjska kompresija. Ove pretpostavke bitno pojednostavnjuju optimiranje uređaja, a realna je pretpostavka da će i realni uređaj biti u optimalnom pogonu pri karakterističnim vrijednostima dobivenim ovom analizom.

2.1. Jednostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu

Na slici 1. shematski je prikazan najjednostavniji uređaj za ukapljivanje po Lindeu.



Slika 1. Uređaj za ukapljivanje prema Lindeu



Dijagram 4. Jednostupanjsko ukapljivanje u T-s dijagramu

Zrak stanja 1 ulazi u kompresor u kojem se tlači na tlak p_2 . Nakon kompresora zrak se može ohladiti u izmjenjivaču topline na temperaturu s kojom ulazi u kompresor ili se može promatrati izotermna kompresija odnosno $\vartheta_1 = \vartheta_2$. Zrak ulazi u protustrujni izmjenjivač topline na kraju kojeg se prigušuje na tlak okoline. Kod prigušivanja zraku je pala temperatura (stanje a na dijagramu 4.) te kao takav struji s vanjske strane cijevi i hladi struju zraka visokog tlaka do stanja 2'. Pritom se struja zraka niskog tlaka zagrijala i izlazi sa stanjem 5 ili u idealnom slučaju sa stanjem 1. Prigušivanjem zraka stanja 2' on se hladi na temperaturu a' odnosno zrak ispred prigušnog ventila postaje sve hladniji te se nakon nekog vremena postiže temperatura sa koje će se prigušivanjem ući u mokro područje. Tako dobivena mokra para se razdvaja na vrelu kapljevinu stanja 4' koja je i cilj ukapljivanja, a ostatak suhozasićene pare stanja 4'' struji preko cijevnog snopa i nakon što se zagrije se ispušta u okoliš ili vraća natrag na usis u kompresor. Opisani proces se zove uzbuda uređaja Bilancom na rekuperator sa slike 1. dobiva se izraz za iscrpak jednostupanjskog Lindeovog uređaja u stacionarnom stanju:

$$h_2 = z h'_4 + (1 - z) h_5 \quad (24)$$

$$z = \frac{h_5 - h_2}{h_5 - h'_4} \leq \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_4} \quad (25)$$

Ako se radi o beskonačno velikom izmjenjivaču temperatura ϑ_5 se može izjednačiti sa ϑ_1 što znači da je u tom slučaju $h_5 = h_1$.

Kako se radi o izotermnoj kompresiji, rad kompresora se računa na slijedeći način:

$$w_T = T (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) \quad (26)$$

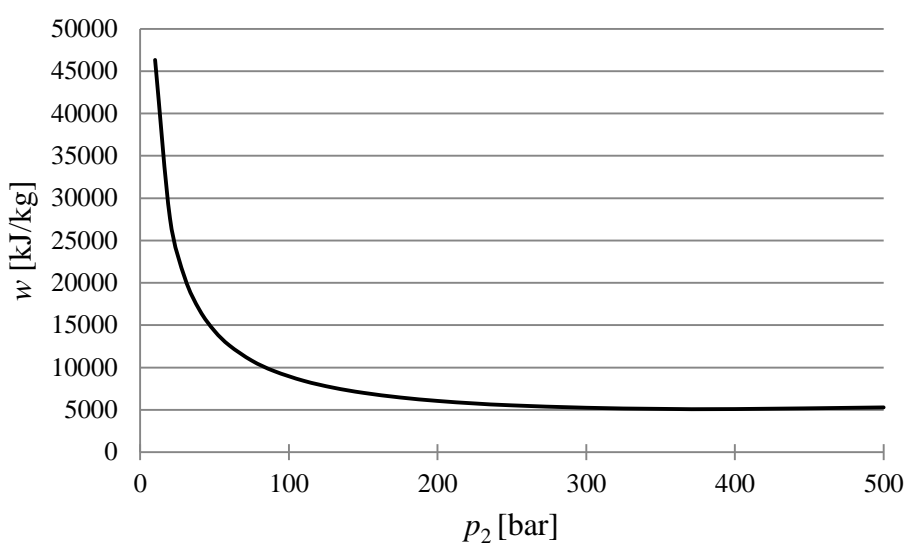
Nakon svođenja na kg ukapljenog zraka:

$$w = \frac{w_T}{z} = [T (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] \cdot \frac{h_1 - h'_4}{h_1 - h_2} \quad (27)$$

Dobiveni rezultati prikazani su u tablici 2. U dijagramu 5. vidljiv je drastičan pad rada potrebnog za kompresiju zraka pri nižim tlakovima jer iscrpak raste brže od rada kompresije te se pri tlaku od oko 400 bar doseže minimum. Na tlakove iznad 200 bar nema smisla ići jer uređaji postaju sve masivniji odnosno nešto niži pogonski troškovi nisu opravdani visokom cijenom investicije.

Tablica 2. Utjecaj tlaka p_2 na specifični rad kompresije

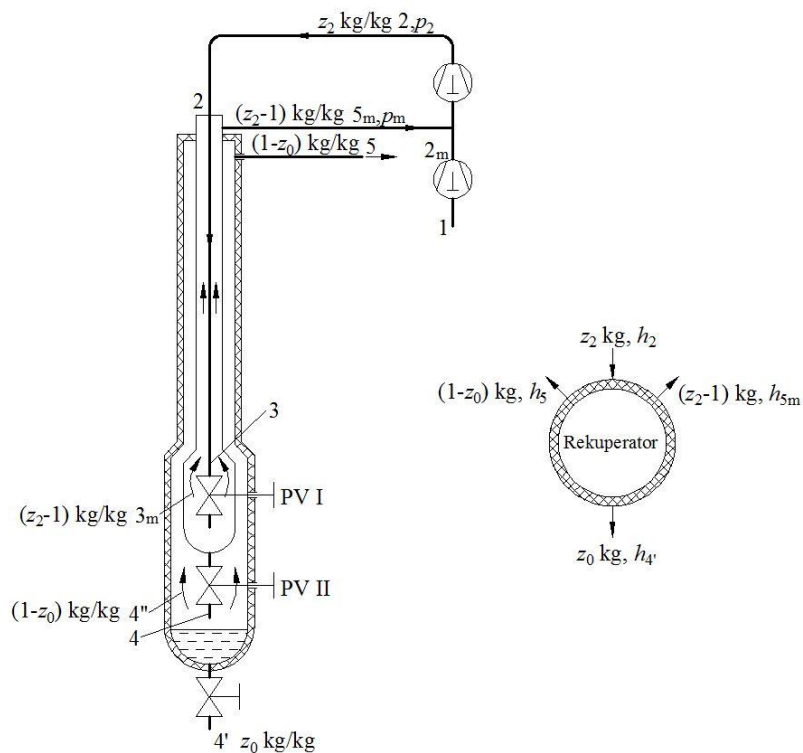
p_2	z_{\max}	w
10	0,0042	46326,8
20	0,0095	27618,6
30	0,0147	20587,4
40	0,0196	16754,8
50	0,0244	14307,8
60	0,0290	12598,6
75	0,0355	10815
90	0,0417	9579,9
110	0,0494	8424,6
130	0,0565	7609,6
150	0,0630	7008,6
175	0,0703	6455,2
200	0,0768	6051
225	0,0824	5751
250	0,0872	5527,5
300	0,0948	5243,4
350	0,0998	5112,5
400	0,1026	5090,8
500	0,1030	5286,9



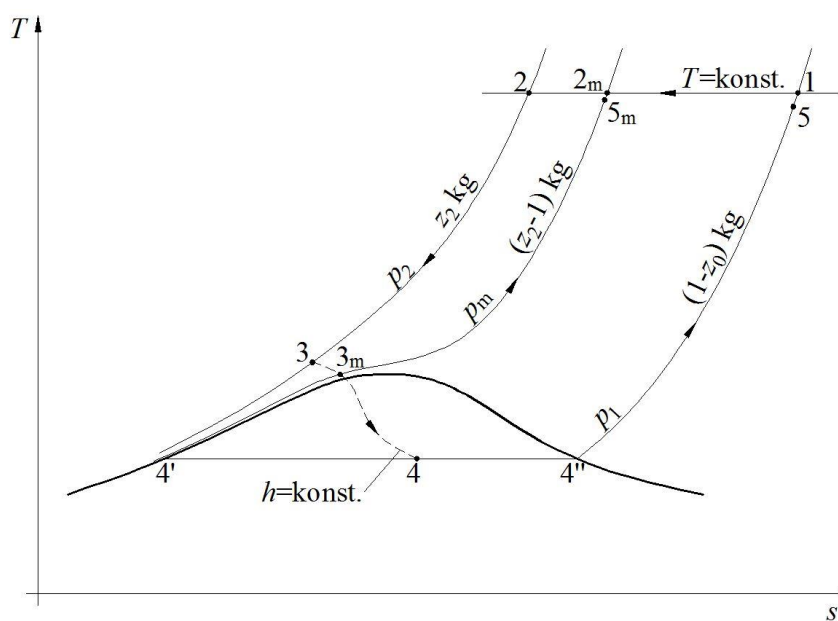
Dijagram 5. Utjecaj tlaka na rad kompresije

2.2. Dvostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu

Uređaj za ukapljivanje shematski je prikazan na slici 2.



Slika 2. Uređaj za dvostupanjsko ukapljivanje prema Lindeu



Dijagram 6. Dvostupanjsko ukapljivanje u T-s dijagramu

Visokotlačni kompresor dobavlja z_2 kg/kg zraka stanja 2 koji se u izmjenjivaču hladi do stanja 3 i prigušuje na međutlak p_m . Dio zraka se prigušuje na konačni tlak p_1 , a ostatak od (z_2-1) kg/kg pri tlaku p_m struji natrag odakle se sa stanjem 5_m ponovno usisava u visokotlačni kompresor. Zrak prigušen na tlak p_1 kao i kod jednostupanjskog uređaja nakon nekog vremena uđe u područje mokre pare i razdvaja se na z_0 kg/kg iscrpka stanja 4', a ostatak od $(1 - z_0)$ kg/kg stanja 4'' struji natrag kroz izmjenjivač i sa stanjem 5 izlazi iz uređaja.

Bilansom na rekuperator sa Slika 2. dobiva se izraz za iscrpak dvostupanjskog Lindeovog uređaja:

$$z_2 h_2 = z_0 h'_4 + (1 - z_0) h_5 + (z_2 - 1) h_{5m} \quad (28)$$

$$z_0 = \frac{h_5 - h_{5m}}{h_5 - h'_4} + z_2 \frac{h_{5m} - h_2}{h_5 - h'_4} \leq \frac{h_1 - h_{2m}}{h_1 - h'_4} + z_2 \frac{h_1 - h_{2m}}{h_1 - h'_4} \quad (29)$$

Nakon preuređivanja:

$$z_0 \leq \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_4} + (z_2 - 1) \frac{h_{2m} - h_2}{h_1 - h'_4} \quad (30)$$

Maksimalni iscrpak se dobiva u slučaju kad se struja tlaka p_m zagrije na ϑ_2 pa je $h_{5m} = h_{2m}$ i kad struja tlaka p_1 izlazi s temperaturom ϑ_2 odnosno kad je $h_5 = h_1$. Prvi član jednadžbe (30) predstavlja iscrpak jednostupanjskog uređaja. Iz jednadžbe (30) vidi se da iscrpak raste s povećanjem člana $(z_2 - 1)$ i razlike $(h_{2m} - h_2)$.

Rad izotermne kompresije sveden na kg usisanog zraka:

$$w_T = T (s_1 - s_{2m}) - (h_1 - h_{2m}) + z_2 [T (s_{2m} - s_2) - (h_{2m} - h_2)] \quad (31)$$

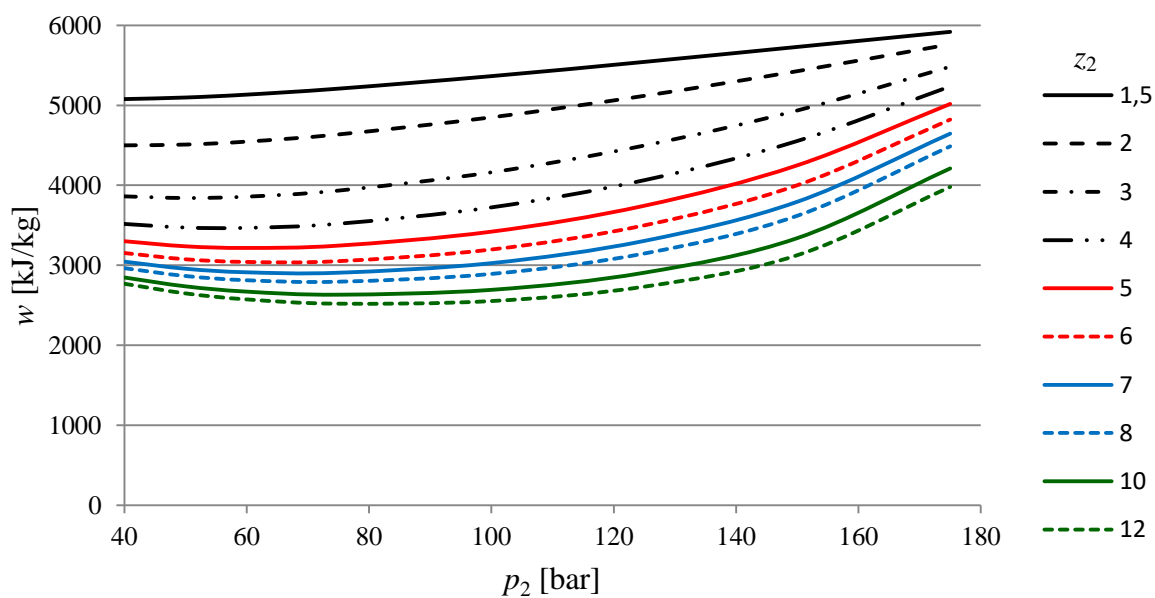
Nakon svođenja na kg ukapljenog zraka:

$$w = \frac{w_T}{z_0} = \frac{T (s_1 - s_{2m}) - (h_1 - h_{2m}) + z_2 [T (s_{2m} - s_2) - (h_{2m} - h_2)]}{\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_4} + (z_2 - 1) \cdot \frac{h_{2m} - h_2}{h_1 - h'_4}} \quad (32)$$

U nastavku su dani rezultati za tlak $p_2 = 200$ bar u ovisnosti međutlaku p_m i međuoportoku z_2 .

Tablica 3. Utjecaj tlaka p_m i međuoptoka z_2 na specifični rad kompresije

p_m bar	z_2 kg/kg									
	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12
40	5078	4500	3861	3517	3301	3153	3046	2964	2848	2769
50	5097	4509	3841	3472	3237	3075	2957	2866	2737	2649
60	5133	4546	3858	3468	3217	3042	2913	2813	2671	2574
75	5208	4636	3934	3520	3246	3052	2907	2795	2632	2520
100	5364	4850	4162	3724	3420	3197	3027	2892	2693	2553
125	5542	5118	4497	4064	3744	3499	3305	3148	2907	2733
150	5730	5427	4935	4554	4250	4001	3794	3619	3340	3126
175	5918	5763	5483	5236	5017	4821	4646	4487	4211	3979

**Dijagram 7. Utjecaj tlaka p_m i međuoptoka z_2 na specifični rad kompresije**

Tablica 4. Optimalni međutlak p_m ovisno o recirkulaciji z_2

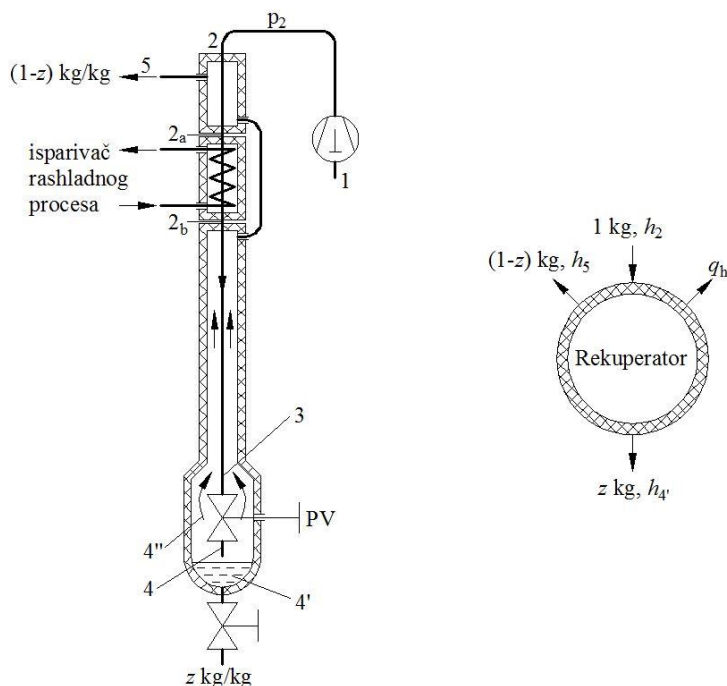
z_2	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12
p_m bar	-	-	49,8	55,9	60,8	65	68,6	71,8	77,2	81,6

Iz tablica 3., 4. i dijagrama 7. vidljivo je da za svaku recirkulaciju z_2 postoji optimalni tlak prigušivanja p_m pri kojem će rad kompresije sveden na kg ukapljenog zraka biti minimalan. Za recirkulacije $z_2 = 1,5$ kg/kg i $z_2 = 2$ kg/kg optimalni međutlak ulazi u područje mokre pare, a za to ova analiza i bilance ne vrijede.

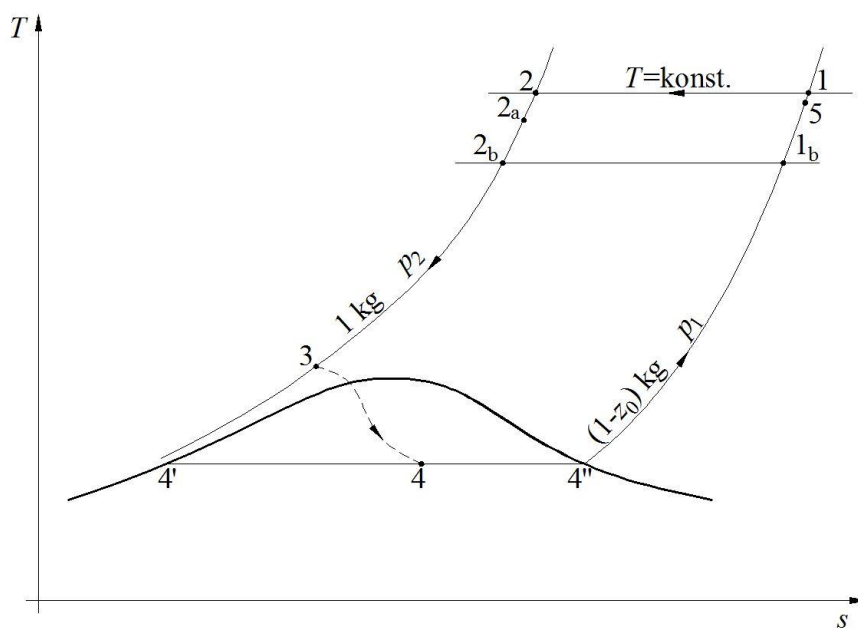
Za neki se međutlak p_m specifični rad kompresije smanjuje povećanjem z_2 međutim recirkulacija z_2 se ne može proizvoljno povećavati jer se linije u $\Phi - T$ dijagramu izmjenjivača ne smiju presijecati, odnosno u svakom presjeku temperatura struje zraka visokog tlaka mora biti veća od one niskog tlaka.

2.3. Lindeov postupak s dodatnim hlađenjem

Učinkovitost uređaja za ukapljivanje se može povećati i na način da se dio zraka ohladi klasičnim lijevokretnim procesom. Takav uređaj prikazan je na slici 3.



Slika 3. Uređaj s dodatnim hlađenjem



Dijagram 8. Ukapljivanje s dodatnim hlađenjem u T-s dijagramu

Kroz prethodne se primjere može vidjeti da izmjenjivač topline zapravo služi zato da spusti temperaturu od koje kreće prigušivanje. U praksi se za veće količine ukapljenog zraka koriste upravo takvi uređaji s dodatnim hlađenjem, ali u dvostupanjskoj izvedbi. Kako je zadatak ovog završnog rada projektirati laboratorijski uređaj za ukapljivanje zraka odlučeno je da se odustane od ovakve izvedbe iako ima bolji iscrpak od dvostupanjskog uređaja jer se prije svega od laboratorijskog uređaja traži jednostavnost, a nešto niži pogonski troškovi ne bi došli do izražaja zbog malog broja radnih sati. Važno je napomenuti i da uređaj za dodatno hlađenje zraka ima zaseban kompresor što povisuje cijenu investicije.

Kao što se može vidjeti na slici 3. i dijagramu 8. zrak ne ulazi u isparivač s temperaturom ϑ_2 , već s ϑ_{2a} . U protivnom bi se zrak hladio odmah na početku čime bi se izgubio dio rashladnog učina niskotlačne struje zraka te bi ona izlazila sa stanjem 1_b umjesto sa stanjem 5 ili u najboljem slučaju 1. Zato se niskotlačna struja zraka koristi za hlađenje struje zraka visokog tlaka do stanja 2_a .

Za konstantnu temperaturu kondenzacije rashladnog uređaja spuštanjem temperature isparavanja odnosno temperature hlađenja zraka koji se ukapluje smanjuje se rashladni učin, a povećava specifični rad kompresora što drastično spušta faktor hlađenja. Velika razlika između temperature kondenzacije i isparavanja rashladnog uređaja posljedično znači i veliku razliku tlakova za koju će biti potrebna višestupanjska kompresija. Uz sve to za ovako široki raspon temperatura jedna radna tvar često nije dovoljna. Ako bi se koristio rashladni sustav s amonijakom ili nekom drugom konvencionalnom radnom tvari, zbog male gustoće pare pri temperaturama hlađenja kojima težimo, kompresor bi morao biti velikih dimenzija. Zato se za hlađenje na niske temperature koriste kaskadni rashladni uređaji kod kojih je u gornjoj kaskadi (na većoj temperaturi) amonijak, a u donjoj ugljični dioksid, etan, etilen ili slično.

