

Izrada idejnog projekta zamjene sustava komprimiranog zraka GHE Gojak

Mlinac, Davor

Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni

2016

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:720145>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-19**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJ

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
SPECIJALISTIČKI DIPLOMSKI STRUČNI STUDIJ

Davor Mlinac

**IZRADA IDEJNOG PROJEKTA ZAMJENE
SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK**

ZAVRŠNI RAD

Karlovac, 2016.

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
SPECIJALISTIČKI DIPLOMSKI STRUČNI STUDIJ

Davor Mlinac

**IZRADA IDEJNOG PROJEKTA ZAMJENE
SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK**

ZAVRŠNI RAD

Mentor: dr.sc. Josip Hoster, predavač

Komentor: mr.sc. Marina Tevčić

Karlovac, 2016.



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
KARLOVAC UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES
Trg J.J.Strossmayera 9
HR-47000, Karlovac, Croatia
Tel. +385 - (0)47 - 843 - 510
Fax. +385 - (0)47 - 843 - 579



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

Stručni / **specijalistički studij: STROJARSTVA**
(označiti)

Usmjerenje: Proizvodno strojarstvo

Karlovac, 30.06.2016.

ZADATAK ZAVRŠNOG RADA

Student: **Davor Mlinac**

Naslov: **IZRADA IDEJNOG PROJEKTA ZAMJENE
SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK**

Opis zadatka:

U uvodnom dijelu završnog rada prikazati samu hidroelektranu Gojak, opis glavnih i važnijih sustava pomoćne opreme.

Dati pregled općeg dijela postojećeg stanja sustava komprimiranog zraka hidro-energetskog postrojenja Gojak. U teorijskom dijelu rada opisati termodinamičke vrijednosti i pojmove vezane uz kompresiju zraka i novo odabranu opremu za sustav komprimiranog zraka.

Razmatranjem pojmova u teorijskom dijelu vezanih za kompresiju zraka kao i sadašnjim potrebama hidro-energetskog postrojenja Gojak definirati smjernice za odabir nove tlačne opreme. Temeljem definiranih vrijednosti izvršiti proračun potreban za odabir kompresora, spremnika, ventilacije prostorije kompresora i cjevovoda.

U završnom dijelu izvršiti analizu tehničkog rada i učestalosti ukapčanja elektromotora postojećih kompresora.

Zadatak izraditi i opremiti sukladno Pravilniku o završnom radu VUK-a.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datum obrane:

30.06.2016.

02.11.2016

22.11.2016.

Mentor:

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

Dr.sc. Josip Hoster, dipl.ing.stroj. pred.

Marijan Brozović, dipl.ing.stroj. v.p.

POPIS SLIKA

- Slika 1. Presjek kroz ulaznu građevinu tunela akumulacije Bukovnik
- Slika 2. Betonski dio brane Sabljaki sa preljevnim zatvaračem
- Slika 3. Presjek betonske građevine vodne komore
- Slika 4. Presjek strojarnice GHE Gojak
- Slika 5. Shema rashladnog sustava-opskrba vodom jednog agregata
- Slika 6. Drenažne crpke
- Slika 7. Promjene stanja plina u $p - V$ dijagramu
- Slika 8. Podjela kompresora prema načinu rada
- Slika 9. Teorijski proces stlačivanja plina
- Slika 10. Tehnički rad kompresije u $p - V$ dijagramu
- Slika 11. Izentropski eksponent κ za zrak u funkciji tlaka i temperature
- Slika 12. Dijagram zasićenja u ovisnosti o tlaku i temperaturi
- Slika 13. Teoretski $p - V$ dijagram kompresora sa štetnim prostorom
- Slika 14. Volumetrijska efikasnost zbog štetnog prostora i zbog propuštanja u funkciji omjera tlakova
- Slika 15. Kompresori LMF V15
- Slika 16. Spremnik zraka s razdjelnikom
- Slika 17. Spremnik za kočenje generatora
- Slika 18. Koeficijent oslabljenja za izreze i vertikalne priključke
- Slika 19. Presjek podnice
- Slika 20. Koeficijent β za podnice
- Slika 21. Dijagram za određivanje debljine omotača prema elastičnom ulubljivanju
- Slika 22. Dijagram za određivanje debljine omotača prema plastičnom deformiranju
- Slika 23. Dijagram za određivanje tlaka ulubljivanja
- Slika 24. Koeficijent oslabljenja za izreze i vertikalne priključke
- Slika 25. Koeficijent β za podnice
- Slika 26. Dijagram za određivanje tlaka ulubljivanja
- Slika 27. Proračun kondenzata
- Slika 28. Prisilna ventilacija
- Slika 29. Prikaz kompresije u vijčanom kompresoru
- Slika 30. Kompresor Nirvana IRN7K-CC-1
- Slika 31. Rashladni sušionik D108IN
- Slika 32. Linijski filter
- Slika 33. EO cijevni spoj
- Slika 34. Regulator tlaka U11
- Slika 35. Jedinica za pripremu zraka Festo
- Slika 36. Dijagram s karakteristikama ventilatora

POPIS TABLICA

- Tablica 1. Podaci originalnih i obnovljenih turbina
- Tablica 2. Tehnički podaci generatora
- Tablica 3. Najznačajniji sastojci zraka
- Tablica 4. Najznačajnije fizikalne konstante zraka
- Tablica 5. Promjene stanja plina
- Tablica 6. Sadržaj kondenzata
- Tablica 7. Korekcijski faktori
- Tablica 8. Oprema za proizvodnju kontrole kvalitete zraka
- Tablica 9. Tehnički podaci kompresora
- Tablica 10. Karakteristike sigurnosnog ventila
- Tablica 11. Klase kvalitete stlačenog zraka
- Tablica 12. Karakteristike rashladnog sušionika zraka
- Tablica 13. Linijski filteri
- Tablica 14. Karakteristike za Aquamat CF3, proizvod Kaeser

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
S_n	kvA	nazivna snaga
U_n	%	opseg regulacije napona
I_n	A	nazivna struja
n	°/min	nazivna brzina vrtnje
n_p	°/min	brzina pri pobjegu
J	tm ²	zamašni moment
P_g	W	ukupni gubici generatora
Q	l/s	protok
H	m	visina dobave
p	Pa	tlak
V	m ³	volumen
T	K	temperatura
V_m	m ³ /Mol	specifični volumen
m	kg	masa
R	J/kmolK	opća plinska konstanta
F	N	sila
A	m ²	površina
W	J	rad
W_t	J	tehnički rad procesa
x'		količina vodene pare
p_p	bar	stvarni parcijalni tlak za vodenu paru za danu temperaturu
p'_p	bar	mogući parcijalni tlak vodene pare za danu temperaturu
\dot{m}_{teor}	kg/s	kapacitet kompresora
\dot{V}_h	m ³ /s	teoratski volumni protok kompresora
D	m	promjer cilindra
s	m	hod klipa
z		broj cilindara prvog stupnja
c		relativni štetni prostor
T_1	K	teoretska temperatura usisnog plina
T_a	K	stvarna temperatura usisnog plina
P_k	W	indicirana snaga
n_{ko}		eksponent politrope za kompresiju
V_a	m ³	volumen komprimiranog plina
V_c	m ³	volumen štetnog prostora
V_h	m ³	stapajni volumen
P_{ek}	W	snaga za ekspanziju
P_e	W	efektivna snaga
F_{kl}	N	sila na klipnjači
F_o	N	sila u opruzi
k		koeficijent trenja
D	m	promjer klipa kočnice
F_k	N	sila kočenja
M_k	Nm	moment kočenja

r	m	srednji radijus kočne staze prstena i središta ferode
M_t	Nm	okretni moment turbine
P_{dt}	kW	snaga turbine
J	kgm ²	moment inercije rotirajućih masa agregata
V_{cil}	l	radni volumen cilindra kočnice
Q	l/s	potrošnja zraka kod kočenja
L	m	hod klipa
s	m ²	površina klipa
n		broj ciklusa u minuti
V_{pa}	m ³ /min	potrošnja zraka pneumatskog alata
k_{gv}		gubitak zraka u cjevovodu
n		broj kočnica
n_c		broj ciklusa kočenja
V_{sp}	m ³	volumen spremnika
L_{ekv}	m	ekvivalentna dužina cjevovoda
w_{sr}	m/s	srednja brzina strujanja
Re		Reynoldsov broj
Δp_c	Pa	pad tlaka u cjevovodu
R_{p02}	N/mm ²	granica tečenja
R_m	N/mm ²	vlačna čvrstoća
A	%	istezljivost
P_1	bar	tlak na izlazu iz kompresora
D_v	mm	vanjski promjer cilindričnog dijela plašta
$K=R_{p02}$	N/mm ²	proračunska čvrstoća
S		stupanj sigurnosti
C_1		dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine stijenke
C_2		dodatak na koroziju i trošenje
S_e	mm	debljina stijenke
D_u	mm	unutarnji promjer cilindričnog plašta
D_v	mm	vanjski promjer cilindričnog plašta
R_k	mm	radijus kalote
r	mm	radijus torusa
h_1	mm	visina cilindra
h_2	mm	visina kalote
s_k	mm	debljina stijenke kalote
s_t	mm	debljina stijenke torusa
S_k		koeficijent sigurnosti
l_b	mm	visina cilindričnog plašta
E	Pa	modul elastičnosti
p_{s1}	bar	tlak zasićenja pri ϑ_1
p_{s2}	bar	tlak zasićenja pri ϑ_2
x_{d1}	kg	sadržaj vlage usisnog voda
x_{s2}	kg	sadržaj vlage zasićenog zraka
$q_{mD,sz}$	kg/s	maseni protok suhog zraka
q_{mw}	kg/s	količina kondenzirane vlage
h_{umax1}	%	maksimalna vlažnost zraka kod 20°C
h_{umax2}	%	maksimalna vlažnost zraka kod 27°C
q_w	l/h	sadržaj vode na usisu
q_{c1}	l/h	sadržaj kondenzata u spremniku
q_{c2}	l/h	sadržaj kondanzata u sušioniku
t_i	min	vrijeme potrebno da se kompresor uključi

V_s	l	volumen spremnika
p_{max}	bar	tlak isključenja
p_{min}	bar	tlak uključenja
q_{vp}	l/min	volumni protok
t_r	min	vrijeme potrebno da se kompresor isključi
q_{vd}	l/min	dobava kompresora
Q	W	toplinsko opterećenje
V_v	m ³ /s	potrebna količina zraka
c_p	Nm/kg°C	specifična toplina zraka kod konstantnog tlaka
t_i	°C	temperatura u strojarnici
t_0	°C	temperatura okoline
A_{ul}	m ²	minimalni promjer ventiliranog ulaza zraka
V_v	m ³ /h	protok zraka kroz ventilator
v_s	m/s ²	maksimalna brzina zraka na ulazu
A_a	m ²	površina cijevi
w_a	m/s	brzina zraka kroz izlazni cjevovod
Δp_{st}	Pa	ukupni statistički pad tlaka
p_{tot}	Pa	ukupni tlak ventilatora
V_{efs}	m ³ /min	efektivni volumni kapacitet sušionika
V_n	m ³ /min	volumni kapacitet kompresora
P_k	kW	snaga potrebna za kompresiju
Δp_{us}	bar	pad tlaka na usisnom ventilu
Δp_{is}	bar	pad tlaka na ispušnom ventilu
p_z	bar	tlak zadnjeg stupnja kompresije
p_1	bar	tlak na usisu
p_{em}	kW	teorijska snaga elektromotora

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
κ		izentropski eksponent za zrak
φ	%	relativna vlažnost
η_v	%	volumetrijska efikasnost kompresora
η_c	%	volumetrijska efikasnost zbog štetnog prostora
η_p	%	volumetrijska efikasnost zbog prigušenja na ventilima
η_q	%	volumetrijska efikasnost zbog izmjene topline
η_n	%	volumetrijska efikasnost zbog propuštanja
η_m	%	mehanička efikasnost
ω_0	rad/s	kutna brzina
λ		koeficijent trenja između zraka i cjevovoda
ξ_1		koeficijent otpora za suženje cjevovoda u presjeku
ξ_2		koeficijent otpora za suženje cjevovoda u presjeku
u		koeficijent valjanosti zavarenog spoja
φ_1	%	relativna vlaga za V_1
ε		udio štetnog prostora
ρ	kg/m ³	gustoća zraka
β		koeficijent oblika podnice

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja kroz studij, praktično iskustvo te uz potrebne konzultacije i uporabu navedene literature.

Davor Mlinac

Izrada idejnog projekta zamjene sustava komprimiranog zraka GHE Gojak

SAŽETAK

Završnim radom dat je pregled općeg dijela postojećeg stanja sustava komprimiranog zraka hidroenergetskog postrojenja Gojak, teorijskog dijela termodinamičkih vrijednosti i pojmova vezanih uz kompresiju zraka i novo odabrane opreme za sustav komprimiranog zraka.

U uvodnom dijelu je prikazana sama hidroelektrana Gojak, opis glavne i važnijih sustava pomoćne opreme.

Razmatranjem pojmova u teorijskom dijelu vezanih za kompresiju zraka kao i sadašnjim potrebama hidroenergetskog postrojenja Gojak definirati će se smjernice za odabir nove tlačne opreme.

Temeljem definiranih vrijednosti izvršiti će se proračun potreban za odabir kompresora, spremnika, ventilacije prostorije kompresora i cjevovoda. U završnom dijelu izvršiti će se analiza tehničkog rada i učestalosti ukapačanja elektromotora postojećih kompresora.

Ključne riječi: kompresor, komprimirani zrak, tehnički rad, spremnik zraka

Development of preliminary project of compressed air system replacement for GHE Gojak

SUMMARY

The main purpose of this thesis is to provide an overview of the general part of the existing state of compressed air system at hydropower plant Gojak, the theoretical part of the thermodynamic values and terms related to the compression of air and new selected equipment for compressed air system.

In the introductory part is shown hydropower plant Gojak, and a description of the main and most important systems of auxiliary equipment.

The examination of the theoretical part related to the compression of air as well as the present needs of the hydropower plant Gojak will define the guidelines for the selection of new pressure equipment.

Based on the defined values the required calculations will be done for the selection of compressors, tanks, ventilation of compressor room and piping.

In the final part an analysis of technical work and frequency of electric switching of existing compressor will be done.

Keywords: compressor, compressed air, technical work, air receiver

SADRŽAJ:

POPIS SLIKA	I
POPIS TABLICA.....	II
POPIS OZNAKA.....	III
IZJAVA	VI
SAŽETAK	VII
1. UVOD	1
1.1 Osnovni podaci o GHE Gojak	1
1.2 Elektrostrojarska oprema GHE Gojak	2
1.3 Hidromehanička oprama brane Bukovnik	2
1.3.1 Hidromehanička oprema brane Sabljaki	3
1.3.2 Hidromehanička oprema vodne komore	4
1.3.3 Turbine i turbinska oprema.....	5
1.3.4 Generatori.....	6
1.4 Pomoćni sustavi GHE Gojak	8
1.4.1 Rashladni sustav	8
1.4.2 Drenažni sustav	10
2. OSNOVNA SVOJSTVA I ZAKONI ZA PLINOVE	11
2.1 Termodinamička svojstva zraka	11
2.2 Stanje plina.....	11
2.2.1 Opći plinski zakon.....	11
2.2.2 Jednadžba stanja idealnog plina	12
2.2.3 Promjene stanja idealnih plinova.....	12
2.3 Kompresori i vrste kompresora	14
2.4 Tehnički proces stlačivanja	15
2.5 Vlažnost zraka	18
2.6 Dobava kompresora	19
2.7 Snaga potrebna za kompresiju.....	23
2.8 Mehanička efikasnost.....	24
3. TEHNIČKI OPIS POSTOJEĆEG SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK.....	25
3.1 Uvod	25
3.2 Kompresornica	25
3.3 Razvodna mreža	27
3.4 Spremnik stlačenog zraka za kočenje generatora	28
4. PRORAČUN SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA	29
4.1 Utvrđivanje potrošnje stlačenoga zraka	29
4.1.1 Kočenje generatora A, B i C.....	29
4.2 Izbor tlačne posude	32

4.3	Odabir kompresora.....	33
4.4	Proračun cjevovoda.....	33
4.5	Proračun spremnika stlačenog zraka $V=0,5 m^3$	35
4.5.1	Odabir materijala za spremnik.....	35
4.5.2	Potrebna debljina stijenke cilindričnog plašta izvrgnuta djelovanju unutarnjeg tlaka.....	36
4.5.3	Potrebna debljina stijenke plašta oko izreza.....	37
4.5.4	Proračun podnica.....	38
4.6	Proračun spremnika stlačenog zraka $V=0,2 m^3$	43
4.6.1	Odabir materijala za spremnik $V=0,2 m^3$	43
4.6.2	Potrebna debljina stijenke cilindričnog plašta izvrgnuta djelovanju unutarnjeg tlaka.....	43
4.6.3	Potrebna debljina stijenke plašta oko izreza.....	45
4.6.4	Proračun podnica.....	46
4.7	Određivanje kondenzirane vlage u spremniku.....	48
4.8	Određivanje učestalosti ukapčanja elektromotora kompresora.....	51
4.9	Proračun ventilacije kompresorske stanice.....	52
4.10	Proračun sušionika zraka.....	54
5.	TEHNIČKI OPIS I ODABIR OPREME SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK.....	56
5.1	Općenito o vijčanim kompresorima.....	57
5.1.1	Kompresor.....	57
5.2	Spremnik stlačenog zraka.....	58
5.3	Rashladni sušionik zraka.....	60
5.4	Linijski filteri.....	61
5.5	Separator ulje voda.....	62
5.6	Razdjelnik stlačenog zraka.....	63
5.7	Razvodna mreža.....	63
5.8	Jedinica za pripremu zraka.....	65
5.9	Ventilator za ispuhivanje zraka iz kompresornice.....	66
6.	ANALIZA RADA POSTOJEĆIH KOMPRESORA.....	68
6.1	Teorijska snaga elektromotora.....	68
6.2	Učestalost ukapčanja elektromotora kompresora LMF V15.....	70
7.	ZAKLJUČAK.....	72
	LITERATURA.....	74
	PRILOZI.....	75

1. UVOD

1.1 Osnovni podaci o GHE Gojak

Glavna hidroelektrana Gojak 3×20 (MVA) smještena je u Republici Hrvatskoj, u Karlovačkoj županiji, u blizini grada Ogulina.

Objekti GHE "Gojak" građeni su u razdoblju od 1954. do 1959. god. i u pogonu su već više od pedeset godina.

Za proizvodnju električne energije, GHE Gojak koristi vode Zagorske Mrežnice i Gornje Dobre, odnosno akumulacijskih jezera Sabljaki i Bukovnik. Sustav GHE Gojak

Jezera su spojena betonskim tlačnim tunelom i nastavno čeličnim tlačnim cjevovodom kojima se voda dovodi do turbina u strojarnici HE Gojak.

Prvobitno projektirana instalirana snaga elektrane je 48 (MW), uz projektirani instalirani protok od 50 (m³/s) i neto pad 118 (m), a obnovom turbina snaga elektrane na pragu je povećana na 55,5 (MW), uz povećani protok od 57 (m³/s) i neto pad 109,22 (m).

Prosječna godišnja proizvodnja GHE Gojak zadnjih osam godina je oko 203 (GWh) električne energije. U proteklih više od pedeset godina prosječni godišnji broj pokretanja svakog od generatora je iznosio 181, što pokazuje da generatori imaju teške uvjete rada. Svaki od generatora je prosječno radio 4795 sati godišnje.

Hidroelektrana Gojak je visokotlačno derivacijsko postrojenje. Strojarnica je izgrađena kao nadzemna zgrada smještena na lijevoj obali Gojačke Dobre. U strojarnici su ugrađene tri glavne i jedna kućna proizvodna grupa.

Zgrada strojarnice sastoji se iz dva dijela: strojarnice koja ima dva kata, turbinski i generatorski (tlocrtna veličine 39,26×13,00 (m) i visine 20,53 (m)) i prigradnje koja ima četiri kata (tlocrtna veličine 44,14×7,38 (m) i visine 16,07 (m)), a koji zajedno čine funkcionalnu cjelinu.

U generatorskom prostoru smještena su tri glavna generatora (tip S 3805 - 14) nazivne snage 3 x 20 (MVA).

U turbinskom katu smještene su turbine s pripadnim pomoćnim uređajima (tri Francis turbine s vertikalnim vratilom nazivne snage na vratilu 3 x 24,1 (MW)).

Na povišenom mjestu turbinskog kata smještene su pumpe rashladne i drenažne vode. Na istom katu smješten je kućni agregat (Francis s horizontalnim vratilom; 400 (kVA)).

Na najnižem katu smješten je predturbinski prostor, a iznad njega glavni kabelski kanal. Na trećem katu nalaze se prostorije za, priručno skladište, i kabelski prostor centralne komandne prostorije. Na najvišem katu nalazi se upravljačnica, prostorije za telefonsku centralu, prostorije automatike, prostorije sustava besprekidnog napajanja (UPS), prostorije opskrbe i glavnog razvoda istosmjernog napajanja 220 (V) i 48 (V), te ulazni prostor sa sanitarnim čvorom.

Unutar kruga elektrane postoje još: 35 (kV) postrojenje (u nadležnosti HEP-ODS-a), elektro radionica, strojarska radionica, građevinska radionica, kompresorsko postrojenje, kućni transformatori 35/0,4 (kV), 630 (kVA) – 2 kom, ploča vlastite potrošnje, uljno gospodarstvo, 110 (kV) postrojenje (u nadležnosti HOPS-a), skladište, čuvarske kućice i ostalo.

Nadmorska visina pristupnog platoa strojarnice i generatorskog kata je 191,50 m.n.m. dok je pod turbinskog kata smješten na 185,50 m.n.m. GHE Gojak je visoko automatizirano energetska postrojenje. U sastavu GHE Gojak još se nalaze HE Lešće i HE Ozalj I i II. Važno je za napomenuti da cjelovito upravljanje sa HE Lešće se vrši iz upravljačnice GHE Gojak.

1.2 Elektrostrojarska oprema GHE Gojak

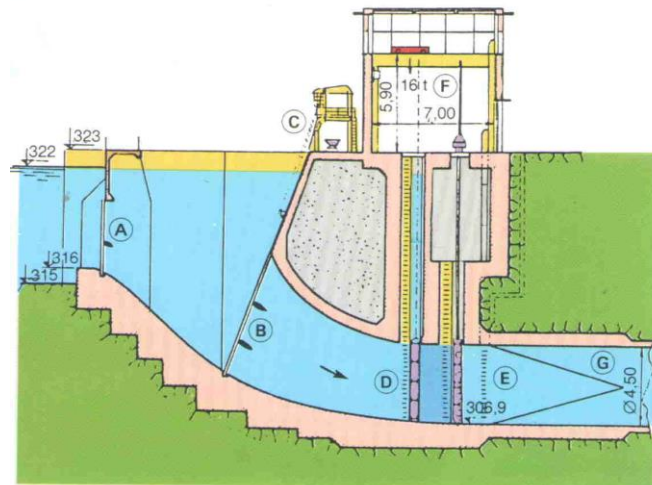
U zadnjih petnaest godina obnovljena je ili zamijenjena sva glavna oprema elektrane, osim sinkronih generatora za koje su se sada stvorili uvjeti zbog starosti i isteka životnog vijeka da se obnovom poboljša sigurnost i pouzdanost korištenja raspoloživih proizvodnih jedinica i ostale opreme. Od pomoćnih sustava elektrane preostalo je za zamijeniti sustav komprimiranog zraka koji je predmet ovog završnog rada, crpne agregate rashladnog i drenažnog sustava, ventilaciju i klimatizaciju strojarnice. U nastavku ću kratko prikazati važniju elektrostrojarsku opremu GHE Gojak.

