

UNIVERZA V NOVI GORICI
POSLOVNO-TEHNIŠKA FAKULTETA

**PRENOVA SISTEMA STISNJENEGA ZRAKA V
INDUSTRIJI APNA**

DIPLOMSKO DELO

Bojan Volk

Mentor: prof.dr. Božidar Šarler

Nova Gorica, 2008

ZAHVALA

Zahvale za pomoč pri izdelavi diplomskega dela gredo predvsem mentorju prof.dr. Božidarju Šarlerju, ker mi je strokovno svetoval in me usmerjal pri izdelavi diplomskega dela, ter mentorju v podjetju Matjažu Debeljaku, univ.dipl.ing.str., za pomoč in nasvete pri praktičnem delu diplomske naloge. Njuna podpora je bila ključnega pomena za pridobitev informacij na tehničnem področju. Za pomoč na praktičnem področju in izvajanju praktičnega dela ter posredovanju podatkov bi se rad posebno zahvalil celotnemu kolektivu Solkanske industrije apna d. o. o., ter vsem domačim, ki so me podpirali in spodbujali med pisanjem diplomskega dela.

IZVLEČEK

V diplomskem delu obravnavamo idejni projekt posodobitve sistema stisnjenega zraka na področju kamnoloma Solkanske industrije apna d.o.o. Najprej smo opisali fizikalne osnove in tehnološko zgradbo sistema stisnjenega zraka. Nato smo opisali sestavne dele sistema stisnjenega zraka in njihovo delovanje. Opravili smo energetski pregled sistema stisnjenega zraka kamnoloma. Predstavili smo merjenje puščanja zraka, potek meritev porabe stisnjenega zraka in električne energije. Opredelili smo probleme pomanjkanja stisnjenega zraka, pojav kondenzata in olja v sistemu, poddimenzioniranega cevovoda in neracionalne rabe stisnjenega zraka. Podali smo tehnične izboljšave za posodobitev kompresorske postaje z nabavo novih ustreznih komponent in varčnejšo rabo stisnjenega zraka. Na podlagi meritev in opredeljenih problemov smo podali rešitve za posodobitev sistema za odpravo prisotnih problemov v treh možnih različicah. Kot prvo različico rešitve smo izbrali vijačni kompresor z močjo motorja 25 kW z adsorpcijskim sušilnikom, vrednosti 28.265,00 EUR. Za drugo smo izbrali dva vijačna kompresorja z močjo posameznega motorja 15 kW z adsorpcijskim sušilnikom, vrednosti 29.795,00 EUR. Za tretjo rešitev pa vijačni kompresor z močjo motorja 30 kW z adsorpcijskim sušilnikom, vrednosti 26.895,00 EUR. Med tremi različicami smo na podlagi ekonomskih analiz in interne stopnje prihranka projekta izbrali ekonomsko najugodnejšo in jo obširneje opisali. Izbrali smo (prvo) različico, pri kateri se investicija povrne že drugo leto, ker ima najmanjše stroške vzdrževanja ter porabo električne energije. Prav tako smo opisali konstruiranje novega cevovoda na območju kamnoloma. Izdelani idejni projekt so uporabili v Solkanski industriji apna, d. o. o. pri uspešni realizaciji posodobitve sistema stisnjenega zraka.

ABSTRACT

An outline project how to modernize the compressed air system at Solkan industry of lime, d. o. o. quarry area is described in this bachelor thesis. The physical bases and technological structure of compressed air system are given first. Afterwards, components of compressed air system are described along with their functions. We made energy survey of the compressed air system of the quarry. We have represented the measurements of air leaking, course of measurements of compressed air consumption and electrical energy. Furthermore, we determine problems of lack of compressed air, condensation phenomena and oil in the system, under-dimensioned pipeline and uneconomical use of compressed air. Technical improvements concerning the modernization of the main compressor unit with purchase of a new suitable components and a more economical use of compressed air have been suggested. Based on our measurements and stated problems we give solutions for system modernization and elimination of current problems in three possible options. As a first optional solution we give a rotary screw compressor with the rated motor power of 25 kW and adsorbtion dryer, valued 28.265,00 EUR. For the second optional solution we give two rotary screw compressors with individual rated motor power of 15 kW and adsorbtion dryer, valued 29.795,00 EUR. As third solution we present rotary screw compressor with a rated motor power of 30 kW and adsorbtion dryer, valued 26.895,00 EUR. Based on economic analyses and rate of internal degree saving of the project we choose the most economical one and describe it in detail. We choose an (first) option, at which investment refunds already the second year, because he has smallest costs of maintenance and consumption of electrical energy. The construction of a new pipeline on the quarry site is described as well. The described outline project led to successful realisation of modernization of compressed air system at Solkan industry of lime, d. o. o.

KLJUČNE BESEDE

Vijačni kompresor, stisnjen zrak, kondenzat, termodinamika, tlačna posoda, energetski pregled, električna energija, cevovod, puščanje, kamnolom, ekonomska analiza, interna stopnja donosa, strošek, naložba, amortizacija.

KEY WORDS

Rotary screw compressor, compressed air, condense, thermodynamics, pressure vessel, energy survey, electric energy, pipeline, leaking, quarry, economic analysis, internal degree saving rate, expense, investment, depreciation.

KAZALO

1	UVOD IN CILJI DIPLOMSKEGA DELA	1
1.1	Uvod.....	1
1.2	Cilji diplomskega dela	1
2	ZGODOVINA SOLKANSKE INDUSTRIJE APNA D. O. O.	1
3	PROIZVODNI PROGRAM	2
3.1	Lokacija	3
4	UPORABA STISNJENEGA ZRAKA V SOLKANSKI INDUSTRIJI APNA D. O. O.....	4
5	PREGLED DIPLOMSKEGA DELA	4
6	FIZIKALNE OSNOVE STISNJENEGA ZRAKA	5
6.1	Kompresija.....	9
6.2	Ekspanzija.....	12
7	DELITEV KOMPRESORJEV GLEDE NA TLAK.....	16
7.1	Nizkotlačni kompresorji do 10 bar	16
7.2	Srednjetačni kompresorji od 10 do 15 bar	16
7.3	Visokotlačni kompresorji od 15 do 40 bar.....	17
7.4	Visokotlačni kompresorji od 40 do 400 bar.....	17
8	VRSTE IN DELOVANJE RAZLIČNIH TIPOV KOMPRESORJEV.....	17
8.1	Batni kompresorji	18
8.2	Vijačni kompresorji	20
8.2.1	Sestavni deli vijačnega bloka.....	22

8.3	Turbo kompresorji	22
8.4	Rotacijski kompresorji.....	23
8.5	Rootsova puhala	24
9	KOMPRESORSKA POSTAJA.....	24
10	ELEMENTI ZA PRIPRAVO STISNJENEGA ZRAKA	25
10.1	Sušilniki.....	26
10.1.1	Hladilniški sušilniki.....	26
10.1.2	Adsorpcijski sušilniki	27
10.2	Filtri	28
10.3	Regulatorji tlaka	30
10.4	Izločevalci kondenzata	30
10.5	Ločilniki olja iz kondenzata	31
10.6	Tlačna posoda.....	31
11	HLAJENJE KOMPRESORJEV.....	32
12	TIPIČNA SHEMA PRIDOBIVANJA KAKOVOSTNEGA STISNJENEGA ZRAKA	33
13	ENERGETSKI PREGLED SISTEMA STISNJENEGA ZRAKA NA OBMOČJU KAMNOLOMA	34
13.1	Opis celotnega sistema stisnjenega zraka.....	34
13.2	Poraba stisnjenega zraka po obratih	35
13.3	Shema razvoda stisnjenega zraka	36
13.4	Opis vijačnega kompresorja GBV 25 SS	37

13.5	Merjenje puščanja	38
14	DIMENZIONIRANJE IN POSTAVITEV NOVEGA CEVOVODA.....	40
15	PREDSTAVITEV POTEKA MERITEV STISNJENEGA ZRAKA.....	42
15.1	Prikaz in analiza posameznih primerov	43
15.1.1	Meritev 1	43
15.1.2	Meritev 2.....	44
15.1.3	Meritev 3	45
15.1.4	Meritev 4.....	46
15.1.5	Meritev 5.....	47
15.1.6	Meritev 6.....	48
15.2	Analiza rezultatov meritev.....	48
16	OPREDELITEV PROBLEMOV IN TEHNIČNIH IZBOLJŠAV	49
16.1	Pomanjkanje stisnjenega zraka in pod-dimenzioniran cevovod.....	49
16.2	Obratovanje kompresorjev na previsokem tlaku	50
16.3	Pojav kondenzata in olja v sistemu.....	50
16.4	Neracionalna raba zraka in padci tlaka.....	51
16.5	Neenakomerna poraba zraka.....	51
17	MOŽNOSTI POSODOBITVE KOMPRESORSKE POSTAJE	52
17.1	Različica 1.....	52
17.2	Različica 2.....	52
17.3	Različica 3.....	53

18	OCENA NALOŽB	53
18.1	Ocena naložbe pri Različici 1	53
18.2	Ocena naložbe pri Različici 2	54
18.3	Ocena naložbe pri Različici 3	54
19	OCENA STROŠKOV ZA PRIPRAVO STISNJENEGA ZRAKA	55
19.1	Obstoječa kompresorska postaja	55
19.1.1	Stroški električne energije pri obstoječi kompresorski postaji.....	55
19.1.2	Stroški vzdrževanja pri obstoječi kompresorski postaji	56
19.1.3	Stroški izpadov stisnjenega zraka pri obstoječi kompresorski postaji	57
19.1.4	Analiza stroškov pri obstoječi kompresorski postaji.....	58
19.2	Različica 1: Nakup novega kompresorja ASD 47 SFC	58
19.2.1	Stroški električne energije pri Različici 1.....	58
19.2.2	Stroški vzdrževanja pri Različici 1	58
19.2.3	Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 1	59
19.2.4	Analiza stroškov pri Različici 1.....	60
19.2.5	Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 1	60
19.3	Različica 2: Nakup dveh novih kompresorjev Kaeser ASK 27 T	61
19.3.1	Stroški električne energije pri Različici 2.....	61
19.3.2	Stroški vzdrževanja pri Različici 2.....	61
19.3.3	Amortizacija kompresorjev za obdobje petih let pri Različici 2	62
19.3.4	Analiza stroškov pri Različici 2.....	62

19.3.5	Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 2	63
19.4	Različica 3: Nakup novega kompresorja Kaeser ASD 57 T.....	63
19.4.1	Stroški električne energije pri Različici 3.....	63
19.4.2	Stroški vzdrževanja pri Različici 3	64
19.4.3	Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 3	64
19.4.4	Analiza stroškov pri Različici 3.....	65
19.4.5	Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 3	65
20	INTERNA STOPNJA PRIHRANKA PROJEKTA	66
20.1	Različica 1.....	66
20.2	Različica 2.....	67
20.3	Različica 3.....	68
21	IZBIRA POSODOBITVE	68
21.1	Opis izbranega stacionarnega kompresorja Kaeser tip ASD 47 SFC.....	69
21.2	Opis izbranega adsorpcijskega sušilnika zraka Kaeser tip DC 75 E	71
22	ZAKLJUČEK	72
23	LITERATURA	73
24	PRILOGE	A

KAZALO SLIK

Slika 1: Del krožnega procesa 1-2, adiabatna kompresija.....	7
Slika 2: Del krožnega procesa 1-2-3, izobarna kompresija.....	8
Slika 3: Del krožnega procesa 1-2-3-4, adiabatna ekspanzija.....	9
Slika 4: Zaključen krožni proces	9
Slika 5: Delo W_{12}	10
Slika 6: Delo W_{23}	10
Slika 7: Delo $-p_3 V_3$	11
Slika 8: Delo $p_1 V_1$	12
Slika 9: Tehnično delo $(W_{12})_t$	12
Slika 10: Delo W_{34}	13
Slika 11: Delo W_{41}	13
Slika 12: Tehnično delo $(W_{34})_t$	15
Slika 13: Celotno porabljeno delo	15
Slika 14: Prikaz dogajanja v valju batnega kompresorja.....	19
Slika 15: Dvostopenjski obojestransko delujoči batni kompresor.....	20
Slika 16: Vijak bloka vijáčnega kompresorja.....	21
Slika 17: Primer prereza enostopenjskega vijáčnega bloka kompresorja z elektromotorjem	22
Slika 18: Rotacijski kompresor	23
Slika 19: Rootsova puhala	24
Slika 20: Adsorpcijski sušilnik.....	28

Slika 21: Prerez filtra z vložkom	29
Slika 22: Vertikalni tip tlačne posode na območju kamnoloma	32
Slika 23: Tipična shema pridobivanja kakovostnega stisnjenega zraka	33
Slika 24: Shema razvoda stisnjenega zraka	36
Slika 25: Vijačni kompresor GBV 25 SS	37
Slika 26: Nomogram za dimenzioniranje cevovoda	41
Slika 27: Prikaz zajema podatkov v sredo 19. septembra 2007.....	43
Slika 28: Prikaz zajema podatkov v četrtek 20. septembra 2007	44
Slika 29: Prikaz zajema podatkov v soboto 22. septembra 2007.....	45
Slika 30: Prikaz zajema podatkov v ponedeljek 24. septembra 2007.....	46
Slika 31: Prikaz zajema podatkov v petek 28. septembra 2007.....	47
Slika 32: Prikaz zajema podatkov v nedeljo 30. septembra 2007	48
Slika 33: Vijačni kompresor Kaeser ASD 47 SFC	70
Slika 34: Adsorpcijski sušilnik zraka Kaeser DC 75 E	71

KAZALO TABEL

Tabela 1: Izgube zraka zaradi puščanja pri različni velikosti luknjic.....	39
Tabela 2: Vrednost naložbe pri Različici 1	53
Tabela 3: Vrednost naložbe pri Različici 2	54
Tabela 4: Vrednost naložbe pri Različici 3	54
Tabela 5: Stroški električne energije pri obstoječi kompresorski postaji s kompresorjem SK 21	55
Tabela 6: Redno vzdrževanje oljno-vijačnega kompresorja.....	56
Tabela 7: Stroški vzdrževanja pri obstoječi kompresorski postaji	57
Tabela 8: Stroški izpada stisnjenega zraka	57
Tabela 9: Analiza stroškov pri obstoječi kompresorski postaji.....	58
Tabela 10: Stroški električne energije pri Različici 1.....	58
Tabela 11: Stroški vzdrževanja kompresorja pri Različici 1	59
Tabela 12: Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 1	59
Tabela 13: Analiza stroškov kompresorja pri Različici 1.....	60
Tabela 14: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 1	60
Tabela 15: Stroški električne energije pri Različici 2.....	61
Tabela 16: Stroški vzdrževanja kompresorjev pri Različici 2.....	61
Tabela 17: Amortizacija kompresorjev za obdobje petih let pri Različici 2	62
Tabela 18: Analiza stroškov kompresorjev pri Različici 2.....	62
Tabela 19: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 2	63
Tabela 20: Stroški električne energije pri Različici 3.....	63

Tabela 21: Stroški vzdrževanja kompresorja pri Različici 3	64
Tabela 22: Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 3	64
Tabela 23: Analiza stroškov kompresorja pri Različici 3	65
Tabela 24: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 3	65
Tabela 25: Interna stopnja prihranka pri Različici 1	67
Tabela 26: Interna stopnja prihranka pri Različici 2	67
Tabela 27: Interna stopnja prihranka pri Različici 3	68
Tabela 28: Izbira posodobitve	69

1 UVOD IN CILJI DIPLOMSKEGA DELA

1.1 Uvod

Stisnjeni zrak je kot eden glavnih virov energije vedno bolj pomemben in vedno bolj prisoten v vseh vejah industrije. Uporablja se ga predvsem kot nosilca energije ali kot proizvodno sredstvo. Varnost in univerzalnost uporabe pa nas staneta zelo veliko, saj je kot energija, v povprečju 50 krat dražji od zemeljskega plina in 10 krat dražji od elektrike. Vzrokov, da je energija stisnjenega zraka tako draga je več; tlačne izgube, notranje izgube in izgube zaradi puščanja. V čisto mehansko delo se pretvori samo 5 do 10 % porabljene energije. Zato je nujno potrebno redno spremljanje in vzdrževanje sistemov za stisnjeni zrak, saj le tako lahko prihranimo energijo, ki ji večina danes še ne namenja dovolj pozornosti.

1.2 Cilji diplomskega dela

Glavna cilja diplomskega dela sta: izboljšanje delovanja sistema stisnjenega zraka in odprava motenj pomanjkanja stisnjenega zraka v proizvodnem procesu, na področju Solkanske industrije apna, d. o. o., za kar je potrebno:

- prilagoditi sistem končnim porabnikom, tako po porabi zraka kot po obratovalnem tlaku;
- preprečiti pojav kondenzata in olja v sistemu ter zmanjšati tlačne izgube;
- zmanjšati veliko porabo stisnjenega zraka, potrebnega za izpihovanje delavcev;
- prenoviti glavni cevovod za stisnjen zrak ter odpraviti motnje;
- zamenjati dotrajan in pod-dimenzioniran kompresor, ki ne zmore zadovoljiti potreb po stisnjenem zraku.

2 ZGODOVINA SOLKANSKE INDUSTRIJE APNA, D. O. O.

Solkanska industrija apna, d. o. o. sodi med najstarejša podjetja na Goriškem. saj Začetki podjetja segajo v čas neposredno po 1. svetovni vojni. Tedaj so bile potrebe po žganem apnu, takrat najpomembnejšim veznim materialom v gradbeništvu, zelo

velike, saj je bila večina stanovanjskih hiš in drugih gradbenih objektov na tem območju porušeni. Postavljenih je bilo 7 manjših peči za žganje apna. Obdobje svetovne gospodarske krize v letih 1929 in 1933 sta »preživeli« le dve peči, ki sta imeli najugodnejšo lokacijo in najboljši apnenec za žganje apna. Do 2. svetovne vojne sta bili zgrajeni še dve peči in hidrarna (obrat za proizvodnjo hidriranega apna, katerega potrošnik je bila kemična industrija). Letna proizvodnja apna je znašala od 8000 do 10000 ton. Žganje apna je potekalo sezonsko. Kot kurivo so se uporabljala drva. Večje rekonstrukcije je podjetje doživelo v letih 1957 - 59, ko so bile modernizirane vse štiri peči (t.i. stare peči), s čimer so bile povečane proizvodne zmogljivosti. Proizvodnja apna se je od 13000 ton letno pred rekonstrukcijo povečala na 35000 ton letno. Leta 1960 sta bili zgrajeni še dve peči (t.i. nove peči). Za žganje apna se je uporabljal premog. Leta 1964 sta bili novi peči modernizirani in preurejeni na gorivo mazut (namesto premoga), kar je imelo za posledico povečano proizvodnjo. Leta 1980 je bil izveden prehod od premoga oz. mazuta na plin.

V razvoju podjetja je velik napredek pomenila izgradnja drobilnice apnenca v letih 1964 in 1965 ter nabava težke gradbene mehanizacije, kar je omogočilo prehod od ročnega pridobivanja surovine na strojnega. Slednje ter prehod od kurjenja s premogom na kurjenje z mazutom oz. plinom so pomembne etape v razvoju podjetja, ki so imele za posledico ne le povečan obseg proizvodnje, ampak tudi bistveno izboljšanje pogojev dela za zaposlene in okolje. Obseg proizvodnje apna se je povečeval iz leta v leto, leta 1973 se je proizvedlo 73000 ton žganega apna. V naslednjem obdobju je obseg proizvodnje beležil večje padce in vzpone, odvisno od tržnih razmer. Vzporedno z izboljševanjem pogojev dela in modernizacijo (predvsem v proizvodnji apnenca, surovine za proizvodnjo apna) se je zmanjševalo število zaposlenih od približno 130 do 140 pred letom 1970 na 50 do 60 zaposlenih v zadnjih letih. Z izločitvijo kamnoloma in delavcev tega obrata iz SIA v novo družbo se je število zaposlenih zmanjšalo na 45 do 50 delavcev v letih 2006 – 2007. (Solkanska industrija apna, d. o. o., 2007)

3 PROIZVODNI PROGRAM

Največji delež proizvodnega programa obsega proizvodnja živega, hidriranega in gašenega apna, ki ga prodajajo na domačem in tujem tržišču. Tradicionalno največja kupca apna sta metalurška industrija v Rušah in na Jesenicah in gradbeništvo. Zadnja

leta se večja delež izvoza apna na italijansko, avstrijsko in hrvaško tržišče in dosega približno 30 % prodaje. Kupci izvoza so predvsem iz segmenta metalurgije in industrije kož.

Kot stranski proizvod pri proizvodnji surovine za apno je podjetje od leta 2006 proizvajalo in prodajalo apnenčeve granulate (predvsem pesek) za potrebe gradbeništva. Tržišče za te proizvode je bil domači – lokalni trg.

Po dolgih letih tradicionalne proizvodnje apna in apnenčevih granulatov so se v podjetju odločili razširiti proizvodni program na proizvodnjo malt in belil, ki si počasi, a vztrajno, utirajo pot na tržišče.

Podjetje prodaja apno, malte in belila s sloganom: »Okolju prijazni naravni materiali naredijo dom zdrav in prijeten.« (Solkanska industrija apna, d. o. o., 2007)

3.1 Lokacija

Podjetje Solkanska industrija apna, d. o. o. opravlja dejavnost na dveh lokacijah:

1. Solkan, Skalniška cesta 4 - KAMNOLOM

Na tej lokaciji poteka proizvodnja surovine za žganje apna, proizvodnja apna, drobljenje apna, gašenje apna, proizvodnja malt in belil.

