Idejni projekt sustava za proizvodnju pare na tankeru

Gungadin, Peevesh Sharma

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:210237

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Peevesh Gungadin

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Ante Šestan, dipl. ing.

Student:

Peevesh Gungadin

Zagreb, 2016.

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

Zahvaljujem svom mentoru, prof.dr.sc. Anti Šestanu na podršci i korisnim savjetima.

Također, zahvaljujem asistentu Ivici Ančiću na vrlo korisnoj pomoći prilikom izrade ovog rada.

Peevesh Gungadin

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA II
POPIS TABLICA II
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE II
POPIS OZNAKA III
1 SAŽETAK 2
1.1 SUMMARY 3
2 POČETNI PODACI 4
2.1 ZADANI PODACI 4
2.2 OSNOVNE ZNAČAJKE 4
2.3 SLIČAN BROD 4
2.3.1 Snaga otpora broda 6
2.3.2 Komponenti propulzije 8
2.3.3 Odabir motora 9
2.3.4 Broj članova posade 11
3 ENERGETSKA BILANCA 13
3.1 Bilanca potrošnje električne energije 14
3.2 Prikaz potrošnje snage za izravno korištenje pare na brodu 15
4 IZBOR PARAMETARA PARE ZA KOTAO 16
4.1 Bilanca potrošnje pare 18
4.2 Potrebne količine pare 18
5 IZGARANJE 19
6 RASPODJELA TOPLINE U KOTLU 21
7 KONSTRUKCIJA LOŽENOG KOTLA 21
8 KONSTRUKCIJA UTILIZACIJSKOG KOTLA 22
9 ZAKLJUČAK 23
10 DODATAK A 24
11 DODATAK B 26
12 DODATAK C 55
13 DODATAK D 63
14 DODATAK E 68
15 DODATAK F 75
16 LITERATURA 108
17 PRILOZI 109

POPIS SLIKA

Slika 1: Prikaz ovisnosti efektivne snage o brzini

Slika 2: Ovisnost snage otpora o brzini

Slika 3: Provjera radne točke motora

Slika 4: Određivanje broja članova posade

Slika 5: h-t dijagram izgaranja plinova parnog kotla

Slika 6: h-t dijagram ispušnih plinova motora

Slika 7: T - s / h - s dijagram parnog postrojenja

Slika 8: Shema utilizacionog kotla

POPIS TABLICA

Tablica 1: Prikaz potrošača električne energije i pare na brodu

Tablica 2: Prikaz koeficijenata sustrujanja i upijanja(1.3.2.2. 5str.)

Tablica 3: Prikaz vrijednosti iskoristivosti vijka u slobodnoj vožnji(1.3.3. 6 str.)

Tablica 4: Bilanca potrošnje električne energije(11 str-izmjeni)

Tablica 5: Bilanca potrošnje pare(12 str. Izmjeni)

Tablica 6: Izbor parametara za kotao

Tablica 7: Bilanca potrošnje pare

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

001 – 101: Loženi kotao (D – tip)

001 – 102: Utilizacijski kotao

001 – 103: Tlocrt kotlovnice

001 – 104: Tlocrt strojarnice

001 – 105: Uzdužni presjek strojarnice i kotlovnice

POPIS OZNAKA

L_{pp}	duljina broda između okomica, m
B	širina broda, m
T	proračunski gaz, m
v	proračunska brzina, čv, m/s
Fr	Froudeov broj
C_B	faktor istisnine
S	oplakana površina, m^2
B	specifična potrošnja goriva, g/kWh
D	promjer propelera
Δ	istisnina broda, t
R_F	otpor trenja, N
t	faktor upijanja
w	faktor sustrujanja
η_H	faktor utjecaja trupa
η	korisnost
η_D	korisnost propulzije
η_0	korisnost brodskog vijka u slobodnoj vožnji
η_R	faktor prijelaza
A	površina, m^2
K_T	koeficijent poriva
J	koeficijent napredovanja
Re	Reynoldsov broj
P_e	snaga potrebna brodskom vijku, W
P_E	snaga otpora
ρ_{SV}	gustoća slatke vode
ρ_{MV}	gustoća morske vode
t	termodinamička temperatura, °C
$m^{\cdot}$	maseni protok, m^3/s
R_T	ukupni otpor, N
G_T	težina tereta, t
Q	toplinska energija, J
C_p	specifični toplinski kapacitet

q	gubitak topline, W/m
V'	prostor po članu posade, m^3
I	broj izmjena zraka na sat
R_S	rashladni učin
v_K	brzina kormilarenja, m/s
c	specifični toplinski kapacitet, kJ/kgK
n	broj članova posade
r	specifična toplina isparavanja vode, kJ/kg
M	moment, Nm
ω	kutna brzina, s^{-1}
P	snaga, W
N_C	opremni broj
H_m	manometarska visina dobave, Pa
Z	minimlna količina zraka za potupuno izgaranje
O	minimalna količina kisika za potpuno izgaranje
L_n	stvarna količina zraka za potpuno izgaranje
l	faktor viška zraka
τ	vrijeme, s
W_{IZ}	radizotermne kompresije, J
O_K	kompresijski omjer
C	kapacitet kompresora, m^3/h
h	specifična entalpija, kJ/kg
p	tlak, bar
g	ubrzanje gravitacijske sile teže, m/s^2
$Q°$	toplinski tok, W
$V°$	volumenski protok, m^3/s ρ gustoća, kg/m^3
C_{12}	konstanta zračenja između plamena I ozračene površine
A_z	djelotvorna ogrijevna površina ekrana ložišta, m^2
d	promjer, mm

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, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **PEEVESH SHARMA GUNGADIN** Mat. br.:0035185744

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **IDEJNI PROJEKT SUSTAVA ZA PROIZVODNJU PARE NA TANKERU**

Naslov rada na engleskom jeziku: **PRELIMINARY DESIGN OF TANKER STEAM PRODUCTION SYSTEM**

Opis zadatka:

Izraditi idejni projekt sustava za proizvodnju pare na tankeru za prijevoz sirove nafte. Zadane su sljedeće značajke broda:
Duljina između okomica Lpp = 260,0 m.
Širina B = 45,0 m.
Gaz T= 15,0 m.
Brzina v = 15,5 čv.
Idejni projekt treba sadržavati sljedeće :
1. Preliminarni proračun snage otpora broda .
2. Određivanje snage poriva i izbor porivnog stroja (vrsta porivnog stroja : sporohodni dvotaktni dizelski motor).
3. Preliminarni proračun snage strojeva i uređaja parnog postrojenja, sistematizirani prikaz energetskih potreba broda u karakterističnim režimima plovidbe.
4. Određivanje toplinskih značajki pare i učina kotlovskog postrojenja uzimajući u obzir i proizvodnju pare u utilizacijskom kotlu. Principijelnu toplinsku shemu spajanja postrojenja.
5. Projektni proračun loženog i utilizacijskog kotla.
6. Projektne nacrte kotlova .Prikaz razmještaja opreme u strojarnici i kotlovnici broda.

Kod izrade zadatka treba se pridržavati tehničkih pravila Hrvatskog registra brodova.
U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
25. studenog 2014.

Rok predaje rada:
1. rok: 26. veljače 2015.
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 2., 3., i 4 . ožujka 2015.
2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:

Prof.dr.sc. Ante Šestan

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

1 SAŽETAK

U radu je proveden proračun otpora kako bi mogli odabrati motor koji odgovara veličini broda. Zatim su određeni potrošači električne energije i pare, a rezultati su prikazani sistematizirano po karakterističnim režimima plovidbe. Prema opterećenju energetskog i parnog sistema određeni su učini loženog i utilizacijskog kotla. Priložena je i toplinska shema parnog sistema, kao i principijelna shema spajanja pomoćnog i utilizacijskog kotla. Nakon određivanja učina se određuju potrebni padovi entalpije na svakom dijelu kotla. Konstrukcija kotla je onda provedena prema dobivenim entalpijama. Prikazan je razmještaj opreme u strojarnici i kotlovnici.

Ključne riječi: potrošači energije, loženi, utilizacijski

1.1 SUMMARY

This thesis follows the resistance calculation of the given ship in order to select the appropriate engine. From the known characteristics of the ship the energy needs are determined. The results are displayed systematically for electrical energy produced and direct steam use. Based on the demands for electrical and energy and steam for heating, the flow rate of the steam boiler and exhaust gas boiler are determined. The scheme for the steam generation system is included. After determining the flow rate, the enthalpy change is calculated for every part of the steam boiler. The boiler is then constructed according to the heat transfer needed. All equipment designed has been shown in the engine room and boiler room.

Key words: energy needs, steam boiler, exhaust gas boiler

2 POČETNI PODACI

2.1 ZADANI PODACI

Tip broda:	Tanker za prijevoz sirove nafte
Duljina između okomica:	$Lpp = 260\ m$
Širina	$B = 45{,}0\ m$
Gaz	$T = 15{,}0\ m$
Brzina	$v = 15{,}5\ čv$

2.2 OSNOVNE ZNAČAJKE

Omjer duljina-širina :	$\frac{L}{B} = 5{,}778\ m/s$
Omjer širina-gaz :	$\frac{B}{T} = 3{,}000\ m/s$
Brzina :	$v = 7{,}974\ m/s$
Froude-ov broj :	$Fr = 0{,}1579$

2.3 SLIČAN BROD

Nepoznati podaci su određeni prema sličnom brodu *Libertas.*

Tip broda:	Tanker za prijevoz sirove nafte
Duljina između okomica:	$Lpp = 225\ m$
Širina	$B = 37{,}4\ m$
Gaz	$T = 12{,}2\ m$
Brzina	$v = 14{,}5\ čv$
Froude-ov broj :	$Fr = 0{,}1584$

Cilj zadatka je projektirati sustav za proizvodnju pare na tankeru. Para je proizvedena na tankeru tako da bi zadovoljila sljedeće energetske potrebe broda kako je prikazano u karakterističnim režimima plovidbe.

POTROŠAČI ELEKTRIČNE ENERGIJE I NJIHOVO OPTEREĆENJE	Plovidba na iskrcaj	Terminalski manevar	Iskrcaj tereta	Plovidba iz terminala
Butterworth zagrijač	0%	0%	100%	100%
Klimatizacija prostorija	100%	100%	100%	100%
Rasvjeta	0%	0%	0%	0%
Ostali potrošači za život posade	70%	70%	70%	70%
Kormilarski uređaj	100%	100%	0%	100%
Sidrena vitla	0%	0%	0%	0%
Pritezna vitla	0%	0%	100%	0%
Teretna vitla	0%	80%	100%	0%
Pumpe balasta	0%	0%	0%	100%
Protupožarna pumpa	100%	100%	100%	100%
Navigacioni i komandni uređaji	100%	100%	100%	100%
Rashladna pumpa sl. vode gl. stroja	100%	60%	0%	80%
Rashladna pumpa mor. vode gl. stroja	100%	60%	0%	80%
Dobavne pumpe i sep. teškog goriva g.s.	0%	0%	0%	0%
Dobavne pumpe i sep. ulja za podm. g.s..	50%	30%	0%	40%
Pumpe kaljuže	0%	0%	0%	0%
Kompresori zraka	50%	50%	50%	50%
Ventilatori strojarnice	100%	80%	80%	100%
Rashladna pumpa pom. kondenzatora	10%	10%	100%	10%
Kondenzatna pumpa pom. kondenzatora	10%	10%	100%	10%
Napojna pumpa kotla	70%	30%	100%	60%
Ventilatori kotla	70%	30%	100%	60%
Dobavne pumpe teškog goriva za kotao	70%	30%	100%	60%

POTROŠAČI PARE I NJIHOVO OPTEREĆENJE	Plovidba na iskrcaj	Terminalski manevar	Iskrcaj tereta	Plovidba iz terminala
Grijanje tereta	100%	0%	0%	0%
Održavanje temperature tereta	0%	100%	100%	0%
Pumpe za iskrcaj	0%	0%	100%	0%
Stripping pumpe	0%	0%	100%	0%
Butterworth zagrijač	0%	0%	0%	100%
Grijanje prostorija	100%	100%	100%	100%
Proizvodnja slatke vode za posadu	100%	100%	0%	100%
Grijanje vode za posadu	100%	100%	50%	100%
Grijanje teškog goriva gl. stroja	100%	60%	0%	80%
Grijanje ulja za podmazivanje gl. str.	100%	60%	100%	80%
Grijanje strojarnice	0%	50%	100%	0%
Proizvodnja slatkevode za strojarn.	100%	100%	100%	100%
Grijanje teškog goriva za kotao	0%	0%	0%	0%

Suhozasićena para Pregrijana para

Tablica 1: Prikaz potrošača električne energije i pare na brodu

Za proračun suhozasićene i pregrijane pare za gore navedene potrebe, **potrebni su nam sljedeći podaci**:

2.3.1 Snaga otpora broda

Preliminarna snaga otpora se proračunava u softver-u NavCAD. Zadane vrijednosti, uz potrebne podatke se unesu u NavCAD te odabranom metodom Holtrop, dobije se dijagram ovisnosti snage otpora PE o brzini plovidbe v. Za unos u NavCAD se računaju sljedeći podaci.

Prema formuli Alexandera,

$$C_B = 1{,}08 - 0{,}5363 \cdot \frac{v}{\sqrt{L_{VL}}} = 0{,}819 \qquad (0{,}80 - 0{,}85)$$

Istisnina

$$\nabla = C_B \cdot L_{VL} \cdot B \cdot T = 148142{,}6\ m^3$$

U NavCAD-u se koristi metoda "Series 60", gdje je

$$S = 16584{,}1\ m^2$$

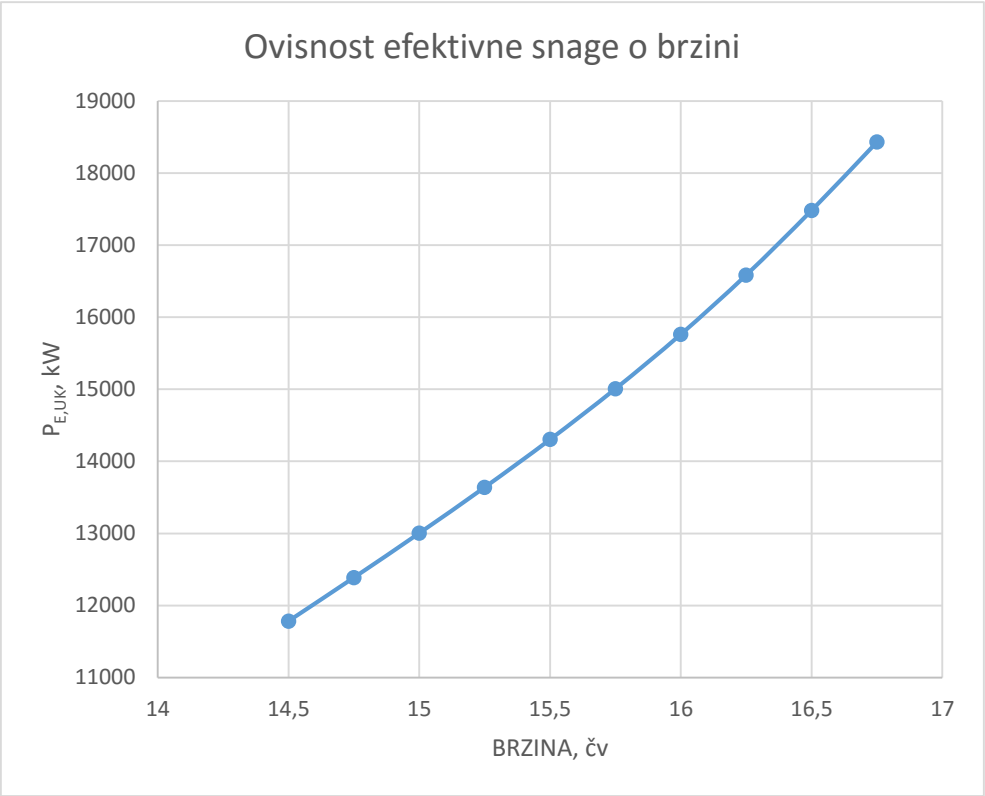
Uvjeti:

- Uvjeti vjetra i mora: Stanje mora 2
- Faktor SM 8% za preliminarni proračun
- Uvjeti viskoziteta: 0,15 mm za novi brod

Koristeći forumulu Fancev-a (za provjeru samo)

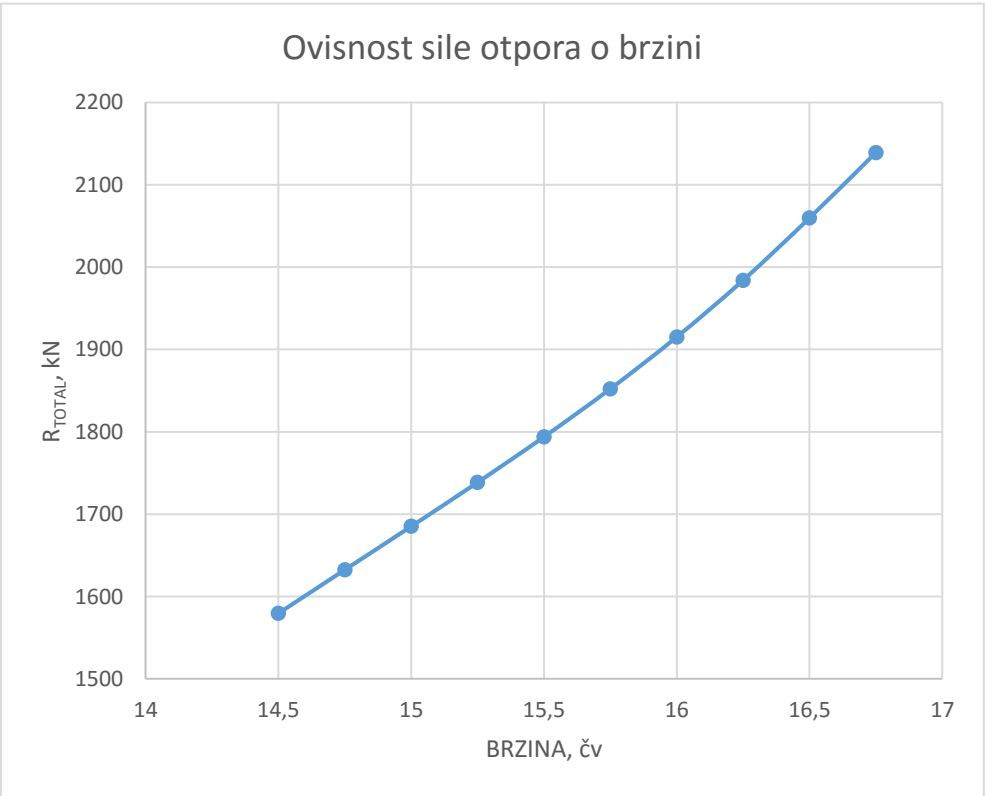
$$S = L_{VL} \cdot T \cdot \left(0{,}0271 \cdot \frac{B}{T} + 0{,}492 \cdot C_B + 0{,}959 \cdot \frac{B}{T} \cdot C_B + 1{,}39\right)\ m^2$$

$$S = 17006{,}5\ m^2$$



Slika 1: Prikaz ovisnosti efektivne snage o brzini

Pri brzini $v = 15{,}5$ čv, $P_{E,UK} = 14302{,}7\ kW$ i $R_{TOTAL} = 1793{,}7\ kN$



Slika 2: Ovisnost snage otpora o brzini

2.3.2 Komponenti propulzije (pogledati Dodatak A)

Za daljnje određivanje komponenata propulzije, potrebno je znati sljedeće karakteristike vijka:

1. Promjer

2. uspon ili omjer uspona

3. omjer površina A_E/A_0

4. broj krila (4 za ovakvu vrstu broda)

2.3.2.1 Promjer

$$D < 0{,}7 \cdot T = 9{,}75\ m$$

Nakon optimiranja u NavCAD-u se odabire promjer vijka, **D = 8,5 m** jer manji promjeri uzrokuju preveliku brzinu okretaja za odabrani motor što bi zahtjevalo korištenje reduktora.

2.3.2.2 Proračun komponenata propulzije

Komponente propulzije su koeficijent sustrujanja *w* i upijanja *t*. Spomenuti koeficijenti će se izračunati pomoću formula različitih autora, dok će se za konačne vrijednosti uzeti njihova aritmetička sredina.

Koeficijent sustrujanja

Taylor 1910	Taylor 1923	Gill	Schiffbau Kalender
0,3594	0,3094	0,3986	0,3741
w_{SR} = 0,3604			

Koeficijent upijanja

Taylor 1923	Schiffbau Kalender	Alferijev
0,2456	0,2594	0,2573
t_{SR} = 0,2541		

Tablica 2: Prikaz koeficijenata koeficijenata sustrujanja i upijanja

Pomoću koeficijenata sustrujanja i upijanja moguće je izračunati koeficijent utjecaja trupa:

$$\eta_H = \frac{1 - t_{SR}}{1 - w_{SR}} = 1{,}1661$$

Iz definicijskog izraza sa koeficijent sustrujanja moguće je izračunati brzinu pritjecanja vode vijku:

$$v_a = 0{,}51444 \cdot v_{PP} \cdot (1 - w_{SR}) = 5{,}10\ m/s$$

Prema formuli Kellera, omjer površina A_E/A_0 je definiran kao:

$$\frac{A_E}{A_0} = \left(\frac{(1{,}3 + 0{,}3 \cdot Z) \cdot T}{(p_o - p_v) \cdot D^2}\right) + K$$

Za broj krila vijka 4, $A_E/A_0 = 0{,}622$

Prema tome je odabran **W.B. 4.70.**

2.3.3 Odabir motora

Na temelju izračunatog omjera površina, iz $K_t - J$ dijagrama za pripadajuću seriju očita se vrijednost iskoristivosti vijka u slobodnoj vožnji za izračunati omjer raširene površine vijka i površine diska vijka.

$$K_T = \frac{T}{\rho_{sv} \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$J = \frac{v_a}{n \cdot D}$$

$$K_T/J^4 = (T \cdot n^2)/(\rho_{sv} \cdot v_a^4)$$

K_T	N (okr/min)	J	$\sqrt[4]{(K_T/J^4)}$	P/D	η_0 (%)
0,221	75	0,480	1,4281	0,884	52,13
0,194	80	0,450	1,4749	0,806	52,11
0,172	85	0,424	1,5203	0,7425	51,66
0,153	90	0,400	1,5644	0,6847	50,88
0,138	95	0,379	1,6072	0,6365	49,78

Tablica 3: Prikaz vrijednosti iskoristivosti vijka u slobodnoj vožnji

Glavni motor se odabire prema preliminarnom proračunu sile otpora. Kako ne bi motor bio predimenzioniran, radna točka motora se uzima za brzine iznad 75 okr/s.

Snaga predana brodskom vijku: $P_e = \frac{P_E}{\eta_D} = 23998\ kW$

$$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_R \cdot \eta_H \cdot \eta_{os} = 0{,}596$$

faktor prijelaza smještaja vijka uz brod, $\eta_R = 1$

mehanička korisnost, $\eta_{os} = 0{,}98$

Prema dobivenoj snazi odabran je porivni stroj iz kataloga proizvođača MAN B&W. Izbor se vrši s obzirom na iskustveni izraz P_{SCR} = (0,85 ÷ 0,95) * P_{MCR}, uz uvjet da je P_{SCR} = P_e = 23998 kW .

MAN B&W S80ME-C9

Podaci o motoru:

P_{MCR} = 27,06 MW pri 78 okr/min

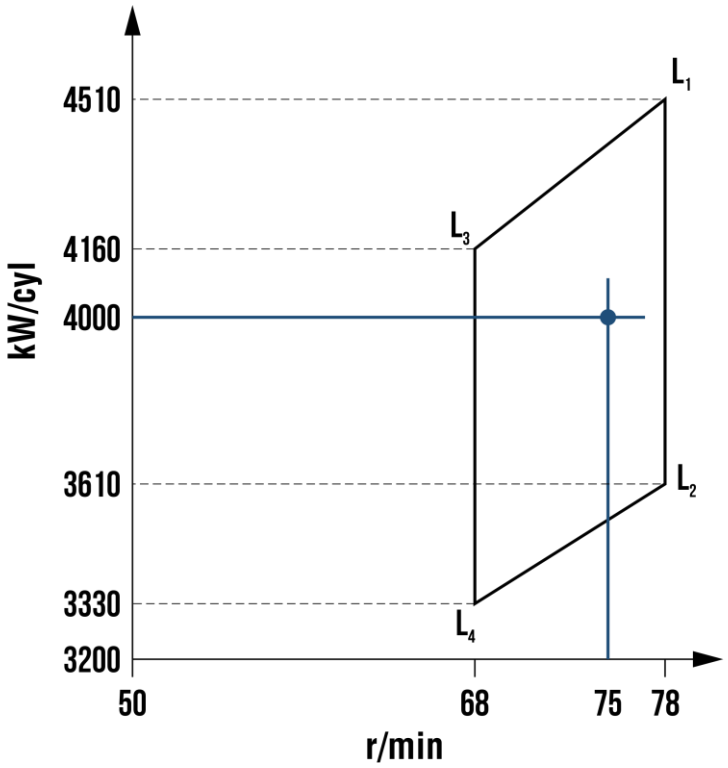
B = 167 g/kWh specifična potrošnja goriva

T_{izl} = 320˚C

P_{SCR}/P_{MCR} = 0,89

Prema dijagramu opterećenja motora prilagođavaju se broj okretaja vijka i uspon kako bi radna točka bila u području motora. Pri tome moramo paziti na korisnost propelera i postotak kavitacije.

Snaga po cilindru, $\frac{P_e}{n} = 4000\ kW$



Slika 3: Provjera radne točke motora

2.3.4 Broj članova posade

Prema Pravilniku o najmanjem broju članova posade za sigurnu plovidbu, tankeri s više od 3000 BT kategoriji plovidbe 1 (neograničena plovidba) moraju imati najmanje sljedeći broj članova posade:

A. U službi palube

Zapovjednika, jednog prvog časnika, dva časnika plovidbene straže, tri člana posade i jednog mornara

B. U službi stroja (Snaga porivnog uređaja preko 3000 kW)

jednog upravitelja stroja, jednog drugog časnika stroja, jednog časnika odgovornog za stražu u strojarnici, tri člana straže u strojarnici

C. U općoj službi

Brod bez obzira na tonažu i snagu porivnog stroja mora imati jednog kuhara

Min. broj posade: 15

Prema podacima sličnih brodova izračunati je preliminarni broj članova posade za tanker duljine 260 m.