2.4. Usvojene vrijednosti

Nakon provedene analize i navedenih argumenata zbog kojih dvostupanjski uređaj s dodatnim hlađenjem zbog svoje složenosti nije prikladan za laboratorij odlučeno je da će se konstruirati Lindeov dvostupanjski uređaj bez dodatnog hlađenja sa sljedećim karakterističnim vrijednostima procesa:

- $p_1 = 1$ bar – početni tlak
- $p_m = 65$ bar – međutlak
- $p_2 = 200$ bar – tlak na ulazu u rekuperator
- $z_2 = 6$ kg/kg – recirkulacija između tlakova p_2 i p_m

3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN

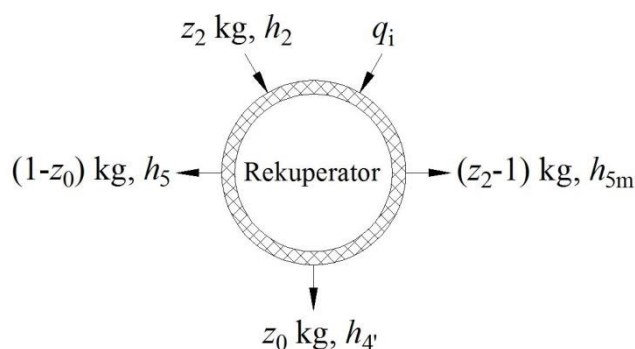
3.1. Dimenzioniranje izmjenjivača

3.1.1. Iscrpak i maseni protok zraka

U tablici 5. su dane entalpije prema [4] za karakteristične točke procesa pri čemu oznake odgovaraju točkama sa slike 2.

Tablica 5. Karakteristične točke procesa

Točka	Temperatura °C	Tlak bar	Entalpija kJ/kg
1	30,00	1	429,57
2	30,00	200	395,98
2m	30,00	65	417,10
4'	-190,64	1,5	7,04
4''	-187,94	1,5	207,31
5m	27,50	65	413,56
5	26,00	1	425,55



Slika 4. Zakon o očuvanju energije za realni uređaj

Kod stvarnog uređaja za ukapljivanje zbog realne izolacije postoji dodatni toplinski tok koji ulazi u bilancu rekuperatora i smanjuje iscrpak uređaja. Bilancom na rekuperator sa slike 4. dobiva se sljedeće:

$$z_2 h_2 + q_i = (z_2 - 1) h_{5m} + z_0 h'_{4'} + (1 - z_0) h_5 \quad (33)$$

$$z_0 = \frac{h_5 - h_{5m}}{h_5 - h'_{4'}} + z_2 \frac{h_{5m} - h_2}{h_5 - h'_{4'}} - \frac{q_i}{h_5 - h'_{4'}} \quad (34)$$

Član q_i u jednadžbi (34) predstavlja toplinski tok koji ulazi u sam uređaj sveden na kg usisanog zraka. Iz jednadžbe se također vidi da u slučaju slabe izolacije postoji mogućnost da uređaj prestane ukapljivati zrak, odnosno da njegov iscrpak računski padne na nulu. Proračun je iterativan jer toplinski tok koji ulazi u uređaj ovisi o njegovim gabaritima. Zbog pada tlaka pri strujanju niskotlačne struje zraka nije moguće prigušivanje na atmosferski tlak, već na malo veći što smanjuje iscrpak, a uz to dio ukapljenog zraka ispari pri prigušivanju kroz cjevovod i ventil. Zbog toga je u točkama 4' i 4'' iz tablice 5. tlak povećan na 1,5 bar što je također dobiveno iteracijom. Temperatura u točki 5_m mora biti što bliže temperaturi u točki 2, a temperatura 5 što bliže temperaturi 5_m kako bi iscrpak uređaja bio što veći. Zbog toga što se kod izmjenjivača konačne površine ranije spomenute temperature ne mogu izjednačiti, one su odabrane proizvoljno pri čemu je temperatura 5_m nužno viša od temperature 5 zbog smjera prijenosa topline pri čemu je odabrana malo veća razlika temperatura između visokotlačne i srednjotlačne struje jer se između njih izmijeni većina toplinskog toka.

Iz jednadžbe (34) dobiva se iscrpak uređaja:

$q_i = 8,82$ kJ/kg – dobiveno iteracijom

$$z_0 = \frac{425,55 - 414,47}{425,55 - 7,04} + 6 \cdot \frac{414,47 - 395,98}{425,55 - 7,04} - \frac{8,82}{425,55 - 7,04} = 0,259 \text{ kg/kg} \quad (35)$$

Kako jedan dio zraka ispari odmah na izlazu iz uređaja, prije ulaza u Dewarovu posudu dobiveni iscrpak je proizvoljno smanjen na 95%, a uz to je uzeto u obzir i prigušivanje vrele kapljevine zraka pri prolasku kroz ventil i cjevovod.

Adijabatsko prigušivanje vrele kapljevine zraka sa tlaka 1,5 bar na 1 bar:

$h_z' = -0,22367$ kJ/kg – entalpija vrele kapljevine zraka pri tlaku od 1 bar

$h_z'' = 204,77$ kJ/kg – entalpija suhozasićene pare zraka pri tlaku od 1 bar

$h_p = h_4' = 7,04$ kJ/kg – entalpija mokre pare zraka nakon prigušivanja na 1 bar

$$h_p = h_z' + x_z(h_z'' - h_z') \quad (36)$$

Sadržaj pare nakon prigušivanja:

$$x_z = \frac{h_p - h_z'}{h_z'' - h_z'} = \frac{7,04 + 0,22367}{204,77 + 0,22367} = 0,0354 \text{ kg/kg} \quad (37)$$

$$z = 0,95(1 - x_z)z_0 = 0,95 \cdot (1 - 0,0354) \cdot 0,259 = 0,238 \text{ kg/kg} \quad (38)$$

uređaj mora dati 5l/h ukapljenog zraka,

$$q_V = 5 \text{ l/h} = 1,39 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \quad (39)$$

što uz gustoću od:

$\rho_z = 874,73$ kg/m³ – gustoća ukapljenog zraka

odgovara masenom protoku ukapljenog zraka:

$$q_m = \rho_z \cdot q_V = 874,73 \cdot 1,39 \cdot 10^{-6} = 1,21 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (40)$$

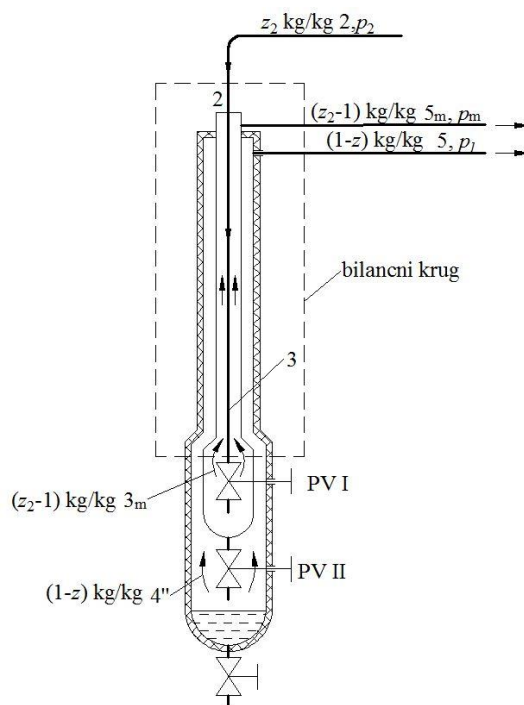
Znači da kompresor mora usisati sljedeću masu svježeg zraka:

$$q_{mz1} = \frac{q_m}{z} = \frac{1,21 \cdot 10^{-3}}{0,238} = 0,0051 \text{ kg/s} \quad (41)$$

Visokotlačni kompresor usisava zrak koji je u recirkulaciji:

$$q_{mz2} = z_2 q_{mz1} = 6 \cdot 0,0051 = 0,0306 \text{ kg/s} \quad (42)$$

3.1.2. Toplinski tokovi



Slika 5. Bilancni krug za izračun entalpije h_3

Entalpija h_3 dobiva se računski iz jednakosti toplinskih tokova prema bilancnom krugu sa slike 5. što nakon svođenja na maseni protok usisanog zraka daje:

$$z_2 h_2 + (z_2 - 1) h_{3m} + (1 - z) h''_4 = (z_2 - 1) h_{5m} + (1 - z) h_5 + z_2 h_3 \quad (43)$$

Nakon preuređivanja i uz $h_3 = h_{3m}$ što vrijedi za prigušivanje:

$$h_{3m} = z_2 h_2 - (z_2 - 1) h_{5m} - (1 - z) (h_5 - h''_4) \quad (44)$$

$$h_{3m} = 6 \cdot 395,98 - (6 - 1) \cdot 413,56 - (1 - 0,238) (425,55 - 207,31) = 141,78 \text{ kJ/kg} \quad (45)$$

Dobivena entalpija odgovara temperaturi od $-125,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ u točki 3_m pri tlaku od 200 bar i temperaturi od $-133,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ u točki 3 pri tlaku od 65 bar.

Od struje visokog tlaka potrebno je odvesti:

$$\Phi_1 = q_{mz2}(h_2 - h_3) = 0,0306 \cdot (395,98 - 141,78) = 7,78\text{ kW} \quad (46)$$

Odvedeni toplinski tok se raspoređi između dvije struje, pri čemu je toplinski tok koji preuzima struja srednjeg tlaka jednak:

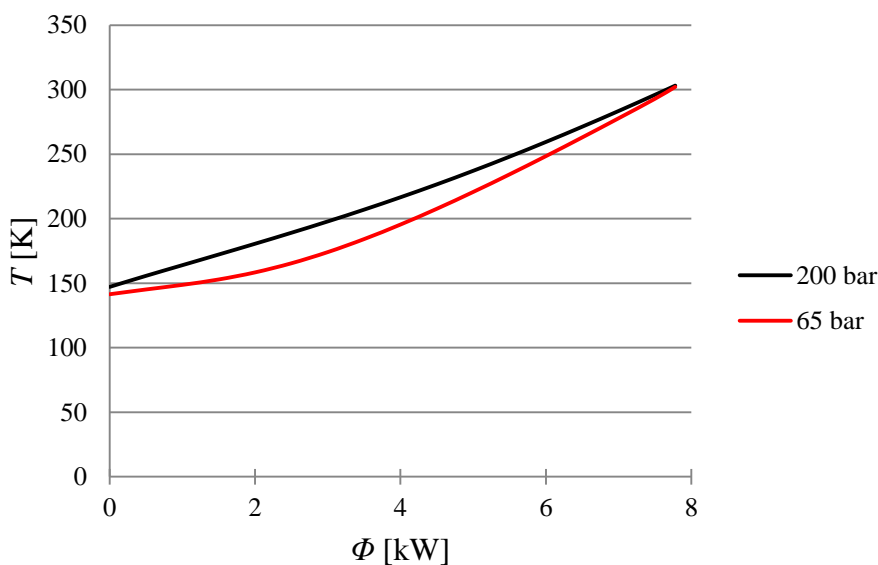
$$\Phi_2 = q_{mz1}(z_2 - 1)(h_2 - h_{3m}) = 0,0051 \cdot (6 - 1) \cdot (414,47 - 141,78) = 6,95\text{ kW} \quad (47)$$

Struji niskog tlaka preostaje:

$$\Phi_3 = \Phi_1 - \Phi_2 = 7,78 - 6,95 = 0,83\text{ kW} \quad (48)$$

Odnosno u postocima je to:

$$\frac{\Phi_3}{\Phi_1} = \frac{0,83}{7,78} = 0,107 = 10,7\% \quad (49)$$

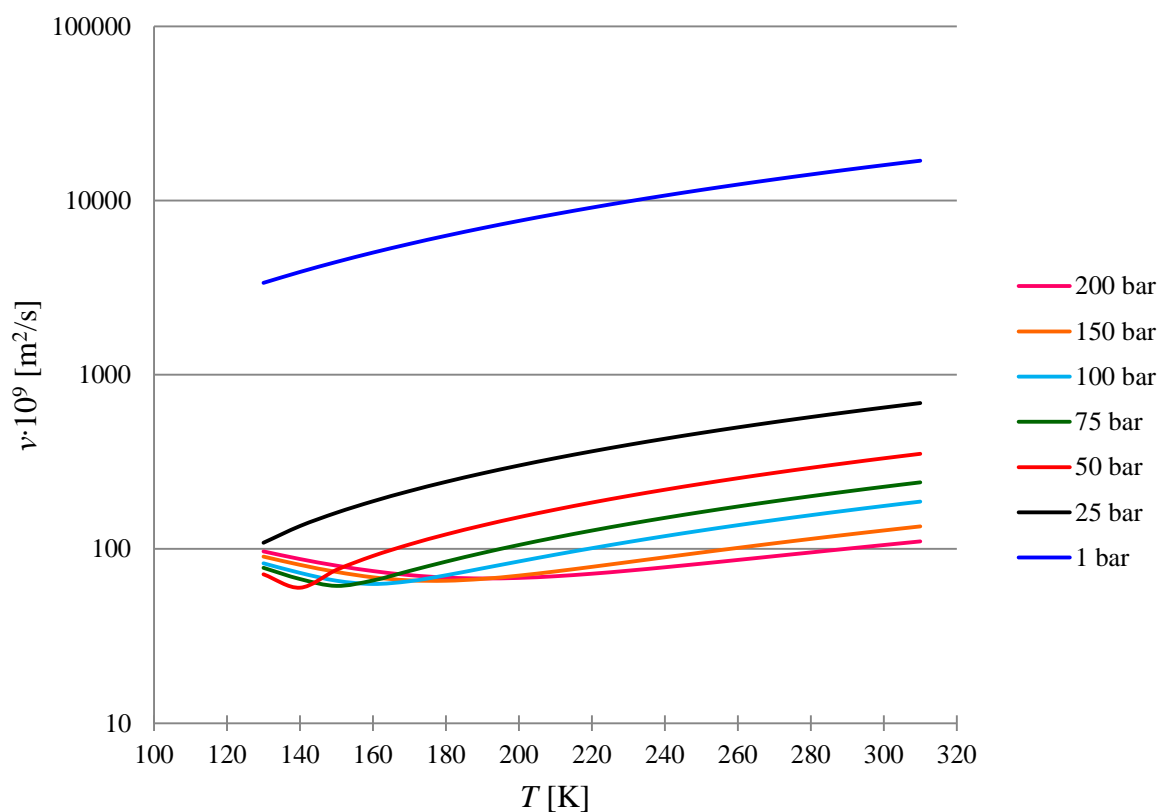


Dijagram 9. $\Phi - T$ dijagram izmjenjivača

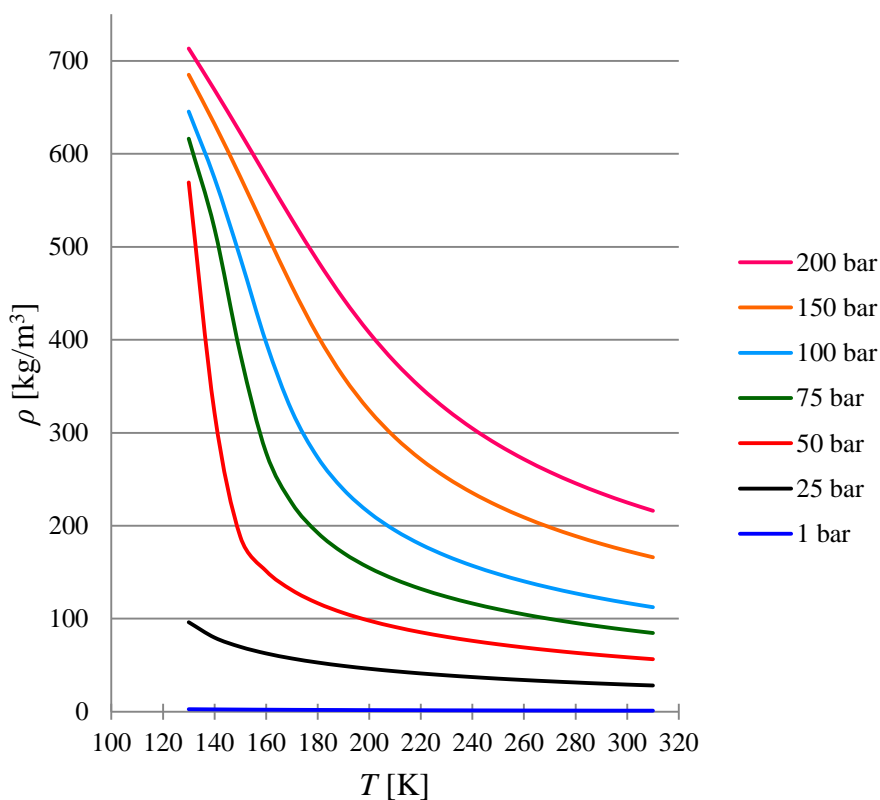
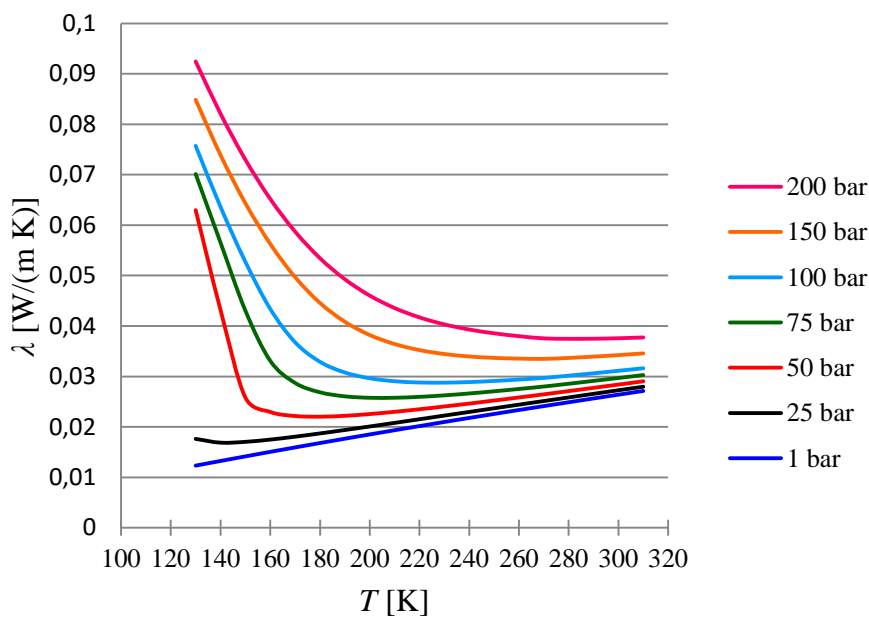
Na dijagramu 9. prikazana je promjena temperatura struja u izmjenjivaču ovisno o izmijenjenom toplinskom toku. Izobara tlaka 65 bar je određena kao da se struja tlaka 65 bar pomiješa sa strujom tlaka 1 bar i kao takve ulaze u izmjenjivač. Ranije je spomenuto da se izobare ne smiju presijecati jer se to protivi drugom glavnom stavku termodinamike što je i pokazano ovim dijagramom

3.1.3. Fizikalna svojstva zraka

U nastavku su dani dijagrami na kojima je prikazana promjena fizikalnih svojstava zraka u ovisnosti o temperaturi i tlaku. Sva su fizikalna svojstva dobivena pomoću programa REFPROP [4]. U dijagramu 10. prikazana je promjena kinematičke viskoznosti u logaritamskom mjerilu.



Dijagram 10. Kinematička viskoznost zraka ovisno o temperaturi

**Dijagram 11. Gustoća zraka ovisno o temperaturi****Dijagram 12. Toplinska provodnost zraka ovisno temperaturi**

3.1.4. Konstrukcijska izvedba izmjenjivača topline

Kako bi se dobile kompaktne dimenzije uređaja izmjenjivač je koaksijalnog tipa. Sastoji se od cijevnog snopa kojeg čini 13 cijevi $\Phi 4 \times 1$ mm kroz koje protječe struja zraka pri tlaku od 200 bar. Cijevni snop je umetnut u cijev $\Phi 25 \times 1,5$ mm kroz koju u protustruji prolazi zrak pri tlaku od 65 bar. Cijevni snop i cijev $\Phi 25 \times 1,5$ su umetnuti u cijev $\Phi 30 \times 1$ mm kroz koju struji zrak pri tlaku od 1 bar i izlazi iz uređaja. Raspored cijevi prikazan je na slici 6., snop i cijevi su savinute u spiralnu zavojnicu pripadne geometrije:

$h_s = 40$ mm – korak spirale

$d_s = 245$ mm – srednji promjer spirale

$d_{smax} = 266$ mm – najveći promjer spirale cijevnog snopa

$n_s = 17,5$ – broj zavoja spirale

$L_s = 13,48$ m – duljina cijevi

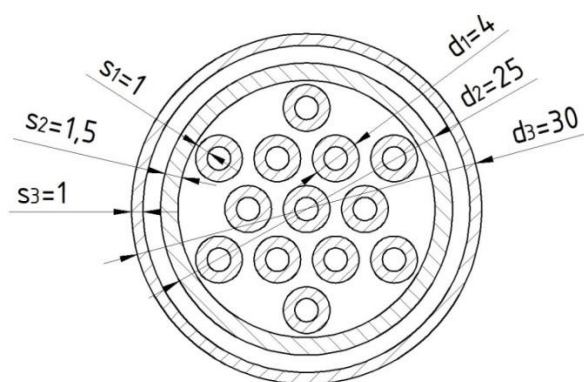
Za izračun Nusseltovog broja potreban je prosječni promjer zavojnice prema [5]. Kako se radi o cijevnom snopu od 13 cijevi kod kojeg je svaka cijev na malo drukčijem srednjem promjeru odabran je najveći promjer spirale cijevnog snopa što je na strani sigurnosti jer se njegovim povećanjem smanjuje Nusseltov broj.

Srednji promjer spirale korišten pri strujanju kroz cijev $\Phi 4 \times 1$:

$$d_{p1} = d_{smax} \left[1 + \left(\frac{h_s}{\pi d_s} \right)^2 \right] = 0,266 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,04}{\pi \cdot 0,266} \right)^2 \right] = 0,2666 \text{ m} \quad (50)$$

Srednji promjer spirale korišten pri strujanju kroz cijev $\Phi 25 \times 1,5$ i cijev $\Phi 30 \times 1$:

$$d_{p2} = d_s \left[1 + \left(\frac{h_s}{\pi d_s} \right)^2 \right] = 0,245 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,04}{\pi \cdot 0,245} \right)^2 \right] = 0,2456 \text{ m} \quad (51)$$



Slika 6. Raspored cijevi

3.1.5. Podjela izmjenjivača na segmente

Kod dvostupanjskih uređaja se dominantan dio topline izmjeni između struje visokog tlaka i struje srednjeg tlaka što se vidi iz jednadžbe (49), zato je proračun izmjenjivača pojednostavljen na način da se promatra izmjena topline kao da je struja niskog tlaka pomiješana sa strujom srednjeg tlaka.