2. Solkan, Cesta IX. korpusa 106 - HIDRARNA

Na tej lokaciji so sedež uprave, obrat za proizvodnjo hidriranega apna, skladiščni prostori, industrijski tir, kamionska tehtnica in odprema blaga.

4 UPORABA STISNJENEGA ZRAKA V SOLKANSKI INDUSTRIJI APNA, D. O. O.

1. Stisnjen zrak se na lokaciji kamnoloma, uporablja za:

- obratovanje proizvodnje pakirne in polnilne linija v Obratu malt in belil,
- delovanje filtra za odpraševanje in izpihovalnih topov v Obratu separacija,
- izpihovanje grelcev peči,
- čiščenje in v vzdrževalnih delavnicah.

Največji posamezni porabniki stisnjenega zraka so pakirna in polnilna linija v Obratu malt in belil, ter izpihovanje v silosih hidrata v Obratu separacija.

2. V hidrarni se stisnjen zrak uporablja za:

- obratovanje pakirne linije hidriranega apna,
- delovanje filtrov za odpraševanje,
- izpihovanje in čiščenje, ter v vzdrževalni delavnici.

5 PREGLED DIPLOMSKEGA DELA

V nadaljevanju dela bomo opisali fizikalne osnove stisnjenega zraka. Nato bomo opisali energetske pregled sistema stisnjenega zraka na lokaciji kamnoloma in predstavili merjenje puščanja. Spoznali bomo postavitev novega cevovoda in nomograma za dimenzioniranje. Sledila bo predstavitev poteka meritev porabe zraka, električne energije in nihanja tlaka. Analizirali bomo posamezne primere meritev, opredelili probleme in podali tehnične izboljšave. Na podlagi opredeljenih problemov bomo podali tri različne rešitve posodobitve kompresorske postaje. Za posodobitev bomo predstavili investicijski načrt z interno stopnjo prihranka ter na koncu opisali izbrano različico posodobitve in odprave motenj.

6 FIZIKALNE OSNOVE STISNJENEGA ZRAKA

Termodinamika je področje fizike, ki se ukvarja z notranjim stanjem teles in s povezavo med notranjim stanjem teles in njihovimi lastnostmi. Termodinamika stisnjenega zraka obravnava osnove termodinamike, potrebne za razumevanje procesov, ki so prisotni pri uporabi stisnjenega zraka. Teoretične osnove smo povzeli iz knjige (Rant, 2001).

S fizikalnimi osnovami bomo opisali proces kompresije in ekspanzije ter izračunali termodinamični izkoristek med pridobljenim in vloženim delom. Termodinamični procesi so procesi, pri katerih sistem zaradi zunanjih vplivov preide iz enega ravnovesnega stanja v drugo, prav tako ravnovesno stanje.

Zato smo termodinamični proces stisnjenega zraka izolirali od ostalih vplivov. S tem smo termodinamični izkoristek celotnega sistema opredelili kot izkoristek brez vsakršnih vplivov, ki bi povzročali dvoumnost.

Termodinamični proces smo obravnavali tako, da se vse faze procesa odvijajo brez izgub, tako snovnih kot energijskih zaradi mehanskega trenja in upora.

Za začetno stanje privzamemo:

- Volumen $V_1 = 1 \text{ m}^3$ zraka pri normalnih pogojih.
- Temperatura zraka $T_1 = 273 \text{ K}$.
- Tlak $p_1 = 1,01 \text{ bar}$.
- Gostota vsesanega zraka je s tem $p_1 = 1,29 \text{ kg/m}^3$.
- Masa v procesu sodelujočega zraka $m = 1,29 \text{ kg}$.

Ob navedenih izhodiščih se vse pomembne veličine nanašajo na 1 m^3 vsesanega zraka pri normalnih pogojih.

V nadaljevanju dela bomo opisali naslednje termodinamske korake:

- $1 \rightarrow 2$: adiabatno (brez prenosa toplote) kompresijo,

- 2 → 3: izobarno (pri enakem tlaku) kompresijo, $p = \text{const.}$, $T_2 \rightarrow T_3$,
- 3 → 4: adiabatno (brez prenosa toplote) ekspanzijo, $p_4 = p_1$,
- 4 → 1: izobarno (pri enakem tlaku) ekspanzijo, $p = \text{const.}$, $T_4 \rightarrow T_1$.

Iz začetnega stanja, iz točke 1, s tlakom $p_1 = 1,01$ bar, opravimo najprej adiabatno kompresijo v točko 2, do tlaka $p_2 = 7$ bar. Kompresija ε je razmerje med tlakoma v točkah 1. in 2.

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = 7 \quad (4.1)$$

Po kompresiji se spremenita tudi volumen in temperatura, ki ju izračunamo po znanih relacijah za adiabatne preobrazbe. Pri tem je $K = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$, to je razmerje specifične toplote pri konstantnem tlaku C_p in volumnu C_v , za dvoatomne pline. Specifična toplota zraka pri konstantnem tlaku $C_p = 1010$ J/kgK. Specifična toplota zraka, pri konstantnem volumnu $C_v = 720$ J/kgK.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = \varepsilon^{\frac{K-1}{K}} \quad (4.2)$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\frac{K-1}{K}} \quad (4.3)$$

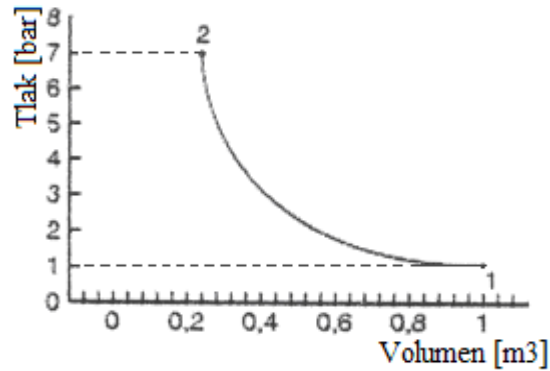
$$T_2 = 273 \text{ K} \cdot (7)^{0,286} = 476 \text{ K} \quad (4.4)$$

Izračun za volumen v točki 2:

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{K}} = \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1}{1,4}} \quad (4.5)$$

$$V_2 = V_1 \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1}{1,4}} \quad (4.6)$$

$$V_2 = 1,0 \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1}{1,4}} \text{ m}^3 = 0,249 \text{ m}^3 \quad (4.7)$$



Slika 1: Del krožnega procesa 1-2, adiabatna kompresija

Po opravljeni kompresiji prevedemo zrak iz stanja točke 2 v stanje točke 3 tako, da ga pri konstantnem tlaku ohladimo na začetno temperaturo: $T_2 \rightarrow T_3 = T_1 = 273 \text{ K}$.

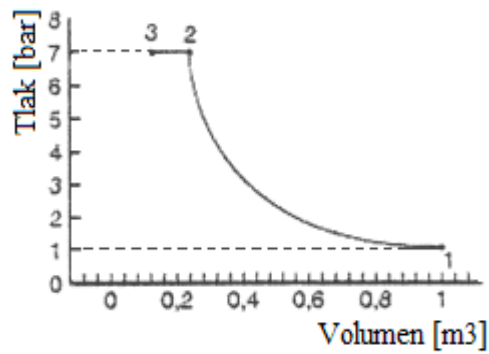
Torej tlak ostane enak kot v točki 2, temperatura je enaka začetni. Iz tega izračunamo V_3 .

Za izobarno ohlajanje iz točke $2 \rightarrow 3$ velja:

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_2}{T_2} \quad (4.8)$$

Ker je $T_3 = T_1$, sledi:

$$V_3 = \frac{T_1}{T_2} V_2 = \frac{273}{476} \cdot 0,249 \text{ m}^3 = 0,143 \text{ m}^3 \quad (4.9)$$



Slika 2: Del krožnega procesa 1-2-3, izobarna kompresija

Ker smo predpostavili proces brez snovnih in energetskih izgub zaradi trenja in uporov, lahko iz stanja 3 proces direktno nadaljujemo z adiabatno ekspanzijo do stanja 4, ki je opredeljen s tlakom, ki je enak začetnemu $p_4 = p_1$. Izračunati moramo še V_4 in T_4 .

Za adiabatno ekspanzijo iz točke $3 \rightarrow 4$ pa velja:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.10)$$

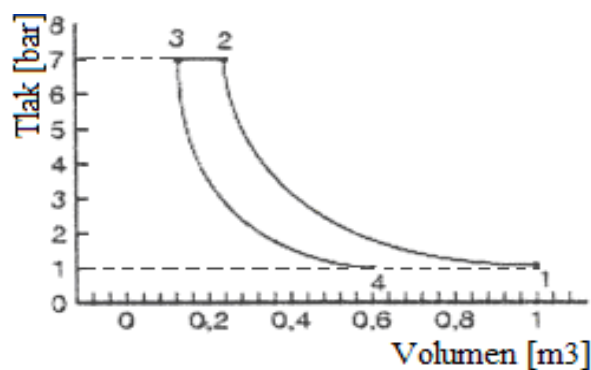
Ker je $T_3 = T_1$, $p_3 = p_2$ in $p_4 = p_1$, sledi:

$$T_4 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 273 \left(\frac{1}{7} \right)^{0,286} = 156 \text{ K} \quad (4.11)$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (4.12)$$

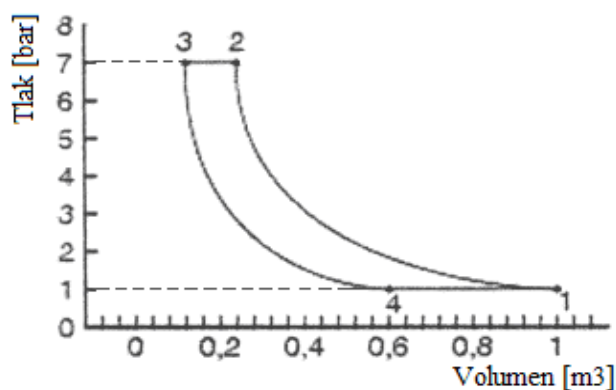
$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = V_3 \epsilon^{\frac{1}{\kappa}} \quad (4.13)$$

$$V_4 = 0,143 \cdot (7)^{\frac{1}{1,4}} \text{ m}^3 = 0,574 \text{ m}^3 \quad (4.14)$$



Slika 3: Del krožnega procesa 1-2-3-4, adiabatna ekspanzija

Iz stanja 4 se proces krožno vrne v začetno stanje 1 tako, da se zrak pri konstantnem tlaku segreje na začetno temperaturo T_1 , torej $T_4 \rightarrow T_1$.



Slika 4: Zaključen krožni proces

V točki 1 je $p_1=1,01$ bar, $V_1=1,0$ m³, $T_1=273$ K.

V točki 2 je $p_2=7,07$ bar, $V_2=0,249$ m³, $T_2=476$ K.

V točki 3 je $p_3=7,07$ bar, $V_3=0,143$ m³, $T_3=T_1=237$ K.

V točki 4 je $p_4=1,01$ bar, $V_4=0,574$ m³, $T_4=156$ K.

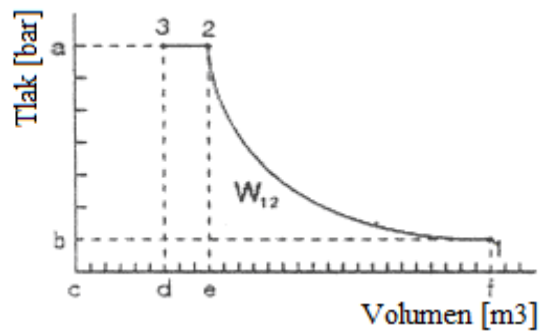
6.1 Kompresija

To je proces, s katerim opisujemo stiskanje zraka. Po prvem glavnem zakonu termodinamike se ob kompresiji med stanjem 1 in stanjem 2, kjer je preobrazba adiabatna, delo pretvori v notranjo energijo W_{12} . Pri kompresiji je delo dovedeno in je negativno. (Dogovor tehnične termodinamike).

Iz točke 1 → 2

$$W_{12} = m C_v (T_1 - T_2) \quad (4.15)$$

$$W_{12} = 1,29 \cdot 720 \cdot (273 - 476) \text{ J} = -1,9 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.16)$$

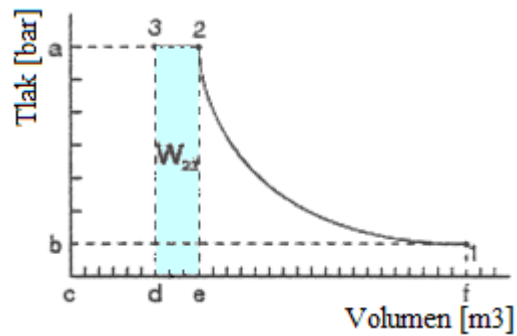


Slika 5: Delo W_{12}

Iz točke 2 → 3

Ob izobarni preobrazbi je iz stanja 2 v stanje 3 dovedeno dodatno delo:

$$W_{23} = p_2 (V_3 - V_2) = 7,07 \cdot 10^5 \cdot (0,143 - 0,249) \text{ J} = -0,7 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.17)$$



Slika 6: Delo W_{23}

Obe deli sta dovedeni in sta zato negativni.

Iz točke 1 → 3

Celotno vloženo volumnsko delo je iz stanja 1 v stanje 3:

$$W_{13} = W_{12} + W_{23} = (-1,9 - 0,7) \cdot 10^5 \text{ J} = -2,6 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.18)$$

Zrak ima v stanju 3 enako temperaturo kot v stanju 1, $T_3 = T_1$, to pa zato, ker se ob izobarni preobrazbi toplota odvede Q_{23} . Odvedena toplota je negativna.

$$Q_{23} = m C_p (T_3 - T_2) \quad (4.19)$$

$$Q_{23} = 1,29 \cdot 1010 \cdot (273 - 476) \text{ J} = -2,6 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.19)$$

Delo W_{13} izračunamo:

$$W_{13} = K W_{12} = (W_{12})_t \quad (4.20)$$

Pri čemer je K eksponent adiabate, $(W_{12})_t$ pa tehnično delo kompresije:

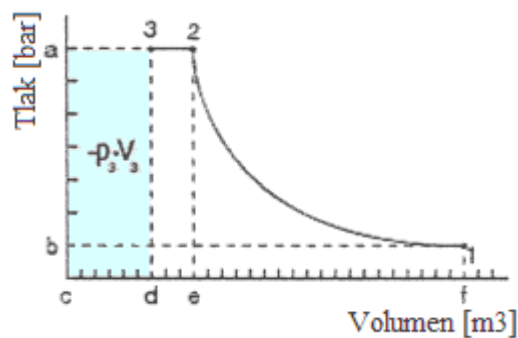
$$(W_{12})_t = 1,4 \cdot (-1,9) \cdot 10^5 \text{ J} = -2,6 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.21)$$

Površina 1 – 2 – e – f – 1 prikazuje vloženo delo W_{12} , ki je negativno.

Površina 2 – 3 – d – e – 2 prikazuje vloženo delo W_{23} , ki je negativno.

Površina 3 – a – c – d – 3 prikazuje vloženo negativno delo za potiskanje zraka v tlačno posodo, ki je enako:

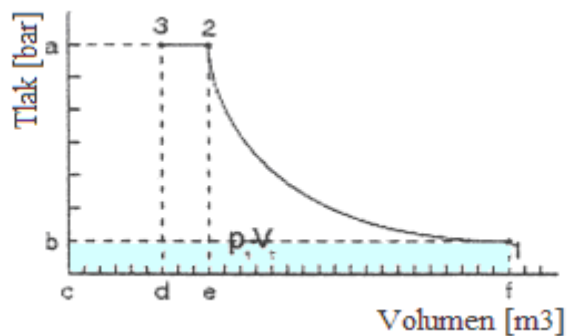
$$-p_3 V_3 = -7,07 \cdot 10^5 \cdot 0,143 \text{ J} = -1,0 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.22)$$



Slika 7: Delo $-p_3 V_3$

Površina 1 – b – c – f – 1 prikazuje pridobljeno delo ob vsesavanju zraka iz okolice, ki je pozitivno in je enako:

$$p_1 V_1 = 1,01 \cdot 10^5 \cdot 1,0 \text{ J} = 1,0 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.23)$$

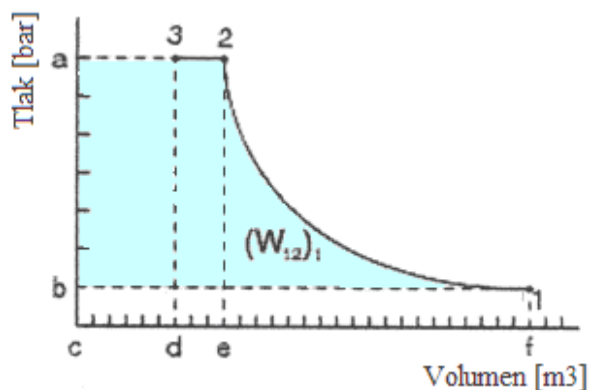


Slika 8: Delo $p_1 V_1$

Z upoštevanjem predznakov preostane osenčena površina (slika 9), ki ustreza tehničnemu delu ($(W_{12})_t$):

$$(W_{12})_t = W_{12}(\text{neg.}) + W_{23}(\text{poz.}) + p_3 V_3(\text{neg.}) + p_1 V_1(\text{poz.}) \quad (4.24)$$

$$(W_{12})_t = (-1,9 - 0,7 - 1,0 + 1,0) \cdot 10^5 \text{ J} = -2,6 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.25)$$



Slika 9: Tehnično delo $(W_{12})_t$

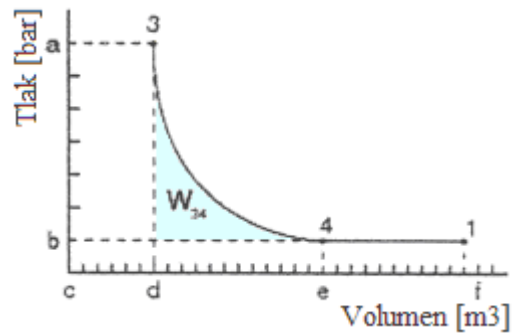
6.2 Ekspanzija

To je proces, s katerim opisujemo raztezanje stisnjene zraka. Pri ekspanziji je delo odvedeno in je pozitivno. Pri izentropni ekspanziji iz stanja 3 v stanje 4 pridobimo volumsko delo na račun notranje energije:

Iz točke 3 \rightarrow 4

$$W_{34} = m C_v (T_3 - T_4) \quad (4.26)$$

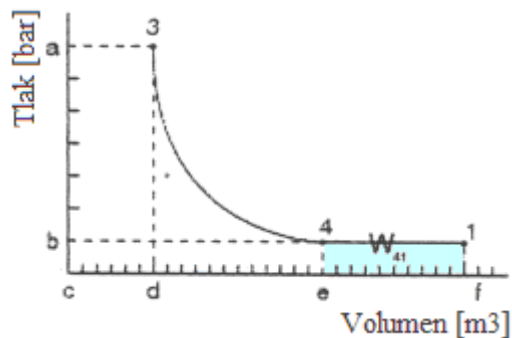
$$W_{34} = 1,29 \cdot 720 \cdot (273 - 156) \text{ J} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.27)$$



Slika 10: Delo W_{34}

Ob izobarni preobrazbi pa iz stanja 4 v stanje 1 pridobimo še volumsko delo:

$$W_{41} = p_4 (V_1 - V_4) = 1,01 \cdot 10^5 \cdot (1,01 - 0,574) \text{ J} = 0,4 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.28)$$



Slika 11: Delo W_{41}

S tem pa celotno pozitivno pridobljeno volumsko delo, ki je:

$$W_{31} = W_{34} + W_{41} = (1,1 + 0,4) \cdot 10^5 \text{ J} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.29)$$

Enako kot pri kompresiji tudi pri ekspanziji opravimo energijsko bilanco.

Iz točke $4 \rightarrow 1$

Pri izobarni ekspanziji iz stanja 4 v stanje 1 je potrebno iz okolice dovesti toploto:

$$Q_{41} = m C_p (T_1 - T_4) \quad (4.30)$$

$$Q_{41} = 1,29 \cdot 1010 \cdot (273 - 156) \text{ J} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.31)$$

Celotno ekspanzijsko delo je kot pri kompresiji enako tehničnemu delu (W_{34})_t:

$$W_{31} = K W_{34} = (W_{34})_t \quad (4.32)$$

$$(W_{34})_t = 1,4 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \text{ J} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.33)$$

Površina 3 – 4 – e – d – 3 ustreza pridobljenemu pozitivnemu volumskemu delu W_{34} .