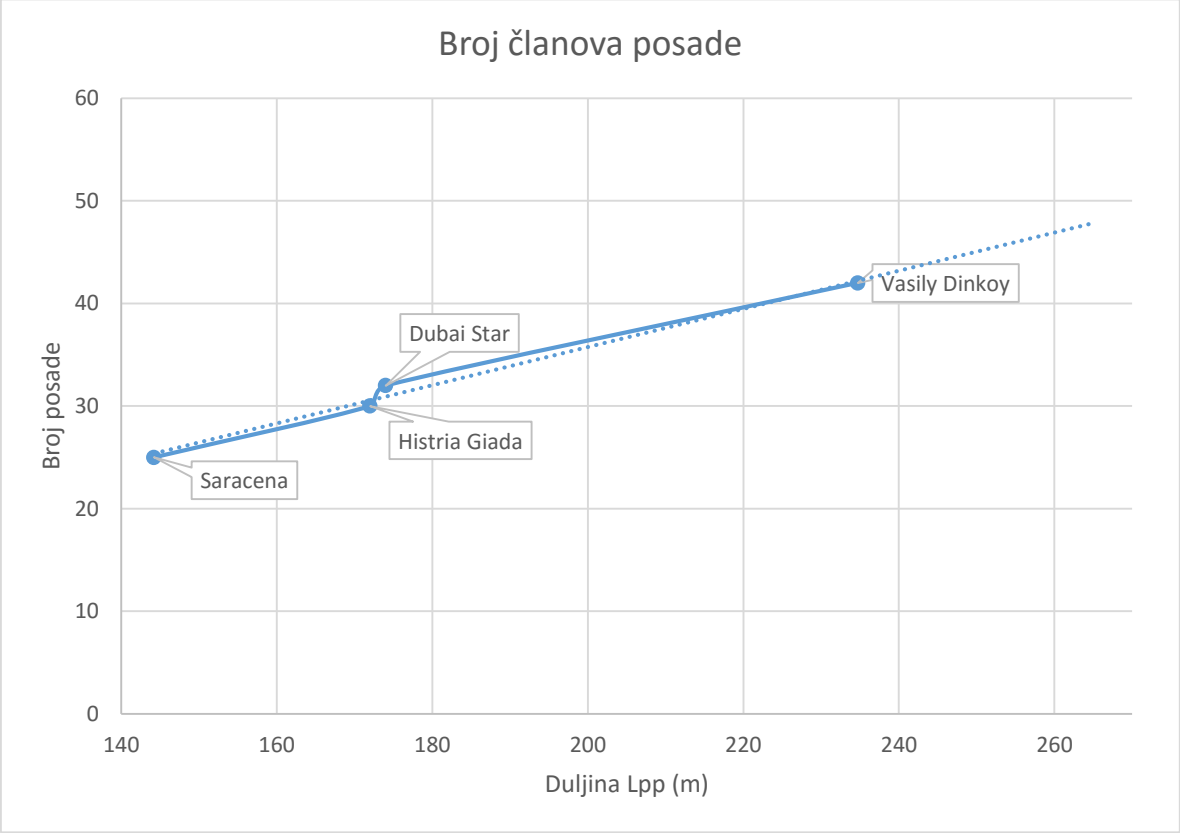
Slični brodovi (Tankeri za prijevoz ulja)

Saracena - Lpp=144,20m– Broj posade=25

Dubai Star – Lpp =174 m – Broj posade=32 (Uključuje 6 posada za Suez)

Histria Giada – Lpp= 172 m – Broj posade=30 (Uključuje 6 posada za Suez)

Vasily Dinkoy – Lpp=234,70m – Broj posade= 42 (Uključuje 6 posada za Suez)



Slika 4: Određivanje broja članova posade

Orijentacijski broj članova posade: 47

3 Energetska bilanca (pogledati Dodatak B)

Energetska bilanca parnog postrojenja se određuje prema opterećenju turbine generatora i kotla pri slučaju maksimalnog opterećenja.

Za potrebe grijanja je korištena formula $Q° = m° \cdot c \cdot \Delta t$ za potrebe grijanja.

Korištena je formula $P = V° \cdot H_m/\eta$ za izračunavanje potrebne snage pumpe i ventilatora.

Snaga kormilarskog uređaja se određuje preko okretnog momenta $P = M \cdot \omega$

Snaga vitla je određena preko brzine dizanja, $P = F \cdot v$

Za kompresor zraka se koristi formula snage izotermne promjene, $P_{iz} = p_1 \cdot V_1° \cdot \ln(p_1/p_2)$

Prema tablici 4 se dobije maksimalno opterećenje turbogeneratora. Najveća potreba električne energije je za stanje C, $P_E = 1090{,}0\ kW$.

Uzimajući u obzir korisnost generatora $\eta_G = 0{,}9$ i korisnost turbine $\eta_{ET} = 0{,}55$ dobije se snaga turbine generatora.

$$P_{TG} = 2201{,}9\ kW$$

Prema tablici 5 uzimajući u obzir P_{TG} i ostale potrošnje pare za pogon pumpi dobije se

$$P_{pr} = 17231\ kW$$

Snaga zasićene pare se dobije zbrajanjem svih energetskih potreba pare za grijanje (Tablica 3-Stanje C)

$$Pz = 5605{,}4\ kW$$

3.1 Bilanca potrošnje električne energije

Potrošnja električne energije je izračunata pojedinačno za svaki potrošač u dodatku B. U tablici 4 (točka 3.1) su prikazane potrošnje električne energije svakog potrošača.

Snaga potrebna za pokrivanje potrebe električne energije je detaljno izračunato u dodatku B.

PRIKAZ POTROŠNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE, kW		**A**		**B**		**C**		**D**	
	NAZIVNA SNAGA	**Plovidba na iskrcaj**		**Terminalski manevar**		**Iskrcaj tereta**		**Plovidba iz terminala**	
		kp		kp		kp		kp	
PUMPA ZA BUTTERWORTH	41,1						41,1		41,1
KLIMATIZACIJA PROSTORIJA	23,4		23,4		23,4		23,4		23,4
RASVJETA	80,0								
OSTALI POTROŠAČI ZA ŽIVOT POSADE	95,0	0,7	66,5	0,7	66,5	0,7	66,5	0,7	66,5
KORMILARSKI UREĐAJ	70,0		70,0		70,0				70,0
SIDRENA VITLA	138,1								
PRITEZNA VITLA	868,1						30,0		
DIZALICE ZA MANIFOLD	40,0			0,8	32,0		40,0		
PUMPE BALASTA	1717,3								1717,3
PROTUPOŽARNA PUMPA	107,5		107,5		107,5		107,5		107,5
NAVIGACIONI I KOMANDNI UREĐ	16,0		16,0		16,0		16,0		16,0
RASHLADNA PUMPA SL. VODE GL. STROJA	79,3		79,3	0,6	47,6			0,8	63,5
RASHLADNA PUMPA MOR. VODE GL. STROJA	162,6		162,6	0,6	97,6			0,8	130,1
DOBAVNE PUMPE I SEP. TEŠKOG GORIVA G.S.	19,5								
DOBAVNE PUMPE I SEP. ULJA ZA PODM. G.S..	18,2	0,5	9,1	0,3	5,5			0,4	7,3
PUMPE KALJUŽE	46,6								
KOMPRESORI ZRAKA	143,6	0,5	71,8	0,5	71,8	0,5	71,8	0,5	71,8
VENTILATORI STROJARNICE	80,0		80,0	0,8	64,0	0,8	64,0		80,0
RASHLADNA PUMPA POM. KONDENZATORA	299,2	0,1	29,9	0,1	29,9		299,2	0,1	29,9
KONDENZATNA PUMPA POM. KONDENZATORA	6,6	0,1	0,7	0,1	0,7		6,6	0,1	0,7
NAPOJNA PUMPA KOTLA	111,9	0,7	78,3	0,3	33,6		111,9	0,6	67,2
VENTILATORI KOTLA	201,8	0,7	141,2	0,3	60,5		201,8	0,6	121,1
DOBAVNE PUMPE TEŠKOG GORIVA ZA KOTAO	10,1	0,7	7,1	0,3	3,0		10,1	0,6	6,1
SVEUKUPNO OPTEREĆENJE			943,5		729,6		1090,0		2619,4
BEZ PUMPI BALASTA			943,5		729,6		1090,0		902,1

Tablica 4: Bilanca potrošnje električne energije

3.2 Prikaz potrošnje snage za izravno korištenje pare na brodu

Potrošnja pregrijane pare za direktni pogon pumpi i zasićene pare za grijanje je izračunata pojedinačno za svaki potrošač u dodatku B . U tablici 5 (točka 3.2) su prikazane potrošnje pregrijane i zasićene pare.

	pregr.	zas.	pregr.	zas.	pregr.	zas.	pregr.	zas.
GRIJANJE TERETA		17399						
ODRŽAVANJE TEMPERATURE TERETA				3233		3233		
PUMPE ZA ISKRCAJ					14229			
STRIPPING PUMPE					799,85			
BUTTERWORTH ZAGRIJAČ								14979
GRIJANJE PROSTORIJA		156,7		156,7		156,7		156,7
PROIZVODNJA SLATKE VODE ZA POSADU		216,8		216,8				216,8
GRIJANJE VODE ZA POSADU		10,1		10,13		5,067		10,13
GRIJANJE TEŠKOG GORIVA GL. STROJA		1021,7		613				817,4
GRIJANJE ULJA ZA PODMAZIVANJE GL.		19,3		11,56		88,34		15,41
GRIJANJE STROJARNICE				274		547,9		
PROIZVODNJA SLATKEVODE ZA		600,1		600,1		600,1		600,1
GRIJANJE TEŠKOG GORIVA ZA KOTAO		681,8		292,2		974,1		584,4
TURBOGENERATOR	1906		1474		2201,9		1822	
SVEUKUPNO OPTEREĆENJE	1906	20106	1474	5407,7	17231	5605,4	1822	17380
BEZ BUTTERWORTH ZAGRIJAČA	1906	20106	1474	5407,7	17231	5605,4	1822	2400,9

Tablica 5: Bilanca potrošnje pare

Kako se vidi iz tablice 3, najveće opterećenje je kod **stanja C** pri iskrcaju tereta.

4 Izbor parametara pare za kotao (pogledati Dodatak C)

Tlak u kotlu (p_{pk}) i temperatura pregrijanja se odabiru tako da se dobije kapacitet najbliži standardnom.

Stardadni tlakovi u kotlu p_{pk} (atm)

6	8	10	**13**	16	20

Standardne temperature pregrijanja (°C)

150	200	250	**300**	350	400	450	500

Standardni kapaciteti kotla (t/h)

20	25	32	40	50	64	80

Za standardni tlak 13 atm, t_{zas} = 194,22 °C

t_{pr}/°C	250	300	350	400	450
Potrebni protok, t/h	106,8	91,4	80,5	72,3	65,7

Tablica 6: Izbor parametara za kotao

Najbolji izbor prema standardnim kapacitetima kotla bi bilo t_{pr} = 400 °C i m_k = 40 t/h s time da bi se koristilo dva kotla.

Ali kako bi smanjili toplinsko opterećenje kotla uz smanjenje dimenzija kotla i kako bi smanjili toplinske gubitke **odabire se t_{pr} = 300 °C i m_k = 50 t/h s time da će se koristiti dva kotla.**

Upotreba dva kotla omogućuje simetrično smještanje na brodu što pomaže pri centraciji broda.

Za odabrani tlak kotla, $p_{pk} = 13\ atm$ mogu se direktno očitati sljedeće entalpije iz toplinskih tablica.

$$h' = 825{,}9\ kJ/kg$$

$$h'' = 2789{,}6\ kJ/kg$$

$$r_z = h'' - h' = 1964\ kJ/kg$$

Za tlak u kotlu, $p_{KD} = 0{,}3\ bar$ se očitava entalpija mokre pare za pretpostavljeni udio pare $x = 0{,}85$.

$$h_{kd(teor)} = 2275\ kJ/kg$$

Stanje pare nakon prolaska u turbini se određuje za apsolutni tlak i temperaturu u kondenzatoru.

Za stanje pregrijane pare, $t_p = 300\ °C$ i $p = 13{,}76\ bar$ se dobije entalpija $h_{pr} = 3041{,}6\ kJ/kg$

Za stanje mokre pare, $t_{KD} = 69{,}12°C$ i $p_{KD} = 0{,}3\ bar$ se dobije entalpija mokre pare na ulazu kondenzatora kod pretpostavljenog udjela pare $x = 0{,}85$, $h_{KD(teor)} = 2275\ kJ/kg$

Teoretski raspoloživi pad dan je sljedećim izrazom $h_t = h_{pr} - h_{KD} = 767{,}6\ kJ/kg$

Stvarna entalpija mokre pare h_{KD} za apsolutni tlak od $p_{KD} = 0{,}3\ bar$ i $t_{KD} = 62{,}19\ °C$ se može sada izračunati prema izrazu

$$h_{KD} = h_{pr} - h_i$$

gdje je $h_i = \eta_i \cdot h_i$

$$\eta_i = 0{,}6$$

$$h_i = 0{,}6 \cdot 767{,}6 = 460{,}0\ kJ/kg$$

$$h_{KD} = 2581{,}6\ kJ/kg$$

$$x = \frac{h_{KD} - h'}{h'' - h'} = 0{,}905$$

Iz toga proizlazi da parametri pare za Clausius Rankineov proces su sljedeći:

U isparivačkom dijelu kotlu:

$$p_K = 13{,}762\ bar$$

$$t_Z = 194{,}22°C$$

U kondenzatoru:

$$p_{KD} = 0{,}3\ bar$$

$$h_{KD} = 2581{,}6\ kJ/kg$$

Stanje pregrijanja:

$$t_{pr} = 300°C$$

$$h_{pr} = 3041{,}6\ kJ/kg$$

4.1 Bilanca potrošnje pare

BILANACA POTROŠNJE PARE (kg/h)			A		B		C		D	
			8935	40520	6909	9912	80770	10275	8542	31858
SVEUKUPNO OPTEREĆENJE				49455		16821		91190		40400
			8935	40520	6909	9912	80770	10275	10077	4401
BEZ BUTTERWORTH ZAGRIJAČA				49455		16821		91190		14478
OPTEREĆENJE LOŽENOG KOTLA PRI RADU			8935	36566	6909	9912	80770	10275	10077	27904
UTILIZACIJSKOG KOTLA				45501		16821		91190		37981
OPTEREĆENJE LOŽENOG KOTLA PRI RADU			8935	36566	6909	9912	80770	10275	10077	
UTILIZACIJSKOG KOTLA BEZ BUTTERWORTH ZAGRIJAČA				45501		16821		91190		10077

Tablica 7: Bilanca potrošnje pare

4.2 Potrebne količine pare

Prema dobivenim vrijednostima latentne topline i potrebne snage za potrebne grijanja možemo izračunati maseni protok pare potrebne za zagrijavanje.

$$m°_z = \frac{P_z}{r_z} = \frac{5605{,}4}{1964} = 2{,}85\ kg/s$$

$$m°_{pr} = \frac{P_{pr}}{h_t} = 22{,}48\ kg/s$$

Maseni protok kroz kotao

$$m°_k = m°_z + m°_{pr} = 25{,}33\frac{kg}{s}$$

$$m°_k = 91{,}19\ t/h$$

Kako je objašnjeno u točki 3. kapacitet kotla se odabire prema standardnim kapacitetima kako bi zadovoljili potrebni maseni protok kroz kotao, $m°_k = 91{,}19\ t/h$

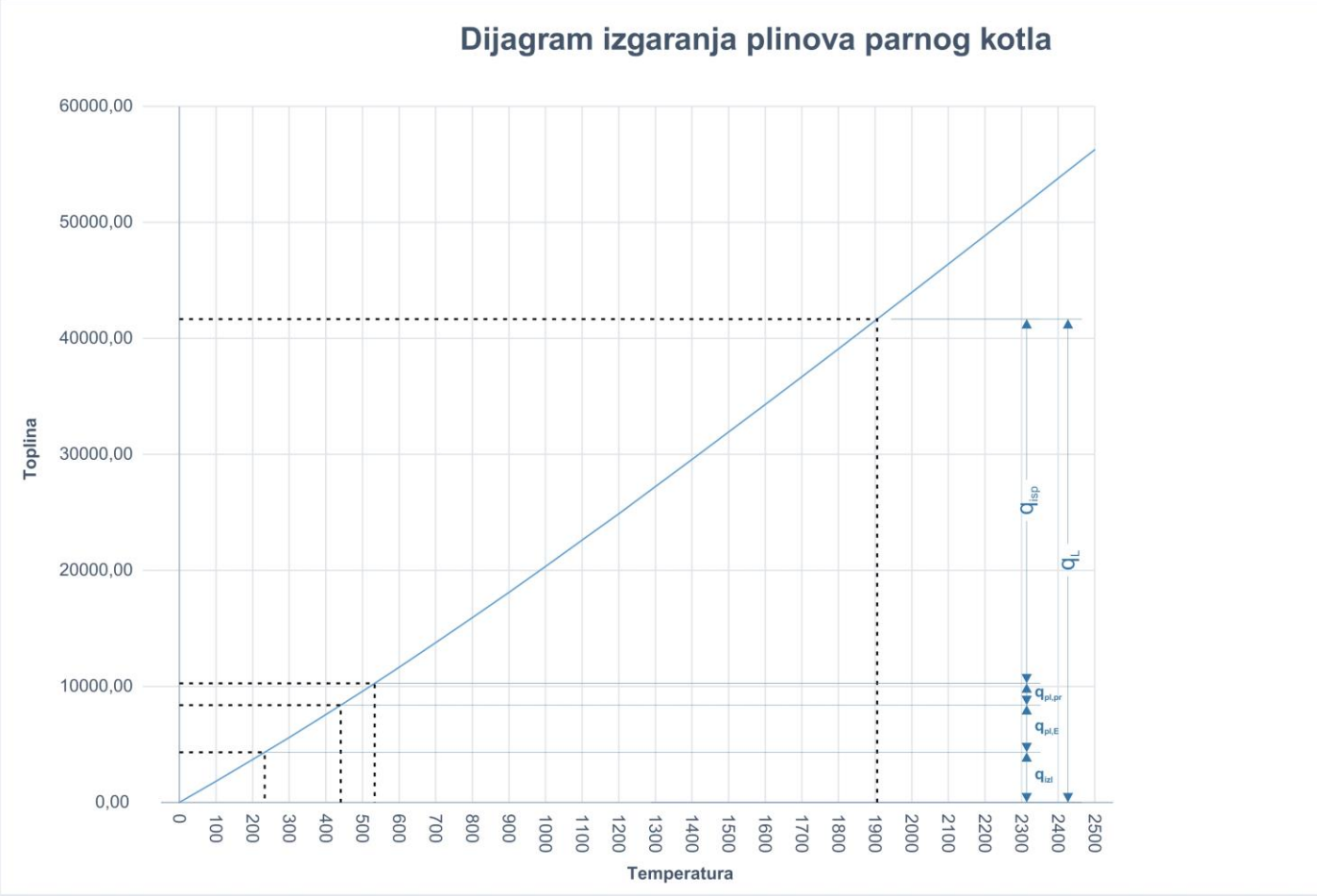
5 Izgaranje

Prema dodatku D, za gorivo C su određene vrijednosti faktora viška zraka.

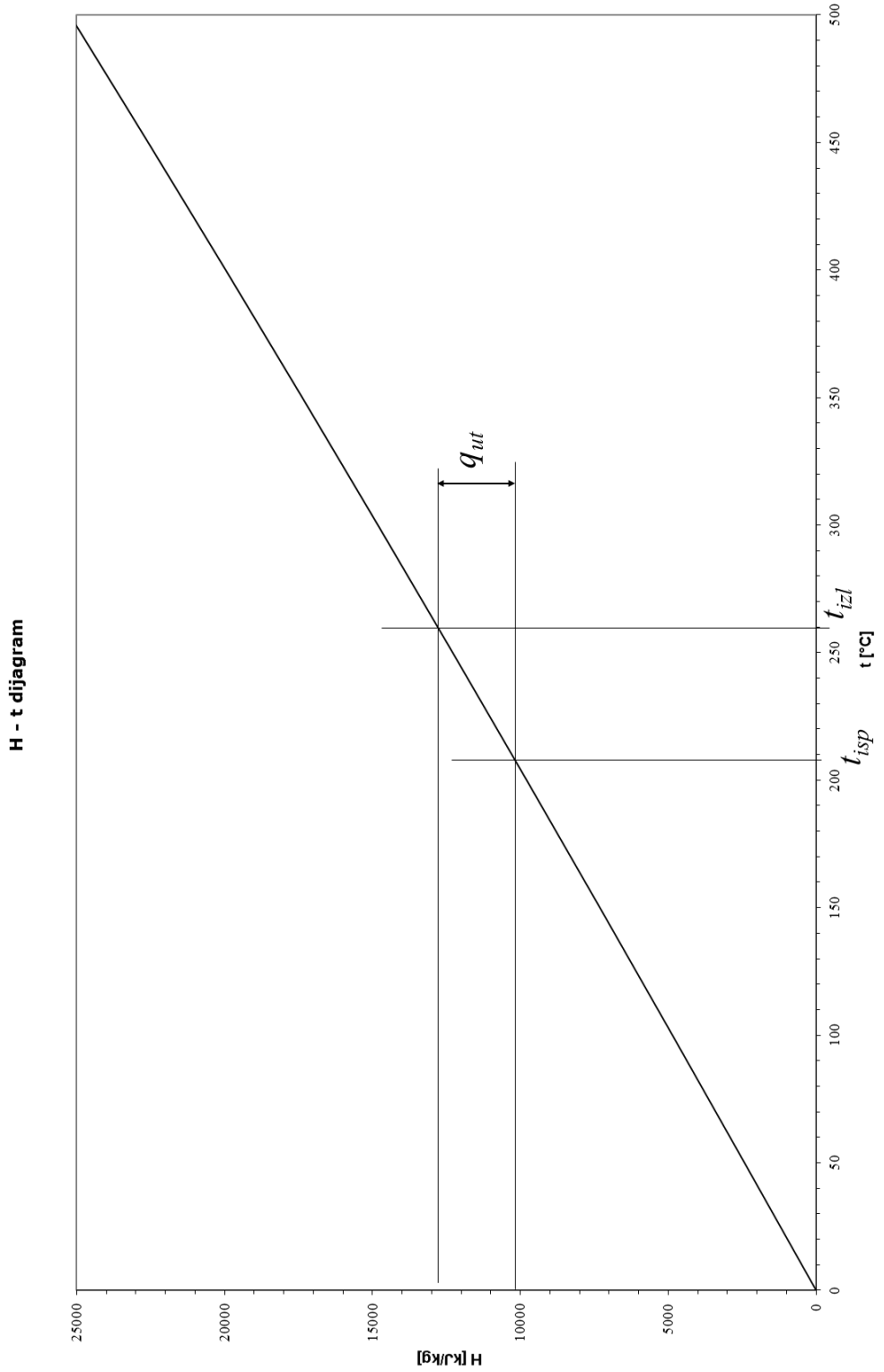
Kod ložišta, $\lambda = 1{,}15$

Kod dizel motora, $\lambda = 3{,}3$

Isto tako prema sastavu goriva i entalpije pojedinog element su određene h-t krivulje za motor i kotao.



Slika 5: h-t dijagram izgaranja plinova parnog kotla



Slika 6: h-t dijagram ispušnih plinova motora

6 RASPODJELA TOPLINE U KOTLU (Dodatak E)

Prema dodatku E su određene sljedeće temperature i entalpije kod svakog dijela kotla. Temperature su očitane iz h-t dijagrama za svaku entalpiju.

h_L	=	42146,8	kJ / kg	
t_{TL}	=	1905,00	°C	*teoretska temperatura ložišta*
$h_{PL,PR}$	=	11961,33	kJ / kg	
$t_{PL,PR}$	=	535,00	°C	*temperatura na ulazu u pregrijač*
$h_{PL,E}$	=	8712,55	kJ / kg	
$t_{PL,E}$	=	440,00	°C	*temperatura na ulazu u ekonomajzer*
h_{IZL}	=	4806,43	kJ / kg	
t_{IZL}	=	235,00	°C	*temperatura plinova izgaranja*
t_0	=	30	°C	*temperatura okoline*

7 KONSTRUKCIJA LOŽENOG KOTLA (Dodatak F)

Konstrukcija kotla je napravljena prema dobivenim temperaturama.

Ložište je tako dimenzionirano da bude opterećenje od 0,7 do 1,4 MW/m^3.

Dimenzije ložišta:

h_L	=	4,0	m
b_L	=	2,5	m
L_L	=	4,8	m
$q_{LOŽ}$	=	777,258	kW / m^3

Isparivački snopovi su dimenzionirani u dodatku F i prikazani na crtežu loženog kotla.

8 KONSTRUKCIJA UTILIZACIJSKOG KOTLA (Dodatak C)

Utilizacijski kotao je dimenzioniran prema sljedećim podacima.

- potrebni maseni protok $m°_{zu}$ =3954,42 kg/h

-teperatura dimnih plinova na ulazu u isparivač: 260 ℃

-temperatura dimnih plinova na izlazu iz isparivača:208,83℃

-temperatura vode na ulazu u isparivač: 115 ℃

-temperatura vode na izlazu iz isparivača: 158,83 ℃

ϑ_1=izlaz dimnih plinova-ulaz predgrijane vode=208,83-115=93,83℃

ϑ_2=ulaz dimnih plinova-izlaz zasićene pare=260-158,83=101,17℃

$\Delta\vartheta_m$,log=(ϑ_2-ϑ_1)/(ln ϑ_2/ϑ_1)=(101,17-93,83)/(ln 101,17/93,83)=97,48 ℃

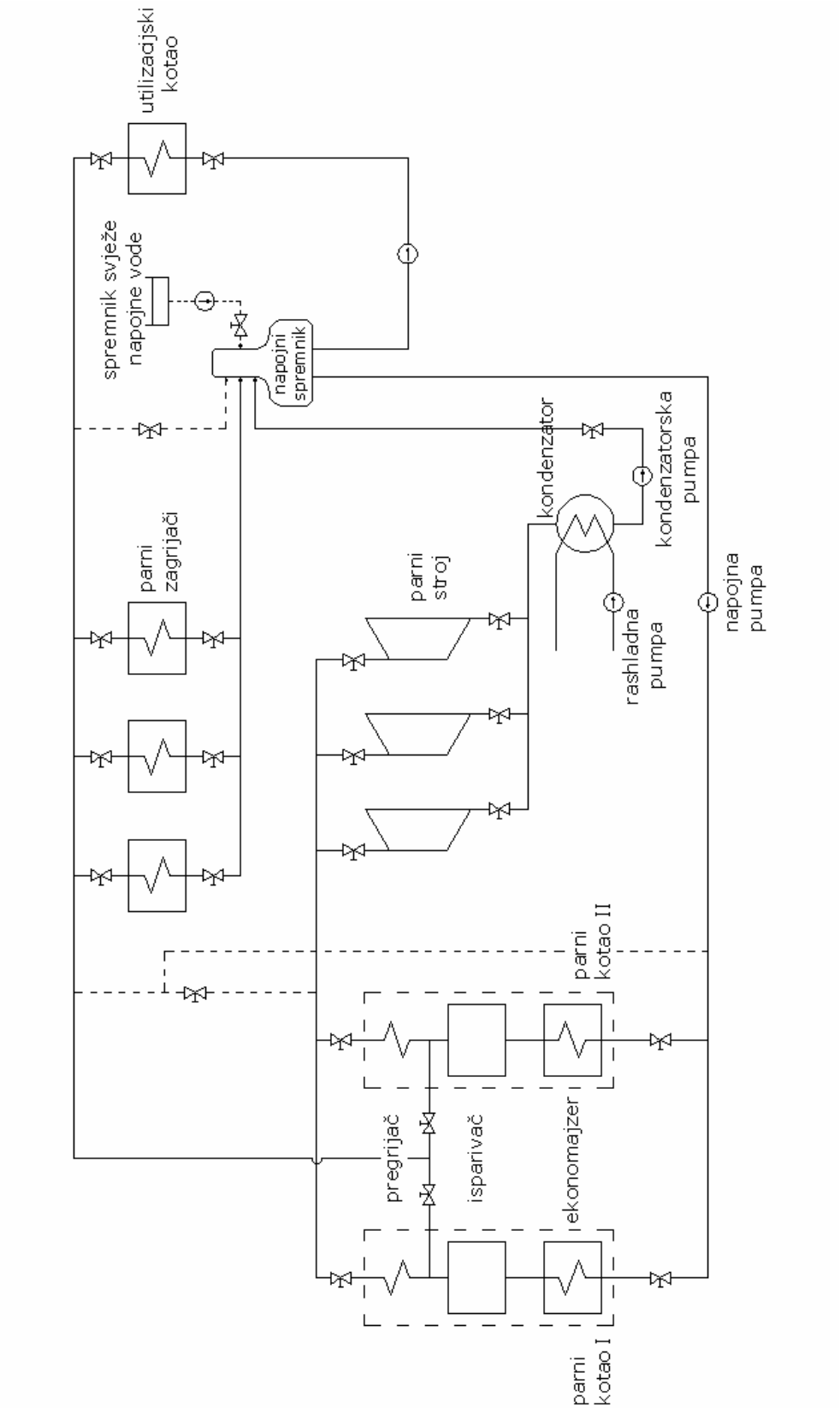
w_0=(36,64·1,15)/53,34

T_m-srednja temperatura dimnih plinova= (260+208,83)/2+273,15=507,56 K

Ø/L=α_v·D_v π·Δϑ_m ,_log=406,7·0,032·π·97,48=3983,54 W/m

L=Ø/3989,34=(2989,64 ·10^3 W)/3983,34=750,5 m

n_{uzd}=L/(l_1·n_{pop})=750,5/(1,468·31)≈16,5=17



Slika 7: Shema brodskog parnog postrojenja

9 ZAKLJUČAK

Energetska učinkovitost je danas jako bitna tema za projektante energetskih sustava. Energetski sustav na brodu je isto tako jako bitan dio postupka projektiranja. Uključuje potrošnje energije za transport i skladištenje goriva kao i potrebe pretvaranja energije. Tijekom ovog rada sam poštivao glavne potrebe energije na brodu, ali se stvarno projektiranje razlikuje u tome što treba uključiti sve potrošače. Kako bi projektiranje jednog dijela tog sustava bilo kvalitetnije i učinkovitije potrebno je shvaćanje energetskog sustava kao cjeline, što je i cilj ovog rada.