1.3 Hidromehanička oprama brane Bukovnik

U sklopu svakog hidroenergetskog objekta, pa tako i ove hidroelektrane, hidromehanička oprema ugrađena na akumulacionom jezeru, važan je element sigurnosti i upotrebljivosti elektrane.

U akumulacijskom jezeru se zahvaćaju vode rijeke Ogulinske Dobre. Na njemu postoje dvije građevine: brana s preljevom i ulazna građevina tunela Bukovnik sa sljedećom hidromehaničkom opremom:

- | | |
|--|--------------------------------|
| - Tropojasni zatvarač s preljevnom klapnom | METALNA Maribor |
| - Pogonski mehanizam tropojasnog zatvarača | METALNA Maribor |
| - Prag i armatura tropojasnog zatvarača | METALNA Maribor |
| - Gruba rešetka ulaznog uređaja | METALNA Maribor |
| - Fina rešetka ulaznog uređaja | METALNA Maribor |
| - Glavni zatvarač | METALNA Maribor |
| - Pogon glavnog zatvarača, | REXROTH HYDRAULIC |
| - Pomoćni zatvarač | METALNA Maribor |
| - Čistilica naplavina | SETTING; DELNICE |
| - Mosna dizalica | METALNA Maribor |
| - HAK | TEHNOMEHANIKA; Marija Bistrica |



LEGENDA:
 A – Gruba rešetka
 B – Fina rešetka
 C – Čistilica
 D – Pomoćni zatvarač
 E – Glavni zatvarač
 F – Dizalica i pogon zatvarača

Slika 1. Presjek kroz ulaznu građevinu tunela akumulacije Bukovnik [3]

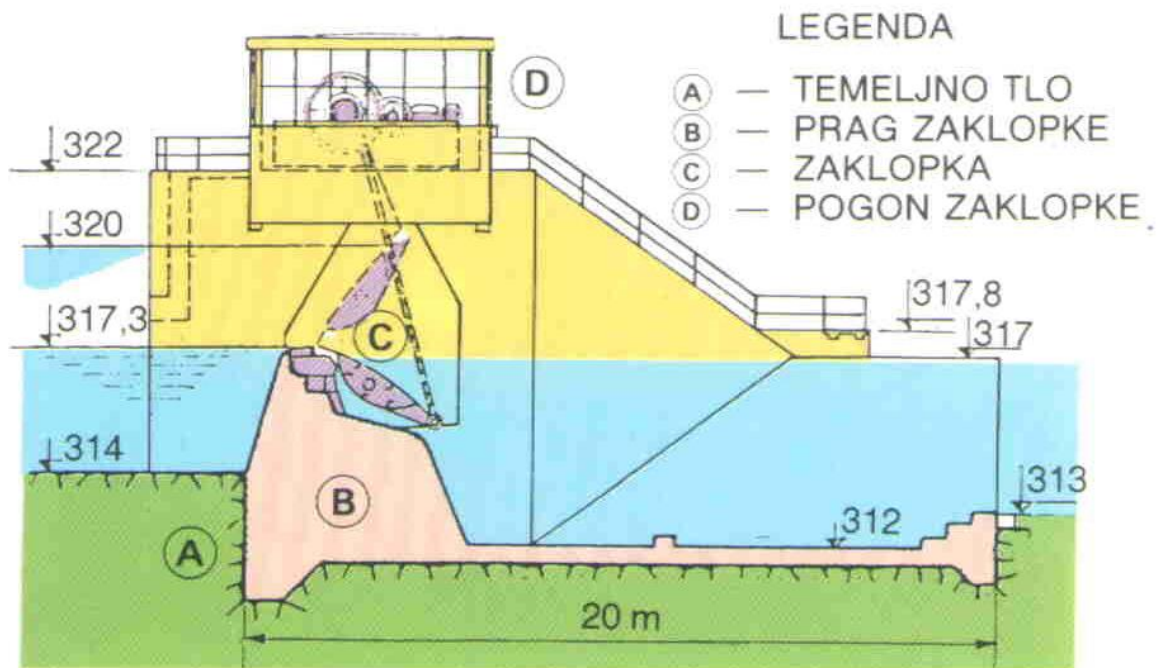
Projektirani propusni kapacitet opreme na brani je 320 (m³/s). Kota praga zatvarača je 315 m.n.m.. Gabariti nosive konstrukcije tijela zatvarača su 25000x4012x3200 (mm). Proračunska masa zatvarača je 76377 (kg).

1.3.1 Hidromehanička oprema brane Sabljaki

U akumulaciju Sabljaki utječu vode rijeke Zagorske Mrežnice. Akumulaciju čine dvije građevine, brana s preljevom i ulazna građevina tunela Sabljaki sa slijedećom hidromehaničkom opremom:

- Preljevni zatvarač	METALNA Maribor
- Pogonski mehanizam zatvarača	METALNA Maribor
- Prag i armatura zatvarača	METALNA Maribor
- Zatvarač temeljnog ispusta	METALNA Maribor
- Pogon zatvarača	METALNA Maribor
- Armatura zatvarača	METALNA Maribor
- Gruba rešetka ulaznog uređaja	METALNA Maribor
- Fina rešetka ulaznog uređaja	METALNA Maribor
- Glavni zatvarač	METALNA Maribor
- Pogon glavnog zatvarača	METALNA Maribor
- Pomoćni zatvarač	METALNA Maribor
- Čistilica naplavina	CONECO Varaždin
- Mosna dizalica	METALNA Maribor

Preljevni kapacitet evakuacionog uređaja projektiran je za maksimalni protok od 120 (m³/s). Kota praga zaklopke je na 317,3 m.n.m.. Zatvarač zatvara preljev na rasponu od 15960 (mm), a gabariti nosive konstrukcije su 15948x2984 (mm). Ukupna masa zatvarača je oko 13000 (kg).



Slika 2. Betonski dio brane Sabljaki sa preljevnim zatvaračem [3]

1.3.2 Hidromehanička oprema vodne komore

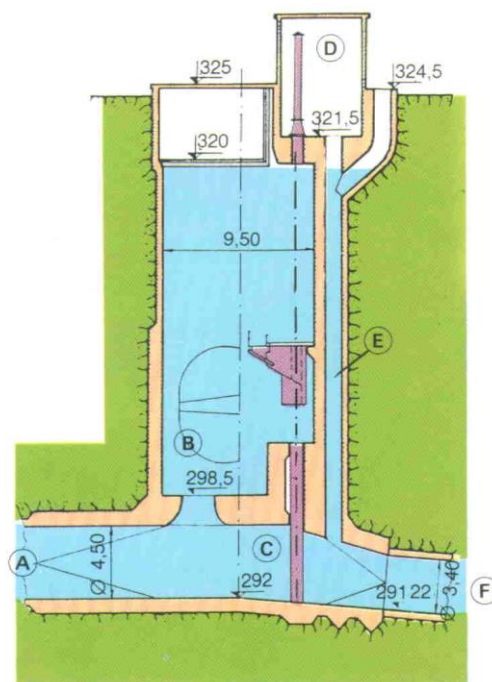
Na kraju dovodnog betonskog tunela Sabljaki-Bukovnik nalazi se betonska građevina vodna komora, visine 25 (m) i promjera 9,5 (m), s asimetričnim prigušivačem, dvije horizontalne donje komore promjera 6 (m), svaka dužine 40 (m) i gornje komore u obliku otvorenog bazena s preljevom. Iz vodne komore počinje čelični tlačni cjevovod, na čijem ulazu je postavljen brzi zatvarač vodne komore s, između ostalog, važnom funkcijom brzog zatvaranja u slučaju eventualne havarije na tlačnom cjevovodu.

Hidromehanička oprema vodne komore, isporuke "Metalne", sastoji se od slijedećih dijelova:

- Brzi kotrljajući zatvarač vodne komore
- Prag na koti 291,725 m.n.m.
- Armatura
- Nizvodna zaustavna stijena
- Podizne motke
- Vodicica za reviziju zatvarača
- Potporni nosač na koti 301,80 m.n.m.
- Bočni zasun na koti 301,80 m.n.m.
- Uzvodni lijevak
- Nizvodna obloga
- Odzračna cijev \varnothing 1000 (mm)
- Ljestve i podesti
- Armatura i gruba rešetka

Isporukom "Litostroja" dobavljen je hidraulički servomotor s pogonskim hidrauličkim agregatom, postavljenim na koti 321,50 m.n.m.. Sastavni dijelovi su:

- Servomotor \varnothing 460 (mm)
- Razvodni ventil
- Upravljački ormarić
- Visokotlačna uljna pumpa
- Spojni cjevovodi
- Rezervoar
- Sigurnosni ventil
- Pokazivač položaja
- Zračni filtar



LEGENDA:
 A – dovodni tunel
 B – vodna komora
 C – zatvarač
 D – pogon zatvarača
 E – odzračnik
 F – tlačni cjevovod

Slika 3. Presjek betonske građevine vodne komore [3]

1.3.3 Turbine i turbinska oprema

U sklopu pojačanog održavanja elektrane, u periodu od 2003. do 2006. godine izvršena je obnova turbina. Turbine su Francis tipa, s vertikalnim vratilom koje je direktno spojeno s generatorom, a ugrađene su u čeličnu spiralu. Kratka usporedba geometrijskih i energetske karakteristike originalnih i obnovljenih turbina dana je u tablici u nastavku.

Parametar	Originalna	Obnovljena
Tip turbine	Francis F 1,54/148	Francis FvT-1,55/180-14
Promjer radnog kola, mm	1610	1685
Promjer turbinskog vratila i međuvratila, mm	400	470
Broj lopatica radnog kola	15	14
Broj lopatica privodnog kola	20	20
Maksimalni protok jedne turbine, m ³ /s	16,67	20,5
Nazivni pad, m	118	109,22
Maksimalna snaga (u pojedinačnom radu), MW	16,82	24,1
Nazivna brzina vrtnje, min ⁻¹	428,6	428,6
Maksimalna brzina vrtnje kod pobjega, min ⁻¹	775	844
Godina proizvodnje	1959.	2005. - 2006.

Tablica 1. Podaci originalnih i obnovljenih turbine [3]

Uz navedene podatke, važno je naglasiti da je obnovom turbina povećana snaga turbina te da je brzina pobjega također povećana sa 775 (min⁻¹) na 844 (min⁻¹). Ove veličine imaju izravan utjecaj na tehničko rješenje sinkronih generatora. Dovodi zraka u radna kola turbina su trenutno izvedeni na način da su na gornjem kraju spojki međuvratila izvedene rupe kroz koje uslijed vrtnje agregata ulazi zrak te kroz centralni provrt u međuvratilu i turbinskom vratilu dolazi u radna kola. Za slučaj prodora vode iz radnog kola u turbinski prostor, montirane su prelivne posude u visini spoja međuvratila i generatorskog vratila.

Paralelno s obnovom turbina, obnovio se i sustav turbinske regulacije. Novi sustav turbinske regulacije GHE Gojak uključuje novi hidraulični agregat, hidrauličke instalacije, hidrauličke cilindre, digitalne turbinske regulatore, te sustave za trajni nadzor turbina.

1.3.4 Generatori

Generatore je 1959 godine izradila tvrtka Končar. Riječ je o trofaznim sinkronim strojevima s vertikalnom osovinom.

Generatori su tipa S 3805-14 oblika IM 8427 prema IEC 60034-7, direktno spojeni s turbinom. To je tzv. ovjesni tip agregata. Generatori su uzdignuti iznad poda strojarnice, a oko njih su betonski plaševi. Statori generatora se oslanjaju na temeljne prstenove ubetonirane u pod montažnog kata strojarnice. Masa svakog generatora iznosi 157 (t).

Nazivni podaci	Oznaka	Mj. jed.	
Godina proizvodnje			1959.
Tip i proizvođač			S3805-14, Končar

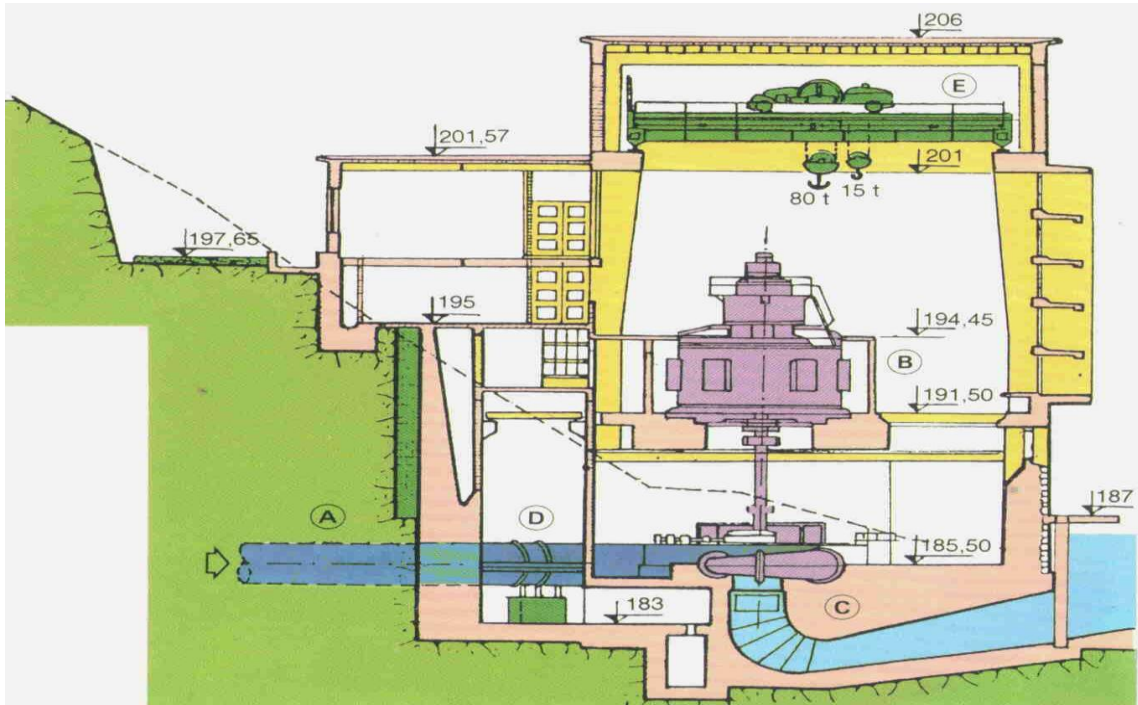
Nazivna snaga	S_n	kVA	20000
Nazivni napon	U_n	kV	10,5
Opseg regulacije napona	ΔU	%	± 5
Nazivna struja	I_n	A	1100
Nazivni faktor snage	$\cos\varphi_n$	-	0,8
Klasa izolacije statorskog namota, nadtemperatura			B (prije preizoliranja) F (nakon preizoliranja) / 80K
Klasa izolacije rotorskog namota, nadtemperatura			B (prije preizoliranja) F (nakon preizoliranja) / 90 K
Nazivna brzina vrtnje	n	min^{-1}	428,6
Brzina pri pobjegu	n_p	min^{-1}	775 (prije obnove turbina) 844 (nakon obnove turbina)
Uzbuda			125V; 560 A
Moment tromosti (zamašni moment)	J (GD2)	tm^2	88,75 (355)

Tablica 2. Tehnički podaci generatora [3]

Gubici i korisnost

- Ukupni gubici generatora $P_g = 484,5$ (kW)
- Korisnost generatora $\eta = 97,06$ %

Nakon više od 57 godina rada generatora, dogodile su se promjene na pojedinim sklopovima i dijelovima. Bez obzira na stalni nadzor, brigu i dobro održavanje postrojenja, životni vijek generatora je na kraju. Kako su se revitalizirale turbine koje imaju mogućnost u pojedinačnom radu raditi sa snagom do 24,1 (MW) (postojeći generatori rade sa izlaznom snagom od 18,1 MW), shodno tome je odlučeno da se u narednom periodu od tri godine izrade novi generatori snage 25 (MVA) i faktorom snage 0,9.



Slika 4. Presjek strojarnice GHE Gojak [3]

LEGENDA:

- A – tlačni cjevovod
- B – generator
- C – turbina s difuzorom
- D – leptirasti predturbinski zatvarač
- E – mosna dizalica

1.4 Pomoćni sustavi GHE Gojak

1.4.1 Rashladni sustav

Rashladni sustav osigurava hlađenje generatora, generatorskih ležaja, turbinskih ležaja i brtve turbinskog vratila. Opskrba rashladnom vodom vrši se u pravilu pomoću dviju crpki za rashladnu vodu ili, u izuzetnim slučajevima, izravno odvojkom iz tlačnog cjevovoda, a preko spremnika volumena od oko 100 (m³). Rashladni sustav GHE Gojak je obnovljen 2011. godine. Sva armatura za potrebe automatske regulacije je industrijskog tipa, proizvod Erhard Armaturen. Oprema instrumentacije za potrebe automatske regulacije je industrijskog tipa, proizvod Endress+Hauser te je time u potpunosti omogućeno upravljanje ručno i automatsko upravljanje sustavom. Cijevi i cijevni dijelovi uključujući i cijevne priрубnice su izrađene od austenitnog nehrđajućeg čelika X2CrNiMo17-12-2 prema EN 10088-2. Filtracija rashladnog sustava je u dvostupanjska. Za prvi stupanj filtracije predviđeni su automatski samočisteći filteri proizvođača Boll & Kirch a za drugi stupanj filter proizvođača Timex. U preturbinskom predprostoru ugrađen je automatski samočisteći filter, tip 6.19, veličine DN 250 (mm), za nazivni tlak PN 16 (bar), proizvod "Boll & Kirch". Filter je postavljen na novougrađenom podestu iz čeličnih profila. Ispiranje filtera predviđeno je vanjskom vodom. Ova se voda za ispiranje uzima iz vodovoda, ili

1.4.2 Drenažni sustav

U svim drenažnim sustavima, procjedne, otpadne vode i voda koja se ispušta pri pražnjenju pojedinog dijela postrojenja zbog potreba pregleda ili popravaka, gravitacijski se skupljaju u drenažnim bunarima koji su smješteni na najnižim razinama građevine. Odatle se drenažnim crpkama prebacuju u donju vodu. Crpke se centrifugalne, višestupanjske uronjenog tipa. Pogon crpke je elektromotorni, proizvođača Rade Končar. Motor je vanjske izvedbe, tzv. suhe izvedbe i povezan je vratilom na rotore crpke. Vratilo crpke je povezano desno/lijevo navojnim maticama u kućištu DN 200 (mm) oslonjeno zajedno s motorom na radijalno aksijalni ležaj. Kako je dužina usisne cijevi crpke 8400 (mm), rotirajući elementi crpke su uravnoteženi drvenim radijalnim ležajevima. Na dnu kućišta nalazi se usisna rešetka i nepovratni ventil. Hlađenje radijalnih ležajeva je vodeno.

Tehničke karakteristike crpke Litostroj tip 5V010-1:

- Protok $Q = 70$ (l/s)
- Visina dizanja $H = 10$ (m)
- Radni tlak 2 (bar)
- Elektromotor R. Končar A9n-4, 20 (kW), 1450 (°/min), 380 (V)

Upravljenje crpkama je moguće ručno i automatsko odabirom režima rada preko tipkala na upravljačkom ormaru.



Slika 6. Drenažne crpke

2. OSNOVNA SVOJSTVA I ZAKONI ZA PLINOVE

2.1 Termodinamička svojstva zraka

Zrak je fizička mješavina pojedinačnih plinova. Zrak doživljavamo kao bezbojan, proziran, neopipljiv, proziran i bez mirisa. Zrak djeluje na stvaranje povoljnih toplinskih prilika, svojom cirkulacijom smanjuje suprotnosti između ugrijanih i hladnih krajeva, uvjetuje difuzno danje svjetlo, omogućuje širenje zvuka, letenje itd. U zraku se osim mješavine različitih plinova nalaze i krute čestice kao što je prašina, pijesak, pepeo, škrob, kristali soli, pelud, organske čestice i mikrobi [4].

Plin	Volumni udio (%)	Maseni udio (%)
Dušik	78.90	75.510
Kisik	20.95	23.150
Argon	0.93	1.280
Ugljikov dioksid	0.03	0.046

Tablica 3. Najznačajniji sastojci zraka

Zbog svoje neograničene količine, zrak je uz vodu najkorišteniji medij u procesnoj industriji.

Molarna masa	28.96 kg/kmol
Plinska konstanta	287.1 J/kgK
Vrelište (pri tlaku 1.01325 bar)	-194 °C
Temperatura u kritičnoj točki	-140.7 °C
Tlak u kritičnoj točki	37.66 bar
Gustoća zraka kod 288 K (15 °C)	1.21 kg/m ³

Tablica 4. Najznačajnije fizikalne konstante zraka

2.2 Stanje plina

2.2.1 Opći plinski zakon

Zakon Gay-Lussaca daje ovisnost temperature i volumena pri stalnom tlaku :

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1)$$

Zakon Boyle-Mariottea kaže da je volumen plina kod stalne temperature obratno proporcionalan tlaku.

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = konst. \quad (2)$$

Povezivanjem zakona Gay-Lussaca i Boyle-Mariottea dolazi se do međusobne veze triju osnovnih mjerenih veličina stanja temperature, tlaka i volumena. Ta se povezanost zove opći plinski zakon.

$$\frac{pv_m}{T} = konst. \quad (3)$$

Gdje je p tlak, T temperatura a v_m specifični volumen jednog Mola plina [m^3/Mol].

2.2.2 Jednadžba stanja idealnog plina

Iz općeg plinskog zakona izvodi se jednadžba stanja idealnog plina :

$$pV = mRT \quad (4)$$

Gdje je R plinska konstanta, $R = \frac{R}{m} = \frac{8314}{m} = \frac{\text{opća plinska konstanta (J/kmolK)}}{\text{masa (kg)}}$

2.2.3 Promjene stanja idealnih plinova

Za proučavanje promjene stanja plinova a time i zraka, potrebno je promatrati slučajeve kada su neki parametri konstantni.

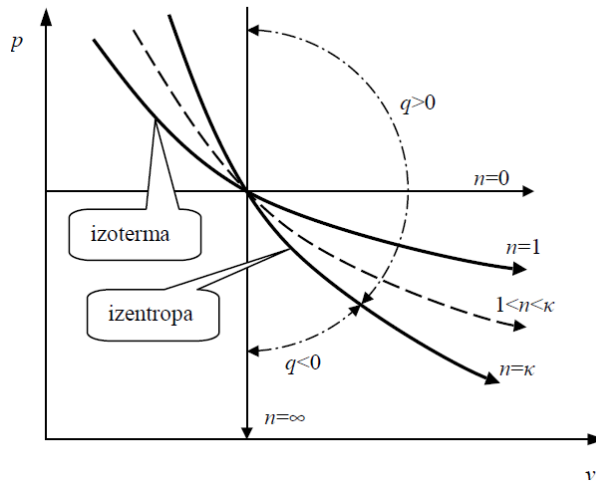
Izobara – proces koji se izvodi kod stalnog tlaka. Za vrijeme promjene volumena iz stanja 1 u stanje 2 potrebno je dovoditi toplinu. Promjena temperature proporcionalna je promjeni specifičnog volumena.