Površina 3 – d – c – a – 3 pa ustreza pridobljenemu polnilnemu delu, ki je pozitivno:

$$p_3 V_3 = 1,0 \cdot 10^5 \text{ J (poz.)} \quad (4.34)$$

Površina 4 – 1 – f – e – 4 ponazarja pridobljeno volumsko delo pri izobarni ekspanziji, ki je pozitivno:

$$p_4 (V_1 - V_4) \text{ (poz.)} \quad (4.35)$$

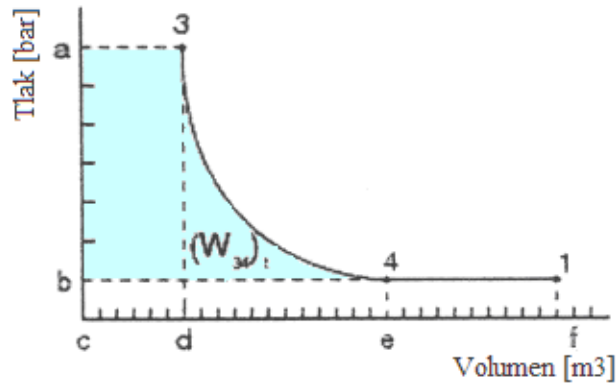
Površina 1 – f – c – b – 1 ustreza izpušnemu delu, ki je negativno:

$$p_1 V_1 = 1,0 \cdot 10^5 \text{ J (neg.)} \quad (4.36)$$

Zasenčeni del je enak tehničnemu ekspanzijskemu delu:

$$(W_{34})_t = W_{34} \text{ (poz.)} + p_3 V_3 \text{ (poz.)} + p_4 (V_1 - V_4) \text{ (poz.)} + p_1 V_1 \text{ (neg.)} \quad (4.37)$$

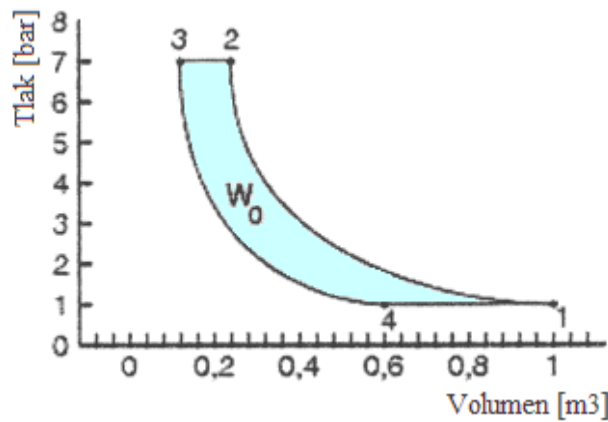
$$(W_{34})_t = (1,1 + 1,0 + 0,4 - 1,0) \cdot 10^5 \text{ J} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.38)$$



Slika 12: Tehnično delo $(W_{34})_t$

Če združimo Sliko 9 in Sliko 12, ter upoštevamo negativni predznak tehničnih del kompresije in pozitivni predznak ekspanzije, dobimo ustrezno sliko Joulovega krožnega procesa, ki z negativnim predznakom predstavlja celotno porabljeno delo:

$$W_o = (W_{12})_t + (W_{34})_t = (-2,6 + 1,5) \cdot 10^5 \text{ J} = -1,1 \cdot 10^5 \text{ J} \quad (4.39)$$



Slika 13: Celotno porabljeno delo

Termodinamični izkoristek pa je razmerje med pridobljenim in vloženim delom, ki je v obravnavanem primeru:

$$\eta_{td} = \frac{(W_{34})_t}{|(W_{12})_t|} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{2,6 \cdot 10^5} = 0,58 \quad (4.40)$$

Dogajanje v valju batnega kompresorja, je opisano in prikazano v poglavju 8.1.

7 DELITEV KOMPRESORJEV GLEDE NA TLAK:

Kompresor je namenjen dobavi stisnjenega zraka pri tlaku, ki je višji od tlaka okoliškega zraka. Delitev kompresorjev glede na tlak smo povzeli iz (Kožuh, Špendal, 1992).

Glede na tlak, na katerega je zrak stisnjen s kompresorji, ločimo:

- nizekotlačne kompresorje s tlakom stisnjenja do 10 bar,
- srednjetačne kompresorje s tlakom stisnjenja od 10 do 15 bar,
- visokotlačne kompresorje s tlakom stisnjenja od 15 do 40 bar,
- visokotlačne kompresorje s tlakom stisnjenja od 40 do 400 bar.

7.1 Nizekotlačni kompresorji do 10 bar

Večina pnevmatskih sistemov v industriji in obrti deluje na nizekotlačnih sistemih do 10 bar. Za te aplikacije se uporabljajo sledeči kompresorji:

- eno- in dvostopenjski batni kompresorji,
- enostopenjski vijalni oljno hlajeni kompresorji,
- dvostopenjski vijalni kompresorji,
- rotacijski kompresorji.

7.2 Srednjetačni kompresorji od 10 do 15 bar

Pnevmatike tovornjakov in ostalih težkih vozil so napolnjene s stisnjenim zrakom iz kompresorjev, ki dosegajo tlake do 15 bar, s tem tlakom pa delujejo tudi nekateri namenski stroji. Za te aplikacije se uporabljajo sledeči kompresorji:

- dvostopenjski batni kompresorji,
- enostopenjski vijalni oljno hlajeni kompresorji (do 14 bar).

7.3 Visokotlačni kompresorji od 15 do 40 bar

Kompresorji na tej tlačni stopnji se v glavnem uporabljajo za zagon velikih dizelskih motorjev, testiranje cevovodov in izdelavo plastenk. Za te aplikacije se uporabljajo sledeči kompresorji:

- dvo- in tristopenjski batni kompresorji,
- večstopenjski vijačni kompresorji.

7.4 Visokotlačni kompresorji od 40 do 400 bar

Eden od primerov uporabe stisnjenega zraka v tem tlačnem območju je shranjevanje zraka za dihanje v potapljaških jeklenkah. Visokotlačni kompresorji se uporabljajo v elektrarnah, valjarnah in železarnah, za teste puščanja in polnjenje tehničnih plinov. V ta namen se uporabljajo tri- ali štiristopenjski batni kompresorji.

8 VRSTE IN DELOVANJE RAZLIČNIH TIPOV KOMPRESORJEV

Kompresorji so naprave, s katerimi stiskamo pline in pare na višje tlake od atmosferskega. Za visoke in najvišje tlake uporabljamo batne kompresorje, za nizke in srednje tlake pa turbo kompresorje. Odvisno od načina stisnjenja zraka delimo kompresorje na:

a) Kompresorje s periodičnim delovanjem:

- translatorni kompresorji;
 - batni kompresorji (batni, membranski),
- rotacijski kompresorji;
 - kompresorji z enim rotorjem,
 - kompresorji z vodnim obročem,
 - kompresorji s pomičnimi lopaticami,
- kompresorji s profiliranimi rotorji;
 - vijačni kompresorji,
- Rootsovi kompresorji,

b) Kompresorje s kontinuiranim delovanjem:

- turbo kompresorji
 - aksialni turbo kompresorji,
 - radialni turbo kompresorji,
- ejektorji.

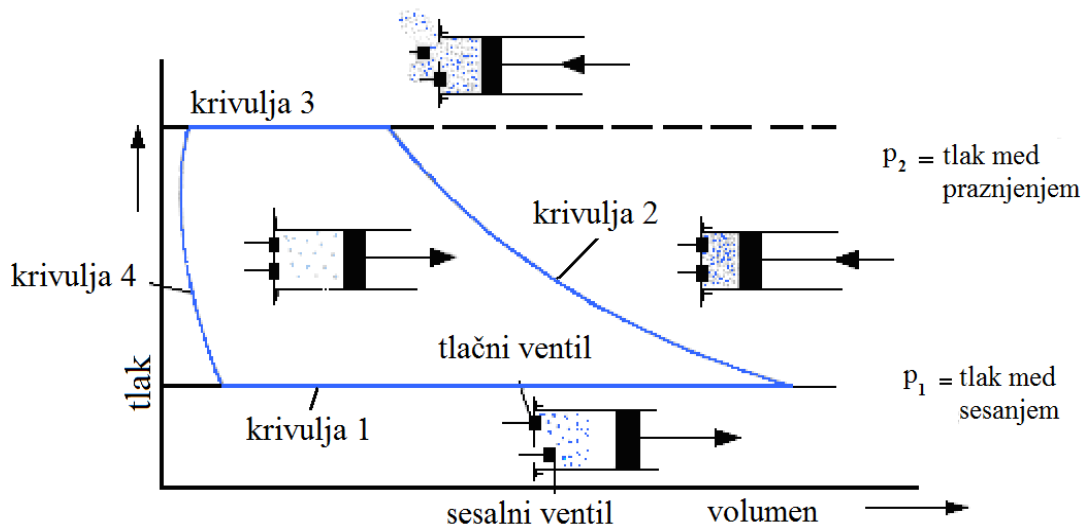
8.1 Batni kompresorji

Batni kompresorji so prvi, ki so se v zgodovini pojavili na področju stisnjenja zraka. S svojim širokim spektrom uporabe nudijo zanesljivo dobavo stisnjenega zraka predvsem za manjše in srednje velike uporabnike. Ločimo enostopenjske in večstopenjske, ter enostransko in dvostransko delujoče. Glede na lego valjev pa pokončne, ležeče in L – izvedbe. Različne izvedbe in kombinacije kompresorjev omogočajo zadovoljitev še tako specifičnih potreb uporabnikov.

Edini problem, ki se lahko pojavi pri tovrstnih kompresorjih, je pregrevanje. To se pojavi ob daljšem neprekinjenem delovanju. Zato batni kompresorji ne morejo neprekinjeno delovati dalj časa. V praksi se batne kompresorje uporablja na način, da kompresor počiva vsaj toliko časa, kolikor deluje.

Primer delovanja batnega kompresorja:

Primeren motor žene kolenasto gred kompresorja preko vztrajnika. Ojnica gibljivo povezuje kolenasto gred z batom in spreminja njeno vrtenje v gibanje bata sem ter tja v valju. Kompresor ima en tlačni ventil in enega ali več sesalnih ventilov. Ventili imajo obliko ploščic, vzmeti jih tiščijo z namenom, da zapirajo odprtine ventilov. Ploščice se podajajo pri razliki tlakov, ki jo ustvarja gibanje bata. Ko se bat odmika od pokrova, ustvarja v valju podtlak, ki dvigne ploščice sesalnega ventila proti sili vzmeti, kar zraku odpre pot v valj. Ko se začne bat vračati, nastane v valju nadtlak, ki zapre sesalne ventile. Ko pa se ti zaprejo, začne tlak v valju naraščati, dokler ni malo večji od tlaka v tlačnem vodu. Razlika tlakov dvigne ploščice tlačnega ventila proti sili vzmeti, bat pa iztisne zrak v tlačni vod. Tlak v tlačnem vodu pomaga tiščati ploščice tlačnega ventila navzdol. Ko se spremeni smer gibanja bata, se tlak v valju zniža, kar pomaga vzmeti zapreti tlačni ventil. To je primer enega cikla stisnjenja zraka s pomočjo batnega kompresorja.



Slika 14: Prikaz dogajanja v valju batnega kompresorja

Krivulja 1 prikazuje sesanje: volumen zraka v valju narašča pri stalno enakem nizkem tlaku.

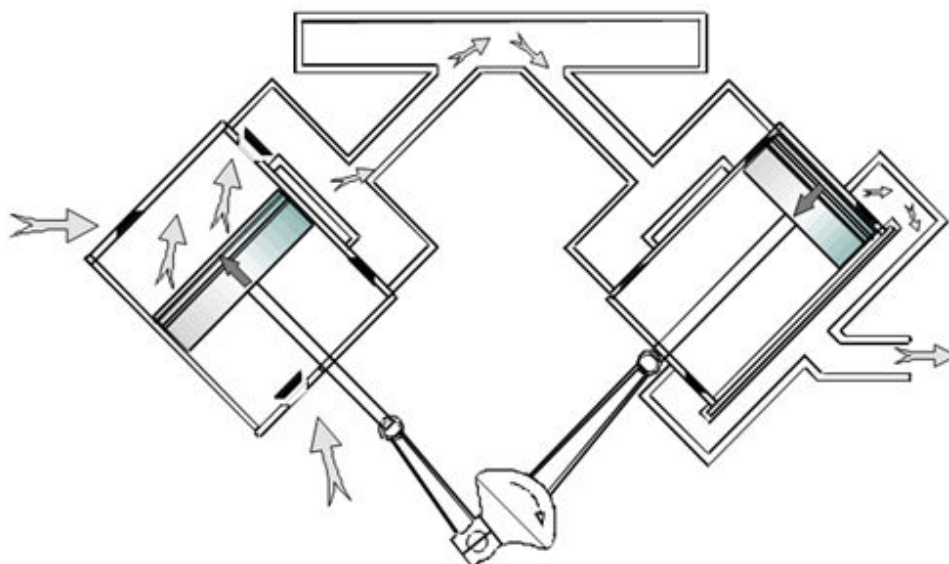
Krivulja 2 prikazuje kompresijo; medtem ko se volumen zmanjšuje, tlak narašča in se zrak prične gostiti.

Krivulja 3 prikazuje praznjenje; pri stalno enako visokem tlaku je v valju vse manjši volumen.

Krivulja 4; sesalni ventil se ne more takoj odpreti, ko bat spremeni smer gibanja. Ostanek stisnjenega zraka v valju mora najprej toliko ekspanirati, da postane tlak v valju nižji od tlaka v sesalnem vodu. Šele nato se lahko odpre sesalni ventil.

Da ne bi bat zadel ob pokrov valja, je med obema stenama tako imenovani škodljivi prostor. Kolikor več zraka ostane v njem, toliko manj zraka vsesa kompresor. Enostopenjski batni kompresorji so običajno manjših zmogljivosti in za nižje tlake. Z njimi težko dosežemo energijske prihranke. Če obstajajo potrebe po visokem tlaku, stiskamo zrak v stopnjah z dvo- ali večstopenjskimi batnimi kompresorji. Zrak se najprej v prvem valju stisne, nato gre iz prvega valja v drug valj v ponoven proces. Ker se pri stiskanju zrak segreje, ga je potrebno pred drugo stopnjo stiskanja ohladiti. Tovrstni večstopenjski kompresorji so večinoma dvostransko delujoči, to pomeni, da

se plin na eni strani bata stisne, medtem ko se na drugi strani sesa. Ko se spremeni smer gibanja batov, se spremenita tudi vlogi prostorov.



Slika 15: Dvostopenjski obojestransko delujoči batni kompresor (Kožuh, Špendal, 1992)

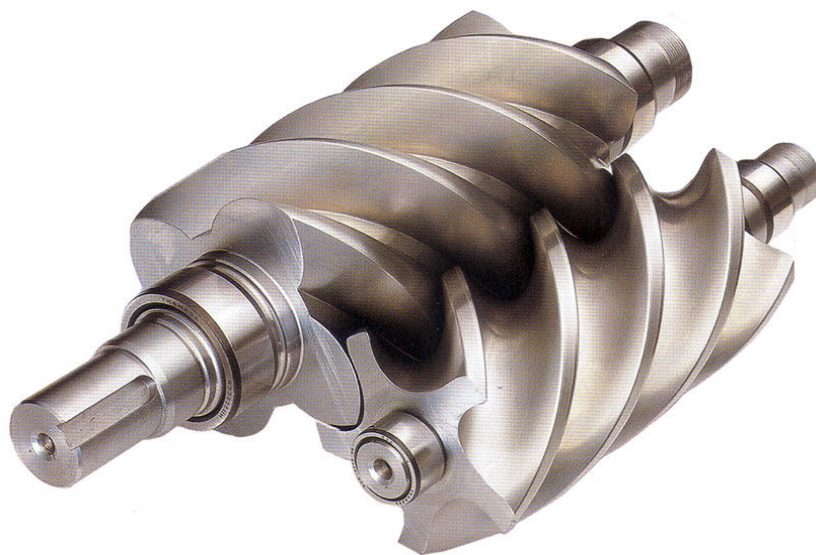
8.2 Vijačni kompresorji

Vijačni kompresorji se uporabljajo povsod tam, kjer je potreba po stisnjem zraku še posebej zahtevna, torej kjer so potrebne večje količine zraka čez cel dan, z optimalnim izkoristkom in nizkimi obratovalnimi stroški. Zaradi možnosti sprotne nastavitve načina delovanja, tihega obratovanja, nizke stopnje ostanka olja v stisnjem zraku in enostavnega vzdrževanja, so primerni za velike in manjše industrijske obrate, ter delavnice. V izvedbah kompresorskih postaj zagotavljajo zanesljivo, konstantno dobavo čistega stisnjenega zraka. S posebnimi regulatorji delovanja pa zagotavljajo tudi najmanjšo porabo energije.

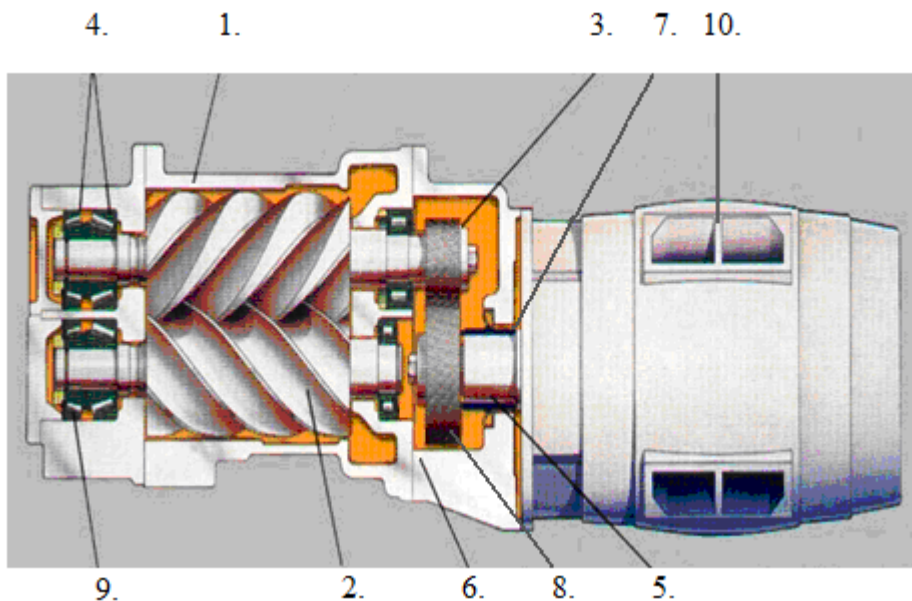
Vijačni kompresorji se odlikujejo po nizkih obratovalnih stroških, tihem delovanju (do 72 dB) in mikroprocesorskem vodenju (možnost vodenja preko osebnega računalnika). Najnovejši modeli imajo vgrajeno frekvenčno regulacijo obratov

motorja in mehki zagon, ki sproti prilagaja obrate kompresorja potrebam po zraku, ter s tem pripomore k daljši dobi kompresorja in večjim prihrankom pri električni energiji.

Vijačni kompresorji so eden izmed najpogostejših virov stiskanja zraka, predvsem zaradi zanesljivosti, enostavne montaže in preprostega vzdrževanja. Stiskanje poteka z rotacijo dveh vijačnic (moške in ženske), med katerima se ujame zrak. Z zmanjšanjem volumna zraka zaradi medsebojnega ujemanja žlebov na rotorjih prihaja do stiskanja zraka. Prenos moči z motorja na kompresorski vijačni blok je lahko izveden z jermenom ali z direktnim pogonom in avtomatsko napravo za njegovo napenjanje. S tem je zagotovljen konstanten prenos moči, pa tudi miren tek naprave in dolga življenjska doba jermena. V proizvodnjah, pri konstantni porabi zraka in kjer ni sunkovitih intervalov, lahko uporabljamo vijačne kompresorje tudi brez tlačnih posod. V takih primerih se kompresor prilagaja porabi z delovanjem in prostim tekom. Uvrščamo jih med rotacijske kompresorje, ker imajo vijačni blok sestavljen iz dveh nasproti se vrtečih vijakov.



Slika 16: Vijak bloka vijačnega kompresorja (www.omega-air.si)



Slika 17: Primer prereza enostopenjskega vijačnega bloka kompresorja z elektromotorjem (www.hpe.si)

8.2.1 Sestavni deli vijačnega bloka:

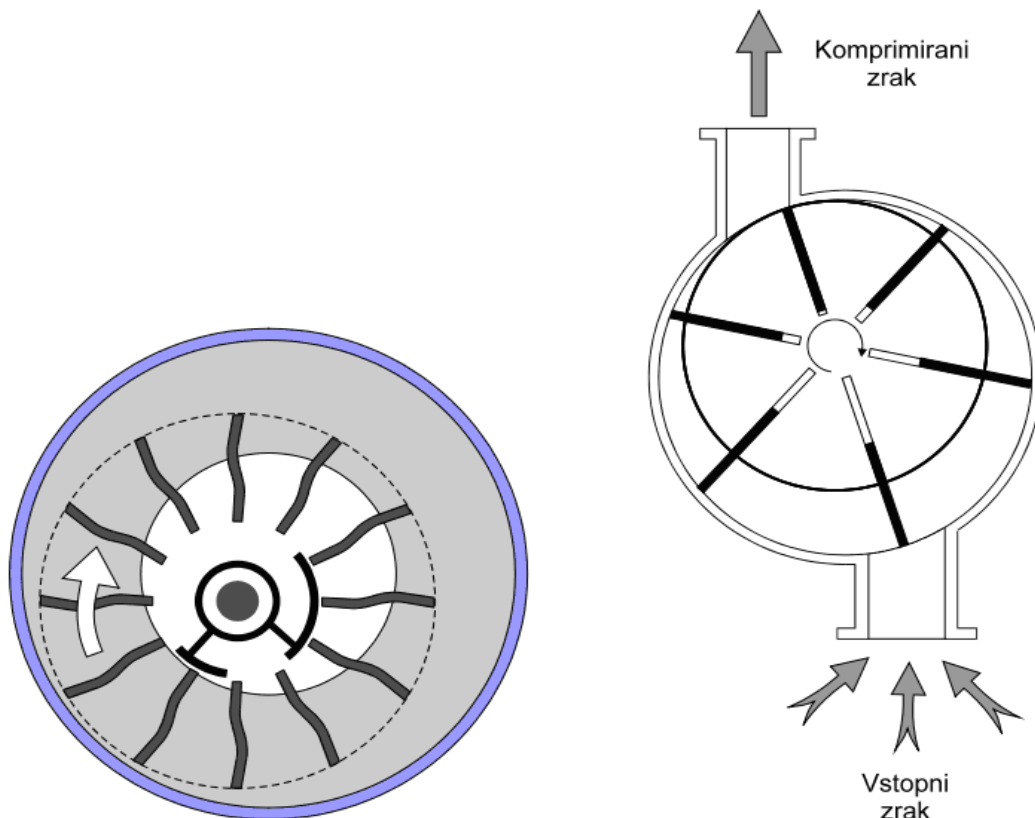
- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1. ohišje rotorjev | 6. ohišje ležaja |
| 2. par vijačnic | 7. osno tesnilo (semering) |
| 3. valjasti ležaj | 8. zobniški multiplikator |
| 4. štiritočkovni ležaj | 9. vležajenje |
| 5. valjasti končni ležaj | 10. elektromotor |

8.3 Turbo kompresorji

Turbo kompresorji se uporabljajo v primerih, ko gre za porabo večje količine zraka pri nižjih tlakih. Sestavljeni so iz koluta, na katerega so pritrjene posebej oblikovane lopatice, med katerimi teče delovna snov. Namen stroja je, da se pri stisljivih snoveh v eni ali več stopnjah povečuje energija, na primer pri zraku, pri tem pa se povečuje gostota in temperatura ter zmanjšuje specifična prostornina. Značilnosti turbo kompresorjev so velik pretok zraka, manjši tlak in večja vrtilna frekvenca. Uporabljajo se predvsem za pogon pnevmatičnih orodij, za zagon nekaterih motorjev ter za krmilne in regulacijske naprave.