DODATAK A

A.1 Proračun komponenata propulzije

Komponente propulzije su koeficijent sustrujanja w i upijanja t. Spomenuti koeficijenti će se izračunati pomoću formula različitih autora, dok će se za konačne vrijednosti uzeti njihova aritmetička sredina.

Koeficijent sustrujanja definiran je izrazom:

$$w = (v - v_a)/v$$

Koeficijent upijanja (ili smanjenja poriva) definiran je izrazom:

$$t = 1 - R/T$$

$$C_B = 0{,}819$$

$$w = 0{,}5*C_b - 0{,}05 \quad \text{Taylor 1910}$$
$$= 0{,}3594$$

$$w = 0{,}5*C_b - 0{,}1 \quad \text{Taylor 1923}$$
$$= 0{,}3094$$

$$w = 0{,}67*C_b - 0{,}15 \quad \text{Gill}$$
$$= 0{,}3986$$

$$w_{SK} = 0{,}75*C_b - 0{,}24 \quad \text{Schiffbau Kalender}$$
$$= 0{,}3741$$

Konačni koeficijent sustrujanja:

$$w_{SR} = 0{,}3604$$

Koeficijent upijanja t

$$t = 0{,}3*C_b \quad \text{Taylor 1923}$$
$$= 0{,}2456$$

$$t_{SK} = (2/3) * w_{SK} + 0{,}01 \quad \text{Schiffbau Kalender}$$
$$= 0{,}2594$$

$$t = 0{,}15 + 0{,}85*w_{SR} - 0{,}38*C_b*(1 - w_{SR}) \quad \text{Alferijev}$$
$$= 0{,}2573$$

Konačni koeficijent upijanja:

$t_{SR} = 0,2541$

Pomoću koeficijenata sustrujanja i upijanja moguće je izračunati koeficijent utjecaja trupa:

$\eta_H = (1 - t_{SR})/(1 - w_{SR})$
$\eta_H = 1,1661$

Iz definicijskog izraza sa koeficijent sustrujanja moguće je izračunati brzinu pritjecanja vode vijku:

$v_a = 0,51444 * v_{PP} * (1 - w_{SR})$ $\qquad$ $v_a = v_{PP} * (1 - w_{SR})$
$v_a = 5,10$ m/s $\qquad$ $v_a = 9,91$ čv

A.2 Omjer površina A_E/A_0

Prema formuli Kellera, omjer površina A_E/A_0 je definiran kao:

$$(A_E/A_O) = (((1,3 + 0,3*Z)*T) / ((p_o - p_v)*D^2))) + K$$

Z	= 4		*broj krila vijka*
D	= 8,5	m	*pretpostavljeni promjer vijka*
K	= 0,2		*koeficijent za jednovijčane brodove*
p_v	= 0,04759	bar	
h	= T - (D/2 + 0.75)		
h	= 10,0		
p_o	= $p_{atm} + \rho gh$		*tlak u osi vijka*
p_o	= 2,018	bar	
T	= $R_T / (1-t)$		*poriv vijka*
R_T	= 1793,7	kN	*Prema NavCad-u pri brzini v = 15,5 čv*
T	= 2404,8	kN	

$(A_E/A_O) = 0,622$

Odabran W.B. 4.70

B. ENERGETSKA POTROŠNJA POMOĆNIH SUSTAVA

B.1 GRIJANJE TERETA

Toplina potrebna za zagrijavanje :

$Q_I = G_T * c_p * (t_2 - t_1)$ J

G_T	=	$\Delta * \eta_{DWT}$		*težina tereta*
Δ	=	175500,0	$* 10^3$ kg	*istisnina broda*
η_{DWT}	=	0,84		*korisnost tereta (0,76 - 0,84 za tankere)*
G_T	=	150958	t	
G_T	=	150,958	$* 10^6$ kg	
c_p	=	0,879	kJ / kgK	*spec. toplinski kapacitet tereta pri 20 °C*
t_1	=	10	°C	*temp. okoliša i tereta (prije grijanja)*
t_2	=	40	°C	*temperatura zagrijavanja*
Q_I	=	3980,76	$* 10^6$ kJ	
Q_I	=	3,981	$* 10^6$ MJ	

Preporučeno vrijeme zagrijavanja :

t	=	259200	s	*3 dana*

Snaga potrebna za zagrijavanje tereta na temp t_2 :

$Q°_I$	=	Q_I / t	W
$Q°_I$	=	15,358	MW

Toplina koju je potrebno nadoknaditi zbog gubitka u okolinu :

$Q°_{II}$	=	$0,2 * Q°_I$	*iskustvena formula*
$Q°_{II}$	=	3,072	MW

(iskustvena formula ovisna o vremenu zagrijavanja ; kraće vrijeme zagrijavanja, manji gubitak topline u okolinu)

$Q°_{B.1.}$	=	$Q°_I + Q°_{II}$	
$Q°_{B.1.}$	=	18,429	MW

Snaga potrebna za grijanje tereta :

$P_{B.1.P}$	=	$Q°_{3.1.} / \eta_{ZT}$		*korisnost, η_{ZT} = 0,95*
$P_{B.1.P}$	=	19,399	MW	*(uzima u obzir gubitke uređaja za zagrijavanje i toplinu koja se namjenski gubi od zagrijača do tereta)*

B.2 ODRŽAVANJE TEMPERATURE TERETA

Snaga potrebna za održavanje temperature tereta (kada brod čeka istovar) :

$P_{B.2.P.} = Q°_{II} / \eta_{ZT}$ MW

$P_{B.2.P.} = 3,233$ MW

B.3 PUMPE ZA ISKRCAJ TERETA

Iskrcavanje tereta vrši se centrifugalnim pumpama (3 - 4 pumpe), i to u pravilu pogonjene parnom Curtis turbinom

Snaga svih pumpi potrebnih za iskrcaj :

$P_P = V° * H_m / \eta_P$ [W]

$V°$ ... ukupna dobava (protočna količina) [m^3 / s]

V_T ... volumen tereta

$G_T = 150,958$ $* 10^6$ kg *masa tereta*

$\rho_T = 920$ kg / m^3 *gustoća tereta*

$\eta_P = 0,70$ *korisnost centrifugalne pumpe*

$H_m = 1,5$ MPa *manometarska visina dobave*

t ... vrijeme iskrcavanja [h] *(12 - 24)*

$t = 16$ h

$V_T = G_T / \rho_T$

$V_T = 164085$ m^3

$V° = V_T / t$

$V° = 2,849$ m^3 / s

$P_P = 6104,35$ kW

Snaga potrebna za iskrcavanje tereta koju ce para dovesti turbinama za pogon pumpi

$P_{B.3.PT} = P_P / \eta_e$

$\eta_e = \eta_i * \eta_m$

$\eta_i = 0,55$ *unutarnji stupanj djelovanja*

$\eta_m = 0,78$ *mehanički stupanj djelovanja*

$\eta_e = 0,429$ *efektivna korisnost turbine*

$P_{B.3.PT} = 14229,2$ kW

B.4 PUMPE ZA ISUŠIVANJE TANKOVA TERETA (STRIPPING PUMPE)

Kako je nakon iskrcavanja tereta zaostala nečistoća na dnu tankova izuzetno nehomogena masa s obzirom na gustoću, za njeno se odstranjivanje stoga koristimo stapnim dvorednim pumpama (tzv. stripping pumpe)

Snaga pumpe :

$$P_P = V° * H_m / \eta_P \ [W]$$

$V°$	= 700	m^3 / h	*volumenski protok (500 - 1000 m^3 / h)*
$V°$	= 0,194	m^3 / s	*Oko 5 puta manje od pumpe za iskrcaj*
H_m	= 1,5	MPa	*manometarska visina dobave*
η_P	= 0,85		*korisnost pumpe(0,85-0,95)*

P_P = 343,137 kW

Snaga potrebna za isušivanje tankova tereta :

$$P_{B.4.PPS} = P_P / \eta_e \ [W]$$

η_e	= 0,429	*efektivna korisnost parnog stroja*

$P_{B.4.PPS}$ = 799,854 kW

B.5 ISPIRANJE TANKOVA TERETA (BUTTERWORTH SISTEM)

Ispiranje tankova tereta vrši se morskom vodom pomoću " Butterworth " sistema u kojem pumpa osigurava dobavu morske vode i potreban tlak ispiranja (8 bar) , a zagrijač grije vodu na temperaturu (90 °C) koja osigurava kvalitetno i efikasno čišćenje .

Snaga pumpe :

$$P_P = V° * H_m / \eta_P \ [W]$$

$V°$	= 140	m^3 / h	
$V°$	= 0,03889	m^3 / s	
H_m	= 0,8	MPa	*manometarska visina dobave*
η_P	= 0,85		*korisnost pumpe (stapna pumpa)*

P_P = 36,601 kW

Snaga elektromotora potrebna za ispiranje tankova tereta :

$P_{B.5.EL} = P_P / \eta_{EM}$ [W]

$\eta_{EM} = 0,89$ *korisnost elektromotora*

$P_{B.5.EL} = 41,125$ kW

Grijanje morske vode :
Morska voda zagrijava se sa $t_1 = 5$ °C na $t_2 = 90$ °C.

Snaga potrebna za zagrijavanje morske vode :

$Q° = m° * c_V * \Delta t$ [W]

$m°$	$= V° * \rho$	kg / s	*maseni protok*
ρ	$= 1025$	kg / m^3	
$V°$	$= 0,03889$	m^3 / s	
$m°$	$= 39,861$	kg / s	
c_V	$= 4,2$	kJ / kgK	*specifična toplina morske vode*
Δt	$= t_2 - t_1$	°C	
t_1	$= 5$	°C	
t_2	$= 90$	°C	
Δt	$= 85$	°C	

$P_{B.5.P} = Q° / \eta_Z$ W

$Q° = 14230,4$ kW

$\eta_Z = 0,95$ *korisnost zagrijača*

$P_{B.5.P} = 14979,4$ kW

$t_p > t_2 + 50°C$

$t_p > 140$ °C

B.6 GRIJANJE I KLIMATIZACIJA PROSTORA

GRIJANJE :

Grijanje je u pravilu parno

Snaga potrebna za grijanje svih prostorija :

$$Q° = q° * n * V°' \ [W]$$

$q°$	= 100	W / m^3	*obuhvaća gubitke na okolinu i izmjene zraka (iskustveni podatak)*
n	= 47		*broj članova posade*
$V°'$	= 30	m^3	*prostor po članu posade*
$Q°$	= 141	kW	
$P_{B.6.P}$	= $Q° / \eta_S$ [W]		
η_S	= 0,9		*korisnost parnog sistema za grijanje*
$P_{B.6.P}$	= 156,667	kW	
t_p	> 100	°C	

VENTILACIJA :

Snaga ventilatora :

$$P_V = V° * H_m / \eta_V \ [W]$$

$V°$	= $V°' * n * I$ [m^3 / s]		*protok svježeg zraka*
I	= 12		*broj izmjena zraka na sat (6 - 12)*
n	= 47		*broj članova posade*
$V°'$	= 30	m^3	*prostor po članu posade*
$V°$	= 4,7	m^3 / s	
H_m	= 600	Pa	*otpor strujanju u ventilacijskim vodovima*
η_V	= 0,65		*korisnost ventilatora*
P_V	= 4,338	kW	

Snaga potrebna za ventilaciju prostora :

$P_{B.6.VEL}$	= P_V / η_{EM}	W	
η_{EM}	= 0,87		korisnost elektromotornog pogona
$P_{B.6.VEL}$	= 4,987	kW	

HLAĐENJE :

Za hlađenje prostora koristi se AC (air condition) kompresor .

Snaga kompresora :

$$P_K = Q_r° / (R_s * \eta_K) \ [W]$$

$$Q_r° = V° * \Delta t_u * c_{pu} / \eta_r \ [W] \qquad \textit{rashladni efekt}$$

$V°$	= 4,700	m^3 / s	*protok svježeg zraka (preuzeto od ventil.)*
Δt_u	= 10	°C	*temperaturna razlika zraka*
c_{pu}	= 1320	J / m^3K	*specifična toplina uzduha*
η_r	= 0,9		*korisnost rashladnog uređaja*
η_K	= 0,7		*korisnost kompresora*
R_S	= 6	J / Ws	*rashladni učinak ciklusa (iskustveni pod.)*

$Q_r° = 68,93$ kW

$P_K = 16,41$ kW

Snaga potrebna za hlađenje prostora :

$$P_{B.6.KEL} = P_K / \eta_{EM} \ [W]$$

$\eta_{EM} = 0,89$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.6.KEL} = 18,44$ kW

Ukupna snaga potrebna za grijanje i klimatizaciju prostora :

$$P_{B.6.EL} = P_{B.6.VEL} + P_{B.6.KEL}$$

$P_{B.6.EL} = 23,428$ kW

B.7 PROIZVODNJA SLATKE VODE ZA KUHINJU I POSADU

Slatka voda se proizvodi u evaporatorima isparavanjem morske vode koja se zagrijava sa 5 °C na 115 °C pri tlaku 1,7 bar. Isparavanje se vrši samo do nekog većeg postotka soli .

Snaga potrebna za isparavanje morske vode :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{MV} * c_{MV} * (t_Z - t_{MV}) + r * \dot{m}_{SV} \quad [W]$$

$\dot{V}$	= 100	l / dan	*prosječna potrošnja vode po članu posade i putniku*
$\dot{V}$	= 1,157	$*10^{-6}$ m^3/s	
$\dot{m}_{SV}$	= $\dot{V} * n * \rho$		*maseni protok slatke vode*
n	= 47		*broj članova posade*
ρ	= 998	kg / m^3	
$\dot{m}_{SV}$	= 54,289	$* 10^{-3}$ kg / s	
$\dot{m}_{MV}$	= $3 * \dot{m}_{SV}$		*maseni protok morske vode*
$\dot{m}_{MV}$	= 162,868	$* 10^{-3}$ kg / s	
c_{MV}	= 4,180	kJ / kgK	*specifična toplina morske vode*
t_Z	= 115	°C	
t_{MV}	= 5	°C	*temp. morske vode*
r	= h'' - h'		*toplina isparavanja za t_Z =115°C*
r	= 2215	kJ / kgK	
$\dot{Q}$	= 195,121	kW	
η_E	= 0,9		*korisnost evaporatora*
$P_{B.7.P}$	= $\dot{Q} / \eta_E$	W	
$P_{B.7.P}$	= 216,802	kW	
t_p	> t_Z + 50°C		
t_p	> 165	°C	

B.8 GRIJANJE SLATKE VODE ZA POSADU I KUHINJU

Slatka voda se zagrijava sa 25 °C u spremniku na prosječnu temperaturu 65 °C .

Snaga potrebna za zagrijavanje :

$$Q° = m°_{SV} * c_V * \Delta t \ [W]$$

$m°_{SV}$	= 54,289	$* 10^{-3}$ kg / s	*maseni protok slatke vode*
c_V	= 4,2	kJ / kgK	*specifična toplina slatke vode*
t_2	= 65	°C	
t_1	= 25	°C	
Δt	= 40	°C	
$Q°$	= 9,121	kW	
η_Z	= 0,9		*korisnost zagrijača*
$P_{B.8.P}$	= $Q° / \eta_Z$	W	
$P_{B.8.P}$	= 10,134	kW	

$t_Z > t_2 + 50°C$

$t_Z > 115$ °C

B.9 RASVJETA

Prema preporuci potrebno 40 W / m^2

Ukupna površina koju treba o: 2000 m^2

$P_{B.9.EL}$ = 80 kW

B.10 OSTALI POTROŠAČI POTREBNI ZA ŽIVOT POSADE

Potrošači:

električni štednjak	30 *kW*
hladnjaci	20 *kW*
stroj za rublje	20 *kW*
pečnice	20 *kW*
pumpa hidrofora	5 *kW*

$P_{B.10.E}$ = 95 *kW*

B.11 KORMILARSKI UREĐAJ

Snaga kormilarskog uređaja mora biti takva da osigura otklon lista kormila od 35 ° u jednu stranu do 35 ° u drugu stranu u vremenu od 28 sekundi .

Površina kormila :

$A = (1/30 - 1/80) * L_{pp} * T \quad m^2$

$A = L_{pp} * T / 60$

$L_{pp} = 260,0 \quad m$

$T = 15,0 \quad m$

$A = 65,000 \quad m^2$

Visina kormila :

$h = 0,7 * T \quad m$

$T = 15,0 \quad m$

$h = 10,50 \quad m$

Širina kormila :

$b = A / h \quad m$

$b = 6,190 \quad m$

Sila na kormilo :

$F = A * \rho * v_K^2 * \sin^2\alpha / 2 \ [N]$

$v_K = 0,86 * v \quad m / s$ *brzina kormilarenja (0,86 - 0,9 v)*

$v_K = 6,858 \quad m / s$

$\rho = 1025 \quad kg / m^3$ *gustoća morske vode*

$\alpha = 35 \quad °$ *krajnji kut otklona*

$\alpha = 0,61087 \quad rad$

$F = 515,379 \quad kN$

Krak sile :

$x = (0,195 + 0,305 * \sin\alpha) * b$ *iskustvena formula*

$x = 2,290 \quad m$

Moment sile na kormilo :

$M = F * x$ Nm

$M = 1180,28$ kNm

Snaga kormilarskog uređaja :

$P = M * \omega$ W

$\omega = 2 * a * (2 * \pi / 360) / t$ 1 / s

$t = 28$ s

$\omega = 0,044$ 1 / s

$P = 51,499$ kW

$\eta_H = 0,8$ *korisnost hidrauličkog dijela*

$\eta_{EM} = 0,92$ *korisnost elektromotora*

$P_{B.11.EL} = P / (\eta_H * \eta_{EM})$ [W]

$P_{B.11.EL} = 69,972$ kW

B.12 SIDRENA VITLA

Opremni broj (prema registru) :

$E_n = \Delta^{2/3} + 2 * B * h + 0,1 * A$ *opremni broj*

$\Delta = 175500,0$ t *deplasman*

$B = 45,0$ m *širina broda*

$h = a + \Sigma h_i$ m *visina od ljetne vodne linije do gornjeg ruba opločenja palube najgornje palubne kućice*

$a = 6,00$ m *vertikalna udaljenost od L_{VL} do gornjeg ruba palube*

$\Sigma h_i = 10,0$ m *suma visina nadgrađa ili kučica čija je širina veća od 0,25 B*

$h = 16,00$ m

$A = (L_{ppZ} / L_{ppS})^2 * A_S$ [m^2] *površina izložena vjetru*

$A = 2300$ m^2

$N_C = 4804,62$

E_n	Broj Sidra	Masa sidra [kg]	Sidreni lanac* s prečkom F [mm]	Užad [kom]	Prekidno opt. [kN]
4400-4600	3,0	13500	102,0	7,0	667,0

*Spec. Čelik - CRS - L2

1. Minimalna snaga sidrenog vitla :

$P_{min1} = F * v$ W

$F = k * d^2$ N *sila na sidreno vitlo*

$d = 102$ mm *sidreni lanac sa prečkom - promjer*

Kategorija lanca	I	II	III
K	36,8	41,7	46,6

$k = 46,6$ *kategorija lanca*

$F = 484,826$ kN

$v = 9$ m / min *minimalna brzina vitla*

$v = 0,15$ m/s

$P_{min1} = 72,724$ kW

2. Snaga sidrenog vitla treba biti takva da 4 puta težinu sidra diže brzinom 10 m / min.

$P_{min2} = F * v$ W

$F = 4 * m * g$ N

$m = 13500$ kg *masa sidra*

$g = 9,807$ *konstanta*

$F = 529,559$ kN

$v = 10$ m / min

$v = 0,167$ m / s

$P_{min2} = 88,260$ kW

$P_{min2} > P_{min1}$

Snaga sidrenog vitla :

$P_{B.12.EL} = P_2 / (\eta_{SV} * \eta_H * \eta_{EM})$ W

$\eta_{SV} = 0,85$ *korisnost vitla*
$\eta_H = 0,8$ *korisnost hidrauličke pumpe*
$\eta_{EM} = 0,94$ *korisnost elektromotora*

$P_{B.12.EL} = 138,079$ kW

B.13 PRITEZNA VITLA

Snaga pritezanja jednog priteznog vitla :

$P = F_N * v$ W

$F_{Nmax} = F_P / 3$ N *maksimalna sila pritezanja*
$F_P = f (N_C)$ *prekidno opterećenje*
$F_P = 667$ kN
$F_{Nmax} = 222,333$ kN
$F_N = 230$ kN *Uzimamo prvu manju po tablici HRB 0.3.3.26.*

$v = 15$ m / min *brzina pritezanja*
$v = 0,25$ m / s *(maksimalno 18 m / min)*
$P = 58$ kW

$\eta_{PV} = 0,9$ *korisnost priteznog vitla*
$\eta_H = 0,8$ *korisnost hidrauličke pumpe*
$\eta_{EM} = 0,92$ *korisnost elektromotora*

Za 10 pritezna vitla :

$P_{B.13.EL} = n * P / (\eta_{PV} * \eta_H * \eta_{EM})$ W
$P_{B.13.EL} = 868,056$ kW

B.14 DIZALICE MANIFOLDA

Snaga dizalice manifolda iznosi:

$P_{B.14.EL} = 40$ kW

B.15 PUMPE BALASTA

Volumen balastnih tankova iznosi 15 - 20 % volumena tereta :

$V_{BT} = 0{,}17 * V_T$

$V_T = 164085$ m^3

$V_{BT} = 27894{,}4$ m^3

$t = 3$ h *vrijeme ukrcaja / iskrcaja tereta (2 - 4 h)*

$V° = V_{BT} / t$ *protok pumpi*

$V° = 2{,}583$ m^3 / s

$H_m = 0{,}5$ Mpa *ukupna manometarska visina dobave (0,3-0,5 MPa)*

Ukrcaj / iskrcaj balasta vrši se sa 4 centrifugalne pumpe na elektromotorni pogon koje služe za regulaciju balasta, a dijelom i za ukrcaj i iskrcaj tereta

$\eta_P = 0{,}80$ *korisnost pumpe*

$\eta_{EM} = 0{,}94$ *korisnost elektromotornog pogona*

Snaga pumpe :

$P = V° * H_m / \eta_P$ [W]

$P = 1614{,}261$ kW

$P_{B.15.EL} = P / \eta_{EM}$ W

$P_{B.15.EL} = 1717{,}299$ kW

B.16 PROTUPOŽARNA PUMPA

Pored mlaza morske vode još se kao sredstva protupožarne zaštite koriste CO_2 pjena u strojarnici, te vodena para u skladištima, dok se u tankovima tereta koristi sustav inertnog plina kojim se bitno smanjuje prisutnost kisika na oko 5%

$V°$	= 180	m^3 / h	
$V°$	= 0,05	m^3 / s	*protočna količina (iskustveni podatak)*
H_m	= 1,5	MPa	*manometarska visina dobave*
η_P	= 0,75		*korisnost pumpe*
η_{EM}	= 0,93		*korisnost elektromotornog pogona*

Snaga pumpe :

$$P = V° * H_m / \eta_P \ [W]$$

$$P = 100 \ kW$$

$$P_{B.16.EL} = P / \eta_{EM} \ W$$

$$P_{B.16.EL} = 107,527 \ kW$$

B.17 NAVIGACIJSKI I KOMANDNI UREĐAJI

Uređaj	radio stanica	3 kW
	radio goniometar	2 kW
	radar	2 kW
	girokompas	5 kW
	komandni uređaji	4 kW
	$P_{B.17.EL}$ =	16 kW

B.18 RASHLADNA PUMPA SLATKE VODE GLAVNOG STROJA

Indirektan sistem hlađenja : Morskom vodom, koja je agresivni medij, hladi se slatka voda u rashladnom uređaju , koja se potom koristi za hlađenje motora .