Zbog velike razlike temperatura struja zraka izračun koeficijenta prijelaza topline sa svojstvima za srednju temperaturu na ovako širokom intervalu bi bio nepouzdan. Iz tog razloga je izmjenjivač podijeljen na dva dijela. Pri čemu je za gornji dio korišten indeks l , a za donji indeks 2 . Za visokotlačnu struju je korišten indeks v , a za pomiješane struje indeks m . Kao kriterij prema kojem je podijeljen izmjenjivač odabrana je kinematička viskoznost struje zraka tlaka 200 bar jer kinematička viskoznost preko Reynoldsovog broja značajno utječe na koeficijente prijelaza topline. Temperatura koja dijeli visokotlačni dio je $-83\text{ }^{\circ}\text{C}$ (190 K) jer pri toj temperaturi kinematička viskoznost pokazuje minimum. U nastavku su određene temperature pomiješanih struja na granicama segmenata.

Maseni protok pomiješanih struja:

$$q_{mm} = q_{mz1}(z_2 - 1) + q_{mz1}(1 - z) = \quad (52)$$

$$q_{mm} = 0,0051 \cdot (6 - 1) + 0,0051 \cdot (1 - 0,238) = 0,0294 \text{ kg/s} \quad (53)$$

Toplinski tok odveden od struje visokog tlaka u donjem dijelu pri hlađenju od $\vartheta_{vs} = -83 \text{ °C}$ do $\vartheta_3 = -125,99 \text{ °C}$

$h_{vs} = h(200 \text{ bar}, -83 \text{ °C}) = 225,44 \text{ kJ/kg}$ – entalpija struje visokog tlaka pri -83 °C

$$\Phi_{v2} = q_{mz1} z_2 (h_v - h_3) = 0,0051 \cdot 6 \cdot (225,44 - 141,76) = 2,56 \text{ kW} \quad (54)$$

Pomiješane struje ulaze u izmjenjivač sa:

$$h_{mu} = \frac{q_{mz1}(z_2 - 1)h_{3m} + q_{mz1}(1 - z)h_{4''}}{q_{mm}} = \quad (55)$$

$$h_{mu} = \frac{0,0051 \cdot (6 - 1) \cdot 141,76 + 0,0051 \cdot (1 - 0,238) \cdot 207,31}{0,0294} = 150,43 \text{ kJ/kg} \quad (56)$$

što odgovara temperaturi $\vartheta_{mu} = -131,7 \text{ °C}$

Na mjestu gdje je struja visokog tlaka pri temperaturi od -83 °C :

$$h_{m2} = h_{mu} + \frac{\Phi_{v2}}{q_{mm}} = \quad (57)$$

$$h_{ms} = 150,43 + \frac{2,56}{0,0294} = 237,5 \text{ kJ/kg} \quad (58)$$

što odgovara temperaturi $\vartheta_{ms} = -106,58 \text{ °C}$

Entalpija pomiješane struje na izlazu:

$$h_{mi} = h_{mu} + \frac{\Phi_1}{q_{mm}} = \quad (59)$$

$$h_{mi} = 150,43 + \frac{7,78}{0,0294} = 415,05 \text{ kJ/kg} \quad (60)$$

što odgovara temperaturi $\vartheta_{mi} = 28,85 \text{ °C}$ za tlak od 65 bar.

U tablici 6. su fizikalna svojstva zraka s kojima se ulazi u proračun izmjenjivača.

Tablica 6. Fizikalna svojstva zraka 1

Dio		Temperatura °C	Srednja temp. °C	Tlak bar	Gustoća kg/m ³	Dinamička viskoznost μPa·s	Toplinska provodnost W/(m K)	Pr
VT	1	30...-83	-26,5	200	292,6	23,7	0,03877	0,898
	2	-83...-125,9	-104,5	200	535,5	38,1	0,05950	1,268
ST	1	28,8...-106,6	-38,9	65	103,5	16,9	0,02552	0,811
	2	-106,6...-131,7	-119,1	65	264,5	17,4	0,03232	1,799

3.1.6. Koeficijenti prijelaza topline

3.1.6.1. Visokotlačni dio $p_2=200$ bar

Visokotlačni dio je izveden kao snop od 13 cijevi $\phi 4 \times 1$ mm, oznake u skladu sa slikom 6.

$d_1 = 4$ mm – vanjski promjer cijevi

$s_1 = 1$ mm – debljina stjenke cijevi

$n_c = 13$ – broj cijevi

Ukupna površina poprečnog presjeka:

$$A_1 = n_c \cdot \frac{\pi \cdot (d_1 - 2s_1)^2}{4} = 13 \cdot \frac{\pi(0,004 - 2 \cdot 0,001)^2}{4} = 40,85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (61)$$

Brzina strujanja kroz cijev u gornjem dijelu:

$$w_{v1} = \frac{q_{mz1} z_2}{\rho_{v1} A_1} = \frac{0,0051 \cdot 6}{292,6 \cdot 40,85 \cdot 10^{-6}} = 2,57 \text{ m/s} \quad (62)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{v1} = \frac{\rho_{v1} w_{v1} (d_1 - 2s_1)}{\mu_{v1}} = \frac{292,6 \cdot 2,57 \cdot (0,004 - 2 \cdot 0,001)}{23,7 \cdot 10^{-6}} = 63345 \quad (63)$$

Kritični Reynoldsov broj prema Schmidtu:

$$Re_{crit1} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_1 - 2s_1}{d_{p1}} \right)^{0,45} \right] = 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \cdot \left(\frac{0,004 - 2 \cdot 0,001}{0,2666} \right)^{0,45} \right] = 4488 \quad (64)$$

Stvarni Reynoldsov broj dobiven jednačbom (63) je veći od kritičnog i od 22000 koji je granica za početak potpuno razvijenog turbulentnog strujanja te je Nusseltov broj je određen prema Gnielinskom [5].

$$Nu_{v1} = \frac{\left(\frac{\zeta_{v1}}{8}\right) Re_{v1} Pr_{v1}}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\zeta_{v1}}{8}\right) \left(Pr_{v1}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} \quad (65)$$

Pri čemu je ζ faktor trenja pri turbulentnom strujanju kroz spiralne cijevi prema Mishri i Gupti:

$$\zeta_{v1} = \frac{0,3164}{Re_{v1}^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_1 - 2 \cdot s_1}{d_{p1}}\right)^{0,5} = \frac{0,3164}{63345^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,004 - 2 \cdot 0,001}{0,2666}\right)^{0,5} = 0,0225 \quad (66)$$

što daje:

$$Nu_{v1} = \frac{\left(\frac{0,0225}{8}\right) \cdot 63345 \cdot 0,898}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,0225}{8}\right) \cdot \left(0,898^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} = 168,15 \quad (67)$$

Koeficijent prijelaza topline u gornjem dijelu visokotlačne struje:

$$\alpha_{v1} = \frac{Nu_{v1} \lambda_{v1}}{d_1 - 2s_1} = \frac{164 \cdot 0,03877}{0,004 - 2 \cdot 0,001} = 3259,67 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (68)$$

Brzina strujanja kroz cijev u donjem dijelu:

$$w_{v2} = \frac{q_{mz1} z_2}{\rho_{v2} A_1} = \frac{0,0051 \cdot 6}{538,3 \cdot 40,85 \cdot 10^{-6}} = 1,4 \text{ m/s} \quad (69)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{v2} = \frac{\rho_{v2} w_{v2} (d_1 - 2 \cdot s_1)}{\mu_{v2}} = \frac{538,3 \cdot 1,34 \cdot (0,004 - 2 \cdot 0,001)}{38,1 \cdot 10^{-6}} = 39404 \quad (70)$$

Režim strujanja je isti kao i u gornjem dijelu te se Nusseltov broj računa na isti način.

$$\xi_{v2} = \frac{0,3164}{Re_{v2}^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_1 - 2 \cdot s_1}{d_{p1}} \right)^{0,5} = \frac{0,3164}{39404^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,004 - 2 \cdot 0,001}{0,2666} \right)^{0,5} = 0,0251 \quad (71)$$

$$Nu_{v2} = \frac{\left(\frac{\xi_{v2}}{8} \right) Re_{v2} Pr_{v2}}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\xi_{v2}}{8} \right) \left(Pr_{v2}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad (72)$$

$$Nu_{v2} = \frac{\left(\frac{0,0251}{8} \right) \cdot 39404 \cdot 1,268}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,0251}{8} \right) \cdot \left(1,268^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} = 139,49 \quad (73)$$

Koeficijent prijelaza topline u donjem dijelu visokotlačne struje:

$$\alpha_{v2} = \frac{Nu_{v2} \lambda_{v2}}{d_1 - 2 \cdot s_1} = \frac{135,19 \cdot 0,0594}{0,004 - 2 \cdot 0,001} = 4150,04 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (74)$$

3.1.6.2. Srednjetačni dio $p_m = 65$ bar

Srednjetačni dio je izveden iz cijevi $\varnothing 25 \times 1,5$ mm u kojeg je ubačeno 13 cijevi $\varnothing 4 \times 1$ mm. Kako su Nusseltovi brojevi za strujanje kroz zatvorene kanale obično definirani za kružne poprečne presjeke potrebno je definirati ekvivalentni promjer za stvarnu geometriju.

Ukupna površina poprečnog presjeka:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d_2 - 2s_2)^2}{4} - 13 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,0015)^2}{4} - 13 \cdot \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} = 2,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (75)$$

Oplahivani opseg:

$$O_2 = \pi \cdot (d_2 - 2s_2) + n_c \cdot \pi \cdot d_1 = \pi \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,0015) + 13 \cdot \pi \cdot 0,004 = 0,23 \text{ m} \quad (76)$$

Ekvivalentni promjer:

$$d_{\text{ekv2}} = \frac{4 A_2}{O_2} = \frac{4 \cdot 2,17 \cdot 10^{-4}}{0,23} = 0,00373 \text{ m} \quad (77)$$

Brzina strujanja kroz cijev i oko cijevnoga snopa u gornjem dijelu:

$$w_{m1} = \frac{q_{mm}}{\rho_{m1} A_2} = \frac{0,0294}{103,5 \cdot 2,17 \cdot 10^{-4}} = 1,31 \text{ m/s} \quad (78)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{m1} = \frac{\rho_{m1} w_{m1} d_{\text{ekv2}}}{\mu_{m1}} = \frac{103,5 \cdot 1,31 \cdot 0,00373}{16,9 \cdot 10^{-6}} = 29886 \quad (79)$$

Kritični Reynoldsov broj:

$$Re_{\text{crit2}} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_{\text{ekv2}}}{d_{p2}} \right)^{0,45} \right] = 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \cdot \left(\frac{0,00373}{0,2456} \right)^{0,45} \right] = 5308 \quad (80)$$

Na temelju Reynoldsovog broja dobivenog jednadžbom (79) se vidi da je strujanje turbulentno i razvijeno jer je $Re_{m1} > 22000$ te se Nusseltov broj računa prema jednadžbi (65):

$$\zeta_{m1} = \frac{0,3164}{Re_{m1}^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_{\text{ekv2}}}{d_{p2}} \right)^{0,5} = \frac{0,3164}{29886^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,00373}{0,2456} \right)^{0,5} = 0,0277 \quad (81)$$

$$Nu_{m1} = \frac{\left(\frac{\zeta_{m1}}{8} \right) Re_{m1} Pr_{m1}}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\zeta_{m1}}{8} \right) \left(Pr_{m1}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad (82)$$

$$Nu_{m1} = \frac{\left(\frac{0,0277}{8}\right) \cdot 29886 \cdot 0,811}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{0,0277}{8}\right) \left(0,811^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} = 93,21 \quad (83)$$

Koeficijent prijelaza topline u gornjem dijelu pomiješane struje:

$$\alpha_{m1} = \frac{Nu_{m1} \lambda_{m1}}{d_{ekv2}} = \frac{93,21 \cdot 0,02552}{0,0373} = 637,78 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (84)$$

Brzina strujanja kroz cijev i oko cijevnoga snopa u donjem dijelu:

$$w_{m2} = \frac{q_{mm}}{\rho_{m2} A_2} = \frac{0,0294}{264,5 \cdot 2,17 \cdot 10^{-4}} = 0,51 \text{ m/s} \quad (85)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{m2} = \frac{\rho_{m2} w_{m2} d_{ekv2}}{\mu_{m2}} = \frac{264,5 \cdot 0,51 \cdot 0,00373}{17,7 \cdot 10^{-6}} = 29113 \quad (86)$$

U donjem se dijelu Nusseltov broj računa na isti način:

$$\zeta_{m2} = \frac{0,3164}{Re_{m2}^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_{ekv2}}{d_{p2}}\right)^{0,5} = \frac{0,3164}{29113^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,00373}{0,245}\right)^{0,5} = 0,0279 \quad (87)$$

$$Nu_{m2} = \frac{\left(\frac{\zeta_{m2}}{8}\right) Re_{m2} Pr_{m2}}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\zeta_{m2}}{8}\right) \left(Pr_{m2}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} \quad (88)$$

$$Nu_{m2} = \frac{\left(\frac{0,0279}{8}\right) \cdot 29113 \cdot 1,799}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{0,0279}{8}\right) \left(1,799^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} = 134,46 \quad (89)$$

Koeficijent prijelaza topline u donjem dijelu pomiješane struje:

$$\alpha_{m2} = \frac{Nu_{m2} \lambda_{m2}}{d_{ekv2}} = \frac{134,46 \cdot 0,0323}{0,0373} = 1165,21 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (90)$$

Dobivene vrijednosti koeficijenta prijelaza topline veće su od onih koje bi se dobile strujanjem kroz ravnu cijev. To je zbog toga što centrifugalne sile uzrokuju sekundarno strujanje izvana prema središtu cijevi i formiraju simetrične vrtloge. Kombinacija primarnog i sekundarnog strujanja stvara režim strujanja kojem je maksimalna brzina u cijevi pomaknuta iz središta prema vanjskom rubu. Sekundarno strujanje uzrokuje poprečan transport fluida koji u kombinaciji s primarnim strujanjem povećava koeficijent prijelaza topline, ali i pad tlaka u cijevi. [5]

3.1.7. Koeficijenti prolaza topline

$\lambda_c = 15 \text{ W/(m K)}$ – toplinska provodnost cijevi od austenitnog čelika

3.1.7.1. Koeficijent prolaza topline između gornjeg visokotlačnog i srednjetačnog dijela

$$k_1 = \frac{1}{\frac{d_1}{(d_1 - 2s_1) \alpha_{v1}} + \frac{d_1}{2\lambda_c} \ln\left(\frac{d_1}{d_1 - 2s_1}\right) + \frac{1}{\alpha_{m1}}} \quad (91)$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{0,004}{(0,004 - 2 \cdot 0,001) \cdot 3259,67} + \frac{0,004}{2 \cdot 15} \ln\left(\frac{0,004}{0,004 - 2 \cdot 0,001}\right) + \frac{1}{637,78}} = \quad (92)$$

$$k_1 = 439,77 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

3.1.7.2. Koeficijent prolaza topline između donjeg visokotlačnog i srednjetačnog dijela

$$k_2 = \frac{1}{\frac{d_1}{(d_1 - 2s_1) \alpha_{v2}} + \frac{d_1}{2\lambda_c} \ln\left(\frac{d_1}{d_1 - 2s_1}\right) + \frac{1}{\alpha_{m2}}} \quad (93)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{0,004}{(0,004 - 2 \cdot 0,001) \cdot 4150,04} + \frac{0,004}{2 \cdot 15} \ln\left(\frac{0,004}{0,004 - 2 \cdot 0,001}\right) + \frac{1}{1165,21}} = \quad (94)$$

$$k_2 = 698,05 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (95)$$

3.1.8. Površine za prijenos topline

3.1.8.1. Površina gornjeg dijela cijevnog snopa

Od visokotlačne struje je potrebno odvesti slijedeći toplinski tok:

$$\Phi_{v1} = q_{mz1} z_2 (h_2 - h_{vs}) = 0,0051 \cdot 6 \cdot (395,98 - 225,44) = 5,23 \text{ kW} \quad (96)$$

Logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_1 = \frac{(\vartheta_{vs} - \vartheta_{ms}) - (\vartheta_2 - \vartheta_{mi})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{vs} - \vartheta_{ms}}{\vartheta_2 - \vartheta_{mi}}\right)} = \frac{(-83+106,58) - (30 - 28,85)}{\ln\left(\frac{-83+106,58}{30 - 28,85}\right)} = 7,42 \text{ °C} \quad (97)$$

Površina za prijenos topline:

$$A_1 = \frac{\Phi_{v1}}{k_1 \Delta\vartheta_1} = \frac{5230}{439,77 \cdot 7,42} = 1,6 \text{ m}^2 \quad (98)$$

Duljina cijevi u gornjem dijelu:

$$L_{c1} = \frac{A_1}{n_c d_1 \pi} = \frac{1,6}{13 \cdot 0,004 \cdot 3,14} = 9,8 \text{ m} \quad (99)$$

3.1.8.2. Površina donjeg dijela cijevnog snopa

Od visokotlačne struje je potrebno odvesti slijedeći toplinski tok koji je ranije dobiven jednadžbom (54).

Logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_2 = \frac{(\vartheta_{vs} - \vartheta_{ms}) - (\vartheta_3 - \vartheta_{mu})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{vs} - \vartheta_{ms}}{\vartheta_3 - \vartheta_{mu}}\right)} = \frac{(-83+106,58) - (-127,1+131,7)}{\ln\left(\frac{-83+106,58}{-127,1+131,7}\right)} = 12,6 \text{ °C} \quad (100)$$

Površina za prijenos topline:

$$A_2 = \frac{\Phi_{v2}}{k_2 \Delta\theta_2} = \frac{2560}{698,05 \cdot 12,6} = 0,29 \text{ m}^2 \quad (101)$$

Duljina cijevi u donjem dijelu:

$$L_{c2} = \frac{A_2}{n_c d_1 \pi} = \frac{0,29}{13 \cdot 0,004 \cdot 3,14} = 1,77 \text{ m} \quad (102)$$

Minimalna ukupna duljina cijevi:

$$L_c = L_{c1} + L_{c2} = 9,8 + 1,77 = 11,57 \text{ m} \quad (103)$$

Zbog toga što je izračun koeficijenta prijelaza topline na strani struje srednjeg tlaka pomoću ekvivalentnog promjera nije pouzdan odabrane su dulje cijevi što daje veću površinu za izmjenu topline.

$L_s = 13,48 \text{ m}$ – odabrana duljina cijevi

3.1.9. Provjera površine za prijenos topline na strani niskotlačne struje zraka

Kako se radi o izmjenjivaču topline sa tri struje zraka, a površina za izmjenu topline je određena kao da se struje srednjeg i niskog tlaka pomiješaju i kao takve ulaze u izmjenjivač jer je to pojednostavnilo proračun kod podjele izmjenjivača na segmente potrebno je provjeriti da li je dovoljna površina za izmjenu topline između struja zraka srednjeg i niskog tlaka. To je provjereno kao da se radi o jednostavnom istosmjernom izmjenjivaču topline bez podjele na segmente kojom bi se bolje uzela u obzir promjena svojstava s temperaturom. Svojstva s kojima se ulazi u proračun su u tablici 7.

Tablica 7. Fizikalna svojstva zraka 2

Točka	Temperatura °C	Srednja temp. °C	Tlak bar	Gustoća kg/m ³	Dinamička viskoznost μPa·s	Toplinska provodnost W/(m K)	Pr
3 _m	-133,86	-53,18	65	113,19	16,4	0,02492	0,838
5 _m	27,5						
4"	-187,94	-80,97	1	1,81	12,9	0,01784	0,727
5	26						

Niskotlačna struja zraka struji kroz kružni vijenac zbog čega je Nusseltovog broj određen pomoću ekvivalentnog promjera.

Površina kružnog vijenca:

$$A_3 = \frac{\pi \cdot (d_3 - 2s_3)^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,03 - 2 \cdot 0,001)^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (104)$$

Oplahivani opseg:

$$O_3 = \pi \cdot (d_3 - 2s_3) - \pi \cdot d_2 = \pi \cdot (0,03 - 2 \cdot 0,001) + \pi \cdot 0,025 = 0,16 \text{ m} \quad (105)$$

Ekvivalentni promjer:

$$d_{\text{ekv3}} = \frac{4 A_3}{O_3} = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}}{0,16} = 0,003 \text{ m} \quad (106)$$

3.1.9.1. Koeficijent prijelaza topline na srednjetačnoj strani

Brzina strujanja kroz cijev i oko cijevnoga snopa:

$$w_s = \frac{q_{mz1}(z_2 - 1)}{\rho_{m3} A_2} = \frac{0,0051 \cdot (6 - 1)}{113,19 \cdot 2,17 \cdot 10^{-4}} = 1,04 \text{ m/s} \quad (107)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_s = \frac{\rho_{m3} w_s d_{\text{ekv2}}}{\mu_{m3}} = \frac{113,19 \cdot 1,04 \cdot 0,00373}{16,4 \cdot 10^{-6}} = 26824 \quad (108)$$

Na temelju Reynoldsovog broja dobivenog jednadžbom (108) se vidi da je strujanje turbulentno i razvijeno jer je $Re_{m1} > 22000$ te se Nusseltov broj računa prema jednadžbi (65):

$$\zeta_s = \frac{0,3164}{Re_s^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_{\text{ekv2}}}{d_{p2}} \right)^{0,5} = \frac{0,3164}{26824^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,00373}{0,2456} \right)^{0,5} = 0,0284 \quad (109)$$

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{\zeta_s}{8} \right) Re_s Pr_{m3}}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\zeta_s}{8} \right)} \left(Pr_{m3}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (110)$$

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{0,0284}{8} \right) \cdot 26824 \cdot 0,838}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{0,0284}{8} \right)} \left(0,838^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 87,21 \quad (111)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \lambda_{m3}}{d_{ekv2}} = \frac{87,24 \cdot 0,02492}{0,00373} = 582,66 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (112)$$

3.1.9.2. Koeficijent prijelaza topline na niskotlačnoj strani

Brzina strujanja kroz kružni vijenac:

$$w_n = \frac{q_{mz1}(1-z)}{\rho_n A_3} = \frac{0,0051 \cdot (1-0,238)}{1,81 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}} = 17,16 \text{ m/s} \quad (113)$$

Kritični Reynoldsov broj:

$$Re_{crit3} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p2}} \right)^{0,45} \right] = 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \cdot \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,45} \right] = 5024,7 \quad (114)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_n = \frac{\rho_n w_n d_{ekv3}}{\mu_n} = \frac{1,81 \cdot 17,16 \cdot 0,003}{12,9 \cdot 10^{-6}} = 7223,16 \quad (115)$$

Reynoldsov broj dobiven jednadžbom (115) veći je od kritičnog, ali manji od 22000 što je uvjet za razvijeno turbulentno strujanje pa se Nusseltov broj linearno interpolira prema Gnielinskom [5] između Nusseltovog broja za laminarno strujanje pri kritičnom Reynoldsovom broju i Nusseltovog broja za turbulentno strujanje pri Reynoldsovom broju od 22000.