Izohora – je proces koji se odvija kod stalnog volumena. Da bi porastao tlak iz stanja 1 u stanje 2, mora se dovoditi toplina. Promjena tlaka je proporcionalna promjeni temperature.

Izoterma – je proces koji se izvodi kod stalne temperature. Kod stlačivanja plina iz stanja 1 u stanje 2 toplina se mora odvoditi kako bi temperatura ostala nepromijenjena. Promjena tlaka je recipročna promjeni specifičnih volumena. Količina topline koja je odvedena hlađenjem jednaka je radu kompresije.

Adijabata (izentropa) – je proces bez razmjene topline s okolinom.

Politropa – u stvarnosti se svi procesi stlačivanja nalaze između dviju prethodno opisanih krajnosti izoterme i adijabate. Davanjem eksponentu “ n ” odgovarajuće vrijednosti politropa se svodi na prethodna četiri osnovna procesa [4].



Slika 7. Prikaz promjene stanja plina u p – V dijagramu [1]

PROMJENE STANJA

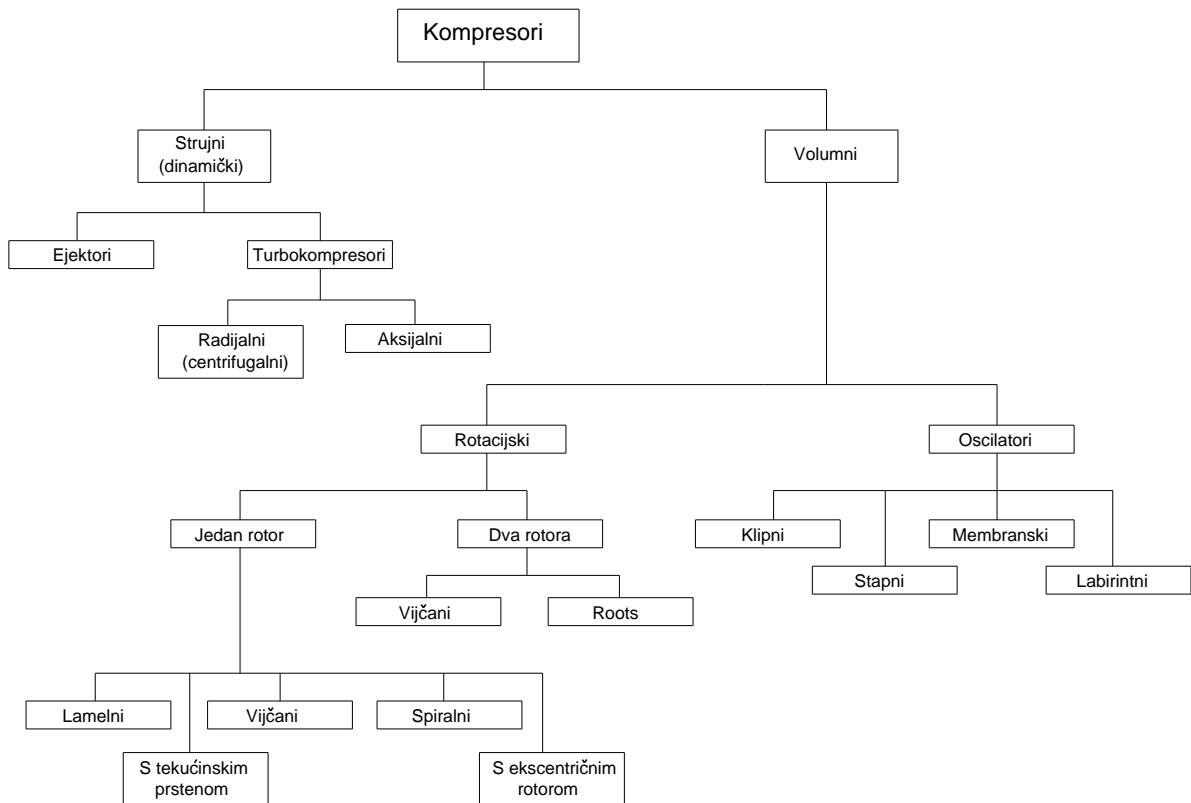
Promjena stanja	Osnovna jednačnja	Ostale veličine
Izoterma, $T = \text{const}$	$p_1 V_1 = p_2 V_2$	$w_{12} = q_{12} = RT_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$ $\Delta s = s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2}$
Izobara, $p = \text{const}$	$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$	$w_{12} = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$ $q_{12} = c_p(T_2 - T_1)$ $\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$
Izohora, $V = \text{const}$	$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_1}{T_1}$	$w_{12} = 0$ $q_{12} = c_v(T_2 - T_1)$ $\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
Adijabata, $s = \text{const}$	$p_1 V_1^\kappa = p_2 V_2^\kappa$ $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	$w_{12} = \frac{p_1 V_1}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} \right] = \frac{RT_1}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$ $w_{12} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{\kappa-1} = \frac{R(T_1 - T_2)}{\kappa-1}$ $q_{12} = 0, \quad \Delta s_{12} = 0$
Politropa	$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$ $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$w_{12} = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \right] = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ $w_{12} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} = \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1}$ $q_{12} = (u_2 - u_1) + \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1}$ $s_{12} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1}$

Tablica 5. Promjene stanja plina [5]

2.3 Kompresori i vrste kompresora

Kompresori su uređaji koji tlače plin ili paru na veću energetska vrijednost. Kompresori se mogu podijeliti po načinu radu, izvedbi kućišta, po dobavi, radnim tlakovima ili po granicama primjene [2].

Podjela prema načinu radu:



Slika 8. Podjela kompresora prema načinu rada [2]

Podjela prema izvedbi kućišta:

- Otvoreno – pogonski motor odvojen od kompresora, kompresor ima brtvu vratila
- Poluhermetičko – moguće je rastaviti kućište za servisiranje
- Hermetičko – kućište je zavareno

Podjela prema dobavi:

Mali ($10 \text{ m}^3/\text{min}$), srednji ($10 \text{ do } 100 \text{ m}^3/\text{min}$), veliki (iznad $100 \text{ m}^3/\text{min}$)

Po radnim tlakovima:

- Vakuum pumpe – za transport plinova i para iz prostora u kojima vlada podtlak, puhaljke za konačne tlakove do 3 bar
- Niskotlačni kompresori – 3 do 2 bar (pneumatski alati , automatska regulacija, rashladni uređaji i sl.)
- Srednjetačni kompresori – 10 do 150 bar (uputni zrak, kemijska i naftna industrija i sl.)
- Visokotlačni kompresori – 200 do 2500 bar (kemijska industrija, industrijski plinovi pod tlakom i sl.)

Po granici primjene:

Stapni kompresori se primjenjuju na sustavima gdje treba veliki kompresijski omjer s obzirom na dobavljenu količinu (uputni zrak, rashladni uređaji i sl.).

Turbokompresori se primjenjuju kada treba velika količina dobave uz relativno mali kompresijski omjer.

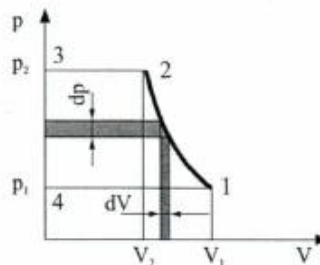
Oko granica primjene stapnih kompresora i turbokompresora primjenjuje se lamelni i vijčani kompresori.

2.4 Tehnički proces stlačivanja

U klipnom kompresoru, pomakom klipa, zrak se usisava iz cijevi "a", stlačuje se i zatim izbacuje kroz cijev "b". usisni ventil otvara se kada u prostoru cilindra "c" padne tlak ispod onog u usisnoj cijevi. Tlačni ventil otvara se kada tlak u cilindru postane veći od tlaka u tlačnoj cijevi. Iz p-V dijagrama vidi se da se za vrijeme kretanja klipa u desno, usisava zrak tlaka p_1 , sve do dolaska u krajnji desni položaj. Kada se klip vraća, usisni ventil je zatvoren, zrak u cilindru se stlačuje do vrijednosti tlaka p_2 koji je jednak tlaku u tlačnoj cijevi. Tlačni ventil se otvara i stlačeni zrak se s tim (stalnim) tlakom istiskuje, dok klip ne dođe u lijevi položaj. Za radni ciklus kompresije potrebno je utrošiti određenu količinu rada jer se plin sa stanja p_1, T_1 , podiže na stanje više energetske razine p_2, T_2 , gdje je $p_2 > p_1$ i $T_2 > T_1$. Rad obavlja sila F koja djeluje s vanjske strane stapa. Njoj se suprotstavlja sila tlak plina u cilindru, koja djeluje na unutrašnju stranu stapa na cijeloj njegovoj površini A [4]:

$$F = pA$$

prema [4]



Slika 9. Teorijski proces stlačivanja plina [4]

Ako se u početku pretpostavi da postoji vakuum na desnoj strani klipa može se izračunati sljedeća količina rada:

$$W_{4-1} = p_1 V_1$$

Radu kompresije treba dodati:

$$W_{1-2} = \int_1^2 p dV \quad (5)$$

Rad potreban za potiskivanje zraka protiv tlaka zraka na ispustu:

$$W_{2-3} = -p_2 V_2$$

Rad za promjenu tlaka:

$$W_{3-4} = 0$$

Zbroj ova četiri rada naziva se tehnički rad procesa. Ovaj rad jednak je površini 1-2-3-4 i kao takav može biti izražen integralom:

$$W_t = - \int_1^2 V dp \quad (6)$$

Tehnički rad ostaje nepromijenjen ako se uzme da je s desne strane klipa tlak stalan, umjesto vakuuma jer se radovi stalnog tlaka međusobno poništavaju kod kretanja klipa udesno i nazad. Količina rada ovisi o liniji kompresije 1-2.

Ako bi kompresija bila izotermna, utrošak rada bio bi znatno manji, a za $n < 1$ bio bi još manji. Za idealan plin vrijedi:

$$V = \frac{m R T}{p}$$

pa je izotermni tehnički rad:

$$W_{\text{tehn,T}} = -mRT \int_{p_1}^{p_2} dp / p = -mRT \ln \frac{p_2}{p_1} = -p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7)$$

Koristeći jednadžbu stanja idealnog plina, tehnički rad kompresora kod adijabatske (izentropske) kompresije postaje:

$$W_{\text{tehn,s}} = -\frac{\kappa}{\kappa-1} mR(T_2 - T_1) = -\frac{\kappa}{\kappa-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad (8)$$

Ako adijabatski proces promatramo kao izentropski proces odnosno povrativi adijabatski proces idealnog plina. Za takav proces je:

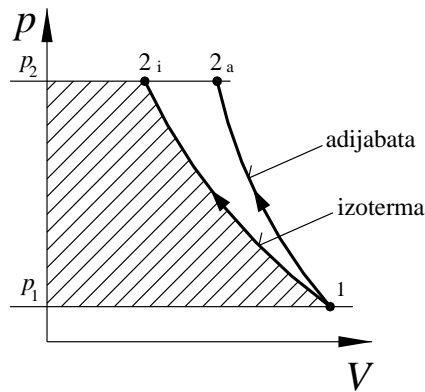
$$p_1 V_1^\kappa = p_2 V_2^\kappa \quad \text{odnosno} \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

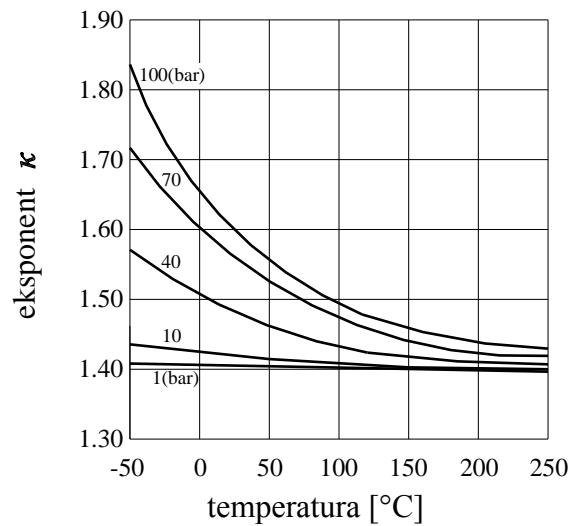
$$\frac{p_2 V_2}{p_1 V_1} = \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Sada je:

$$W_{\text{tehn,s}} = -\frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (9)$$



Slika 10. Tehnički rad kompresije u $p - V$ dijagramu [2]



Slika 11. Izentropski eksponent κ za zrak u funkciji tlaka i temperature [2]

$\kappa = 1.66$	za monoatomne plinove,
$\kappa = 1.40$	za zrak i dvoatomne plinove,
$\kappa = 1.30$	za troatomne plinove,
$\kappa = 1.31$	za amonijak,
$\kappa = 1.16$	za freon R22

Gornje vrijednosti su za tlakove ≤ 1 bar i sve temperature. Kod porasta tlaka vrijednost eksponenta κ varira sa tlakom i temperaturom što se vidi, na primjeru za zrak, na slici 11.

Ako se eksponent " κ " zamijeni sa politropskim eksponentom " n " dobiva se izraz za politropsku kompresiju.

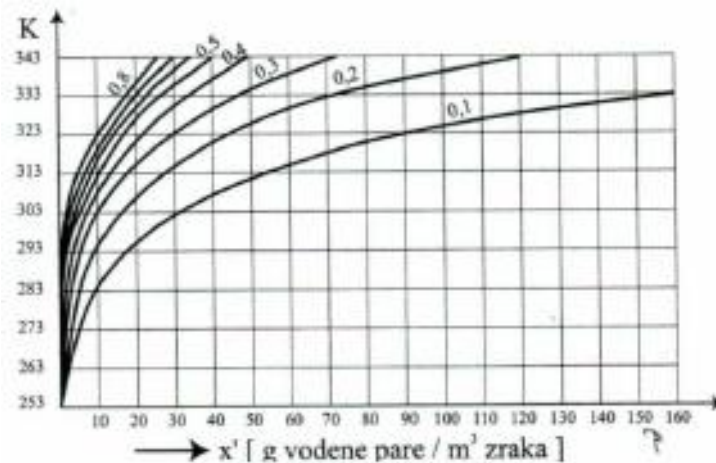
2.5 Vlažnost zraka

Zbog želje da se promatra samo vodena para u zraku može se uzeti da je smjesa zraka mješavina suhog zraka i vodene pare. Kada je u smjesi doseguta temperaturna točka rošenja kod komponente vodene pare dolazi do izdvajanja kondenzata. Kod stlačivanja zraka u kompresoru količina vlage u stlačenom zraku prije svega ovisit će o relativnoj vlažnosti usisanog zraka. Izraz za relativnu vlažnost glasi [4]:

$$\varphi = \frac{p_p}{p'_p} \approx \frac{x_d}{x'} 100 \text{ (\%)} \quad (10)$$

Maksimalna količina vodene pare koju zrak kod određene temperature može apsorbirati dana je izrazom :

$$x' = 0,622 \frac{p'_p}{p_0 - p'_p} \quad (11)$$



Slika 12. Dijagram zasićenja u ovisnosti o tlaku i temperaturi [4]

2.6 Dobava kompresora

Kapacitet ili dobava klipnog kompresora predstavlja količinu plina u (kg/s) ili (kg/h) kojeg kompresor usisava, a zatim komprimira i potiskuje u neki spremnik.

Za idealni kompresor radni volumen je V_h , a specifični volumen usisavanog plina v_1 , pa je [2]:

$$\dot{m}_{\text{teor}} = \frac{\dot{V}_h}{v_1} = \dot{V}_h \rho_1 \quad \text{kg/s} \quad (12)$$

Ovdje je \dot{V}_h izraženo u m^3/s , što se dobiva množenjem radnog volumena cilindra s brojem cilindara i brzinom vrtnje kompresora. Dakle, ovo je teoretski volumen usisanog, a ne stlačenog zraka [2].

$$\dot{V}_h = \frac{D^2 \pi}{4} s z \frac{n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (13)$$

gdje je:

D [m]	promjer cilindra
s [m]	hod klipa
z	broj cilindara prvog stupnja
n [min^{-1}]	brzina vrtnje (broj okretaja) pogonskog vratila

Za stvarni klipni kompresor, iz razloga koji su navedeni u prethodnom poglavlju, radni kapacitet je manji od teorijskog i njihova razlika se prema tradiciji naziva volumetrijski gubitak kompresora. Omjer stvarne dobave prema teorijski mogućoj dobavi nazivamo po tradiciji volumetrijska efikasnost kompresora [2], gdje je:

$$\eta_v = \dot{m}_{\text{stvarno}} / \dot{m}_{\text{teor.}}$$

$\eta_v < 1$ volumetrijska efikasnost kompresora

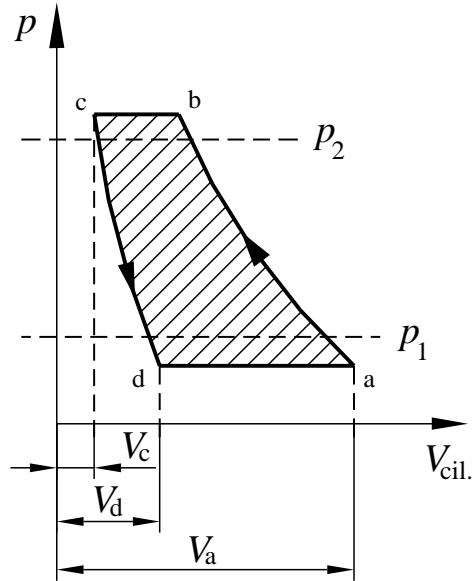
Pozivajući se na prethodnu analizu, može se napisati:

$$\eta_v = \eta_c \cdot \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_n$$

gdje su:

η_c volumetrijska efikasnost zbog štetnog prostora

Zbog štetnog prostora i ekspanzije zaostalog plina, stvarno usisavanje je od V_d do V_a , dok bi teoretski to bilo od V_c do V_a .



Slika 13. Teoretski p - V dijagram kompresora sa štetnim prostorom

$$\eta_c = \frac{\text{stvarno usisavanje}}{\text{teoretsko usisavanje}} \quad p$$

$$\eta_c = \frac{V_a - V_d}{V_a - V_c}$$

Odnos štetnog prostora V_c naprama stapajnom (radnom) volumenu $V_h = (V_a - V_c)$ naziva se relativni štetni prostor i obilježava se sa c , pa je:

$$\eta_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_c}{p_d} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

$$c \approx 0,02 - 0,06$$

η_p volumetrijska efikasnost zbog prigušenja na ventilima (faktor tlaka)

$$\eta_p = \frac{\text{stvarna gustoća}}{\text{teoretska gustoća}} = \frac{1/v_{\Delta p}}{1/v_1} = \frac{v_1}{v_{\Delta p}}$$

$$p_1 v_1 = RT_1, \quad (p_1 - \Delta p_1) v_{\Delta p} = RT_{\Delta p} \Rightarrow \frac{p_1 v_1}{(p_1 - \Delta p_1) v_{\Delta p}} = 1$$

$$\frac{v_1}{v_{\Delta p}} = \frac{p_1 - \Delta p_1}{p_1}$$

$$\eta_p = \frac{p_1 - \Delta p_1}{p_1} = 1 - \frac{\Delta p_1}{p_1}$$

Orijentacijske vrijednosti za η_p su:

- za prvi stupanj kompresije $\eta_p = 0.95 \div 0.98$,
- za više stupnjeve kompresije $\eta_p = 0.98 \div 1.0$.

η_q volumetrijska efikasnost zbog izmjene topline (temperaturni faktor)

$$\eta_q = \frac{\text{stvarna gustoća}}{\text{teoretska gustoća}} = \frac{1/v_a}{1/v_{\Delta p}}$$

$$pv = RT \Rightarrow \frac{v}{T} = \frac{R}{p} = \text{const}$$

$$\eta_q = \frac{v_{\Delta p}}{v_a} = \frac{T_1}{T_a}$$

gdje je:

T_1 = teoretska temperatura usisanog plina odnosno temperatura plina u usisnom vodu

T_a = stvarna temperatura usisanog plina $> T_1$

U praksi η_q ovisi o omjeru tlakova (p_2 / p_1), hlađenju kompresora, brzini vrtnje i izvedbi kompresora. Njegova vrijednost se približno kreće u granicama:

$$\eta_q = 0.94 \div 0.98$$

Kod projektiranja kompresora srednje veličine vrijedi empirijski izraz koji daje dobre vrijednosti:

$$\eta_q = 1 - 0.025 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right)$$

Prethodni izraz dobro vrijedi za izravan usis plina u cilindar, npr. za zračne kompresore.

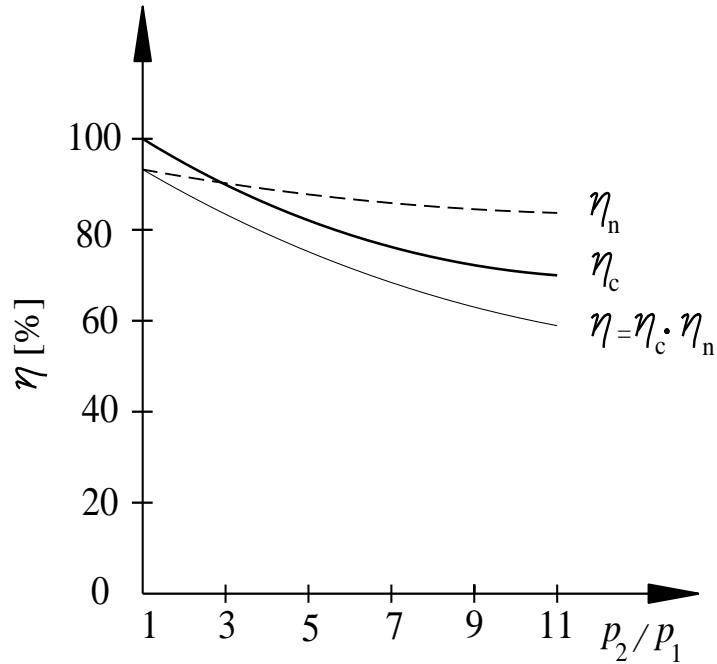
η_n volumetrijska efikasnost zbog propuštanja (faktor propusnosti)

Vrijednost volumetrijske efikasnosti zbog propuštanja ovisi o kakvoći izrade kompresora, njegovoj istrošenosti i omjeru tlakova.

Za kompresore u dobrom stanju:

$$\eta_n = 0.95 \div 0.98$$

Tipičan primjer za kompresor sa štetnim prostorom $c = 0.06$



Slika 14. Volumetrijska efikasnost zbog štetnog prostora i zbog propuštanja u funkciji omjera tlakova

Uzimajući u obzir sve gubitke, ukupna volumetrijska efikasnost kompresora je:

$$\eta_v = \eta_c \cdot \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_n$$

pa je konačni izraz za kapacitet kompresora:

$$\dot{m}_{\text{teor}} = \frac{\dot{V}_h}{v_1} = \frac{D^2 \pi}{4} s \cdot z \frac{n}{60} \frac{1}{v_1} \quad \text{kg/s}$$

gdje je \dot{V}_h teoretski volumni protok kompresora. Dalje je:

$$\dot{m}_{\text{stvarno}} = \eta_v \cdot \dot{m}_{\text{teor}} = \eta_v \frac{\dot{V}_h}{v_1}$$

$$\dot{m}_{\text{stvarno}} = (\eta_c \cdot \eta_p \cdot \eta_q \cdot \eta_n) \frac{D^2 \pi}{4} s \cdot z \frac{n}{60} \frac{1}{v_1} \quad \text{kg/s}$$

2.7 Snaga potrebna za kompresiju

Indicirana snaga potrebna za rad kompresora je [2] :

$$P_k = nW_{teh}$$

Kada uvrstimo izraz (8) za rad izvršen po politropi, dobiva se :

$$P_k = n \frac{n_{ko}}{n_{ko}-1} p_{us} V_a \left[1 - \left(\frac{p_{is}}{p_{us}} \right)^{\frac{n_{ko}-1}{n_{ko}}} \right] \quad (14)$$

gdje je:

n - broj okretaja [°/s]

n_{ko} – eksponent politrope za kompresiju

p_{us} – pad tlaka na usisnom ventilu

p_{is} – pad tlaka na ispušnom ili tlačnom ventilu

V_a – volumen komprimiranog plina

$$V_a = V_h + V_c \quad (15)$$

V_c – volumen štetnog prostora

$$V_c = \varepsilon \cdot V_h \quad (16)$$

V_h – stapajni volumen

$$V_h = \frac{D^2 \pi}{4} S \quad (17)$$

Anlogno izrazu za snagu kompresije dobivamo snagu za ekspanziju:

$$P_{ek} = n \frac{n_{ek}}{n_{ek}-1} p_{is} V_c \left[1 - \left(\frac{p_{us}}{p_{is}} \right)^{\frac{n_{ek}-1}{n_{ek}}} \right] \quad (18)$$

2.8 Mehanička efikasnost

Mehanička efikasnost [2] jest mjera za mehaničke gubitke kompresora, a definira se kao omjer utrošene indicirane snage P_k unutar cilindra za komprimiranje plina i efektivne snage P_e potrebne na ulaznoj osovini kompresora. Mehanička efikasnost obično obuhvaća i gubitke spojke ili prijenosa, tj.

$$\eta_m = \frac{P_k}{P_e}$$

pa je snaga potrebna na osovini kompresora:

$$P_e = \frac{A_p \cdot p_{mi} \cdot S \cdot n}{\eta_m}$$

Vrijednost mehaničke efikasnosti ovisi o vrsti kompresora, kvaliteti izrade i načinu hlađenja i podmazivanja kompresora, te o dotrajalosti stroja. Istrošeni dijelovi kompresora uzrokuju i veće mehaničke gubitke nego novi. U praksi mehanička efikasnost kompresora se kreće od 0.90 do 0.98 za kompresore dobre izvedbe, od 0.88 do 0.93 za višestupanjske kompresore, dok za male jednostupanjske kompresore iznosi oko 0.85.

3. TEHNIČKI OPIS POSTOJEĆEG SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK

3.1 Uvod

Sustav komprimiranog zraka je projektiran za proizvodnju i opskrbu komprimiranog zraka za aparate u postrojenju RP 110 (kV) i RP 35 (kV), kočenje generatora i Walter uređaj (protupožarni sustav blok transformatora). Većina opreme je starosne dobi oko 30 godina s time da su pojedini cjevovodi stari koliko i hidroelektrana. Modernizacijom hidroenergetskog postrojenja, potrebe za zrakom su danas svedene na sljedeće potrošače:

- kočenje generatora,
- pogon pneumatskih ventila za pogon leptirastog zatvarača
- pogon pneumatskih ventila zaobilaznog cjevovoda
- pogon ventila pneumatske zračnice turbine
- potrebe radionice

Kompresornica je smještena na koti 191,50 m.n.m. u prostoriji površine 15 (m²) u sklopu zgrade 35 (kV). Maksimalni raspoloživi tlak u sustavu komprimiranog zraka iznosi 8 (bar) odnosno 0,8 (MPa).

Sustav komprimiranog zraka se sastoji od:

- kompresora klipnog (2 kom)
- spremnika zraka 0,5 m³ (2 kom)
- spremnika zrak 0,1 m³ (1 kom)
- cjevni vodovi sa mjernom, kontrolnom, sigurnosnom I zapornom opremom

3.2 Kompresornica

Kompresorska stanica je opremljena s dva agregata proizvođača LMF V15/3409 L5 proizvođača Rade Končar, proizvedeni 1981. godine. Kompresori su klipni V izvedbe, četverocilindrični, trostepeni. Hlađenje je zračno i to ventilatorom a za hlađenje komprimiranog zraka ugrađeni su hladnjaci na svakom cilindru poslije svakog stupnja komprimiranja. Svaki stupanj komprimiranja je zaštićen sigurnosnim ventilom. Prijenos snage se vrši remenjem preko remenice na motoru i kompresoru. Kompresori se uključuju u neopterećenom stanju a isključivanje se vrši kad tlačna sklopka postigne gornju podešenu vrijednost. Svi stupnjevi kompresora su opremljeni EMV za automatsko odvođenje kondenzata i rasterećenje.

Tehničke karakteristike kompresora :

- maksimalni radni tlak : 50 (bar)
- volumen dobave: max. 0,785 (m³/min)
- snaga elektromotora: 7,5 (kW)
- tip elektromotora : RK 4 AZ 132M – 4 ; 1440 (°/min)
- napon : 380 (V)

Kompresorima se može upravljati ručno i automatski. Rad kompresora je autonoman a padom tlak ispod utvrđene veličine, uključiti će se drugi kompresor kao nadopuna prvome. Kompresori

su preko razdjelnog ormara spojeni na spremnike zraka zapremnine $2 \times 0,5$ (m^3) koji se mogu izolirati nezavisno jedan o drugome.



Slika 15. Kompresori LMF V15

Unutar kompresorske sobe smještena su dva spremnika stlačenog zraka čija je funkcija usklađivanje rada kompresora prema potrošnji te izdvajanje dijela vode i ulja iz zraka, volumena $0,5$ (m^3), proračunski tlak 40 (bar), proizvod TPK, opremljen svom potrebnom upravljačkom, mjernom, sigurnosnom i zapornom armaturom. Na spremnicima su ugrađeni mjerač tlaka koji je putem analognog izlaza povezan s centralnim nadzorno-upravljačkim sustavom elektrane, kako bi se moglo vršiti daljinski nadzor nad radom kompresora.

Odvodnja kondenzirane vode s primjesama ulja, iz spremnika zraka i cjevovoda komprimiranog zraka nije automatizirana. Spremnik je izrađen od konstrukcijskog čelika zavarene izvedbe. Sastoji se od plašta i dvije kalote. Debljina stjenke plašta je 16 (mm) a kalote 14 (mm). Spremnik je opremljen otvorom za unutarnji pregled te navojnim priključcima za mjerno regulacijsku opremu.



Slika 16. Spremnik zraka s razdjelnikom

3.3 Razvodna mreža

Razdjelnik stlačenog zraka je također sastavni dio kompresornice. Sa razvodnika cijevi se vode kroz strojarnicu, učvršćeni pomoću objamca, do pojedinih trošila. Razdjelnik je reškastog oblika, izrađen od kutnika iz crnog čelika s priključcima za cjevovode razvoda, opremljen je manometrima, zapornom armaturom za priključne cjevovode, redukcijskom i sigurnosnom armaturom. Prstenasta mreža komprimiranog zraka izrađena je iz precizno vučenih cijevi iz crnog čelika DN 25 x1,5 (mm). Cjevovodi su međusobno spojeni s cijevnom armaturom povezani rastavljivim "Ermeto EO-2" spojevima iz mesinga tipa RHD 25 – S. Svi sigurnosni ventili su opružni, navojnog priključka PN 40 Mpa. Tijela ventila su izrađena od NL 42 ili CuSn37.

3.4 Spremnik stlačenog zraka za kočenje generatora

Na predturbinskom katu je smješten spremnik čelični spremnik za potrebe kočenja generatora, pogon razvodnog ventila leptirastog zatvarača, ventila zaobilaznog cjevovoda spirale i mirujuće brtve turbinskog vratila. Spremnik je opremljen sigurnosnim ventilom koji je podešen na 0,8 (MPa) i manometrom kao mjernom opremom. Kapacitet spremnika je 0,2 (m³) i opremljen je ručnim ventilom za ispuštanje kondenzata.



Slika 17. Spremnik za kočenje generatora

4. PRORAČUN SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA

4.1 Utvrđivanje potrošnje stlačenoga zraka

Komprimirani zrak se koristi za kočenje generatora A, B i C te za pogon pneumatskih alata u radionicama i strojarnici. Pored ovih potrošača stlačeni zrak je potreban i za pogon zaobilaznog ventila, leptirastog zatvarača i mirujuće brtve vratila turbine. Kako se radi o malim količinama zraka potrebnim za upravljanje pneumatskim elementima ovim proračunom neće se ni promatrati.

4.1.1 Kočenje generatora A, B i C

GHE Gojak ima plan u naredne tri godine zamijeniti u potpunosti postojeće generatore novima sa promjenom snage 20 (MVA) na 25 (MVA). Javnim nadmetanjem je izabran izvođač radova Končar KET. Budući da projektiranje novih generatora nije završeno u cijelosti u proračunu ću se koristiti vrijednostima zadanim tenderom.

Zahtjevi za dimenzioniranje kočnog sistema su:

Osnovno mehaničko kočenje gdje se agregat zaustavlja intermitiranim kočenjem počevši od 30% nazivne vrtnje. U završnoj fazi zaustavljanja koristi se trajno kočenje od 5% do 10% nazivne brzine vrtnje.

Izvanredno mehaničko kočenje gdje se agregat zaustavlja trajnim kočenjem počevši na 40% nazivne brzine vrtnje.

Proračun kočnice generatora:

$$F_{kl} = k \cdot p \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - F_o \quad (19)$$

$$F_{kl} = 0,8 \cdot 7 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,25^2 \cdot \pi}{4} - 1400$$

$$F_{kl} = 26075 \text{ (N)}$$

gdje je:

F_{kl} – sila na klipnjači

F_o – sila u opruzi

k – koeficijent trenja

D – promjer klipa kočnice

odavde je sila kočenja F_k :

$$F_k = \mu \cdot F_{kl} \quad (20)$$

$$F_k = 0,4 \cdot 26075 = 10430 \text{ (N)}$$

μ - koeficijent trenja na kočnim oblogama

moment kočenja M_k se izračuna prema:

$$M_k = n \cdot r \cdot F_k \quad (21)$$

$$M_k = 4 \cdot 1,23 \cdot 10430 = 51315,6 \text{ (Nm)}$$

gdje je:

r – srednji radijus kočne staze prstena i središta ferode

Prema tenderu odnos sile kočenja i momenta na vratilu turbine mora biti veći od 2%. Kako bismo bili sigurni da je promjer klipa i radni tlak dobro odabran izvršiti ćemo provjeru prema:

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{P_{dt}}{n} \quad (22)$$

$$M_t = 9549,3 \cdot \frac{24100}{428} = 537705,91 \text{ (Nm)}$$

P_{dt} – snaga turbine (24100 kW)

n – nazivna brzina vrtnje (428 min⁻¹)

odatle je :

$$\frac{M_k}{M_t} = \frac{51315,6}{537705,91} = 0,0954 \cdot 100\% = 9,54 \text{ (\%)}$$

što znači da će se zaustaviti kretanje rotora uslijed propuštanja vode kroz privodne lopatice a samim time da su dimenzije klipa i radni tlak dobro odabrani.

Izračun količine zraka kod kočenja:

Potrebne količine zraka se dobivaju iz volumena kočnice i vremena potrebnog za zaustavljanje agregata.

Prema dosadašnjem načinu kočenja nije dozvoljeno da kočenje traje više od 5 sekundi radi zagrijavanja kočne obloge i trošenja iste zato ćemo uzeti u proračun vrijeme kočenja 4 (s).

$$\omega = \omega_0 - \frac{M_t}{J_g} \cdot t \quad \text{prema [3]}$$

$$\omega_0 = 13,45 - \frac{53770,5910}{1685 + 80000} \cdot 4$$

$$\omega_0 = 13,45 - 2,63 = 10,81 \text{ (rad/s)}$$

$$\omega_1 = 10,81 - 2,63 = 8,18 \text{ (rad/s)}$$

$$\omega_2 = 8,18 - 2,63 = 5,55 \text{ (rad/s)}$$

$$\omega_3 = 5,55 - 2,63 = 2,92 \text{ (rad/s)}$$

gdje je:

ω_0 - kutna brzina (rad/s), kao početni uvjet kočenja ona iznosi 30% od nazivne brzine vrtnje $428,57 \text{ min}^{-1}$, pretvoreno u (rad/s) iznosi 13,45

M_t – okretni moment turbine

J – moment inercije rotirajućih masa agregata ($mD^2/4 = 81685 \text{ kgm}^2$)

Zahtjev da se može trajno kočiti je od 5%-10% nazivne brzine vrtnje. Računski smo dobili da kod četvrtog kočenja kutna brzina iznosi 3,29 rad/s što odgovara broju okretaja od 31,41 (°/min) ili 7,32 % od nazivne brzine vrtnje. Kod ove nazivne brzine možemo početi trajno kočiti. Nakon ovoga možemo izračunati radni volumen cilindra kočnice:

$$V_{cil} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \quad (l) \quad \text{prema (17)}$$

$$V_{cil} = \frac{0,25^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,015 = 0,735 \quad (l)$$

potrošnja zraka za jednu intermitenciju 2,94 l

potrošnja zraka za jedno intermitirano kočenje (4 interm. + 1 trajno) 14,7 l

potrošnja zraka kod kočenja jednog generatora:

$$Q = \frac{n}{60} \cdot L \cdot s \cdot \frac{p}{p_0} \quad (l/s) \quad \text{prema [1]}$$

$$Q = \frac{5}{60} \cdot 0,015 \cdot 0,049 \cdot \frac{7 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} = 0,42875 \cdot 4 = 1,715 \quad (l/s) \text{ ili } 102,9 \quad (l/min)$$

gdje je:

L – hod klipa u (m)

s – površina klipa u (m^2)

n – broj ciklusa u (min)

potrošnja zraka kod kočenja sva tri agregata 308,7 l/min

Pogon pneumatskih alata u radionicama i strojarnici:

radni tlak zraka 7 bar
potrebna kakvoća zraka (ISO 8573.1) klasa 2
maksimalni kapacitet garniture za pripremu zraka FRC-1/2-D-MIDI-KA 2400 l/min

Potrošnja zraka nekih pneumatskih alata:

Rotaciona bušilica 560-2000 l/min
Brusilica 300-500 l/min
Pneumatski alat za odvijanje i pritezanje matica 560-850 l/min
Pneumatski batić 850 l/min

Iz toga slijedi da je potrošnja zraka kod rada dva pneumatska alata:

$$V_{pa} = 1 - 1,4 \text{ (m}^3/\text{min)}$$

Za potrebe kočenja jednog agregata ugraditi će se zajednički spremnik koji će osigurati jedno intermitirano kočenje.

4.2 Izbor tlačne posude

Veličina spremnika zraka ovisi o kapacitetu kompresora, njegovu regulacijskom sustavu, radnom tlaku zraka i očekivanim varijacijama u potrošnji stlačenog zraka.

Uz pretpostavku da gubici zraka u cjevovodu iznose oko 20% srednji potrebni protok zraka za jednoradne cilindre iznosi:

$$Q_1 = (1 + k_{gv}) \frac{p+p_a}{p_a} n n_c \frac{D^2 \pi}{4} h \quad \text{prema [1]}$$

$$Q_1 = (1 + 0,2) \cdot \frac{7 + 1,01325}{1,01325} \cdot 4 \cdot 5 \cdot \frac{0,25^2 \pi}{4} \cdot 0,015 = 0,139 \text{ (m}^3/\text{min)}$$

gdje je:

k_{gv} – gubitak zraka u cjevovodu

n – broj kočnica

n_c – broj ciklusa kočenja

Kako je dozvoljeno 15 uključivanja kompresora na sat, odavde slijedi da je $\tau = 4$ min. Odabirom razlike tlaka uključivanja i isključivanja $\Delta p = 0,6 \text{ bar}$, kapacitet kompresora $Q_k = 2Q_1 = 0,278 \text{ m}^3/\text{min}$, volumen spremnika iznosi:

$$V_{sp} = \frac{V_{po} \cdot p_{do}}{\Delta p} \text{ ili } V_{sp} = \frac{Q_1 \cdot \tau \cdot p_a}{\Delta p} \cdot \left(1 - \frac{Q_1}{Q_k}\right) \quad \text{prema [4] ili prema [1]}$$

$$V_{sp} = \frac{0,278 \cdot 1,01325}{0,6} = 0,469 \text{ (m}^3) \text{ ili } V_{sp} = \frac{0,139 \cdot 4 \cdot 1,01325}{0,6} \cdot \left(1 - \frac{0,139}{0,278}\right) = 0,469 \text{ (m}^3)$$

Izračunata vrijednost se može povećati za 30% zbog rashlađivanja zraka u spremniku prilikom pražnjenja pa je $V_{sp} = 0,469 \times 1,3 = 0,6103 \text{ (m}^3)$.

Obzirom da u sustavu komprimiranog zraka postoje 2 spremnika po 0,5 (m³) isti će se zadržati.

Provjera pada tlaka nakon jednog kočenja:

Na kraju cjevovoda u strojarnici nalazi se spremnik koji ima ulogu usklađivanja rada kompresora i potrošnje. Spremnik je zapremnine 0,2 (m³). Temperatura okoline na lokaciji gdje se spremnik nalazi je 15 (°C) tijekom cijele godine.

Specifični volumen i gustoća zraka pri 15 (°C) i p=7 (bar):

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{7 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 288} = 8,46 \left(\frac{kg}{m^3} \right), \quad v = \frac{1}{\rho} = 0,119 \left(\frac{m^3}{kg} \right) \quad \text{prema (4)}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{m_2}{m_1} = 7 \cdot \frac{8,46 \cdot (0,2 - 0,0147)}{8,46 \cdot 0,2} = 6,48 \text{ (bar)}$$

Kada bi ovu istu formulu primjenili na spremnik u kompresornici koji su kapaciteta 1 (m³) i ako uzmemo temperaturu zraka u spremniku 25 (°C) tada je;

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{7 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 298} = 8,18 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{m_2}{m_1} = 7 \cdot \frac{8,18 \cdot (1 - 0,0147)}{8,18 \cdot 1} = 6,89 \text{ (bar)}$$

Iz ovoga je vidljivo da pri tlaku od 7 (bar) i kapacitetu postojećeg spremnika kompresor bi se morao uključiti.

4.3 Odabir kompresora

Kako bi mogli nastaviti sa daljnim proračunom elemenata dobivanja i razdiobe stlačenoga zraka kao prvi korak odabrat ćemo kompresor. Obzirom na zahtjeve konzuma u pogledu količina i kvalitete stlačenog zraka, odgovarao bi agregat s vijčanim kompresorom tip NIRVANA, proizvod INGERSOLL RAND s karakteristikama [11]:

- Maksimalni radni tlak: 10,3 (bar)
- Volumen dobave: 0,76 kod tlaka 9,2 bar (nm³/min)
- Snaga elektromotora: 7,5 (kW)

4.4 Proračun cjevovoda

Magistralni vod cjevovodne mreže komprimiranog zraka je s promjerom cijevi ø 28x1,5 (mm) što odgovara nazivnom promjeru DN 25 (mm).

Ulazni podaci za proračun:

- | | |
|------------------------------------|------------------------|
| - maksimalni protok zraka | 45,6 m ³ /h |
| - tlak u spremniku stlačenog zraka | 9,2 bar |
| - temperatura zraka u spremniku | 25°C ili 298 K |
| - promjer cjevovoda | 0,025 m |
| - dužina cjevovoda | 50 m |
| - cijevna koljena | 20 kom |
| - T-komadi | 6 kom |
| - kuglasti ventili | 12 kom |
| - garnitura za pripremu zraka | 2 kom |

Određivanje ekvivalentne dužine cjevovoda:

- | | |
|------------------------------|-------------|
| - cijevna koljena r/d=2, 90° | 20x0,15=3 m |
|------------------------------|-------------|

- T-komadi 6x2=12 m
- kuglasti ventili 12x0,3=3,6 m
- garnitura za pripremu zraka 2x0,3=0,6 m
- suženje cjevovoda 2x0,5=1 m

iz ovoga slijedi da je ekvivalentna dužina cjevovoda $L_{ekv} = 50+20=70$ (m)

Na osnovi praktičnog ispitivanja za cijevi glatkih stijenci stvarnog turbulentnog strujanja, ukupni je pad tlaka zbroj padova zbog trenja u ravnim cijevima raznih promjera i ugrađenih cijevnih elemenata.

Pad tlaka u cjevovodu se izračuna prema [4]:

$$\Delta p = \sum \Delta p_c + \sum \Delta p_m$$

Gustoća stlačenog zraka:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{9,2 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 298} = 10,75 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

Površina presjeka cijevi:

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{0,025^2 \pi}{4} = 4,90 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

Srednja brzina strujanja prema jednadžbi kontinuiteta:

$$w_{sr} = \frac{Q}{A} = \frac{G}{\rho \cdot A} = \frac{45,6}{10,75 \cdot 3600 \cdot 4,9 \cdot 10^{-4}} = 2,4 \text{ (m/s)}$$

Režim strujanja određujemo prema Reynoldsovu broju:

$$Re = \frac{w_{sr} \cdot d}{\nu}, \text{ gdje je } \nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{18,3 \cdot 10^{-6}}{10,75} = 1,702 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$Re = \frac{2,4 \cdot 0,025}{1,702 \cdot 10^{-6}} = 35256,64 \text{ – turbulentno strujanje}$$

Pad tlaka u cjevovodu jednak je padu tlaka na ukupnoj dužini i padu tlaka na suženjima cjevovoda :

$$\Delta p_c = \frac{\rho \cdot w_{sr}^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi_1 + \xi_2 \right) = \frac{10,75 \cdot 2,4^2}{2} \cdot \left(0,022 \cdot \frac{70}{0,025} + 0,74 + 0,72 \right) = 1952,33 \text{ (Pa)}$$

gdje je:

ξ_1 – koeficijent otpora za suženje cjevovoda u presjeku $d_2/D_1=20/25=0,8$ - $\xi_1=0,8 - 0,06=0,74$

ξ_2 – koeficijent otpora za suženje cjevovoda u presjeku $d_3/D_2=15/20=0,8$ - $\xi_2=0,8 - 0,08=0,72$

λ - koeficijent trenja između zraka i cjevovoda za izračunati Re

Određivanje gubitaka zbog koljena, T- komada i ostale armature:

- cijevna koljena $\xi_1=0,73 \times a \times b=0,73 \times 0,2 \times 1=0,146 \times n=0,146 \times 20=2,92$
- T-komadi $\xi_2=0,1 \times n=0,1 \times 6=0,6$
- kuglasti ventil $\xi_3=0,05 \times n=0,05 \times 12=0,6$
- garnitura $\xi_4=0,075 \times 2=0,15$

$$\xi_{uk} = 2,92 + 0,6 + 0,6 + 0,15 = 4,27$$

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{\rho \cdot w_{sr}^2}{2} = 4,27 \cdot \frac{2,4^2 \cdot 10,75}{2} = 132,19 \text{ (Pa) odatle je:}$$

$$\Delta p = 1952,33 + 132,19 = 2084,52 \text{ (Pa) ili } 0,02 \text{ (bar)}$$

Kako je dopušteni pad tlak 0,1 bar a nama je ukupni $\Delta p=0,02$ (bar), može se zaključiti da je cjevovod dobro dimenzioniran obzirom na tlak i protok kompresora.

4.5 Proračun spremnika stlačenog zraka $V=0,5 \text{ m}^3$

Tlačna oprema su uređaji i oprema u kojima vlada pretlak veći od 0,5 (bar). Tlačna oprema se sastoji od tlačne posude, cjevovoda, sigurnosnog ventila, mjernog pribora, tlačnog pribora i pripojenih dijelova pod tlakom (prirubnice, priključci, spojnice, potpornji, nosive uške itd.). U Hrvatskoj je na snazi Pravilnik o jednostavnim tlačnim posudama, koji obuhvaća posude za koje vrijedi [6]:

- Maksimalni radni tlak ne smije biti veći od 30 (bar)
- Umnožak maksimalnog tlaka i volumena posude mora biti manji od 10 000 bar x l

Vrsta i klasa posude pod tlakom se određuje prema standardu HRN M.E2.150 i HRN M.E2.151. Proračun spremnika na tlak se vrši prema zakonski odabranim modelima opisanim u normama. U ovom proračunu primijeniti će se norme:

HRN M.E2.252 – proračun podnica izvrnutih unutrašnjem ili vanjskom tlaku [8]

HRN M.E2.253 – proračun cilindričnih i kuglastih plašteva izvrnutih djelovanju unutrašnjeg tlaka [9]

Proračun se vrši za spremnik $0,5 \text{ m}^3$ prema [6], [7], [8], [9], [10], odakle je $p_s \cdot V = 10 \cdot 500 = 5000 \text{ bar x l}$.

4.5.1 Odabir materijala za spremnik

Materijal koji će se razmatrati prilikom proračuna tlačnog spremnika je SPH 235 sa svojstvima:

- granica tečenja $R_{p02} = 235 \text{ N/mm}^2$
- vlačna čvrstoća $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$
- istezljivost $A = 25 \%$
- udarni rad loma pri $\vartheta = -20^\circ\text{C}$, $KV = 28 \text{ J}$

Konstruktivske vrijednosti korištene u proračunu:

$$p=10,34 \text{ bar}$$

$$p_1=9,2 \text{ bar}$$

$$v=0,85$$

$$D_v=700 \text{ mm}$$

$$K=R_{p02}=235 \text{ N/mm}^2$$

$$S=1,5$$

$$C_1=0,5$$

$$C_2=1$$

- proračunski tlak

- tlak na izlazu iz kompresora

- koeficijent valjanosti zavarenog spoja

- vanjski promjer cilindričnog dijela plašta

- proračunska čvrstoća

- stupanj sigurnosti

- dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine stijenke

- dodatak na koroziju i trošenje

4.5.2 Potrebna debljina stijenke cilindričnog plašta izvrtna djelovanju unutarnjeg tlaka

$$p = (p_1 + p_a) \cdot p_a = (9,2 + 1,01325) \cdot 1,01325 = 10,34 \text{ (bar)}$$

$$s = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$

$$s = \frac{700 \cdot 10,34}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,5 + 1 = 4,20 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke:

$$s_e = 5 \text{ (mm)}$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D_v - 2 \cdot s = 700 - 2 \cdot 5 = 690 \text{ (mm)}$$

Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke i kuglaste plašteve:

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{700}{690} = 1,01 \leq 1,2 \text{ (zadovoljava)}$$

Proračun potrebne debljine plašta oslabljenog izrezima :

Najveći izrez na plaštu je otvor za pregled spremnika, promjera 300 (mm), koji ima debljinu zida $s_s=5$ (mm).

Uvjet primjene je :

$$0,002 \leq \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1$$

$$\frac{5-0-0}{700} = 0,007142 \text{ (uvjet zadovoljen)}$$

Ojačanje se izvodi povećanjem debljine stijenke:

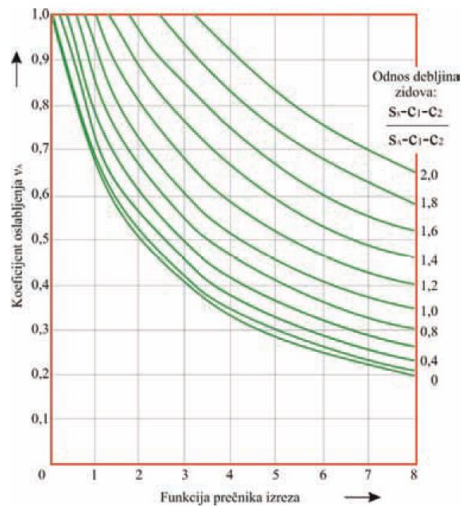
$s_s=5$ (debljina stijenke pokriva)

$$\frac{s_s - c_1 - c_2}{s_e - c_1 - c_2} = \frac{5 - 0 - 0}{5 - 0,5 - 1} = 1,42 \quad (a)$$

$$\frac{d_u}{\sqrt{(D_u + s_e - c_1 - c_2) \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} = \frac{300}{\sqrt{(690 + 5 - 0,5 - 1) \cdot (5 - 0,5 - 1)}} = 6,08 \quad (b)$$

Iz dijagrama se na temelju izračunatih vrijednosti dobije:

$$v_a = 0,57$$



Slika 18. Koefficient oslabljenja za izreze i vertikalne Priključke

4.5.3 Potrebna debljina stijenke plašta oko izreza

$$s_e = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_a + p} + c_1 + c_2 = \frac{700 \cdot 10,34}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,57 + 10,34} + 0,5 + 1 = 5,52 (mm)$$

Odabrana debljina stijenke plašta:

$$s_e = 6 (mm)$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D_v - 2 \cdot s = 700 - 2 \cdot 6 = 688 (mm)$$

Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke i cilindrične plašteve:

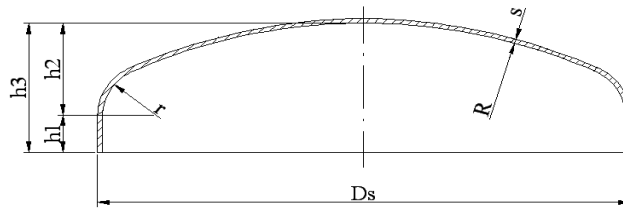
$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{700}{688} = 1,017 \leq 1,2 \text{ (zadovoljava)}$$

4.5.4 Proračun podnica

Odabrana je plitka podnica prema HRN M.E0.020:

radijus kalote	- $R_k = D_v = D_k = 700 \text{ mm}$
radijus torusa	- $r = 0,1 \times D_v = 0,1 \times D_k = 70 \text{ mm}$
visina cilindra	- $h_1 \geq 3,5 \cdot s_e = 17,5 \text{ mm}$
visina kalote	- $h_2 = 0,1935 \cdot D_v - 0,455 \cdot s_e = 127,48 \text{ mm}$



Slika 19. Presjek podnice

Određivanje stijenke kalote:

$$s_k = \frac{D_v \cdot p}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$

$$s_k = \frac{700 \cdot 10,34}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,5 + 1 = 2,85 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke kalote je:

$$s_k = 3 \text{ (mm)}$$

Određivanje stijenke torusa:

Podnice imaju izreze a najveći priključak je $d_u = 20 \text{ (mm)}$.

$$\frac{d_u}{D_v} = \frac{20}{700} = 0,028 \quad (\text{a})$$

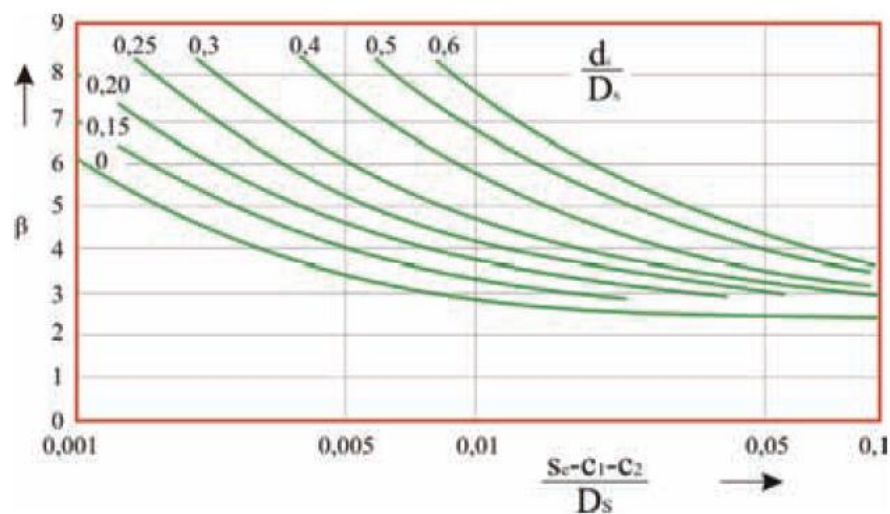
$$\frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{5 - 0,5 - 1}{700} = 0,005 \quad (\text{b})$$

Uvjet primjene standarda je :

$$0,001 \leq \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1 \quad (\text{zadovoljen uvjet})$$

Iz ova dva podatka (a) i (b) dobije se koeficijent oblika podnice koji iznosi $\beta=3,2$.
Potrebna debljina stijenke torusa:

$$s_t = \frac{D_v \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$



Slika 20. Koeficijent β za podnice

$$s_t = \frac{700 \cdot 10,34 \cdot 3,2}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,5 + 1 = 5,83 \text{ (mm)}$$

Provjera podnice prema elastičnom ulublivanju na vanjski tlak od 1,01325 (bar):

Prvo trebamo provjeriti debljinu stijenke podnice na vanjski tlak gdje ćemo uzeti koeficijent sigurnosti uvećan za 20%.

$$s_t = \frac{700 \cdot 1,01325 \cdot 3,2}{40 \cdot \frac{235}{1,8} \cdot 0,85 + 1,01325} + 0,5 + 1 = 3,13 \text{ (mm)}$$

$$p \leq 3,66 \cdot \frac{E}{S_k} \cdot \left(\frac{s_e - c_1 - c_2}{R} \right)^2,$$

$$\frac{s_e - c_1 - c_2}{R} = 0,005$$

$$p \leq 3,66 \cdot \frac{210000}{3,4} \cdot (0,005)^2 = 1,01325 \text{ bar} \leq 5,65 \text{ (bar)}$$

gdje je:

S_k – koeficijent sigurnosti

$R = D_K$ – radijus kalote

Ovaj rezultat govori da su navedeni konstrukcijski zahtjevi dovoljni i da u pogledu elastičnog ulublivanja gornje i donje podnice neće biti nikakve promjene.

Provjera plašta prema elastičnom ulublivanju:

Prvo moramo odrediti veličini x koja se nađe u dijagramu iz relacije:

$$\frac{D_v}{(s_e - c_1 - c_2) \cdot 10^2} \text{ za odnos } \frac{D_v}{l_b} = \frac{700}{1100} = 0,636 \text{ i vrijednost } \frac{p \cdot S_k}{E} \cdot 10^5 = 1,5$$

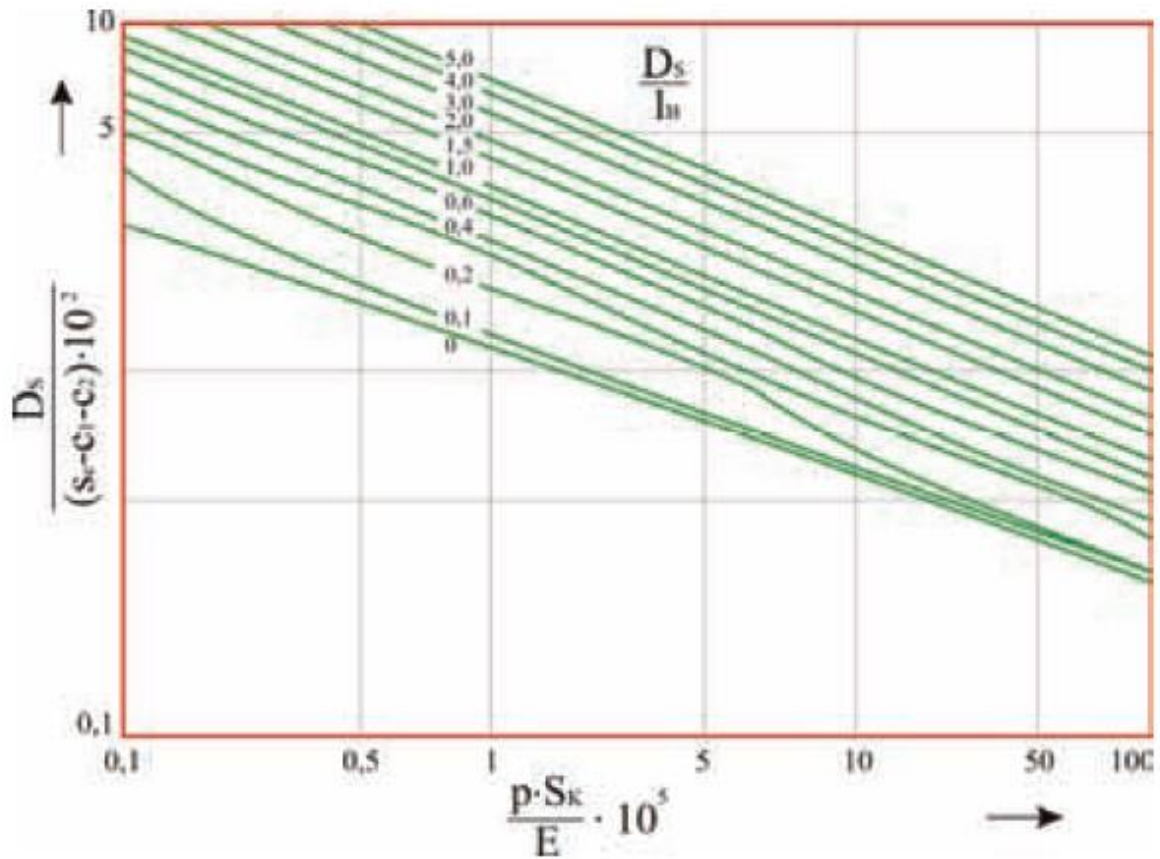
gdje je :

l_b – visina cilindričnog plašta

E – modul elastičnosti

Očitana vrijednost x iz dijagrama je 3,1 gdje je :

$$s_e = \frac{D_v}{x \cdot 10^2} + c_1 + c_2 = \frac{700}{3,1 \cdot 10^2} + 0,5 + 1 = 3,75 \text{ (mm)}$$



Slika 21. Dijagram za određivanje debljine omotača prema elastičnom ulubljivanju

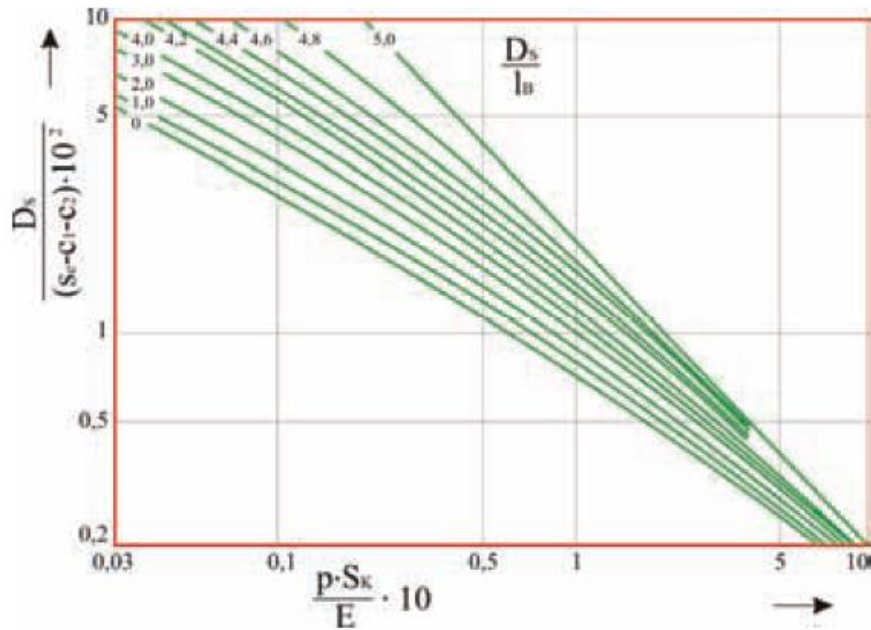
Provjera debljina stijenke plašta na plastičnu deformaciju:

Ovdje tražimo vrijednost y iz dijagrama koja je jednaka:

$$\frac{D_v}{(s_e - c_1 - c_2) \cdot 10^2} \text{ za odnos } \frac{p \cdot s_k}{E} \cdot 10 = 0,07$$

koeficijent sigurnosti $s_k = 1.6$ te je veličina y očitana iz dijagrama 2,9

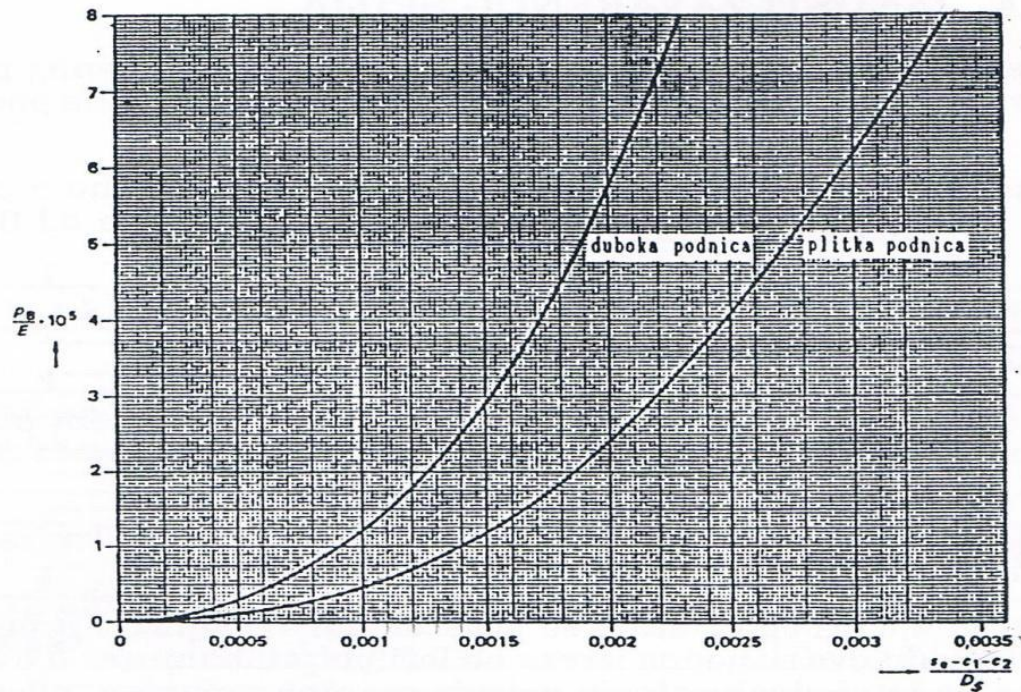
$$s_e = \frac{D_v}{y \cdot 10^2} + c_1 + c_2 = \frac{700}{2,9 \cdot 10^2} + 0,5 + 1 = 3,91 \text{ (mm)}$$



Slika 22. Dijagram za određivanje debljine omotača prema plastičnom deformiranju

Na kraju moramo zadovoljiti uvjet o provjeri elastičnog ulublivanja (stvaranja nabora) da je :

$$p_B \geq 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 10,34 = 15,51 \text{ (bar)}$$



Slika 23. Dijagram za određivanje tlaka ulublivanja

$$\frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{6 - 0,5 - 1}{700} = 0,00642 \quad (a)$$

$$\frac{p_B \cdot 10^5}{E} \quad (b)$$

Obzirom da je vrijednost (a) van područja koje obuhvaća dijagram nije moguće očitati vrijednost (b) za određivanje tlaka ulublivanja koji se odnosi na plitke podnice, može se zaključiti da je podnica u prijelaznom dijelu ispravno dimenzionirana. Na osnovu proračuna usvajaju se debljine zida podnice 6 (mm).

4.6 Proračun spremnika stlačenog zraka $V=0,2 \text{ m}^3$

4.6.1 Odabir materijala za spremnik $V=0,2 \text{ m}^3$

Materijal koji će se razmatrati prilikom proračuna [7], [8], [9], [10] tlačnog spremnika je SPH 235 sa svojstvima:

- granica tečenja $R_{p02} = 235 \text{ N/mm}^2$
- vlačna čvrstoća $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$
- istezljivost $A = 25 \%$
- udarni rad loma pri $\vartheta = -20^\circ\text{C}$, $KV = 28 \text{ J}$

Konstruktivske vrijednosti korištene u proračunu:

$p=10,34 \text{ bar}$	- proračunski tlak
$p_1=9,2 \text{ bar}$	- tlak na izlazu iz kompresora
$v=0,85$	- koeficijent valjanosti zavarenog spoja
$D_v=500 \text{ mm}$	- vanjski promjer cilindričnog dijela plašta
$l=1000 \text{ mm}$	- visina spremnika između podnica
$K=R_{p02}=235 \text{ N/mm}^2$	- proračunska čvrstoća
$S=1,5$	- stupanj sigurnosti
$C_1=0,3$	- dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine stijenke
$C_2=1$	- dodatak na koroziju i trošenje

4.6.2 Potrebna debljina stijenke cilindričnog plašta izvrgnuta djelovanju unutarnjeg tlaka

$$p = (p_1 + p_a) \cdot p_a = (9,2 + 1,01325) \cdot 1,01325 = 10,34 \text{ (bar)}$$

$$s = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$

$$s = \frac{500 \cdot 10,34}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,3 + 1 = 3,23 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke:

$$s_e=4 \text{ (mm)}$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D_v - 2 \cdot s = 500 - 2 \cdot 4 = 492 \text{ (mm)}$$

Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke i kuglaste plašteve:

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{500}{492} = 1,016 \leq 1,2 \text{ (zadovoljava)}$$

Proračun potrebne debljine plašta oslabljenog izrezima :

Najveći izrez na plaštu je otvor za pregled spremnika, promjera 100 (mm), koji ima debljinu zida $s_s=4$ (mm).

Uvjet primjene je:

$$0,002 \leq \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1$$

$$\frac{4-0-0}{500} = 0,008 \text{ (uvjet zadovoljen)}$$

Ojačanje se izvodi bez povećanja debljine stijenke:

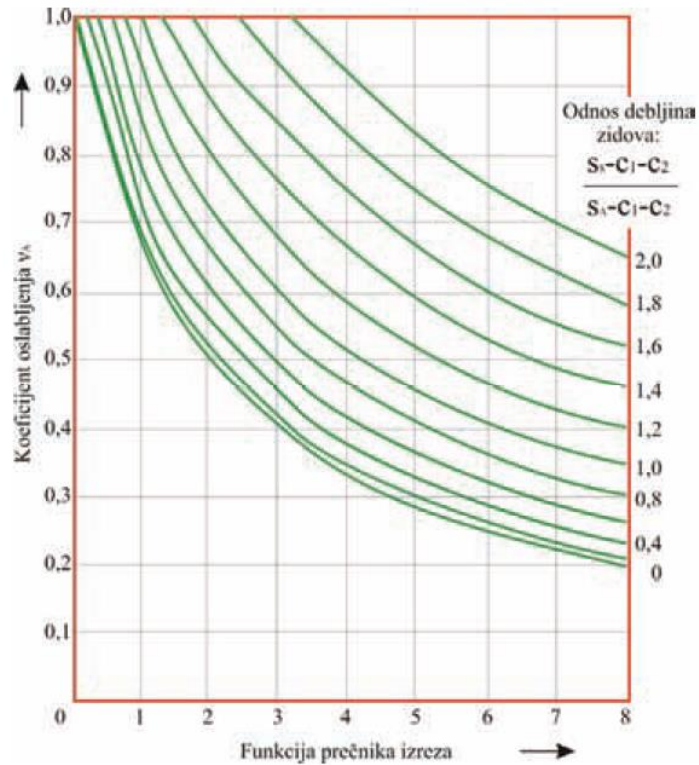
$s_s=4$ (mm); (debljina stijenke pokrova)

$$\frac{s_s - c_1 - c_2}{s_e - c_1 - c_2} = \frac{4-0-0}{4-0-0} = 1 \quad \text{(a)}$$

$$\frac{d_u}{\sqrt{(D_u + s_e - c_1 - c_2) \cdot (s_e - c_1 - c_2)}} = \frac{100}{\sqrt{(690 + 4 - 0,3 - 1) \cdot (4 - 0,3 - 1)}} = 3,79 \quad \text{(b)}$$

Iz dijagrama se na temelju izračunatih vrijednosti dobije:

$$v_a=0,54$$



Slika 24. Koefficient oslabljenja za izreze i vertikalne priključke

4.6.3 Potrebna debljina stijenke plašta oko izreza

$$s_e = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_a + p} + c_1 + c_2 = \frac{500 \cdot 10,34}{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,54 + 10,34} + 0,3 + 1 = 4,33 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke plašta:

$$s_e = 5 \text{ (mm)}$$

Unutarnji promjer cilindričnog plašta D_u :

$$D_u = D_v - 2 \cdot s = 500 - 2 \cdot 5 = 490 \text{ (mm)}$$

Uvjet koji treba biti zadovoljen za glatke i cilindrične plašteve:

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{500}{490} = 1,02 \leq 1,2 \text{ (zadovoljava)}$$

4.6.4 Proračun podnica

Odabrana je plitka podnica prema HRN M.E0.020:

radijus kalote	- $R_k = D_v = D_k = 500 \text{ mm}$
radijus torusa	- $r = 0,1 \times D_v = 0,1 \times D_k = 50 \text{ mm}$
visina cilindra	- $h_1 \geq 3,5 \cdot s_e = 17,5 \text{ mm}$
visina kalote	- $h_2 = 0,1935 \cdot D_v - 0,455 \cdot s_e = 94,5 \text{ mm}$

Određivanje stijenke kalote:

$$s_k = \frac{D_v \cdot p}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$

$$s_k = \frac{500 \cdot 10,34}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,3 + 1 = 2,33 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke kalote je:

$$s_k = 3 \text{ (mm)}$$

Određivanje stijenke torusa:

Podnice imaju izreze a najveći priključak je $d_u = 20 \text{ (mm)}$ za sigurnosni ventil.

$$\frac{d_u}{D_v} = \frac{20}{500} = 0,04 \quad (\text{a})$$

$$\frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{5 - 0,3 - 1}{500} = 0,0074 \quad (\text{b})$$

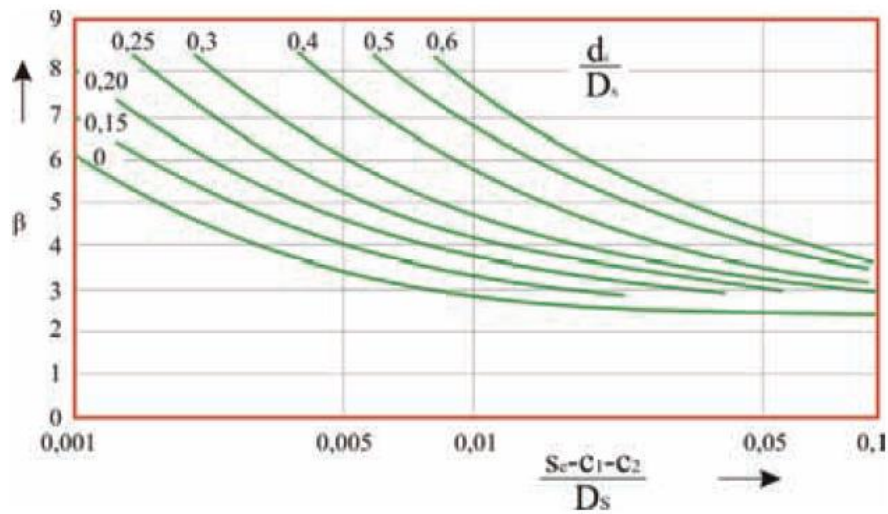
Uvjet primjene standarda je :

$$0,001 \leq \frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1 \text{ (zadovoljen uvjet)}$$

Iz ova dva podatka (a) i (b) dobije se koeficijent oblika podnice koji iznosi $\beta = 3,5$.

Potrebna debljina stijenke torusa:

$$s_t = \frac{D_v \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$$



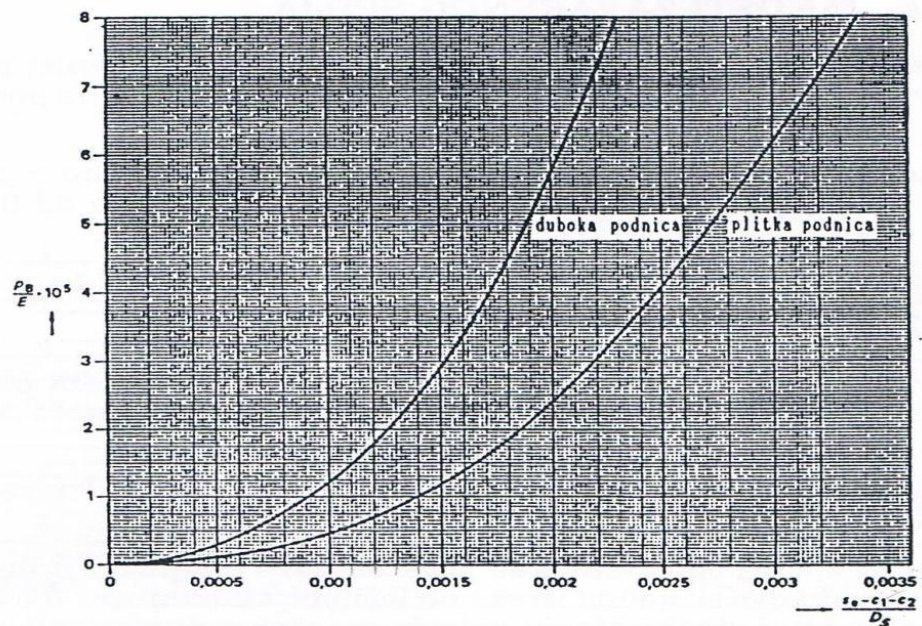
Slika 25. Koeficijent β za podnice

$$s_t = \frac{500 \cdot 10,34 \cdot 3,5}{40 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 0,85 + 10,34} + 0,3 + 1 = 4,7 \text{ (mm)}$$

Odabrana debljina stijenke torusa je 5 (mm).

Na kraju moramo zadovoljiti uvjet o provjeri elastičnog ulublivanja (stvaranja nabora) da je :

$$p_B \geq 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 10,34 = 15,51 \text{ (bar)}$$



Slika 26. Dijagram za određivanje tlaka ulublivanja

$$\frac{s_e - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{5 - 0,3 - 1}{500} = 0,0074 \quad (\text{a})$$

$$\frac{p_B \cdot 10^5}{E} \quad (\text{b})$$

Obzirom da je vrijednost (a) van područja koje obuhvaća dijagram nije moguće očitati vrijednost (b) za određivanje tlaka ulublivanja koji se odnosi na plitke podnice, može se zaključiti da je podnica u prijelaznom dijelu ispravno dimenzionirana. Na osnovu proračuna usvajaju se debljine zida podnice 5 (mm).

4.7 Određivanje kondenzirane vlage u spremniku

Proračun je proveden pod pretpostavkom:

$$p_{s1} = 0,02337 \text{ (bar)} - \text{tlak zasićenja pri } \vartheta_1 = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Parcijalni tlak vodene pare pri stanju usisnog voda :

$$p_{d1} = \varphi \cdot p_{s1} \quad \text{prema (10)}$$

$$p_{d1} = 0,6 \cdot 0,02337 = 0,014022 \text{ (bar)}$$

Sadržaj vlage pri stanju usisnog voda:

$$x_{d1} = 0,622 \frac{p_{d1}}{p_1 - p_{d1}} \quad \text{prema (11)}$$

$$x_{d1} = 0,622 \frac{0,014022}{1,01325 - 0,014022} = 0,008728 \left(\frac{kg_w}{kg_z} \right)$$

Sadržaj vlage zasićenog zraka stanja p_2 i ϑ_2 :

$$p_{s2} = 0,03564 \text{ (bar)} - \text{tlak zasićenja kod } \vartheta_2 = 27 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$x_{s2} = 0,622 \frac{p_{s2}}{p_2 - p_{s2}}$$

$$x_{s2} = 0,622 \frac{0,03564}{9,2 - 0,03564} = 0,002418 \left(\frac{kg_w}{kg_z} \right)$$

Maseni protok suhog zraka:

$$q_{mD,sz} = \frac{q_{md}}{(1+x_{d1})}, \text{ gdje je :} \quad (23)$$

$$q_{md} = \frac{p_1 \cdot q_{vd}}{R \cdot T_1} = \frac{1,01325 \cdot 10^5 \cdot 45,6}{287,1 \cdot 3600 \cdot 300} = 0,0149 \left(\frac{kg}{s} \right) \quad \text{prema (4)}$$

$$q_{mD,sz} = \frac{0,0149}{(1 + 0,008728)} = 0,01488 \left(\frac{kg_{sz}}{s} \right)$$

Količina kondenzirane vlage u spremniku:

$$q_{mw} = q_{mD,sz} \cdot (x_{d1} - x_{s2}) \quad (24)$$

$$q_{mw} = 0,01488 \cdot (0,008728 - 0,002418) = 0,00009389 \text{ (kg/s) ili } 0,34 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

Isti rezultat bi se dobio i prema Boge proračunu [11].

Sadržaj vlage pri stanju usisa:

$$q_w = V_1 \cdot h_{umax1} \cdot \frac{\varphi_1}{100}$$

$$q_w = 45,6 \cdot 17,148 \cdot \frac{60}{100} = 469,169 \left(\frac{g}{h} \right) \sim 0,469 \left(\frac{l}{h} \right)$$

Količina kondenzirane vlage u spremniku:

$$V_2 = \frac{V_1}{p_2} = \frac{45,6}{9,2} = 4,95 \left(\frac{m^3}{h} \right)$$

$$q_{c1} = q_w - (V_2 \cdot h_{umax2} \cdot \varphi_2 / 100)$$

$$q_{c1} = 469,169 - (4,95 \cdot 25,524 \cdot 100 / 100) = 322,8252 \left(\frac{g}{h} \right) \sim 0,34 \left(\frac{l}{h} \right)$$

Količina kondenzirane vlage u sustavu nakon sušionika zraka:

$$q_{c2} = (V_2 \cdot h_{umax2} \cdot \varphi_2 / 100) - (V_2 \cdot h_{umax3})$$

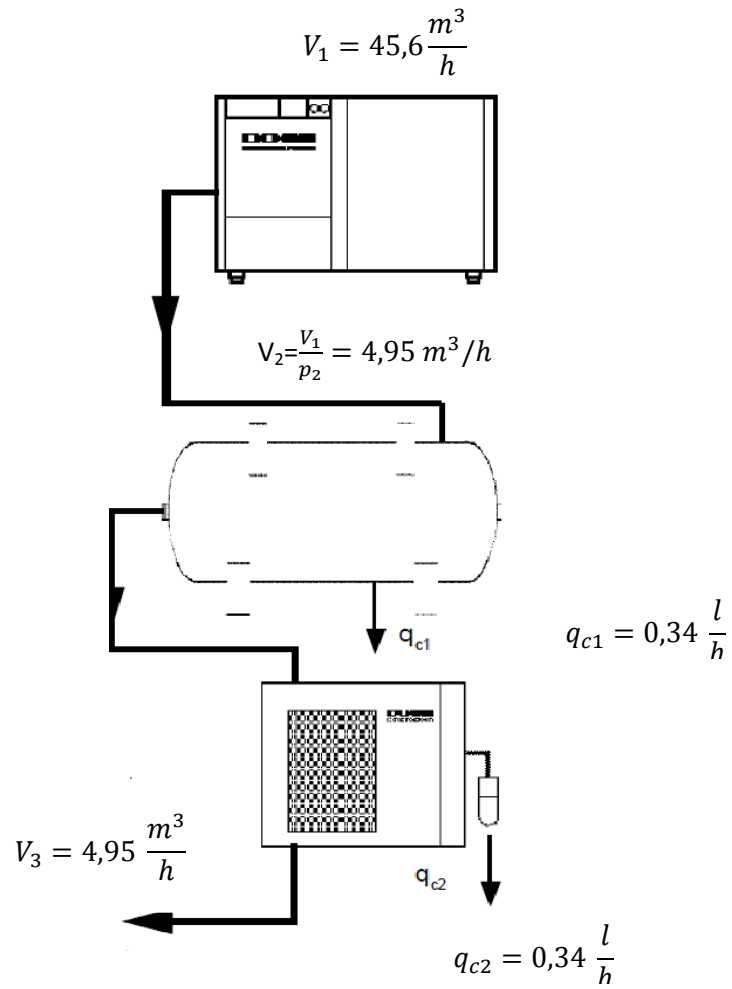
$$q_{c2} = (4,95 \cdot 25,24) - (4,95 \cdot 5,953) = 96,876 \left(\frac{g}{h} \right) \sim 0,096 \left(\frac{l}{h} \right)$$

gdje je:

p_1	- atmosferski tlak 1,01352 bar
p_2	- tlak komprimiranog zraka u spremniku, 9,2 bar
T_1	- temperatura okoline 20°C
T_1	- temperatura okoline 27°C
T_3	- temperatura zraka u sušioniku, 3°C
φ_1	- relativna vlaga za V_1 ; 60%
h_{umax1}	- maksimalna vlažnost zraka kod 20°C
h_{umax2}	- maksimalna vlažnost zraka kod 27°C
q_w	- sadržaj vode na usisu
q_{c1}	- sadržaj kondenzata u spremniku

q_{c2}
 V_1
 V_2

- sadržaj kondenzata u sušioniku
- volumni protok na ulazu zraka u kompresor
- volumni protok stlačenog zraka u spremniku



Slika 27. Proračun kondenzata

dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]	dew point [°C]	max. humidity [g/m³]
+100°	588,208	+76°	248,840	+52°	90,247	+28°	26,970	+4°	6,359	-19°	0,960	-43°	0,083
+99°	569,071	+75°	239,351	+51°	86,173	+27°	25,524	+3°	5,953	-20°	0,880	-44°	0,075
+98°	550,375	+74°	230,142	+50°	82,257	+26°	24,143	+2°	5,570	-21°	0,800	-45°	0,067
+97°	532,125	+73°	221,212	+49°	78,491	+25°	22,830	+1°	5,209	-22°	0,730	-46°	0,060
+96°	514,401	+72°	212,648	+48°	74,871	+24°	21,578	0°	4,868	-23°	0,660	-47°	0,054
+95°	497,209	+71°	204,286	+47°	71,395	+23°	20,386			-24°	0,600	-48°	0,048
+94°	480,394	+70°	196,213	+46°	68,056	+22°	19,252	-1°	4,487	-25°	0,550	-49°	0,043
+93°	464,119	+69°	188,429	+45°	64,848	+21°	18,191	-2°	4,135	-26°	0,510	-50°	0,038
+92°	448,308	+68°	180,855	+44°	61,772	+20°	17,148	-3°	3,889	-27°	0,460	-51°	0,034
+91°	432,885	+67°	173,575	+43°	58,820	+19°	16,172	-4°	3,513	-28°	0,410	-52°	0,030
+90°	417,935	+66°	166,507	+42°	55,989	+18°	15,246	-5°	3,238	-29°	0,370	-53°	0,027
+89°	403,380	+65°	159,654	+41°	53,274	+17°	14,367	-6°	2,984	-30°	0,330	-54°	0,024
+88°	389,225	+64°	153,103	+40°	50,672	+16°	13,531	-7°	2,751	-31°	0,301	-55°	0,021
+87°	375,471	+63°	146,771	+39°	48,181	+15°	12,739	-8°	2,537	-32°	0,271	-56°	0,019
+86°	362,124	+62°	140,659	+38°	45,593	+14°	11,987	-9°	2,339	-33°	0,244	-57°	0,017
+85°	340,186	+61°	134,684	+37°	43,508	+13°	11,276	-10°	2,156	-34°	0,220	-58°	0,015
+84°	336,660	+60°	129,020	+36°	41,322	+12°	10,600	-11°	1,960	-35°	0,198	-59°	0,013
+83°	324,469	+59°	123,495	+35°	39,286	+11°	9,961	-12°	1,800	-36°	0,178	-60°	0,110
+82°	311,616	+58°	118,199	+34°	37,229	+10°	9,356	-13°	1,650	-37°	0,160	-65°	0,00640
+81°	301,186	+57°	113,130	+33°	35,317	+9°	8,784	-14°	1,510	-38°	0,144	-70°	0,00330
+80°	290,017	+56°	108,200	+32°	33,490	+8°	8,234	-15°	1,380	-39°	0,130	-75°	0,00130
+79°	279,278	+55°	103,453	+31°	31,744	+7°	7,732	-16°	1,270	-40°	0,117	-80°	0,00060
+78°	268,806	+54°	98,883	+30°	30,078	+6°	7,246	-17°	1,150	-41°	0,104	-85°	0,00025
+77°	258,827	+53°	94,483	+29°	28,488	+5°	6,790	-18°	1,050	-42°	0,093	-90°	0,00010

Tablica 6. Sadržaj kondenzata

4.8 Određivanje učestalosti ukapčanja elektromotora kompresora

Proračun je proveden da prilikom punjenja i pražnjenja spremnika je temperatura zraka konstantna.

$$t_i = \frac{V_s \cdot (p_{max} - p_{min})}{q_{vp}} \text{ (min)} \quad \text{prema [11]}$$

$$t_i = \frac{1200 \cdot (9,2 - 8,6)}{417} = 1,72 \text{ (min)} \text{ gdje je :}$$

- t_i - vrijeme potrebno da se kompresor uključi (min)
- V_s - volumen spremnika (l)
- p_{max} - tlak isključenja (bar)
- p_{min} - tlak uključenja (bar)
- q_{vp} - volumni protok (l/min)

Vrijeme do isključenja kompresora pri punoj potrošnji:

$$t_r = \frac{V_s \cdot (p_{max} - p_{min})}{(q_{vd} - q_{vp})} \text{ (min)}$$

$$t_r = \frac{1200 \cdot (9,2 - 8,6)}{(760 - 417)} = 2,099 \text{ (min) gdje je :}$$

t_r - vrijeme potrebno da se kompresor isključi (min)
 q_{vd} - dobava kompresora (l/min)

Učestalost ukapčanja:

$$v = \frac{60}{t_r + t_i}$$

$$v = \frac{60}{2,099 + 1,72} = 16 \text{ h}^{-1} < 60 \text{ h}^{-1}$$

Za vijčane kompresore i obzirom na snagu elektromotora dozvoljeno je 30 ukapčanja u satu. Iz ovoga se vidi da ciklus ukapčanja zadovoljava propisane uvjete.

4.9 Proračun ventilacije kompresorske stanice

Kod proračun je potrebno uzeti u obzir slijedeće:

- 95 % snage privedene kompresorima odvede se rashladnim medijem (zrakom kod zračnog hlađenja)
- maksimalna dozvoljena temperatura u kompresornici ne smije biti viša od 40 (°C)
- maksimalna okolna temperatura je 30 (°C)
- maksimalni porast temperature zraka u kompresornici je $\Delta t = 10$ (°C)

Potrebna količina zraka za ventiliranje kompresornice:

$$V_v = \frac{Q}{c_p \cdot \rho \cdot (t_i - t_o)} \text{ (m}^3/\text{s)} \quad (25)$$

Q - toplinsko opterećenje (W)
 V_v - potrebna količina zraka (m³/s)
 c_p - specifična toplina zraka kod konstantnog tlaka (Nm/kg°C)
 t_i - temperatura u strojarnici (°C)
 t_o - temperatura okoline (°C)
 ρ - gustoća zraka (kg/m³)

$$Q_{max} = 7500 \cdot 0,95 = 71250 \text{ (W)} - \text{toplinsko opterećenje od rada kompresora (povremeni rad)}$$

$$c_p = 1005 \text{ (Nm/kg°C)}$$

$$\rho = 1,293 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\Delta t = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V_v = \frac{71250}{1005 \cdot 1,293 \cdot (40 - 30)} = 0,56 \text{ (m}^3/\text{s)} \text{ ili } 2000 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

Temeljem proračuna ventilator se dimenzionira za 15% veći protok, tj. na 2300 (m³/h), što je približno u skladu s VDMA – "ventilation of installation rooms for air cooled compressors" [9].

Proračun otvora za ventilaciju:

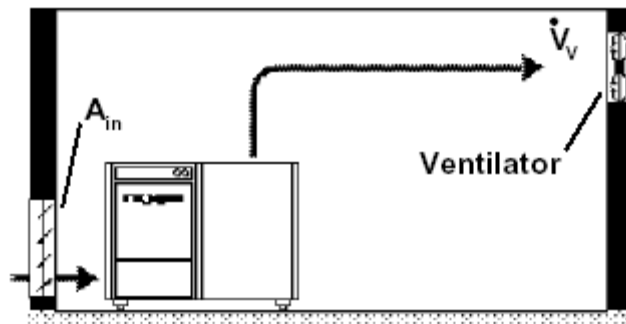
$$A_{ul} = \frac{V_v}{3600 \cdot v_s} \text{ (m}^2\text{)} \quad (26)$$

Gdje je:

- A_{ul} - minimalni promjer ventiliranog ulaza zraka (m²)
- V_v - protok zraka kroz ventilator (m³/h)
- v_s - maksimalna brzina zraka na ulazu (m/s²)

$$A_{ul} = \frac{2300}{3600 \cdot 3} = 0,21 \text{ (m}^2\text{)}$$

Minimalni promjer ulazne rešetke treba imati 0,21 (m²) svijetlog otvora.



Slika 28. Prisilna ventilacija [9]

Proračun gubitaka ventilacije:

Topli zrak bi se kroz cijev 250x300 (mm) odsisavao van iz kompresorske stanice, preko izlazne rešetke OAN 425x325 (mm), aksijalnim ventilatorom.

Brzina zraka kroz izlazni cijevovod (kanal):

$$w_a = \frac{V_v}{3600 \cdot A_a} = \frac{2300}{3600 \cdot 0,075} = 8,51 \text{ (m/s)} \quad \text{prema (26)}$$

Aa - površina cijevi (m²)

Otpori u kanalu [4]:

- dužina kanala: l=10(m) - Δp=10x5=50 (Pa)
- 2 koljena: ξ=2x0,3

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{w_a^2 \cdot \rho}{2} = 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{8,51^2 \cdot 1,293}{2} = 28(Pa)$$

- izlazna rešetka OAN 425x325: Δp=15 (Pa)

Ukupni statički pad tlaka: Δp_{st}=50+28+15=93 (Pa)

Ukupni tlak ventilatora:

$$p_{tot} = \Delta p_{st} + \frac{w_a^2 \cdot \rho}{2} = 93 + \frac{8,51^2 \cdot 1,293}{2} = 140(Pa) \quad \text{prema [4]}$$

4.10 Proračun sušionika zraka

Efektivni kapacitet sušionika zraka i oprema za sušenje zraka je određena uvjetima prema DIN ISO 7183. Svako drugo odstupanje mora se dimenzionirati korekcijskim faktorima.

Uvjeti su slijedeći:

- p - radni tlak 7 (bar)
- t_o - temperatura okoline 298 (K) ili 25 (°C)
- t_s - ulazna temperatura u sušionik 308 (K) ili 35 (°C)

Korekcijski faktori za dimenzioniranje sušionika su prikazani u tablicama:

Op. pressure p [bar _{op}]	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16
Factor f	0,62	0,72	0,81	0,89	0,94	1	1,04	1,06	1,09	1,1	1,12	1,15	1,17

Ambient temperature t _A [°C]	25	30	35	40	43
Factor t	1,00	0,92	0,85	0,79	0,75

Tablica 7. Korekcijski faktori [10]

Proračun efektivnog kapaciteta možemo izračunati prema:

$$V_{efs} = V_n \cdot f \cdot t \left(\frac{m^3}{h} \right) \quad \text{prema [12]}$$

V_{efs} - efektivni volumni kapacitet sušionika $\left(\frac{m^3}{min} \right)$

V_n - volumni kapacitet kompresora 0,76 $\left(\frac{m^3}{min} \right)$

Volumni kapacitet sušionika je kada se nominalni kapacitet kompresora korigira sa faktorima temperature okoline i stlačenog zraka.

$$V_{efs} = 0,76 \cdot 1,09 \cdot 0,85 = 0,704 \left(\frac{m^3}{min} \right)$$

5. TEHNIČKI OPIS I ODABIR OPREME SUSTAVA KOMPRIMIRANOG ZRAKA GHE GOJAK

U ovom poglavlju definirati će se prema proračunu svi najbitiniji dijelovi opreme za kompletiranje sustava komprimiranog zraka. Potrebna kvaliteta zraka obzirom na karakteristike trošila biti će u skladu sa ISO 8573.1, tj. pripremljeni zrak će imati slijedeće karakteristike:

- krute čestice u zraku: <1 (µm)
- sadržaj vode: < 5 (ppm)
- sadržaj ulja : <1 (ppm)

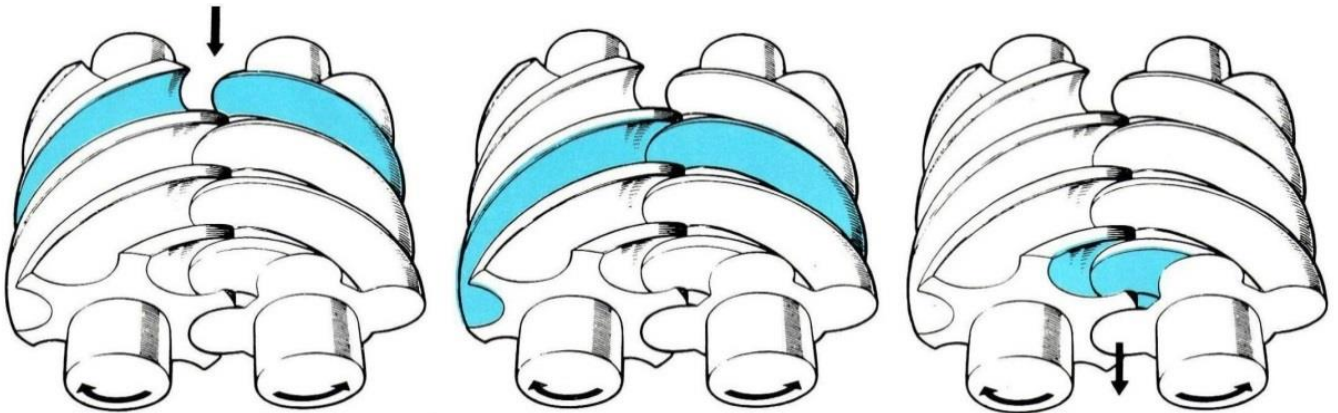
što je u skladu s preporukama datim u tablici :

Application for compressed air	DIN ISO 8573-1 Class			Air compressor		Cyclone-separator*	Pre-filter**	Refrigerant dryer	Microfilter	Membrane dryer	Adsorption dryer	Pre-filter	Activated carbon filter	Activated carbon adsorber	Sterile filter
	Dust	Water	Oil												
<ul style="list-style-type: none"> • General industrial air • Blow-down air 	—	—	—	BOGGE- SCREW OR PISTON COMPRESSOR											
<ul style="list-style-type: none"> • Sandblasting • Simple painting work 	3	—	—												
<ul style="list-style-type: none"> • Conveying air • General factory air • High-quality sandblasting • Simple paint spraying 	3	4	5												
<ul style="list-style-type: none"> • Pneumatic tools • Control air • Paint spraying • Air Conditioning • Fluidics • Measuring and control systems 	1	4	1												
<ul style="list-style-type: none"> • Dental laboratory • Photographic laboratory 	1	4	1												
<ul style="list-style-type: none"> • Control air • Instrument air • Pneumatics • High-quality paint spraying • Surface finishing • Breathing air 	1	1-3	1		or										
<ul style="list-style-type: none"> • Medical systems • Breathing Air • High quality conveying air • Food industry 	1	3-4	1		or										
<ul style="list-style-type: none"> • Breweries • Dairies • Pharmaceutical industry 	1	1-3	1		or										

Tablica 8. Oprema za proizvodnju kontrole kvalitete zraka [11]

5.1 Općenito o vijčanim kompresorima

Dvovijčani kompresor je rotacijski kompresor koji mehanički rad elektromotora, motora s unutrašnjim izgaranjem ili turbine pretvara u potencijalnu energiju radnog medija, bilo da se radi o zraku, nekom drugom plinu ili pari. Vijčani kompresori su po svojim karakteristikama između klipnih i centrifugalnih kompresora. Po načinu rada to su volumni kompresori, ali zbog velike brzine vrtnje s prilično ujednačenom dobavom. Neke karakteristike radnog procesa i konstrukcijskih rješenja vijčanih kompresora daju mu određene prednosti u odnosu na sve ostale kompresore. To su prije svega odsustvo dijelova koji se gibaju naizmjenično pravolinijski, kao kod klipnih kompresora. Stoga su moguće znatno veće brzine vrtnje, a i veća je efikasnost po jedinici mase kompresora. Isto tako duži je vijek trajanja, pa je trajnost vijčanih kompresora najmanje pet puta dulja, a masa pet puta manja od klipnog kompresora istog kapaciteta. Remont vijčanog kompresora predviđa se uobičajeno nakon tri godine besprekidnog rada, a moguće je postići 40 000 radnih sati ili čak i dulje. Ne zahtijevaju specijalno održavanje, a ulje koje koriste predviđeno je za 8 000 sati rada, tj. za rad tijekom cijele godine u režimu 24 sata na dan. Predviđa se jedino zamjena filtera zraka i ulja.



Slika 29. Prikaz kompresije u vijčanom kompresoru [2]

5.1.1 Kompresor

U poglavlju 4.1.3. već smo odabrali vijčani kompresor proizvođača Ingersollrand, model Nirvana IRN7K – CC -10. Kompresori su zrakom hlađeni. Opremljeni su ulaznim filtrom zraka, finoće $3\mu\text{m}$. Snaga se s elektromotora prenosi na kompresor pomoću remenskog prijenosa s trapeznim remenima te uređajem za samozatezanje remena. Regulacija rada je opterećeno/rasterećeno s automatskim start-stopom. Pokretanje elektromotora je pomoću soft-startera. Regulacija kapaciteta je opterećeno/rasterećeno s automatskim start stopom, pomoću tlačnih sklopki u okviru kompresorske jedinice. U slučaju rada sa frekvencijskim pretvaračem kapacitet se može regulirati do 60% nominalne vrijednosti a time je i režim rada povoljniji. Time se omogućava maksimalna prilagodba rada kompresora potrebama trošila u pogonu.



Slika 30. Kompresor Nirvana IRN7K-CC-1

Karakteristike kompresorskog agregata Nirvana:

Tip kompresora NIRVANA IRN7K-10-H	Vijčani s zračnim hlađenjem
Dobava maksimalna (m ³ /min)	0,99
Radni tlak (bar)	10,4
Snaga motora (kW)	7,5
Broj okretaja muškog rotora (min ⁻¹)	4065
Maksimalna temperature okoline (°C)	46
Minimalna temperature okoline (°C)	2
Buka (dB(A))	62
Dimenzije L x W x H (mm)	1315/731/835
Masa (kg)	307

Tablica 9. Tehnički podaci kompresora [12]

5.2 Spremnik stlačenog zraka

Spremnik stlačenog zraka $V=0,5 m^3$:

Spremnik stlačenog zraka čija je funkcija usklađivanje rada kompresora prema potrošnji te izdvajanje dijela vode i ulja iz zraka, volumena 2 x 0,5 (m³). Spremnici su smješteni u kompresornici i opisani su u točki 3.2. Kompresornica. Oba spremnika će se zaržati i izrađeni su u skladu s Pravilnikom o tehničkim normativima za stabilne tlačne posude, te su opremljeni svom potrebnom upravljačkom, mjernom, sigurnosnom i zapornom armaturom. Na spremnike je potrebno ugraditi automatske odvajače kondenzata. Postojeći spremnici su evidencijski karton i uvedeni u očevidnik OPT agencije.

Spremnik stlačenog zraka $V=0,2 m^3$:

Spremnik mora biti izveden u skladu s Pravilnikom o tehničkim normativima za stabilne tlačne posude, kojim su regulirani tehnički uvjeti i zahtjevi kod proizvodnje, montaže i uporabe tlačnih posuda (Sl. list br. 6/83).

Spremnik treba imati natpisnu pločicu s utisnutim podacima u skladu s Pravilnikom. Proizvođač, uz nadzor Inspektorata za postrojenja pod tlakom, treba izvršiti pregled konstrukcije i prvo ispitivanje tlakom, o čemu treba dostaviti pismeni izvještaj, zajedno s ostalom potrebnom tehničkom dokumentacijom o tlačnoj posudi. Na spremniku treba biti ugrađen i piezoresistivni pretvarač tlaka WIKA model S-10, koji je putem analognog izlaza 4-20 (mA) povezan s centralnim nadzorno-upravljačkim sustavom elektrane, kako bi se mogao vršiti daljinski nadzor nad radom kompresora. Spremnik mora biti opremljen odgovarajućom sigurnosnom, zapornom i mjernom armaturom.

Oprema spremnika:

- manometar Wika sa manometraskim ventilom 1/2", sa skalom 0-16 bar i klasom točnosti 1,0
- analogni piezoresistivni pretvarač tlaka 4-20 mA, Wika S-10
- sigurnosni ventil, proizvod LESER, tip 459 s oprugom, priključak 1/2", tlak otvaranja 11 bar
- ulazni i izlazni priključak zraka sa kuglastim ventilima 3/4"
- otvor za unutrašnji pregled
- elektronički odvajač kondenzata, proizvod KAESER, tip ECO Drain 21 Plus

Osnovne dimenzije spremnika:

- visina bez nogu 1000 (mm)
- vanjski promjer 500 (mm)
- debljina stijenke plašta 5 (mm)
- proračunski tlak 10 (bar)

Type 459

Leistungstabelle				Discharge Capacities									
Berechnung entsprechend ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 1 mit 10% Drucksteigerung und um 10% reduzierter Ausflusssziffer. Leistungen unterhalb 2 bar sind mit 0,2 bar Drucksteigerung berechnet. 1) Der Ansprechdruck ist kleiner als das zul. Minimum $P_{min} = 1,03$ bar des ASME-Codes, Sec. VIII, Div. 1!				Calculation of mass flow according to ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 1 at 10% overpressure and 90% rating. Capacities below 2 bar g are calculated including 0,2 bar overpressure. 1) Set pressure is lower than the minimum limit $P_{min} = 1,03$ bar g of ASME-Code, Sec. VIII, Div. 1!									
p	Ansprechüberdruck			Set pressure									bar/bar g
I	Sattdampf			Sat. steam									kg/h
II	Luft 0°C und 1013 mbar			Air 32°F and 1013 mbar									m ³ /h
III	Wasser bei 20°C			Water at 68°F									10 ³ kg/h
DN	10			15			15			20			
	1/2"			3/4"			3/4"			1"			
p	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	
1) 0.2							51.7	61.3	2.09	82.6	98.0	3.79	
1) 0.5							79.5	97.4	2.96	130	160	5.36	
1.0	26.1	32.8	0.85	58.9	74.0	1.92	123	155	4.01	223	280	7.26	
2.0	39.3	50.0	1.21	88.6	113	2.73	185	236	5.71	336	427	10.3	
3.0	52.3	67.1	1.48	118	151	3.34	247	316	6.98	447	573	12.6	
4.0	65.2	84.3	1.71	147	190	3.86	308	398	8.06	557	720	14.6	
5.0	78.1	102	1.91	176	230	4.31	368	481	9.01	667	872	16.3	
6.0	90.9	119	2.09	205	268	4.71	429	561	9.86	777	1020	17.9	
8.0	117	153	2.41	264	345	5.44	552	722	11.4	1000	1310	20.6	
10.0	142	187	2.70	320	422	6.09	670	882	12.7	1210	1600	23.1	
15.0	206	273	3.31	465	616	7.47	972	1290	15.6	1760	2330	28.3	

Tablica 10. Karakteristike sigurnosnog ventila [3]

5.3 Rashladni sušionik zraka

Održavanje kvalitete zraka je toliko bitno da je ISO je razvio 6 klasa stlačenog zraka prema ISO 8573-1:2001.

ISO 8573-1:2001 Air Quality Classes

Quality Class	Solid - Maximum Number of Particles per m ³			Water Pressure Dew Point °C	Oil & Oil Vapour mg/m ³
	0.1-0.5 micron	0.5-1 micron	1-5 micron		
0	As specified by the end-user or manufacturer and more stringent than Class 1				
1	100	1	0	-70°C	0.01
2	100,000	1000	10	-40°C	0.1
3	N/A	10,000	500	-20°C	1
4	N/A	N/A	1,000	3°C	5
5	N/A	N/A	20,000	7°C	N/A
6	N/A	N/A	N/A	10°C	N/A

Tablica 11. Klase kvalitete stlačenog zraka [12]

Rashladni sušionik je montiran iza spremnika zraka. Predviđena je ugradnja sušionika tip DryStar model DS108IN, proizvod INGERSOLL RAND, s maksimalnom potrebnom snagom 0,41 (kW) i maksimalnim protokom 1,4 (m³/min) kod 20 (°C). Osnovna uloga sušionika zraka je da osigura konstantnu točku rošenja kod svih opterećenja i dostavu suhog zraka prema trošilima. Takav suhi zrak koji se obradi u sušionik čuva razvodnu mrežu od korozije, umanjuje

štetu kod uporabe pneumatskih alata te na kraju osigurava da ne dođe do zagađenja u proizvodnom procesu.

Model	Class 5 < 7° C Dew Point		Class 4 < 3° C Dew Point		Nominal Power kW	Standard Power Supply V / Ph / Hz	Air Connections BSP in	Dimensions			Weight kg	Max. Working Pressure bar g
	m ³ /min FAD 20°C	m ³ /hr FAD 20°C	m ³ /min FAD 20°C	m ³ /hr FAD 20°C				Width mm	Length mm	Height mm		
Air Cooled												
D108IN-A	1.8	108	1.4	86.4	0.41	230/1/50	³ / ₄ "	420	515	562	33	14

Tablica 12. Karakteristike rashladnog sušionika zraka [12]



Slika 31. Rashladni sušionik D108IN [12]

5.4 Linijski filteri

Radi zaštite rashladnog sušionika, ispred sušionika ugrađen je filter opće namjene, model FA75I, proizvod INGERSOLL RAND, razreda G. Osnovna svrha ovakvog filtera je da ukloni čestice do 1 (µm) pomješanih u tekućini odnosno vodi i ulju, aerosole sadržaja do 1 (mg/m³) kod temperature 21 (°C).

Filter model number	Pipe size	Flow rates		Dimensions								Weight		
		100 psig/7 bar g		A		B		C		D		kg	lb	
Model	Grade	in	m ³ /min	scfm	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	kg	lb
FA30I	A, G, H, D	3/8"	0.48	17	76	2.99	172	6.77	16	0.63	53	2.09	0.56	1.2
FA40I	A, G, H, D	1/2"	0.62	22	76	2.99	172	6.77	16	0.63	53	2.09	0.55	1.2
FA75I	A, G, H, D	3/4"	1.27	45	98	3.86	227	8.94	22	0.87	53	2.09	1.07	2.4

Tablica 13. Linijski filteri [12]

Na izlazu iz sušionika zraka bit će ugrađen filter visoke učinkovitosti FA75I, proizvod INGERSOLL RAND, razreda H, s izmjenjivim uloškom kojim će se zajedno s prije navedenom obradom zraka, osigurati potrebna izlaznu kvaliteta zraka. Filter je namijenjen za uklanjanje čestica do 0,01 (μm) uključivo vodu i ulje, zaostale aerosole uljnog sadržaja do 0,01 (mg/m^3) kod temperature 21 ($^{\circ}\text{C}$).



Slika 32. Linijski filter [12]

5.5 Separator ulje voda

Bez obzira na to što se u izlaznom zraku iz kompresora nalaze minimalne količine ulja (<3ppm), voda koja se kondenzira imat će u sebi primjesa ulja, te se stoga ispušta u drenažni bunar preko separatora kondenzata kao AQUAMAT CF3 [13] s uljnim spremnikom volumena 10 (l), koji je odabran u skladu s kapacitetom kompresora. Količina ulja u vodi na izlazu iz takvog separatora treba biti manja od 20 (ppm/l) vode. Na ovaj separator su povezani i svi ostali cjevovodi iz odvađača vode u instalaciji komprimiranog zraka.

Condensate treatment systems ¹⁾		AQUAMAT CF3
Treatment performance according to climate zones ²⁾		1 / 2 / 3
Oil-cooled screw and rotary compressors		
...with SIGMA FLUID S 460	m ³ /min	2.1 / 1.9 / 1.6
...with SIGMA FLUID MOL, VCL oil	m ³ /min	2.8 / 2.4 / 2.1
...with VDL oils	m ³ /min	2.8 / 2.4 / 2.1
1- and 2-stage reciprocating compressors		
...with VDL oil	m ³ /min	1.9 / 1.7 / 1.5
...with PAO oil	m ³ /min	1.6 / 1.4 / 1.2
...with ester oil	m ³ /min	1.8 / 1.6 / 1.4
Container capacity	l	10.0
Filter capacity	l	1 x 2.0 / 1 x 2.5
Condensate inlet		2 x G½
Water outlet (hose size)		DN 10
Oil outlet DN		–
Oil pre-separation		–
Weight, empty	kg	3.5
Width	mm	290
Depth	mm	222
Height	mm	528
Thermostat-controlled heating (option)		
Power	kW	–
Weight	kg	–
Power supply	V	–

Tablica 14. Karakteristike za Aquamat CF3, proizvod Kaeser [13]

5.6 Razdjelnik stlačenog zraka

Na izlazu iz kompresorske stanice postaviti će se razdjelnik zraka od kojeg se vodi razvodna mreža do pojedine grupe trošila. Razdjelnik treba biti izrađen iz bešavne cijevi od nehrđajućeg čelika EN 1.4541 s priključcima za cjevovode razvoda. Opremiti će se manometrom, zapornom armaturom za priključne cjevovode, te automatskim odvajačem vode sa plovkom Spirax Sarco, tip CA 14 [17]. Razdjelnik je tipskim obujmicama pričvršćen na odgovarajuće konzole iz profilnog čelika koji se vijcima s čeličnim tiplima pričvršćuju za betonski zid strojarnice.

5.7 Razvodna mreža

Razvodna mreža komprimiranog zraka izrađena je iz precizno vučenih cijevi iz nehrđajućeg čelika \varnothing 28x1,5. Geometrija cjevi i tehnički uvjeti isporuke trebaju biti u skladu s DIN 2391. Cjevovodi s cijevnom armaturom trebaju biti isključivo povezani rastavljivim "Ermeto EO-2" spojevima, proizvod Parker, također od nehrđajućeg čelika. Spojni elementi su u skladu s ISO 8434-1 odnosno DIN 2353 i DIN 3861, konstrukcija L (laka) iz nehrđajućeg čelika kao i cjevovodi. Krajevi spojnica s navojnim priključkom s navojem prema ISO 228/1. Materijal tijela i matice spojnih elemenata je austenitni nehrđajući čelik X 6 CrNiMOTi 17 12 2, u skladu s DIN 17440 / EN 10088 nr. 1.4571. Metalni potporni prsten brtve je također od nehrđajućeg čelika, specijalno otvrdnjen. Cjevovodi su vođeni s padom 1-2 % te maksimalnim padom tlaka od 0,1 (bar) do krajnjeg trošila radi slijevanja kondenzata. Cjevovodi se pomoću obujmica oslanjaju na tipske oslonce proizvođača Parker.



Slika 33. EO cijevni spoj [16]

Razvodna mreže je izvedena za tri grupe trošila:

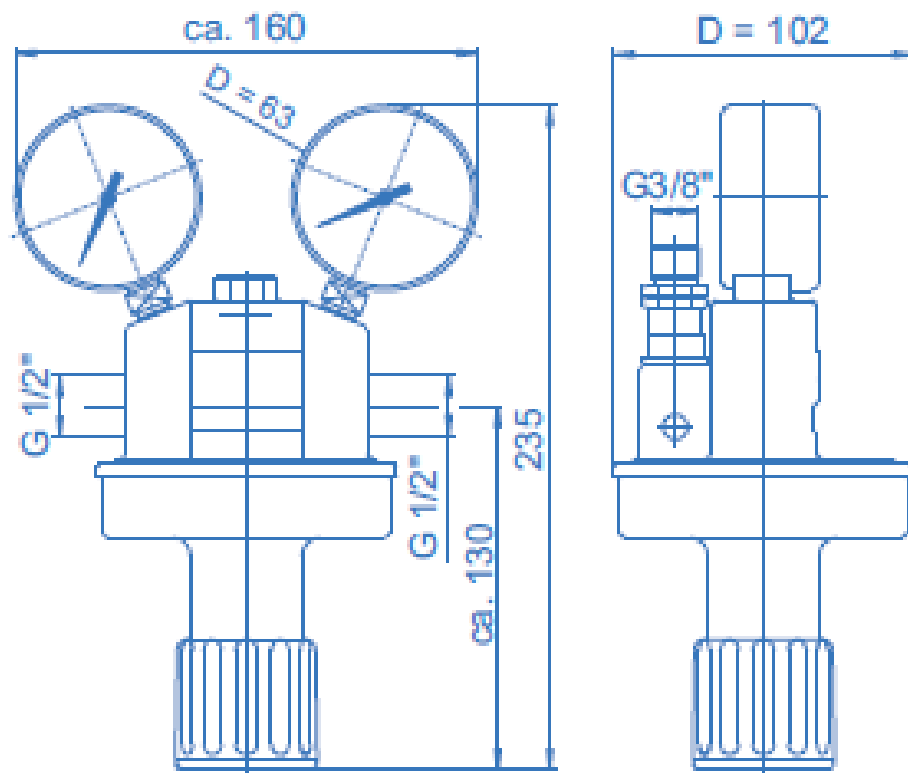
- kočenje pojedinog generatora;
- pogon pneumatskih ventila;
- pneumatski alati koji će se koristiti kod montažno-demontažnih radova prilikom izvođenja investicijskih i remontnih aktivnosti, te za potrebe čišćenja opreme.