Toplinska energija hlađenog motora :

$Q°_{HM} = a * P_e * B * H_d$ [W] *teoretska toplina koju dovodimo u motor gorivom*

$a = (20 - 30 \%)$ *faktor odvođenja topline u ukupnoj dovedenoj toplini motora*

$a = 0,3$

$P_e = 24,35$ MW *efektivna snaga porivnog stroja*

$B = 170$ g / kWh *specifična potrošnja goriva*

$B = 4,722$ $*10^{-5}$ kg / kWs

$H_d = 41569$ kJ / kg *donja ogrijevna moć goriva*

$Q°_{HM} = 11,9498$ MW

Maseni protok slatke vode :

$m°_{SV} = Q°_{HM} / (\eta_H * c_V * \Delta t_{SV})$ kg / s

$\eta_H = 0,95$ *korisnost izmjenjivača topline*

$c_V = 4,2$ kJ / kg *specifična toplina slatke vode*

$\Delta t_{SV} = 90 - 80$

$\Delta t_{SV} = 10$ °C

$m°_{SV} = 299,493$ kg / s

$V°_{SV} = m°_{SV} / \rho_{SV}$ [m^3 / s] *volumenski protok slatke vode*

$\rho_{SV} = 998$ kg / m^3

$V°_{SV} = 0,300$ m^3 / s

Snaga pumpe :

$P_{RSV} = V°_{SV} * H_m / \eta_P$ [W]

$H_m = 0,2$ Mpa *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0,85$ *korisnost pumpe*

$P_{RSV} = 70,610$ kW

$\eta_{EM} = 0,89$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.18.EL} = P_{RSV} / \eta_{EM}$ [W]

$P_{B.18.EL} = 79,337$ kW

B.19 RASHLADNA PUMPA MORSKE VODE GLAVNOG STROJA

Maseni protok morske vode :

$$\dot{m}_{SV} * c_V * \Delta t_{SV} = \dot{m}_{MV} * c_V * \Delta t_{MV} * \eta_H$$

$$\dot{m}_{MV} = (\dot{m}_{SV} * \Delta t_{SV}) / (\Delta t_{MV} * \eta_H) \ [kg / s]$$

$\Delta t_{SV} = 90 - 80$

$\Delta t_{SV} = 10$ °C

$\Delta t_{MV} = 35 - 30$

$\Delta t_{MV} = 5$ *°C*

$c_V = 4,2$ kJ / kg *specifična toplina morske vode*

$\eta_H = 0,95$ *korisnost izmjenjivača topline*

$\dot{m}_{SV} = 299,493$ kg / s *masa slatke vode*

$\dot{m}_{MV} = 630,511$ kg / s

Volumenski protok morske vode :

$$\dot{V}_{MV} = \dot{m}_{MV} / \rho_{MV} \ [m^3 / s]$$

$\rho_{MV} = 1025$ kg / m^3 *gustoća morske vode*

$\dot{V}_{MV} = 0,615$ m^3 / s

Snaga pumpe :

$$P_{RMV} = \dot{V}_{MV} * H_m / \eta_P \ [W]$$

$H_m = 0,20$ Mpa *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0,85$ *korisnost centrifugalne pumpe*

$P_{RMV} = 144,737$ kW

$\eta_{EM} = 0,89$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.19.EL} = P_{RMV} / \eta_{EM} \ [W]$

$P_{B.19.EL} = 162,626$ kW

B.20 GRIJANJE TEŠKOG GORIVA GLAVNOG STROJA

$m°_{DM}$ ... maseni protok goriva diesel motora

$m°_{DM} = P_e * B$ [kg / s]

P_e	=	24,35	MW	*efektivna snaga porivnog stroja*
B	=	4,722	$* 10^{-5}$ kg / kWs	*specifična potrošnja goriva*
$m°_{DM}$	=	1,150	kg / s	

$m°_{ST}$	=	$t * m°_{DM}$ [kg / s]		*potrebna količina goriva u skladišnom tanku*
t [dana]	=	L / v		vrijeme plovidbe
L	=	15000	naut.milja	*doplov*
v	=	15,5	kn	*brzina plovidbe*
t	=	40,323	dana	
m_{ST}	=	4006,0	t	

Snaga potrebna za grijanje teškog goriva glavnog stroja (iskustvena formula) :

$Q° = m°_{DM} * (0,14 * t + 3,36 * 10^5 + 2160 * \Delta t_u)$ [W]

Δt_u	=	30	°C
Q°	=	1021,700	kW

$P_{B.20.P} = Q°$ = 1021,700 kW

$t_p > 105 + 50$

$t_p > 155$ °C

B.21 DOBAVNE (TRANSFER) PUMPE I SEPARATORI TEŠKOG GORIVA GL. STROJA

Dobavna pumpa P_1 :

$P_1 = V° * H_m / \eta_P$ [W] *snaga pumpe*

V°	=	$10 * m°_{DM} / \rho_{TG}$		*volumenski protok*
ρ_{TG}	=	1000	kg / m^3	*gustoća goriva*
H_m	=	0,3	MPa	*manometarska visina dobave*
$m°_{DM}$	=	1,150	kg / s	*maseni protok goriva diesel motora*
η_P	=	0,78		*korisnost pumpe*
V°	=	0,0115	m^3 / s	
P_1	=	4,423	kW	

Dobavna pumpa P_2 :

$P_2 = V° * H_m / \eta_P$ [W] *snaga pumpe*

$V° = 2 * m°_{DM} / \rho_{TG}$ *volumenski protok*

$V° = 0{,}00230 \quad m^3 / s$

$H_m = 0{,}1 \quad$ MPa *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0{,}78$ *korisnost pumpe*

$P_2 = 0{,}295 \quad$ kW

Dobavna pumpa P_3 :

$P_3 = V° * H_m / \eta_P$ [W] *snaga pumpe*

$V° = 2 * m°_{DM} / \rho_{TG}$ *volumenski protok*

$V° = 0{,}00230 \quad m^3 / s$

$H_m = 0{,}2 \quad$ MPa *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0{,}78$ *korisnost pumpe*

$P_3 = 0{,}590 \quad$ kW

Dobavna pumpa P_4 :

$P_4 = V° * H_m / \eta_P$ [W] *snaga pumpe*

$V° = 1{,}2 * m°_{DM} / \rho_{TG}$ *volumenski protok*

$V° = 0{,}00138 \quad m^3 / s$

$H_m = 0{,}2 \quad$ MPa *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0{,}78$ *korisnost pumpe*

$P_4 = 0{,}354 \quad$ kW

Ukupna snaga dobavnih pumpi :

$P_P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$

$P_P = 5{,}661 \quad$ kW

Snaga potrebna za separiranje goriva jednaka je dvostrukoj snazi dobave :

$P_S = 2 * P_P$ [W]

$P_S = 11,322$ kW

$\eta_{EM} = 0,87$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.21.EL} = (P_P + P_S) / \eta_{EM}$

$P_{B.21.EL} = 19,520$ kW

B.22 GRIJANJE ULJA ZA PODMAZIVANJE GLAVNOG STROJA

Ukupna količina (volumen) ulja za podmazivanje u sistemu iznosi 1 l / KS
(iskustvena formula) :

1KS = 735,5 W

1 l = 10^{-3} m^3

$V_{up} = P_e * 10^{-3} / 735,5$

$V_{up} = 33,107$ m^3

$\rho_{up} = 920$ kg / m^3 *gustoća ulja za podmazivanje*

Ukupna masa ulja :

$m_{up} = V_{up} * r_{up}$

$m_{up} = 30458,2$ kg

Maseni protok kroz separator :

$m°_S = n * m_{up} / t$ [kg / s]

n = 3 *broj pročišćavanja ulja u jednom danu*

t = 1 dan

$m°_S = 1,058$ kg / s

Toplinska energija grijanja ulja za separiranje :

$Q°_S = m°_S * c_{up} * (t_S - t_1)$ [W]

$c_{up} = 1,587$ kJ / kgK *specifična toplina ulja*

$t_S = 90$ °C *temperatura ulja u separatoru*

$t_1 = 40$ °C *temperatura ulja u spremniku*

$Q°_S = 83,919$ kW

$\eta_Z = 0{,}95$ *korisnost zagrijača*

$P_{B.22.P} = Q°_S / \eta_Z \ [W]$

$P_{B.22.P} = 88{,}335 \ kW$

$t_p > t_S + 50 \ °C$ *(u pogonu)*

$t_p > 140 \ °C$

Pri pokretanju glavnog stroja potrebno je zagrijati spremnik ulja sa 15 na 40 °C .

$Q°_T = 1{,}2 * m°_{up} * c_{up} * \Delta t / t \ [W]$

$t = 6$ sati

$t = 21600$ s *vrijeme zagrijavanja*

$\Delta t = 40 - 15$

$\Delta t = 25 \ °C$

$\eta_Z = 0{,}95$ *korisnost zagrijača*

$Q°_T = 67{,}135 \ kW$

$P_{B.22.P} = Q°_T / \eta_Z \ W$

$P_{B.22.P} = 70{,}668 \ kW$

$t_p > 40 + 50$ (u mirovanju)

$t_p > 100 \ °C$

B.23 DOBAVNE PUMPE I SEPARATORI ULJA ZA PODMAZIVANJE GL. STROJA

Kako postoji analogija s točkom B.22., stoga koristimo iste pretpostavke kao i u prije navedenoj točki

Snaga dobavne pumpe (iskustvena formula) :

$P_P = 5 * m°_S \ [kW]$

$m°_S = 1{,}058$ kg / s *maseni protok kroz separator*

$P_P = 5{,}288 \ kW$

Snaga separatora (iskustvena formula) :

$P_S = 10 * m°_S \ [kW]$

$P_S = 10{,}58 \ kW$

$\eta_{EM} = 0{,}87$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.23.EL} = (P_P + P_S) / \eta_{EM} \ [W]$

$P_{B.23.EL} = 18{,}234 \ kW$

B.24 GRIJANJE STROJARNICE

Volumen strojarnice :

V_Z = 280800 m^3 *volumen naseg broda*

k_1 = 0,309

G_{TS} = 86758,2

V_{STS} = 13013,73 m^3 *volumen strojarnice*

η_Z = 0,95 *korisnost zagrijača*

$P_{B.24.P} = V_{ST} * 40 / \eta_Z$ [W]

$P_{B.24.P}$ = 547,947 kW

t_p > 100 °C

B.25 PROIZVODNJA SLATKE VODE ZA STROJARNICU

Maseni protok vode za strojarnicu : $m°_{SV}$ = 0,15 kg / s

Snaga potrebna za proizvodnju slatke vode :

$Q° = m°_{MV} * c_{MV} * (t_Z - t_{MV}) + m°_{SV} * \rho$ [W]

$m°_{MV} = 3 * m°_{SV}$ kg/s *maseni protok morske vode*

$m°_{MV}$ = 0,45 kg/s

t_Z = 115 °C

t_{MV} = 5 °C

ρ = 2215 kJ / kgK *(toplinske tablice za t_Z = 115 °C)*

c_{MV} = 4,2 kJ / kgK *specifična toplina morske vode*

Q° = 540,1 kW

η_E = 0,9 *korisnost evaporatora*

$P_{B.25.P} = Q° / \eta_E$ [W]

$P_{B.25.P}$ = 600,117 kW

$t_p > t_Z$ + 50 °C : 165 *°C*

B.26 PUMPE KALJUŽE

Prema propisima HRB na brodu moraju biti najmanje dvije kaljužne pumpe čiji je maseni protok određen minimalnom brzinom pumpanja v = 2 m/s glavnog cjevovoda d1 .

Promjer glavnog cjevovoda :

$$d_1 = 1{,}68 * (L * (B + H))^{1/2} + 25 \text{ [mm]}$$

L	= 260,0	m	*duljina broda*
B	= 45,0	m	*širina broda*
H	= 21,000	m	*visina trupa*

$d_1 = 245{,}074$ mm

Ukupan volumenski protok :

$V° = A * v$ m^3 / s

v_{min}	= 2,0	m/s	
v	= 2,2	m / s	*odabrana brzina pumpanja*
A	= $d_1^2 / (p * 4)$		*površina poprečnog presjeka cjevovoda*
A	= 0,0472	m^2	

$V° = 0{,}1038$ m^3 / s

Snaga pumpe :

$$P_P = V° * H_m / \eta_P \text{ [W]}$$

H_m	= 0,3	Mpa	*manometarska visina dobave*
η_P	= 0,75		*korisnost pumpe*
P_P	= 41,511	kW	
η_{EM}	= 0,89		*korisnost elektromotornog pogona*
$P_{B.26.EL}$	= P_P / η_{EM}	W	

$P_{B.26.EL} = 46{,}642$ kW

B.27 KOMPRESORI ZRAKA

Pretpostavka je, da se proces kompresije zraka odvija po izotermi (t = konst) iako u stvarnosti postoji odstupanje od izotermne kompresije . Stvaran proces odvija se između teoretskih procesa izoterme (t = konst) i adijabate (Q = 0), dok je izotermna kompresija poželjna iz razloga manjeg opterećenja postrojenja , te što se zagrijavanjem medija smanjuje efikasnost .

Komprimirani zrak koristi se za pokretanje diesel motora.

Izotermna kompresija :

$$p_1 * V_1 = p_2 * V_2 = konst$$

Rad izotermne kompresije :

$$W_{IZ} = p_1 * V_1 * \ln (p_1 / p_2) \ [J]$$

Snaga izotermne kompresije :

$$P_{IZ} = p_1 * V°_1 * \ln (p_1 / p_2) \ [W]$$

O_K	=	$(p_t / p_u)^{1/Z} * 1,1$	*komp. omjer po jednom stupnju kompresije*
Z	=	2	*broj stupnjeva kompresije*
p_t	=	30 bar	*tlak kompresije (tlačni)*
p_u	=	1 bar	*tlak okoline (usisni)*
		1,1	*faktor pada tlaka zbog prigušenja na ventilima*
p_t / p_u	=	30,000	*ukupni kompresioni omjer*
O_K	=	6,025	

Kapacitet kompresora (Sulzer) :

$$C = 27,6 * V \quad m^3 / h$$

Ukupni volumen spremnika :

$$V = (P * q * n_{st}) /(1000 * (p_{max} - p_{min})) \quad m^3$$

$P = P_{MCR}$	=	24,35 MW	*snaga porivnog stroja*
p_{max}	=	30 bar	*granični tlakovi (tlakovi pokretanja motora)*
p_{min}	=	7 bar	

$q\ [m^3]$ = *utrošak zraka po cilindru*

BROJ CILINDARA	4	5	6	7
$q\ [m^3]$	2,4	2,1	1,8	1,6

BROJ CILINDARA	8	9	10	…
$q\ [m^3]$	1,5	1,45	1,42	…

$q = 2,1\ m^3$ *za motor sa 5 cilindara*

$n_{st} = 14$ *broj startanja (prema registru)*

$V = 31,126\ m^3$

$C = 859,068\ m^3 / h$

Volumenski protok na usisu :

$V°_u = C / 3600$

$V°_u = 0,23863\ m^3 / s$

Hidraulička kompresiona snaga - snaga izotermne kompresije (teoretska vrijednost) :

$P_{IZ} = Z * p_u * V°_u * \ln(O_K)\ [W]$

$P_{IZ} = 85,712\ kW$

Efektivna snaga kompresora :

$P_{EK} = P_{IZ} / \eta_{EK}\ W$

$\eta_{EK} = 0,635$ *efektivna korisnost kompresora (0,55 - 0,75)*

$P_{EK} = 134,979\ kW$

$P_{B.27.EL} = P_{EK} / \eta h_{EM}\ W$

$\eta_{EM} = 0,94$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.27.EL} = 143,594\ kW$

B.28 VENTILATOR STROJARNICE

Snaga ventilatora :

$$P_V = V° * H_m / \eta_V \ [W]$$

Količina zraka potrebna za ventilaciju strojarnice (iskustveno) : 10 - 15 m^3 / KSh

Odabrano:

13 m^3 / KSh

P_{MCR} = 24,35 33107 KS

Volumenski protok :

$V° = P * n / 3600$

$V° = 119,552 \ m^3$

H_m = 400 Pa *manometarska visina dobave*

η_V = 0,65 *korisnost ventilatora*

P_V = 73,571 kW

η_{EM} = 0,92 *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.28.EL} = P_V / \eta_{EM}$

$P_{B.28.EL}$ = 79,968 kW

B.29 RASHLADNA PUMPA POMOĆNOG KONDENZATORA

Količina topline koju je potrebno odvesti kondenzatoru da bi dobili kapljevinu - čisti kondenzat :

$$Q°_{KD} = m°_{KD} * \Delta h_{KD} \ [W]$$

$m°_{KD}$ = 22,476 kg / s *maseni protok kroz kondenzator (pregrijana para)*

$\Delta h_{KD} = h_{KD} - h' \ [kJ / kg]$ *toplinski pad u kondenzatoru*

h_{KD} = 2581,65 kJ / kg *entalpija pare u kondenzatoru*

h' = 289,23 kJ / kg *entalpija vrele kapljevine (x = 0 ; p = 0,3 bar) (toplinske tablice)*

Δh_{KD} = 2292,42 kJ / kg

$Q°_{KD}$ = 51525,2 kW

Količina topline koju preuzima morska voda uslijed procesa ukapljivanja slatke vode mora biti :

$m°_{MV} = Q°_{KD} / (c_{MV} * \Delta t_{MV} * \eta_{KD})$ [kg / s] … *maseni protok morske vode*

$c_{MV} = 4,187$ kJ / kgK *specifična toplina morske vode*

$\Delta t_{MV} = (7 - 10)$ °C

$\Delta t_{MV} = 8$ °C *odabrano*

$\eta_{KD} = 0,95$ *korisnost kondenzatora*

$m°_{MV} = 1619,211$ kg / s

$V°_{MV} = m°_{MV} / r_{MV}$ [m^3 / s] *volumenski protok morske vode*

$V°_{MV} = 1,57972$ m^3 / s

$H_m = 1,5$ bar *manometarska visina dobave*

$\eta_P = 0,8$ *korisnost rashladne pumpe*

$\eta_{EM} = 0,88$ *korisnost elektromotora*

Snaga rashladne pumpe :

$P_{RP} = V° * H_m / \eta_P$

$P_{RP} = 296,197$ kW

$P_{B.29.EL} = P_{RP} / \eta_{EM}$

$P_{B.29.EL} = 336,59$ kW

Rezultati iteracije :

$P_1 = 277,10$ kW

$P_2 = 297,44$ kW

$P_3 = 299,05$ kW

$P_4 = 299,18$ kW

B.30 KONDENZATNA PUMPA POMOĆNOG KONDENZATORA

Snaga pumpe :

$P_{KP} = V° * H_m / \eta_P$ [W]

$V° = m°_{KD} / r_{KD}$ [m^3 / s] *volumenski protok kondenzata*

$\rho_{KD} = 978$ kg / m^3 *gustoća kondenzata*

$V° = 0,02298$ m^3 / s

$H_m = p_{NS} - p_{KD} + H_{wt} + H_{gt}$ [Pa] *manometarska visina dobave*

p_{NS} = 1,2080 bar *tlak u napojnom spremniku (zadan temperaturom tNS- top. tablice)*

p_{KD} = 0,3 bar *tlak u kondenzatoru*

H_{wt} … gubitak visine zbog otpora strujanju

H_{gt} … geodetska visina

$H_{wt} + H_{gt}$ = 0,8 bar *(iskustveni podatak)*

H_m = 1,708 bar

η_P = 0,7 *korisnost pumpe*

P_{KP} = 5,608 kW

η_{EM} = 0,85 *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.30.EL} = P_{KP} / \eta_{EM}$

$P_{B.30.EL}$ = 6,597 kW

Rezultati iteracije :

P_1 = 6,110 kW

P_2 = 6,559 kW

P_3 = 6,594 kW

P_4 = 6,597 kW

B.31 NAPOJNA PUMPA KOTLA

Snaga pumpe :

$P_{NP} = V° * H_m / \eta_P$ [W]

$V°' = m°_K / r_{NV}$ [m^3 / s] *volumenski protok pri neprekinutom radu pumpe*

$V°$ = 2 * V°' [m^3 / s] *volumenski protok pumpe pri 1 / 2 vremena*

$m°_K$ = 25,331 kg / s *maseni protok u kotlu*

ρ_{NV} = 954,675 kg / m^3 *gustoća napojne vode*

$V°$ = 0,05307 m^3 / s

$H_m = p_K - p_{NS} + H_{wt} + H_{gt}$ [Pa] *manometarska visina dobave*

p_K = 13,762 bar *tlak u kotlu*

p_{NS} = 1,2080 bar *tlak u napojnom spremniku*

$H_{wt} + H_{gt}$ = 2 bar *(iskustveni podatak)*

H_m = 14,554 bar

η_P = 0,75 *korisnost pumpe*

η_{EM} = 0,92 *korisnost elektromotornog pogona*

P_{NP} = 102,98 kW

$P_{B.31.EL} = P_{NP} / \eta_{EM}$

$P_{B.31.EL} = 111,932$ *kW*

Rezultati iteracije :

$P_1 =$ 102,409 *kW*

$P_2 =$ 111,167 *kW*

$P_3 =$ 111,871 *kW*

$P_4 =$ 111,927 *kW*

B.32 VENTILATORI KOTLA

Ventilatori kotla dobavljaju zrak za izgaranje u ložište kotla

Snaga ventilatora :

$P_{VK} = V° * H_m / \eta_V$ [W]

$V°_{VK}$	= 24,4	m^3 / s	*volumenski protok*
H_m	= 5	kPa	*manometarska visina dobave (procjena)*
η_V	= 0,65		*korisnost ventilatora*
η_{EM}	= 0,93		*korisnost elektromotornog pogona*

$P_{VK} = 187,645$ kW

$P_{B.32.EL} = P_{VK} / \eta_{EM}$

$P_{B.32.EL} = 201,768$ kW

Rezultati iteracije :

$P_1 =$ 184,800 kW

$P_2 =$ 200,406 kW

$P_3 =$ 201,660 kW

$P_4 =$ 201,760 kW

B.33 GRIJANJE TEŠKOG GORIVA KOTLA

Snaga potrebna za grijanje teškog goriva kotla :

$Q° = m°_{GK} * (0,14 * t + 3,36 * 10^5 + 2160 * \Delta t)$ [W]

$m°_{GK}$	= 1,7636	kg / s	*maseni protok goriva*
t_M	= 40,323	dana	*vrijeme plovidbe*
t	= $t_M / 5$ = 8,065		*dana*
t	= 696774	s	
Δt	= 55	°C	

$Q° = 974,095$ kW

$P_{B.33.P} = Q° = 974,095$ kW

$P_1 = 892,175$ kW

$P_2 = 967,520$ kW

$P_2 = 973,573$ kW

$P_4 = 974,057$ kW

B.34 DOBAVNE PUMPE TEŠKOG GORIVA KOTLA

Koristimo 4 pumpe s različitim manometarskim visinama dobave (H_m) te različitim volumenskim protocima (V°) .

Ukupna snaga dobavnih pumpi (iskustvena formula) :

$P_P = 5 * m°_{GK}$ [kW]

$m°_{GK} = 1,7636$ kg / s *maseni protok goriva*

$P_P = 8,82$ kW

$\eta_{EM} = 0,87$ *korisnost elektromotornog pogona*

$P_{B.34.EL} = P_P / \eta_{EM}$ [W]

$P_{B.34.EL} = 10,14$ kW

$P_1 = 9,28$ kW

$P_2 = 10,07$ kW

$P_3 = 10,13$ kW

$P_4 = 10,13$ kW

B.35 GORIONICI KOTLA

Maseni protok goriva :

$m°_{GK} = 1,7636$ kg / s

$m°_{GK} = 6348,79$ kg / h

Odabrani gorionici :

BROJ GORIONIKA	*2*	
TIP GORIONIKA	*ER32 NEC 20 TC*	
MASENI PROTOK	*3250*	kg / h

C. ENERGETSKA BILANCA PARNOG POSTROJENJA

C.1 POGONSKA STANJA BRODA

A) Plovidba s teretom (plovidba na iskrcaj)
B) Terminalski manevar
C) Iskrcaj tereta
D) Plovidba iz terminala

C.2 BILANCA SNAGE ELEKTRIČNOG GENERATORA

Bilanca snage električnog generatora uzimajući pri tome faktor istodobnosti kp, prikazana je u Tablici 1 . Iz tablice je vidljivo da je postignuto stanje takvo da je opterećenje najveće pri iskrcaju tereta (stanje C) .

Opterećenje turbogeneratora :

$P_E = \Sigma P_{Ei}$ [W] — *P_{Ei} … iz Tablice 1.*

$P_E = 1089{,}95$ kW

Snaga potrebna za pokretanje turbogeneratora :

$P_G = P_E / \eta_G$ [W]
$\eta_G = 0{,}9$ — *korisnost generatora*
$P_G = 1211{,}06$ kW

Snaga turbine generatora :

$P_{TG} = P_G / \eta_{ET}$ [W]
$\eta_{ET} = 0{,}55$ — *efektivna korisnost turbine*
$P_{TG} = 2201{,}92$ kW

$t_p = 250 - 300$ °C
$p_p = 15 - 30$ bar

C.3 BILANCA SNAGE KOTLA

Bilanca snage kotla dana je u Tablici 2 za slučaj C, tj. max. opterećenja.

$P_P = \Sigma P_{P\,i}$ [W] *$P_{P\,i}$ … iz Tablice2.*

P_{PR} = 17231,0 kW

P_{zs} = 5605,4 kW

C.4 PARAMETRI I KOLIČINA PARE

C.4.1 IZBOR PARAMETARA PARE

t_P	NAZIVNA SNAGA	p_Z
[°C]	[kW]	[bar]
100	797,91	1,2
115	10,13	2,0
140	15067,72	4,1
155	1995,80	6,1
165	816,92	7,8

p_Z [bar] … tlak zasićenja (potrebni ili preporučeni parametri)

P_P [kW] … nazivna snaga = $\sum P_{P\,i}$

t_P [°C] … temperatura pare (pregrijanja)

Parametri pare za pogon stroja

p_P	t_P	NAZIVNA SNAGA	t_Z
[bar]	[°C]	[kW]	[°C]
15 - 30	250 - 350	14229,2	198 - 243
10 - 25	300 - 350	799,9	180 - 224

Standardni tlakovi u kotlu p_{PK} [atm] :

6	13
8	16
10	20

Standardne temperature pregrijanja za vodocijevne kotlove , t_{pr} [°C] :

150	350
200	400
250	450
300	500

Odabrano :

p_{pk} = 13 atm

p_{pk} = 12,749 bar

t_{pr} = 300 °C

Apsolutni tlak u kotlu :

$p_k = p_{pk} + p_0$

p_0 = 1,013 bar *tlak okoline*

p_k = 13,762 bar

Temperatura pregrijanja :

t_{pr} = 300 °C

Temperatura zasićenja : (za tlak u kotlu p_k , prema toplinskim tablicama)

t_Z = 194,22 °C

Entalpija pregrijane pare: (funkcija p_k =13,762bar , t_{pr} =300^oC)

h_{pr} = 3041,63 kJ / kg

Toplina isparavanja :

$r_Z = h'' - h'$ [kJ / kg]

h'' = f (p_k) *entalpija suhozasićene pare*

h'' = 2789,6 kJ / kg

h' = f (p_k) *entalpija kapljevine*

h' = 825,9 kJ / kg

r_Z = 1964 kJ / kg

Za podtlak u kondenzatoru od p_{kd} = 0,3 bara (odabran) i temperaturu kondenzata t_{kd} = 69,12^oC, teoretski raspoloživi toplinski pad h_t dan je sljedećim izrazom :

p_{KD} = 0,3 bar

$h_t = h_{pr} - h_{kd(teor)}$

h_{pr} … entalpija pregrijane pare (t_p = 300^oC; p =13,76 bar)

h_{pr} = 3042 kJ / kg

$h_{kd(teor)}$ … teoretska entalpija kondenzata (x = 0,85)

$h_{kd(teor)}$ = 2275 kJ / kg

h_t = 766,6 kJ / kg

Realna entalpija kondenzata h_{kd} za podtlak u kondenzatoru od p_{kd} = 0,3 bara i temp t_{kd} = 62,19 ^{o}C dana je izrazom :

$$h_{kd} = h_{pr} - h_i$$

h_{pr} … entalpija pregrijane pare

h_{pr} = 3042 kJ / kg

h_i … realni toplinski pad Curtis turbine

$h_i = \eta_i * h_t$

η_i = 0,6

h_i = 460 kJ / kg

Nakon uvrštavanja slijedi realna entalpija kondenzata :

h_{kd} = 2582 kJ / kg

te tu očitavamo sadržaj pare (udio suhozasićene pare u 1 kg mokre pare) : x = 0,905

PARAMETRI PARE						
p_k	t_Z	t_{pr}	p_{KD}	h_t	h_{KD}	h_{pr}
[bar]	[°C]	[°C]	[bar]	[kJ / kg]	[kJ / kg]	[kJ / kg]
13,8	194,2	300	0,3	767	2582	3042

C.4.2 POTREBNE KOLIČINE PARE

Maseni protok pare potrebne za zagrijavanje :

$$\dot{m}_Z = P_Z / r_Z \text{ [kg / s]} \qquad P_Z = \Sigma P_{Zi} \text{ [W]}$$

P_Z = 5605,43 kW *tablica 2 , stanje A*

r_Z = 1964 kJ / kg *toplina isparavanja*

$\dot{m}_Z$ = 2,8545 kg / s

Maseni protok pregrijane pare potrebne za pogon strojeva :

$$\dot{m}_{pr} = P_{pr} / h_t \text{ [kg / s]} \qquad P_{pr} = \Sigma P_{pri} \text{ [W]}$$

P_{pr} = 17231 kW *tablica 2 , stanje C*

h_t = 767 kJ / kg *teoretski pad topline*

$\dot{m}_{pr}$ = 22,4763 kg / s

Maseni protok kroz kotao :

$$\dot{m}_k = \dot{m}_Z + \dot{m}_{pr} \; [\text{kg / s}]$$

$$\dot{m}_k = 25{,}3308 \quad \text{kg / s}$$

$$\dot{m}_{k1} = 23{,}176 \quad \text{kg / s}$$
$$\dot{m}_{k2} = 25{,}158 \quad \text{kg / s}$$
$$\dot{m}_{k3} = 25{,}317 \quad \text{kg / s}$$
$$\dot{m}_{k4} = 25{,}330 \quad \text{kg / s}$$

C.4.3 KAPACITET LOŽENOG KOTLA

STANDARDNI KAPACITETI KOTLA [t / h] : 20, 25, 32, 40, 50, 64, 80 …

Opterećenje :

$$\dot{m}_k = 25{,}33 \quad \text{kg / s}$$
$$\dot{m}_k = 91{,}19 \quad \text{t / h}$$

Odabrano (prema standardu) :

$$\dot{m}_{kST} = 50 \quad \text{t / h}$$

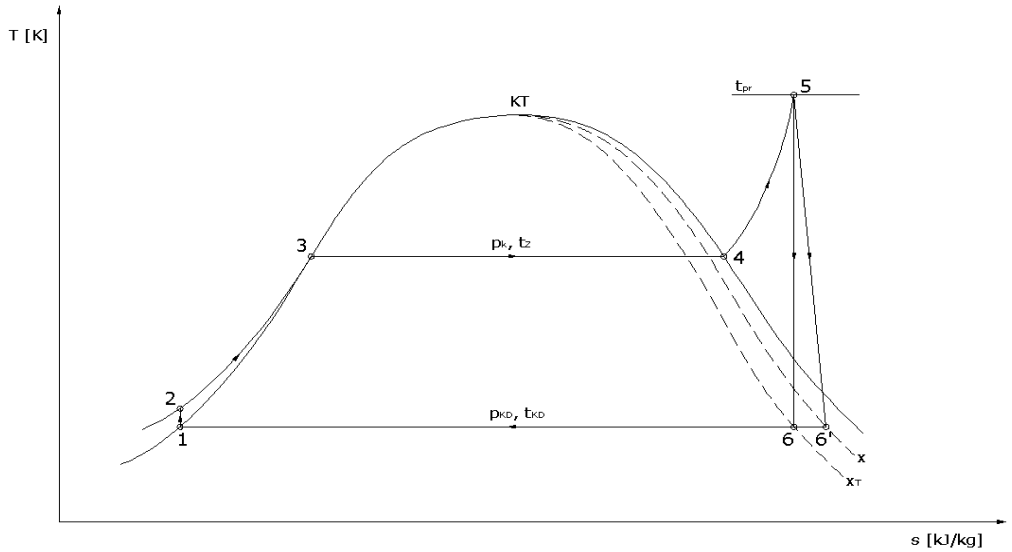
Kako je kapacitet kotla dvostruko veći od odabranog standardnog kapaciteta uzima se da se na brodu nalaze dva kotla. Svaki od dva kotla ima maseni protok jednak polovici ukupnog potrebnog protoka pare:

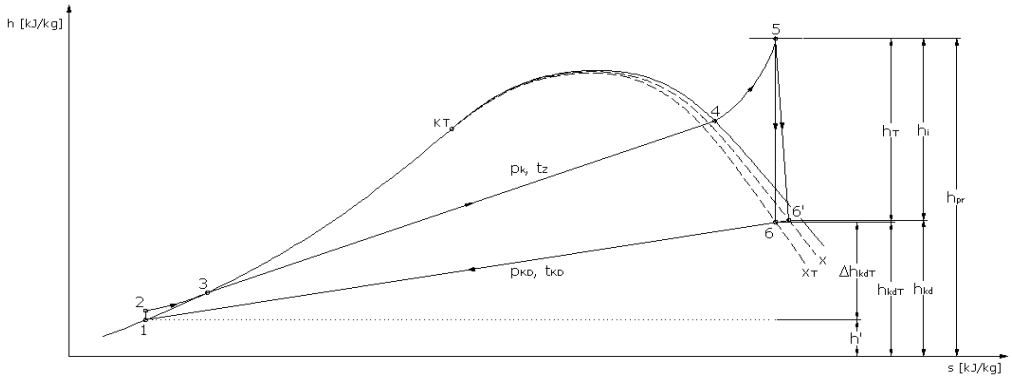
$$\dot{m}_{k\,1/2} = 12{,}67 \quad \text{kg / s}$$
$$\dot{m}_{k\,1/3} = 45{,}60 \quad \text{t / h}$$

$\dot{m}_{kST}$ ... standardizirani maseni protok kroz kotao

Bilanca potrošnje pare dana je u tablici 3 .