Nusseltov broj prema Schmidtu [5] za laminarno strujanje kroz spiralne zavojnice:

$$Nu_1 = 3,66 + 0,08 \left[1 + 0,8 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p2}} \right)^{0,9} \right] Re_{crit3}^m Pr_n^{\frac{1}{3}} \quad (116)$$

Gdje je koeficijent m jednak:

$$m = 0,5 + 0,2903 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p2}} \right)^{0,9} = 0,5 + 0,2903 \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,9} = 0,623 \quad (117)$$

Nusseltov broj za laminarno strujanje pri kritičnom Reynoldsovom broju:

$$Nu_1 = 3,66 + 0,08 \left[1 + 0,8 \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,9} \right] 5024,7^{0,623} \cdot 0,727^{\frac{1}{3}} = 18,42 \quad (118)$$

Nusseltov broj za turbulentno strujanje pri Reynoldsovom broju od 22000:

$$\zeta_n = \frac{0,3164}{Re_t^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p2}} \right)^{0,5} = \frac{0,3164}{22000^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,5} = 0,0293 \quad (119)$$

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{\zeta_n}{8} \right) Re_n Pr_n}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{\zeta_n}{8} \right) \left(Pr_n^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} \quad (120)$$

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{0,0293}{8} \right) \cdot 22000 \cdot 0,727}{1 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{0,0293}{8} \right) \left(0,727^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} = 68,71 \quad (121)$$

Linearnom interpolacijom dobiva se Nusseltov broj:

$$\gamma = \frac{22000 - Re_n}{22000 - Re_{crit}} = \frac{22000 - 7223,16}{22000 - 5024,7} = 0,87 \quad (122)$$

$$Nu_n = \gamma Nu_1 + (1 - \gamma) Nu_t = 0,87 \cdot 18,42 + (1 - 0,87) \cdot 68,71 = 24,95 \quad (123)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \lambda_n}{d_{ekv3}} = \frac{24,95 \cdot 0,01784}{0,003} = 148,37 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (124)$$

3.1.9.3. Preneseni toplinski tok

Koeficijent prolaza topline:

$$k_3 = \frac{1}{\frac{d_2}{(d_2 - 2s_2) \alpha_s} + \frac{d_2}{2\lambda_c} \ln\left(\frac{d_2}{d_2 - 2s_2}\right) + \frac{1}{\alpha_n}} \quad (125)$$

$$k_3 = \frac{1}{\frac{0,025}{(0,025 - 2 \cdot 0,0015) \cdot 582,66} + \frac{0,025}{2 \cdot 15} \ln\left(\frac{0,025}{0,025 - 2 \cdot 0,0015}\right) + \frac{1}{148,37}} = \quad (126)$$

$$k_3 = 115,27 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (127)$$

Logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_3 = \frac{(\vartheta_{3m} - \vartheta_{4''}) - (\vartheta_{5m} - \vartheta_m)}{\ln\left(\frac{\vartheta_{3m} - \vartheta_{4''}}{\vartheta_{5m} - \vartheta_m}\right)} = \frac{(-133,86 + 187,94) - (27,5 - 26)}{\ln\left(\frac{-133,86 + 187,94}{27,5 - 26}\right)} = 14,66 \text{ }^\circ\text{C} \quad (128)$$

Površina za prijenos topline:

$$A_{d2} = \pi L_s d_2 = 3,14 \cdot 13,48 \cdot 0,025 = 1,058 \text{ m}^2 \quad (129)$$

Preneseni toplinski tok:

$$\Phi_n = k_3 A_{d2} \Delta\vartheta_3 = 115,27 \cdot 1,058 \cdot 14,66 = 1,78 \text{ kW} \quad (130)$$

Dobiveni toplinski tok u jednadžbi (130) dovoljno je veći od toplinskog toka $\Phi_3 = 0,83 \text{ kW}$ prema jednadžbi (48) čime je dokazano da je površina za izmjenu topline između srednjetačne i niskotlačne struje dovoljna.

3.1.10. Pad tlaka struje zraka na izlazu iz uređaja

Zrak stanja 4'' mora izaći iz uređaja sa stanjem 5 prema slici 2. Kako je za strujanje potreban određeni pad tlaka to znači da prigušivanje na atmosferski tlak neće biti moguće, odnosno tlak u točki 4'' je nužno veći od tlaka u točki 5. I ovdje je izmjenjivač podijeljen na dva dijela čije su duljine određene prema jednadžbama (99) i (102), a međutemperatura je određena na način kao da 10% toplinskog toka struje visokog tlaka preuzima struja niskog tlaka što je i pokazano jednadžbom (49) kad se promatrao cijeli izmjenjivač.

Entalpija struje niskog tlaka:

$$h_{nm} = h_{4''} + 0,1 \frac{\Phi_{v2}}{(1-z) q_{mz1}} = 207,31 + 0,1 \cdot \frac{2,56}{(1-0,238) \cdot 0,0051} = 273,18 \text{ kJ/kg} \quad (131)$$

što odgovara temperaturi $\vartheta_{nm} = -124,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ za tlak od 1 bar.

Tablica 8. Fizikalna svojstva zraka pri tlaku od 1 bar

Temperatura $^{\circ}\text{C}$	Srednja temp. $^{\circ}\text{C}$	Tlak bar	Gustoća kg/m^3	Dinamička viskoznost $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$
26...-124,9	-49,5	1	1,56	14,64
-124,9...-190,6	-157,7	1	3,06	8,15

3.1.10.1. Pad tlaka u gornjem dijelu struje niskog tlaka

Kritični Reynoldsov broj:

$$Re_{\text{crit3}} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_{\text{ekv3}}}{d_{p2}} \right)^{0,45} \right] = 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \cdot \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,45} \right] = 5024,76 \quad (132)$$

Brzina strujanja:

$$w_{n1} = \frac{q_{mz1} (1 - z)}{\rho_{n1} A_3} = \frac{0,0051 \cdot (1 - 0,238)}{1,56 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}} = 19,98 \text{ m/s} \quad (133)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{n1} = \frac{\rho_{n1} w_{n1} d_{ekv3}}{\mu_{n1}} = \frac{1,56 \cdot 19,98 \cdot 0,003}{14,64 \cdot 10^{-6}} = 6388,9 \quad (134)$$

Reynoldsov broj dobiven jednadžbom (134) veći je od kritičnog (132) te se faktor trenja računa prema Mishri i Gupti [5]:

$$\zeta_{n1} = \frac{0,3164}{Re_{n1}^{0,25}} \left[1 + 0,095 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p3}} \right)^{0,5} Re_{n1}^{0,25} \right] \quad (135)$$

$$\zeta_{n1} = \frac{0,3164}{6388,9^{0,25}} \left[1 + 0,095 \cdot \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,5} \cdot 6388,9^{0,25} \right] = 0,0387 \quad (136)$$

Gornjem dijelu je dodana polovica viška cijevi:

$$L_{n1} = L_{c1} + 0,5(L_s - L_c) = 9,85 + 0,5 \cdot (13,48 - 11,57) = 10,8 \text{ m} \quad (137)$$

Pad tlaka u gornjem dijelu cijevi:

$\Sigma \zeta_{L1} = 0,2$ – suma lokalnih gubitaka u gornjem dijelu

$$\Delta p_{n1} = \left(\Sigma \zeta_{L1} + \zeta_{n1} \frac{L_{n1}}{d_{ekv3}} \right) \frac{\rho_{n1} w_{n1}^2}{2} \quad (138)$$

$$\Delta p_{n1} = \left(0,2+0,0387 \cdot \frac{10,8}{0,003}\right) \cdot \frac{1,56 \cdot 19,98^2}{2} = 43443,2 \text{ Pa} \quad (139)$$

3.1.10.2. Pad tlaka u donjem dijelu struje niskog tlaka

Brzina strujanja:

$$w_{n2} = \frac{q_{mz1}(1-z)}{\rho_{n2} A_3} = \frac{0,0051 \cdot (1-0,238)}{3,06 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4}} = 10,19 \text{ m/s} \quad (140)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{n2} = \frac{\rho_{n2} w_{n2} d_{ekv3}}{\mu_{n2}} = \frac{3,06 \cdot 10,19 \cdot 0,003}{8,15 \cdot 10^{-6}} = 11478,5 \quad (141)$$

Režim strujanja je isti kao i u prethodnoj točki te se faktor trenja računa na isti način:

$$\zeta_{n2} = \frac{0,3164}{Re_{n2}^{0,25}} \left[1 + 0,095 \left(\frac{d_{ekv3}}{d_{p3}} \right)^{0,5} Re_{n2}^{0,25} \right] \quad (142)$$

$$\zeta_{n1} = \frac{0,3164}{11478,5^{0,25}} \left[1 + 0,095 \cdot \left(\frac{0,003}{0,2456} \right)^{0,5} \cdot 11478,5^{0,25} \right] = 0,0339 \quad (143)$$

Donjem dijelu je dodana polovica viška cijevi:

$$L_{n2} = L_{c2} + 0,5(L_s - L_c) = 1,77 + 0,5 \cdot (13,48 - 11,57) = 2,73 \text{ m} \quad (144)$$

Pad tlaka u donjem dijelu cijevi:

$\Sigma \zeta_{L2} = 1,175$ - suma lokalnih gubitaka u donjem dijelu

$$\Delta p_{n2} = \left(\Sigma \zeta_{L2} + \zeta_{n2} \frac{L_{n2}}{d_{ekv3}} \right) \frac{\rho_{n2} w_{n2}^2}{2} = \quad (145)$$

$$\Delta p_{n2} = \left(1,175 + 0,0339 \cdot \frac{2,73}{0,003} \right) \cdot \frac{3 \cdot 10,19^2}{2} = 4987,87 \text{ Pa} \quad (146)$$

Ukupni pad tlaka:

$$\Delta p = \Delta p_{n1} + \Delta p_{n2} = 43443,2 + 4987,87 = 48431 \text{ Pa} \quad (147)$$

Dobiveni pad tlaka je manji od razlike tlaka između točaka 4' ili 4" iz tablice 5. i atmosferskog tlaka što znači da je proračun na strani sigurnosti jer će u stvarnosti hlađenje uslijed prigušivanja biti nešto jače, a prigušivanje vrele kapljevine zraka će rezultirati manjim udjelom suhozasićene pare.

3.1.11. Toplinski gubici

Kako je ranije spomenuto loše izvedena izolacija može uvelike smanjiti stvarni iscrpak, te je u nastavku proračun toplinskog toka koji ulazi u aparat kroz bočne stranice, dno i poklopac uređaja.

$T_s = 298,15$ K – minimalna temperatura stjenke da ne dođe do kondenzacije vlage iz zraka

$T_\infty = 303,15$ K – temperatura zraka u prostoriji

$T_m = 300,65$ K – srednja temperatura

$Pr_z = 0,707$ – Prandtlov broj za zrak

$\nu_z = 16 \cdot 10^{-6}$ m²/s – kinematička viskoznost zraka

$\lambda_z = 0,0264$ W/(m K) – toplinska vodljivost zraka

$B_A = 0,52$ m – širina aparata

$H_A = 1,04$ m – visina aparata

3.1.11.1. Vertikalna stjenka

Pretpostavlja se da je uređaj smješten u zatvorenom prostoru odnosno radi se o slobodnoj konvekciji. Korišten je izraz iz [5] pri čemu je karakteristična linearna dimenzija jednaka visini H_A .

$$Nu_V = \left[0,825 + 0,387 (Ra_V f_1 (Pr_z))^{1/6} \right]^2 \quad (148)$$

Funkcija Prandtlovog broja:

$$f_1(Pr_z) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_z} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} = \left[1 + \left(\frac{0,492}{0,707} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} = 0,3464 \quad (149)$$

Rayleighov broj:

$$Ra_V = \frac{g H_A^3 (T_\infty - T_s) Pr_z}{T_\infty \nu_z^2} = \frac{9,81 \cdot 1,04^3 \cdot (303,15 - 298,15) \cdot 0,707}{303,15 \cdot (16 \cdot 10^{-6})^2} = 0,5 \cdot 10^9 \quad (150)$$

Koristeći jednadžbu (148):

$$Nu_V = \left[0,825 + 0,387 \left(0,5 \cdot 10^9 \cdot 0,3464 \right)^{\frac{1}{6}} \right]^2 = 99,31 \quad (151)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_C = \frac{Nu_V \lambda_z}{H_A} = \frac{99,31 \cdot 0,0264}{1,04} = 2,52 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (152)$$

3.1.11.2. Horizontalna stijenska

Karakteristična duljina:

$$L = \frac{d_A}{4} = \frac{0,52}{4} = 0,13 \text{ m} \quad (153)$$

Rayleighov broj:

$$Ra_H = \frac{g L^3 (T_\infty - T_s) Pr_z}{T_\infty \nu_z^2} = \frac{9,81 \cdot 0,125^3 (303,15 - 298,15) \cdot 0,707}{303,15 \cdot (16 \cdot 10^{-6})^2} = 0,99 \cdot 10^6 \quad (154)$$

Nusseltov broj:

$$Nu_H = 0,27 Ra_H^{0,25} = 0,27 \cdot (0,99 \cdot 10^6)^{0,25} = 8,53 \quad (155)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_H = \frac{Nu_H \lambda_z}{L} = \frac{8,53 \cdot 0,0264}{0,13} = 1,72 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (156)$$

3.1.11.3. Zračenje

Pretpostavljen je model obuhvaćenog tijela u beskonačno velikom prostoru tako da je vidni faktor $\omega = 0$, a okolni zidovi su na temperaturi T_∞ .

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-9} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$ – Stefan-Boltzmannova konstanta

$\varepsilon = 0,05$ – emisijski faktor sjajne aluminijske oplata izolacije

Koeficijent prijelaza topline sveden na temperaturnu razliku ($T_\infty - T_s$):

$$\alpha_Z = \frac{\varepsilon \sigma (T_\infty^4 - T_s^4)}{T_\infty - T_s} = \frac{0,05 \cdot 5,67 \cdot 10^{-9} \cdot (303,15^4 - 298,15^4)}{303,15 - 298,15} = 0,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (157)$$

3.1.11.4. Ulazni toplinski tok

Površina vertikalnog dijela:

$$A_V = 4 B_A H_A = 4 \cdot 0,52 \cdot 1,04 = 2,16 \text{ m}^2 \quad (158)$$

Površina horizontalnog dijela:

$$A_H = 2 B_A^2 = 2 \cdot 0,52^2 = 0,54 \text{ m}^2 \quad (159)$$

Toplinski tok:

$$\Phi_U = (T_\infty - T_s)[(\alpha_C + \alpha_Z)A_V + (\alpha_H + \alpha_Z)A_H] \quad (160)$$

$$\Phi_U = (303,15 - 298,15)[(2,52 + 0,3) \cdot 2,16 + (1,72 + 0,3) \cdot 0,54] = 35,9 \text{ W} \quad (161)$$

Dobiveni toplinski tok je samo onaj kroz oplošje uređaja, tome treba dodati i gubitke zbog provođenja topline kroz vretena ventila i slično tako da je uređaj proračunat sa ukupnim gubicima od 45 W.

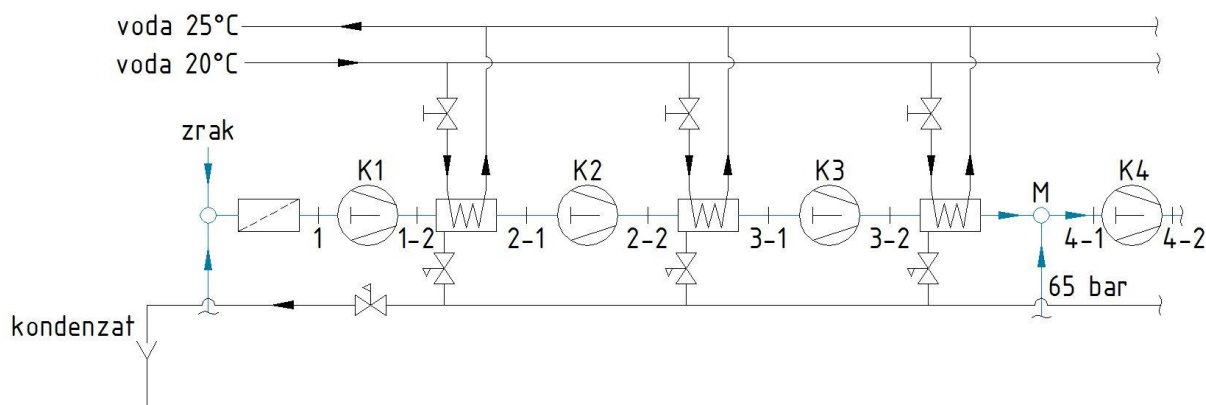
3.2. Kompresija i priprema zraka

Kako bi se postigli visoki tlakovi kakvi se javljaju kod ukapljivanja plinova po Lindeu koriste se višestupanjski stapni kompresori. Višestupanjska kompresija je nužna zbog toga što realni kompresor ima štetni prostor, odnosno volumen iznad stapa u trenutku kad se on nalazi u gornjoj mrtvoj točki koji se ne može istisnuti iz cilindra. Kako bi kompresor mogao usisati svjež zrak prvo je potrebno da zrak iz štetnog prostora ekspandira na usisni tlak. Što je veći omjer tlakova tlačnog i usisnog voda, to kompresor usisava manje svježeg zraka. Ovome problemu treba nadodati i padove tlaka na usisnim i ispušnim ventilima, propuštanje pri kompresiji i izmjenu topline zraka sa stjenkom cilindra. Sve ove pojave objedinjene su jednim faktorom poznatijim kao ukupni volumetrijski stupanj djelovanja λ koji je definiran omjerom usisanog i stapajnog volumena. Općenito vrijedi da je on lošiji što je veći omjer tlakova kompresije, a pri ekonomičnom pogonu bi morao biti veći od 0,6. Kako se radi o kompresorima koji su podmazivani uljem bitna je i temperatura na kraju kompresije koja prema [6] ne bi smjela prelaziti 180°C. Svi navedeni problemi se uspješno rješavaju višestupanjskom kompresijom, uz to se hlađenjem zraka između stupnjeva odvodi dio topline koji se manifestira u smanjenju rada potrebnog za samu kompresiju.

Zbog niskih temperatura koje se javljaju u uređaju za ukapljivanje potrebno je ukloniti po mogućnosti svu vlagu iz zraka. Ako se to ne učini vlaga iz zraka bi se smrznula, a tanak sloj leda bi predstavljao dodatni toplinski otpor kojim bi se smanjio koeficijent prolaza topline i s vremenom bi se smanjivao iscrpak, a u najgorem slučaju uređaj uopće ne bi ukapljivao zrak.

Veliki dio vlage će se odvojiti u međuhladnjacima između pojedinih stupnjeva kompresije kad hlađenjem na ulaznu temperaturu zrak ulazi u zasićeno područje i pri tome se izdvaja dio vlage u obliku kondenzata. Porastom tlaka nezasićeno područje je sve manje, odnosno zrak može apsorbirati sve manju količinu vlage u obliku pregrijane pare. Nakon zadnjeg stupnja kompresije zrak je veoma suh, a ono malo preostale vlage uklanja se pomoću adsorbera. Dio vrućeg zraka nakon zadnjeg stupnja kompresije odvaja se i vodi na drugi adsorber koji je u fazi desorpcije.

3.2.1. Snaga kompresora



Slika 7. Stupnjevana kompresija s međuhlađenjem

Zbog navedenih argumenata odlučeno je da će se zrak jednim kompresorom komprimirati u 3 stupnja na međutlak p_m , a drugim s međutlaka na konačni tlak p_2 . Za optimalne međutlakove pri višestupanjskoj kompresiji se postiže najveća ušteda rada, a uz uvjet da je temperatura usisa u svaki slijedeći stupanj jednaka temperaturi usisa u prethodni optimalni omjer kompresije se prema [6] računa kao:

$$\psi = \sqrt[z_k]{\frac{p_m}{p_1}} \quad (162)$$

$z_k = 3$ – broj stupnjeva kompresije

$$\psi = \sqrt[3]{\frac{65}{1}} = 4,02 \quad (163)$$

Tlaku na kraju kompresije potrebno je još nadodati i pad tlaka u međuhladnjaku i cjevovodu jer i njega mora savladati kompresor. Kako konstrukcija međuhladnjaka nije predmet ovoga završnog rada, pad tlaka je proizvoljno odabran:

$$\Delta p = 0,25 \text{ bar} \quad (164)$$

Voda temperature 20 °C je na raspolaganju za hlađenje zraka u međuhladnjacima.

$\vartheta_{v1} = 20$ °C – polazna temperatura rashladne vode

$\Delta\vartheta_v = 5$ °C – temperatura zagrijanja vode

$c_v = 4,183$ kJ/(kg K) – specifični toplinski kapacitet vode pri 22,5 °C (srednja temperatura vode)

$\rho_v = 997,6$ kg/m³ – gustoća vode pri 22,5 °C

Tablica 9. Tlakovi i temperature pri kompresiji

Točka	Stupanj	Tlak bar	Temperatura °C	Entalpija kJ/kg	Entropija kJ/(kg K)
1	1.	1	30	429,57	3,9019
1-2		4,27	184,74	586,08	3,9019
2-1	2.	4,02	30	428,92	3,5050
2-2		16,41	179,46	579,78	3,5050
3-1	3.	16,16	30	426,27	3,0932
3-2		65,25	179,62	576,82	3,0932
4-1	4.	65	27,91	414,02	2,6558
4-2		200,5	145,45	532,93	2,6558
2	ulaz u uređaj	200	30	395,98	2,2726

Rad potreban za kompresiju zraka je određen preko izentropske kompresije i izentropskog stupnja djelovanja koji je ovdje proizvoljno zadan jer on ovisi o samom kompresoru i radnom režimu. Podaci iz tablice 9. su također za izentropsku kompresiju, a pojedine točke su u skladu sa slikom 7.