Cjevovod zraka za napajanje uređaja za mehaničko kočenje generatora dovodi se do zajedničkog tlačnog spremnika, volumena 200 (l) proračunskog tlaka 10 (bar). Spremnik je spojen na glavni vod sa cjevovodom iz nehrđajućeg čelika \varnothing 22x1,5 (mm). Dalje se do trošila, odnosno za potrebe kočenja generatora smanjuje na \varnothing 18x1,5 (mm).

Cjevovodi se radi lakšeg održavanja ne smiju postavljati uza sam zid, položiti u uske kanale ili ubetonirati. Unatoč filtera na usisu, sušilu zraka, spremniku stlačenog zraka, još uvijek se nailazi na izlučeni kondenzat kojega je potrebno odvesti. Na kraju cjevovoda je potrebno ugraditi i to na najnižoj točki, automatski odvajače vode. Na izlazu iz spremnika, na dijelu cjevovoda na \varnothing 18x1,5 (mm) ugraditi će se regulator tlaka U11W6, proizvod Spectron. Osnovna namjena regulatora tlaka je regulacija tlaka, promjena protoka i održavanje tlaka konstantnim na izlazu. Budući da za kočenje generatora je potreban tlak od 7 (bar), regulator tlaka treba postaviti na tu vrijednost.

Karakteristike regulatora tlaka U11 W6:

- manometri prema DIN EN 562, 1/4"
- materijal membrane je NBR
- tlak na ulazu max. 40 (bar)
- tlak na izlazu max. 10 (bar)
- priključci na cjevovod 1/2"



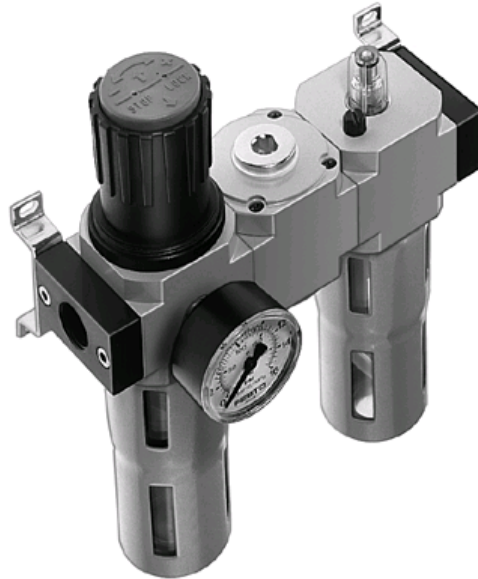
Slika 34. Regulator tlaka U11 [14]

5.8 Jedinica za pripremu zraka

Pored kondenzata koji zaostane u vodovima često možemo naići i na ulje iz kompresora, čestice prašine, produkte korozije i slično. Kako bi pneumatski alati radili ispravno jer imaju fine klizne plohe moraju se postaviti elementi koji dovode zrak u stanje prikladno za rad. Za to se rabe jedinice za pripremu zraka. Jedinica za pripremu zraka je sklop koja se sastoji od:

- filtera
- regulatora tlaka sa manometrom
- nauljivača
- priključka za vezu sa peumatsim alatima

izbor jedinice zraka određuje se prema potrbnoj količini zraka u skladu s preporukama proizvođača. Temperatura okoline ne smije biti veća od 50 (°C) zbog čašica od plastične mase. Ugrađuju se garniture model FRC-1/2-D-MIDI-KA proizvod FESTO, protoka 2500 (l/min), priključak 1/2".



Slika 35. Jedinica za pripremu zraka Festo [3]

5.9 Ventilator za ispuhivanje zraka iz kompresornice

Temeljem proračuna odabran je aksijalni ventilator [15] :

- proizvod: WOODS
- tip: JM AEROFIL
- oznaka: 31JM/16/2/5/18
- $n=2840$ (o/min)
- apsorbirana snaga EM u radnoj točki (140 Pa; $0,64 \text{ m}^3/\text{s}$; 0,2 kW)

Elektromotor:

- trofazni asinkroni: 380-420 V/50 (Hz)
- nazivna snaga: 0,35 (kW)
- struja kod punog opterećenja: 0,9 (A)
- potezna struja: 3,6 (A)



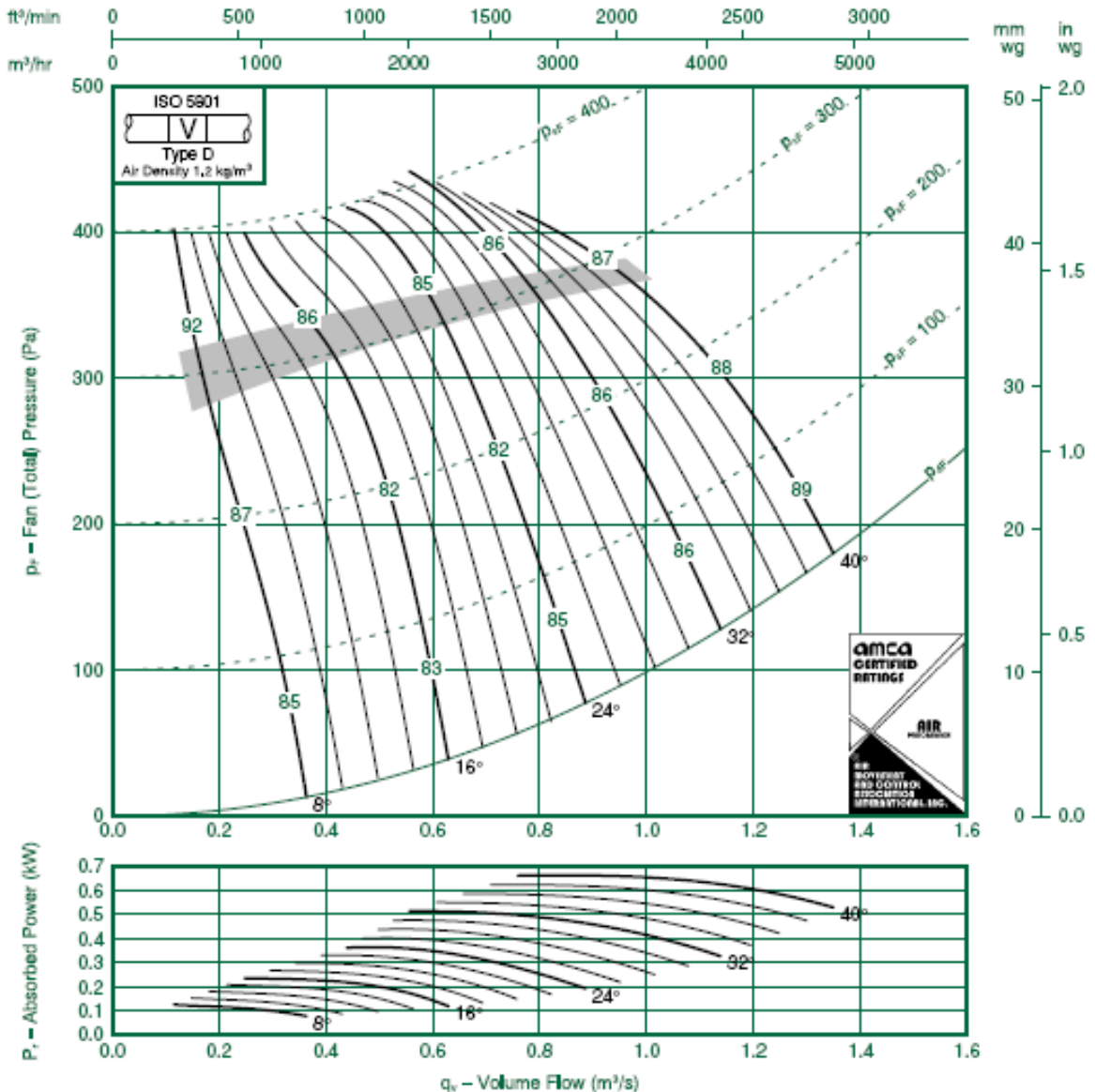
BS 5750 Pt 1
EN 23001
ISO 9001

Fan Code: 31JM/16/2/5/...

315 mm 2840 rev/min 5 Blades 50 Hz

Performance Data ISO 5801: The AMCA Certified Ratings Seal applies to air performance only

Performance shown is for installation type D—Ducted inlet, Ducted outlet. Performance ratings do not include the effects of appurtenances.



Slika 36: Dijagram s karakteristikama ventilatora

6. ANALIZA RADA POSTOJEĆIH KOMPRESORA

6.1 Teorijska snaga elektromotora

Cilindarska zapremnina:

$$V_h = \frac{D^2 \pi}{4} s z \quad (\text{m}^3) \quad \text{prema (17)}$$

gdje je:

D [m]	- promjer cilindra 0,095
s [m]	- hod klipa 0,064
z	- broj cilindara prvog stupnja 2
n [min^{-1}]	- broj okretaja 1200 ili 20 (s^{-1})

$$V_h = \frac{D^2 \pi}{4} s z = \frac{0,095^2 \pi}{4} 0,064 \cdot 2 = 9,068 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

Volumen štetnog prostora:

$$V_c = \varepsilon \cdot V_h \text{ (m}^3\text{)} \quad \text{prema (16)}$$

gdje je:

ε	- udio štetnog prostora (0,06)
V_o	- volumen štetnog prostora (m^3)

$$V_c = \varepsilon \cdot V_h = 0,06 \cdot 9,068 \cdot 10^{-4} = 5,4408 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$$

Volumen komprimiranog plina:

$$V_a = V_h + V_c = 9,068 \cdot 10^{-4} + 5,4408 \cdot 10^{-5} = 9,612 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

Snaga potrebna za kompresiju:

$$P_k = n W_{teh}$$

Rad izvršen po politropi:

$$P_k = n \frac{n_{ko}}{n_{ko}-1} p_{us} V_a \left[1 - \left(\frac{p_{is}}{p_{us}} \right)^{\frac{n_{ko}-1}{n_{ko}}} \right] \text{ (kW)} \quad \text{prema (14)}$$

gdje je:

n	- eksponent politrope za kompresiju 1,37 i za ekspanziju 1,3
-----	--

Δp_{us} - pad tlaka na usisnom ventilu 0,1 (bar)
 Δp_{is} - pad tlaka na ispušnom ventilu 0,1 (bar)

$$p_{us} = p_1 - \Delta p_{us} = 1,01325 - 0,1 = 0,91 \text{ (bar)}$$

$$p_{is} = p_2 + \Delta p_{is} = 3,39 + 0,1 = 3,49 \text{ (bar)}$$

Kako se radi o višestepenom kompresoru i to sa tri stupnja, tada je omjer kompresije:

$$x = \sqrt[3]{\frac{p_2}{p_1}} \quad (27)$$

p_2 - tlak zadnjeg stupnja kompresije 39 (bar)
 p_1 - tlak na usisu 1 (bar)

$$x = \sqrt[3]{\frac{39}{1}} = 3,39 \text{ (bar)}$$

$$P_k = 20 \frac{1,37}{1,37 - 1} 0,91 \cdot 10^5 \cdot 9,612 \cdot 10^{-4} \left[1 - \left(\frac{3,49}{0,91} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} \right] = -2,834 \text{ (kW)}$$

analogno ovome se dobije izraz za ekspanziju:

$$P_{ek} = n \frac{n_{ek}}{n_{ek}-1} p_{is} V_c \left[1 - \left(\frac{p_{us}}{p_{is}} \right)^{\frac{n_{ek}-1}{n_{ek}}} \right] \text{ (kW)} \quad \text{prema (18)}$$

$$P_{ek} = 20 \frac{1,3}{1,3 - 1} 3,49 \cdot 10^5 \cdot 5,4408 \cdot 10^{-5} \left[1 - \left(\frac{0,91}{3,49} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 0,4384 \text{ (kW)}$$

Snaga elektromotora:

$$p_{em} = p_k + p_{ek} = -2,834 + 0,4384 = 2,3956 \text{ (kW)}$$

Kada ovo pomnožimo sa tri jer imamo tri stupnja kompresije, dobijemo da je teorijska snaga elektromotora:

$$p_{em} = 2,3956 \cdot 3 = 7,1868 \text{ (kW)}$$

Postojeći kompresori su pogonjeni trofaznim elektromotorom tip 4AZ 132 M-4, proizvođača Rade Končar, nazivne snage 7,5 (kW). Prema gornjem proračunu i tlaku zraka u spremnicima 39 (bar), može se zaključiti da je kompresor dobro dimenzioniran.

Ako uzmemo u obzir da danas GHE Gojak nema potrebe za tako visokim tlakom jer su trošila visokog tlaka izbačena iz sustava razmotriti ćemo potrebnu snagu elektromotora sa maksimalnim tlakom zraka u spremniku 10 (bar).

Omjer kompresije:

$$x = \sqrt[3]{\frac{10}{1}} = 2,15 \text{ (bar)}$$

Snaga kompresije:

$$P_k = 20 \frac{1,37}{1,37-1} 0,91 \cdot 10^5 \cdot 9,612 \cdot 10^{-4} \left[1 - \left(\frac{2,25}{0,91} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} \right] = -0,6627 \text{ (kW)}$$

$$p_{us} = p_1 - \Delta p_{us} = 1,01325 - 0,1 = 0,91 \text{ (bar)}$$

$$p_{is} = p_2 + \Delta p_{is} = 2,15 + 0,1 = 2,25 \text{ (bar)}$$

Snaga ekspanzije:

$$P_{ek} = 20 \frac{1,3}{1,3-1} 2,25 \cdot 10^5 \cdot 5,4408 \cdot 10^{-5} \left[1 - \left(\frac{0,91}{2,25} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right] = 0,0604 \text{ (kW)}$$

Snaga elektromotora:

$$p_{em} = p_k + p_{ek} = -0,6627 + 0,0604 = 0,6023 \text{ (kW)}$$

Kada ovo pomnožimo sa tri jer imamo tri stupnja kompresije, dobijemo da je teorijska snaga elektromotora:

$$p_{em} = 0,6023 \cdot 3 = 1,806 \text{ (kW)}$$

Iz ovoga se da zaključiti da ako smanjimo tlak zraka u spremniku sa 39 (bar) na 10 (bar) možemo potrošiti 25 % manje energije za pogon elektromotora kompresora. U daljnjem koraku ćemo analizirati vrijeme ukapčanja kompresora.

6.2 Učestalost ukapčanja elektromotora kompresora LMF V15

Proračun je proveden da prilikom punjenja i pražnjenja spremnika je temperatura zraka konstantna.

Vrijeme do uključivanja kompresora:

$$t_i = \frac{V_s \cdot (p_{max} - p_{min})}{q_{vp}} \text{ (min)} \quad \text{prema [11]}$$

$$t_i = \frac{1200 \cdot (39 - 35)}{500} = 9,6 \text{ (min)} \text{ gdje je :}$$

t_i	- vrijeme potrebno da se kompresor uključi (min)
V_s	- volumen spremnika 1200 (l)
p_{max}	- tlak isključenja 39 (bar)
p_{min}	- tlak uključivanja 35 (bar)

q_{vp}

- volumni protok 500 (l/min)

Vrijeme do isključenja kompresora pri punoj potrošnji:

$$t_r = \frac{V_s \cdot (p_{max} - p_{min})}{(q_{vd} - q_{vp})} \text{ (min)} \quad \text{prema [11]}$$

$$t_r = \frac{1200 \cdot (39 - 35)}{(500 - 417)} = 57,83 \text{ (min)} \text{ gdje je :}$$

t_r

- vrijeme potrebno da se kompresor isključi (min)

q_{vd}

- dobava kompresora 500 (l/min)

Kada smanjimo tlak zraka u spremniku sa 39 (bar) na 10 (bar) dobijemo:

Vrijeme do uključenja kompresora:

$$t_i = \frac{1200 \cdot (10 - 8)}{500} = 4,8 \text{ (min)}$$

Vrijeme do isključenja kompresora pri punoj potrošnji:

$$t_r = \frac{1200 \cdot (10 - 8)}{(500 - 417)} = 28 \text{ (min)}$$

7. ZAKLJUČAK

Sustav komprimiranog zraka GHE Gojak spada prema podjeli opreme u pomoćne sustave. GHE Gojak je puštena u pogon davne 1959 godine. Od tada pa do danas je doživjela različite promjene u vidu modernizacije opreme i pojedinih sustava. Osnovna svrha tih promjena je optimizacija i efikasnija iskoristivost hidroenergetskog potencijala, samim time i pojačana proizvodnja električne energije. Isto tako i potrebe za komprimiranim zrakom su bile veće u odnosu na danas pa je u periodu od 57 godina, sustav komprimiranog zraka također doživljavao stanovite promjene. Komprimirani zrak se prije koristio za pogon, upravljanje rastavljača i prekidača u rasklopnom postrojenju 110 (kV) kao i gašenje strujnog luka na prekidačima. U to vrijeme je bila velika potrošnja zraka, gdje je samo za pogon prekidača (uklop/isklop) bilo potrebno 6600 (l) zraka. Kada tome dodamo potrošnju zraka za sušenje prekidača 12 000 (l), vidimo da su potrebe bile oko 19 000 (l) zraka. Korisna zaliha zraka u spremnicima između tlaka 39 (bar) i 35 (bar) je iznosila 8000 (l). Može se reći da je za to vrijeme komprimirani zrak imao veliku ulogu i bio jedan od glavnih sustava u sklopu GHE Gojak. Danas se prekidači pogone elektromotorno i električni luk prekidača gasi inertnim plinom. Zadnja revitalizacija sustava komprimiranog zraka je bila 1986 godine. Tom revitalizacijom je obuhvaćena zamjena kompresora, upravljanje sustavom komprimiranog zraka i razvod zraka u kompresornici. Potrebe za zrakom su svele na kočenje generatora i pogon malog broja upravljačkih ventila.

Cilj ovoga završnog rada je bio ustanoviti stvarne potrebe za komprimiranim zrakom i temeljem tih potreba, odabrati opremu i zrakovode za novi moderni sustav komprimiranog zraka GEHE Gojak. U narednih tri godine, zaključno sa 2020. godinom zamjeniti će se stari generatori. Povećanje snage je za 5 (MVA) u pojedničanom radu, drugim riječima povećava se snaga sa 20 (MVA) na 25 (MVA). Iako kočenje generatora zrakom nije primarni način kočenja već sekundarni način, proračunom se je utvrdila potrošnja zraka preko dimenzija cilindra kočnice i intermitencije kočenja. Kada se uzme u obzir potrošnja zraka za pogon pneumatskih alata koji se koriste za potrebe održavanja i remonta opreme u GHE Gojak, zbrojem tih količina zraka odredi se veličina spremnika. Nakon odabira kompresora izvršilo se dimenzioniranje cjevovoda i ostale opreme.

Završnim radom dat je i proračun čvrstoće spremnika prema pravilniku o tlačnim posudama. Stari spremnici $V=0,5$ (m³) će se zadržati, obzirom da su u dobrom stanju a i dimenzionirani su za proračunski tlak od 50 (bar). Spremnik $V=0,2$ (m³) bi se izradio novi. Postojeći klipni kompresori bi se zamjenili vijačnim kompresorom tipa Nirvana IRN7K-CC-1, proizvod INGERSOLLRAND. Pored vijačnog kompresora ugradio bi se rashladni sušionik zraka iza spremnika zraka kao i linijski filteri. Crne čelične zrakovode zamjenilo bi se novim cijevima od nehrđajućeg materijala. Sav kondenzat iz spremnika, sušila zraka i cjevovoda bi se odvodio u drenažu preko separatora ulje- voda.

Postojeća kompresornica nije opremljena ventilacijom a nema ni prisilne izmjene zraka. U ljetnim vremenima ventilacija se odvija na način da se otvaraju vrata na ulazu u prostoriju kompresornice što dovodi do povećanja temperature koja nepovoljno utječe na rad kompresora. Povećanjem temperature dolazi do povećanja volumena komprimiranog zraka a samim time treba utrošiti više rada za tlačenje zraka u kompresoru. Ugradio bi se aksijalni ventilator sa padom tlaka od 140 (Pa), protokom zraka 0,64 (m³/s) i potrošnje 0,2 (kW) u radnoj točki.

Kroz zadnje poglavlje je prikazan utrošak rada odnosno snage elektromotora kod tlaka od 39 (bar) i kod tlaka od 10 (bar). Obzirom na današnje potrebe za komprimiranim zrakom isti kompresor bi mogao raditi sa elektromotorom nazivne snage 2 (kW) umjesto instaliranih 7,5 (kW) kada bi smanjili tlak zrak u spremniku sa dosadašnjih 39 (bar) na 10 (bar). Ako se smanji Δp sa 4 (bar) na 2 (bar) evidentno je i smanjenje vremena isključenja kod rada pri punoj potrošnji za 50 %.

Razmatrajući starosnu dob opreme i troškove održavanja postojećeg sustava komprimiranog zraka, novo odabrana oprema opisana u završnom radu bi trebalo osigurati dulji, ekonomičniji i pouzdaniji rad sustava komprimiranog zraka.

LITERATURA

- [1] Korbar, R: Pneumatika i hidraulika, Velučilište u Karlovcu, Karlovac, 2007.
- [2] Fabris, O; Grljušić, M: Udžbenici sveučilišta u Splitu, FESB, Kompresori, Zagreb, 2010.
- [3] Arhiva GHE Gojak.
- [4] Nikolić, G: Pneumatika i hidraulika, Pneumatika, Školske novine, Zagreb, 2008.
- [5] Medica, V: Toplinski strojevi I, Volumetrijski strojevi, RITEH, Rijeka, 2006.
- [6] Pravilnik o jednostavnim tlačnim posudama, Narodne novine, br. 158, 2016.
- [7] Kraut, B: Krautov strojarski priručnik, Axiom, Zagreb, 1997.
- [8] HRN M.E2.252: Proračun podnica izvrnutih unutrašnjem ili vanjskom tlaku
- [9] HRN M.E2.252: Proračun podnica izvrnutih unutrašnjem ili vanjskom tlaku
- [10] Malinovec Puček, M: Proračun čvrstoće, Posude pod tlakom, GA – HRN M E2 250 i 253.pdf <https://www.fsb.unizq.hr/termolab/nastava/> , (26.09.2016.)
- [11] Boge: <https://www.boge.com/> , (03.10.2016.)
- [12] Ingersoll Rand: http://www.ingersollrandproducts.com/eu_en.aspx , (06.10.2016.)
- [13] Kaeser Compressors: www.kaeser.com/ , (10.10.2016.)
- [14] Spectron Gas Control System: www.spectron-gcs.com/ , (17.10.2016.)
- [15] Flakt Woods: www.flaktwoods.com/products/ , (19.10.2016.)
- [16] Parker: www.parker.com/tfde , (21.10. 2016.)
- [17] Spirax Sarco: www.spiraxsarco.com/ , (27.10.2016)

PRILOZI

[1] Shema sustava komprimiranog zraka GHE Gojak