T - s / h - s dijagram parnog postrojenja :



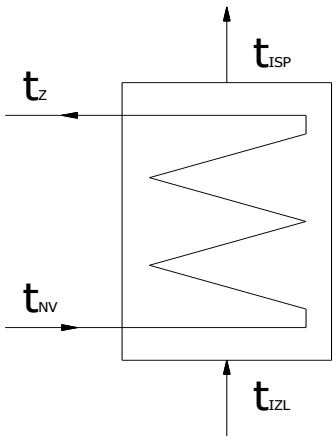


1 - 2 ... kompresija napojne vode pomoću napojne pumpe
2 - 3 ... predgrijavanje napojne vode u ekonomajzeru
3 - 4 ... isparivanje kotlovske vode u isparivaču
4 - 5 ... pregrijanje vode u pregrijaču
5 - 6 ... adijabatska ekspanzija u parnom stroju (teoretski)
5 - 6' ... adijabatska ekspanzija u parnom stroju (realno)
6 - 1 ... ukapljivanje pare u kondenzatoru (teoretski)
6' - 1 ... ukapljivanje pare u kondenzatoru (realno)

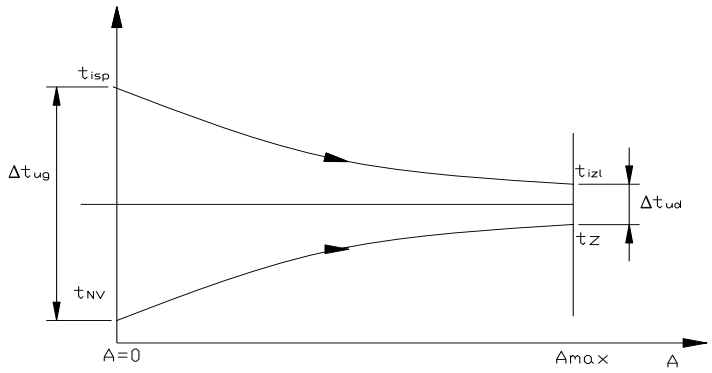
C.4.4 KAPACITET UTILIZACIONOG KOTLA

Utilizacioni kotao koristi toplinu ispušnih plinova diesel motora za zagrijavanje napojne vode, i za proizvodnju suhozasićene pare

Shema utilizacionog kotla :



Dijagram temperatura za istosmjerni izmjenjivač topline :



t_{NV} … temperatura napojne vode

t_{isp} … izlazna temperatura ispušnih plinova iz diesel motora

t_z … temperatura zasićenja

t_{izlU} … temperatura ispušnih plinova na izlazu iz utilizacionog kotla

Δt_{ug} … razlika temp. plinova i vode na ulazu u utilizacioni kotao

Δt_{ud} … razlika temp. plinova i pare na izlazu iz utilizacionog kotla

t_{NS} = 120 °C *temperatura u napojnom spremniku*

t_{NV} = t_{NS} - 5 °C *temperatura napojne vode*

t_{NV} = 115 °C

t_{isp} = 260 °C *temperatura ispušnih plinova*

t_z = 158,83 °C *temperatura zasićenja*

Δt_{ud} = 50 °C *razlika temp. na izlazu iz util. kotla*

t_{izlU} = $t_Z + \Delta t_{ud}$

t_{izlU} = 208,83 °C *temp. plinova na izlazu iz util kotla*

t_{izlU} > 185,00 °C

Toplina dovedena utilizacionom kotlu :

$Q°_U$ = $m°_{DM} * q$ [W]

$m°_{DM}$ = 1,150 kg / s *maseni protok goriva diesel motora*

q = 2600,00 kJ / kg *toplina ispušnih plinova (određeno pomoću H - t dijagrama ispušnih plinova glavnog stroja)*

$Q°_U$ = 2989,64 kW

Toplina odvedena utilizacijskom kotlu :

$Q°_U$ = $m°_{ZU} * (h'' - h_{NV}) / \eta_U$ [W]

$m°_{ZU}$ = $Q°_U * \eta_U / (h'' - h_{NV})$ *maseni protok u utilizacionom kotlu*

η_U = 0,85 *korisnost zagrijavanja u utilizacionom kotlu*

h_{NV} = $f (t_{NV})$ *entalpija kapljevine (napojne vode)*

h_{NV} = 442,7 kJ / kg

h'' = $f (t_Z)$ *entalpija suhozasićene pare*

h'' = 2756,1 kJ / kg

$m°_{ZU}$ = 1,098 kg / s

$m°_{ZU}$ = 3954,42 kg / h

D. IZGARANJE

D.1 GORIVO

D.1.1 SASTAV GORIVA

Gorivo: Bunker "C"

Sastav goriva s obzirom na maseni udio pojedine komponente:

KOMPONENTA	UGLJIK	VODIK	KISIK
KEMIJSKI SASTAV	C	H_2	O_2
OZNAKA	c	h	o
MASENI UDIO [kg/kg]	0,830	0,130	0,015

KOMPONENTA	DUŠIK	SUMPOR	VLAGA
KEMIJSKI SASTAV	N_2	S	H_2O
OZNAKA	n	s	w
MASENI UDIO [kg/kg]	0,0050	0,019	0,0010

D.1.2 DONJA OGRIJEVNA MOĆ GORIVA

H_d [kJ / kg] ... donja ogrijevna moć goriva : toplina dobivena potpunim izgaranjem jedne masene jedinice goriva, ali ne uzimajući u obzir toplinu kondenzacije vodene pare

Formula Mendeljeva :

$$H_d = [\, 33{,}9 * c + 125{,}6 * h - 10{,}9 * (o - s) - 2{,}51 * (9 * h + w) \,] * 10^6$$

$$H_d = 41569{,}4 \quad kJ / kg$$

D.2 ANALIZA IZGARANJA

Procesom izgaranja pored oslobođene energije (topline), nastaju i dimni plinovi, koje sačinjava smjesa plinova nastalih kao posljedica oksidacije gorivih sastojaka goriva, te dušika i kisika iz zraka, koji pak ne sudjeluju aktivno u samoj reakciji. Pri tom se ukupni volumen dimnih plinova sastoji od suhih dimnih plinova
i vlage koja nastaje oksidacijom vodika sadržanog u gorivu.

D.2.1. STEHIOMETRIJSKI ODNOSI

1 [kmol] H_2 + 0,5 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] H2O + E
1 [kmol] C + 1 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] CO2 + E
1 [kmol] C + 0,5 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] CO + E
1 [kmol] S + 1 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] SO2 + E
1 [kmol] S + 1,5 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] SO3 + E
1 [kmol] CO + 0,5 [kmol] 0_2	--->	1 [kmol] CO2 + E

D.2.2 KOLIČINA ZRAKA ZA IZGARANJE

Minimalna količina kisika potrebna za potpuno izgaranje :

$$O_{(n)min} = 1,867*c + 5,6*(h - o / 8) + 0,7* s \ [m^3 / kg]$$

$$O_{(n)min} = 2,280 \quad m_n^3 / kg$$

Minimalna količina zraka za potpuno izgaranje :

$$Z_{(n)min} = O_{(n)min} / 0,21 \ [m_n^3 / kg]$$

$$Z_{(n)min} = 10,859 \quad m_n^3 / kg$$

Zbog gubitka u ložištu potrebno je dovesti višak zraka :

λ … faktor viška zraka (1,1 - 1,2)

$\lambda = 1,15$ *odabrano*

Stoga imamo stvarnu količinu zraka potrebnu za izgaranje:

$$L_n = L_{(n)min} * \lambda$$
$$L_n = 12,488 \ m_n^3 / kg$$

D.2.3 KOLIČINA I SASTAV PLINOVA IZGARANJA

Iz zakona stehiometrije :

$V_{(n)CO2} = 1{,}867 \cdot c =$ 1,54961 m_n^3 / kg

$V_{(n)SO2} = 0{,}7 \cdot s =$ 0,01330 m_n^3 / kg

$V_{(n)N2} = 0{,}8 \cdot n + 0{,}79 \cdot L_{(n)min} =$ 8,58269 m_n^3 / kg

$V_{(n)H2O} = 1{,}3 * (9 * h + w) =$ 1,52230 m_n^3 / kg

$V_{(n)N2+O2} = (l - 1) * L_{(n)min} =$ 1,62886 m_n^3 / kg

$V_{(n)s}$ … količina suhih plinova izgaranja (plinovi bez vodene pare)

$V_{(n)smin}$ … minimalna količina suhih plinova izgaranja

$$V_{(n)smin} = V_{(n)CO2} + V_{(n)SO2} + V_{(n)N2} \ [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)smin} = 10{,}14560 \ m_n^3 / kg$$

Stvarna količina suhih plinova izgaranja dobije se pribrajanjem N_2 i O_2 iz viška zraka :

$$V_{(n)s} = V_{(n)smin} + V_{(n)N2+O2} \ [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)s} = 11{,}7745 \ m_n^3 / kg$$

$V_{(n)VL}$ … količina vlažnih plinova izgaranja (količina suhih plinova + količina pare)

$$V_{(n)VL} = V_{(n)s} + V_{(n)H2O} \ [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)VL} = 13{,}2968 \ m_n^3 / kg$$

x_i … volumni udio pojedinog sudionika u plinovima izgaranja

$$\Sigma x_i = 1$$

$$\Sigma V_{(n)i} = V_{(n)VL}$$

$$x_i = V_{(n)i} / V_{(n)VL}$$

KOLIČINA I SASTAV PLINOVA IZGARANJA U KOTLU			
br	SUDIONIK	$V_{(n)I}$ [m_n^3 / kg]	x_i
1	CO_2	1,54961	0,11654
2	SO_2	0,01330	0,00100
3	N_2	8,58269	0,64547
4	ZRAK $N_2 + O_2$	1,62886	0,12250
5	H_2O	1,52230	0,11449
	$V_{(n)VL}$	13,29676	1,0

D.2.4 KOLIČINA I SASTAV ISPUŠNIH PLINOVA GLAVNOG STROJA

Za pogon glavnog stroja koristi se isto gorivo kao i za loženje kotla . Postupak određivanja količine i sastava ispušnih plinova glavnog stroja analogan je onom u točki D.2.3.

Kako je kod diesel motora otežan pristup zraka u prostor izgaranja, veći je stoga i faktor viška uzduha te iznosi: λ_{izg}=(1,8-2,1). - kod dvotaktnih motora uvodi se još i dodatna količina uzduha potrebna za "ispiranje cilindara" koja iznosi: λ_{isp}=(1,5-2,8) - iskustveni podatak

Iz navedenog slijedi faktor viška uzduha λ za diesel motor:

$$\lambda = \lambda_{izg} * \lambda_{isp}$$

λ	= (2,7 - 3,78)	*faktor viška zraka*
λ_{izg}	= (1,8 - 2,1)	*faktor viška zraka potrebnog za izgaranje*
λ_{isp}	= (1,5 - 1,8)	*faktor viška zraka potrebnog za ispiranja*
λ	= 3,3	*odabrano*

$V_{(n)smin}$ … minimalna količina suhih plinova izgaranja

$$V_{(n)smin} = V_{(n)CO2} + V_{(n)SO2} + V_{(n)N2} \quad [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)smin} = 10,14560 \quad m_n^3 / kg$$

Stvarna količina suhih plinova izgaranja dobije se pribrajanjem N_2 i O_2 iz viška zraka :

$$V_{(n)s} = V_{(n)smin} + V_{(n)N2+O2} = V_{(n)smin} + (\lambda - 1) * L_{(n)min} \quad [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)s} = 35,1215 \quad m_n^3 / kg$$

$V_{(n)VL}$ … količina vlažnih plinova izgaranja (količina suhih plinova + količina pare)

$$V_{(n)VL} = V_{(n)s} + V_{(n)H2O} = V_{(n)s} + 1,3 * (9 * h + w) \quad [m_n^3 / kg]$$

$$V_{(n)VL} = 36,6438 \quad m_n^3 / kg$$

x_i … volumni udio pojedinog sudionika u plinovima izgaranja

$$\Sigma x_i = 1$$

$$\Sigma V_{(n)i} = V_{(n)VL}$$

$$x_i = V_{(n)i} / V_{(n)VL}$$

KOLIČINA I SASTAV PLINOVA IZGARANJA			
br	SUDIONIK	$V_{(n)\,I}$ [m_n^3 / kg]	x_i
1	CO_2	1,54961	0,04229
2	SO_2	0,01330	0,00036
3	N_2	8,58269	0,23422
4	ZRAK $N_2 + O_2$	24,97592	0,68159
5	H_2O	1,52230	0,04154
	$V_{(n)\,VL}$	36,64381	1,0

D.2.5 SADRŽAJ TOPLINE ISPUŠNIH PLINOVA GLAVNOG STROJA

Sadržaj topline pojedinih sudionika :

$$H_i = h_{(n)i} * V_{(n)i} \; [\text{kJ / kg}]$$

Entalpija pojedinih sudionika :

$$h_{(n)i} = [C_p]_0^t * t / 22{,}41 \; [\text{kJ / } m_n^3]$$

Ukupni sadržaj topline :

$$H = \sum H_i = \sum h_{(n)i} * V_{(n)i} = \sum h_{(n)i} * x_i * V_{(n)VL}$$

$$H = V_{(n)VL} * \sum h_{(n)i} * x_i \; [\text{kJ / kg}]$$

E. ENERGETSKA BILANCA KOTLA

E.1 KORISNOST KOTLA

E.1.1 DOVEDENA TOPLINA

Toplina sadržana u gorivu koja se oslobađa izgaranjem :

$q_H = H_d$ = 41569,4 kJ / kg

Toplina sadržana u gorivu na ulazu u kotao :

$q_G = h_G - h_0$ [kJ / kg]

t_G	= 130	°C	*temperatura goriva na ulazu u kotao*
t_0	= 30	°C	*temperatura okoline*
$[Cp]_0^{130}$	= 2,1	kJ / kgK	*srednja specifična toplina goriva*
$[Cp]_0^{30}$	= 1,8	kJ / kgK	*srednja spec. toplina goriva okolne temp.*
h_G	= $[Cp]_0^{130} * t_G$		*entalpija goriva*
h_G	= 273	kJ / kg	
h_0	= $[Cp]_0^{30} * t_0$		*entalpija goriva*
h_1	= 54	kJ / kg	
q_G	= 219	kJ / kg	*sadržaj topline po kilogramu goriva na ulazu u kotao*

Toplina sadržana u zraku za izgaranje :

$q_U = (h_U - h_0)$ [kJ / kg]

t_U	= 35	°C	*temperatura uzduha za izgaranje*
t_0	= 30	°C	*temperatura okoline*
$[Cp]_0^{45}$	= 1,2991	kJ / m_n^3K	*srednja spec. toplina uzduha za izgaranje*
$[Cp]_0^{30}$	= 1,2984	kJ / m_n^3K	*srednja spec. toplina okoline (Cp / 22,41)*
h_0	= $[Cp]_0^{30} * t_0 * L_{(n)}$		
h_1	= 486,431	kJ / kg	*entalpija okoline*
h_U	= $[Cp]_0^{45} * t_u * L_{(n)}$		
h_U	= 567,809	kJ / kg	*entalpija zraka za izgaranje*
$L_{(n)}$	= 12,488	m_n^3 / kg	*količina uzduha potrebnog za izgaranje*
q_U	= 81,378	kJ / kg	*toplina sadržana u zraku za izgaranje*

Toplina sadržana u napojnoj vodi :

$$q_{NV} = h_{NV} - h_0 \quad [\text{ kJ / kg }]$$

$t_{NV} = t_{NS} - 5\ °C$ *temperatura napojne vode*

$t_{NV} = 115 \quad °C$

$t_0 = 30 \quad °C$

$[\text{ Cp }]_0^{30} = 4{,}176 \quad \text{kJ / kgK}$ *srednja specifična toplina okoline*

$h_0 = [\text{ Cp }]_0^{30} * t_0 \ [\text{ kJ / kg }]$ *entalpija okoline*

$h_0 = 125{,}28 \quad \text{kJ / kg}$

$h_{NV} = 442{,}7 \quad \text{kJ / kg}$ *entalpija napojne vode*

$q_{NV} = 317{,}43 \quad \text{kJ / kg}$ *toplina sadržana u napojnoj vodi*

Toplina dovedena kotlu napojnom vodom :

$$\dot{Q}_{NV} = \dot{m}_{K\,1/2} * q_{NV} \quad [\text{ W }]$$

$\dot{m}_{K\,1/2} = 12{,}665 \quad \text{kg / s}$ *maseni protok kroz kotao*

$\dot{Q}_{NV} = 4020{,}3 \quad \text{kW}$

$\dot{Q}_1 = 3678{,}28 \quad \text{kW}$

$\dot{Q}_2 = 3992{,}84 \quad \text{kW}$

$\dot{Q}_3 = 4018{,}14 \quad \text{kW}$

$\dot{Q}_4 = 4020{,}17 \quad \text{kW}$

E.1.2 KORISNA DOVEDENA TOPLINA

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pr} * h_{pr} + \dot{m}_Z * h'' - \dot{m}_K * h_0 \quad [\text{ W }]$$

$\dot{m}_{pr\,1/2} = 11{,}238 \quad \text{kg / s}$

$\dot{m}_{Z\,1/2} = 1{,}427 \quad \text{kg / s}$

$\dot{m}_{K\,1/2} = 12{,}665 \quad \text{kg / s}$

$h_{pr} = 3041{,}6 \quad \text{kJ / kg}$

$h'' = 2789{,}6 \quad \text{kJ / kg}$

$h_0 = 125{,}28 \quad \text{kJ / kg}$

Q° = 36577,0 kW
Q°_1 = 34053,8 kW
Q°_2 = 36329,8 kW
Q°_3 = 36557,4 kW
Q°_4 = 36575,6 kW

E.1.3 GUBICI I KORISNOST KOTLA

Ukupna dovedena toplina kotlu :

$H_{d,k} = q_H + q_G + q_U$ [kJ / kg] *korigirana donja ogrijevna moć*
$H_{d,k}$ = 41869,8 kJ / kg

GUBITCI U KOTLU :

Gubitci u ložištu :

g_L = 0,005 *gubitak ložišta (neizgoreno gorivo)*
η_L = 0,995 *korisnost ložišta*

$q_{GL} = g_L * H_{d,k}$
q_{GL} = 209,349 kJ / kg

Gubitci u okolinu zračenjem :

g_{OK} = 0,01 *gubitak odvođenja u okolinu zračenjem*
η_{OK} = 0,99

$q_{OK} = g_{OK} * H_{d,k}$
q_{OK} = 418,698 kJ / kg

Gubitak topline u plinovima izgaranja :

g_{IZL} = (6 - 20 %) *gubitak plinovima izgaranja*
$\eta_{IZL} = 1 - g_{IZL}$
t_{IZL} = (250 - 350 °C) *odabrano 250 oC*

Iz H - t dijagrama :

q_{IZL} = 4320 kJ / kg *izlazna toplina plin. izgaranja*
$q_{IZL} = h_{IZL} - h_0$
t_{IZL} = 250 *°C*
t_0 = 30 *°C*
$g_{IZL} = q_{IZL} / H_{d,k}$
g_{IZL} = 10,318 %

$\eta_{IZL} = 0,8968$

Ukupni gubitci u kotlu :

$g_K = g_L + g_{OK} + g_{IZL}$

$g_K = 0,1182$

Korisnost kotla :

$\eta_K = 1 - g_K$

$\eta_K = 0,8818$

E.2 KOLIČINA GORIVA I ZRAKA

$$\dot{m}_G * H_{d,k} * \eta_K = \dot{m}_{pr} * h_{pr} + \dot{m}_Z * h'' - \dot{m}_K * h_0 - \dot{m}_K * (h_{NV} - h_0)$$

$\dot{m}_{G\,1/2} = 0,8818$ [kg / s]

$\dot{m}_{G1} = 0,8076$ kg / s

$\dot{m}_{G2} = 0,8758$ kg / s

$\dot{m}_{G3} = 0,8813$ kg / s

$\dot{m}_{G4} = 0,8817$ kg / s

Uz:

$p_o = 1,015$	bar	*tlak u strojarnici*
$T_o = 303,15$	K	*temperatura u strojarnici*
$p_n = 1,013$	bar	*standardni tlak*
$T_n = 273,15$	K	*standardna temperatura*
$L_{(n)} = 12,488$	m_n^3 / kg	*potrebna količina zraka za izgaranje*

Specifični volumen potrošenog zraka dan je kako slijedi :

$L_{(n)}' = L_{(n)} * T_o * p_n / (T_n * p_o)$

$L_{(n)}' = 13,832$ m^3 / kg

Potrebni protok zraka stoga slijedi :

$L_{(N)} = L_{(n)}' * \dot{m}_G$ [m^3 / s]

$L_{(N)} = 12,1969$ m^3 / s

$L_{(N)1} = 11,1712$ m^3 / s

$L_{(N)2} = 12,1146$ m^3 / s

$L_{(N)3} = 12,1904$ m^3 / s

$L_{(N)4} = 12,1964$ m^3 / s

E.3 RASPODJELA TOPLINE U KOTLU

E.3.1 PREDGRIJAVANJE NAPOJNE VODE (EKONOMAJZER)

Napojna voda se u ekonomajzeru predgrijava sa t_{NV} na t_E :

t_{NV}	=	115	°C	*temperatura napojne vode*
t_E	<	t_Z - 25,00	°C	*temperatura u ekonomajzeru*
t_Z	=	194,22	°C	*temperatura zasićenja*
t_E	<	169,22	°C	
t_E	=	165	°C	*odabrano*

Toplina potrebna za predgrijavanje napojne vode u ekonomajzeru :

$$Q^{\circ}_E = m^{\circ}_K * (h_E - h_{NV}) \ [W]$$

$m^{\circ}_{K\,1/2}$	=	12,665	kg / s	*maseni protok kroz kotao*
$[Cp]_0^{165}$	=	4,313	kJ / kgK	*specifična toplina vode*
h_E	=	$[Cp]_0^{165} * t_E$		*entalpija vode u ekonomajzeru*
h_E	=	711,604		
h_{NV}	=	442,7	kJ / kg	*entalpija napojne vode*
Q°_E	=	3405,70	kW	

Toplina dovedena ekonomajzeru plinovima izgaranja :

$$Q^{\circ}_E = m^{\circ}_G * q_E \ [W]$$
$$q_E = Q^{\circ}_E / m^{\circ}_G \ [kJ / kg]$$
$$q_E = 3862,32 \ kJ / kg$$

Toplina dovedena ekonomajzeru plinovima izgaranja uz pokrivanje gubitaka:

$$q_{PL,E} = (\eta_K + g_{OK}) * q_E / \eta_K = X * q_E \ [kJ / kg]$$

η_K	=	0,8818	*korisnost kotla*
g_{OK}	=	0,01	*gubici u okolinu zračenjem*
X	=	$\eta_K + g_{OK} / \eta_K$	
X	=	1,0113	
$q_{PL,E}$	=	3906,12 kJ / kg	

E.3.2 ISPARAVANJE

Radni medij entalpije h_E na izlazu iz ekonomajzera isparava u suhozasićenu paru entalpije h'' .