8.4 Rotacijski kompresorji

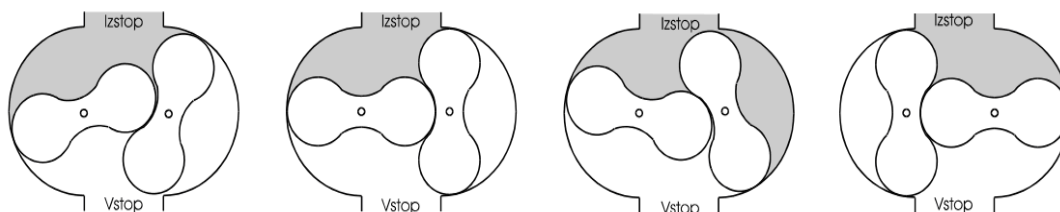
Zrak se lahko stiska tudi z vrtenjem različno oblikovanih teles, vgrajenih v primeren okrov, kakršni so tudi rotacijski kompresorji. V valjastem okrovu se vrti ekscentrično ležeč valj, v žlebovih na obodu tičijo reže, ki zaradi centrifugalne sile silijo navzven in zato z zunanjim robom drsijo po notranji strani okrova. Reže na stikih medsebojno drsnih delov so med obratovanjem mazane in tesnjene z oljem. Tako nastanejo prekati, v katere odteka zrak. Zaradi vrtenja se prekati zmanjšujejo, zrak pa se v njih zgošča ter na drugi strani okrova odteka skozi majhno režo. Lopatice, valj in stena ohišja delijo delovni prostor v več prekatov. Pri enem obratu rotorja se prostornina vsakega prekata poveča od nič do maksimuma in potem zopet zmanjša do vrednosti nič. To periodično povečevanje in zmanjševanje delovnih prostorov učinkuje kot črpanje. Poznamo krilne ali celične in loputne rotacijske kompresorje ter rotacijske kompresorje z vodnim obročem.



Slika 18: Rotacijski kompresor (Kožuh, Špendal, 1992)

8.5 Rootsova puhala

V okrovu sta dva v sredini vpeta bata, ki sta zunaj med seboj povezana z dvema enakima zobnikoma tako, da se vrtita vsak v drugi smeri. Ne dotikata se niti sten niti drug drugega, toda vmesne špranje so zelo ozke zaradi tesnosti. Uporabljamo jih predvsem za premagovanje tlačnih izgub v večjih sistemih.



Slika 19: Rootsova puhala (Kožuh, Špendal, 1992)

9 KOMPRESORSKA POSTAJA

Kompresor potrebuje precej velik prostor, odvisen pa je od konstrukcije in tipa kompresorja. Iz tega izhajajo tudi zahteve za minimalno velikost prostora in odmik od kompresorja. Glede velikosti prostora je potrebno upoštevati priporočila proizvajalca kompresorja glede minimalnih odmikov od stene in sosednjih objektov v kompresorski postaji.

Kompresor mora biti nameščen tako, da omogoča nemoten dostop za vzdrževanje in servisiranje. To pomeni, da mora biti okrog njega dovolj prostora, da je možno odpiranje vrat kompresorja in posluževanje. Predvideti je potrebno tudi prostor za morebitno kasnejšo demontažo ali zamenjavo posameznih komponent ali pa celotne naprave.

Za potrebe hlajenja kompresorja mora biti zagotovljena minimalna razdalja med ventilatorjem ali hladilnikom in sosednjimi stenami ter ostalimi sistemi. Če minimalne razdalje ni, je učinek ventilatorja ali hladilnika zelo zmanjšan, ustrezno hlajenje pa ni več zagotovljeno.

Pri namestitvi kompresorja in ostalih naprav v kompresorski postaji je potrebno zadostiti nekaterim pomembnim pogojem za preprečitev okvar elementov sistema. Prav tako je potrebno upoštevati morebitne škodljive vplive na okolje.

Prostor za kompresorsko postajo mora biti čist, suh, brez prahu in hladen. Močni sončni svetlobi je potrebno preprečiti vstop v prostor. Če je le možno, naj se prostor nahaja na severni strani stavbe ali pa v dobro prezračevani kleti, kar preprečuje preseganje maksimalno dovoljene temperature v prostoru. Če je kompresor postavljen v prašen prostor in je v njem vroče, mu je potrebno preko kanala dovesti kolikor je mogoče čist in hladen zrak od drugod. Izvesti je potrebno vse možne ukrepe, da se vlaga, ki jo kompresor z zrakom vsesava, zmanjša na minimum. Vstopni zrak ne sme vsebovati plinov in par, ki bi lahko povzročili notranji vžig ali eksplozijo. Vsak kompresor je potrebno opremiti z zračnim filtrom.

V prostoru ne sme biti naprav ali cevovodov, ki bi vanj vnašale dodatne količine nezaželene toplote. V nasprotnem primeru morajo biti dobro toplotno izolirane.

Okrog 2/3 vseh napak na kompresorjih so posledica nepravilne vgradnje, nezadostnega prezračevanja in pomanjkanja servisa.

Pri načrtovanju moramo upoštevati vse navedene ukrepe za preprečitev nevarnosti. Pri načrtovanju kompresorske postaje se moramo zavedati, da proces stiskanja zraka odvaja velike količine odpadne toplote, saj se skoraj celotna porabljena električna energija spremeni v toploto.

Odpadna toplota mora biti odvedena, sicer se akumulira v kompresorju. Če je temperatura v kompresorju predolgo previsoka, se lahko na njem pojavijo mehanske poškodbe. Potrebni hladilni medij (zrak ali voda) je lahko priskrbljen na podlagi zračnega in vodnega hlajenja.

10 ELEMENTI ZA PRIPRAVO STISNJENEGA ZRAKA

Sušenje stisnjene zraka lahko poteka po naslednjih postopkih:

- kondenzacijsko sušenje: vlaga se izloča iz zraka s hladilniškimi sušilniki s procesom kondenzacije;
- difuzijsko sušenje: pri tovrstnem načinu sušenja se vlaga odvaja iz zraka z membransko filtracijo;

- adsorpcijsko sušenje: pri tovrstnem načinu sušenja se uporabljajo adsorpcijski sušilniki, ki nase vežejo vlago in jo odvajajo iz zraka.

10.1 Sušilniki

Kompresorji med svojim delovanjem sesajo okoliški zrak, ki vsebuje določen odstotek vlage. Količina vlage v okoliškem zraku pa je odvisna od relativne vlažnosti in temperature zraka. Toplejši kot je zrak, večja je vsebnost vlage. Čeprav je vlaga v zraku nezaželena, se jo lahko znebimo šele po kompresiji. Nekaj vlage se lahko iz zraka izloči na končnem hladilniku, če pa so zahteve po kvalitetnejšem zraku z minimalnim deležem vlage, pa je potrebno zrak dodatno sušiti. Vlago lahko izločamo iz sistema s filtracijo zraka, kondenzacijo v hladilniku kompresorja, cevovodih in tlačnih posodah ter s sušilniki stisnjenega zraka. Pri neosušenem zraku lahko pride do težav, če se pojavi kondenzat v omrežju, posebno v primerih, ko poteka cevovod zunaj zgradb, saj pri nizkih temperaturah kondenzat zamrzne in lahko povzroči okvare filtrov in posredno strojev. Zato je priporočljivo, da vlago iz zraka odvedemo toliko, kolikor je mogoče. Za sušenje zraka lahko uporabljamo hladilniške in adsorpcijske sušilnike.

10.1.1 Hladilniški sušilniki

Tako imenovani hladilniški sušilniki se najpogosteje uporabljajo v industriji. Uporabljajo se predvsem zato, ker so ekonomični, imajo nizke vzdrževalne stroške, ker so dokaj zanesljivi in so najcenejši način sušenja. Hladilniške sušilnike se uporablja v industriji, kjer zahteve po kakovosti stisnjenega zraka niso visoke in kjer poteka cevovod v zgradbah tako, da je zaščiten pred atmosferskimi vplivi in ni pod vplivom nizkih temperatur. Tako se v sistemih, pri katerih je zrak sušen s hladilniškim sušilnikom, kondenzat ne pojavi do zunanje temperature +2 °C. Hladilniški sušilnik odvaja vlago iz zraka tako, da zrak potuje preko toplotnega prenosnika, skozi katerega kroži hladilni medij z namenom, da se zniža temperatura stisnjenega zraka na temperaturo kondenzacije ter tako kondenzira vodno paro in se izloči iz zraka. Temperatura kondenzacije je temperatura, na katero moramo ohladiti zrak, da se kondenzira vlaga. Nižjo temperaturo kot dosežemo, več vode lahko

kondenzira. S tovrstnimi sušilniki lahko ohladimo zrak do +2 °C, oziroma do meje, ko kondenzat ne zamrzne.

10.1.2 Adsorpcijski sušilniki

Zasnovani so predvsem za stabilno delovanje v ekstremnih pogojih okolice, za zahtevnejše aplikacije oziroma za stroje in industrijo, ki za optimalno delovanje dopuščajo le minimalno vsebnost vode v stisnjem zraku ter za sisteme, ki imajo cevovod izpostavljen atmosferskim vplivom, ali pa je večina cevovoda postavljena izven objektov.

Vlaga se naveže na sušilno snov s pomočjo privlačnih sil na nivoju molekul. Naveže se na notranje in zunanje površine adsorpcijskega materiala brez kemične reakcije. Adsorpcijski material ima odprto porozno strukturo in veliko notranjo površino. Najbolj pogosti adsorpcijski mediji so aluminijev oksid, silikagel, aktivno oglje in molekularni zasloni, ti materiali imajo visoko stopnjo vpojnosti vlage in dobre regeneracijske sposobnosti. Lastnosti adsorpcijskega materiala se spreminjajo s tlakom in temperaturo plina, ki ga je potrebno osušiti.

Med procesom sušenja vlažen stisnjen zrak teče skozi adsorpcijski rezervoar, kjer se vlaga veže na adsorpcijski medij in tako osuši zrak. Ta proces generira toploto. Adsorpcijski material mora biti regeneriran, ko so adhezivne sile v ravnotežju s sprejeto vodo. To pomeni, da mora biti voda odstranjena iz adsorpcijskega materiala. Z uporabo tovrstnih sušilnikov lahko dosežemo najnižje konstantne točke rosišča, od -20 °C do -70 °C. Točka rosišča je temperatura, pri kateri se začne iz vlažnega zraka izločati voda. Zato mora sistem za nemoteno izločevanje vode iz vlažnega zraka vsebovati dva vzporedna sušilna rezervoarja.

Aktivni rezervoar A suši stisnjen zrak, medtem ko se neaktivni rezervoar B regenerira brez prisotnosti tlaka. Za regeneracijo adsorpcijskega materiala se uporabljajo procesi, kot so hladna, interna vroča in eksterna vroča regeneracija ter vakuumaska regeneracija. Pri toplotni regeneraciji se sušilni medij osuši s pomočjo prepihanja predhodno segretega zraka, kar omogoča precejšnje prihranke električne energije. Pri vakuumski regeneraciji se s pomočjo vakuuma regenerira medij in odstrani vso vlago. S tovrstnim načinom sušenja stisnjenega zraka dosežemo

minimalno vsebnost delcev vode v zraku in minimalne padce tlaka, kar znižuje obratovalne stroške.



Slika 20: Adsorpcijski sušilnik (www.omega-air.si)

10.2 Filtri

Kakovost zraka močno vpliva na ceno stisnjenega zraka. Zahteve po kvalitetnejšem in čistejšem stisnjenem zraku povečajo kakovost filtracije in s tem večji tlačni padec, kar vpliva na večje stroške proizvodnje. Filtri za stisnjen zrak se uporabljajo za izločanje oljnih aerosolov, vlage, trdnih prašnih delcev in ostalih nečistoč iz stisnjenega zraka. Zato čistejši zrak prinaša večjo produktivnost in daljšo obratovalno dobo naprav. Če upoštevamo, da vsak kubični meter zraka, ki ga kompresor vsesa v sistem, vsebuje do 180 milijonov trdnih delcev, do 40 g vode v obliki atmosfere vlage, do 0,03 mg olj v obliki aerosolov in mineralnih olj, je vsekakor uporaba filtrov nujna za nemoteno delovanje proizvodnje.

Filtriranje je v osnovi proces ločevanja trdnih delcev, tekočin in plinov oziroma dveh substanc. Filtri pa so naprave, s katerimi izločujemo trde delce, olja in vlago iz stisnjenega zraka. Sestavljeni so iz kovinskega ohišja zaščitene proti koroziji, odprtine za pritok in odtok zraka, v ohišju se nahaja mikrofilterski vložek, ki opravlja funkcijo filtracije zraka. Na filtru je nameščen indikator prikaza stanja nasičenosti filtra, pod filtrom pa je nameščen izločevalnik kondenzata z zapornim krogelnim

ventilom. Mikrofiltrski vložki so izdelani iz različnih filtrirnih medijev, ki omogočajo zanesljivo in visoko zmogljivost filtriranja na različnih stopnjah, ki so odvisne od želene kvalitete zraka. Kvaliteta filtracije je odvisna od tipa in propustnosti mikrofiltra oziroma od potreb po čistoči zraka, ki ga uporabljamo za določen namen. Ločimo mikrofiltrske vložke s propustnostjo od 0,001 do 15 mikronov, ter vložke iz aktivnega oglja, katerih osnovna naloga je odstranjevanje oljnih hlapov iz stisnjene zraka po ustrezni filtraciji in sušenju. Velikost in pretok filtra moramo prilagoditi velikostnemu rangu kompresorja in ostale opreme, saj tako dosežemo majhen tlačni padec in nižje stroške obratovanja. Onesnažen in z oljem pomešan stisnjen zrak navadno potuje v smeri od znotraj navzven skozi filter. Na prvi stopnji filtra se tako ustavijo trdi delci, oljni aerosoli pa se upočasnjujejo in začnejo združevati v vedno večje kapljice, ki se nato na drugi stopnji filtra dokončno ustavijo in se pocedijo oziroma padejo na dno ohišja. Velikost delcev, ki jih filter zadrži, in ostanek olja sta odvisna od finosti filtrirnega vložka.

Uporaba kvalitetnih mikrofiltrskih vložkov bistveno vpliva na življenjsko dobo porabnikov stisnjene zraka in na stroške vzdrževanja.



Slika 21: Prerez filtra z vložkom (www.kaeser.si)

10.3 Regulatorji tlaka

Regulator tlaka je naprava, ki je običajno nameščena na vodnem separatorju, s katero reguliramo tlak pred porabnikom. Uporabljamo ga v primerih, ko imamo omrežje vzdrževano na višjem delovnem tlaku, kot ga potrebuje določen porabnik, da zreduciramo tlak v sistemu na ustrezen obratovalni tlak, kot je predpisan napravi. Omogoča nam ročno nastavitvev na ustrezen vhodni tlak, katerega odčitamo s pomočjo manometra, ki se nahaja na samem regulatorju. Manometer je naprava, iz katere odčitamo tlak.

10.4 Izločevalci kondenzata

Pri neosušenem stisnjenem zraku in v primeru, ko je omrežje izpostavljeno atmosferskim vplivom, prihaja pogosto do težav ko se v omrežju pojavi kondenzat. Običajno se pojavljajo te težave, ko sistemi delujejo brez sušilnikov ter v sistemih, ko uporabljajo hladilniške sušilnike z zunanjim cevovodom in je zrak izpostavljen nizkim temperaturam. Vlaga, ki kondenzira, tvori z oljem emulzijo, ki se nabira v cevovodu. Ta povzroča korozijo, zmanjšuje proste preseke cevovoda in s tem povzroča nastanek pretočnega upora. V proizvodnji z nevzdrževanimi cevovodi se lahko s časom pojavi pomanjkanje zraka, ki je posledica neizločenega kondenzata iz omrežja.

Na dnu imajo izpust, ki je lahko na plovec, le ta se lahko odpira samodejno, ko so izločevalci napolnjeni s kondenzatom in se po izpraznitvi samodejno tudi zapre. Pomanjkljivost tovrstnega načina izpraznjevanja izločevalcev je okvara plovc, saj če se plovec ne odpre, se lahko kondenzat kopiči v liniji in s tem povzroča pretočni upor. Druga možnost je, da se plovec po izpustu ne zapre, kar povzroča neprekinjeno izgubo zraka.

10.5 Ločilniki olja iz kondenzata

Kondenzat je stranski produkt pri stiskanju zraka, ki se ustvarja kot posledica delovanja oljno mazanih kompresorjev. Je kemično agresivna zmes tekočin, ki vsebuje v največji meri vodo, določen odstotek olja in trdne delce (umazanijo). Kondenzat mora biti učinkovito izločen na vseh zbirnih mestih, saj povzroča motnje in okvare tako v sistemih za pripravo stisnjene zraka kot tudi pri porabnikih. Okoljevarstvena zakonodaja zahteva, da je kondenzat obravnavan kot odpadna voda z vsebnostjo olja ker z izpustom lahko hudo onesnaži okolje, predvsem pa podtalnico.

Zato kondenzat ne sme biti odveden neposredno v odtok, temveč morajo biti olje in mehanski delci pred izpustom ločeni od vode, v mejah dopustnih vrednosti.

Z napravo kot je ločilnik olja iz kondenzata, lahko kondenzat prečistimo do take mere, da lahko izločimo odstotek vode iz kemično agresivne snovi v okolje, ne da bi ga onesnažili.

Ločilnik olja iz kondenzata deluje sledeče: kondenzat se zbira v zbirni posodi, v prvi fazi se ločijo oljni delci in nečistoča od vode. V drugi fazi pa se kondenzat prečisti še skozi dve filtraciji. Nato se olje in nečistoča odvedeta v poseben zbiralnik, ki onemogoča prehod v okolje.

10.6 Tlačna posoda

Poznamo horizontalni in vertikalni tip tlačnih posod. Posoda mora biti izdelana iz atestirane jeklene pločevine ustrezne kakovosti, na zunanji strani pa mora biti zaščiten s korozijskim premazom ter opremljena z ustreznim certifikatom in tlačnim preizkusom, ki zagotavlja varno uporabo.

Vsaka tlačna posoda je sestavljena iz zgornjega in spodnjega dna ter plašča, ki ima tudi funkcijske odprtine (vhodne, izhodne, inšpekcijske ter za manometer). Te odprtine se lahko nahajajo na različnih mestih na dnu ter na plašču. Na dnu imajo običajno odprtino za izpust kondenzata, na katerem je nameščen kroglični ventil ali avtomatski izločevalec.

Stisnjen zrak, ki ga proizvede kompresor, se shranjuje v tlačni posodi. Potrebe po stisnjenem zraku se lahko iz te zaloge pokrivajo v različnih intervalih, ne da bi pri tem kompresor moral delovati. V tem času je kompresor v stanju pripravljenosti in ne porablja električne energije. Tako se oskrbuje tekoča in konična poraba stisnjenega zraka, kar je v tovrstni industriji najpogostejši pojav.



Slika 22: Vertikalni tip tlačne posode na območju kamnoloma

Tlačna posoda ta nihanja izravnava in umirja, prav tako stabilizira tlačno nihanje. Motor kompresorja se ob tem manj pogosto vklaplja, njegova obremenitev in obraba pa sta manjši, kar tudi pripomore k manjši možnosti okvar. Velikost tlačne posode je določena glede na dobavno količino zraka iz kompresorja, na katerega je priključena, in glede na porabo stisnjenega zraka.

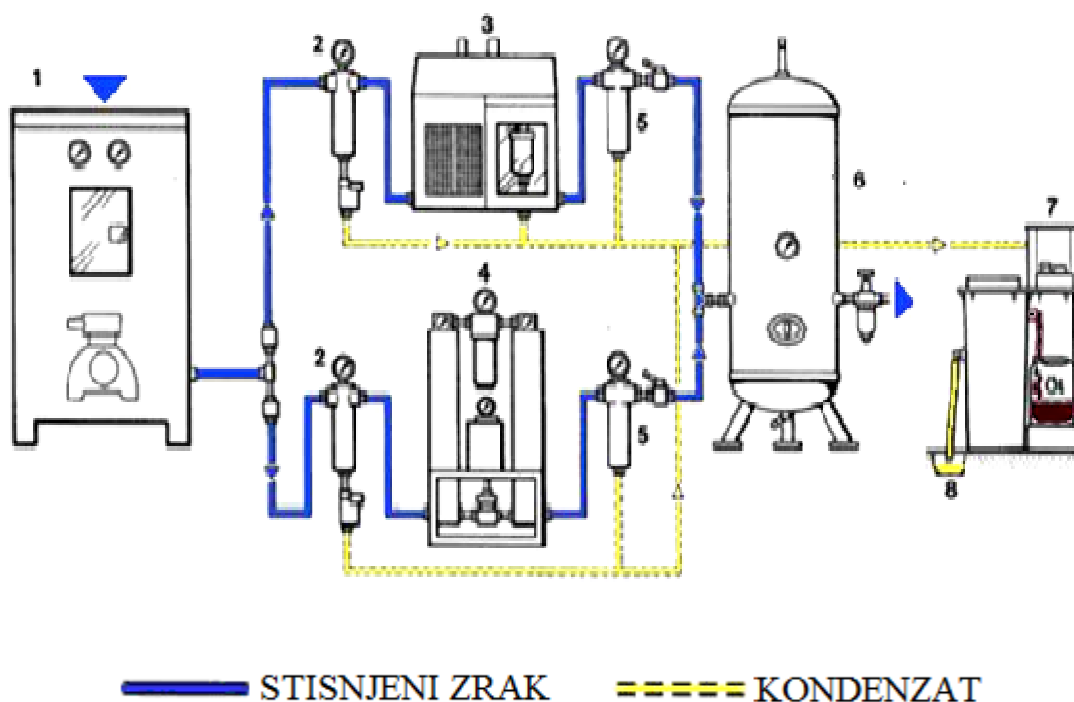
11 HLAJENJE KOMPRESORJEV

Zračno hlajenje je najbolj pogosta metoda hlajenja za vse tipe kompresorjev. Pri tem postopku je poglavitna namestitvev prezračevalnih naprav v prostor kompresorske postaje. Najpomembnejše pa je, priskrbljen mora biti odvod odvečne toplote, kar

preprečuje morebitno pregrevanje kompresorjev. Skrbno mora biti načrtovano in izvedeno, sicer se lahko pojavijo poškodbe na kompresorju.

Vodno hlajenje je hlajenje z vodo kot hladilnim sredstvom, ki se uporablja pri večjih kompresorjih v primeru, ko toplote ne moremo več uspešno odvajati s pomočjo zračnega hlajenja.

12 TIPIČNA SHEMA PRIDOBIVANJA KAKOVOSTNEGA STISNJENEGA ZRAKA



Slika 23: Tipična shema pridobivanja kakovostnega stisnjene zra (www.viig.si)

Legenda:

- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| 1. vijačni kompresor | 5. ciklonski filter |
| 2. ciklonski filter | 6. tlačna posoda |
| 3. hladilniški sušilec zra | 7. ločilnik olja in vode |
| 4. adsorpcijski sušilec zra | 8. odtočna posoda za vodo |

13 ENERGETSKI PREGLED SISTEMA STISNJENEGA ZRAKA NA OBMOČJU KAMNOLOMA

13.1 Opis celotnega sistema stisnjenega zraka

Podjetje ima za proizvodnjo stisnjenega zraka dva kompresorja. Na lokaciji kamnoloma obratuje kompresor Omega GBV 25 SS italijanskega proizvajalca Botarinni, nazivne moči 18,5 kW in kapacitete 2,55 m³/min pri tlaku 10 bar. V okviru pregleda smo na območju kamnoloma izvedli meritve porabe električne energije kompresorja, meritve gibanja tlaka ter puščanja v omrežju stisnjenega zraka. Delež obremenjenosti je izračunan na osnovi razmerja med časom polnjenja in časom praznjenja. Poraba stisnjenega zraka je izračunana kot kvocient obremenjenosti kompresorja in njegove kapacitete. Po ogledu kamnoloma in izbrane dokumentacije smo spoznali, da sta največja porabnika stisnjenega zraka Obrat malt in Obrat separacija. V Obratu malt delujeta dva polnilna stroja, s katerima se polni grobo in fino malto ter agro apno, in pakirni stroj. V Obratu separacija se nahajajo impulzivni topovi za izpihovanje in vrečasti filter za odpraševanje pri natovarjanju tovornjakov. Ostali porabniki, ki so na različnih lokacijah, so predvsem izpihovanje gorilnikov, priključki za orodja v delavnicah in pištole za izpihovanje delavcev.

13.2 Poraba stisnjenega zraka po obratih

1. Obrat fine malte in belil;

Tu se nahaja pakirna linija, sestavljajo jo pakirni stroj APTA 80, s porabo 750 l/min, APTA 30, ki ima porabo 625 l/min, ter zavijalni stroj s porabo 450 l/min zraka pri tlaku 6,5 bar. Ta obrat je najbolj oddaljen od kompresorske postaje.

2. Obrat separacija;

V tem obratu sta porabnika stisnjenega zraka vrečasti filter, ki ima 333 l/min ter impulzivni top za izpihovanje silosa, ki ima porabo 75 l/min pri tlaku 6,5 bar.

3. Delavnice;

V delavnicah so porabniki pnevmatska pištola, ki ima porabo 450 l/min pri tlaku 6,5 bar ter pištola, ki se uporablja za polnjenje kamionskih pnevmatik pri obratovalnem tlaku 10 bar.

4. Naključni porabniki;

To so porabniki, ki so sicer občasni, vendar se lahko tudi zelo pogosto uporabljajo. Gre za predvsem občasna izpihovanja gorilnikov v pečeh, katerih poraba je 150 l/min in izpihovanja v delavnicah ter uporaba zraka za čiščenje. Skupna poraba vseh porabnikov znaša približno 2850 l/min, dodati je potrebno 10 % puščanja in 15 % rezerve preobremenitve, kar znaša 3600 l/min. Torej proizvodnja stisnjenega zraka je za najmanj 1000 l/min pod-dimenzionirana, brez upoštevanja naključnih izpihovanj.

Celotno omrežje obratuje pri delovnem tlaku 10 bar, del katerega je preko 1000-litrsko tlačne posode speljan v delavnice za polnjenje pnevmatik, ostali del pa je zreduciran na 8 bar in vodi v 4000-litrsko tlačno posodo in nato iz tlačne posode v glavno omrežje do končnih uporabnikov z delovnim tlakom 6,5 bar.

13.3 Shema razvoda stisnjenega zraka na lokaciji kamnoloma



Slika 24: Shema razvoda stisnjenega zraka

Legenda:

- | | |
|---------------------|--------------------------|
| 1. Obrat malt | 4. objekt peči V. in VI. |
| 2. Obrat separacija | 5. objekt peči I. – IV. |
| 3. delavnice | 6. kompresorska postaja |

13.4 Opis vijačnega kompresorja GBV 25 SS

Kompresor GBV 25 SS je vijačni enostopenjski kompresor z asimetričnimi vijaki, ki jih poganja elektromotor. Zrak se stiska z rotacijo moškega in ženskega rotorja, ki sta nameščena vzporedno, dobro povezana drug z drugim in v posebnem okrovu.

Moški rotor ima pet loputnih profilov, medtem ko ima ženski rotor šest brazd, ki mu dajejo precejšnjo moč.

Olje, ki se ga vbrizga v vijak, služi dvojnemu namenu - hladi dele pri stiskanju zraka in zagotavlja dobro tesnjenje med rotacijo vijakov.

Stisnjen zrak pride iz vijačne enote pomešan z oljem in vstopa v ločitveni zbiralnik, kjer se izvede prva separacija olja kot posledica gravitacije, potem pa končna separacija skozi poseben filter, ki očisti stisnjen zrak. Pred prehodom v obtok ohladi očiščen zrak hladilni radiator. Po separaciji stisnjenega zraka in olja gre olje v ohlajevalni hladilnik preko toplotnega ventila. Vbrizganje v vijak se vrši pri nizki temperaturi.



Slika 25: Vijačni kompresor GBV 25 SS

13.5 Merjenje puščanja

Puščanje v sistemu je mogoče preprosto ugotoviti in ga zmanjšati z nizkimi stroški. Uporaba ultrazvočnega detektorja puščanja je zanesljiva in enostavna metoda za ugotavljanje puščanja. V našem primeru, ko ultrazvočnega detektorja nismo imeli na voljo, smo se odločili za izračun netesnosti, ki smo ga opravili na podlagi pridobljenih podatkov merjenj. Po ugotovitvi lokacij puščanja smo se posvetili določanju glavnih povzročiteljev in odpravljanju napak. Meritve oz. preglede je potrebno izvajati pogosto, saj je le tako mogoče zagotoviti ohranjanje zelene stopnje puščanja. Če se pregledi ne izvajajo redno, se bo stopnja puščanja zagotovo zvečala.

Navadno se za ugotavljanje puščanja stori naslednje:

- Izvedba meritev pretoka po posameznih vejah in obdelava rezultatov ter izdelava poročila.
- Ugotavljanja puščanja, označevanje mest puščanja in izdelava popisa mest puščanja.
- Sanacija sistema stisnjenega zraka.

Meritve smo v kamnolomu opravljali kontinuirano pet dni - zaradi točnosti podatkov - v času od 23. do 27. aprila 2007, v popoldanskem času, ko proizvodnja ni obratovala in je bila poraba stisnjenega zraka enaka puščanju. Najprej je bilo potrebno pregledati razdelilno omrežje, če je kje poškodovano, tesnost krogličnih ventilov pred porabniki in zanesljivost oljnih manometrov oziroma zamenjava nedelujočih.

Merjenje smo izvajali tako, da smo najprej zaprli vse ventile pred vsakim porabnikom. Ventile in vare smo naprhali z milnico, zagnali kompresor z znano kapaciteto in počakali, da smo dosegli zgornjo mejo tlaka, nastavljenega na tlačnem stikalu, ki je v našem primeru 10 bar. Ko je bil dosežen nastavljen tlak, se je kompresor preklopil v stanje mirovanja, ki je enako času praznjenja omrežja. Pričeli smo z merjenjem časa praznjenja omrežja, ki je do trenutka, ko se je tlak v omrežju znižal do spodnje nastavljene vrednosti tlaka, v našem primeru 7,5 bar. Ko se je kompresor pri spodnji vrednosti tlaka vklopil, smo ponovno pričeli meriti čas

polnjenja. Med postopkom merjenja smo s sodelavci opazovali še tesnjenje ventilov in tlačne razlike v sistemu. Med merjenjem smo takoj spoznali, da je bil obstoječi cevovod pod-dimenzioniran. Kasneje se je to pokazalo pri velikem tlačnem padcu, ki je bil odčitano na manometrih in velikem padcu pretoka, ki se je pokazal po kasnejših izračunih in nepravilnem obratovanju proizvodnje.

Opisan način merjenja smo izvajali pet dni zaporedoma s petimi ponovitvami in pridobljene podatke vstavili v spodaj opisani izračun netesnosti ter izračunali 33 % puščanje, kar znaša 14 l/s. Kasneje smo z zamenjavo cevovoda odpravili puščanje in padeč tlaka.

Test netesnosti

Za test netesnosti omrežja stisnjenega zraka potrebujemo naslednje podatke:

T_p – povprečni čas praznjenja omrežja [s]

T – povprečni čas polnjenja omrežja [s]

K – kapaciteta kompresorja [l/s]

$$\text{PUŠČANJE [l/s]} = \frac{K T}{(T + T_p)}$$

Tabela 1: Izgube zraka zaradi puščanja pri različni velikosti luknjic v [l/s] (www.omega-air.si)

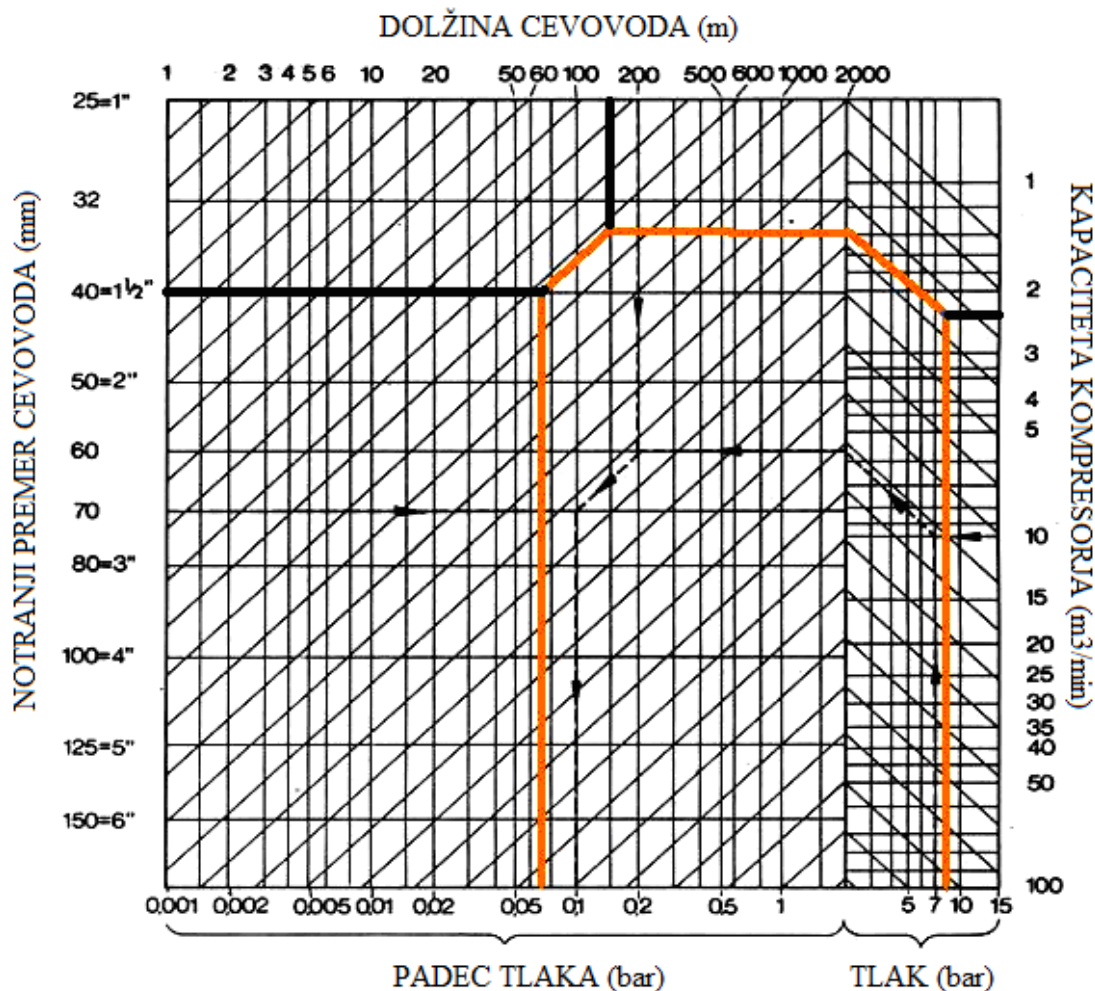
Relativni tlak	Premer (mm)									
	(bar)	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
1	3,3	11,7	38,7	56,7	86,7	128,3	185,0	243,3	348,3	430,0
2	5,0	21,7	58,1	93,3	145,0	208,3	288,3	381,7	466,7	645,1
3	6,7	31,7	77,4	130,0	200,0	285,0	400,0	528,3	616,7	860,1
4	8,3	41,7	96,8	166,7	256,7	365,0	511,7	676,7	783,3	1075,1
5	10,0	50,8	133,3	203,3	313,3	445,0	621,7	825,7	1045,0	1290,1
6	11,7	60,8	150,0	240,0	376,3	541,9	737,5	963,3	1219,2	1505,2
7	17,2	68,8	154,8	275,2	430,0	619,3	842,9	1100,9	1393,4	1720,2
8	19,4	77,4	174,2	309,6	483,8	696,7	948,3	1238,5	1567,5	1935,2
9	21,5	86,0	193,5	344,0	537,6	774,1	1053,6	1376,2	1741,7	2150,2
10	23,7	94,6	212,9	378,4	591,3	851,5	1159,0	1513,8	1915,9	2365,3
12	28,0	111,8	251,6	447,2	698,8	1006,3	1369,7	1789,0	2264,2	2795,3

Puščanje sistema s stisnjenim zrakom lahko povzroči velike stroške za lastnika, če sistem ne redno vzdržuje in opravlja test netesnosti le občasno.

14 DIMENZIONIRANJE IN POSTAVITEV NOVEGA CEVOVODA

Zaradi velikega padca tlaka in premajhnega pretoka zraka v omrežju, ki je bil posledica napačno dimenzioniranega cevovoda, smo za lokacijo kamnoloma začeli iskati rešitev in ponudbe za novo postavitev glavnega cevovoda.

Največja dva porabnika na tem območju sta najbolj oddaljena od kompresorske postaje. Prvi je Obrat belil in malt, ki je oddaljen 150 metrov, s skupno porabo 1825 l/min in z obratovalnim tlakom 6,5 bar. Naslednji obrat je Separacija, ki je oddaljen 75 metrov in ima skupno porabo 410 l/min z obratovalnim tlaku 6,5 bar, zato je bilo za nemoteno delovaje proizvodnje na tem območju nujno postaviti nov cevovod. Prvotno postavljen cevovod je bil iz železnih cevi z notranjim premerom 19 mm. Kompresorska postaja ni bila opremljena s sušilnikom zraka. Ker je bila večina cevovoda speljana na prostem in bila podvržena atmosferskim vplivom, se je v cevovodu začelo nabirati veliko kondenzata, ki je povzročal korozijo v ceveh in s časom tudi manjšal premer cevi. Posledično se je tudi pojavljalo večje število okvar strojev zaradi vdora kondenzata in olja iz zamazanih izločevalcev. Vzrok je bila prevelika hitrost zraka v ceveh, kar je povzročilo neizločanje vodnega in oljnega kondenzata iz zraka. Ob polnem teku proizvodnje so v Obratu belil in malt imeli v pomoč mobilni batni kompresor, ki jim je služil za vzdrževanje potrebnega tlaka in pretoka za obratovaje. Z uporabo le tega so se povečali stroški obratovanja, zaradi njegove dotrajanosti pa se je povečala nasičenost filtrov izločevalcev. S pomočjo nomograma, ki je prikazan na Sliki 26, smo dimenzionirali razdelilno omrežje. Zasnovano mora biti tako, da se tlak pri končnem uporabniku, ob polni rabi stisnjenega zraka, ne zniža za več kot 0,1 do 0,2 bara in to smo tudi dosegli. Iz nomograma je razvidno, da so v našem primeru padci tlaka manjši od 0,1 bara. Na levi strani nomograma je podan premer cevi v milimetrih, v našem primeru 40, na desni strani kapaciteta pretoka kompresorja, ki je 2,55 m³/min, zgoraj je dolžina cevovoda, ki je 150 metrov, spodnja desna stran prikazuje delovni tlak 8 bar ter leva tlačni padeč manjši od 0,1 bara.



Slika 26: Nomogram za dimenzioniranje cefovoda (www.atom.uni-mb.si)

Kot primerne cevi smo izbrali nerjaveče brezšivne cevi notranjega premera 40 mm. Omenjeni tip cevi smo izbrali predvsem zaradi poškodb, ki so pogost pojav v tovrstni industriji. Novo omrežje smo zasnovali tako, da smo upoštevali 1 % nagiba cefovoda zraka. V najnižjih točkah cefovoda pa smo namestili izločevalce kondenzata, ki morajo biti nameščeni na spodnji strani cefovoda zaradi lažjega odtekanja kondenzata v zbiralnik.

Z razliko od prejšnjega cefovoda večina novejše napeljave poteka skozi delavnice v obrate, kjer so locirani uporabniki; tako smo jo zaščitili pred atmosferskimi vplivi. Del napeljave, ki poteka zunaj obratov, pa smo zaščitili s sredstvom proti rjavenju in jo prekrili z betonom in s tem preprečili možnost poškodb. Na najnižjih točkah cefovoda smo postavili izločevalce kondenzata z izpustom. Cefovode je potrebno redno vzdrževati in pregledovati zaradi možnih puščanj ter preveriti mesta za izpust kondenzata in odvajanje nečistoč, saj tako zanesljivo zmanjšujejo porabo energije.

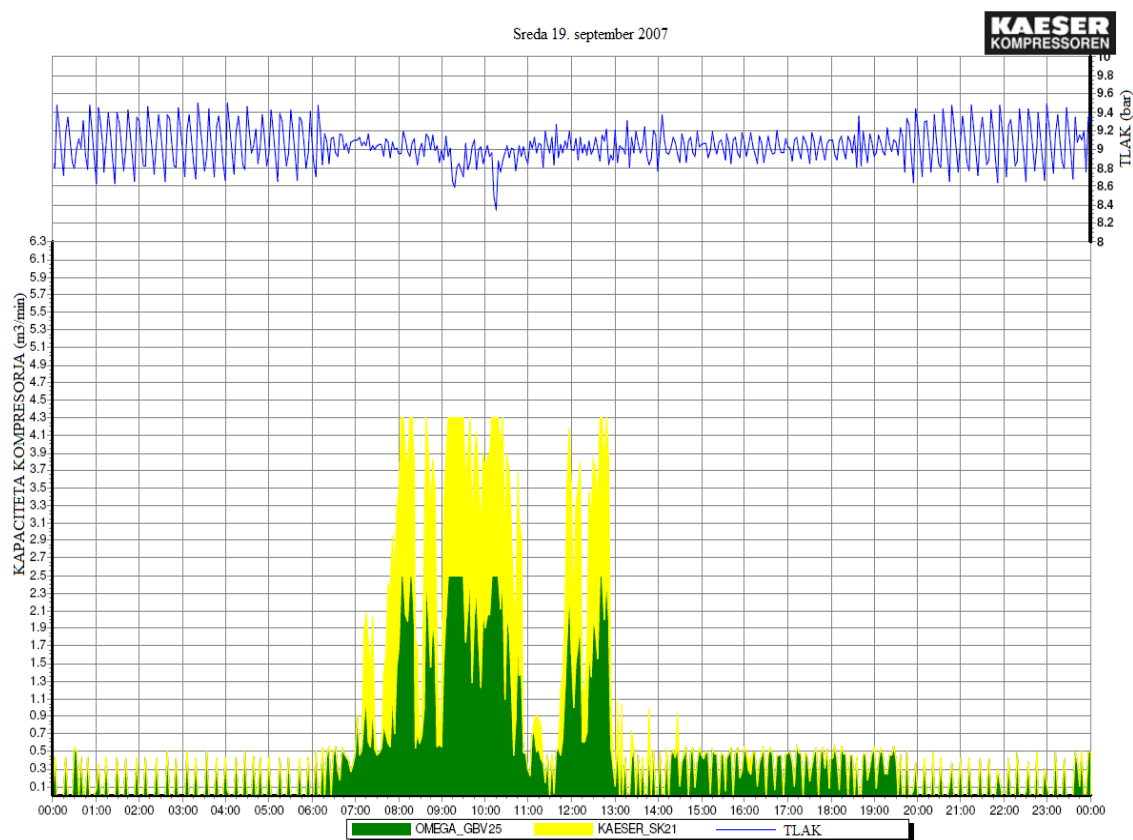
15 PREDSTAVITEV POTEKA MERITEV STISNJENEGA ZRAKA

Meritve porabe stisnjenega zraka smo izvajali na območju kamnoloma v sodelovanju s podjetjem Kaeser. Meritve smo izvajali kontinuirano v času med 17. in 30. septembrom 2007. Kot smo že omenili v poglavju 11.2, kapaciteta kompresorja na območju kamnoloma ni več zadostovala našim potrebam, zato smo se s podjetjem Kaeser dogovorili za izposojlo dodatnega vijačnega kompresorja, ki bi v času meritev dopolnjeval obstoječega. V izposojlo smo dobili vijačni kompresor SK 21 kapacitete $1,8 \text{ m}^3/\text{min}$ ter tako dosegli pri skupnem delovanju obeh kompresorjev $4,3 \text{ m}^3/\text{min}$, pri obratovalnem tlaku 10 bar. Meritev smo izvajali v kompresorski postaji s pomočjo sonde tipa ADA DL10 in programske opreme, ki je beležila podatke v sekundnih intervalih. Merilno sondo smo namestili na izstopu stisnjenega zraka iz kompresorja in začeli zbirati podatke o porabi zraka, gibanju tlaka in porabi električne energije. Zbrane podatke meritev smo kasneje obdelali s pomočjo programske opreme in prenesli v grafično obliko. Merilno območje je bilo nastavljeno od 0 do $4,3 \text{ m}^3/\text{min}$, kar je skupna kapaciteta omenjenih kompresorjev. V primeru, da je bila poraba večja od nastavljenega merilnega območja, se je v diagramu prikazala kot ravna črta. Izpostavili bomo nekaj primerov, ki so v času meritev najbolj izstopali po porabi stisnjenega zraka in po nihanju tlaka.

15.1 Prikaz in analiza posameznih primerov

15.1.1 Meritev 1

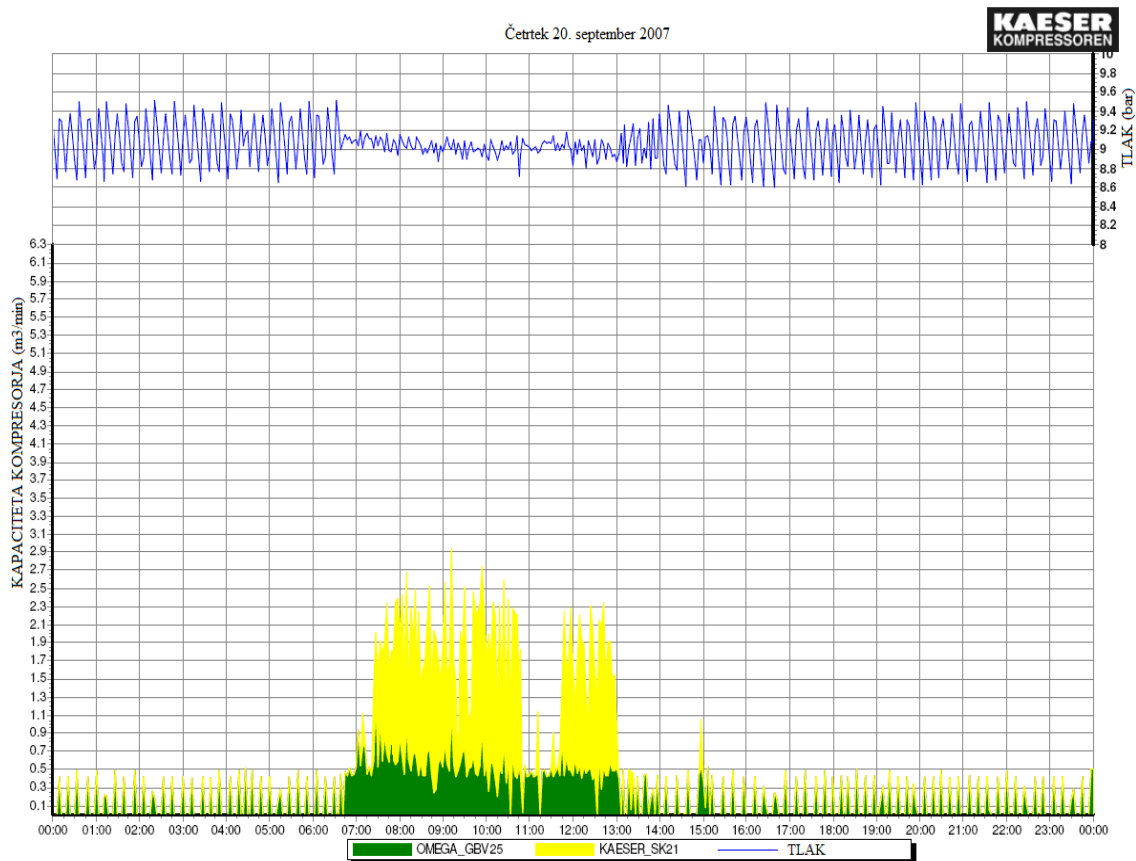
Dne 19. septembra 2007: iz diagrama je razvidna velika poraba zraka med 8. in 11. uro. V tem času poraba preseže nastavljeno območje $4,3 \text{ m}^3/\text{min}$, kar se vidi kot ravna črta in je posledica izpihovanja delavcev ob sočasnem polnem obratovanju proizvodnje. Zeleno obarvano območje prikazuje delovanje obstoječega kompresorja GBV 25 SS, rumeno območje pa prikazuje delovanje dodatnega kompresorja SK 21. Modro obarvana krivulja, ki se nahaja v zgornjem delu diagrama, pa prikazuje gibanje tlaka v času meritev.



Slika 27: Prikaz zajema podatkov v sredo 19. septembra 2007

15.1.2 Meritev 2

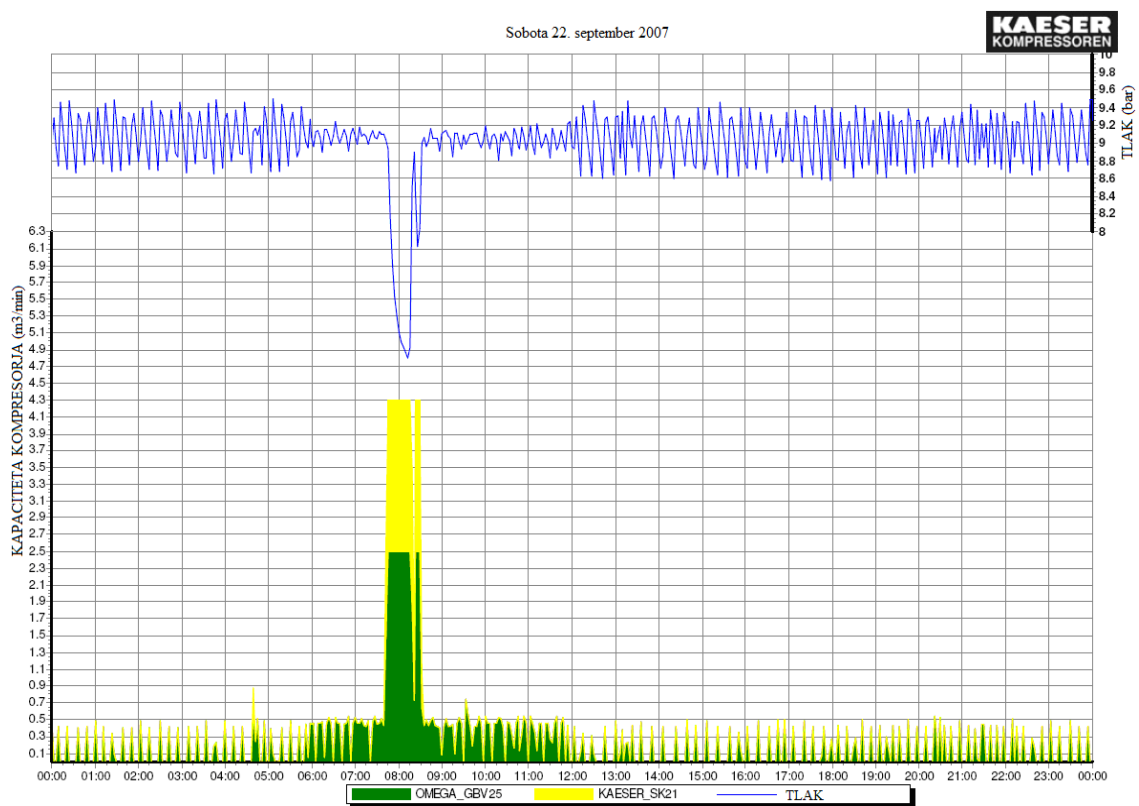
Dne 20. septembra 2007: v času proizvodnje je konstantna poraba zraka približno 1,9 m³/min. Med 8. in 11. uro je največja poraba zraka, v tem času se poraba konično poveča na 2,9 m³/min. Med proizvodnjo je tudi nekaj nihanja tlaka.



Slika 28: Prikaz zajema podatkov v četrtek 20. septembra 2007

15.1.3 Meritev 3

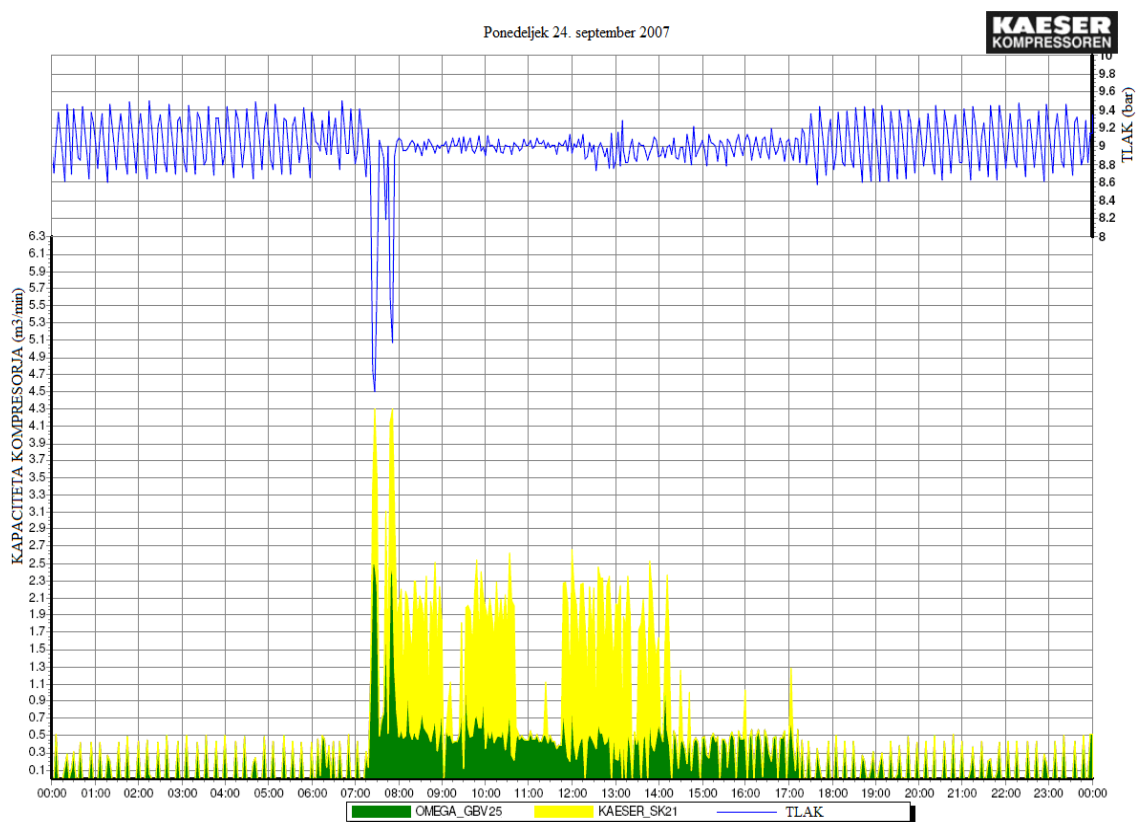
Dne 22. septembra 2007: ob 7.40^h poraba zraka sunkovito naraste do najvišje kapacitete, kar traja vse do 8.30^h, ko nato strmo pade na 0,5 m³/min. V tem času tudi tlak pade pod obratovalno mejo. Ker ob sobotah proizvodnja ne obratuje, je taka poraba verjetno posledica polnjenja kamionskih cistern z uporabo filtra za odpraševanje in prekomerne uporabe impulzivnih topov v silosih ter možnost naključnega izpihovanja delavcev iz glavnega cevovoda. V primeru obratovanja proizvodnje bi v tem času kot posledico imeli izpad zraka približno 5 minut.



Slika 29: Prikaz zajema podatkov v soboto 22. septembra 2007

15.1.4 Meritev 4

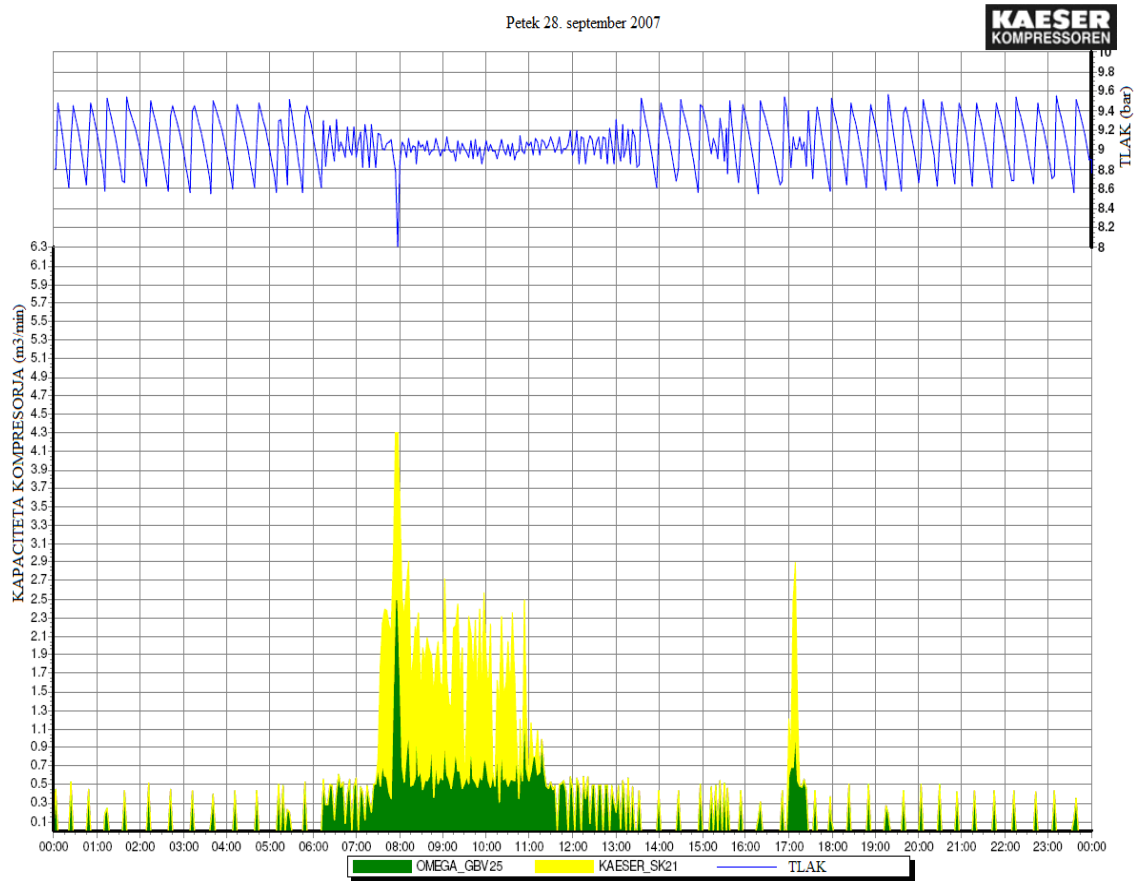
Dne 24. septembra 2007: iz diagrama sta razvidna dva zaporedna izpada stisnjenega zraka; prvi je nastal okrog 7.20^h, trajal je okrog 2 min, drugi izpad pa se je ponovil okrog 7.40^h in trajal prav tako 2 min. Nihanje tlaka ni veliko, je pa veliko kratkotrajnih konic, ki se kažejo kot posledica vklopa in izklopa kompresorja. Povprečna poraba zraka je 2,5 m³/min.



Slika 30: Prikaz zajema podatkov v ponedeljek 24. septembra 2007

15.1.5 Meritev 5

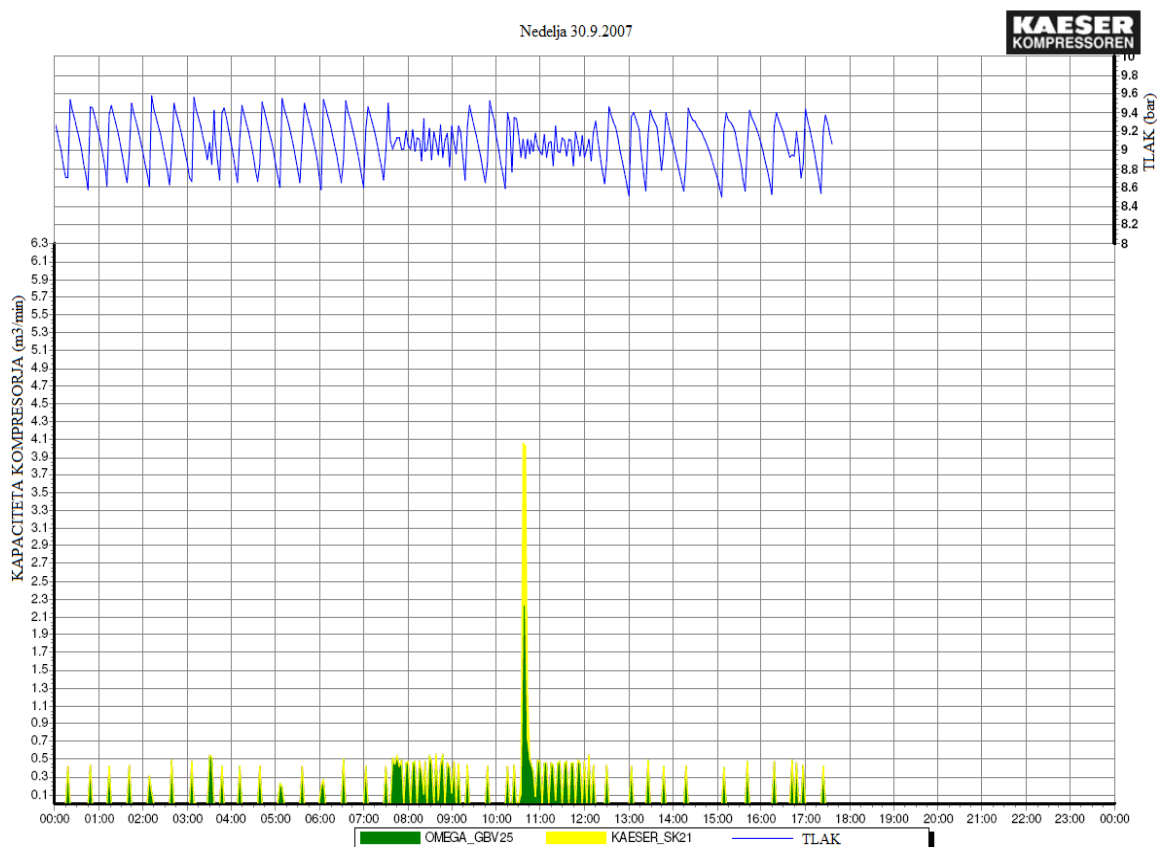
Dne 28. septembra 2007: ob 8. uri se ponovno pojavi kratkotrajni izpad zraka, ki traja kakšno minuto, kar je lahko spet posledica naključnih izpihovanj ali skupnega vklopa največjih porabnikov. Povprečna poraba se ponovno giblje okrog $2,5 \text{ m}^3/\text{min}$.



Slika 31: Prikaz zajema podatkov v petek 28. septembra 2007

15.1.6 Meritev 6

Dne 30. september 2007: v nedeljo, ko proizvodnja ne obratuje in so vsi porabniki izklopljeni, je nastala poraba zraka v času, ko je obratovala sosednja cementarna. Ta dan je možna poraba samo z izpihovanji, kar so lahko uporabljali zrak delavci sosednje cementarne.



Slika 32: Prikaz zajema podatkov v nedeljo 30. septembra 2007

15.2 Analiza rezultatov meritev

Glede na pridobljene rezultate meritev ugotovimo sledeče:

- Poraba stisnjenega zraka med delavnikom je neenakomerna, veliko je konic, ki so značilne za tovrstno industrijo, so posledica raznih izpihovanj, tako z zračnimi topovi kot naključnih izpihovanj delavcev.
- Konice, ki so vidne na diagramu, so posledica preklopa med stanjem mirovanja in polnim tekom vijačnega kompresorja, to bi lahko preprečili s

frekvenčno regulacijo obratov kompresorja in uporabo dodatnih tlačnih posod.

- Poraba stisnjenega zraka na območju kamnoloma se giblje med $2,3 \text{ m}^3/\text{min}$ in $4,5 \text{ m}^3/\text{min}$.
- V nekateri primerih je iz grafa razvidna konična poraba, katera presega merilno območje in se kaže kot ravna črta. To je posledica izpihovanj delavcev direktno iz cevovoda z notranjim premerom 19 mm, kar povzroča velik tlačni padec in veliko porabo zraka.
- Razvidno je, da je v času polne obremenitve proizvodnje (24.9.2007) in z upoštevanjem konic kompresor za $2 \text{ m}^3/\text{min}$ pod-dimenzioniran.
- V konični porabi so se v času meritev posledično pojavili tlačni padci.
- V času meritev, ki so trajale 14 dni, smo imeli tri izpade zraka v skupnem trajanju okrog 10 min, kar je povzročilo zastoj proizvodnje.

16 OPREDELITEV PROBLEMOV IN TEHNIČNIH IZBOLJŠAV

Ker se je s časom na območju kamnoloma pričela večati proizvodnja, je zaradi nabave dodatnih naprav količina proizvedenega stisnjenega zraka postala nezadostna. S tem se je posledično pojavilo pomanjkanje zraka, cevovod je postal s povečano porabo zraka pod-dimenzioniran in nezmogljiv, iz kompresorja pa je zaradi preobremenjenega delovanja v času proizvodnje pričelo uhajati olje v sistem. Nastali so številni problemi, ki so opisani v nadaljevanju.

16.1 Pomanjkanje stisnjenega zraka in pod-dimenzioniran cevovod

S popisom celotne porabe stisnjenega zraka in pridobljenih rezultatov meritev smo spoznali, da je na obravnavani lokaciji kompresor pod-dimenzioniran, saj znaša skupna poraba vseh uporabnikov $2850 \text{ l}/\text{min}$, dodati je potrebno 10 % puščanja, 15 % rezerve zaradi preobremenitve, kar skupaj zneso $3600 \text{ l}/\text{min}$, brez konične porabe. Torej je na lokaciji kamnoloma za približno $1000 \text{ l}/\text{min}$ ali $1 \text{ m}^3/\text{min}$ kompresor pod-dimenzioniran. Z upoštevanjem konične porabe pa se poraba poveča na $4,5 \text{ m}^3/\text{min}$, vendar je prisotna le kratek čas. Zato je za nemoteno delovanje brez izpadov zraka nujno potrebno nadomestiti obstoječi kompresor z novim, zmogljivejšim kompresorjem, s katerim bi vzdrževali celoten sistem na obratovalnem tlaku 6,5 bar

ter s tem lahko tudi odstranili omenjenega mobilnega batnega. Izognili bi se pomanjkanju zraka in omogočili nemoteno delovanje proizvodnje, kajti vsak izpad zraka pomeni zastoj proizvodnje in s tem manjšo produktivnost na enoto časa. Podrobnosti o cevovodu so opisane v 12. poglavju.

16.2 Obratovanje kompresorjev na previsokem tlaku

Celotna proizvodnja obratuje na delovnem tlaku 6,5 bar, razen pnevmatske pištrole za polnjenje pnevmatik, ki potrebuje tlak 10 bar, zato je neracionalno vzdrževati celotno omrežje na tlaku 10 bar in ga kasneje s pomočjo regulatorjev tlaka reducirati na obratovalni tlak. S tem je poraba energije za proizvodnjo zraka večja in izkoristek kompresorja manjši. V tem primeru bi bilo smiselno celotni sistem vzdrževati na delovnem tlaku 6,5 bar, iz katerega bi dovajali zrak porabnikom brez reduciranja. Občasno polnjenje pnevmatik pa bi nadomestili z nabavo novega premičnega 10 barskega batnega kompresorja z velikostjo rezervoarja 200 litrov, ki bi bil primeren za tovrstno uporabo. S tem bi zmanjšali stroške energije za proizvodnjo zraka in proizvedli večjo količino.

16.3 Pojav kondenzata in olja v sistemu

Zaradi nezmogljivega in preobremenjenega glavnega vijačnega kompresorja smo v sistem dodali še en kompresor. Pomanjkanje zraka smo delno odpravili z uporabo dodatnega premičnega batnega kompresorja, ki se ga je občasno uporabljalo predvsem ob polnem delovanju proizvodnje v Obratu malt in belil. Ker je omenjeni kompresor neposredno preko cevovoda vezan na pakirno linijo, se je olje, ki je uhajalo iz kompresorja, prenašalo z zrakom in nabiralo v cevovodu in na vstopnem filtru. Ker sta kompresorja dotrajana in delujeta brez sušilnika zraka ter je večina cevovoda pod atmosferskim vplivom, je prisotna velika količina kondenzata in oljnih delcev v cevovodu. Ob dolgotrajni uporabi stacionarnega in mobilnega kompresorja obstaja nevarnost okvar strojev zaradi vdora agresivnega olja in kondenzata. Z uporabo novega kompresorja se olje v sistemu ne bi več pojavljalo, z uporabo sušilnika zraka pa bi odpravili še prisotnost kondenzata in s tem morebitnih okvar strojev.

16.4 Neracionalna raba zraka in padci tlaka

Padec tlaka pomeni zmanjšanje tlaka zraka od mesta vtoka zraka do točke uporabe. Padec tlaka se pojavi ob pretoku zraka skozi obdelovalni in distribucijski sistem. Pravilno dimenzioniran sistem naj bi imel padec tlaka manjši od 10 % dobavnega tlaka kompresorja, merjenega od rezervoarja do točke uporabe. Prekomeren padec tlaka povzroči slabši delovni učinek sistema in porast porabe energije. Kakršno koli zadrževanje toka zraka v sistemu zahteva višje obratovalne tlake kot so potrebni, kar vodi k večji porabi energije. Dvig obratovalnega tlaka povečuje možnost puščanja in poškodb elementov sistema. Zato naj bi sistem deloval pri najnižjem učinkovitem obratovalnem tlaku.

Kakršno koli oviranje, zadrževanje ali neravnost v sistemu povzroča upor zračnega toka in s tem padec tlaka. Največji padec tlaka v sistemu se pojavi, ko so pretočne vrednosti in temperatura zraka največje. Komponente sistema morajo biti izbrane za te pogoje, za vsako pa mora biti znana informacija o padcu tlaka pri teh pogojih. Pri izbiri filtra je potrebno biti pozoren tudi na karakteristike propustnosti filtra.

Na velikost tlačnega padca vplivajo sledeče komponente omrežja: dolžina razvoda, velikost prostega preseka cevi, tlak v cevni mreži, odcepi in zavoji v ceveh, zoženja in razširitve, razni priključki, sušilniki in filtri, puščanja ter kvaliteta notranje površine cevi.

16.5 Neenakomerna poraba zraka

Za tovrstno industrijo je značilna neenakomerna poraba stisnjenega zraku. Delno je to predvsem zaradi pogostega vklopa odpraševalnih filtrov, delno zaradi topov za izpihovanje silosov ter nastanek konične porabe zaradi izpihovanja delavcev. Neenakomerno konično porabo, ki nastane zaradi filtrov in topov, lahko preprečimo z uporabo tlačnih posod neposredno pred porabnikom. S tem se izognemo morebitnemu pomanjkanju zraka za druge porabnike in pogostejšemu vklopu kompresorja ter tako dosežemo enakomernejšo porabo brez konic.

Velike količine zraka se porabljajo za izpihovanja delavcev, kar se tudi kaže kot konična poraba. Nastane zato, ker so cevi za izpihovanje izpeljane neposredno iz glavnega cevovoda z notranjim premerom 19 mm, kar omogoča velik pretok zraka in

majhno intenziteto čiščenja. Velike količine zraka, ki se porabijo za izpihovanja delavcev, smo zmanjšali z vstavitvijo redukcijskih vložkov v cev pred pištolo za izpihovanje z manjšim premerom prepustnosti. S tem se je količina porabljenega zraka zmanjšala ter izboljšalo izpihovanje, saj je snop zraka z večjo hitrostjo in točkovno bolj učinkovit. S tem smo tudi prihranili velik del porabe zraka, ki se porablja za izpihovanje.

17 MOŽNOSTI POSODOBITVE KOMPRESORSKE POSTAJE

Na podlagi opravljenih meritev in opredeljenih problemov, opisanih v 14. poglavju, smo spoznali dejansko porabo na območju kamnoloma ter načine, kako mora delovati sistem, da zadovolji potrebe po stisnjenem zraku. S pomočjo podjetja (Kaeser kompresorji), s katerim smo opravili meritve porabe stisnjenega zraka, smo izbrali tri možne posodobitve kompresorske postaje. Z vsemi tremi različicami rešitev bi lahko odpravili opredeljene probleme. Za posodobitev kompresorske postaje smo izbirali med kompresorji kapacitete od 4,92 m³/min do 5,51 m³/min. Na podlagi pridobljenih meritev smo z ekonomskimi izračuni in simulacijo porabe energije spoznali, katera je najboljša alternativa za posodobitev.

17.1 Različica 1

Za Različico 1 smo izbrali nov vijračni kompresor Kaeser ASD 47 SFC kapacitete 4,92 m³/min, pri obratovalnem tlaku 7,5 bar, s frekvenčno regulacijo obratov, adsorpcijski sušilnik zraka, tri tlačne posode (posoda volumna 500 litrov služi kot razbremenitev udarov stisnjenega zraka v adsorpcijski sušilnik), izločevalec kondenzata in priključno cev.

17.2 Različica 2

Za Različico 2 smo izbrali dva nova vijračna kompresorja Kaeser ASK 27 T skupne kapacitete 5,2 m³/min, pri obratovalnem tlaku 7,5 bar, ki bi delovala izmenično v tandemu, adsorpcijski sušilnik zraka, tri tlačne posode, izločevalec kondenzata in priključno cev.

17.3 Različica 3

Za Različico 3 smo izbrali nov vijačni kompresor Kaeser ASD 57 T skupne kapacitete 5,51 m³/min, pri obratovalnem tlaku 7,5 bar, adsorpcijski sušilnik zraka, tri tlačne posode, izločevalec kondenzata in priključno cev.

18 OCENA NALOŽB

Pri oceni naložb smo upoštevali investicije v posodobitev treh novih kompresorskih postaj z vso potrebno opremo za obratovanje. Vrednosti naložb so iz ponudb, ki jih je dal ponudnik kompresorjev dne 24. oktobra 2007.

18.1 Ocena naložbe pri Različici 1

Tabela 2: Vrednost naložbe pri Različici 1

Vrednost naložbe	EUR
Kompresor Kaeser ASD 47 SFC	14.670,00
Kaeser adsorpcijski sušilnik zraka DC 75 E	8.320,00
Tlačna posoda V = 2000 l	2.490,00
Tlačna posoda V = 1000 l	1.390,00
Tlačna posoda V = 500 l	890,00
Izločevalec kondenzata	340,00
Priključna gibljiva cev 1 1/4"	165,00
Skupaj	28.265,00

18.2 Ocena naložbe pri Različici 2

Tabela 3: Vrednost naložbe pri Različici 2

Vrednost naložbe	EUR
Kompresor Kaeser ASK 27	8.100,00
Kompresor Kaeser ASK 27	8.100,00
Kaeser adsorpcijski sušilnik zraka DC 75 E	8.320,00
Tlačna posoda V = 2000 l	2.490,00
Tlačna posoda V = 1000 l	1.390,00
Tlačna posoda V = 500 l	890,00
Izločevalec kondenzata	340,00
Priključna gibljiva cev 1 1/4"	165,00
Skupaj	29.795,00

18.3 Ocena naložbe pri Različici 3

Tabela 4: Vrednost naložbe pri Različici 3

Vrednost naložbe	EUR
Kompresor Kaeser ASD 57	13.300,00
Kaeser adsorpcijski sušilnik zraka DC 75 E	8.320,00
Tlačna posoda V = 2000 l	2.490,00
Tlačna posoda V = 1000 l	1.390,00
Tlačna posoda V = 500 l	890,00
Izločevalec kondenzata	340,00
Priključna gibljiva cev 1 1/4"	165,00
Skupaj	26.895,00

19 OCENA STROŠKOV ZA PRIPRAVO STISNJENEGA ZRAKA

Ocena stroškov za pripravo stisnjenega zraka je sestavljena iz variabilnih stroškov, to so stroški energentov, in stalnih stroškov, ki so stroški vzdrževanja. Stroške energentov smo pridobili na podlagi opravljenih meritev porabe in cene električne energije, (prikazano v Prilogi 1 in Prilogi 2). Cena električne energije je znašala na dan 30. septembra 2007 0,08 EUR/kWh. Stroške vzdrževanja smo pridobili iz ponudbe dobavitelja kompresorjev. Pri obstoječi kompresorski postaji pa smo kot stroške upoštevali tudi stroške izpadov stisnjenega zraka.

19.1 Obstoječa kompresorska postaja

19.1.1 Stroški električne energije pri obstoječi kompresorski postaji

Tabela 5: Stroški električne energije pri obstoječi kompresorski postaji s kompresorjem SK 21

Energent	Letna poraba električne energije kWh/leto	Cena električne energije EUR/kWh	Skupni letni stroški EUR
Električna energija	48.462,69 (za komp. GBV) + 23.541,81 (za komp. SK21) = 72.004,496	0,08	5.760,36
Skupaj	72.004,496	0,08	5.760,36

19.1.2 Stroški vzdrževanja pri obstoječi kompresorski postaji

Iz podatkov Tabele 6 in cen rezervnih delov, smo izračunali stroške vzdrževanja obstoječe kompresorske postaje.

Tabela 6: Redno vzdrževanje oljno-vijačnega kompresorja

Redno vzdrževanje oljno-vijačnega kompresorja					
Redno vzdrževanje		na 3000 ur mali servis	na 6000 ur veliki 1. servis	na 9000 ur mali servis	na 12000 ur veliki 2. servis
	Olje	x	x	x	x
	Oljni filter		x		x
	Zračni filter	x	x	x	x
	Separator		x		x
	Ležaji motorja ventilatorja				x
	Delo	2 uri	3 ure	2 uri	4 ure

Cene rezervnih delov (brez DDV):

1. oljni filter – 47,50 EUR
2. zračni filter – 71,00 EUR
3. separator – 219,00 EUR
4. olje (16 l) – 62,80 EUR
5. delovna ura – 25,00 EUR

Tabela 7: Stroški vzdrževanja pri obstoječi kompresorski postaji

Tip servisiranja	EUR	EUR
Mali servis v obdobju petih let 3 x	3 x 304,80	914,40
Veliki servis 1. v obdobju petih let 1 x	1 x 887,80	887,80
Veliki servis 2. v obdobju petih let 1 x	1 x 937,80	937,80
Skupaj v petih letih EUR		2.740,00
Povprečje EUR/ leto		548,00

19.1.3 Stroški izpadov stisnjenega zraka pri obstoječi kompresorski postaji

Kot je razvidno iz diagramov meritev, smo v času meritev, ki so potekale med 17. in 30. septembrom 2007, imeli tri izpade stisnjenega zraka v skupnem času 10 min. To je čas, ko je proizvodnja za trenutek obmirovala in s tem bila produktivnost nižja. Če predpostavimo, da se sistem enako obnaša na letni ravni, imamo izpad zraka v povprečju 5 min/teden, kar znaša 260 min/leto. Proizvodnja je na letni ravni oškodovana za 260 min. Če predpostavimo, da ima kamnolom letno 2,100.000 EUR prometa (260 delovnih dni), znaša 1 ura izostanka 1.009,61 EUR.

Tabela 8: Stroški izpada stisnjenega zraka

Izpad stisnjenega zraka	Čas izpada h/leto	EUR /ura prometa	EUR
	4,33 h	1.009,61	4.374,97
SKUPAJ	4,33 h	1.009,61	4.374,97

19.1.4 Analiza stroškov pri obstoječi kompresorski postaji

Tabela 9: Analiza stroškov pri obstoječi kompresorski postaji

VRSTA STROŠKOV	EUR/leto
VARIABILNI STROŠKI	
Stroški izdelave stisnjenega zraka	5.760,36
Variabilni skupni stroški	5.760,36
STALNI STROŠKI	EUR/leto
Vzdrževanje	548,00
Stroški dela (zunanjí vzdrževalci, stroški vključeni v vzdrževanje)	0,00
Amortizacija (11 let star kompresor je že amortiziran)	0,00
Stalni skupni stroški	548,00

19.2 Različica 1: Nakup novega kompresorja ASD 47 SFC

19.2.1 Stroški električne energije pri Različici 1

Tabela 10: Stroški električne energije pri Različici 1

Energent	Letna poraba električne energije kWh/leto	Cena električne energije EUR/kWh	Skupni stroški EUR/leto
Električna energija	23.782,415	0,08	1.902,59
Skupaj	23.782,415	0,08	1.902,59

19.2.2 Stroški vzdrževanja pri Različici 1

Stroške vzdrževanja sestavljajo stroški servisiranja, ki se opravi na podlagi obratovalnih ur. Pri oljno-vijačnih kompresorjih se servise opravlja v intervalih 3000 obratovalnih ur, opis je v Tabeli 6.

Tabela 11: Stroški vzdrževanja kompresorja pri Različici 1

Tip servisiranja	EUR	EUR
Mali servis za obdobje petih let 3 x	3 x 213,50	640,50
Veliki servis 1. za obdobje petih let 1 x	1 x 475,30	475,30
Veliki servis 2. za obdobje petih let 1 x	1 x 500,30	500,30
Skupaj v petih letih EUR		1.527,00
Povprečje EUR/ leto		305,40

19.2.3 Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 1

Amortizacijsko obdobje pri nakupu nove opreme in strojev znaša pet let. Stopnja odplačila amortizacije znaša 20 % letno.

Tabela 12: Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 1

Leto	Vrednost amortizacije EUR/leto	Neodpisana vrednost projekta EUR/leto
1.	5.653,00	22.612,00
2.	5.653,00	16.959,00
3.	5.653,00	11.306,00
4.	5.653,00	5.653,00
5.	5.653,00	0,00

19.2.4 Analiza stroškov pri Različici 1

Tabela 13: Analiza stroškov kompresorja pri Različici 1

VRSTA STROŠKOV	EUR/leto
VARIABILNI STROŠKI	
Stroški izdelave stisnjenega zraka	1.902,59
Variabilni skupni stroški	1.902,59
STALNI STROŠKI	EUR/leto
Vzdrževanje	305,40
Stroški dela	0,00
Amortizacija	5.653,00
Stalni skupni stroški	5.958,40

19.2.5 Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 1

Stroške in naložbe smo pripravili za obdobje petih let, ker bi se naložbe v tem času izplačale. Za vsako leto smo prikazali stalne in variabilne stroške, stroške naložbe ter skupne stroške. Predpostavili smo, da so variabilni in stalni stroški v obdobju petih let konstantni, saj smo predvideli enako porabo stisnjenega zraka za to obdobje.

Tabela 14: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 1

Leto	Stalni stroški brez amortizacije EUR/leto	Variabilni stroški EUR/leto	Naložbe EUR/leto	Skupni stroški in naložbe EUR/leto
1.	305,40	1.902,59	28.265,00	30.472,99
2.	305,40	1.902,59	0,00	2.207,99
3.	305,40	1.902,59	0,00	2.207,99
4.	305,40	1.902,59	0,00	2.207,99
5.	305,40	1.902,59	0,00	2.207,99

19.3 Različica 2: Nakup dveh novih kompresorjev Kaeser ASK 27 T

19.3.1 Stroški električne energije pri Različici 2

Tabela 15: Stroški električne energije pri Različici 2

Energent	Letna poraba električne energije kWh/leto	Cena električne energije EUR/kWh	Skupni stroški EUR/leto
Električna energija	40.707,931	0.08	3.256,63
Skupaj	40.707,931	0.08	3.256,63

19.3.2 Stroški vzdrževanja pri Različici 2

Pri Različici 2 se stroški servisiranja podvojijo, ker je potrebno opraviti dva servisa.

Tabela 16: Stroški vzdrževanja kompresorjev pri Različici 2

Tip servisiranja	EUR	EUR
Mali servis za obdobje petih let 3 x	3 x 304,80	914,40
Veliki servis 1. za obdobje petih let 1 x	1 x 887,80	887,80
Veliki servis 2. za obdobje petih let 1 x	1 x 937,80	937,80
Skupaj v petih letih EUR		2.740,00
Povprečje EUR/ leto		548,00

19.3.3 Amortizacija kompresorjev za obdobje petih let pri Različici 2

Tabela 17: Amortizacija kompresorjev za obdobje petih let pri Različici 2

Leto	Vrednost amortizacije EUR/leto	Neodpisana vrednost projekta EUR/leto
1.	5.959,00	23.836,00
2.	5.959,00	17.877,00
3.	5.959,00	11.918,00
4.	5.959,00	5.959,00
5.	5.959,00	0,00

19.3.4 Analiza stroškov pri Različici 2

Tabela 18: Analiza stroškov kompresorjev pri Različici 2

VRSTA STROŠKOV	EUR/leto
VARIABILNI STROŠKI	
Stroški izdelave stisnjenega zraka	3.256,63
Variabilni skupni stroški	3.256,63
STALNI STROŠKI	EUR/leto
Vzdrževanje	548,00
Stroški dela	0,00
Amortizacija	5.959,00
Stalni skupni stroški	6.507,00

19.3.5 Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 2

Tabela 19: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 2

Leto	Stalni stroški brez amortizacije EUR/leto	Variabilni stroški EUR/leto	Naložbe EUR/leto	Skupni stroški in naložbe EUR/leto
1.	548,00	3.256,63	29.795,00	33.599,63
2.	548,00	3.256,63	0,00	3.804,63
3.	548,00	3.256,63	0,00	3.804,63
4.	548,00	3.256,63	0,00	3.804,63
5.	548,00	3.256,63	0,00	3.804,63

19.4 Različica 3: Nakup novega kompresorja Kaeser ASD 57 T

19.4.1 Stroški električne energije pri Različici 3

Tabela 20: Stroški električne energije pri Različici 3

Energent	Letna poraba električne energije kWh/leto	Cena električne energije EUR/kWh	Skupni stroški na leto EUR/leto
Električna energija	50.790,986	0,08	4.063,28
Skupaj	50.790,986	0,08	4.063,28

19.4.2 Stroški vzdrževanja pri Različici 3

Tabela 21: Stroški vzdrževanja kompresorja pri Različici 3

Tip servisiranja	EUR	EUR
Mali servis za obdobje petih let 3 x	3 x 213,50	640,50
Veliki servis 1. za obdobje petih let 1 x	1 x 475,30	475,30
Veliki servis 2. za obdobje petih let 1 x	1 x 500,30	500,30
Skupaj v petih letih EUR		1.527,00
Povprečje EUR/ leto		305,40

19.4.3 Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 3

Tabela 22: Amortizacija kompresorja za obdobje petih let pri Različici 3

Leto	Vrednost amortizacije EUR/leto	Neodpisana vrednost projekta EUR/leto
1.	5.379,00	21.516,00
2.	5.379,00	16.137,00
3.	5.379,00	10.758,00
4.	5.379,00	5.379,00
5.	5.379,00	0,00

19.4.4 Analiza stroškov pri Različici 3

Tabela 23: Analiza stroškov kompresorja pri Različici 3

Variabilni stroški	EUR/leto
Stroški izdelave stisnjenega zraka	4.063,28
Variabilni skupni stroški	4.063,28
Stalni stroški	EUR/leto
Vzdrževanje	305,40
Stroški dela	0,00
Amortizacija	5.379,00
Stalni skupni stroški	5.684,40

19.4.5 Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 3

Tabela 24: Stroški in naložbe za obdobje petih let pri Različici 3

Leto	Stalni stroški brez amortizacije EUR/leto	Variabilni stroški EUR/leto	Naložbe EUR/leto	Skupni stroški in naložbe EUR/leto
1.	305,40	4.063,28	26.895,00	31.263,68
2.	305,40	4.063,28	0,00	4.368,68
3.	305,40	4.063,28	0,00	4.368,68
4.	305,40	4.063,28	0,00	4.368,68
5.	305,40	4.063,28	0,00	4.368,68

20 INTERNA STOPNJA PRIHRANKA PROJEKTA

Interno stopnjo prihranka projekta izračunamo na osnovi že predhodno oblikovanega denarnega toka. Metodo interne stopnje prihranka projekta uporabimo za oceno učinkovitosti projekta z vidika investitorja. Z njo izračunamo kdaj bo nova investicija prinesla koristi za podjetnika oz. lastnika, ko bo več kot pokrila stroške njegovega financiranja. Interna stopnja prihranka, ob ekonomskih elementih, ki spremljajo naložbo v njeni življenjski dobi, predstavlja kriterij gospodarske učinkovitosti in uspešnosti. Izračunamo jo z enačbo (Bizjak,1996):

$$ISP = r_p + (r_n - r_p) \cdot \frac{NSD_p}{NSD_p - NSD_n}$$

ISP – interna stopnja prihranka

NSD – neto skupni donos = Sd – So

Sd – skupni donosi projekta

So – skupni odhodki projekta

r_p – diskontna stopnja pri kateri je NSD pozitiven

r_n – diskontna stopnja pri kateri je NSD negativen

NSD_p – neto skupni donos pri uporabljeni diskontni stopnji r_p

NSD_n – neto skupni donos pri uporabljeni diskontni stopnji r_n

20.1 Različica 1

Interna stopnja prihranka pri Različici 1 je 187,26 %. Ta različica se je izkazala za ekonomsko zelo upravičen projekt, saj imamo največjo stopnjo prihranka med izbranimi alternativami. Pri tem kompresorju so nižji stroški obratovanja, predvsem zaradi možnosti prilagajanja obratov kompresorja glede na porabo in zaradi nižje porabe električne energije kompresorja v prostem teku.

Tabela 25: Interna stopnja prihranka pri Različici 1

Leto	Stroški pred reinženiringom	Stroški in naložbe po reinženiringu	Sedanja vrednost prihranka		Pred reinženiringom	Pred reinženiringom	Pred reinženiringom	Po reinženiringom
			Pred Reinženiringom	Po Reinženiringu				
			EUR	EUR				
			Diskontna stopnja 10%		Diskontna stopnja 180%		Diskontna stopnja 190%	
1.	19683,33	30472,40	17893,94	27702,18	7029,76	10883,00	6787,36	10507,72
2.	19683,33	2207,40	16267,21	1824,30	2510,63	281,56	2340,47	262,47
3.	19683,33	2207,40	14799,50	1659,70	896,73	100,56	807,06	90,51
4.	19683,33	2207,40	13481,73	1511,92	320,26	35,92	278,30	31,21
5.	19683,33	2207,40	12225,67	1371,06	114,37	12,83	95,96	10,76
			74668,05	34069,15	10871,76	11313,86	10309,14	10902,68
			40598,90		-442,11		-593,54	

$$ISP1 = 10\% + 180\% \cdot \frac{40598,90}{40598,90 - (-593,54)} = 187,26\%$$

20.2 Različica 2

Interna stopnja prihranka pri Različici 2 je 179,40 %. Tudi ta različica se je izkazala za ekonomsko upravičen projekt, z razliko od Različice 1 so tu višji stroški vzdrževanja, ker je v tem primeru potrebno izvajati dvojno servisiranje kompresorja.

Tabela 26: Interna stopnja prihranka pri Različici 2

Leto	Stroški pred reinženiringom	Stroški in naložbe po reinženiringu	Sedanja vrednost prihranka		Pred reinženiringom	Pred reinženiringom	Pred reinženiringom	Po reinženiringom
			Pred Reinženiringom	Po Reinženiringu				
			EUR	EUR				
			Diskontna stopnja 10%		Diskontna stopnja 180%		Diskontna stopnja 190%	
1.	19683,33	33599,63	17893,94	30545,12	7029,76	11999,87	6787,36	11586,08
2.	19683,33	3804,63	16267,21	3144,32	2510,63	485,28	2340,47	452,39
3.	19683,33	3804,63	14799,50	2860,62	896,73	173,33	807,06	156,00
4.	19683,33	3804,63	13481,73	2605,91	320,26	61,90	278,30	53,79
5.	19683,33	3804,63	12225,67	2363,12	114,37	22,11	95,96	18,55
			74668,05	41519,10	10871,76	12742,50	10309,14	12266,81
			33148,95		-1870,74		-1957,67	

$$ISP2 = 10\% + 180\% \cdot \frac{33148,95}{33148,95 - (-1957,67)} = 179,40\%$$

20.3 Različica 3

Interna stopnja prihranka pri Različici 3 je 183,17 %, prav tako se je tudi ta različica izkazala za ekonomsko upravičen projekt. Z razliko od Različice 1 je v tem primeru večja poraba električne energije, ker gre za zmogljivejši kompresor kot pri prvi različici, je večja poraba električne energije tako v prostem kot v polnem teku.

Tabela 27: Interna stopnja prihranka pri Različici 3

Leto	Stroški pred reinženiringom	Stroški in naložbe po reinženiringu	Sedanja vrednost prihranka		Pred	Pred	Pred	Po
			Pred Reinženiringom	Po Reinženiringu	reinženiringom	reinženiringom	reinženiringom	reinženiringom
			EUR	EUR	EUR	EUR	EUR	EUR
			Diskontna stopnja 10%		Diskontna stopnja 180%		Diskontna stopnja 190%	
1.	19683,33	31263,68	17893,94	28421,53	7029,76	11165,60	6787,36	10780,58
2.	19683,33	4368,68	16267,21	3610,48	2510,63	557,23	2340,47	519,46
3.	19683,33	4368,68	14799,50	3284,72	896,73	199,03	807,06	179,13
4.	19683,33	4368,68	13481,73	2992,25	320,26	71,08	278,30	61,77
5.	19683,33	4368,68	12225,67	2713,47	114,37	25,38	95,96	21,30
			74668,05	41022,44	10871,76	12018,32	10309,14	11562,23
			33645,61		-1146,57		-1253,09	

$$ISP3 = 10\% + 180\% \cdot \frac{33645,61}{33645,61 - (-1253,09)} = 183,17\%$$

21 IZBIRA POSODOBITVE

Kot najboljše ocenjena, učinkovita in ekonomsko upravičena posodobitev se je izkazala Različica 1, z vijačnim kompresorjem Kaeser ASD 47 SFC. Predvsem so tu nižji stroški električne energije tako v teku kot v prostem teku, saj so, za razliko od Različic 2 in 3, za 17 % manjši stroški porabe električne energije v prostem teku in 41,6 % in 55 % v polnem teku. Zato smo izbrali varčnejšo različico kompresorja z adsorpcijskim sušilnikom zraka, kar smo opisali v nadaljevanju in prikazali v Tabeli 28.

Tabela 28: Izbira posodobitve

	RAZLIČICA 1	RAZLIČICA 2	RAZLIČICA 3
OCENA NALOŽBE	XX	X	XXX
PORABA ELEKTRIČNE ENERGIJE	XXX	XX	X
STROŠKI VZDRŽEVANJA	XXX	X	XXX
SKUPAJ	8 X	4 X	7 X

Legenda ocen: XXX – zelo dobro, XX – dobro, X – zadovoljivo

21.1 Opis izbranega stacionarnega kompresorja Kaeser tip ASD 47 SFC

Omenjeni kompresor je avtomatični stacionarni vijačni kompresor, zračno hlajen in zvočno izoliran z vgrajeno mikroprocesorsko krmilno enoto Sigma Control in frekvenčno regulacijo. Profil Sigma, katerega je razvilo in izdelalo podjetje Kaeser, nam zagotavlja več stisnjenega zraka z manjšo porabo energije. Vijačni kompresor ASD 47 SFC s frekvenčno regulacijo vrtljajev nudi energetsko učinkovito obratovanje, prenos moči ima izveden s pomočjo direktnega prenosa v razmerju 1:1, ne povzroča izgub moči in ne potrebuje vzdrževanja. Veliki, počasi se vrteči vijačni blok z energetsko varčnim rotorjem zagotavlja nizko specifično moč v celotnem reguliranem območju efektivne dobave stisnjenega zraka naprave. Kompresor je s pomočjo frekvenčne regulacije zmožen proizvajati stisnjen zrak v skladu z dejanskim odvzemom preko prilagajanja vrtljajev vijačnega bloka v območju regulacije in lahko zagotavlja konstanten tlak v sistemu v razponu 0,1 bara. Tako znižan maksimalen sistemski tlak prihrani veliko denarja, kajti vsak dodaten bar nadtlaka nam poveča stroške porabljene energije za dodatnih 6 %.

Mehak zagon z najnižjimi vrtljaji elektromotorja, ki so v našem primeru 900 vrt./min, in se postopoma dvigujejo do polne obremenitve, ki je 3780 vrt./min, omogoča neomejeno število zagonov motorja v dani časovni enoti, ki ne dvigujejo vršne tokovne odvzeme pri skupni porabi energije v proizvodnji. Izstopna temperatura stisnjenega zraka je 6 °C nad temperaturo okolice, zato je zrak potrebno dodatno osušiti, da se ne pojavi kondenzat. Kompresor ima tudi možnost prilagoditve obratovalnega tlaka od 6 do 8,5 bar, kar nam pri ustrezni nastavitvi dolgoročno prinese prihranke.



Slika 33: Vijačni kompresor Kaeser ASD 47 SFC (www.kaeser.si)

21.2 Opis izbranega adsorpcijskega sušilnika zraka Kaeser tip DC 75 E

Ob energetske primerjavi izvedenih meritev se je različica s frekvenčno krmiljenim oljnim kompresorjem tipa ASD 47 SFC izkazala kot najučinkovitejša, s pripadajočo tlačno posodo volumna 500 litrov, katere namen je prestrezanje tlačnih udarov zaradi zaščite sušilnega sredstva v adsorpcijskem sušilniku. Sušilnik je dimenzioniran tako, da lahko pokriva kapaciteto sušenja za kasnejšo predvideno razširitev kompresorske postaje. Opremljen je z Eco Control krmilnikom, ki omogoča prilagoditev količine porabljenega zraka glede na dejanski pretok v razponu od 30 do 100 % obremenitve sušilnika. Poraba lastnega zraka tako niha od 0,36 do 1,2 m³/min, tako da pri 7 bar in 35 °C vstopnega zraka ter 100 % obremenitvi sušilnika pridobimo 6,3 m³/min osušenega zraka na izstopu pri točki rosišča -20 °C pri 30 % obremenitvi in točko rosišča -70 °C pri 100 % obremenitvi. Takšen način omogoča precejšnje prihranke energije v režimu delne obremenitve.



Slika 34: Adsorpcijski sušilnik zraka Kaeser DC 75 E (www.kaeser.si)

22 ZAKLJUČEK

V diplomski nalogi smo razširjeno obdelali in nadaljevali nalogo, ki smo jo zastavili v okviru praktičnega usposabljanja. Dela smo se lotili v sodelovanju s Solkansko industrijo apna, d. o. o., z namenom odprave pomanjkljivosti in izboljšanja delovanja sistema stisnjenega zraka na področju kamnoloma. Preučili smo proizvodnjo na lokaciji kamnoloma, seznanili smo se s sestavnimi deli sistema stisnjenega zraka in njihovim delovanjem. Opredelili smo probleme, ki se pojavljajo na tej lokaciji. Opravili smo meritve puščanja zraka in porabe ter porabe električne energije. Na podlagi pridobljenih rezultatov smo za odpravo prisotnih pomanjkljivosti izbrali tri alternativne rešitve o posodobitvi kompresorske postaje. Z izbrano najučinkovitejšo različico smo odpravili motnje in pomanjkanje stisnjenega zraka v proizvodnem procesu ter odpravili pojav olja, ki je z zrakom prihajal iz dotrajanega kompresorja. Z nabavo novega adsorpcijskega sušilnika zraka smo odpravili kondenzat iz sistema in s tem preprečili možnosti poškodb strojev. S projektiranjem novega cevovoda smo omogočili nemoten dotok zraka porabnikom in tako realizirali zastavljene cilje diplomskega dela. Opisani idejni projekt je bil uspešno praktično vpeljan. Nov sistem stisnjenega zraka uspešno obratuje na področju kamnoloma Solkanske industrije apna, d. o. o.

23 LITERATURA

Bizjak, F. (1996). Tehnološki in projektni management. Nova Gorica: Slovenska knjiga.

Bizjak, F., Petrin, T. (1996). Uspešno vodenje podjetja. Ljubljana: Gospodarski vestnik.

Fatur, T., Sitar, M. (2000). Spremljanje rabe energije v industriji. Ljubljana: Slovenska knjiga.

Interno gradivo podjetja Solkanska industrija apna, d. o. o., Solkan 31.5.2007.

Jenko, B. (1993). Vakuumska tehnika. Ljubljana: Društvo za vakuumsko tehniko Slovenije.

Jordan, B. (1974). Termodinamika. Ljubljana: Dopisna delavska univerza.

Kompresorji Atlas Copco. Pridobljeno 19.2.2008 s svetovnega spleta: <http://www.atlascopco.com>.

Kompresorji Kaeser. Pridobljeno 10.2.2008 s svetovnega spleta: <http://www.kaeser.si>.

Kompresorji Omega air. Pridobljeno 14.2.2008 s svetovnega spleta: <http://www.omega-air.si>.

Kompresorji Viig. Pridobljeno 14.2.2008 s svetovnega spleta: <http://www.viig.si>.

Kožuh, M., Špendal, M. (1992). Varčno z energijo pri rabi komprimiranega zraka. Ljubljana: Slovenska knjiga.

Mramor, D. (1993), Uvod v poslovne finance. Ljubljana: Gospodarski vestnik.

Nomogram cevovoda. Pridobljeno 25.5.2007 s svetovnega spleta: <http://www.atom.uni-mb.si>.

Podjetje HPE d.o.o. Pridobljeno 25.2.2008 s svetovnega spleta: <http://www.hpe.si>.

Povše, R. (1990). Energetski stroji in naprave. Ljubljana: Fakulteta za strojništvo.

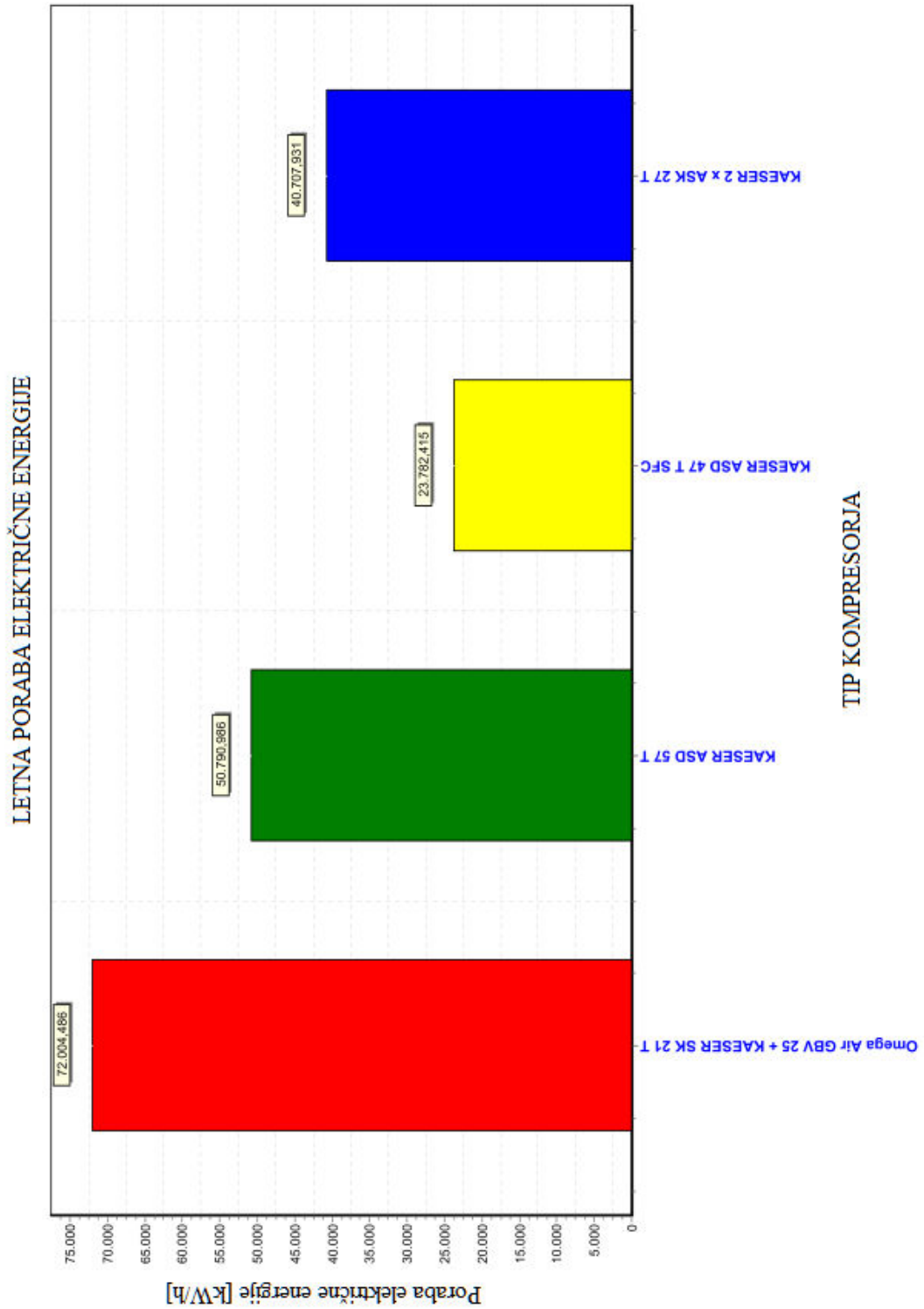
Rant, Z. (2001). Termodinamika knjiga za uk in prakso. Ljubljana: Fakulteta za strojništvo.

Solkanska industrija apna, d. o. o. Pridobljeno 20.1.2008 s svetovnega spleta:
<http://www.sia-gorica.si>.

Volk, B. (2007). Poročilo praktičnega usposabljanja. Univerza v Novi Gorici, Poslovno-tehniška fakulteta.

24 PRILOGE

PRILOGA 1: Prikaz porabe električne energije kompresorjev pridobljene v času meritev na območju kamnoloma v kWh (Podatki so pridobljeni iz sistema za zajemanje podatkov podjetja Kaeser kompresorji).



PRILOGA 2: Prikaz stroškov letne porabe električne energije kompresorjev pridobljene v času meritev na območju kamnoloma v EUR