$\eta_{is} = 0,8$ – izentropski stupanj djelovanja kompresora

Specifični rad kompresije prvog stupnja:

$$|w_1| = \frac{h_{1-2s} - h_1}{\eta_{is}} = \frac{586,08 - 429,57}{0,8} = 195,63 \text{ kJ/kg} \quad (165)$$

Stvarna entalpija nakon kompresije:

$$h_{1-2} = h_1 + |w_1| = 429,57 + 195,63 = 625,2 \text{ kJ/kg} \quad (166)$$

Maseni protok rashladne vode u međuhladnjaku prvog stupnja:

$$q_{mv1} = \frac{q_{mz1}(h_{1-2} - h_{2-1})}{c_v \Delta \vartheta_v} = \frac{0,0051 \cdot (625,2 - 429,57)}{4,183 \cdot 5} = 0,0477 \text{ kg/s} \quad (167)$$

Specifični rad kompresije drugog stupnja:

$$|w_2| = \frac{h_{2-2s} - h_{2-1}}{\eta_{is}} = \frac{579,78 - 428,92}{0,8} = 188,57 \text{ kJ/kg} \quad (168)$$

Stvarna entalpija nakon kompresije:

$$h_{2-2} = h_{2-1} + |w_2| = 428,92 + 188,57 = 617,49 \text{ kJ/kg} \quad (169)$$

Maseni protok rashladne vode u međuhladnjaku drugog stupnja:

$$q_{mv2} = \frac{q_{mz1}(h_{2-2} - h_{3-1})}{c_v \Delta \vartheta_v} = \frac{0,0051 \cdot (617,49 - 426,27)}{4,183 \cdot 5} = 0,046 \text{ kg/s} \quad (170)$$

Specifični rad kompresije trećeg stupnja:

$$|w_3| = \frac{h_{3-2s} - h_{3-1}}{\eta_{is}} = \frac{576,82 - 426,27}{0,8} = 188,18 \text{ kJ/kg} \quad (171)$$

Stvarna entalpija nakon kompresije:

$$h_{3-2} = h_{3-1} + |w_3| = 426,27 + 188,18 = 614,45 \text{ kJ/kg} \quad (172)$$

Maseni protok rashladne vode u međuhladnjaku trećeg stupnja:

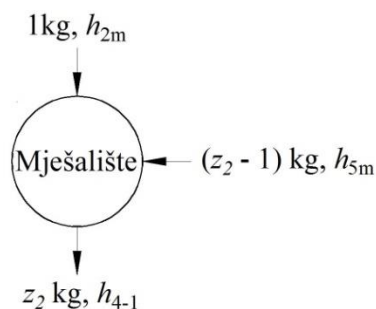
$$q_{mv3} = \frac{q_{mz1}(h_{3-2} - h_{4-1})}{c_v \Delta \vartheta_v} = \frac{0,0051 \cdot (614,45 - 414,02)}{4,183 \cdot 5} = 0,0488 \text{ kg/s} \quad (173)$$

Snaga za kompresiju:

$$|P_1| = q_{mz1} (|w_1| + |w_2| + |w_3|) \quad (174)$$

$$|P_1| = 0,0051 \cdot (195,63 + 188,57 + 188,18) = 2,91 \text{ kW} \quad (175)$$

Kod dvostupanjskog uređaja kroz drugi kompresor protječe veći maseni protok zraka, a dio zraka iz uređaja se miješa sa zrakom iz prvog kompresora.



Slika 8. Bilanca mješališta

Bilancom na mješalište prema slici 8. nakon svođenja na maseni protok zraka q_{mz1} dobiva se:

$$(z_2-1) h_{5m} + h_{2m} = z_2 h_{4-1} \quad (176)$$

$$h_{4-1} = \frac{(z_2-1) h_{5m} + h_{2m}}{z_2} = \frac{(6-1) \cdot 413,56 + 416,33}{6} = 414,02 \text{ kJ/kg} \quad (177)$$

Što odgovara temperaturi $\vartheta_{4-1} = 27,91 \text{ }^\circ\text{C}$ pri tlaku od 65 bar.

Specifični rad kompresije četvrtog stupnja:

$$|w_4| = \frac{h_{4-2} - h_{4-1}}{\eta_{is}} = \frac{532,93 - 414,02}{0,8} = 148,63 \text{ kJ/kg} \quad (178)$$

$h_{4-2} = 572,85 \text{ kJ/kg}$ – stvarna entalpija nakon četvrtog stupnja kompresije

Stvarna entalpija nakon kompresije:

$$h_{4-2} = h_{4-1} + |w_4| = 414,02 + 148,63 = 562,65 \text{ kJ/kg} \quad (179)$$

Maseni protok rashladne vode u međuhladjaku četvrtog stupnja:

$$q_{mv4} = \frac{q_{mz2}(h_{4-2} - h_2)}{c_v \Delta \vartheta_v} = \frac{0,0306 \cdot (562,65 - 395,98)}{4,183 \cdot 5} = 0,244 \text{ kg/s} \quad (180)$$

Snaga za kompresiju:

$$|P_2| = q_{mz2} |w_4| = 0,0306 \cdot 148,63 = 4,55 \text{ kW} \quad (181)$$

Rad za kompresiju sveden na kg ukapljenog zraka:

$$W_{\text{ef}} = \frac{|P_1| + |P_2|}{q_m} = \frac{2,91 + 4,55}{4,373} = 1,71 \text{ kWh/kg} \quad (182)$$

Stupanj dobrote uređaja:

$$f = \frac{q_m |e|}{|P_1| + |P_2|} = \frac{0,00121 \cdot 752,18}{2,91 + 4,55} = 0,122 \quad (183)$$

odnosno stvarni rad je 8,19 puta veći od teoretskog. Razlozi za ovako veliku razliku između stvarne i teorijske snage za ukapljivanje su u velikoj nepovratnosti prigušivanja, realnoj kompresiji, izmjeni topline uz konačnu razliku temperatura i gubicima kroz izolaciju.

3.2.2. Sušenje zraka

3.2.2.1. Sušenje u međuhladnjacima

$\vartheta_z = 30^\circ\text{C}$ – temperatura zraka u prostoriji

$\varphi_z = 70\%$ – relativna vlažnost zraka

$p = 1$ bar – tlak zraka

$p_s = 0,04241$ bar – parcijalni tlak zasićenja vodene pare pri 30°C

Parcijalni tlak vodene pare u zraku:

$$p_d = \varphi_z p_s = 0,7 \cdot 0,04241 = 0,029687 \text{ bar} \quad (184)$$

Sadržaj vlage zraka pri tlaku od 1 bar:

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d} = 0,622 \cdot \frac{0,029687}{1 - 0,029687} = 0,01903 \text{ kg/kg} \quad (185)$$

Maseni protok vlage kroz kompresor:

$$q_{mw} = q_m x_d = 0,0051 \cdot 0,01903 = 9,7 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s} \quad (186)$$

Sadržaj vlage nakon prvog stupnja kompresije:

Zrak nakon hlađenja postaje zasićen odnosno relativna vlažnost φ_s je jednaka 1 što znači da je parcijalni tlak vodene pare jednak parcijalnom tlaku zasićenja za temperaturu od 30°C . Ovo vrijedi i za naredne stupnjeve kompresije i hlađenja.

$p_{2-1} = 4,02$ bar – tlak zraka na izlazu iz međuhladnjaka

Parcijalni tlak vodene pare u zraku:

$$p_{d1} = p_s = 1 \cdot 0,04241 = 0,04241 \text{ bar} \quad (187)$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka pri tlaku od 4,02 bar:

$$x_{d1} = 0,622 \frac{p_{d1}}{p_{2-1} - p_{d1}} = 0,622 \cdot \frac{0,04241}{4,02 - 0,04241} = 0,006632 \text{ kg/kg} \quad (188)$$

Odvaja se:

$$\Delta x_1 = x_d - x_{d1} = 0,01903 - 0,006632 = 0,01271 \text{ kg/kg} \quad (189)$$

$$q_{mw1} = q_{mz1} \Delta x_1 = 0,0051 \cdot 0,01271 = 6,48 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s} \quad (190)$$

Sadržaj vlage nakon drugog stupnja kompresije:

$p_{3-1} = 16,16 \text{ bar}$ – tlak zraka na izlazu iz međuhladjaka

Parcijalni tlak vodene pare u zraku:

$$p_{d2} = p_s = 1 \cdot 0,04241 = 0,04241 \text{ bar} \quad (191)$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka pri tlaku od 16,16 bar:

$$x_{d2} = 0,622 \frac{p_{d2}}{p_{3-1} - p_{d2}} = 0,622 \cdot \frac{0,04241}{16,16 - 0,04241} = 0,001636 \text{ kg/kg} \quad (192)$$

Odvaja se:

$$\Delta x_2 = x_{d1} - x_{d2} = 0,006632 - 0,001636 = 0,004996 \text{ kg/kg} \quad (193)$$

$$q_{mw2} = q_{mz1} \Delta x_2 = 0,0051 \cdot 0,004996 = 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s} \quad (194)$$

Sadržaj vlage nakon trećeg stupnja kompresije:

$p_{4-1} = 65$ bar – tlak zraka na izlazu iz međuhladnjaka

Parcijalni tlak vodene pare u zraku:

$$p_{d3} = p_s = 1 \cdot 0,04241 = 0,04241 \text{ bar} \quad (195)$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka pri tlaku od 65 bar:

$$x_{d3} = 0,622 \frac{p_{d3}}{p_{4-1} - p_{d3}} = 0,622 \cdot \frac{0,04241}{65 - 0,04241} = 0,000406 \text{ kg/kg} \quad (196)$$

Odvaja se:

$$\Delta x_3 = x_{d2} - x_{d3} = 0,001636 - 0,000406 = 0,000123 \text{ kg/kg} \quad (197)$$

$$q_{mw3} = q_{mz1} \Delta x_3 = 0,0051 \cdot 0,000123 = 6,27 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s} \quad (198)$$

Sadržaj vlage nakon četvrtog stupnja kompresije:

$p_4 = 200,25$ bar – tlak zraka na izlazu iz međuhladnjaka

Parcijalni tlak vodene pare u zraku:

$$p_{d4} = p_s = 1 \cdot 0,04241 = 0,04241 \text{ bar} \quad (199)$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka pri tlaku od 200,25 bar:

$$x_{d4} = 0,622 \frac{p_{d4}}{p_4 - p_{d4}} = 0,622 \cdot \frac{0,04241}{200,25 - 0,04241} = 0,000132 \text{ kg/kg} \quad (200)$$

Odvaja se:

$$\Delta x_4 = x_{d3} - x_{d4} = 0,000406 - 0,000132 = 0,000274 \text{ kg/kg} \quad (201)$$

$$q_{mw4} = q_{mz1} \Delta x_4 = 0,0051 \cdot 0,000274 = 1,39 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s} \quad (202)$$

Ostatak vlage uklanja se pomoću adsorbera:

$$q_{ma} = q_{mw} - q_{mw1} - q_{mw2} - q_{mw3} - q_{mw4} \quad (203)$$

$$q_{ma} = 9,7 \cdot 10^{-5} - 6,48 \cdot 10^{-5} - 2,55 \cdot 10^{-5} - 6,27 \cdot 10^{-7} - 1,39 \cdot 10^{-6} = 4,68 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$$

3.2.2.2. Sušenje u adsorberu

Za punjenje adsorbera je odabran silikagel.

$x = 0,35 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$ – adsorpcijska moć prema [7]

$t = 8 \text{ h}$ – vrijeme rada prije desorpcije

Minimalna masa silikagela u adsorberu:

$$m_s = \frac{q_{ma} t}{x} = \frac{4,68 \cdot 10^{-6} \cdot 8 \cdot 3600}{0,35} = 0,385 \text{ kg} \quad (204)$$

Dobivena masa je predviđena za punjenje jednog adsorbera. Kako se radi o fizičkoj adsorpciji postoji mogućnost desorpcije odnosno regeneracije vrućim zrakom zbog čega je predviđen još jedan adsorber koji je u fazi regeneracije dok drugi radi.

3.3. Sigurnosni ventili

3.3.1. Ventil na strani tlaka 200 bar

$p_1 = 200$ bar – tlak visokotlačne struje

$p_a = 1$ bar – atmosferski tlak

$\kappa_1 = 1,678$ – izentropski eksponent za zrak pri 30°C i 200 bar

$v_1 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ m³/kg – specifični volumen zraka pri 30°C i 200 bar

$\alpha_n = 0,082$ – koeficijent protoka

$$\left(\frac{2}{\kappa_1+1}\right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1-1}} = \left(\frac{2}{1,678+1}\right)^{\frac{1,678}{1,678-1}} = 0,4855 \quad (205)$$

$$\left(\frac{p_a}{p_1} = \frac{1}{200} = 0,005\right) < 0,4855 \quad (206)$$

Strujanje je natkritično jer je omjer tlakova iza i ispred ventila (0,005) manji od 0,4855 pri čemu je funkcija istjecanja jednaka:

$$\psi_1 = \sqrt{\frac{\kappa_1}{\kappa_1+1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_1+1}\right)^{\frac{1}{\kappa_1-1}}} = \sqrt{\frac{1,678}{1,678+1} \cdot \left(\frac{2}{1,678+1}\right)^{\frac{1}{1,678-1}}} = 0,638 \quad (207)$$

Najuži presjek za strujanje:

$$A_{01} = \frac{q_{mz2}}{\psi_1 \alpha_n \sqrt{\frac{2p_1}{v_1}}} = \frac{0,0306}{0,638 \cdot 0,082 \sqrt{\frac{2 \cdot 200 \cdot 10^5}{4,5 \cdot 10^{-3}}}} = 6,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 6,2 \text{ mm}^2 \quad (208)$$

Odabran je ventil proizvođača Seetru Limited model GA550 slijedećih karakteristika:

$p_{p1\min} = 70$ bar – minimalni tlak

$p_{p1\max} = 449$ bar – maksimalni tlak

$A_{v1} = 10,92$ mm² – prostrujna površina

$\alpha_{v1} = 0,082$ – koeficijent protoka

3.3.2. Ventil na strani tlaka 65 bar

$p_m = 65$ bar – tlak srednjetačne struje

$p_a = 1$ bar – atmosferski tlak

$\kappa_2 = 1,509$ – izentropski eksponent za zrak pri 30°C i 65 bar

$v_2 = 0,0133$ m³/kg – specifični volumen zraka pri 30°C i 65 bar

$\alpha_n = 0,54$ – koeficijent protoka

$$\left(\frac{2}{\kappa_2+1}\right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2-1}} = \left(\frac{2}{1,509+1}\right)^{\frac{1,509}{1,509-1}} = 0,51 \quad (209)$$

$$\left(\frac{p_a}{p_m} = \frac{1}{65} = 0,015\right) < 0,51 \quad (210)$$

Strujanje je natkritično jer je omjer tlakova iza i ispred ventila (0,015) manji od 0,51 pri čemu je funkcija istjecanja jednaka:

$$\psi_2 = \sqrt{\frac{\kappa_2}{\kappa_2+1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_2+1}\right)^{\frac{1}{\kappa_2-1}}} = \sqrt{\frac{1,509}{1,509+1} \cdot \left(\frac{2}{1,509+1}\right)^{\frac{1}{1,509-1}}} = 0,62 \quad (211)$$

Najuži presjek za strujanje:

$$A_{02} = \frac{q_{mz2}}{\psi_2 \alpha_n \sqrt{\frac{2p_m}{v_2}}} = \frac{0,0306}{0,62 \cdot 0,54 \sqrt{\frac{2 \cdot 65 \cdot 10^5}{0,0133}}} = 2,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 2,92 \text{ mm}^2 \quad (212)$$

Odabran je ventil proizvođača Seetru Limited model GA311 sljedećih karakteristika:

$p_{p2min} = 21,6$ bar – minimalni tlak

$p_{p2max} = 135,5$ bar – maksimalni tlak

$A_{v2} = 8$ mm² – prostrujna površina

$\alpha_{v2} = 0,54$ – koeficijent protoka

3.4. Prigušni ventili

U nastavku je proračun površine za strujanje zraka pri prigušivanju u stacionarnom radu. Dobivena površina je približna jer je koeficijent protoka procijenjen. To ne predstavlja problem jer će se nakon puštanja u rad prigušni ventil po potrebi pritvoriti ili otvoriti da se postigne željeni tlak.

3.4.1. Prigušenje sa p_2 na p_m

$\kappa_{p1} = 2,217$ – izentropski eksponent za zrak pri -126 °C i 200 bar

$v_{p1} = 1,57 \cdot 10^{-3}$ m³/kg – specifični volumen zraka pri -126 °C i 200 bar

$\alpha_n = 0,8$ – koeficijent protoka

$$\left(\frac{2}{\kappa_{p1}+1}\right)^{\frac{\kappa_{p1}}{\kappa_{p1}-1}} = \left(\frac{2}{2,217+1}\right)^{\frac{2,217}{2,217-1}} = 0,42 \quad (213)$$

$$\left(\frac{p_m}{p_2} = \frac{65}{200} = 0,325\right) < 0,42 \quad (214)$$

Strujanje je natkritično jer je omjer tlakova iza i ispred ventila (0,325) manji od 0,42 pri čemu je funkcija istjecanja jednaka:

$$\psi_{p1} = \sqrt{\frac{\kappa_{p1}}{\kappa_{p1}+1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{p1}+1}\right)^{\frac{1}{\kappa_{p1}-1}}} = \sqrt{\frac{2,217}{2,217+1} \cdot \left(\frac{2}{2,217+1}\right)^{\frac{1}{2,217-1}}} = 0,683 \quad (215)$$

Najuži presjek za strujanje:

$$A_{0p1} = \frac{q_{mz2}}{\psi_{p1} \alpha_n \sqrt{\frac{2p_1}{v_{p1}}}} = \frac{0,0306}{0,683 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 200 \cdot 10^5}{1,57 \cdot 10^{-3}}}} = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 = 0,35 \text{ mm}^2 \quad (216)$$

3.4.2. Prigušenje sa p_m na p_4

$p_4 = 1,5$ bar – tlak na izlazu iz drugog prigušnog ventila

$\kappa_{p2} = 4,156$ – izentropski eksponent za zrak pri $-133,86$ °C i 65 bar

$v_{p2} = 2,03 \cdot 10^{-3}$ m³/kg – specifični volumen zraka pri $-133,86$ °C i 65 bar

$\alpha_n = 0,8$ – koeficijent protoka

$$\left(\frac{2}{\kappa_{p2}+1}\right)^{\frac{\kappa_{p2}}{\kappa_{p2}-1}} = \left(\frac{2}{4,156+1}\right)^{\frac{4,156}{4,156-1}} = 0,287 \quad (217)$$

$$\left(\frac{p_4}{p_2} = \frac{1,5}{65} = 0,023\right) < 0,287 \quad (218)$$

Strujanje je natkritično jer je omjer tlakova iza i ispred ventila (0,023) manji od 0,287 pri čemu je funkcija istjecanja jednaka:

$$\psi_{p2} = \sqrt{\frac{\kappa_{p2}}{\kappa_{p2}+1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{p2}+1}\right)^{\frac{1}{\kappa_{p2}-1}}} = \sqrt{\frac{4,156}{4,156+1} \cdot \left(\frac{2}{4,156+1}\right)^{\frac{1}{4,156-1}}} = 0,773 \quad (219)$$

Najuži presjek za strujanje:

$$A_{0p2} = \frac{q_{mz1}}{\psi_{p2} \alpha_n \sqrt{\frac{2p_m}{v_{p2}}}} = \frac{0,0051}{0,773 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 65 \cdot 10^5}{2,03 \cdot 10^{-3}}}} = 1,03 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 = 0,103 \text{ mm}^2 \quad (220)$$

4. PRORAČUN ČVRSTOĆE

4.1. Odabir materijala

Pri odabiru materijala za rad na kriogenim temperaturama potrebno je obratiti pažnju na žilavost odnosno udarni rad loma koji mora biti veći od 27 J pri najnižoj temperaturi koja se može pojaviti u radu aparata. Za te primjene su najpogodniji aluminij i austenitni nehrđajući čelici. Za sve dijelove ovog uređaja koji su pod tlakom odabran je austenitni nehrđajući čelik sa smanjenim sadržajem ugljika AISI 304L (W.Nr. 1.4306) koji ima izvrsnu žilavost pri niskim temperaturama, a uz to je i dobro zavarljiv. Kako čelici pokazuju porast čvrstoće sa padom temperature dozvoljena naprezanja su određena za sobnu temperaturu.

Mehanička svojstva materijala prema [8]:

$KV=70$ J – udarni rad loma pri -195 °C izmjeren na uzorku sa „V“ zarezom

$R_{p1.0} = 230$ N/mm² – konvencionalna granica razvlačenja na sobnoj temperaturi

$R_m = 590$ N/mm² – vlačna čvrstoća na sobnoj temperaturi

Proračunska čvrstoća:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p1.0}}{1,2}, \frac{R_m}{3}\right) = \min\left(\frac{230}{1,2}, \frac{590}{3}\right) = \min(191,67, 196,67) = 191,67 \text{ N/mm}^2 \quad (221)$$

Što je jednako i čvrstoći pri sobnoj temperaturi f_a .

Ispitna čvrstoća:

$$f_{\text{test}} = \frac{R_{p1.0}}{1,05} = \frac{230}{1,05} = 219 \text{ N/mm}^2 \quad (222)$$

4.2. Ispitni tlakovi

4.2.1. Ispitni tlak za visokotlačne dijelove

$PS_1 = 200$ bar – najveći tlak koji se može pojaviti u toku rada

$P_{d1} = 205$ bar – proračunski tlak

$$P_{\text{test1}} = 1,43P_{d1} = 1,43 \cdot 205 = 295 \text{ bar} \quad (223)$$

4.2.2. Ispitni tlak za srednjetačne dijelove

$PS_2 = 65$ bar – najveći tlak koji se može pojaviti u toku rada

$P_{d2} = 70$ bar – proračunski tlak

$$P_{\text{test2}} = 1,43P_{d2} = 1,43 \cdot 70 = 100 \text{ bar} \quad (224)$$

4.2.3. Ispitni tlak za niskotlačne dijelove

$PS_3 = 1,5$ bar – najveći tlak koji se može pojaviti u toku rada

$P_{d3} = 2$ bar – proračunski tlak

$$P_{\text{test3}} = 1,43P_{d3} = 1,43 \cdot 2 = 3 \text{ bar} \quad (225)$$

4.3. Debljine stijenki cijevi

U ovome dijelu proračuna je napravljena provjera debljina stijenki ranije odabranih cijevi.

4.3.1. Visokotlačni dio

$d_1 = 4$ mm – vanjski promjer cijevi

$s_1 = 1$ mm – debljina stijenke cijevi

$c_1 = 0,1 \cdot s_1 = 0,1$ mm – tolerancija debljine stijenke

$c_2 = 0$ – dodatak za koroziju

$v_1 = 1$ – koeficijent zavora

Provjera naprezanja pri djelovanju unutrašnjeg tlaka prema normi HRN M.E2.261 koja vrijedi za debelostjene cijevi:

Na unutrašnjoj površini pri proračunskom tlaku:

$$\sigma_{vu1} = \frac{P_{d1}(d_1 + s_1 - c_1)}{23(s_1 - c_1)} = \frac{205 \cdot (4 + 1 - 0,1)}{23 \cdot (1 - 0,1)} = 48,52 \text{ N/mm}^2 \quad (226)$$

Na vanjskoj površini pri proračunskom tlaku:

$$\sigma_{vs1} = \frac{P_{d1}(d_1 - 3(s_1 - c_1))}{23(s_1 - c_1)} = \frac{205 \cdot (4 - 3(1 - 0,1))}{23 \cdot (1 - 0,1)} = 12,87 \text{ N/mm}^2 \quad (227)$$

Stvarna naprezanja su manja od proračunske čvrstoće.

Na unutrašnjoj površini pri ispitnom tlaku:

$$\sigma_{vu1test} = \frac{P_{test1}(d_1 + s_1 - c_1)}{23(s_1 - c_1)} = \frac{295 \cdot (4 + 1 - 0,1)}{23 \cdot (1 - 0,1)} = 69,83 \text{ N/mm}^2 \quad (228)$$

Na vanjskoj površini pri ispitnom tlaku:

$$\sigma_{vs1test} = \frac{P_{test1}(d_1 - 3(s_1 - c_1))}{23(s_1 - c_1)} = \frac{295 \cdot (4 - 3(1 - 0,1))}{23 \cdot (1 - 0,1)} = 18,53 \text{ N/mm}^2 \quad (229)$$

Naprezanja pri ispitnom tlaku su manja od ispitne čvrstoće.

Tlak pri kojem dolazi do elastičnog ulubljenja u slučaju da vlada samo tlak s vanjske strane cijevi prema normi HRN M.E2.254

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$ – Youngov modul elastičnosti za čelik

$\nu_p = 0,3$ – Poissonov koeficijent za čelik

$S_K = 3$ – faktor sigurnosti

$$p_u = \frac{20E}{S_K(1 - \nu_p^2)} \left(\frac{s_1 - c_1 - c_2}{d_1} \right)^3 = \frac{20 \cdot 210000}{3 \cdot (1 - 0,3^2)} \left(\frac{1 - 0,1 - 0}{4} \right)^3 = 17524 \text{ bar} \quad (230)$$

Dobiveni tlak je manji od $P_{\text{test}2}$, a dobivena naprezanja su također manja od dozvoljenih što znači da je odabrana debljina stijenke dovoljna.

4.3.2. Srednjetačni dio

Proračun prema normi HRN M.E2.253

$d_2 = 25 \text{ mm}$ – vanjski promjer cijevi

$s_2 = 1,5 \text{ mm}$ – debljina stijenke cijevi

$c_1 = 0,25 \text{ mm}$ – tolerancija debljine stijenke

$c_2 = 0$ – dodatak za koroziju

$\nu_2 = 0,85$ – koeficijent zavora

Uvjet za primjenu norme je ispunjen:

$$\frac{d_2}{d_2 - 2s_2} = \frac{25}{25 - 2 \cdot 1,5} = 1,13 < 1,2 \quad (231)$$

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{2\text{min}} = \frac{d_2 P_{d2}}{20 f_d \nu_2 + P_{d2}} + c_1 + c_2 = \frac{25 \cdot 70}{20 \cdot 191,67 \cdot 0,85 + 70} + 0,25 + 0 = 0,77 \text{ mm} \quad (232)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{2\text{test}} = \frac{d_2 P_{\text{test}2}}{20 f_{\text{test}} v_2 + P_{\text{test}2}} + c_1 + c_2 = \frac{25 \cdot 100}{20 \cdot 219 \cdot 0,85 + 100} + 0,25 + 0 = 0,9 \text{ mm} \quad (233)$$

Odabrana debljina stijenke zadovoljava.

4.3.3. Niskotlačni dio

Proračun prema normi HRN M.E2.253

$d_3 = 30 \text{ mm}$ – vanjski promjer cijevi

$s_3 = 1 \text{ mm}$ – debljina stijenke cijevi

$c_1 = 0,25 \text{ mm}$ – tolerancija debljine stijenke

$c_2 = 0$ – dodatak za koroziju

$v_3 = 0,85$ – koeficijent zavara

Uvjet za primjenu norme je ispunjen:

$$\frac{d_3}{d_3 - 2s_3} = \frac{30}{30 - 2 \cdot 1} = 1,07 < 1,2 \quad (234)$$

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{3\text{min}} = \frac{d_3 P_{d3}}{20 f_d v_3 + P_{d3}} + c_1 + c_2 = \frac{30 \cdot 2}{20 \cdot 191,67 \cdot 0,85 + 2} + 0,25 + 0 = 0,27 \text{ mm} \quad (235)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{3\text{test}} = \frac{d_3 P_{\text{test}3}}{20 f_{\text{test}} v_3 + P_{\text{test}3}} + c_1 + c_2 = \frac{30 \cdot 3}{20 \cdot 219 \cdot 0,85 + 3} + 0,25 + 0 = 0,27 \text{ mm} \quad (236)$$

Odabrana debljina stijenke zadovoljava.

4.3.4. Priključak na manometar

Provjeren je priključak na manometar tlaka 200 bar koji odgovara poziciji 29.1 na crtežu broj 22-1-2017. Ostali priključci su na nižem tlaku, a priključak na kompresor visokog tlaka je iste debljine stijenke, ali manjeg promjera tako da nije provjeravan.

Provjera naprezanja prema normi HRN M.E2.261 koja vrijedi za debelostjene cijevi.

$d_4 = 17,2$ mm – vanjski promjer cijevi

$s_4 = 2,3$ mm – debljina stijenke cijevi

$c_1 = 0,125 \cdot s_4 = 0,125 \cdot 2,3 = 0,3$ mm – tolerancija debljine stijenke

$c_2 = 0$ – dodatak za koroziju

$v_4 = 0,85$ – koeficijent zavora

Na unutrašnjoj površini pri proračunskom tlaku:

$$\sigma_{vu4} = \frac{PS_{dl}(d_4 + s_4 - c_1)}{23(s_4 - c_1)} = \frac{205 \cdot (17,2 + 2,3 - 0,3)}{23 \cdot (2,3 - 0,3)} = 85,56 \text{ N/mm}^2 \quad (237)$$

Na vanjskoj površini pri proračunskom tlaku:

$$\sigma_{vs4} = \frac{P_{dl}(d_4 - 3(s_4 - c_4))}{23(s_4 - c_4)} = \frac{205 \cdot (17,2 - 3(2,3 - 0,3))}{23 \cdot (2,3 - 0,3)} = 49,91 \text{ N/mm}^2 \quad (238)$$

Stvarna naprezanja su manja od proračunske čvrstoće.

Na unutrašnjoj površini pri ispitnom tlaku:

$$\sigma_{vultest} = \frac{P_{test1}(d_4 + s_4 - c_1)}{23(s_4 - c_1)} = \frac{295 \cdot (17,2 + 2,3 - 0,3)}{23 \cdot (2,3 - 0,3)} = 123,13 \text{ N/mm}^2 \quad (239)$$

Na vanjskoj površini:

$$\sigma_{vsltest} = \frac{P_{test1}(d_4 - 3(s_4 - c_4))}{23(s_4 - c_4)} = \frac{295 \cdot (17,2 - 3(2,3 - 0,3))}{23 \cdot (2,3 - 0,3)} = 71,83 \text{ N/mm}^2 \quad (240)$$

Naprezanja pri ispitnom tlaku su manja od ispitne čvrstoće.

4.4. Proračun izreza na elementima komore

4.4.1. Visokotlačni dio

Komore koje dolaze na krajeve spiralnog snopa su izrađene od cijevi DN32x4,5. Na njima su izrezi za $\Phi 13,5$ odnosno $\Phi 10$ priključke koji su spojeni na kompresor kod gornje komore i prigušni ventil i separator pare kod donje komore. Izrezi su proračunati prema HRN M.E2.256. pri čemu je provjeren samo veći izrez.

$d_{vp} = 13,5$ mm – vanjski promjer priključka

$s_p = 2$ mm – debljina stijenke priključka

$d_{up} = d_{vp} - 2 \cdot s_p = 13,5 - 2 \cdot 2 = 9,5$ mm – unutrašnji promjer priključka

$c_{1p} = 0,125 \cdot s_p = 0,125 \cdot 2 = 0,25$ mm – tolerancija debljine stijenke

$c_{2p} = 0$ – dodatak za koroziju

$d_{vk} = 42,4$ mm – vanjski promjer DN32 komore

$s_k = 4,5$ mm – debljina stijenke komore

$d_{uk} = d_{vk} - 2 \cdot s_k = 42,4 - 2 \cdot 4,5 = 33,4$ mm – unutrašnji promjer DN32 komore

$c_{1k} = 0,125 \cdot s_p = 0,125 \cdot 4,5 = 0,56$ mm – tolerancija debljine stijenke

$c_{2k} = 0$ – dodatak za koroziju

Odnos debljina:

$$\frac{s_p - c_{1p} - c_{2p}}{s_k - c_{1k} - c_{2k}} = \frac{2 - 0,25 - 0}{4,5 - 0,56 - 0} = 0,44 \quad (241)$$

$$\frac{d_{up}}{\sqrt{(d_{uk} + s_k - c_{1k} - c_{2k}) \cdot (s_k - c_{1k} - c_{2k})}} = \frac{9,5}{\sqrt{(33,4 + 4,5 - 0,56 - 0) \cdot (4,5 - 0,56 - 0)}} = 0,78 \quad (242)$$

Iz dijagrama u normi je očitao koeficijent oslabljenja $v_{v1} = 0,76$

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{kvmin} = \frac{d_{vk} P_{d1}}{20 f_d v_{v1} + P_{d1}} + c_{1k} + c_{2k} = \frac{42,4 \cdot 205}{20 \cdot 191,67 \cdot 0,76 + 205} + 0,56 + 0 = 3,35 \text{ mm} \quad (243)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{kvtest} = \frac{d_3 P_{test1}}{20 f_{test} v_{v1} + P_{test1}} + c_{1k} + c_{2k} = \frac{42,4 \cdot 295}{20 \cdot 219 \cdot 0,76 + 295} + 0,56 + 0 = 4,01 \text{ mm} \quad (244)$$

Odabrana debljina stijenke zadovoljava.

4.4.2. Srednjetlačni dio

$d_{vp} = 13,5 \text{ mm}$ – vanjski promjer priključka

$s_p = 2 \text{ mm}$ – debljina stijenke priključka

$d_{up} = d_{vp} - 2 \cdot s_p = 13,5 - 2 \cdot 2 = 9,5 \text{ mm}$ – unutrašnji promjer priključka

$c_{1p} = 0,125 \cdot s_p = 0,125 \cdot 2 = 0,25 \text{ mm}$ – tolerancija debljine stijenke

$c_{2p} = 0$ – dodatak za koroziju

$d_{vk} = 42,4 \text{ mm}$ – vanjski promjer DN32 komore

$s_k = 2,9 \text{ mm}$ – debljina stijenke komore

$d_{uk} = d_{vk} - 2 \cdot s_k = 42,4 - 2 \cdot 2,9 = 36,6 \text{ mm}$ – unutrašnji promjer DN32 komore

$c_{1k} = 0,125 \cdot s_k = 0,125 \cdot 2,9 = 0,36 \text{ mm}$ – tolerancija debljine stijenke

$c_{2k} = 0$ – dodatak za koroziju

$$\frac{s_p - c_{1p} - c_{2p}}{s_k - c_{1k} - c_{2k}} = \frac{2 - 0,25 - 0}{2,9 - 0,36 - 0} = 0,68 \quad (245)$$

$$\frac{d_{up}}{\sqrt{(d_{uk} + s_k - c_{1k} - c_{2k}) \cdot (s_k - c_{1k} - c_{2k})}} = \frac{9,5}{\sqrt{(36,6 + 2,9 - 0,36 - 0) \cdot (2,9 - 0,36 - 0)}} = 0,95 \quad (246)$$

Iz dijagrama u normi je očitana koeficijent oslabljenja $v_{v2} = 0,8$

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{kmmin} = \frac{d_{vk} P_{d2}}{20 f_d v_{v2} + P_{d2}} + c_{1k} + c_{2k} = \frac{42,4 \cdot 70}{20 \cdot 191,67 \cdot 0,8 + 70} + 0,36 + 0 = 1,29 \text{ mm} \quad (247)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{kmtest} = \frac{d_{vk} P_{test3}}{20 f_{test} v_{v2} + P_{test3}} + c_{1k} + c_{2k} = \frac{42,4 \cdot 100}{20 \cdot 219 \cdot 0,8 + 100} + 0,36 + 0 = 1,54 \text{ mm} \quad (248)$$

Odabrana debljina stijenke zadovoljava.

4.5. Proračun poklopca komore

Poklopac komore proračunat prema HRN M.E2.259.

$C_1 = 0,45$ – proračunski koeficijent za jednostrano zavarene ravne ploče

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{p1min} = C_1 \cdot d_{uk} \sqrt{\frac{P_{d1}}{10 f_d}} = 0,45 \cdot 33,4 \cdot \sqrt{\frac{205}{10 \cdot 191,67}} = 4,9 \text{ mm} \quad (249)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{p1test} = C_1 \cdot d_{uk} \sqrt{\frac{P_{test1}}{10 f_{test}}} = 0,45 \cdot 33,4 \cdot \sqrt{\frac{295}{10 \cdot 219}} = 5,5 \text{ mm} \quad (250)$$

Odabran je poklopac debljine 7 mm uzimajući u obzir toleranciju debljine lima od 0,4 mm.

4.6. Proračun debljine cijevne stijenke

Cijevna stijenka proračunata prema HRN M.E2.259.

$C_1 = 0,35$ – proračunski koeficijent za obostrano zavarene ravne ploče

$t_c = 7$ mm – korak cijevi

Koeficijent oslabljenja:

$$v_c = \frac{t_c - \frac{d_1}{1,2}}{t} = \frac{7 - \frac{4}{1,2}}{7} = 0,524 \quad (251)$$

Debljina stijenke pri proračunskom tlaku:

$$s_{c1min} = C_1 \cdot d_{uk} \sqrt{\frac{P_{d1}}{10f_d v_c}} = 0,35 \cdot 33,4 \cdot \sqrt{\frac{205}{10 \cdot 191,67 \cdot 0,524}} = 5,28 \text{ mm} \quad (252)$$

Debljina stijenke pri ispitnom tlaku:

$$s_{c1test} = C_1 \cdot d_{uk} \sqrt{\frac{P_{test1}}{10f_{test} v_c}} = 0,35 \cdot 33,4 \cdot \sqrt{\frac{295}{10 \cdot 219 \cdot 0,524}} = 5,93 \text{ mm} \quad (253)$$

Odabrana je cijevna stijenka debljine 10 mm jer u normi nema izraza za proračun debljine cijevne stijenke kod spiralnih izmjenjivača topline pa je korišten izraz za izmjenjivače sa „U“ cijevima čiji je model najbliži. Izraz koji se koristi za cijevne stijenke izmjenjivača sa ravnim cijevima bi dao puno manju debljinu zbog toga što se ravne cijevi smatraju ukrotom što ovdje nije slučaj jer se spiralni cijevni snop ponaša poput opruge odnosno ne doprinosi čvrstoći cijevne stijenke.

4.7. Minimalna širina zavara cijevi

Provjeren je zavar između cijevi i cijevne stijenke pri ispitnom tlaku.

Površina opterećenja za jednu cijev:

$$A_R = \frac{\pi}{4n_c} (d_{uk}^2 - n_c d_1^2) = \frac{\pi}{4 \cdot 13} (36,6^2 - 13 \cdot 4^2) = 68,36 \text{ mm}^2 \quad (254)$$

Sila na jednu cijev:

$$F_R = \frac{P_{d1} A_R}{10} = \frac{295 \cdot 68,36}{10} = 2016,6 \text{ N} \quad (255)$$

Minimalna širina zavara u presjeku opterećenom na smik:

$$q = 0,4 \frac{F_R}{d_1 f_{\text{test}}} = 0,4 \cdot \frac{2016,6}{4 \cdot 219} = 0,92 \text{ mm} \quad (256)$$

5. TEHNIČKI OPIS

5.1. Opis konstrukcije

Osnovni elementi laboratorijskog uređaja za ukapljivanje zraka su izmjenjivač topline, prigušni ventili i separator pare. Izmjenjivač topline je koaksijalnog tipa koji se sastoji od cijevnog snopa od 13 $\phi 4 \times 1$ mm cijevi koje su umetnute u veću cijev $\phi 25 \times 1,5$ mm koja se nalazi u cijevi $\phi 30 \times 1$ mm. Topli zrak iz kompresora ulazi u snop sastavljen od 13 $\phi 4 \times 1$ mm cijevi pri tlaku od 200 bar. Prolaskom kroz snop zrak se u protustruji hladi ranije prigušenim strujama zraka tlaka 65 i 1 bar. Nakon prigušivanja na tlak od 65 bar 5/6 hladnog zraka se vraća natrag u cijev $\phi 25 \times 1,5$ mm i visokotlačni kompresor, a ostatak se prigušuje na konačni tlak čime ulazi u mokro područje. Nastala mokra para tangencijalno ulazi u separator pare gdje se izdvajaju kapljice vrele kapljevine zraka, a suhozasićena para zraka se vraća natrag u cijev $\phi 30 \times 1$ mm i izlazi iz uređaja. Ukapljeni zrak izlazi iz uređaja kroz cijev $\phi 4 \times 1$ mm.

Konstrukcija se sastoji od:

- 13 cijevi $\phi 4 \times 1$ mm koje čine spiralni cijevni snop
- cijevi $\phi 25 \times 1,5$ mm
- cijevi $\phi 30 \times 1$ mm
- separatora pare od dvije podnice DN200 prema DIN 28011
- dvije komore za distribuciju zraka izrađene iz DN32 cijevi
- 3 DN8 priključka za kompresor
- 2 DN10 priključka za sigurnosne ventile
- 3 DN10 priključka za manometre
- 2 prigušna ventila za prigušivanje zraka
- 1 ventila za izlaz ukapljenog zraka
- cijevi $\phi 4 \times 1$ mm za izlaz ukapljenog zraka

5.2. Materijali

Za konstrukciju uređaja odabrani su slijedeći materijali:

- cijevi, cijevne stijenke, podnice: AISI 304L
- L-profilu za okvir izolacije: AISI 304S31
- brtve: PTFE
- izolacija: Lydall CRS Wrap, Armaflex LTD

5.3. Upute za uporabu

Uređaj je potrebno postaviti na čim hladnije mjesto kako bi se smanjio prodor topline kroz izolaciju. Nakon priključivanja na kompresor i puštanja u rad potrebno je na ručnim prigušnim ventilima podesiti radne tlakove od 200 i 65 bar. Nakon nekog vremena ovisno o temperaturi okolnog zraka i rashladne vode na priključak N9 prema crtežu 1-1-2017 počinje teći ukapljeni zrak. Proces od početka rada do početka ukapljivanja naziva se uzbuda uređaja i opisan je na str.13. Ukapljeni zrak potrebno je sakupljati u Dewarovu posudu pri čemu se dio ukapljenog zraka neizbježno gubi. Uređaj nije predviđen za trajni pogon jer bi se s vremenom na hladnim stjenkama počeo smrzavati ugljični dioksid i eventualno zaostatak vlage koji bi dodatnim toplinskim otporom smanjili iscrpak uređaja.

6. ZAKLJUČAK

Za zadane ulazne podatke projektiran je laboratorijski uređaj za ukapljivanje zraka dvostupanjskim Lindeovim postupkom. Analiza kojom su utvrđene optimalne radne točke je pokazala da u slučaju ukapljivanju zraka dvostupanjskim Lindeovim postupkom nema smisla težiti tlaku p_2 iznad 200 bar jer je ušteda u specifičnom radu kompresije zanemariva prema cijeni i složenosti uređaja za tako visoke tlakove. Analiza optimalnog međutlaka p_m pokazala je da on raste prema višim tlakovima s porastom količine zraka koji je u recirkulaciji z_2 što znači da općenito ne postoji optimum međutlaka ili količine zraka u recirkulaciji već oni ovise o izboru konstruktora. Pri izboru radnih točaka vođeno je računa o tome da se konstruira izmjenjivač topline kompaktnih dimenzija prikladan za laboratorijske prostore zbog čega se i odlučilo na koaksijalnu izvedbu.

Kod uređaja koji rade na ovako niskim temperaturama je izuzetno bitna izolacija jer toplinski tok koji ulazi kroz stranice uređaja nije zanemariv zato što može znatno utjecati na iscrpak. Gubici kroz izolaciju između ostalog ovise i o samoj površini kućišta uređaja zbog čega je iterativan proračun neizbježan. Proračun izmjenjivača topline s tri struje pokazao se dosta složenim zbog velike količine nepoznanica ako bi se težilo podjeli na segmente sa manjom promjenom temperature struje kako bi se promjena fizikalnih svojstava bolje uzela u obzir. Zbog toga je proračun pojednostavljen na način da se promatra izmjenjivač topline sa dvije struje pri čemu su struje srednjeg i niskog tlaka pomiješane što je znatno olakšalo proračun i omogućilo podjelu na segmente.

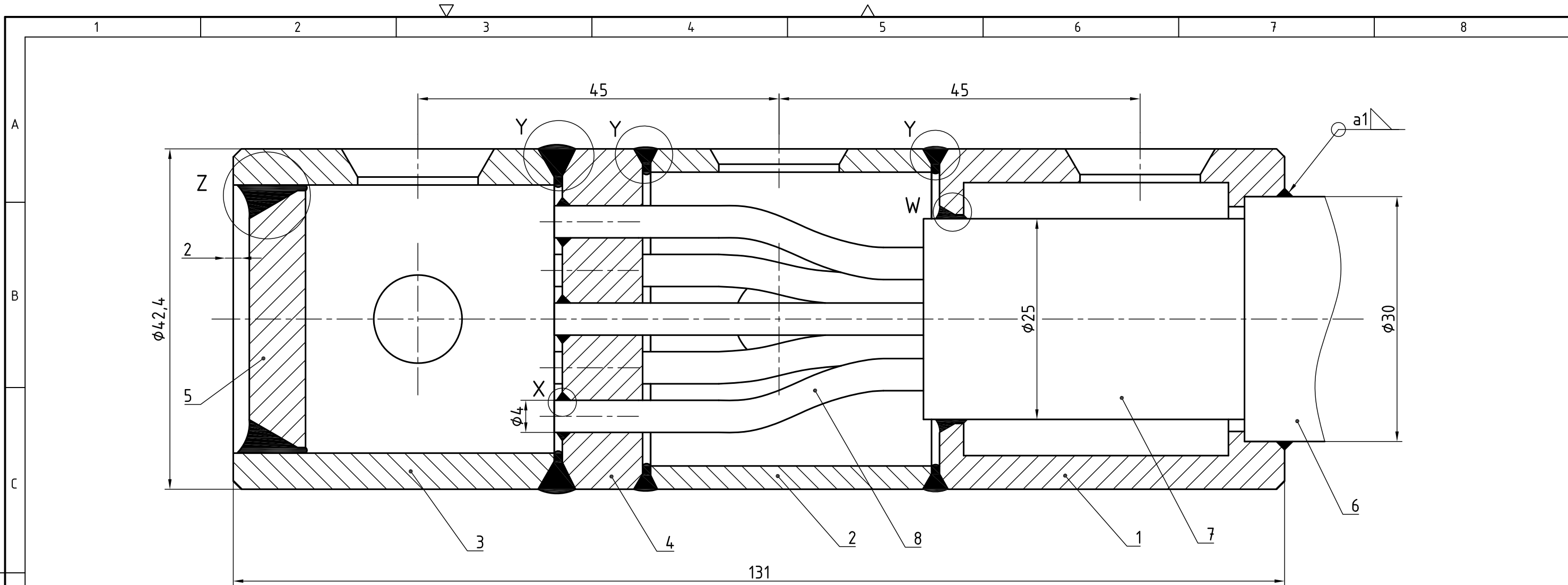
Na temelju rezultata usporedbe snage za pogon kompresora sa eksergijom može se zaključiti da ovaj postupak ukapljivanja zraka nije loš za uređaje sa malim iscrpkom, ali za proizvodnju ukapljenog zraka na industrijskoj razini bi ipak trebalo koristiti dodatno prethlađenje zraka.

LITERATURA

- [1] Gasworld (2007.) *Oxygen global market report*
<https://www.gasworld.com/oxygen-global-market-report/1277.article>
pristupljeno 26. siječnja 2017.
- [2] Bošnjaković, F. (1978.) *Nauka o toplini 1. dio*, Zagreb, Tehnička knjiga
- [3] Galović, A. (2013.) *Termodinamika 1*, Zagreb, FSB
- [4] NIST *REFPROP 8.0*
- [5] VDI (2010.) *Heat atlas*, Berlin, Springer
- [6] Andrassy, M. (2004.) *Stapni kompresori*, Zagreb, FSB
- [7] Sorbent Systems (2006.) *Desiccant Chart Comparisons*
https://www.sorbentsystems.com/desiccants_charts.html
pristupljeno 9. prosinca 2016.
- [8] NIDI *Materials for Cryogenic Service: Engineering Properties of Austenitic Stainless Steels*

7. PRILOZI

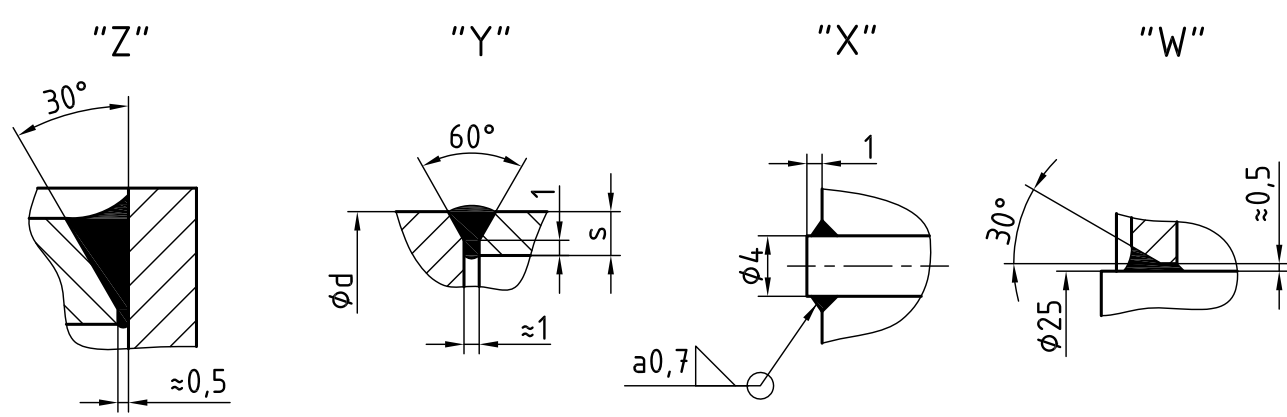
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



Raspored cijevi $\phi 4$ u skladu s 4-1-2017.

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
8	Visokotlačna spirala	13	4-1-2017	AISI 304L	$\phi 4 \times 1$ L=13,7 m	1 kg
7	Srednjetačna spirala	1	3-1-2017	AISI 304L	$\phi 25 \times 1,5$ L=13,7 m	12 kg
6	Niskotlačna spirala	1	2-1-2017	AISI 304L	$\phi 30 \times 1$ L=13,7 m	9,8 kg
5	Poklopac	1	6-2-2017	AISI 304L	$\phi 32 \times 7$	0,04 kg
4	Cijevna stijenka	1	5-2-2017	AISI 304L	$\phi 42 \times 10$	0,1 kg
3	Gornja visokotlačna komora	1	4-2-2017	AISI 304L	$\phi 42 \times 4$ L=40	0,17 kg
2	Gornja srednjetačna komora	1	3-2-2017	AISI 304L	$\phi 42,4$ L=35	0,1 kg
1	Gornja niskotlačna komora	1	2-2-2017	AISI 304L	$\phi 42$ L=43	0,19 kg

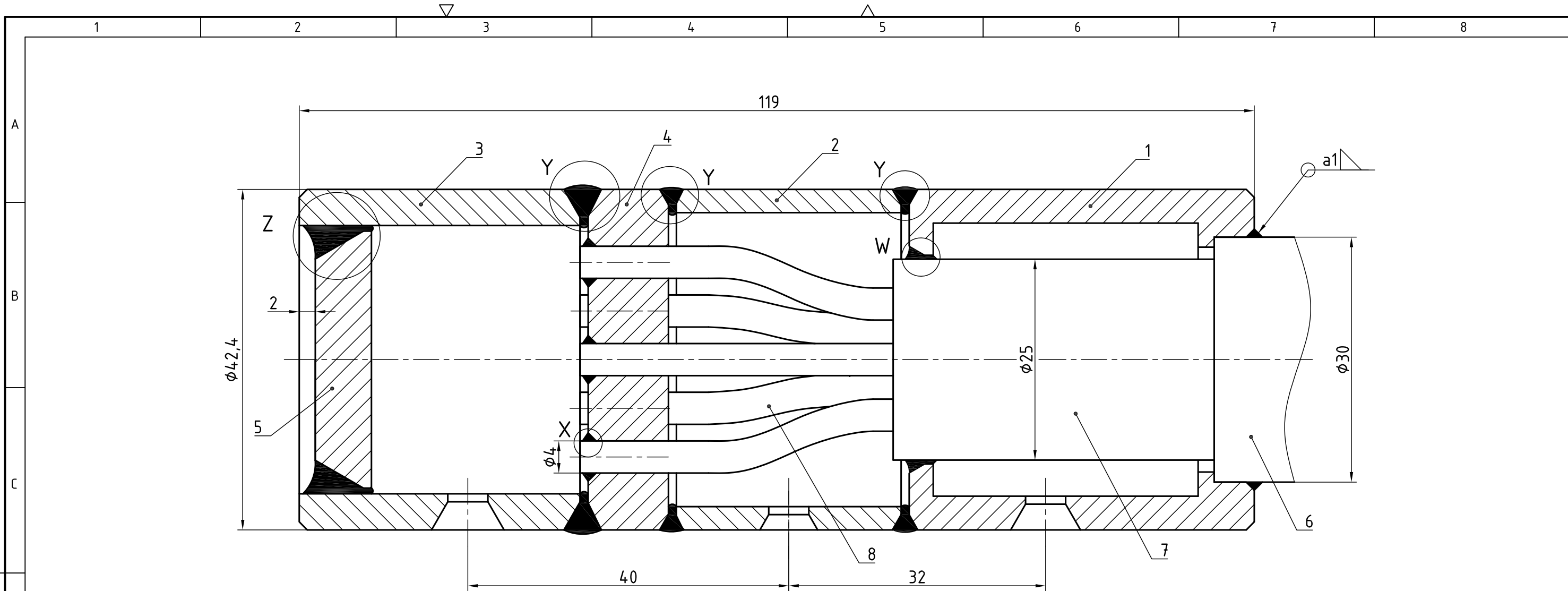
Detalji zavara M 2:1



Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	12.2016.	Tomislav Knezić	
Razradio	1.2017.	Tomislav Knezić	
Crtao	1.2017.	Tomislav Knezić	
Pregledao	2.2017.	doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	
Voditelj rada		doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
	Uređaj za ukapljivanje zraka	1-1-2017
	Napomena:	R. N. broj:
	Materijal:	Smjer: Procesno-energetski
	Masa: 0,6 kg	ZAVRŠNI RAD
	Mjerilo originala: M 2:1	Naziv: Gornja komora
		Pozicija: 12
		Crtež broj: 1-2-2017

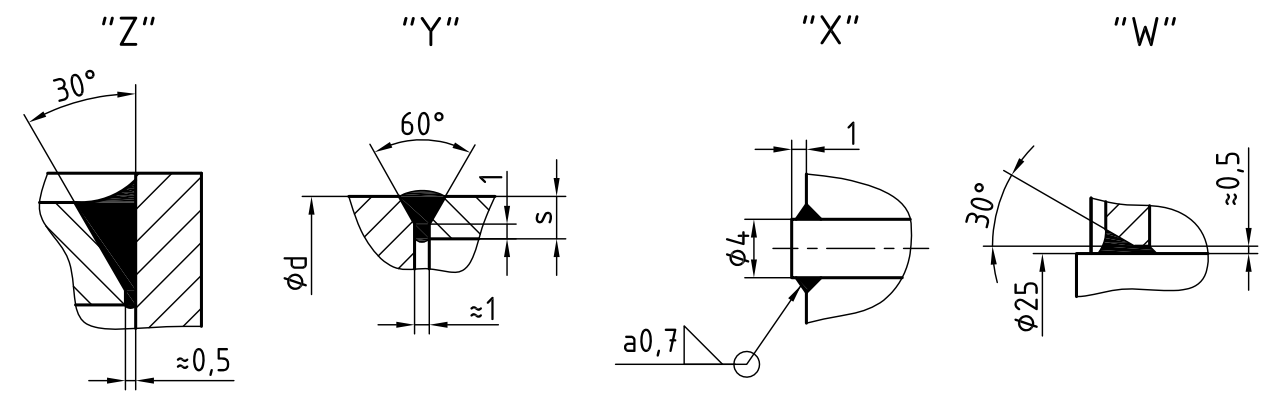




Raspored cijevi $\phi 4$ u skladu s 4-1-2017.

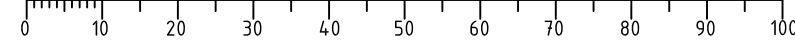
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
8	Visokotlačna spirala	13	4-1-2017	AISI 304L	$\phi 4 \times 1$ L=13,7 m	1 kg
7	Srednjetačna spirala	1	3-1-2017	AISI 304L	$\phi 25 \times 1,5$ L=13,7 m	12 kg
6	Niskotlačna spirala	1	2-1-2017	AISI 304L	$\phi 30 \times 1$ L=13,7 m	9,8 kg
5	Poklopac	1	6-2-2017	AISI 304L	$\phi 32 \times 7$	0,04 kg
4	Cijevna stijenka	1	5-2-2017	AISI 304L	$\phi 42 \times 10$	0,1 kg
3	Donja visokotlačna komora	1	4-3-2017	AISI 304L	$\phi 42 \times 4$ L=35	0,15 kg
2	Donja srednjetačna komora	1	3-3-2017	AISI 304L	$\phi 42,4$ L=28	0,09 kg
1	Donja niskotlačna komora	1	2-3-2017	AISI 304L	$\phi 42$ L=43	0,19 kg

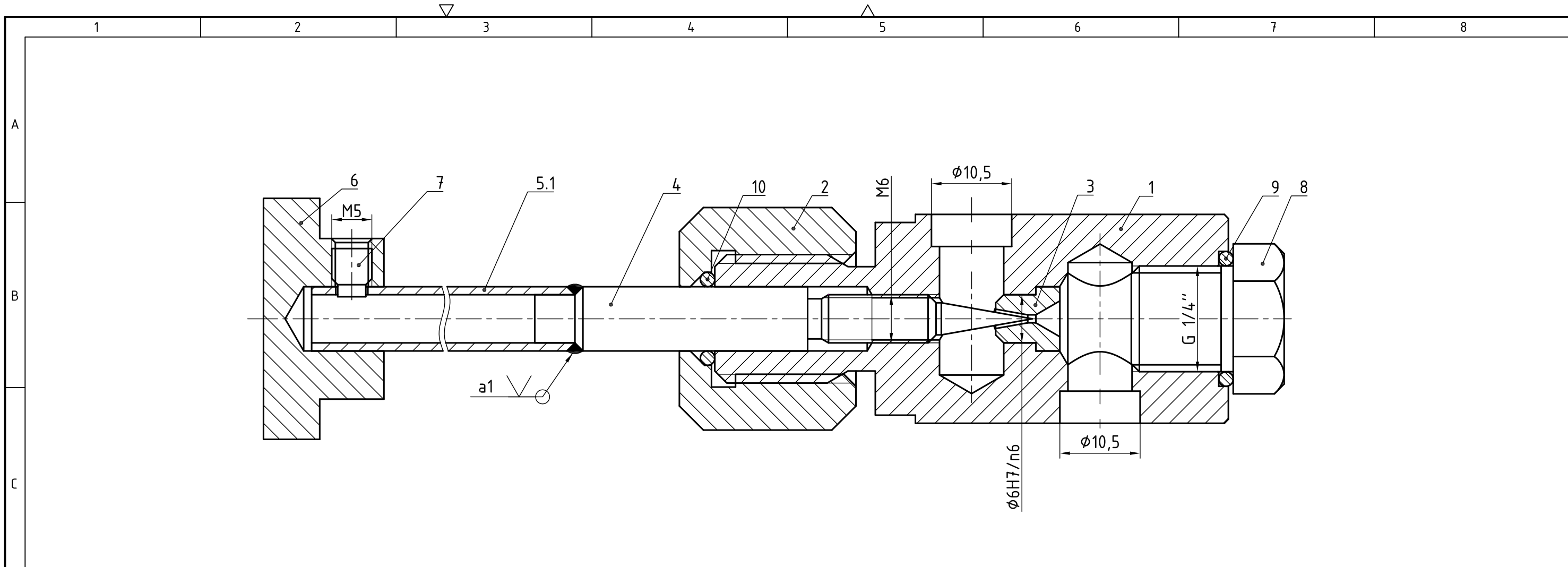
Detalji zavora M 2:1



Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	12.2016.	Tomislav Knezić	
Razradio	1.2017.	Tomislav Knezić	
Crtao	1.2017.	Tomislav Knezić	
Pregledao	2.2017.	doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	
Voditelj rada		doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	

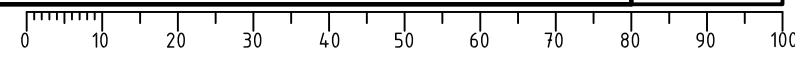
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
	Uređaj za ukapljivanje zraka	1-1-2017
	Napomena:	R. N. broj:
	Materijal:	Smjer: Procesno-energetski
	Masa: 0,57 kg	ZAVRŠNI RAD
	Mjerilo originala	Naziv: Donja komora
	M 2:1	Pozicija: 13
	Crtež broj: 1-3-2017	Format: A3
		Listova: 1
		List: 1



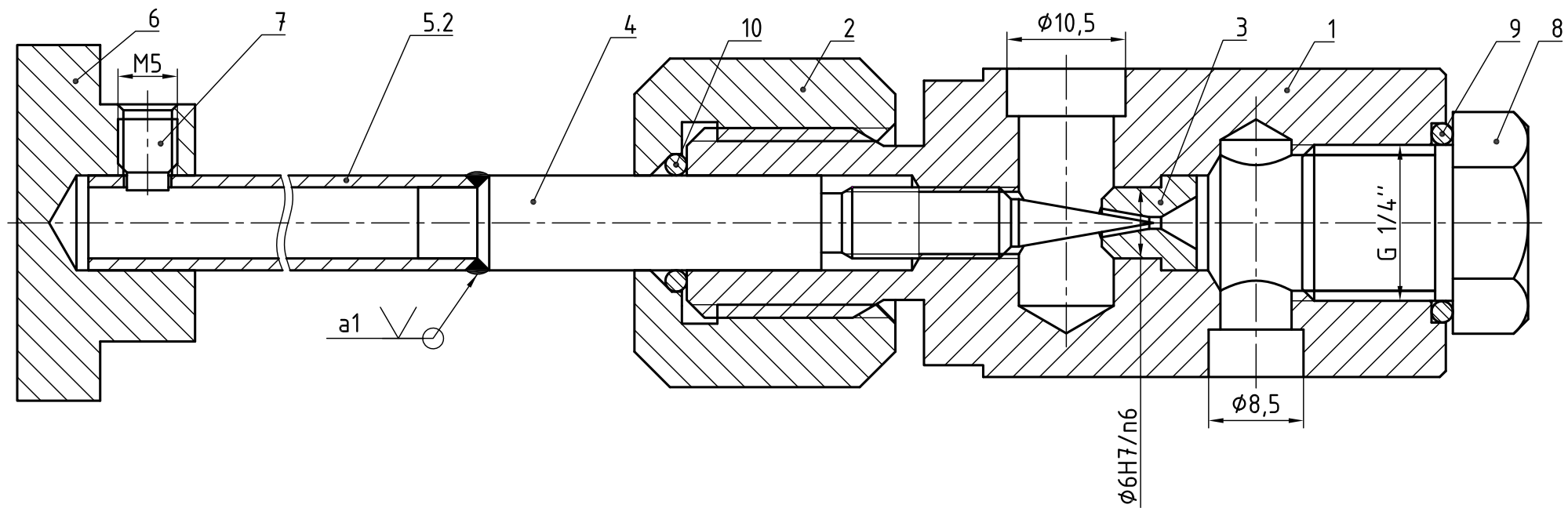


10	Brтва $\phi 13,2$	1	ISO 3601G	PTFE	$\phi 13,2 \times 1,8$	-
9	Brтва $\phi 8$	1	ISO 3601G	PTFE	$\phi 8 \times 1,8$	-
8	Čep G 1/4"	1	ASME B16.11	AISI 304L	G 1/4"	-
7	Uvrtni vijak M5	1	DIN 915	A2-70	M5 L=6	-
6	Drška ventila	1	7-4-2017	AISI 304L	$\phi 30$ L=15	-
5.1	Cijev ventila	1	6-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 1$ L=750	0,13 kg
4	Prigušna igla	1	5-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 62$	-
3	Prigušnica	1	4-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 8$	-
2	Matica M16	1	3-4-2017	AISI 304L	OK 24x22	0,08 kg
1	Tijelo prvog prigušnog ventila	1	2-4-2017	AISI 304L	$\phi 26$ L=64	0,17 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		12.2016.	Tomislav Knezić			
Razradio		1.2017.	Tomislav Knezić			
Crtao		1.2017.	Tomislav Knezić			
Pregledao						
Voditelj rada			doc.dr.sc. Nenad Ferdelji			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj: 1-1-2017		
$\phi 6H7/n6$	+0,004 -0,016	Uređaj za ukapljivanje zraka		R. N. broj:		
Napomena:		Materijal:		Masa: 0,38 kg		Kopija
				ZAVRŠNI RAD		
		Naziv:		Pozicija:		Format: A3
		Mjerilo originala		14		Listova: 1
		M 2:1		Crtež broj: 1-4-2017		List: 1

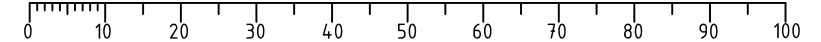


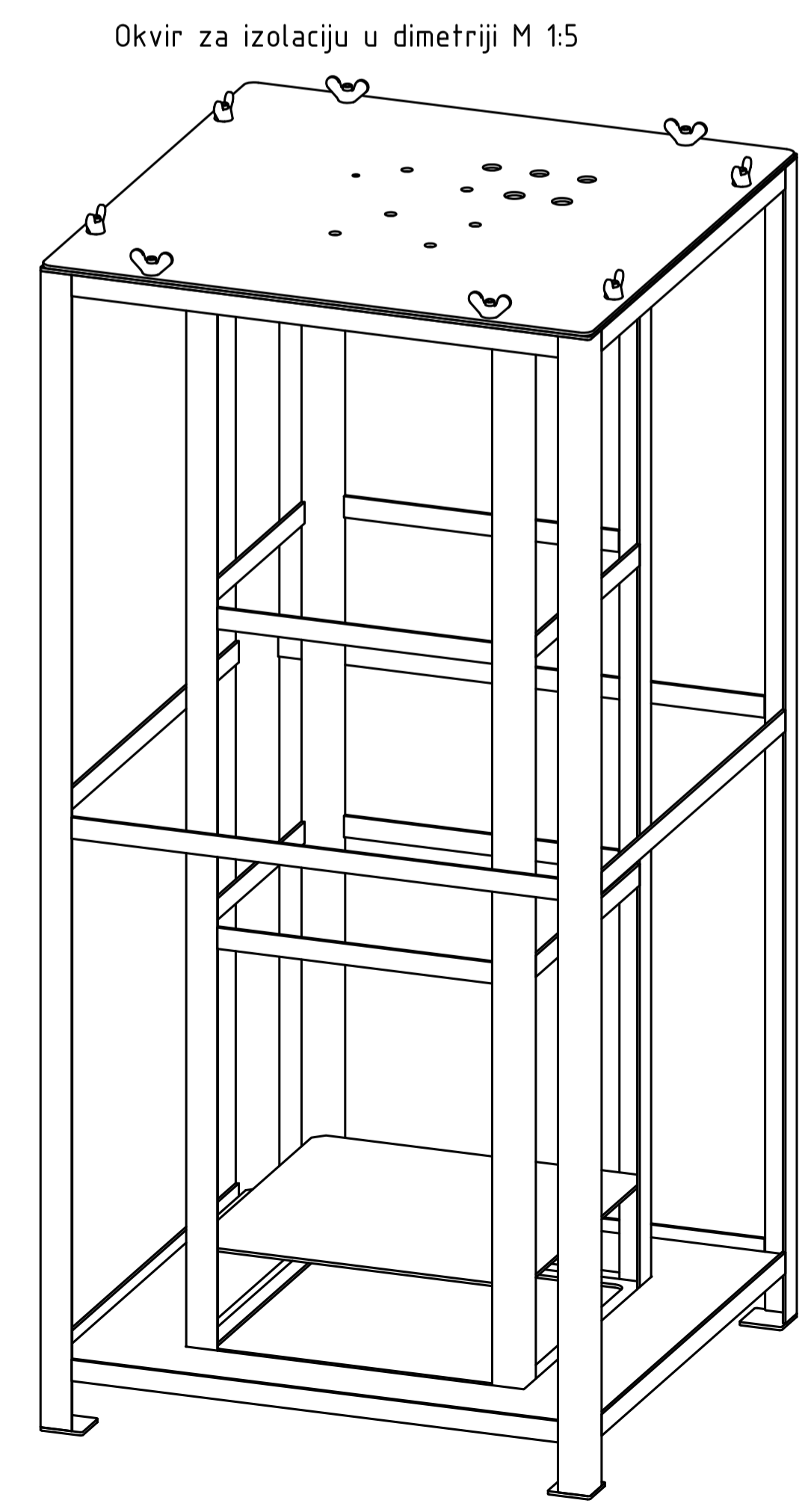
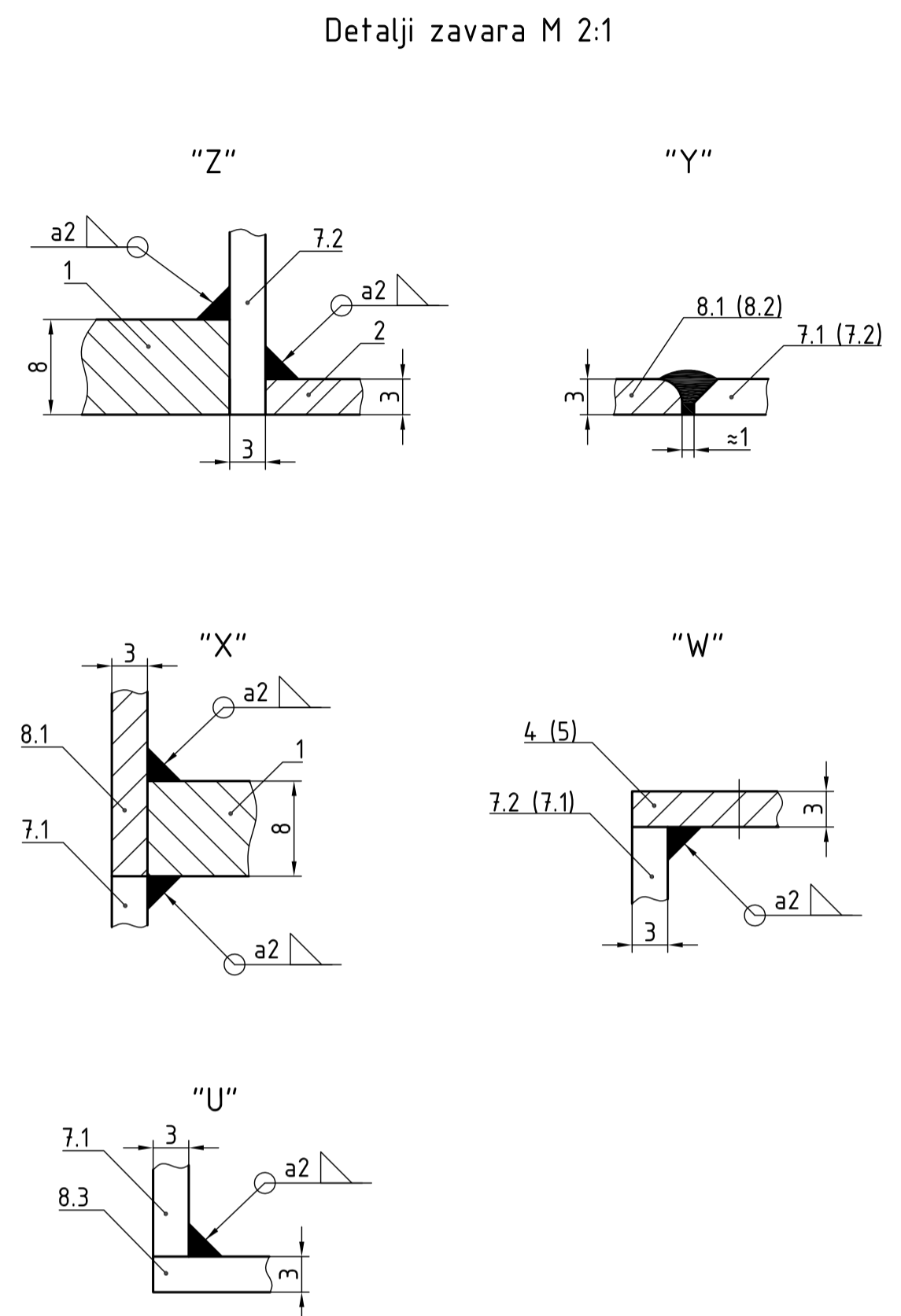
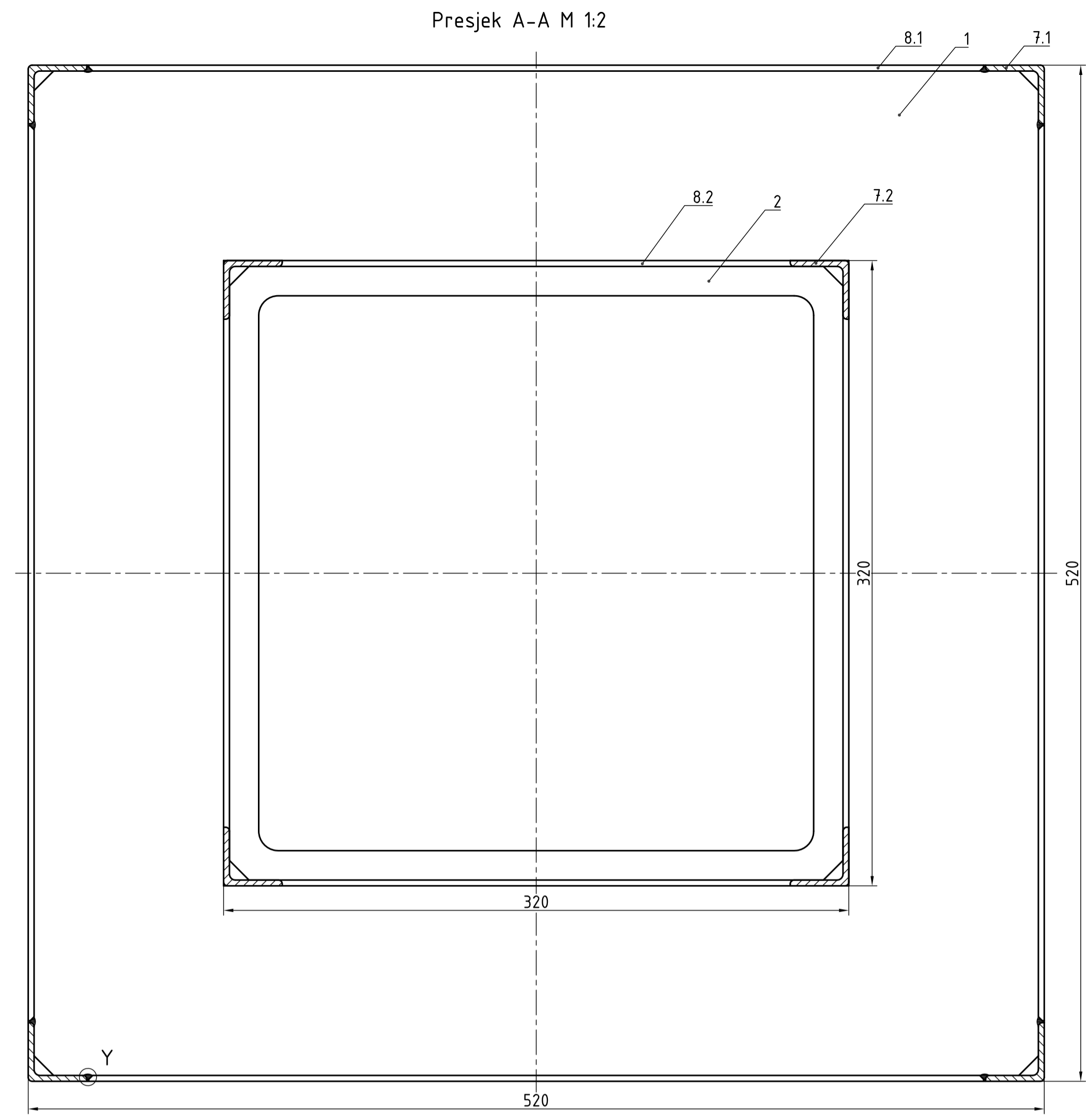
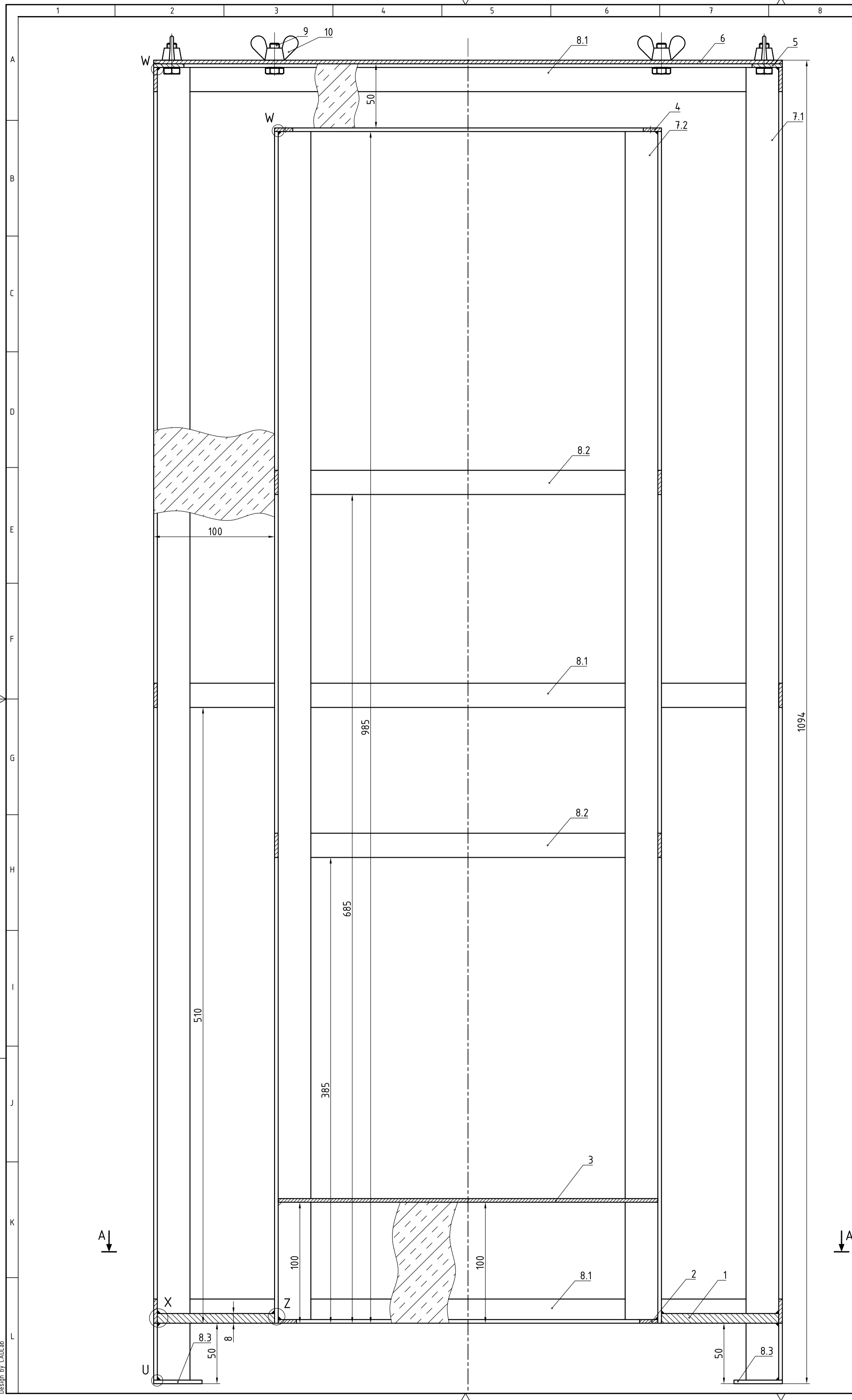
Design by CADLab



10	Brтва $\phi 13,2$	1	ISO 3601G	PTFE	$\phi 13,2 \times 1,8$	-
9	Brтва $\phi 8$	1	ISO 3601G	PTFE	$\phi 8 \times 1,8$	-
8	Čep G 1/4"	1	ASME B16.11	AISI 304L	G 1/4"	-
7	Uvrtni vijak M5	1	DIN 915	A2-70	M5 L=6	-
6	Drška ventila	1	7-4-2017	AISI 304L	$\phi 30$ L=15	-
5.2	Cijev ventila	1	6-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 1$ L=733	0,13 kg
4	Prigušna igla	1	5-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 62$	-
3	Prigušnica	1	4-4-2017	AISI 304L	$\phi 8 \times 8$	-
2	Matica M16	1	3-4-2017	AISI 304L	OK 24x22	0,08 kg
1	Tijelo drugog prigušnog ventila	1	2-5-2017	AISI 304L	$\phi 26$ L=64	0,17 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		12.2016.	Tomislav Knezić			
Razradio		1.2017.	Tomislav Knezić			
Crtao		1.2017.	Tomislav Knezić			
Pregledao		2.2017.	doc.dr.sc. Nenad Ferdelji			
Voditelj rada			doc.dr.sc. Nenad Ferdelji			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj: 1-1-2017		
$\phi 6H7/n6$	+0,004 -0,016	Uređaj za ukapljivanje zraka		R. N. broj:		
Napomena:				Smjer: Procesno-energetski		Kopija
Materijal:				Masa: 0,38 kg		ZAVRŠNI RAD
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A3
M 2:1		Drugi prigušni ventil		15		Listova: 1
Crtež broj: 1-5-2017				List: 1		



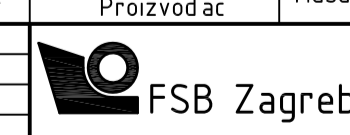


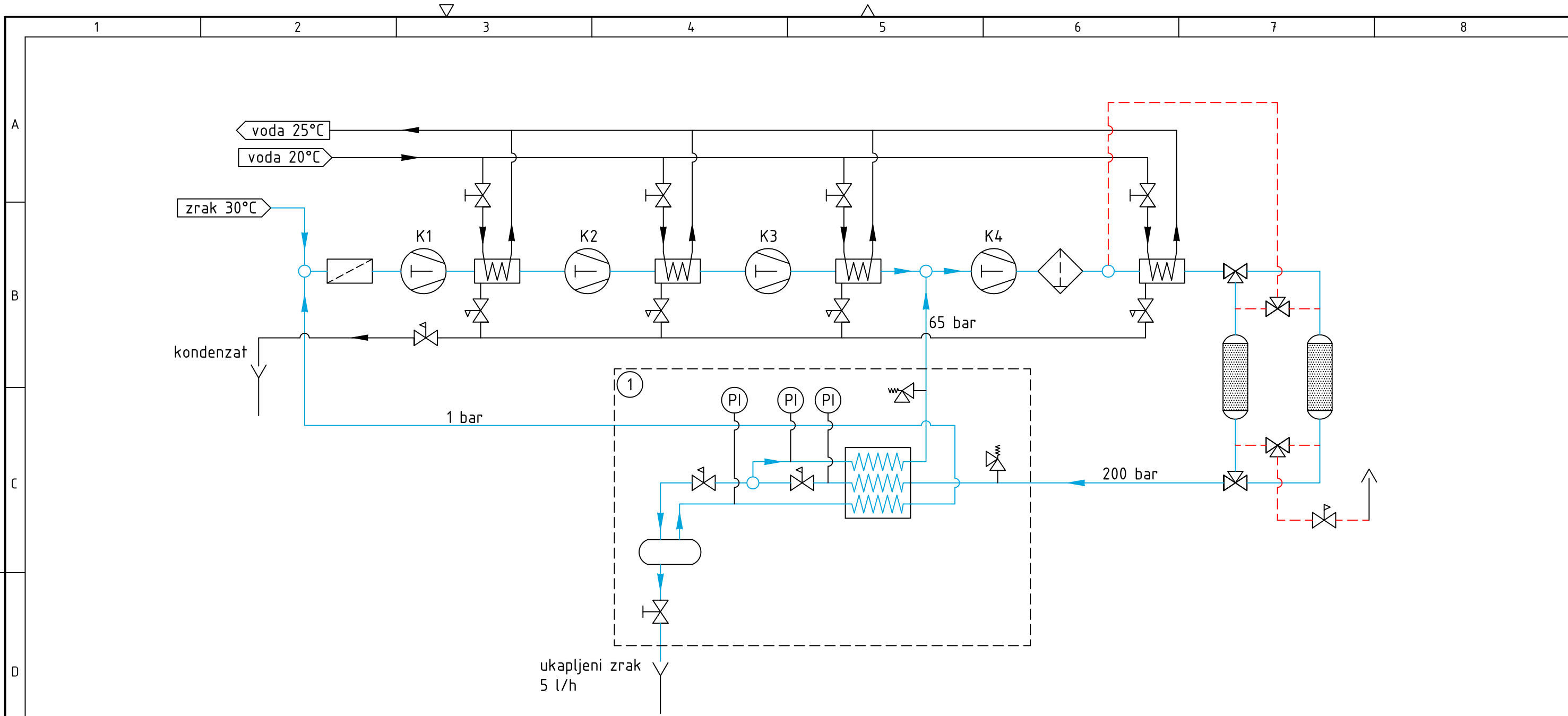
Napomene:
 -glave vijaka (poz. 9) privariti na okvir (poz. 5).
 -izolacija Armaflex LTD debljine 100mm (1,85 m²) i debljine 50mm (0,1 m²)
 -alumijska oplata za izolaciju: 4 ploče 1025x500x1, 1 ploča 305x305x1

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
10	Leptir matica M8	8	DIN 315	8	M8	-
9	Vijak M8	8	ISO 4017	8.8	M8 L=20	-
8.3	Podložna pločica	4	9-7-2017	AISI 304L	40x40x3	0,04 kg
8.2	Krača ukruta	8	9-7-2017	AISI 304L	20x3 L=258	0,12 kg
8.1	Dulja ukruta	12	9-7-2017	AISI 304L	20x3 L=458	0,22 kg
7.2	L-profil krači	4	8-7-2017	AISI 304.531	30x30x3 L=985	1,34 kg
7.1	L-profil dulji	4	8-7-2017	AISI 304.531	30x30x3 L=1085	1,47 kg
6	Poklopac	1	7-7-2017	AISI 304L	520x520x3	6,4 kg
5	Gornji vanjski okvir	1	6-7-2017	AISI 304L	520x520x3	1,1 kg
4	Gornji unutrašnji okvir	1	5-7-2017	AISI 304L	320x320x3	0,4 kg
3	Donja ploča	1	4-7-2017	AISI 304L	314x314x3	2,3 kg
2	Donji unutrašnji okvir	1	3-7-2017	AISI 304L	314x314x3	0,4 kg
1	Donji vanjski okvir	1	2-7-2017	AISI 304L	514x514x8	10 kg

Projekcija	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	12.2016.	Tomislav Knežić	
Razradio	1.2017.	Tomislav Knežić	
Crtao	1.2017.	Tomislav Knežić	
Pregledao	2.2017.	doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	
Voditelj rada		doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	

ISO - tolerancije	Objekt	Objekt broj
	Uređaj za ukapljivanje zraka	R. N. broj:
	Napomena:	Smjer: Procesno-energetski
	Materijal:	Masa: 36 kg
	Naziv:	Okvir izolacije
	Mjerilo originala:	M 1:2
	Crtež broj:	1-7-2017





Legenda:

- | | | | | | |
|--|-----------------|--|-------------------|--|------------------------------|
| | filter zrak | | troputni ventil | | odvod |
| | odvajač ulja | | sigurnosni ventil | | ispust u atmosferu |
| | međuhladnjak | | separator pare | | zrak |
| | zaporni ventil | | manometar | | zrak za desorpciju |
| | prigušni ventil | | kompresor | | uređaj za ukapljivanje zraka |

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	12.2016.	Tomislav Knezić	
Razradio	1.2017.	Tomislav Knezić	
Crtao	1.2017.	Tomislav Knezić	
Pregledao	2.2017.	doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	
Voditelj rada		doc.dr.sc. Nenad Ferdelji	
Objekt: Uređaj za ukapljivanje zraka			Objekt broj: 1-1-2017
			R. N. broj:



Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100