Toplina potrebna za isparavanje u isparivaču :

$$\dot{Q}_{IS} = \dot{m}_K * (h'' - h_E) \ [W]$$

$\dot{m}_{K\,1/2}$ = 12,665 kg / s *maseni protok kroz kotao*

h'' = 2789,6 kJ / kg

h_E = 711,60 kJ / kg

$\dot{Q}_{IS}$ = 26318,4 kW

Toplina dovedena isparivaču plinovima izgaranja :

$$\dot{Q}_{IS} = \dot{m}_G * q_{IS} \ [W]$$

$$q_{IS} = \dot{Q}_{IS} / \dot{m}_G \ [kJ / kg]$$

q_{IS} = 29847 kJ / kg

Toplina dovedena isparivaču plinovima izgaranja uz pokrivanje gubitaka :

$$q_{PL,IS} = (\eta_K + q_{OK}) * q_{IS} / \eta_K \ [kJ / kg]$$

η_K = 0,8818 *korisnost kotla*

g_{OK} = 0,01 *gubici u okolinu zračenjem*

$q_{PL,IS}$ = 30185,5 kJ / kg

E.3.3 PREGRIJANJE PARE

Toplina potrebna za pregrijanje pare :

$$\dot{Q}_{PR} = \dot{m}_{pr} * (h_{pr} - h'') \ [W]$$

$\dot{m}_{pr\,1/2}$ = 11,238 kg / s *maseni protok pregrijane pare*

h'' = 2789,6 kJ / kg

h_{pr} = 3041,6 kJ / kg

$\dot{Q}_{PR}$ = 2832,578 kW

Toplina dovedena pregrijaču plinovima izgaranja :

$$Q^{\circ}_{PR} = m^{\circ}_{G} * q_{PR} \ [W]$$
$$q_{PR} = Q^{\circ}_{PR} / m^{\circ}_{G} \ [kJ / kg]$$
$$q_{PR} = 3212,36 \quad kJ / kg$$

Toplina dovedena pregrijaču plinovima izgaranja uz pokrivanje gubitaka :

$$q_{PL,PR} = (\eta_K + g_{OK}) * q_{PR} / \eta_K \ [kJ / kg]$$
$$\eta_K = 0,8818 \qquad \textit{korisnost kotla}$$
$$g_{OK} = 0,01 \qquad \textit{gubici u okolinu zračenjem}$$

$$q_{PL,PR} = 3248,78 \quad kJ / kg$$

E.3.4 TOPLINA DOVEDENA U LOŽIŠTE

$$q_L = q_H + q_G - q_{GL} = H_{d,k} * (1 - g_L) = H_{d,k} * \eta_L$$
$$q_L = 41660,4 \quad kJ / kg$$
$$q_L = q_{PL,E} + q_{PL,IS} + q_{PL,PR} + q_{IZL}$$
$$q_L = 41660,4 \quad kJ / kg$$

ZAKLJUČAK IZ H - t DIJAGRAMA :

$$h_L = 42146,8 \quad kJ / kg$$

$$t_{TL} = 1905,00 \quad °C \qquad \textit{teoretska temperatura ložišta}$$

$$h_{PL,PR} = 11961,33 \quad kJ / kg$$

$$t_{PL,PR} = 535,00 \quad °C \qquad \textit{temperatura na ulazu u pregrijač}$$

$$h_{PL,E} = 8712,55 \quad kJ / kg$$

$$t_{PL,E} = 440,00 \quad °C \qquad \textit{temperatura na ulazu u ekonomajzer}$$

$$h_{IZL} = 4806,43 \quad kJ / kg$$

$$t_{IZL} = 235,00 \quad °C \qquad \textit{temperatura plinova izgaranja}$$

$$t_0 = 30 \quad °C \qquad \textit{temperatura okoline}$$

F. DIMENZIONIRANJE KOTLA

F.1 PARNI BUBANJ I VODNA KOMORA

Parni bubanj :

Preporuka za opterećenje parnog prostora (dio parnog bubnja kojeg zauzima para = cca 1/2 parnog bubnja) :

$S_{PP} < 1500 \quad m^3 / m^3h$

$S_{PP} = V°_K / V_{PP} \quad m^3 / m^3h$ *opterećenje parnog prostora*

$V°_K = m°_{K\,1/2} * v'' \quad [m^3 / s]$ *volumenski protok pare*

$m°_{K\,1/2} = 12,665 \quad kg / s$ *maseni protok pare*

$v'' = 0,1433 \quad m^3 / kg$ *toplinske tablice (t_Z = 194,22°C, p_K = 13,762 bar) (specifični volumen pare)*

$V°_K = 1,815 \quad m^3 / s$

$V°_K = 6534,65 \quad m^3 / h$

$V_{PP} > V°_K / S_{PP}$ *volumen parnog prostora*

$V_{PP} > 4,356 \quad m^3$

$V_{PP} = 0,5 * V_{PB} = (D_{PB}^2 * p) * L_{PB} / 8 \quad [m^3]$

$D_{PB}^2 > 8 * V_{PP} / (p * L_{PB})$

Preporuka $D_{PB} = (1000 - 1500)$ mm

$L_{PB} > 8 * V_{PP} / (D_{PB}^2 * p)$

$D_{PB} = 1400 \quad mm$ *odabrano*

$D_{PB} = 1,40 \quad m$

$L_{PB} > 5,66 \quad m$ *duljina parnog bubnja*

$L_{PB} = 6,6 \quad m$ *usvojeno*

Vodna komora :

Preporuka :

$D_{VK} < 1200 \quad mm$

$L_{VK} = L_{PB} = 6,6 \quad m$

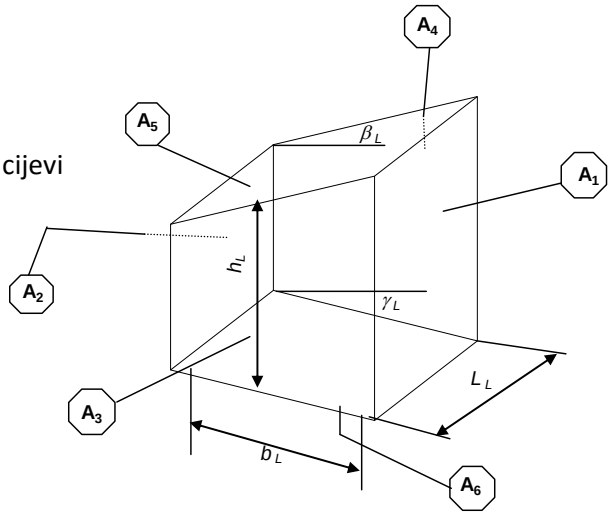
$D_{VK} = 1000 \quad mm$ *odabrano*

F.2 OGRIJEVNE POVRŠINE

F.2.1 LOŽIŠTE

Ekran je stijenka koju čine izmjenjivačke cijevi

Shema ložišta :



β … nagib stropa 20 °

γ … nagib poda 13 °

Dimenzije ekranskih cijevi : (DIN 2448) *F 51 x 2,6*

d	= 51	mm	promjer cijevi
s	= 2,6	mm	debljina stijenke cijevi
t	= 52	mm	razmak između dvije cijevi

Prijelaz topline u ložištu :

Stvarna temperatura u ložištu :

t_{SL} = (1150 - 1300) °C *za manje opterećene kotlove*

t_{SL} = (1400 - 1500) °C *za jako opterećene kotlove*

t_{SL} = 1250 °C

$T_{PL} = T_{SL}$ = 1523,15 K *odabrano*

Ukupna količina topline predana ekranskim cijevima

$$Q^{\circ}_{L} = q_{PL,L} * m^{\circ}_{G} / X \ [\text{W}]$$

$q_{PL,L}$ = $H_{tTL} - H_{tSL}$ [kJ / kg] *toplina koju plinovi izgaranja predaju u ložište*

H_{tTL} = 42146,8 kJ / kg *teoretska entalpija plin. izg. u nehlađenom ložištu pri 1949 °C*

H_{tSL} = 24750 kJ / kg *entalpija plin. izg. u hlađenom ložištu za stvarnu temp. ložišta 1250 °C*

H_{tTL} , H_{tSL} … vrijednosti očitane iz H - t dijagrama

$q_{PL,L}$ = 17396,8 kJ / kg

$m^{\circ}_{G\ 1/2}$ = 0,8818 kg / s *maseni protok goriva*

X = 1,0113 *koeficijent gubitka*

$Q^{\circ}_{L} = Q^{\circ}_{ZL}$ = 15168,1 kW

Prijelaz topline u ložištu sa plamena na ekranske cijevi odvija se zračenjem i konvekcijom, a prijelaz topline kodukcijom ćemo u ovom slučaju zanemarit, pa ćemo prijelaz topline zračenjem izraziti preko Stefan - Boltzmann - ove jednadžbe :

Stefan - Boltzmann - ova jednadžba za prijelaz topline između dva tijela :

$$Q^{\circ}_{ZL} = C_{12} * A_Z * [(T_{PL} / 100)^4 - (T_{ST} / 100)^4] \quad [W]$$

Q°_{ZL} … toplina izmijenjena zračenjem između plamena i ozračene površine

C_{12} … konstanta zračenja između plamena i ozračene površine

A_Z … djelotvorna ogrijevna površina ekrana ložišta [m^2]

T_{PL} … srednja temperatura plamene površine [K]

T_{ST} … temperatura stijenke ekranskih cijevi [K]

$C_{12} = C_C / (1/e_{PL} + 1/e_{ST} - 1)$ [W / m^2K]

$C_C = 5,67$ W / m^2K *konstanta zračenja crnog tijela*

$e_{PL} = 0,85$ *stupanj crnoće plamena* $e_{PL} = f (S, q_{LOŽ}, l,...)$

$e_{ST} = 0,92$ *stupanj crnoće stijenke*

$C_{12} = (4,1 - 4,65)$ [W / m^2K]

$C_{12} = 4,5$ W / m^2K *odabrano*

Presjek cijevi :

$t_{ST} = t_Z + (15 - 50)$ [°C]

$t_Z = 194,2$ °C

$t_{ST} = 219$ °C

$T_{ST} = 492,37$ K temp. stijenki cijevi

$T_{PL} = T_{SL} = t_{SL} + 273,15$ K

$T_{PL} = 1523,15$ K

T_{PL} … srednja temp. plamene površine

Djelotvorna ozračena površina :

$A_Z = \sum j_i * A_i$ [m^2]

Ai … površina pojedine stijenke [m^2]

ji … faktor ekranizacije

$j = f (t , d)$

$t = 52$ mm

$d = 51$ mm

$t / d = 1,020$ …>>>>>>> *j =* 1,0

$A_Z = Q^{\circ}_{ZL} / \{ C_{12} * [(T_{PL} / 100)^4 - (T_{ST} / 100)^4] \}$ [m^2]

$A_Z = 63,316$ m^2

Izbor plamenika :

$m°_G$ = 0,8818 kg / s

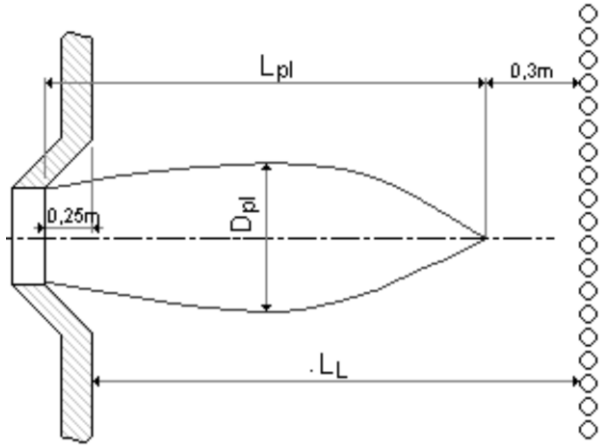
$m°_G$ = 3174,39 kg /h *maseni protok goriva*

Izbor se vrši prema katalogu " RIELLO " :

Odabrani plamenik :	ER32 NEC 20 TC			
Nominalni kapacitet :			3250	kg / h
Snaga :		P =	18,5	MW
Promjer priključne prirubnice :		F_G =	1050	mm

Dimenzije plamena ovise o izboru plamenika . Plamen ne smije dodirivati ekranske cijevi .

Shema gorionika :



L_{PL} = 4,70 m *duljina plamena*

D_{PL} = 2,0 m *promjer plamena*

Plamen ne smije dirati stijenku ložišta iz čega slijedi izraz za duljinu ložišta :

$L_L = L_{PL} + 0,3 - 0,25$

L_L = 4,8 m *duljina ložišta*

Za ložišta sa dva palmenika vrijedi odnos promjera plamena i širine ložišta :

$b_L > D_{PL}$; $h_L > 2\ D_{PL}$

b_L … širina ložišta

h_L … visina ložišta

b_L = 2,5 m *odabrano*

Srednja visina ložišta :

$$A_Z = 2 * L_L * h_L + b_L * h_L + L_L * b_L / \cos b$$
$$h_L = (A_Z - L_L * b_L / \cos b_L) / (2 * L_L + b_L)$$
$$h_L = 4,0$$

Dimenzije ložišta :

$h_L = 4,0$ m
$b_L = 2,5$ m
$L_L = 4,8$ m

Površina ložišta :

$$A_L = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6$$
$$A_L = h_L * (2 * L_L + 2 * b_L) + b_L * L_L * (1 / \cos b_L + 1 / \cos g_L) \ [m^2]$$
$A_L = 82,824$ m^2

Volumen ložišta :

$$V_L = L_L * b_L * h_L \ [m^3]$$
$V_L = 47,500$ m^3

Specifično opterećenje ložišta :

$q_{LOŽ} = m°_G * H_{d,k} / V_L \ [W / m^3]$
$H_{d,k} = 41869,8$ kJ / kg *ukupna dovedena toplina kotlu*
$q_{LOŽ} = 777,258$ kW / m^3

Granice u kojima se specifično opterećenje ložišta smatra zadovoljavajućim su od 0,7 do 1,4 MW/m^3 te proizlazi da kotao zadovoljava uvjete za eksploataciju .

F.2.2 KONVEKTIVNI ISPARIVAČ

Osnovne dimenzije :

Širina isparivača :

$b_K = 1{,}03 * L_L$

$b_K = 4{,}89$ m

Visina :

$h_{KT} = h_L + b_L * (tgb + tgg) / 2$ *teoretska visina*

$h_{KT} = 4{,}74$ m

$h_{KG} = 0{,}93 * h_{KT}$ *geometrijska visina*

$h_{KG} = 4{,}41$ m

$h_K = 0{,}95 * h_{KG}$ *visina konvektivnog isparivača*

$h_K = 4{,}19$ m

Izmjena topline :

Ukupna količina topline izmjenjena u konvektivnom isparivaču :

$Q^\circ_K = q_{PL,K} * m^\circ_G / X$ [W]

$q_{PL,K} = q_{PL,IS} - q_{PL,ZL}$ [kJ / kg] *toplina izmijenjena u konvektivnom isparivaču*

$q_{PL,IS} = 30185{,}5$ kJ / kg *toplina potrebna za isparavanje vode*

$q_{PL,ZL} = 17396{,}8$ kJ / kg *toplina predana ekranskim cijevima (H - t dijagram)*

$q_{PL,K} = 12788{,}7$ kJ / kg

$X = 1{,}0113$

$m^\circ_G = 0{,}8818$ kg / s

$Q^\circ_K = 11150{,}3$ kW

Postoje dva isparivačka snopa različite debljine cijevi . Cijevi većega promjera su relativno manje opterećene , dok su cijevi manjeg promjera relativno više opterećene .

$Q^\circ_K = Q^\circ_{K\,I} + Q^\circ_{K\,II}$

Prijenos topline u oba snopa se odvija zraćenjem i konvekcijom .

1. ISPARIVAČKI SNOP

Prvi isparivački snop napravljen je od naizmjenično poredanih cijevi dimenzija :

F	= 51 x 3,2	(DIN 2448)	
d	= 51	mm	
s	= 3,2	mm	
n_u	= 4		*broj redova cijevi u uzdužnom smjeru*
s_u	= 76	mm	*uzdužni korak*
s_p	= 76	mm	*poprečni korak*
b_K	= 4,89	m	*širina isparivača*

Broj cijevi u poprečnom smjeru :

$$n_p < (b_K - s_p / 2 - d_v) / s_p$$

$$n_p < 63,204$$

$$n_p = 63 \quad \text{cijevi}$$

Kombinirani prijelaz topline (zračenje + konvekcija) :

α_v … vanjski koef. prijelaza topline
α_u … unutarnji koef. prijelaza topline
d_s … debljina stijenke
d_{ov} … debljina vanjskog onečišćenja
d_{ou} … debljina unutarnjeg onečišćenja
t_{fv} ... temp. vanjskog fluida
t_{fu} ... temp. unutarnjeg fluida

Relativni korak cijevi :

a	= s_p / d_v	*u poprečnom smjeru*
b	= s_u / d_v	

a = 1,49
b = 1,49

Geometrijska površina za strujanje A_G možemo izračunati :

$$A_G = b_k * h_k - n_p * d_v * h_K \ [m2]$$

$$A_G = 7,039 \quad m^2$$

Reducirana brzina strujanja plinova izgaranja u konvektivnom isparivaču w_O može se jednostavno izračunati uz poznavanje količine vlažnih plinova :

$$w_0 = V_{(n)VL} * m°_G / A_G \ [m / s] \quad \textit{(jednadžba kontinuiteta)}$$

$V_{(n)VL}$	= 13,297	m_n^3 / kg	*količina vlažnih plinova izgaranja*
$m°_G$	= 0,8818	kg / s	*maseni protok goriva*
w_0	= 1,666	m / s	

Stvarna brzina tada iznosi :

T_n	= 273,15	K
p_n	= 1,013	bar
T	= 1523,15	K
p	= 1,015	bar
w	= 9,273	m / s

Količina topline prenesena konvekcijom može se odrediti izrazom :

$$Q° = k * A_k * (t_{fv} - t_{fu}) \ [W]$$

$k = 1 / \Sigma r$ *koeficijent prolaza topline*

r ... *jedinični otpor prijelazu topline*

$$k = 1 / (1 / \alpha_u + d_{ou} / l_{ou} + d_s / l_s + d_{ov} / l_{ov} + 1 / \alpha_v) = \alpha_v$$

zanemarivo malo = 0

d_{ou} , d_{ov} << , $d_{ou} / l_{ou} = d_{ov} / l_{ov} = 0$

α_u	= 10000	W / m^2K	*>> $1/\alpha_u \sim 0$*
d_s	= 3,2	mm	
l_s	= 50	W / mK	
d_s / l_s	= 6,4	$*10^{-5} \sim 0$	

Sada slijedi iterativni postupak, jer ne poznajemo temperaturu plinova izgaranja na izlazu iz I. konvektinog ispaivača - TK1, te je pretpostavljamo :

t_{K1}	= 830	°C	*pretpostavljena temperatura plinova*

Razlika temperatura uzduž izmjenjivača :

$\Delta t_m = (T_2 - T_1) / \ln (T_2 / T_1)$ °C *srednja logaritamska razlika temperatura*

$t_{SL} = 1250$ °C *stvarna temperatura u ložištu (H - t diag.)*

$t_{ST} = 219$ °C *temperatura stijenke ~ t_Z + 25 $^O C$*

$t_{K1} = 830$ °C *pretpostavljena temperatura plinova izgaranja na izlazu iz prvog konv. snopa*

$T_{K1} = 1103,15$ K

$T_2 = t_{SL} - t_{ST}$

$T_2 = 1031$ °C

$T_1 = t_{K1} - t_{ST}$

$T_1 = 611$ °C

$\Delta t_m = 802,55$ °C

<u>Izmjena topline konvekcijom :</u>

α'_{KV} ... *koeficijent konvektivnog prijelaza topline*

Shack - ova formula kod poprečnog nastrujavanja na snop :

$$\alpha'_{KV} = 1,72 * (T_m)^{1/4} * f_A * f_Z * w_0^{0,61} / d_v^{0,39} \quad [W / m^2K]$$

$T_m = (T_{SL} + T_{K1}) / 2$ [K] *srednja temperatura medija (plinova)*

$T_{SL} = 1250$ ^{0}C *stvarna temperatura u ložištu*

$T_{K1} = 830$ ^{0}C *pretpostavljena temp. plinova izg. na izlazu iz I. konvektivnog isparivača*

$T_m = 1313,15$ K

$t_m = 1040$ °C

f_A ... faktor rasporeda cijevi

$f_A = 1,15$ *za naizmjenično poredane cijevi*

f_Z ... faktor broja redova cijevi

$f_Z = 0,88$ *za $n_u = 4$*

w_0 ... reducirana brzina strujanja plinova

d_V ... vanjski promjer cijevi prvog isparivačkog snopa

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha'_{KV} = 45{,}658 \quad W / m^2K$

Stvarni koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha_{KV} = z * a'_{KV}$

z … faktor onečišćenja

$z = 0{,}82$

$\alpha_{KV} = 37{,}440 \quad W / m^2K$

<u>Izmjena topline zračenjem :</u>

Kod izgaranja plinova zrače samo troatomni plinovi : CO_2 , SO_2, H_2O . Plinovi CO2 i SO2 imaju slična svojstva, pa ih u proračunu možemo promatrati kao jedan plin .

Zračenje CO_2 i SO_2 :

$q_{CO2} = e_{ST} * (q_{t,p} - f * q_{t,s})$ [W / m^2] … *intenzitet zračenja* CO_2

$e_{ST} = 0{,}92$ *faktor crnoće ozračene stijenke*

$f = T_P / T_S$ *faktor temperature ta CO2*

$q_{t,p} = f (t_m , p_{CO2} * s)$ *intenzitet zračenja CO2 pri temperaturi plina tm [°C]*

$q_{t,s} = f (t_{ST} , p_{CO2} * s)$ *intenzitet zračenja CO2 pri temperaturi stijenke tST [°C]*

vrijednosti $q_{t,p}$, $q_{t,s}$ određene su pomoću dijagrama za zračenje CO_2 , " Pogon broda " , Str 211

$p_{CO2} = x * p_s$ [bar] *parcijalni tlak komponente CO2*

$x = x_{CO2} + x_{SO2}$ *volumni udio (CO_2 + SO_2) u smjesi plina*

$x = 0{,}11754$

$p_s = 1{,}013$ bar *apsolutni tlak smjese plinova (normalni atmosferski tlak)*

$p_{CO2} = 11909{,}8$ Pa

$s = 2{,}8 * s_p$ *ekvivalentna debljina stijenke snopa za naizmjenični raspored cijevi*

$s_p = 76$ mm *poprečni korak*

$s = 0{,}2128$ m

$p_{CO2} * s = 2534{,}41$ Pa m

$p_{CO2} * s = 2{,}534$ kPa m

t_m = 1040,0 °C

t_{ST} = 219 °C

$q_{t,p}$ = 10,5 kW / m^2

$q_{t,s}$ = 0,0 za t_{ST} < 300 °C

q_{CO2} = 9,66 kW / m^2

Zračenje H_2O :

$q_{H2O} = e_{ST} * (q_{t,p} - f * q_{t,s})$ *intenzitet zračenja H2O*

e_{ST} = 0,92 *faktor crnoće ozračene stijenke*

$f = T_P / T_S$ *faktor temperature ta H2O*

$q_{t,p} = f (t_m , p_{H2O} * s)$ *intenzitet zračenja H2O pri temp. plina* t_m

$q_{t,s} = f (t_{ST} , p_{H2O} * s)$ *intenzitet zračenja* H_2O *pri t_stijenke* t_{ST}

vrijednosti $q_{t,p}$, $q_{t,s}$ određene su pomoću dijagrama za zračenje H_2O, " Pogon broda " , Str 211

$p_{H2O} = x_{H2O} * p_s$ [bar] *parcijalni tlak komponente H2O*

x_{H2O} = 0,11449 *volumni udio H2O u plinovima izgaranja*

p_s = 1,013 bar *apsolutni tlak smjese plinova (normalni atmosferski tlak)*

p_{H2O} = 11600,3 Pa

$s = 2,8 * s_p$ *ekvivalentna debljina stijenke snopa za naizmjenični raspored cijevi*

s = 0,2128 m

$p_{H2O} * s$ = 2468,55 Pam

$p_{H2O} * s$ = 2,469 kPam

t_m = 1040,0 °C

t_{ST} = 219 °C

$q_{t,p}$ = 6,5 kW / m^2

$q_{t,s}$ = 0,0 za t_{ST} < 300 °C

q_{H2O} = 5,98 kW / m^2

Ukupni intenzitet zračenja :

Zbog međusobnog djelovanja CO_2 i H_2O uzima se faktor smanjenja apsorpcije = 0,97 .

$$q_{Z,P} = 0,97 * (q_{CO2} + q_{H2O})$$
$$q_{Z,P} = 15,171 \quad kW / m^2$$

Fiktivni koeficijent zračenja plinova :

$$\alpha_Z = q_{Z,P} / \Delta t_m$$
$$\alpha_Z = 18,903 \quad W / m^2K$$

Ukupna izmjena u prvom isparivačkom snopu :

$$Q°_{K1} = \alpha_1 * A_{K1} * \Delta t_m \ [W]$$ *toplina predana prvom isparivačkom snopu*
$$Q°_{K1} = 7651,41 \quad kW$$

$$A_{K1} = n_p * n_u * d_v * p * h_K \ [m^2]$$ *ogrijevna površina konvektivnog isparivača*
$$A_{K1} = 169,212 \quad m^2$$

$$\alpha_1 = \alpha_{KV} + \alpha_Z \quad W / m^2K$$ *koeficijent prijelaza topline*
$$\alpha_Z = 18,903 \quad W / m^2K$$
$$\alpha_{KV} = 37,440 \quad W / m^2K$$
$$\alpha_1 = 56,343 \quad W / m^2K$$

$$\Delta t_m = (T_2 - T_1) / \ln (T_2 / T_1)$$ *srednja logaritamska razlika temperatura (preuzeto iz prethodne točke)*
$$\Delta t_m = 802,55 \quad °C$$

$$q_{pl,k1} = Q°_{K1} * X / m_g$$ *izmjenjena toplina u I. Konv. isparivaču*
$$X = 1,0113$$ *koeficijent gubitaka*
$$m°_G = 0,8818 \quad kg/s$$ *maseni protok goriva*

$$q_{pl,k1} = 8775,68 \quad kJ / kg$$
$$H_{tSL} = 24750,0 \quad kJ / kg$$

$$H_{tSL} - q_{pl,k1} = 15974,3 \quad kJ / kg$$

Za gore navedenu entalpiju, očitana temperatura na izlazu iz I. isparivačkog snopa iz H-t dijagrama odgovara vrijednosti TK1 = 830 oC, te možemo zaključiti da nam je odstupanje u granicama

2. ISPARIVAČKI SNOP

Drugi isparivački snop sastavljen je od naizmjenično poredanih cijevi dimenzija :

F 38 x 2,9

d	=	38	mm	
s	=	2,9	mm	
s_u	=	57	mm	*uzdužni korak*
s_p	=	57	mm	*poprečni korak*

Broj cijevi u poprečnom smjeru :

$$n_p < (b_K - s_p / 2 - d_v) / s_p$$

$$n_p < 84,667$$

n_p = 83 cijevi *odabrano*

Relativni korak cijevi :

$a = s_p / d_v$ *u poprečnom smjeru*

$b = s_u / d_v$ *u uzdužnom smjeru*

a = 1,5

b = 1,5

Površina presjeka strujanja :

$$A_G = b_k * h_k - n_p * d_v * h_K \ [m2]$$

b_K	=	4,89	m
h_K	=	4,19	m
A_G	=	7,29	m^2

Reducirana brzina strujanja plinova izgaranja :

$w_0 = V_{(n)VL} * m°_G / A_G$ [m / s] *(jednadžba kontinuiteta)*

$V_{(n)VL}$	=	13,297 m_n^3 / kg	*količina vlažnih plinova izgaranja*
$m°_G$	=	0,8818 kg / s	*maseni protok goriva*
w_0	=	1,609 m / s	

Ukupna izmjena topline u drugom isparivačkom snopu :

$Q°_{K2} = Q°_{K} - Q°_{K1}$ kW — *količina topline izmjenjena u II. konvektivnom isparivaču*

$Q°_{K} = 11150,3$ kW — *ukupna količina topline izmjenjena u isp.*

$Q°_{K1} = 7651,41$ kW — *količina topline izmjenjena u I. konvektivnom isparivaču*

$Q°_{K2} = 3498,88$ kW

Izmjena topline konvekcijom :

α'_{KV} ... koeficijent konvektivnog prijelaza topline

Shack - ova formula kod poprečnog nastrujavanja na snop :

$$\alpha'_{KV} = 1,72 * (T_m)^{1/4} * f_A * f_Z * w_0^{0,61} / d_v^{0,39} \quad [W / m^2K]$$

$T_m = (T_{K1} + T_{K2}) / 2$ — *srednja toplina medija (plina)*

$T_{K1} = 830$ °C — *na izlazu iz I. kovektivnog snopa*

$T_{K2} = 535,00$ °C — *na izlazu iz II. isparivačkog snopa*

$T_m = 955,65$ K

$t_m = 682,50$ °C

f_A ... faktor rasporeda cijevi

$f_A = 1,15$ — *za naizmjenično poredane cijevi*

f_Z ... faktor broja redova cijevi

$f_Z = 1,00$

w_0 ... reducirana brzina strujanja plinova

d_V ... vanjski promjer cijevi drugog isparivačkog snopa

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha_{KV} = 52,629$ W / m^{2}K

Stvarni koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha_{KV} = z * \alpha'_{KV}$

z ... faktor onečišćenja

$z = 0,83$

$\alpha_{KV} = 43,682$ W / m^{2}K

Izmjena topline zračenjem :

Zračenje CO_2 i SO_2 :

$q_{CO2} = e_{ST} * (q_{t,p} - f * q_{t,s})$ [W / m^2] … intenzitet zračenja CO_2

$e_{ST} = 0,92$ *faktor crnoće ozračene stijenke*

$f = T_P / T_S$ *faktor temperature ta CO2*

$q_{t,p} = f (t_m , p_{CO2} * s)$ *intenzitet zračenja CO_2 pri temperaturi plina t_m [°C]*

$q_{t,s} = f (t_{ST} , p_{CO2} * s)$ *intenzitet zračenja CO2 pri temperaturi plina t_{ST} [°C]*

vrijednosti $q_{t,p}$, $q_{t,s}$ određene su pomoću dijagrama za zračenje CO_2 , " Pogon broda " , Str 211

$p_{CO2} = x * p_s$ [bar] *parcijalni tlak komponente CO2*

$x = x_{CO2} + x_{SO2}$ *volumni udio (CO_2 + SO_2) u smjesi plina*

$x = 0,11754$

$p_s = 1,013$ bar *apsolutni tlak smjese plinova (normalni atmosferski tlak)*

$p_{CO2} = 11909,8$ Pa

$s = 2,8 * s_p$ *ekvivalentna debljina stijenke snopa za naizmjenični raspored cijevi*

$s = 0,1596$ m

$p_{CO2} * s = 1900,81$ Pam

$p_{CO2} * s = 1,901$ kPam

$t_m = 682,500$ °C

$t_{ST} = 219$ °C

$q_{t,p} = 3,65$ kW / m^2

$q_{t,s} = 0,0$ za $t_{ST} < 300$ °C

$q_{CO2} = 3,36$ kW / m^2

Zračenje H_2O :

$q_{H2O} = e_{ST} * (q_{t,p} - f * q_{t,s})$ [W / m^2] … intenzitet zračenja H_2O

e_{ST}	=	0,92	*faktor crnoće ozračene stijenke*
f	=	T_P / T_S	faktor temperature ta H_2O
$q_{t,p}$	=	f (t_m , $p_{H2O} * s$)	*intenzitet zračenja H_2O pri temperaturi plina t_m [°C]*
$q_{t,s}$	=	f (t_{ST} , $p_{H2O} * s$)	*intenzitet zračenja H_2O pri temperaturi plina t_{ST} [°C]*

vrijednosti $q_{t,p}$, $q_{t,s}$ određene su pomoću dijagrama za zračenje H_2O, " Pogon broda " , Str 211

p_{H2O}	=	$x_{H2O} * p_s$ [bar]	*parcijalni tlak komponente H2O*
x_{H2O}	=	0,11449	*volumni udio H2O u plinovima izgaranja*
p_s	=	1,013 bar	*apsolutni tlak smjese plinova (normalni atmosferski tlak)*
p_{H2O}	=	11600,3 Pa	
s	=	$2,8 * s_p$	*ekvivalentna debljina stijenke snopa za naizmjenični raspored cijevi*
s	=	0,1596 m	
$p_{H2O} * s$	=	1851,42 Pam	
$p_{H2O} * s$	=	1,851 kPam	
t_m	=	682,500 °C	
t_{ST}	=	219 °C	
$q_{t,p}$	=	2,3 kW / m^2	
$q_{t,s}$	=	0,0 za t_{TS} < 300 °C	
q_{H2O}	=	2,1 kW / m^2	

Ukupni intenzitet zračenja :

$q_{Z,P} = 0,97 * (q_{CO2} + q_{H2O})$

$q_{Z,P} = 5,310$ kW / m^2

0,97 … faktor smanjenja apsorpcije zbog međusobnog djelovanja CO_2 i H_2O

$\Delta t_m = (T_2 - T_1) / \ln (T_2 / T_1)$ *srednja logaritamska razlika temperatura*

$t_{K2} = 535,00$ °C *(H - t dijagram)*

$t_{ST} = 219$ °C *temperatura stijenke*

$t_{K1} = 830$ °C *temperatura plinova izgaranja na izlazu iz prvog konvektivnog snopa*

$T_{K1} = 1103,15$ K *(dobiveno iteracijom)*

$T_2 = t_{K1} - t_{ST}$

$T_2 = 611$ °C

$T_1 = t_{K2} - t_{ST}$

$T_1 = 316,00$ °C

$\Delta t_m = 447,41$ °C

Fiktivni koeficijent zračenja plinova :

$\alpha_Z = q_{Z,P} / \Delta t_m$

$\alpha_Z = 11,868$ W / m^2K

Ukupni koeficijent prijelaza topline :

$\alpha_2 = \alpha_{KV} + \alpha_Z$ W / m^2K

$\alpha_2 = 55,550$ W / m^2K

Ogrijevna površina konvektivnog isparivača :

$Q^\circ_{K2} = \alpha_2 * A_{K2} * \Delta t_m$ [W]

$A_{K2} = Q^\circ_{K2} / (\alpha_2 * \Delta t_m)$

$A_{K2} = 140,781$ m^2

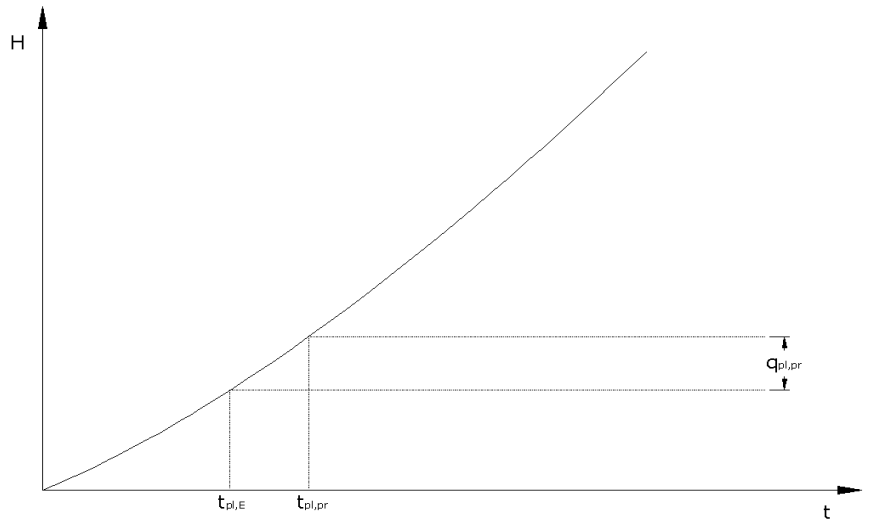
$A_{K2} = n_p * n_u * d_v * p * h_K$ [m^2]

$n_u > A_{K2} / (n_p * d_v * p * h_K)$

$n_u > 3,390$

$n_u = 5$ cijevi *odabrano*

F.2.3 PREGRIJAČ PARE



$t_{PL,PR}$	=	535,00	°C	*temp. plinova izg. na ulazu u pregrijač*
$t_{PL,E}$	=	440,00	°C	*temp. plinova izg. na izlazu iz pregrijača*
$q_{PL,PR}$	=	3248,78	kJ / kg	*toplina dovedena pregrijaču*
t_Z	=	194,2	°C	*temperatura zasićenja pare*
t_{PR}	=	300	°C	*temperatura pregrijanja pare*
$m°_{pr\ 1/2}$	=	11,238	kg / s	*maseni protok pr. pare kroz pregrijač*
$m°_{pr\ 1/2}$	=	40457,4	kg / h	

Dimenzije pregrijača :

$L_P = b_K$ [m]

L_P	=	4,8925	m	*duljina pregrijača pare*
b_P	=	1,8000	m	*širina pregrijača pare*

Dimenzije cijevi :

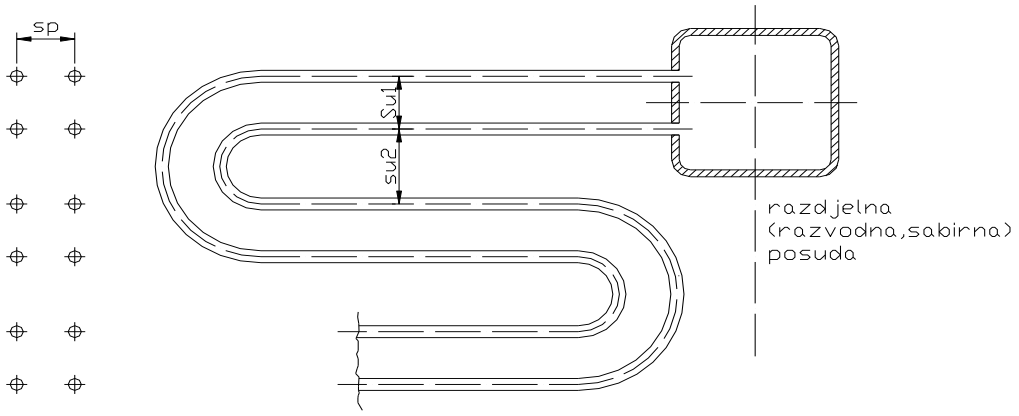
F = 44,5 x 2,6

d_v	=	*44,5*	mm	*vanjski promjer*
s	=	*2,6*	mm	*debljina stijenke*
d_u	=	*39,3*	mm	*unutarnji promjer*

Raspored cijevi u pregrijaču je uzdužni . Koriste se paralelni cijevni snopovi sa dva odvojena toka .

$n_s = 2$

Shema snopova cijevi u pregrijaču pare :



$s_u = (2 - 3) * d_v$

$s_p = (1,3 - 2,5) * d_v$

s_{u1}	= 60	mm	*uzdužni korak cijevi*
s_{u2}	= 100	mm	*uzdužni korak cijevi*
s_p	= 60	mm	*poprečni korak cijevi*

Broj cijevi u poprečnom smjeru :

$n_p < (b_P - d_V) / s_P + 1$

$n_p < 30,258$

n_p	= 30	cijevi	*odabrano*

Geometrijski raspoloživa površina za strujanje

$A_G = b_p * L_p - n_p * d_v * L_p$ [m2]

$A_G = 2,3 \quad m^2$

Reducirana brzina strujanja dimnih plinova u pregrijaču pare w_0 može se izračunati uz poznavanje količine vlažnih plinova :

$w_0 = V_{(n)VL} * m°_G / A_G$ [m / s]

$V_{(n)VL}$	= 13,30	m_n^3 / kg	*količina vlažnih plinova izgaranja*
$m°_G$	= 0,882	kg / s	*maseni protok goriva*

$w_0 = 5,154$ m / s

Brzina pregrijane pare u pregrijaču uz maseni protok m_{pr} =8,293 kg / s, te specif. volumen iste : v = 0,169 m3 / kg (očitano iz h - s dijagrama), možemo izračunati :

$$w_P = 4 * m°_{pr} * v_{pr} / (d_U^2 * p * n_S * n_P) \ [m / s]$$

$m°_{pr}$	= 11,238	kg / s	*maseni protok pregrijane pare*
v_{pr}	= 0,169	m^3 / kg	*specifični volumen pregrijane pare za*
			t_{PR} = 250 °C i p_K = 13,762 bar (H - s diag.)
d_U	= d_V - 2 * d_S		*unutarnji promjer cijevi*
d_U	= 39,3	mm	
w_P	= 26,095	m / s	

Srednja temperatura u pregrijaču :

t_{mp}	= (t_Z + t_{PR}) /	247,1	*°C*
t_Z	= 194,2	°C	*temperatura zasićenja*
t_{PR}	= 300	°C	*standardna temperatura pregrijanja za vodocijevne kotlove*

Brzina pare svedena na normalno stanje iznosi :

$$w_{P0} = w_P * (T_n / T) * (p / p_n) \ [m / s]$$

T_n	= 273,15	K	*$T = T_{PR}$ =*	573,15	K
p_n	= 1,013	bar	*p_K =*	13,762	bar
w_{P0}	= 168,91	m / s			

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline iznosi :

$$\alpha'_V = 1,72 * (T_m)^{1/4} * f_A * f_Z * w_0^{0,61} / d_v^{0,39} \ [W / m^2K]$$

T_m	= 760,60	K	*srednja temperatura plinova*
T_m	= ($T_{PL,PR}$ + $T_{PL,E}$) / 2		
f_A	= 1,1		*faktor raspodjele cijevi za paralelan raspored cij*
f_Z	= 1		*faktor broja redova cijevi*
w_0	= 5,154		*reducirana brzina strujanja plinova*
d_v	= 44,5	mm	*vanjski promjer*
α'_V	= 90,94	W / m^2K	*koeficijent konvektivnog prijelaza topline s vanjske strane*

Stvarni koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha_V = z * \alpha'_V$

$z = 0,75$ *faktor onečišćenja*

$\alpha_V = 68,20 \quad W / m^2K$

SHACK - ova formula za unutarnji koef. prijelaza topline :

$\alpha_U = (4,4 + 0,3 * t_{mp} / 100) * w_{P0}^{0,75} / d_U^{0,25} \quad [W / m^2K]$

$\alpha_U = 541,02 \quad W / m^2K$ *koeficijent konvektivnog prijelaza topline s unutarnje strane*

Ukupni koeficijent prijelaza topline :

$k_V = 1 / (1 / \alpha_V + d_v / (d_u * \alpha_U))$

$k_V = 59,68 \quad W / m^2K$

<u>Izmjena topline u pregrijaču :</u>

Upotrijebit ćemo protusmjerni izmjenjivač topline (bolja korisnost) :

Razlika temperature uzduž izmjenjivača iznosi :

$\Delta t_m = (T_2 - T_1) / \ln (T_2 / T_1) \quad [°C]$ *srednja logaritamska razlika temperatura*

$T_2 = t_{PL,PR} - t_{PR} = 235,00 \ °C$

$T_1 = t_{PL,E} - t_Z = 245,78 \ °C$

$\Delta t_m = 240,35 \quad °C$

$t_{PL,PR} = 535,00 \quad °C$ *temperatura na ulazu u pregrijač*

$t_{PL,E} = 440,0 \quad °C$ *temperatura na ulazu u ekonomajzer*

$t_Z = 194,2 \quad °C$ *temperatura zasićenja*

$t_{PR} = 300 \quad °C$ *standardna temperatura pregrijanja za vodocijevne kotlove*

$Q°_{PR} = k_V * A_V * Dt_m \quad [W]$ *ukupna količina topline izmjenjena u pregrijaču*

Ogrijevna površina pregrijača pare :

$A_V = Q°_{PR} / (k_V * Dt_m) \quad [m^2]$

$A_V = 197,46 \quad m^2$

Broj redova cijevi u uzdužnom smjeru :

$A_V = n_P * n_U * d_V * p * l_P \ [m^2]$

$n_U > A_V / (n_P * d_V * p * l_P)$

$n_U > 5,62$

$n_U = 6$

Visina pregrijača :

$h_p = 2 * s_{u1} + s_{u2} + d_v$ *visina pregrijača*

$h_p = 264,50$ mm

$h_p = 300$ mm *odabrano*

F.2.4 PREGRIJAČ NAPOJNE VODE (EKONOMAJZER)

Ekonomajzer se postavlja na pregrijač pare pa su im osnovne dimenzije jednake

$t_{PL,E} = 440,0$ °C *temperatura na ulazu u ekonomajzer*

$t_{IZL} = 235$ °C *temperatura plinova izgaranja*

$t_{NV} = 115$ °C *temperatura napojne vode*

$t_E = 165$ °C *temperatura u ekonomajzeru*

Dimenzije ekonomajzera :

Duljina $l_E = l_P \ [m]$

$l_E = 4,8925$ m

Širina : $b_E = b_P \ [m]$

$b_E = 1,8000$ m

Dimenzije cijevi : F 38 x 2,9 $d = 38$ mm

$s = 2,9$ mm

Raspored cijevi u ekonomajzeru je uzdužni .

$s_U = 76$ mm *uzdužni korak*

$s_P = 50$ mm *poprečni korak*

$n_P < (b_E - d_V) / s_P + 1$ *broj cijevi u poprečnom smjeru*

$n_P < 36,24$

$n_P = 36$ cijevi *odabrano*

Izmjena topline :

Ukupna količina topline izmijenjena u ekonomajzeru :

$$\dot{Q}_E = k * A_E * \Delta t_m \ [W]$$

Izmjena topline je protusmjerna

$$\Delta t_m = (T_2 - T_1) / \ln (T_2 / T_1)$$ *srednja logaritamska razlika temperatura*

$T_2 = t_{PL,E} - t_E$
$T_2 = 275,00$ °C
$T_1 = t_{IZL} - t_{NV}$
$T_1 = 120,00$ °C
$\Delta t_m = 186,91$ °C

$$k = \alpha'_V = 1,72 * (T_m)^{1/4} * f_A * f_Z * w_0^{0,61} / d_V^{0,39} \ [W / m^2K]$$
(koeficijent prijelaza topline)

$$T_m = (T_{PL,E} + T_{IZL}) / 2 \ [K]$$ *srednja temperatura medija*
$T_m = 610,65$ K

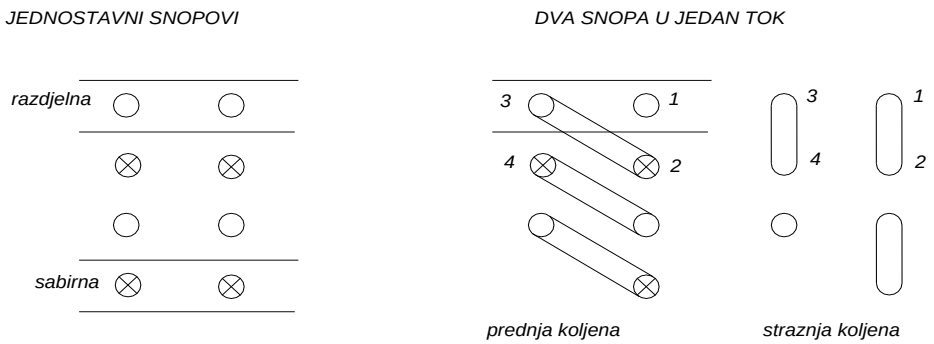
Brzina napojne vode :

$w = (1 - 1,5) \ [m / s]$ *zahtjevana brzina*

$$w'_v = 4 * \dot{m}_K * v_E / (d_U^2 * p * n_P) \ [m / s]$$

$\dot{m}_K = 12,6654$ kg / s *maseni protok kroz kotao*
$v_E = 0,00111$ m^3 / kg *specifični volumen vode za t_{NV} (topl. tablice)*
$d_U = d_V - 2 * d_S \ [mm]$ *unutarnji promjer cijevi*
$d_U = 32,2$ mm

$w'_v = 0,479$ m / s < $W_{ZAHTJEVANO}$



Da bi povećao brzinu strujanja vode na zadovoljavajuću vrijednost , vršim spajanje redova cijevi koljenima - po dva reda zajedno . Time se brzina povećava dva puta .

$w_v = 2 * w'_v$

$w_v = 0{,}958$ m / s

Reducirana brzina strujanja dimnih plinova :

$w_0 = V_{(n)VL} * m°_G / A_G$ [m / s]

$V_{(n)VL}$	= 13,2968	m_n^3 / kg	*količina vlažnih plinova izgaranja*
$m°_G$	= 0,8818	kg / s	*maseni protok goriva*
w_0	= 5,5474	m / s	

Relativni korak cijevi :

$a = s_P / d_V$

$a = 1{,}3158$

Geometrijski raspoloživa površina za strujanje

$A_G = b_E * L_E - n_p * d_v * L_E$ [m2]

$A_G = 2{,}114$ m^2

Brzina strujanja plinova izgaranja svedena na normno stanje :

$w = w_0 * (T_E / T_n) * (p_n / p)$ [m / s]

T_n	= 273,15	K	T_E =	523,15	K
p_n	= 1,013	bar	p =	1	bar
w	= 10,765	m / s			

f_A	= 1,1	*faktor raspodjele cijevi za paralelne cijevi*
f_Z	= 1	*faktor broja redova cijevi*

Stvarni koeficijent konvektivnog prijelaza topline :

$\alpha_V = z * \alpha'_V$

faktor onečišćenja

$z = 0,80$

$\alpha'_V = 95,752$ W / m^2K

$k = \alpha_V = 76,60$ W / m^2K

$Q°_E = 3405,7$ kW *toplina potrebna za predgrijavanje napojne vode u ekonomajzeru*

Ogrijevna površina ekonomajzera :

$A_E = Q°_E / (k * \Delta t_m)$ $[m^2]$

$A_E = 237,869$ m^2

Broj redova cijevi u uzdužnom smjeru :

$A_E = (n_P * n_U - 2 * n_P * n_S) * d_V * p * l_E$ $[m^2]$

$n_S = 0,5$ *broj odvojenih snopova u jednom cijevnom snopu*

$n_U = A_E / (n_P * d_V * p * l_E) + 2 * n_S$

$n_U > 9,313$

$n_U = 10$ cijevi *odabrano*

Visina ekonomajzera :

$h_E = 9 * s_U + d_V$

$h_E = 722$ mm

$h_E = 750$ mm *odabrano*

F.3 ELEMENTI POD TLAKOM

F.3.1 OPĆE ODREDBE

Proračunski tlak za određivanje čvrstoće pojedinih dijelova kotla, izmjenjivača topline :
i posuda pod tlakom mora biti jednak radnom tlaku medija :

$p_P = p_K$ = 13,762 bar

Proračunska temperatura :

1. Stijenke kotlova i ekonomajzera

Negrijani plaštevi kotla, cijevne ploče, dna, sabirnici komore i cijevi :

$t_m = t_Z = t_P$ = 194,22 °C

Plaštevi kotla, dna, sabirnici, komore, cijevi, zagrijavani vrućim plinovima i zaštićeni od direktnog djelovanja topline zračenja :

$t_P = t_m + 30$ = 224,22 °C

Sabirnici, komore, glatke plamenice i plamene komore izložene djelovanju topline zračenja

$t_P = t_m + 90$ = 284,22 °C

2. Stijenke pregrijača pare

Negrijani sabirnici i cijevi na temp. Pare do 450 ^oC :

$t_P = t_{pr} + 25$ = 325 °C

Negrijane stijenke :

1. Stijenke odvojene od ložišta ili dimovoda vatrostalnom izolacijom , gdje razmak između stijenke i

300

2. Stijenke zaštićene vatrostalnom izolacijom koja nije izložena djelovanju topline zraćenja .

Stijenke zaštićene od djelovanja topline zraćenja su one koje zadovoljavaju jedan od slijedećih uvjeta :

a) zaštićene su vatrostalnom izolacijom
b) zaštićene su cijevnim redom (s razmakom između cijevi do 3 mm)
c) zaštićene su sa dva reda cijevi, cik - cak rasporedom s uzdužnim korakom jednakim najviše 2,5 vanjskih promjera cijevi

3. Kotlovi s neizoliranim stijenkama debljim od 20 mm , zagrijavanim dimnim plinovima, koriste se do temperature od 800 °C .

F.3.2 KARAKTERISTIKE MATERIJALA I DOPUŠTENA NAPREZANJA

1. Proračunske karakteristike čelika :

Granica razvlačenja R_{eH} pri temperaturi od 20 °C ili uvjetna granica razvlačenja R_{p02} pri temperaturama od 50 °C

Minimalna granica razvlačenja $R_{el\,/\,t}$ pri proračunskoj temperaturi (za proračunske temperature 50 - 350 °C)

2. Dopušteno naprezanje :

$s_d = R / n$ [N / mm^2]

R … karakteristika materijala

n … koeficijent sigurnosti $S = 1,7$

a) za kotlovski čelik koristi se lim 1. kategorije : $R_{eH} = 205$ N / mm^2

$s_d = 120,59$ N / mm^2

b) za parni bubanj i vodnu komoru : $R_{el,tz} = 177$ N / mm^2

$s_d = 104,12$ N / mm^2

c) za sabirne cijevi kotla i ekonomajzera : $R_{el,t} = 183$ N / mm^2

$s_d = 107,65$ N / mm^2

d) za sabirne cijevi pregrijača pare : $R_{el\,s,t} = 127,5$ N / mm^2

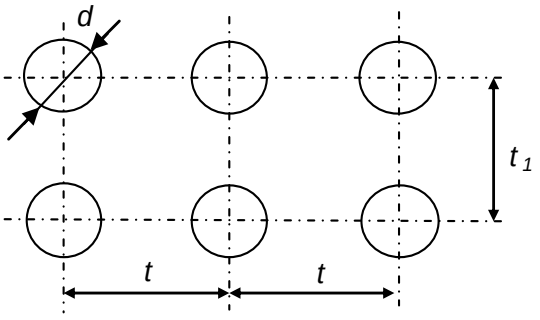
$s_d = 75$ N / mm^2

F.3.3 KOEFICIJENTI OSLABLJENJA ZAVARENIH SPOJEVA

Koeficijenti oslabljenja valjkastih stijenki, oslabljenih otvorima, jednakog promjera, mora biti jednak najmanjoj od slijedećih vrijednosti :

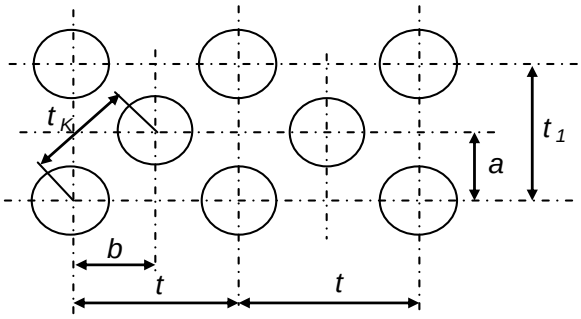
1. Koeficijent oslabljenja valjkastih stijenki, oslabljenih uzdužnim nizom otvora ili poljem otvora s jednakim korakom :

$y = (t - d) / t_1$



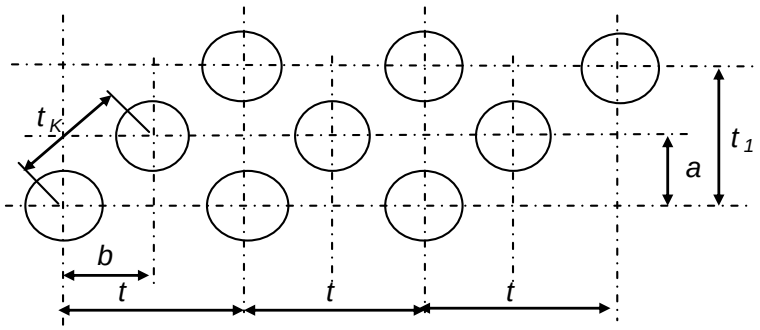
2. Koeficijent oslabljenja sveden na uzdužni smjer valjkastih stijenki oslabljenih poprečnim nizom otvora ili poljem otvora s jednakim korakom :

$y = 2 * (t_1 - d) / t_1$



3. Koeficijent oslabljenja sveden na uzdužni smjer valjkastih stijenki oslabljenih otvorima raspoređenim u obliku šahovskog rasporeda otvora :

$y = n * (t_K - d) / t_K$



Kotlovi , pregrijači i spremnici pare s tlakom p > 0,35 MPa spadaju u klasu I pa je y = 0,9

1. Parni bubanj, vodna komora i I. isparivački snop :

a = 38 mm
b = 76 mm

F = 51 x 3,2
d_V = 51 mm
d = 3,2 mm
d_U = 44,6 mm

b / a = 2 >>>>>> n = *1,41*
$t_K = (a^2 + b^2)^{1/2}$
t_K = 84,97 mm
$y_3 = n * (t_K - d_U) / t_K$
y_3 = 0,67

II. Isparivački snop :

$a = 28,5$ mm

$b = 57$ mm

$F = 38 \times 2,9$

$d_V = 38$ mm

$d = 2,9$ mm

$d_U = 32,2$ mm

$b / a = 2$ >>>>>> $n =$ *1,41*

$t_K = (a^2 + b^2)^{1/2}$

$t_K = 63,73$ mm

$y_3 = n * (t_K - d_U) / t_K$

$y_3 = 0,698$

2. Sabirne i razdjelne cijevi kotla i ekonomajzera:

Sabirna cijev kotla :

$F = F\ 51 \times 2,6$

$d_V = 51$ mm

$d = 2,6$ mm

$d_U = 45,8$ mm

$t = t_1 = 52$ mm

$y = (t - d_U) / t_1$

$y = 0,119$

Ekonomajzer :

$F = 38 \times 2,9$

$d_V = 38$ mm

$d = 2,9$ mm

$d_U = 32,2$ mm

$s_P = 50$ mm

$s_U = 76$ mm

$t_1 = s_U = 76$ mm

$t = s_P = 50$ mm

$y = (t - d_U) / t_1$

$y = 0,234$

3. Sabirne i razdjelne cijevi pregrijača pare :

$F = 44,5 \times 2,6$
$d_V = 44,5$ mm
$d = 2,6$ mm
$d_U = 39,3$ mm
$s_P = 60$ mm
$s_U = 60$ mm
$t_1 = s_U = 60$ mm
$t = s_P = 60$ mm

$y = (t - d_U) / t_1$
$y = 0,345$

Povećanje proračunskih debljina zbog djelovanja korozije iznosi 1 mm.

F.3.4 VALJKASTI I KUGLASTI ELEMENTI I CIJEVI

To su elementi izloženi djelovanju unutarnjeg tlaka .
Zahtjevi vrijede za slijedeće uvjete :

$D_V / D_U < 1,6$ *za valjkaste cijevi*
$D_V / D_U < 1,7$ *za cijevi*
$D_V / D_U < 1,2$ *za kuglaste stijenke*

Valjkaste stijenke sa $D_V < 200$ mm smatraju se cijevima .

Debljina valjkaste stijenke i cijevi ne smije biti manja od vrijednosti dobivenih jednadžbom :

$s > D_V * p / (2 * s_d * y + p) + c$ [mm] *za valjkaste stijenke i cijevi*

s [mm] *debljina stijenke*
D_V [mm] *vanjski promjer*
c [mm] *dodatak zbog korozije*
p [MPa] *proračunski tlak*
s_d [N / mm2] *dopušteno naprezanje*

a) debljina stijenke parnog bubnja

D_V = 1400 mm

p = 1,3762 MPa

s_d = 104,118 N / mm^2

c = 2 mm

y = 0,670

s_{PB} > 15,676 mm

s_{PB} = 16 mm

b) debljina stijenke vodne komore

D_V = 1000 mm

p = 1,3762 MPa

s_d = 104,118 N / mm^2

c = 2 mm

y = 0,670

s_{VK} > 11,769 mm

s_{VK} = 12 mm

c) debljina stijenke sabirnih i razdjelnih cijevi ložišta

D_V = 159 mm *prema " Strojarski priručnik ", str. 435.*

p = 1,3762 MPa

s_d = 107,647 N / mm^2

c = 1,500 mm

y = 0,119

s_{SK} > 9,605 mm

Strojarski priručnik s_{SK} = *10,0* mm

str. 435. ISO standard

d) debljina stijenke sabirnih i razdjelnih cijevi ekonomajzera

D_V = 216 mm *prema " Strojarski priručnik ", str. 435.*

p = 1,3762 MPa

s_d = 107,647 N / mm^2

c = 1,5 mm

y = 0,234

s_{SE} > 7,239 mm

Strojarski priručnik

str. 435. ISO standard

s_{SE} = 8 mm

F 216 x 8

e) debljina stijenke sabirnih i razdjelnih cijevi pregrijača pare

D_V = 216 mm *prema " Strojarski priručnik ", str. 435.*

p = 1,3762 MPa

s_d = 75 N / mm^2

c = 1,5 mm

y = 0,345

s_{SP} > 7,095 mm

Strojarski priručnik

str. 435. ISO standard

s_{SP} = 8 mm

F 216 x 8

F.3.5 RAVNE STIJENKE DNA I POKLOPCI

Debljina stijenki ravnih i neukručenih dna i poklopaca ne smije biti manja od vrijednosti dobivenih jednadžbom :

$s > A * D_U (p / s_d)^{1/2} + c$ [mm]

A = 0,5 *proračunski koeficijent*

c … dodatak na koroziju

p … proračunski tlak

sd … dopušteno naperzanje

D_u … unutarnji promjer stijenke

a) debljina stijenke ravnog dna sabirne i razdjelne cijevi ložišta

$D_U = D_V - 2 * s_{SK}$

D_U = 139,0 mm

s_{SL} > 9,358 mm

s_{SL} = 10 mm

b) debljina stijenke ravnog dna pregrijača pare

$D_U = D_V - 2 * s_{SP}$

D_U = 200 mm

s_{SP} > 15,046 mm

s_{SP} = 16 mm

c) debljina stijenke ravnog dna sabirne i razdjelne cijevi ekonomajzera

$D_U = D_V - 2 * s_{SE}$

D_U = 200 mm

s_E > 12,807 mm

s_E = 13 mm

F.3.6 ISPUPČENA DNA

Debljina ispupčenih dna bez ili sa otvorim izloženih djelovanju vanjskog ili uutarnjeg tlaka, ne smije biti manja od vrijednosti dobivenih jednadžbom :

$$s > D_V * p * Y / (4 * s_d * y) + c \ [mm]$$

$$R_U = 0,8 * D_V \ >> Y = \quad 2,0$$

a) debljina ispupčenog dna parnog bubnja

D_V	=	1400	mm	y	=	0,670	
p	=	1,3762	MPa	Y	=	2	
s_d	=	104,118	N / mm^2	c	=	2	mm
s_{PB}	=	15,81	mm	s_{PB}	=	16	mm

b) debljina ispupčenog dna vodne komore

D_V	=	1000	mm	y	=	0,670	
p	=	1,3762	MPa	Y	=	2	
s_d	=	104,118	N / mm^2	c	=	2	mm
s_{VK}	=	11,865	mm	s_{VK}	=	12	mm

LITERATURA

[1] Predložak za vježbe iz kolegija Pogon broda 1

[2] Significant Ships of 2007.

[3] Proizvođač motora MAN B&W

[4] Halasz, B., Galović, A., Boras, I. : Toplinske tablice, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.

[5] Hrvatski registar brodova

[6] Galović, A. : Termodinamika 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2008.

[7] Šneller, S. : Pogon broda 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1996.

[10] Halasz, B. : Mollierov h,s-dijagram za vodenu paru, Podaci prema IAPWS-IF97,

[11] Kraut, B. : Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb, 1982.

[12] Proizvođač brodskih kotlova i opreme parnog postrojenja „Riello“

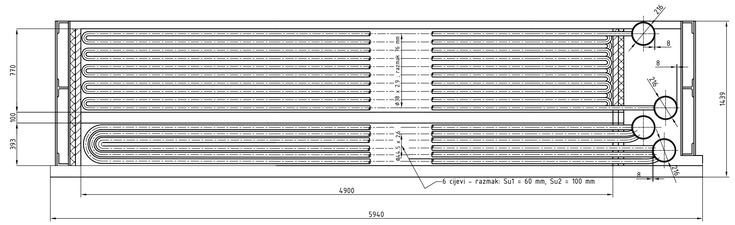
[13] www.propisi.hr

PRILOZI

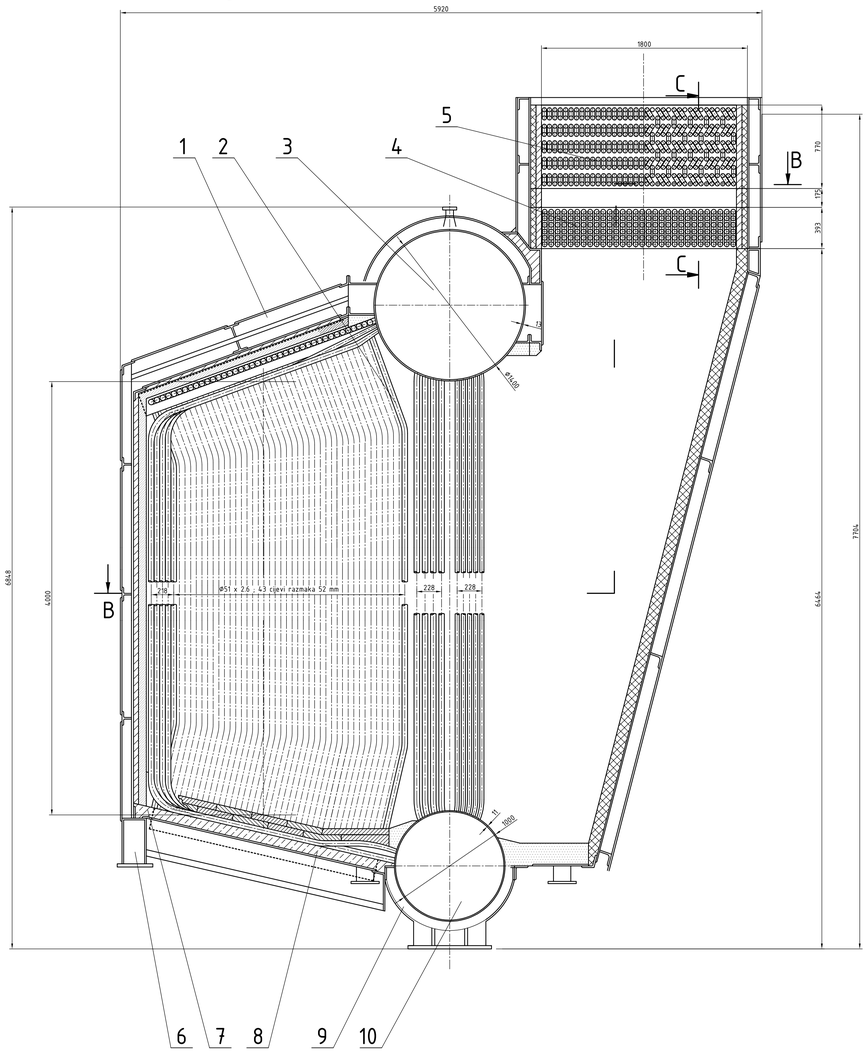
I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija

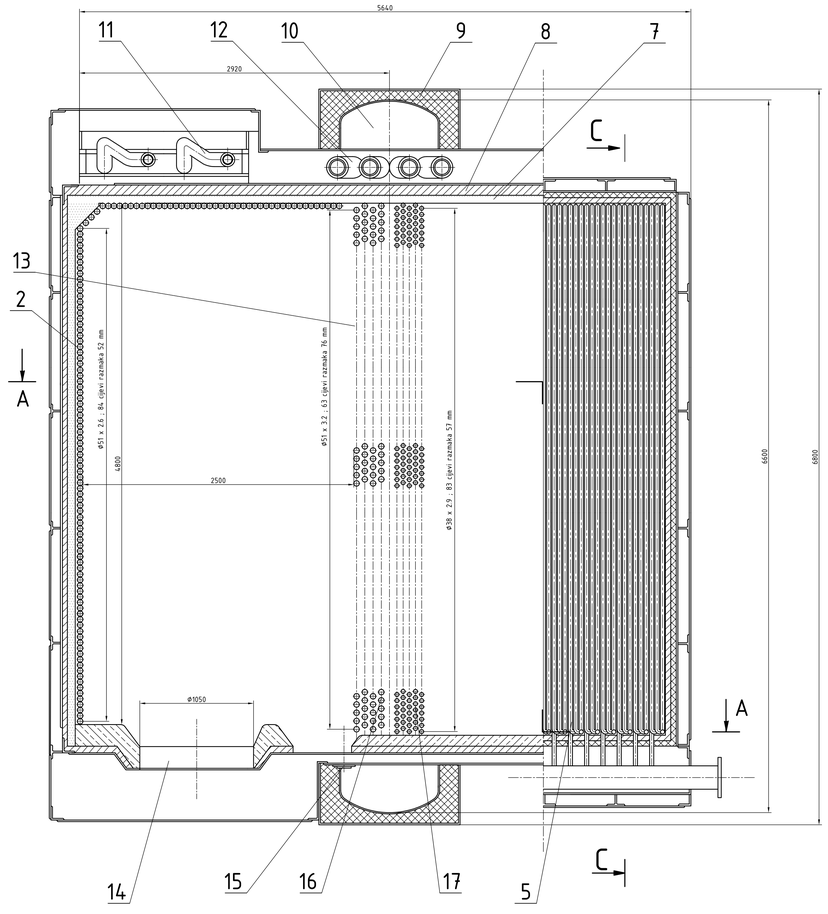
Presjek C-C



Presjek A-A

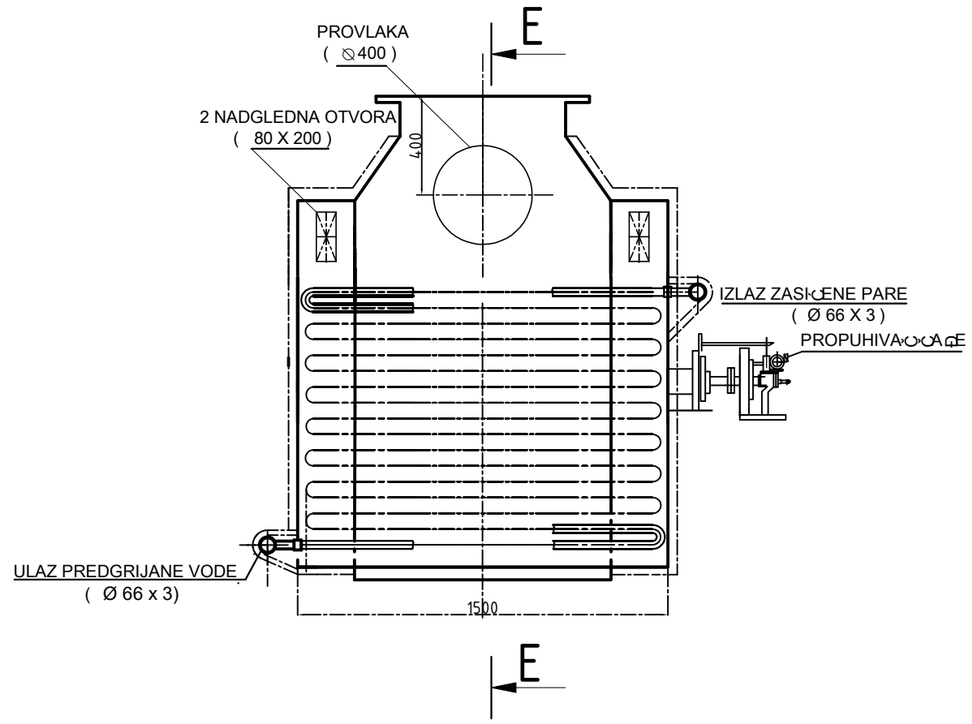


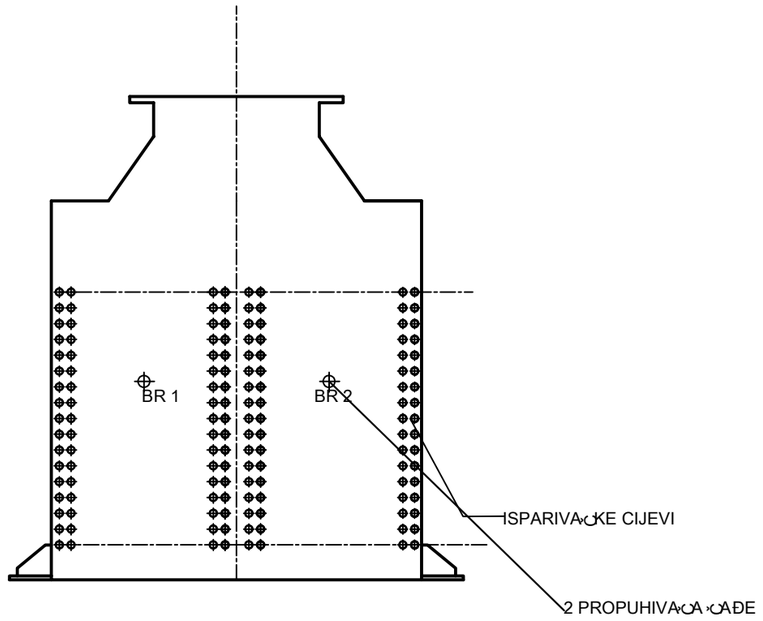
Presjek B-B



Poz.	Naziv dijela
17	II. Isparivački snop ø38 x 2,9; ukupno 415 cijevi
16	I. Isparivački snop ø51 x 3,2; ukupno 252 cijevi
15	Nadgledni otvor
14	Ležište plamenika ø1050
13	Odvodnjavanje poda
12	Strujne cijevi vodne komore i parnog bubnja
11	Strujne cijevi podne sabirne komore
10	Vodna komora ø1000 x 6600 x 11
9	Izolacija vodne komore (Ca-Si)
8	Izolacija od visokih temperatura
7	Šamotna opeka
6	Postolje parnog kotla
5	Cijevi ekonomajzera ø38 x 2,9; ukupno 360 cijevi
4	Cijevi pregrijača pare ø44,5 x 2,6; ukupno 180 cijevi
3	Parni bubanj ø1400 x 6600 x 13
2	Ekranske cijevi ø51 x 2,6; ukupno 127 cijevi
1	Sabirne i razdjelne komore
	001 - 101

	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Konstruirao :				FSB Zagreb
Crtao :	20.02.2016	Peevesh Gungadin		
Odobrio :				
Mjerilo 1:20	Parni kotao D-tip		Masa:	List: 1 / Ukupno: 1

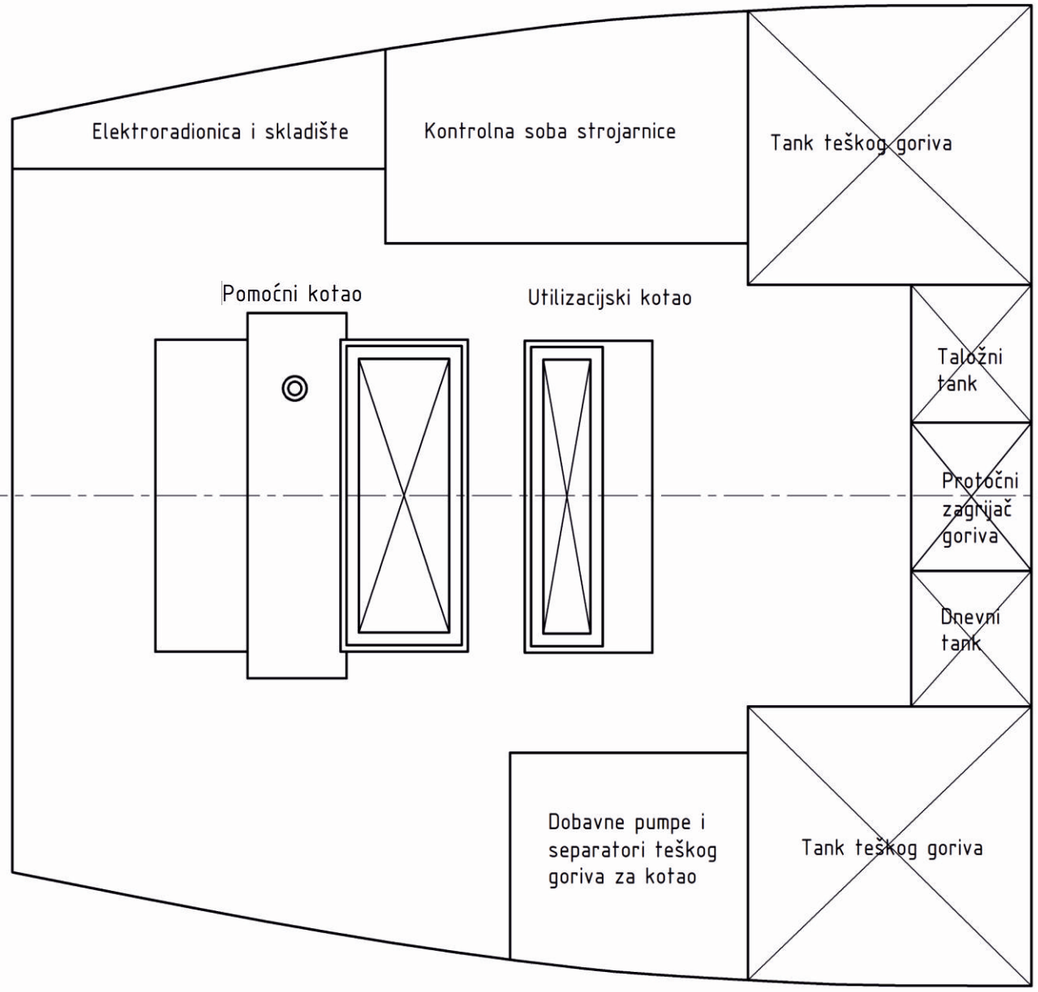




	Datum	Prezime i ime	Potpis	
Konstruirao				FSB Zagreb
Crtao		Peevesh Gungadin		
Odobrio				
Mjerilo : 1:20	(naziv crteza) UTILIZACIJSKI KOTAO			Ukupna masa :
				List : 001 - 102 / Ukupno :

Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao			
Razradio		Peevesh Gungadin	
Crtao			
Pregledao		Prof. Ante Šestan	

FSB Zagreb

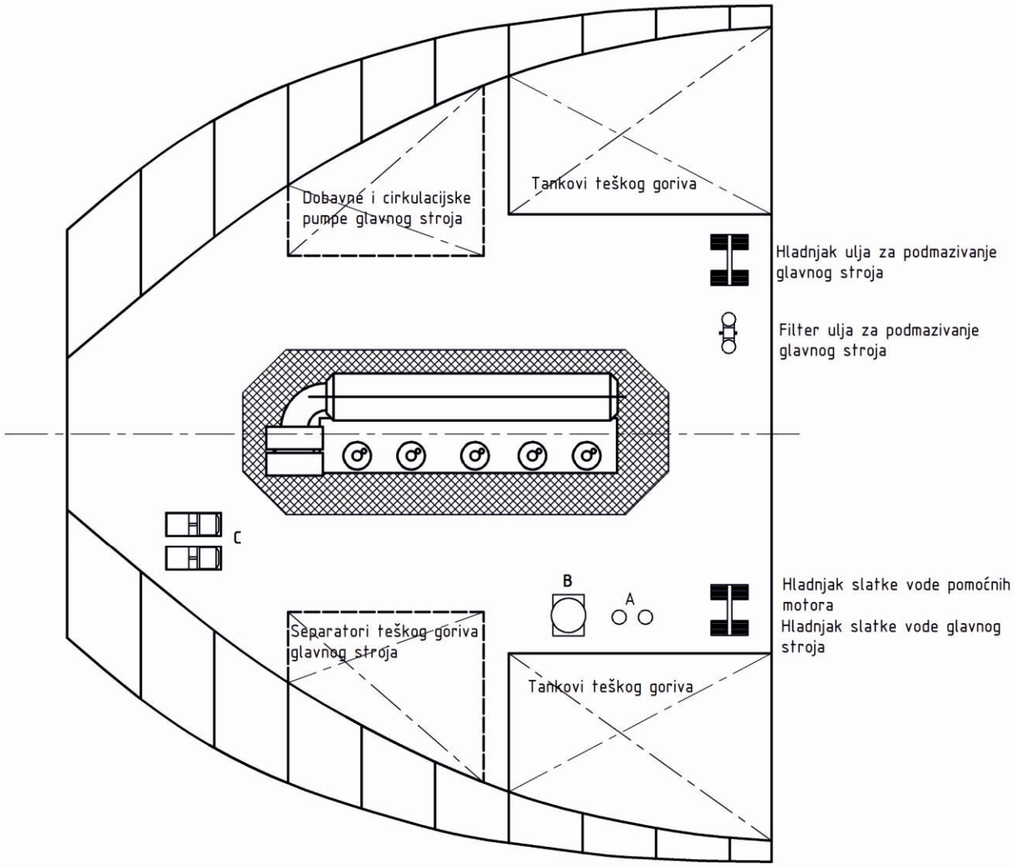
Objekt: TLOCRT KOTLOVNICE

Objekt broj:

R. N. broj:

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab



A - Rashladne pumpe slatke vode glvnog stroja

B - Generator slatke vode

C - Kompresori zraka za upućivanje glavnog stroja

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao			
Razradio		Peevesh Gungadin	
Crtao			
Pregledao		Prof. Ante Šestan	

FSB Zagreb

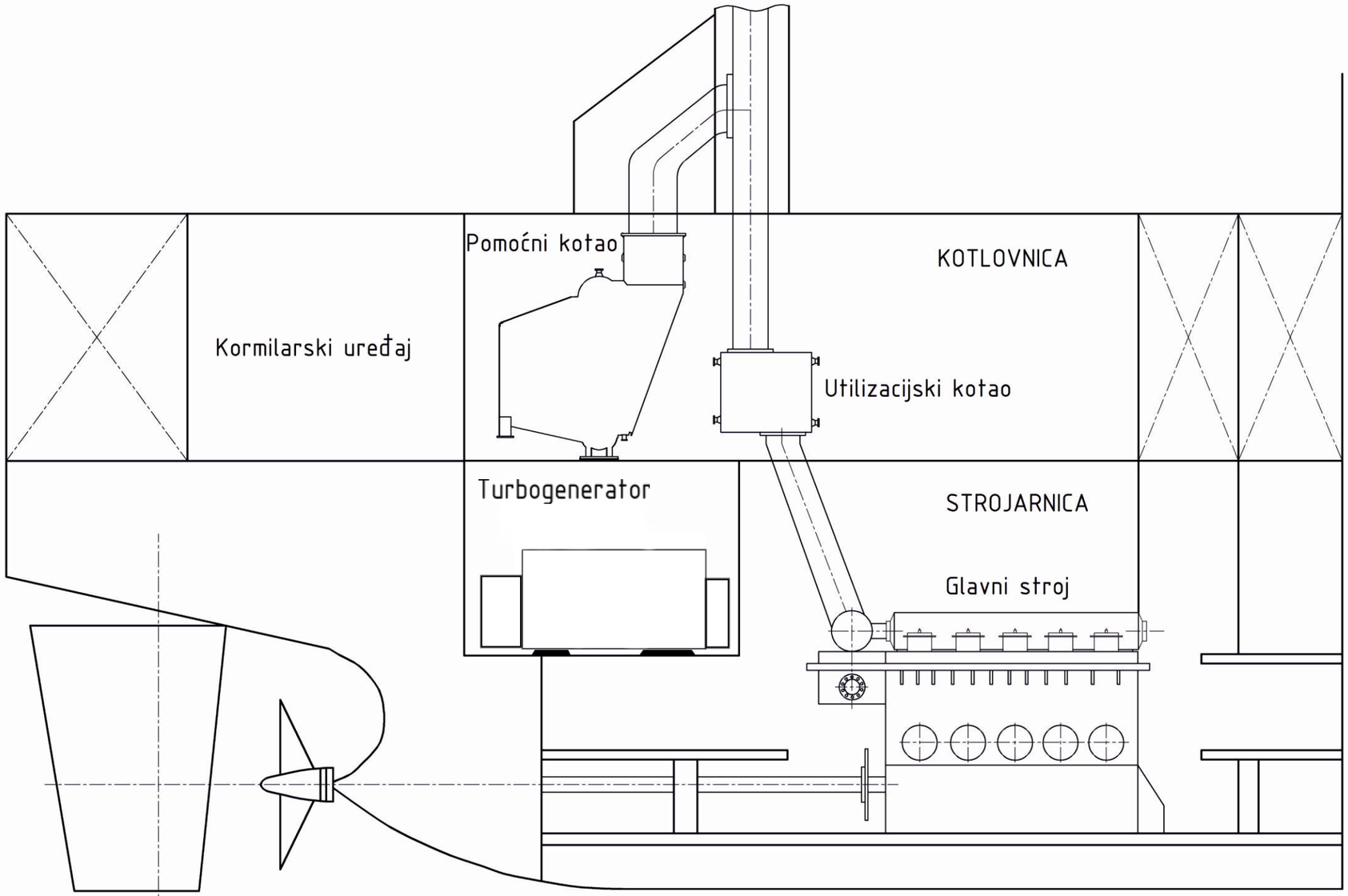
Objekt: TLOCRT STROJARNICE

Objekt broj:

R. N. broj:

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab



	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao			
Razradio		Peevesh Gungadin	
Crtao			
Pregledao		Prof. Ante Šestan	

FSB Zagreb

Objekt:
UZDUŽNI PRESJEK STROJARNICE I KOTLOVNICE

Objekt broj:

R. N. broj:

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab