Manual de instruire

Sistemul optimizat de abur industrial

Octombrie 2012

Drepturi de autor
Acest document este protejat de legea dreptului de autor UNIDO. Nici acest proiect, nici orice extract din aceasta nu poate fi reprodus, stocat sau transmis în orice formă sau prin orice mijloace, fără permisiunea prealabilă asigurată.
Cererea pentru permisiunea redării acestui material poate fi adresată la:
Marco Matteini
Centru Internaţional din Viena
P.O. Box 300
1400 Viena, Austria
Tel: +43 1 26026 4583
Fax: +43 1 26026 6803
E-mail: M.Matteini@unido.org

© UNIDO 2012, All rights reserved

Mulţumiri

Dezvoltat de:
Riyaz Papar, P.E., CEM
Compania tehnologică din Hudson, SUA

Greg Harrell, Ph.D., P.E.
EMSCAS, SUA

Ven Venkatesan, P.E., CEM
Compania tehnologică din Hudson, USA

Autorii ar dori să recunoască şi să-şi exprime recunoştinţa faţă de mai multe personalităţi, centrale industriale, agenţii guvernamentale şi programe care au contribuit în mod semnificativ şi au contibuit cu diverse resurse valoroase, timp şi efort pentru dezvoltarea acestui Manual de Instruire pentru Optimizarea Sistemului de Abur Industrial (SAI) Experţi de formare . Acestea include:

- Departamentul de Energie al Programului de Tehnologii Industriale – Exemple eficiente a aburului
- Khac Tiep Nguyen – UNIDO, Austria
- Marco Matteini – UNIDO, Austria
- Senthil Kumar – Compania tehnologică din, SUA
- Corporaţia Chrysler, SUA
- Del Monte Foods – Centrala Modesto , SUA
- Siatemul procesului Jim Munch , SUA
- Compania de concepte de energie, SUA

În plus, sunt multe alte persoane care au revizuit acest document şi respectiv autorii doresc să-şi exprime recunoştinţa sinceră faţă de ei.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Disclaimer

Acest manual de formare a fost special pregătit pentru a fi folosit şi distribuit de Centrul de instruire SSO oferit de către Programul industrial pentru eficienţă energetică (IEE) UNIDO. Acesta a fost pregătit ca un cont de lucru sponsorizat de IEE UNIDO în cadrul unui contract de sub - autor. Nici autorii şi nici UNIDO, nici oricare dintre angajaţii lor, nu dau nici o garanţie, nici o explicaţie şi nu –şi asumă nici o răspundere legală sau vreo responsabilitate pentru acurateţea, completitudinea, sau utilitatea oricărei informaţii, aparate, produse, sau procese, sau care reprezintă utilizarea care nu ar încălca drepturile de proprietate privată. Referinţă adusă oricărui produs comercial specific, proces, sau serviciu cu denumirea comercială, marcă, producător, sau altfel, nu constituie în mod necesar implicarea, aprobarea sau susţinerea sa, recomandarea sau favorizarea de către autor, UNIDO sau de orice agenţie cu privire la aceasta. Punctele de vedere şi opiniile autorilor exprimate aici, nu sunt neapărat de stat sau reflectate cele de UNIDO sau de orice agenţie cu privire la aceasta.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Cuprins

REZUMAT 6

NOMENCLATOR 7

1. INTRODUCERE.....9
   1.1 Utilizatorii de abur industrial 9
   1.2 Avantagele utilizării aburului 10
   1.3 Sistemul de abordare 10

2. BAZELE FUNDAMENTALE ALE SISTEMULUI DE ABUR.....11
   2.1 Prezentarea generală şi componentele unui sistem de abur 11
   2.2 Diagrame liniare a sistemului de abur 13
   2.3 Aburul termodinamic 15
   2.4 Principii şi legi fundamentale 17

3. DEFINIREA SISTEMULUI DE ABUR INDUSTRIAL.....18
   3.1 Instrumentele de definire US DOE (SSST) 18

4. MODELAREA SISTEMULUI DE ABUR INDUSTRIAL.....20
   4.1 Instrumentele de evaluare US DOE (SSAT) 20
   4.2 Proiecte de optimizare a sistemului de abur în SSAT.....22

5. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A PRODUCERII DE ABUR.....24
   5.1 Proprietăţile combustibilului.....24
   5.2 Costul de producere a aburului 25
   5.3 Determinarea randamentului cazanului (Metoda Directă).....26
   5.4 Determinarea randamentului cazanului (Metoda Indirectă) 27
   5.5 Oportunităţi de optimizare a producerii aburului& Exemple 35

6. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A DISTRIBUŢIEI ABURULUI.....48
   6.1 Prezentare generală 48
   6.2 Oportunităţi de optimizare a distribuţiei aburului & Exemple 49

7. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A ABURULUI FINAL UTILIZAT 58
   7.1 Prezentarea generală a balanţei de abur 58
   7.2 Oportunităţi de optimizare a utilizării finale de abur & Exemple 61

8. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A RECUPERĂRII ABURULUI CONDENSAT.....64
   8.1 Prezentarea generală 64
   8.2 Separatoare de condensare din abur.....64
   8.3 Oportunităţi de optimizare a recuperării condensatului& Exemple 69

 © UNIDO 2012, All rights reserved

9. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A PRODUCERII COMBINATE(CET) 76
9.1 Prezentare generală 76
9.2 Turbine cu abur.....77
9.3 Randamentul turbinei cu abur 79
9.4 Rata aburului 81
9.5 Oportunităţi de optimizare a CET & Exemple eficiente.....81

10. CONCLUZII & URMĂTORII PAŞI.....87
10.1 Oportunităţi de optimizare a sistemului de abur & Exemple practice 87
10.2 Următorii paşi 88

REFERINŢE 90

ANEXA A: TABELELE DE ABUR 91

ANEXA B: TABELELE PIERDERILOR DE CĂLDURĂ PRIN COŞ DE FUM.....92

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Lista Figurelor

1. Sistemul general de abur……11
2a. Diagram Linie a colectorului sistemului de abur 1-Presiune……13
2b. Diagram Linie a colectorului sistemului de abur 2-Presiune ……14
2c. Diagram Linie a colectorului sistemului de abur 3-Presiune ……14
2d. Diagram Linie a colectorului sistemului de abur cu turbină cu condensaţie 3-Presiune….15
3. Relaţia dintre Temperatura Saturată – Presiune……16
4. Diagram Mollier (Abur) ……17
5a. Modelul sistemului de abur SSAT "1-Colector" ……21
5b. Modelul sistemului de abur SSAT "2- Colector" ……21
5c. Modelul sistemului de abur SSAT "3- Colector" ……22
6. Modelul sistemului de abur SSAT "3-Colector" ……23
7. Curba tipică a arderii gazului în cazan……26
8. Pierderile operaţionale din cazan……27
9. Conţinutul de energie termică în cazanul de purjare……32
10. Calcularea pierderilor prin suprafaţă utilizînd programulUS DOE SSAT Software……34
11. Exemple de pierderi prin suprafaţa cazanului……34
12. Sistem de control poziţionat……36
13. Sistem Automat de verificare a oxigenului……37
14. Exemplu pierderile de căldură de suprafaţă cu apa de alimentare din economizor……41
15. Controlor automat al cazanului de purjare……43
16. Recuperarea energiei din purjare……44
17. Rata scurgerilor de abur printr-un orificiu……50
18. Ecran de intrare 3EPlus® ……53
19. Ecranul rezultatelor 3EPlus® ……54
20. Diagrama tipică aburului final utilizat pentru Industria alimentară şi de băuturi……59
21. Schimbător de căldură indirect apă /abur ……60
22. Schimbător de căldură direct apă /abur ……61
23. Încălzitor de aer cu bobină de abur (Operaţiune curentă)……62
24. Funcţionarea Captatoarelor de abur termostatice……66
25. Funcţionarea captatoarelor mecanice F&T ……67
26. Funcţionarea captatoarelor de abur mecanice sub formă de cupă inversată……67
27. Funcţionarea captatoarelor de abur termodinamic de tip Disk……68
28. Funcţionarea captatoarelor de abur de tip orificiu……69
29. Sisteme de condensat returnat……72
30. Transferarea presiunii înalte a condensatului către aburul cu presiune joasă……74
31. Turbine de abur cu contrapresiune……78
32. Turbine cu abur contrapresiune şi extragere……78
33. Turbine cu abur cu condensaţie……79
34. Randamentul turbinei cu abur şi rata de abur……81
35. Operaţiuni curente într-o centrală industrială utilizînd PRV……82
36. Construcţia unei centrale industriale cu turbine cu abur……83

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Lista de Tabele

1. SSST "Cuprinsul rezultatelor" pentru un sistem de abur industrial obişnuit ……19
2. Valoarea căldurii superioare de ardere a combustibililor tradiţionali……25
3. Primul ghide al pierderilor prin suprfaţă...……..……28
4. Pierderi prin suprafaţa cazanului penrtu gazul natural.……..……..33
5. Parametri de control ai gazului natural….……..……..37
6. Analiza oportunităţilor de optimizare a parametrilor turbinei cu contrapresiune la CET….84
7. Analiza oportunităţilor de optimizare a parametrilor turbinei cu condensaţie la CET...…..85

 © UNIDO 2012, All rights reserved

REZUMAT

Manualul de instruire a sistemului optimizat de abur industrial actual (SOAI) este dezvoltat ca o referinţă suplimentară şi ca o resursă pentru cursul dat oferit de către Proiectul optimizat al sistemului de abur industrial IEE UNIDO. Acesta nu înlocuieşte cursul condus de către instructorul cursului actual. Cu toate acestea, este utilizat pentru a învăţa utilizatorii finali, operatorii şi personalul de întreţinere a întreprinderilor, manageri de energie, a autorităţilor, a inginerilor simpli şi cei consultanţi, cu privire la modul de a evalua şi de a optimiza sistemele de abur. Scopul său unic este de a identifica, cuantifica şi produce energia şi de asemenea economii de cost, prin funcţionarea corectă şi de control, menţinerea sistemului, procesul cel mai adecvat ce foloseşte aburul şi aplicarea tehnologiiilor standar de stare într-un sistem de abur industrial.

Acest manual de instruire se referă la funcţionarea sistemelor tipice de abur industrial, care includ producerea de abur, distribuţia aburului, utilizările finale ale aburului, recuperarea condensatului şi producerea combinată de căldură şi electricitate (CHP). Manual de instruire descrie, fiecare dintre domeniile date în detaliu şi identifică parametrii critici şi de o importanţă majoră, masurători, etc, care sunt necesare pentru a fi făcute pentru a efectua o "abordare sistemică", bazată pe sistemul de evaluare a energiei cu abur la o centrală. Manual de instruire identifică oportunităţile de îmbunătăţire de o performanţă majoră în fiecare dintre domeniile menţionate mai sus, care conduc la optimizarea sistemului de abur în ansamblu.

Întreg sistemul de analiza a abur trebuie să respecte legile fundamentale ale fizicii şi a termodinamicii (de căldură şi de echilibru de masă). Uneori nu este uşor de a efectua această analiză manual, iar utilizatorul are nevoie de a modela aceste aplicaţii cu ajutorul instrumentelor software disponibile pe piaţă. Utilizarea acestor programe de software a devenit foarte răspândită, şi respectiv în industria "timpului actual", aceste sisteme de achizitie de date verifică şi analizează modelele de sisteme de abur. Orice metodologie utilizată pentru analiza sistemului de abur ar trebui să realizeze "Abordarea sistemelor" şi să se bazeze pe principiile sonore în inginerie. Programele software a sistemului de aburi ale Departamentul Sistemului eficient utilizat în energia aburului din SUA, poate fi, de asemenea, utilizat pentru modelarea sistemelor industriale de abur. Ei au cuantificat energia şi economiile de cost din proiecte pentru a oferi o platformă excelentă pentru utilizatorul sistemului de abur. Manual de instruire introduce aceste instrumente software şi furnizează informaţiile cu privire la un caz dat analizat.

În general, acest manual de instruire oferă o informaţie uşor de înţeles metodologia sistematică "a Sistemelor de abordare", pentru a optimiza sistemele industriale de abur şi oferă utilizatorului, exemple simple şi exemple de probă pentru a testa cunoştinţele acestora, pentru ca progresul lor să fie evident în toate domeniile sistemului industrial de abur.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

NOMENCLATOR

$A_{orifice}$ – suprafţa orificiului
C_p – căldura specifică
$d_{orifice}$ – diametrul orificiului
$h_{blowdown}$ – entalpia aburului introdus
$h_{condensate}$ – entalpia codensatului returnat
h_{exit} – entalpia la ieşirea din turbină
$h_{feedwater}$ – entalpia apei de alimentare
HHV_{fuel} – căldura superioară de ardere a combustibilului
h_{inlet} – entalpia de intrare în turbină
h_{makeup} – entalpia apei de adaos
h_{PRV} – entalpia de ieşire din PRV
h_{steam} – entalpia aburului
h_{water_in} – entalpia de intrare a apei
h_{water_out} – entalpia de ieşire a apei
$K_{bd_savings}$ – economia costului de combustibil
K_{bd_system} – costul de combustibil al sistemului
K_{boiler} – costul cazanului pe combustubil
$k_{electric}$ – costul energie electrice
k_{fuel} – costul unitar al combustibilului
k_{fuel_1} – costul combustibilului 1
k_{fuel_2} – costul combustibilului 2
K_{shell} – costul pierderilor prin suprafaţă
k_{steam} – costul unitar al aburului sau indicatorul de cost al aburului
kW – puterea electrică generată de către turbina de abur
$m_{blowdown}$ – debitul de masă a fluxului la ieşire din cazan
$m_{blowdown_current}$ – rata curentă de curgere la ieşire din cazan
$m_{blowdown_new}$ – debitul de masă la ieşire din cazan
$m_{condensate}$ – debitul de masă a condensatului returnat
m_{fuel} – debitul de masă a combustibilului
m_{PRV} – debitul de masă a aburului prin PRV
m_{steam} – debitul de masă a aburului la ieşire din cazan
m_{steam_saved} – debitul de masă a aburului
$m_{turbine}$ – debitul de masă a aburului prin turbină
m_{water_in} –debitul masic apei la intrare
m_{water_out} – debittul masic a apei la ieşire
P_{steam} – presiunea aburului
Q_{air_1} – căldura transferată în aer în proces real
Q_{air_2} – căldura transferată în aer în proces nou
Q_{bd_boiler} – pierderi de energie termică la ieşire din cazan
$Q_{bd_savings}$ – economia de energie termică redusă la ieşire
Q_{bd_system} – pierderi de energie termică în sistemul de purjare
$Q_{condensate}$ – cantitatea de energia termică în comparaţie cu apa condensată
Q_{enduse} – căldura transferată în exterior

 © UNIDO 2012, All rights reserved

$Q_{saved_insulation}$ – economia de energie datorită suprafeţelor izolate
Q_{steam} – căldura transferată de abur
Q_{water} – căldura transferată apei într –un schimbător de căldură
T – ore de funcţionare
T_{in} – temperature de intrare
T_{out} – temperature de ieşire
V_{air} – debitul de volum de aer
$V_{condensate}$ – debitul de volum al condensatului returnat
W_{actual} – lucrul real efectuat de turbină
W_{ideal} – lucrul ideal efectuat de turbină (perfect)

Smboluri greceşti

β – rata de ieşire a cazanuluier , procent al apei de alimentare
η_{boiler} – randamentul cazanului
η_{boiler_1} – randamentul cazanului cu primul combustibil
η_{boiler_2} – randamentul cazanului cu al doilea combustibil
$\eta_{current}$ – eficienţa reală a cazanului
η_{new} – eficienţa nou a cazanului
$\eta_{turbine}$ – eficienţa iyontropică a cazanului
λ_{bd_system} – pierderi în sistemul de purjare
$\lambda_{blowdown}$ – pierderi la intrare în cazan
$\lambda_{miscellaneous}$ – diverse pierderi în cazan
λ_{shell} – pierderi prin suprafaţa cazanului
λ_{stack} –pierderi de scurgere în cazan
ρ_{air} – densitatea aerului
$\rho_{condensate}$ – densitatea condensatului
σ – economia de combustibil
σ_{CHP} – beneficiu economic net asociat cu o turbină de abur funcţională
$\sigma_{condensate}$– beneficiu economic net asociat cu condensatul returnat
$\sigma_{electric}$ – economia costului de energie electrică în comparaţie cu o turbină de abur funcţională
$\sigma_{ExcessAir}$ –costul de combustibil în comparaţie cu controlul aerului în exces
σ_{fuel} –creşterea costului de energie în comparaţie cu turbine funcţională de abur
$\sigma_{FuelSwitch_savings}$ – economia costului de combustibil în comparaţie cu controlul aerului în exces
$\sigma_{insulation}$– economia costului de combustibil în comparaţie cu suprafeţele izolate
σ_{steam}– economia de cost a combustibilului în comparaţie cu aburul economisit
$\sigma_{steamleak}$– economia de cost a combustibilului în comparaţie cu o scurgere de abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

1. INTRODUCERE

Acest manual de instruire a sistemului optimizat de abur industrial actual (SOAI) este destinat operatorilor de sisteme de abur şi personalului din întreprinderi, managerilor de energie, de asemenea inginerilor simpli şi consultativi. Acest manual va aborda metodele de îmbunătăţire a eficienţei sistemului, metodololegii de cuantificare a energiei şi de reducere a costurilor, respectiv a aspectelor de punere în aplicare a programelor de îmbunătăţire. Cursul dat de instruire are următoarele obiective majore:

- Înţelegerea necesităţii şi importanţei utilizării Sistemelor de abordare pentru a evalua corect sistemele de abur şi oportunităţile de optimizare ale
- Instruirea utilizatorilor finali şi a inginerilor consultanţi pentru a evalua un sistemde optimizare
- Evaluarea şi realizarea sistemele de abur în industrie, asigurarea economiilor de costuri în funcţionarea sistemului de abur şi de control, menţinerea sistem; utilizarea procesul adecvat a aburului; producerea combinată de căldură şi de energie / de cogenerare; şi de aplicare a tehnologiilor de stare
- Efectuarea evaluărilor şi identificarea posibilităţilor, cuantificarea şi implementarea proiectelor de energie, respectiv optimizarea costurilor, prin urmare, optimizarea sistemul general de abur industrial
- Identify a good set of tools and resources, including software, standards and guidance, that can help identifying steam system performance improvement opportunities Identificarea unui set întreg de instrumente şi resurse necesare, inclusiv software-ul, standarde şi orientări, care poate ajuta la identificarea oportunităţilor de performanţă a sistemuui de abur

1.1 Utilizatorii industriali de abur

În industrie este utilizat frecvent aburul. Datele din industrie arata ca media consumului de energie cu abur ar putea fi la fel de mult ca 35-40% din consumul de energie actual. Prin urmare, este foarte important de a optimiza aceste sisteme şi pentru a reduce costurile lor de operare. Cu toate acestea, nu există două sisteme sau procese la fel şi este foarte dificil să se generalizeze sistemele de abur. Sisteme industriale de abur pot fi clasificate în trei categorii, în funcţie de nivelul de presiuneal lor, valoarea de utilizare a aburului şi de o multitudine de procese care folosesc abur ca un sistem de încălzire, separare, uscare şi drept sursa generatoare:

- **Utilizatorii mari de abur**
  - Petrochimie
  - Rafinării
  - Produse forestiere
  - Mîncare şi băutură
  - Plasticuri
  - Cauciucuri
  - Textile
  - Farmaceutica
  - Fabrici de producere

 © UNIDO 2012, All rights reserved

- **Utilizatorii medii de abur**
  - Centre mari de încălzire
  - Fabrici de bere
  - Spălătorii
  - Brutării
  - Fabrici de matal
  - Centrale mari de răcire

- **Utilizatorii mici de abur**
  - Electronica
  - Cabine de vopsit
  - Sisteme de umeditate

1.2 Avantajele utilizării aburului

Aburul reprezintă o sursă de încălzire extrem de eficientă, care menţine o temperatură constantă şi are coeficienţi mari de transfer de căldură. Aburul are cea mai mare cantitate de energie transferabilă (în formă de căldură latentă) pe unitate de masă şi, prin urmare, devine un mediu extrem de eficient din punct de vedere a costului în transferul de căldură. Aburul curge prin sistemul liber a energiei externe, cum ar fi pompele şi poate fi controlata foarte precis. Atunci când este utilizat aburul saturat, temperatura şi presiunea de abur sunt corelate de termodinamică şi, prin urmare, temperatura de sistem poate fi controlată foarte precis, prin controlul presiunii aburului la utilizarea finală. Aburul, prin natura sa, este un mediu foarte flexibil la transferul de energie care poate fi utilizat pentru încălzire, precum şi procesul de generare a energiei electrice.

1.3 Sisteme de abordare

Pentru înţelegerea şi evaluarea oricărui sistem industrial eficient, cheia eficienţei constă în utilizarea unui "Sistem de abordare". Pentru un Sistem de abordare, utilizatorul trebuie să ia în considerare tot sistemul de abur, decît utilizarea unei singure componente.Abordarea generală pentru o optimizare a sistemului de abur începe cu stabilirea condiţiilor sistemului şi parametrii de funcţionare, urmat de o înţelegere atât a ofertei cît, şi a cererii părţii sistemului. Zonele potenţiale (proiecte) pentru optimizarea sistemului de abur sunt apoi identificate, analizate şi puse în aplicare pentru a satisface atât constrîngerile operaţionale şi financiare a centralelor. Ca o etapă finală, performanţa globală a sistemului este permanent monitorizată şi are tendinţa de a se asigura că nevoile procesului de schimbare a sistemului nu rămână în configuraţia optimă.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

2. BAZELE FUNDAMENTALE ALE SISTEMELOR DE ABUR

2.1 Sisteme generale de abur şi componenetele acestora

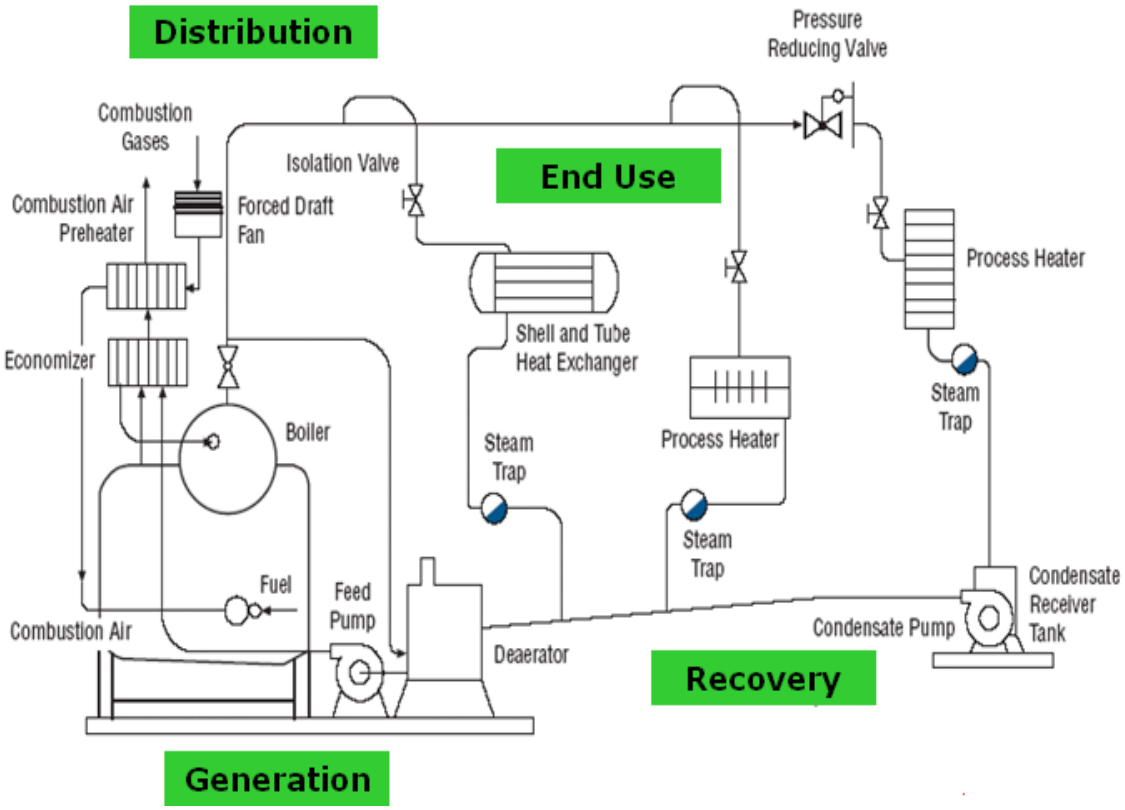


Figura 1: Sistemul general de abur
(Sursa: US DOE Steam BestPractices Program – Steam System Sourcebook)

Orice sistem general de abur (industrial, comercial, instituţional) va avea patru domenii majore de analiză:

- Generarea
- Distribuţia
- Utilizarea finală sau/şi cogenerarea
- Recuperarea condensatului

În urma unei analize detaliate, se poate constata că sistemele industriale de abur vor avea în mod sigur toate ccomponentele menţionate mai sus, cele patru domenii distinct separate, însă sistemele instituţionale pot sau nu pot avea un sistem de distribuţie mare. Producerea combinată de energie termică şi electrică (CET), sau, de asemenea, numit ca fiind cogenerare este frecvent găsit în sistemele industriale, care utilizează la scară largă sistemele abur. Cogenerarea poate să nu existe la utilizatorii mici şi medii de abur. În plus, fiecare din aceste patru domenii au mai

 © UNIDO 2012, All rights reserved

multe componente.Mai multe componente pot efectua aceeaşi funcţie într-o zonă sau anumite componente nu pot exista într-un sistem specific. Cu toate acestea, este foarte important de a construi o diagramă liniară simplă a sistemului global de identificare de echipamentelor majore a sistemului de abur, care există şi va trebui să fie investigat folosind un sistem de abordare atunci când evaluarea şi optimizarea sistemelor industriale de abur.

Principalele componente ale unui sistem de abur industrial (defalcate în funcţie de zonă) sunt:

- **Generarea**
  - Cazane
  - Cazane auxiliare (Force-Draft, Induced-Draft fans, control, etc.)
  - Economizoare
  - Încălzitoare de aer
  - Echipament necesar pentru tratarea apei
  - Deaerator
  - Pompe pentru apa de alimentare
  - Echipament de stocare şi manevrare a combustibilului

- **Distribuţia**
  - Conducte de abur
  - Staţii de reducere a presiunii(supape)
  - Stropitoare
  - Acumulatoare de abur
  - Supraîncălzitoare

- **Utilizarea finală şi/sau Cogenerarea**
  - Schimbătoare de căldură
  - Coloane
  - Vaporizatoare
  - Aragazuri
  - Uscătoare
  - Echipamente pentru procesul de încălzire cu abur injectat
  - Turbine cu abur

- **Recuperarea condensatului**
  - Conducte de stocare a aburului
  - Rezervoare de colectare a condensatului
  - Pompe pentru condensat
  - Conducte de condensat

Aşa cum am menţionat mai devreme, ar trebui de remarcat faptul că un sistem de abur poate conţine una sau mai multe componente din cele mai sus mentionate (echipamente). Aceasta nu este o listă complexă, ci oferă informaţii despre componentele găsite în sistemele de abur mai general. Pentru o analiză corectă optimizarea sistemului de abur, un inginer va trebui să înţeleagă funcţiile şi operaţiunile pentru fiecare dintre componentele sistemului de abur. În plus, este foarte important să se înţeleagă modul în care fiecare dintre aceste componente interacţionează cu sistemul de abur întreg şi impactul acestora asupra operaţiunilor şi fiabilitatea sistemului de abur.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

2.2 Diagrama liniară a sistemului de abur

Diagrama liniară a unui sistem de abur este foarte simplă din punct de vedere constructiv. Scopul principal al diagramei liniare constă în a intelege la un nivel cît mai ridicat operaţiunile aburului într –un sistem la o instalaţie, fără a intra în detalii tehnice şi condiţiile specifice de funcţionare. Această diagramă liniară ar trebui să enumere toate componentele majore, precum şi cele care vor deveni, eventual, componente de impact. Figurile 2a, 2b, 2c şi 2d reprezintă exemple de scheme de bază ale unui sistem de abur, cu o ordine crescătoare de complexitate.

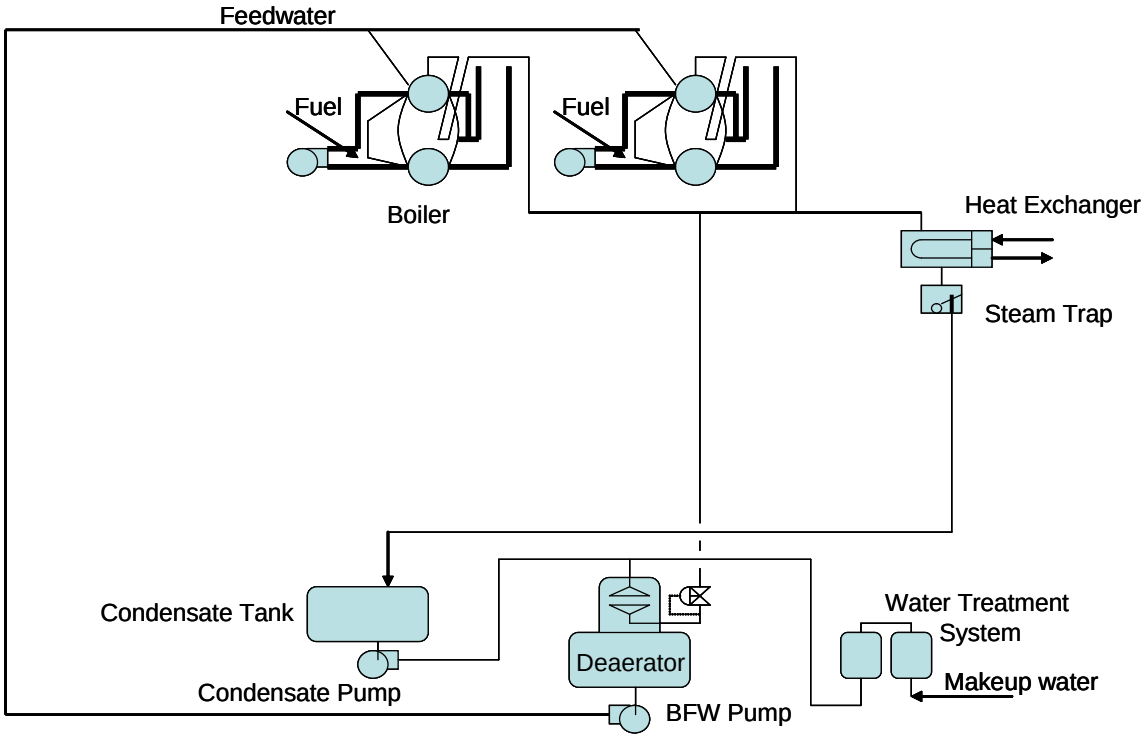


Figura 2a: A 1-Diagrama sistemului de abur la presiune înaltă
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

Ea trebuie să se constate că, chiar şi într-un sistem simplu de abur (aşa cum se arată în figura 2a), o diagramă furnizează toate informaţiile necesare la nivel înalt, care ar trebui să o aibă pentru a face o analiză detaliată pentru optimizarea sistemului de abur. Toate componentele sunt marcate aici şi, deşi aceste simboluri specifice de componente nu respectă nici standardele internaţionale, scopul lor principal este de a identifica şi arăta schematic amplasarea lor în sistemul de abur de ansamblu şi descrierea operaţiunilor. Figurile ulterioare 2b, 2c şi 2d vor folosi aceste simboluri identice pentru componente, dar individual, cu excepţia cazului "nou"unde o componentă nouă este introdus în figura. Utilizatorii acestui manual de formare reamintește că fiecare sistem de abur în industrie este unic, dar componentele generale şi operaţiunile lor sunt foarte asemănătoare. Prin urmare, un utilizator va trebui să dezvolte o diagramă liniară pentru fiecare sistem de aburi în parte, care are nevoie de o optimizare a sistemului de evaluare de aburi.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

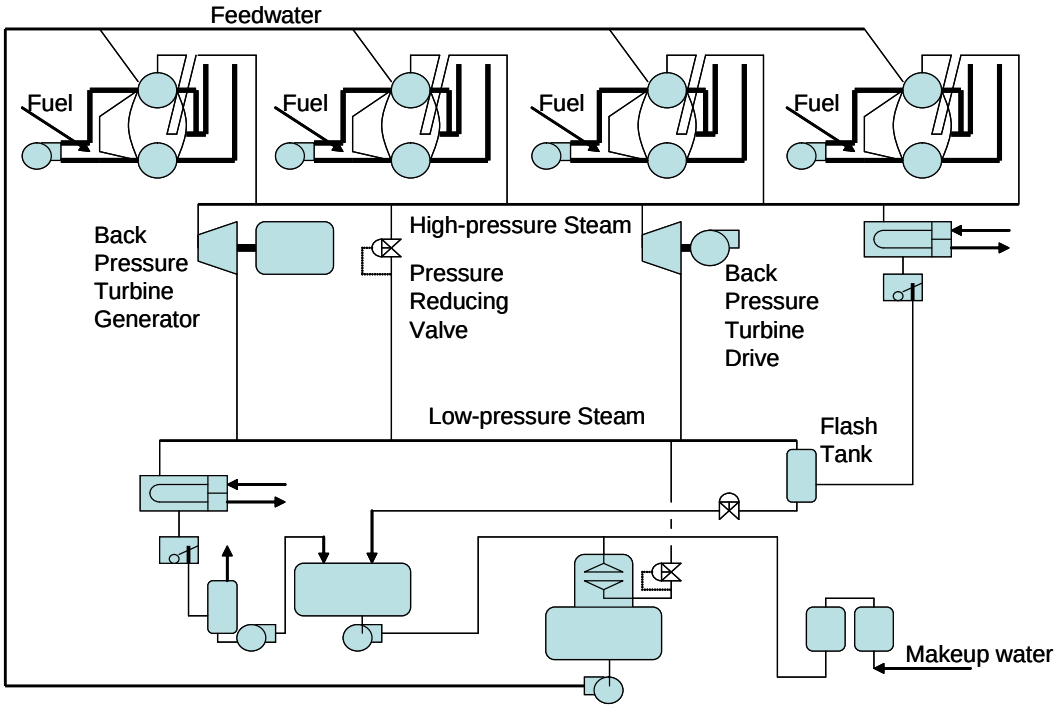
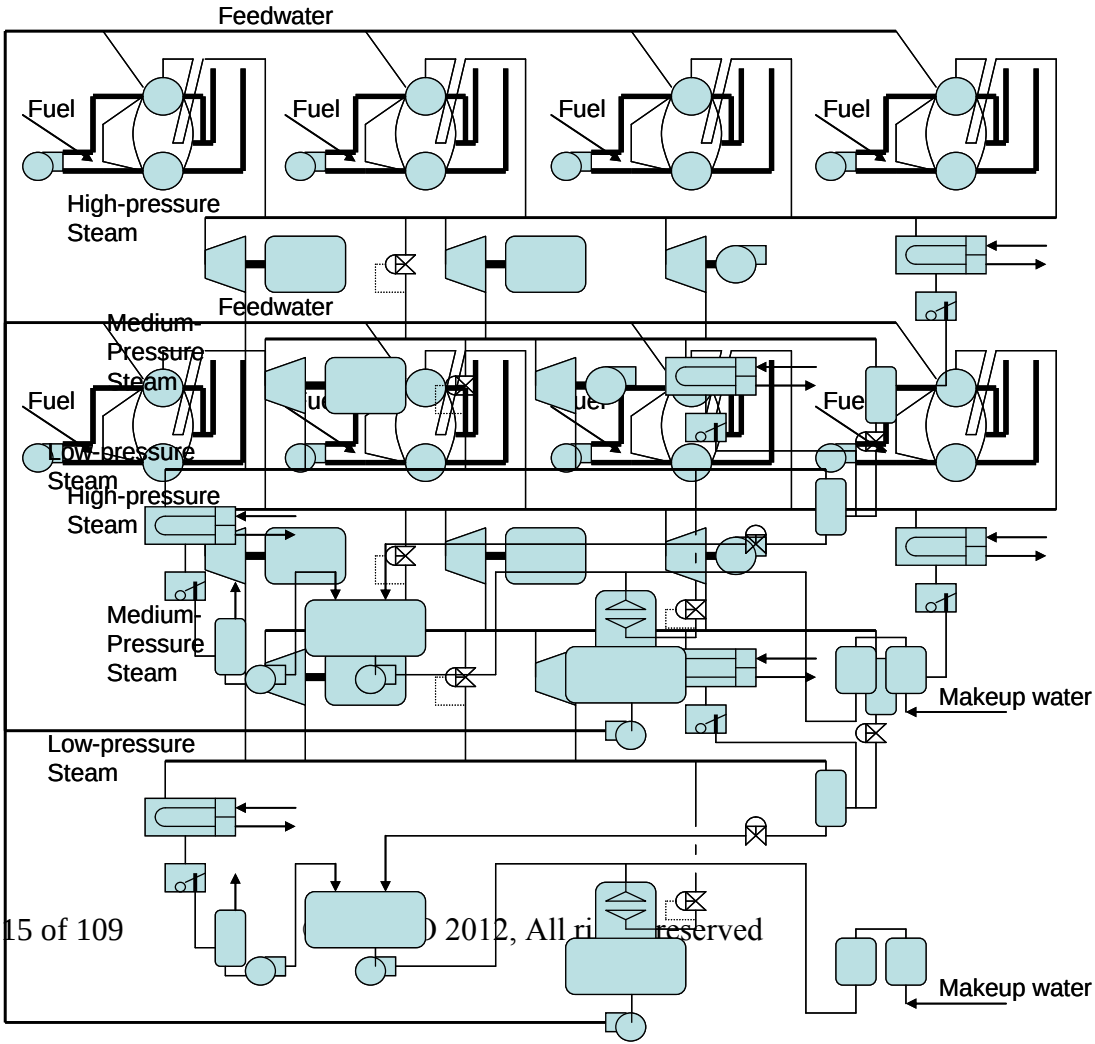


Figura 2b: A 2- Diagrama sistemului de abur la presiune înaltă
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)



 © 2012, All rights reserved

Figura 2c: A 3- Diagrama sistemului de abur la presiune înaltă
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

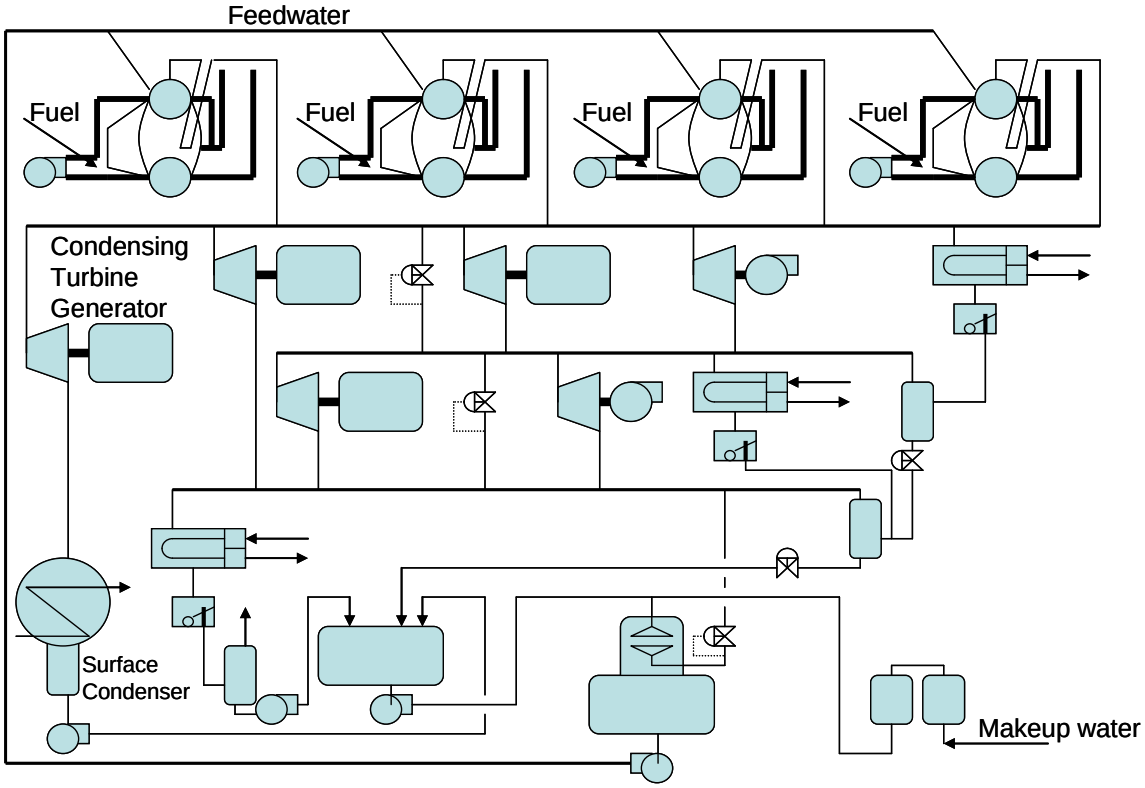


Figura 2d: A 3- Diagrama sistemului de abur cu turbină de condensat la presiune înaltă
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

2.3 Aburul termodinamic

Cele trei stări termodinamice de bază ale apei (într-un sistem de abur industrial) sunt subrăcite, saturate, şi supraîncălzite. Fiecare este definită după cum urmează:

Subrăcit: Apa este în formă lichidă şi temperatura ei este mai mică decât temperatura de saturatie (la presiunea existentă).Conţinutul de energie al apei subrăcite este direct proporţională cu temperatura.

Saturat: Deoarece apa sub-racită este încălzită se ajunge la temperatura de saturaţie. Această stare se numeşte saturaţia lichidă (a apei). Adăugarea caldurii duce la o schimbare în starea sa de la lichid la vapori, fără o schimbare a temperaturii. Această schimbare de faza continuă pînă cînd totul devine vapori. Aceasta stare se numeste acum vapori saturaţi (abur).Conţinutul de energie al stării saturate este în functie de temperatura (sau presiunea) şi calitatea (cantitatea de vapori în amestec 2-faze, mixtă).

Supraîncălzit: O creştere încontinuu a căldurii de intrare de la starea de vapori saturaţi duce la o creştere a temperaturii de aburi dincolo de punctul de saturaţie. Aceasta este starea de abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

supraîncălzit.Conţinutul de energie al aburului supraîncălzit este proporţională atât cu temperatura, cît şi cu presiunea.
Bazată pe starea aburului în dependenţă de presiune şi temperatură, proprietăţile termodinamice, pot fi obţinute de la tabelele cu abur, din anumite tabele specializate.

- Presiunea (bars, atmospheres, kPa, MPa)
- Temperatura (°C)
  - Temperatura Absolută (K)
- Calitatea
- Densitatea (kg/m3)
- Volumul (m3/kg)
- Entalpia (kJ, kcal)
  - Enthalpia Specifică – (kJ/kg, kcal/kg)
- Entropia (kJ/K, kcal/K)
  - Entropia Specifică (kJ/kg-K, kcal/kg-K)

Tabelele de aburi sunt disponibile in mai multe forme diferite, inclusiv Diagrama Mollier, diagrama de P-h, datele tabelare sunt prezentate în manuale şi standarde, Ecuaţia-de-stare, etc Anexa A oferă o referinţă despre aceste date tabelare de la software-ul REFPROP dezvoltat de Institutul National de Standarde şi Testare (NIST), din Statele Unite ale Americii. Este foarte important să reţineţi că tabelele cu aburi din surse diferite pot varia în funcţie de valorile de entalpie şi entropie, deoarece punctul lor de referinţă (entalpie = 0) nu poate fi aceeaşi. Prin urmare, este foarte important ca pe tot parcursul analizei sistemului de abur să se utilizeze aceeaşi sursă de tabele de abur.

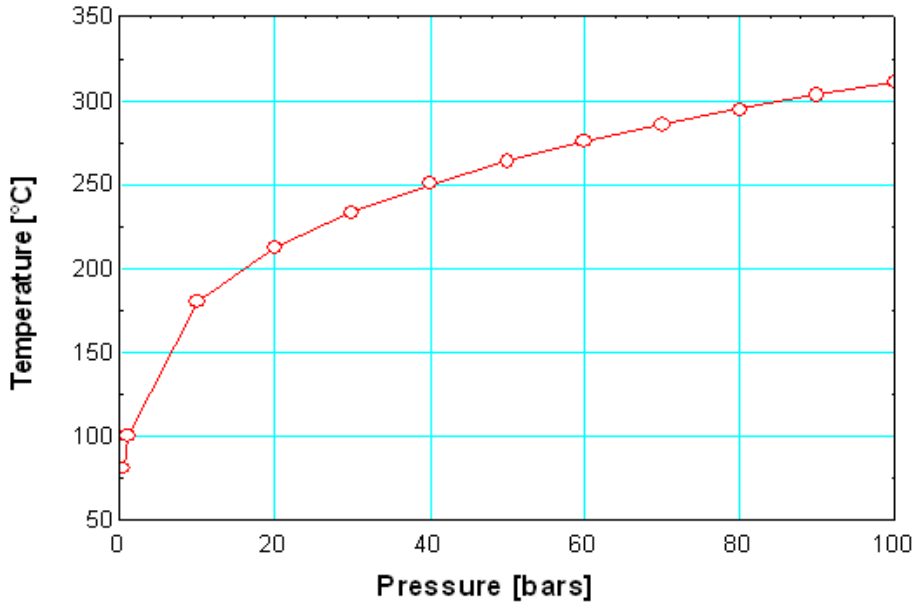


Figura 3: Raportul dintre temperatura de saturaţie şi presiunea aburului

Figura 3 prezintă relaţia dintre temperatura de saturatie - presiune pentru abur. După cum se poate observa, temperatura şi presiunea de saturaţie prezintă o relaţie non-liniar. Figura 4 oferă proprietăţile aburului intr-un mod grafic, cunoscute ca Diagrama Mollier. Acesta oferă o relaţie între presiune, temperatura, entalpiei, entropiei, calitate şi volum specific. Îndrăzneţ "roşu"

 © UNIDO 2012, All rights reserved

reprezintă linia curba de saturaţie de abur. În partea stângă a curbei de saturaţie este " lichidul subrăcit (apă)" regiune şi pe partea dreaptă a graficul de mai sus curba de saturaţie este "supraincalzita de vapori (abur)". În curba de saturaţie, liniile indică calitatea de faza a doua şi de-acolo se află regiune de "saturaţie".

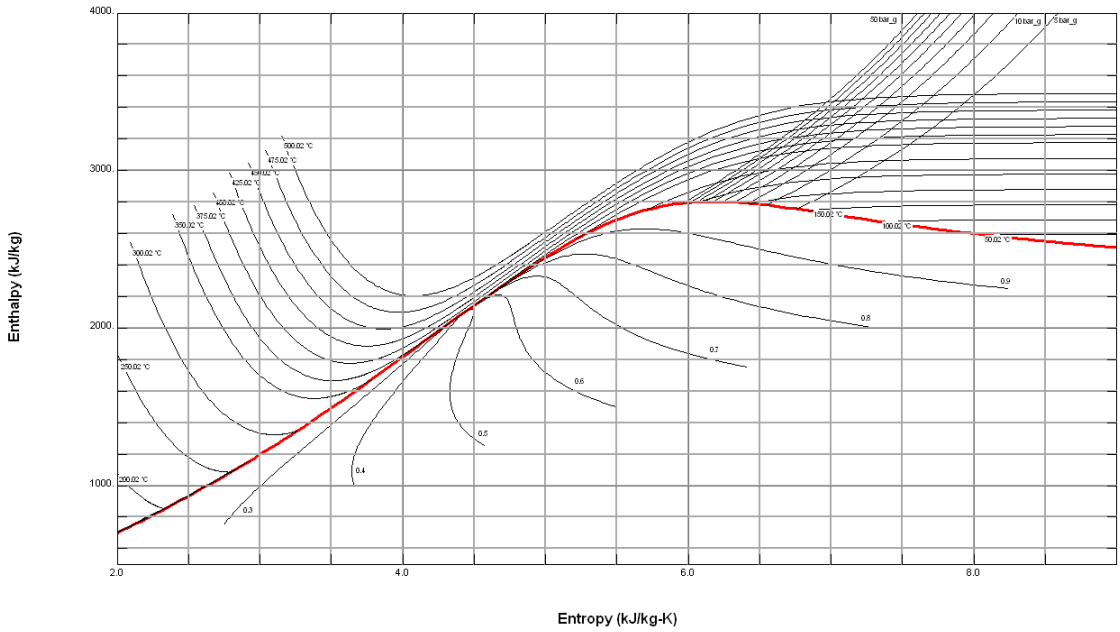


Figura 4: Diagrama Mollier (abur)

2.4 Legi şi principii fundamentale

Conservarea masei

Conservarea masei reprezintă *Masa nu poate fi niciodată creată nici nu poate fi distrusă într-un volum dat*. Îşi poate shimba doar starea.

Conservarea energiei (Prima lege a termodinamicii)

Conservarea energiei reprezintă *Energia nu poate fi niciodată creată nici distrusă într-un volum dat. Poate trece doar dintr – o stare în alta*.

Principiul stării de echilibru şi debitul curgerii(SSSF)

SSSF semnifică că rata de schimb a masei şi a energiei într-un volum dat este egală cu zero. Acest lucru implică faptul că nu există nici o stocare de masă sau de energie în volumul dat de control, care este în curs de analizat. În plus, starea de echilibru, implică faptul că parametrii individuali de funcţionare (presiune, temperatură, fluxuri) nu variază în perioada de timp analizată.

Conservarea masei şi a legilor de energie, precum şi principiul SSSF sunt piatra de temelie a oricăror eforturi industriale de optimizare a sistemului de abur. Analiza dinamică, început, oprire şi condiţiile de refulare sunt de obicei neglijate în timp ce efectuează optimizarea sistemului de abur. Experţi în energie şi utilizatorii finali vor trebui să aibă o foarte bună înţelegere a dinamicii

 © UNIDO 2012, All rights reserved

sistemului de abur pentru a justifica în mod corespunzător dacă sistemul este în conformitate cu condiţiile SSSF.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

3. DEFINIREA SISTEMULUI INDUSTRIAL DE ABUR

Înţelegerea operaţiunilor curente şi de gestionare a sistemului de abur industrial pentru a fi optimizat este primul pas în a începe procesul de Optimizarea a Sistemului de Aburi (OSA). În al doilea rând, realizarea obiectivul final de către OSA şi identificarea obiectivelor şi ţintelor sunt esenţiale în punerea în aplicare a OSA la o centrală. De cele mai multe ori obiectivele OSA sunt:

- Micşorarea utilizării aburului
- Reducerea pierderilor de energie în sistem
- Reducerea emisiilor de GES
- **Reducerea costurilor operative a sistemului de abur**

Înainte de a începe orice analiză detaliată, există o necesitate de a fi în măsură să înţelegem sistemul de abur intr-un mod sistematic.Următorul pas ar fi de a identifica zonele potenţiale care trebuie să fie investigate şi în continuare trebuie effectuate analize prin aceste zone pentru a cuantifica nivelul de energie al sistemului şi a impactului economic.

Această activitate se poate face în mai multe forme diferite:

- Faţă în faţă
- Interviuri telefonice
- Chestionare – completat şi prezentat de către personalul centralelor, etc.

Un astfel de instrument, care poate fi utilizat pentru domeniul de aplicare a unui sistem este Departamentul de Energie al Sistemul de abur de stabilire a domeniului evaluări (US Department of Energy's Steam System Scoping Tool - SSST).

3.1 Definirea sistemului de abur (SSST)

SSST este un software bazat pe (MS-Excel), chestionar care este proiectat pentru a spori gradul de conştientizare a zonelor de gestionare a sistemului de abur. Aceasta este împărţită în zone tipice de focalizare a aburului din sistem şi oferă utilizatorului, cu un grad mai sporit de intensitate în management. SSST este folosit pentru a identifica zonele potenţiale de îmbunătăţire şi oportunitate într-un sistem de abur industrial.

Ea face acest lucru prin compararea sistemului de abur fiind investigat la un sistem industrial de abur cu practice eficiente. Neoportunitatea este identificată şi acestea devine ţintă principală a anchetei în optimizarea sistemului de abur. Ea trebuie să fie remarcată de faptul că intenţia de SSST nu este de a cuantifica posibilităţile de economisire a energiei, dar să fie o ţintă de a le identifica.

SSST poate fi utilizat de către managerii de centrale, ingineri eficienţi şi de manageri, ingineri de la procesele de lucru la centrale şi de asemenea de către experţii în energie care lucrează la optimizarea operaţiunilor de sistemul de abur . Există un număr total de 26 de întrebări calitative. Aceste întrebări sunt împărţite în următoarele secţiuni:

- Sistemul de profil

 © UNIDO 2012, All rights reserved

- Practicile generale ale sistemului de operare
- Practicile de operare a cazanelor de la centrale
- Distribuţia, practicile operative de utilizare finală şi de recuperare

După completarea chestionarului în SSST, "Rezultatele", oferă utilizatorului un scor care este indicativ de intensitate de management şi serveşte ca un ghid pentru a identifica potenţiali de system, oportunităţi de abur de optimizare. Tabelul 1 oferă SSST rezumatul rezultatelor pentru un sistem industrial mediu de abur.

Tabelul 1: SSST "Rezultate obţinute" pentru un Sistem Industrial Mediu de Abur

SUMMARY OF RESULTS SCOPING TOOL AREAS	POSSIBLE SCORE	TYPICAL SCORE
STEAM SYSTEM PROFILING	90	63%
STEAM SYSTEM OPERATING PRACTICES	140	69%
BOILER PLANT OPERATING PRACTICES	80	63%
DISTRIBUTION, END USE, RECOVERY OP. PRACTICES	30	58%
TOTAL SCOPING TOOL QUESTIONAIRE SCORE	340	222.0
TOTAL SCOPING TOOL QUESTIONAIRE SCORE	100%	65%

 © UNIDO 2012, All rights reserved

4. MODELAREA SISTEMULUI INDUSTRIAL DE ABUR

După o mai bună înţelegere a oportunităţilor de îmbunătăţire a potenţialelor sistemului din partea iniţială a cărţii, următorul pas în domeniul de definire, reprezintă optimizarea globală a sistemului de abur care este de a dezvolta un "model de sistem de abur", care reflectă exact echilibrul sistemul de abur, modificarea tuturor componentelor de impact şi de asemenea poate fi realizat un model avantajos real energetic şi economice ale acestor proiecte de optimizare a sistemului de abur.
Există mai multe instrumente disponibile pe piata de software, care pot dezvolta foarte exact şi un model industrial al sistemului de abur pentru centrale. Aceste modele pot fi personalizate şi pot oferi o performanta extrem de detaliată şi informaţii de operare care sunt necesare pentru un nivel ridicat. Dar acestea poate fi, de asemenea, foarte scump şi va trebui cu siguranţă de format pentru a construi modele de sisteme de abur care reflectă sistemul de instalaţii industriale de abur. În plus, pot exista mai multe software-ul proprietare, motoare disponibile pe internet (gratuit şi contra cost), care pot fi utilizate pentru sisteme de abur de modelare.

Intenţia acestei secţiuni nu este de a sublinia un anumit instrument de modelare de sistem de abur sau software-ul, dar pentru a face utilizatorii conştienţi de toate caracteristicile şi cerinţele care ar fi necesare pentru realizarea unui sistem de optimizare a activităţii de abur. Scopul principal al sistemului de modelare de abur este de a oferi utilizatorului o capacitatea de a înţelege efectele energetice şi economice ale proiectelor de optimizare a sistemului de abur. Este extrem de important ca orice modelare sau de instrumente de software-ul să se bazeze pe:

- Legile fundamentale de conservare a masei şi energiei
- Balanţa economică
- Conservarea balanţei de abur
- Analiza model a costurilor şi componentelor(echipamentelor
- Utilizarea unui system de abordare

Un astfel de sistem de abur de modelare industrial software este sistemul de abur drept un instrument de evaluare (SAIE). Este bazat pe MS-Excel si are abilitatea de a modela proiecte comune de optimizare a sistemului de abur şi de a face o analiza "ce-ar fi dacă".

4.1 Sistemul de abur drept instrument de evaluare(SAIE)

Sistemul de abur SAIE este setat cu 3 sisteme standarde de abur pre definite:1-colector, 2-colector şi 3-colector. Figurile 5a, 5b şi 5c prezintă configuraţia diferitor colectoare şi prezintă and represent the construcâia standard a acestor sisteme. Orice sistem standardizat are următoarele funcţii de lucru:

- Intrare – pentru asigurarea nivelului necesar de informaţii
- Model – Diagrama liniară asistemelor de colectoare prezentate, balanţa de abur, căldura, etc.
- Proiecte de Intrare – de modififat sistemul operativ şi de tastat “start” la proiecte
- Proiecte Model –diagrama sistemului cu includerea proiectului
- Rezultate – tabela de informaţii a impactului energiei şi a celui economic
- Diagrama pierderilor – Determinarea pierderilor pentru toate tipurile de combustibil
- Calcule utilizate – pentru eficientizarea datelor analizate şi pentru calculul în afara modelului

 © UNIDO 2012, All rights reserved

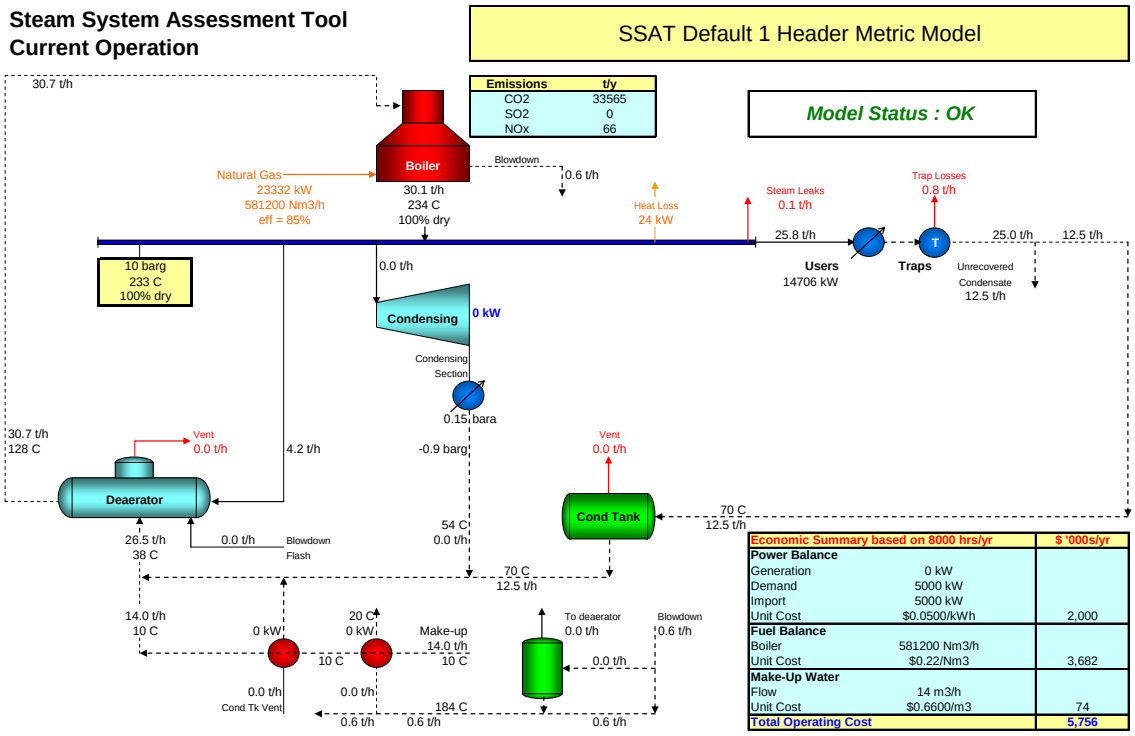


Figura 5a: SSAT "1-Colector" Modelul sistemului de abur

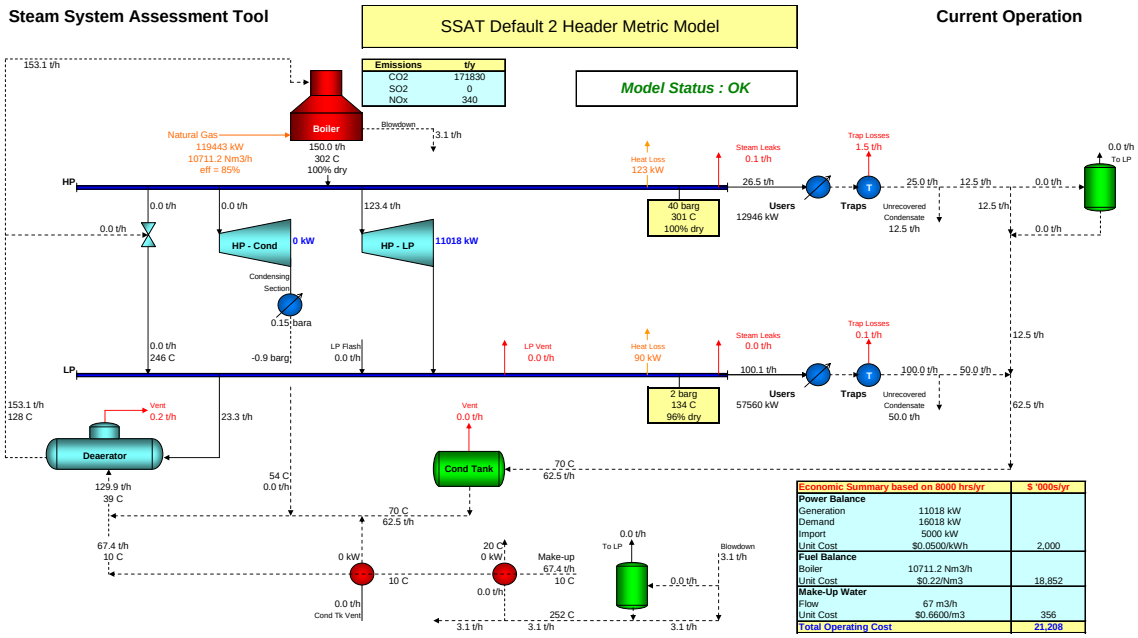


Figura 5b: SSAT "2-Colector" Model sistemului de abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

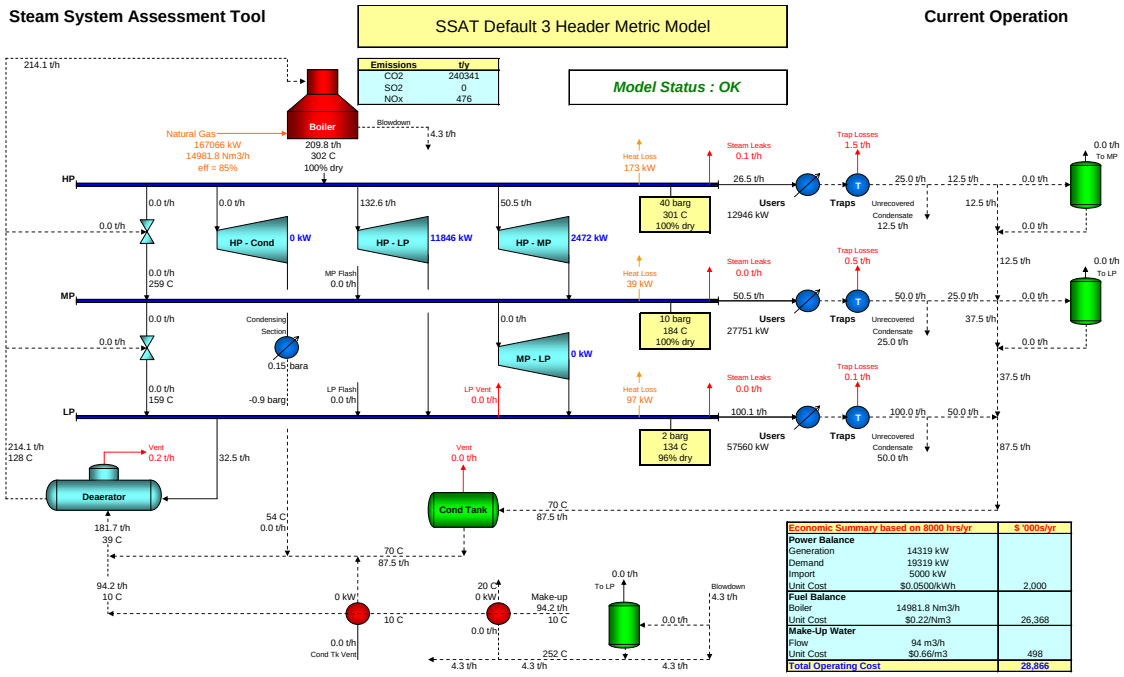


Figura 5c: SSAT "3-Colector" Modelul sistemului de abur

4.2 Proiecte de Optimizare a Sistemului de abur în SAIE

Modelul 3-colectoare ale sistemului de abur SAIE este asamblarea modelelor 1-2-colectoare şi este cel mai complex sistem de modelare de abur disponibil în SAIE. Punctul de "Intrare", va solicita semnificativ informaţiile detaliate pentru a modela cu exactitate sistemul evaluat. Toate informaţiile necesare de intrare sunt întotdeauna cunoscute şi, prin urmare, utilizatorul poate rula modelul sistemului de abur imediat. Apoi, ca site-ul de informaţii să devină disponibile , acesta poate fi adăugat la "intrare" pentru a face modelul sistemului de abur în calitate de reprezentant al sistemului de abur actual.

Există 18 sisteme de proiecte de optimizare de abur construite în "Proiecte de intrare", pagina care poate fi pornită pentru a modifica sistemul existent de abur. Acest lucru permite utilizatorului de a face un "ce-ar fi dacă" analiza sistemului de abur fiind optimizat. În plus, SAIE oferă o analiză cumulată a mai multor proiecte care se poate face pentru optimizarea sistemului de abur. Modelul SAIE are o adevărată "Sisteme de abordare", şi are următoarele 18 sisteme de proiecte de abur de optimizare, care pot fi evaluate pentru orice sistem de abur:

- Economisirea cererii de abur
- Utilizarea unui combustibil alternativ(combustibil de înlocuire)
- Modificarea randamentului cazanului
- Modificarea ratei de purjare a cazanului
- Implementarea unui colector de purjare pentru a genera abur la presiune joasă
- Modificarea condiţiilor de prodecere a aburului
- Instalarea şi/sau modificarea de la presiunea înaltă la presiunea joasă cu ajutorul turbinei cu contrapresiune
- Instalarea şi/sau modificarea de la presiunea înaltă la presiunea mediecu ajutorul turbinei cu contrapresiune

 © UNIDO 2012, All rights reserved

- Instalarea şi/sau modificarea de la presiunea medie la presiunea joasă cu ajutorul turbinei cu contrapresiune
- Instalarea şi/sau modificarea turbinei cu abur condensat
- Înlocuirea unui schimbător de căldură cu un rezervor de condensat
- Înlocuirea unui schimbător de căldură într –un cazan
- Recuperarea condensatului returnat
- Transferarea de la o presiuneînaltă a condensatului la o presiune medie a aburului
- Transferarea de la o presiuneînaltă a condensatului la o presiune joasă a aburului
- Implementarea unui program de management pentru blocarea aburului
- Implementarea unui program de management pentru reducerea scurgerilor
- Îmbunătăţirea izolaţiei în sistem de abur şi condensat , respectiv

Figura 6 reprezintă "Rezultatele", referitor la informaţiile cu privire la impactul energetic şi economic de optimizare a sistemului de abur.

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

Results Summary

SSAT Default 3 Header Model

Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	2,000	2,000	0	0.0%
Fuel Cost	24,178	24,178	0	0.0%
Make-Up Water Cost	453	453	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**26,631**	**26,631**	**0**	**0.0%**

On-Site Emissions	Current Operation	After Projects	Reduction	
CO2 Emissions	486135 klb/yr	486135 klb/yr	0 klb/yr	0.0%
SOx Emissions	0 klb/yr	0 klb/yr	0 klb/yr	N/A
NOx Emissions	962 klb/yr	962 klb/yr	0 klb/yr	0.0%

Power Station Emissions	Reduction After Projects	Total Reduction	
CO2 Emissions	0 klb/yr	0 klb/yr	-
SOx Emissions	0 klb/yr	0 klb/yr	-
NOx Emissions	0 klb/yr	0 klb/yr	-

Note - Calculates the impact of the change in site power import on emissions from an external power station. Total reduction values are for site + power station

Utility Balance	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Generation	13883 kW	13883 kW	-	-
Power Import	5000 kW	5000 kW	0 kW	0.0%
Total Site Electrical Demand	18883 kW	18883 kW	-	-
Boiler Duty	523.0 MMBtu/h	523.0 MMBtu/h	0.0 MMBtu/h	0.0%
Fuel Type	Natural Gas	Natural Gas	-	-
Fuel Consumption	522874.9 s cu.ft/h	522874.9 s cu.ft/h	0 s cu.ft/h	0.0%
Boiler Steam Flow	416.5 klb/h	416.5 klb/h	0.0 klb/h	0.0%
Fuel Cost (in $/MMBtu)	5.78	5.78	-	-
Power Cost (as $/MMBtu)	14.65	14.65	-	-
Make-Up Water Flow	22660 gal/h	22660 gal/h	0 gal/h	0.0%

Turbine Performance	Current Operation	After Projects	Marginal Steam Costs	
HP to LP steam rate	44 kWh/klb	44 kWh/klb	(based on current operation)	
HP to MP steam rate	23 kWh/klb	23 kWh/klb	HP ($/klb)	8.28
MP to LP steam rate	Not in use	Not in use	MP ($/klb)	7.16
HP to Condensing steam rate	Not in use	Not in use	LP ($/klb)	6.06

Figura 6: SSAT "3-Colector" Model sistemului de abur "Rezultate"

 © UNIDO 2012, All rights reserved

5.OPORTUNITĂŢILE DE OPTIMIZARE A PRODUCERII ABURULUI

Producerea de abur constituie o problemă esenţială, în orice studiu de optimizare a sistemului de abur. Acest lucru se justifică, deoarece în zona de generare a energiei se utilizează combustibilul pentru a produce abur. Dar combustibilul este de obicei achiziţionat la un anumit cost, însă eliberează o altă cantitate de energie în procesul de ardere, care este apoi capturat de cazan pentru a produce abur.

5.1 Proprietăţile combustibilului

Există diverse tipuri de combustibili utilizate pentru producerea de abur în instalaţiile industriale. Unii dintre combustibilii tradiţionali includ:

- Solid – Cărbune, Lemn, Biomasa, Derivaţi ai combustibilului, etc.
- Lichid – Combustibil lichid greu , Parafina, Deşeuri lichide în urma arderii, etc.
- Gazos – Gaz Natural, Gaz Metan, Refinării de gaz, etc.

Modelul cazanului individual este bazat pe tipul combustibilul folosit. În industrie, există câteva situaţii în care combustibilul compus poate fi utilizat în cazane ce funcţionează, care permite o flexibilitate de combustibil şi de a spori fiabilitatea de generare de abur, în cazul unor întreruperi de alimentare cu combustibil.

Orice combustibil este caracterizat prin puterea calorifică o "valoare de încălzire", care este definită ca conţinutul de energie al combustibilului dat, fie pe o bază de masă sau volum. Cei mai multţi combustibili solizi şi lichizi au valorile definite de incalzire pe baza de masă (GJ / tonă, KJ / kg sau kcal / kg). Cei mai mulţi combustibili gazoşi au valorile lor de încălzire definite pe baza de volum (kJ/m3 sau Kcal/m3). Conversia între valorile de ardere pe bază de masă şi de volum pe bază se poate face în cazul în care densitatea de combustibil este cunoscută.

<u>Căldura superioară de ardere (HHV)</u>
Acest lucru este, de asemenea, cunoscut sub numele de valoare brută de ardere. Este totalul de energie furnizat de combustibil, care este obţinută din vapori de apă în fluxul de gaze de ardere după care este este returnată înapoi la starea sa naturala (apa in stare lichida). Prin urmare, ea conţine căldura latentă de apa, care este recuperată în cazul în care vaporii de apă se condensează înapoi la apa in stare lichida.

<u>Căldura inferioară de ardere (LHV)</u>
Acest lucru este, de asemenea, cunoscut ca valoare netă de ardere. Este total de energie furnizată de combustibil care se obţine fără condensare de vapori de apă în fluxul de gaze de ardere.

Valorile termice pot fi obţinute din mai multe surse diferite, inclusiv: furnizor de combustibil, chimice si mecanice din manuale de Inginerie, analize de laborator a probelor de combustibil, etc.Pe tot parcursul acestui Manual de instruire, HHV de combustibil va fi folosit în toate calculele. Utilizarea HHV în analiza de optimizare a aburului de sistem este o metodologie mai precisă şi rezultatele într-un echilibru energetic completă a sistemului. Cu toate acestea, LHV poate fi, de asemenea, folosit pentru a face aceeaşi analiză şi de a ajunge la rezultate identice.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Este foarte important ca utilizatorul să fie în concordanţă în timp ce face optimizarea sistemului de abur de analiză şi se asigură că analizele de proiect sunt completate fie cu HHV sau PCS. Comutarea între cele două va conduce la rezultate foarte eronate. Tabelul 2 prevede HHV pentru unii dintre combustibilii utilizţi în cazane în mod obişnuit.

.

Tabela 2: Valoarea căldurii superioare la combustibilii de bază

Fuel	Sales Unit	Typical Cost [$/sales unit]	HHV [kJ/kg]	Unit Price [$/GJ]
Natural Gas	Nm³	1.00	54,220	26.35
Number 2 Fuel Oil	tonne	1,500	45,125	33.24
Number 6 Oil (LS)	tonne	785	43,595	18.01
Number 6 Oil (HS)	tonne	797	43,764	18.21
Bituminous Coal	tonne	171	31,890	5.36
SubBituminous Coal	tonne	129	23,465	5.50
Green Wood	tonne	22	12,215	1.80

5.2 Costul de producere a aburului

Alături de căldura superioară de ardere HHV, Tablea 2 de asemenea prezintă costul tipic al combustibilului în două variante – costul unitar de vînzare şi costul pe o unitate de energie (GJ). Costul combustibilului este cel mai important indicator utilizat în calculele de producere a aburului şi a indicatorului de cost al aburului.

$$K_{boiler} = m_{fuel} \times k_{fuel}$$

unde K_{boiler} este costul total operativ al cazanului şi m_{fuel} şi k_{fuel} sunt debitul de combustibil şi costul combustibilului, respectiv.

$$k_{steam} = \frac{m_{fuel} \times k_{fuel}}{m_{steam}}$$

unde k_{steam} este indicatorul de cost al aburului (sau costul unitar la producerea aburului) de la cazan şi m_{steam} este debitul de abur.

Exemple

Calculaţi costul pe oră a gazului natural utilizat la ardere în cazan, ce generează 20 Tph de abur (constant – tot anul). Debitul masic de gaz natural este 1,693 m³/h (28 m³/min) ţi costul gazlui natural este de ($1.0/m³).

$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 = \$1{,}693/hr$$

$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 \times 8{,}760 = \$14{,}830{,}680/yr$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

$$k_{steam} = \frac{1{,}693}{20} = \$84.60 / tonne$$

Costul orar pentru generarea de 20 TPH de abur din acest cazan bazat pe gaze naturale este de 1.693 dolari şi marginal al consumului de combustibil legate de costul de aburi (cost indicatorul de abur) este de 84.60 dolari pe tona de abur generat.

5.3 Calcularea randamentului cazanului (Metoda Directă)

Randamentului cazanului (sau un randament de abur) este definit ca raportul dintre căldura absorbită de apă de alimentare pentru a genera abur şi consumul de energie de combustibil.

$$\eta_{boiler} = \frac{m_{steam}\left(h_{steam} - h_{feedwater}\right)}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}} \times 100$$

unde h_{steam} şi $h_{feedwater}$ sunt entalpiile aburului şi respectiv a apei de alimentare.

Această ecuaţie poate fi aplicată pentru un cazan simplu sau pentru un sistem de cazane de la centrală. Poate fi folosită oricînd sau într-o anumită perioadă de timp (zilnic,lunar, anual, etc.). Aceasta este cunoscută sub denumirea de "Metoda Directă" pentru calculul randamentului cazanului. Randamentului cazanului variază în mod semnificativ pe baza de combustibil folosit, echipamentul instalat şi de control, de proiectarea cazanului, de puterea de funcţionare, etc Tipic, randamentul cazanului este aproximativ de ~70-75% (pentru lemn); 80-85% (pentru gaz natural); and 85-90% (pentru petrol şi cărbune). Figura 7 prezintă un exemplu tipic de randament al cazanului, curba este bazată pe date actuale colectate de la un cazan de gaz natural.

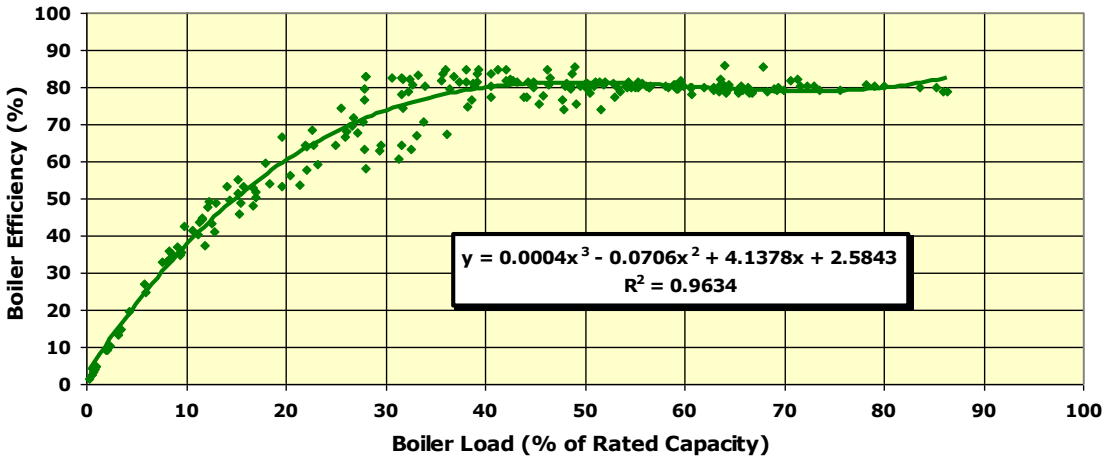


Figura 7: Curba randamentului cazanului pe gaz natural

<u>Exemplu</u>

Calculaţi randamentul cazanului pe gaz natural ce generază 20 Tph de abur (constant – tot anul). Debitul de gaz natural măsurat constituie 1,693 m³/hr (28 m³/min) şi costul gazului natural ($1.0/m³). Căldura superioară de ardere HHV a gazului este 54,220 kJ/kg (40,144 kJ/m³).

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Aburul supraîncălzit este generat la parametri următori la 25 bars, 375°C şi apa de alimentare din degazor la parametri 30 bars, 110°C.

Din informaţia cunoscută,
m_{steam} = 20,000 kg/h
h_{steam} = 3,181 kJ/kg (din tabelele de abur la 25 bars, 375°C)
$h_{feedwater}$ = 463.5 kJ/kg (din tabelele de abur la 30 bars, 110°C)
m_{fuel} = 1,693 m³/hr
HHV_{fuel} = 40,144 kJ/m³
Randamentul cazanzlui este calculat după cum urmează:

$$\eta_{boiler} = \frac{m_{steam}\left(h_{steam} - h_{feedwater}\right)}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}} \times 100$$

$$\eta_{boiler} = \frac{20{,}000\left(3{,}181 - 463.5\right)}{1{,}693 \times 40{,}144} \times 100$$

$$\eta_{boiler} = 80.0\,\%$$

5.4 Determinarea randamentului cazanului (Metoda Indirectă)

Randamentului cazanului poate fi, de asemenea, stabilit într-un mod indirect prin determinarea pierderilor de energie individuale. Figura 8 oferă schematic informaţii despre pierderile energetice majore care au loc într-un cazan de operare.

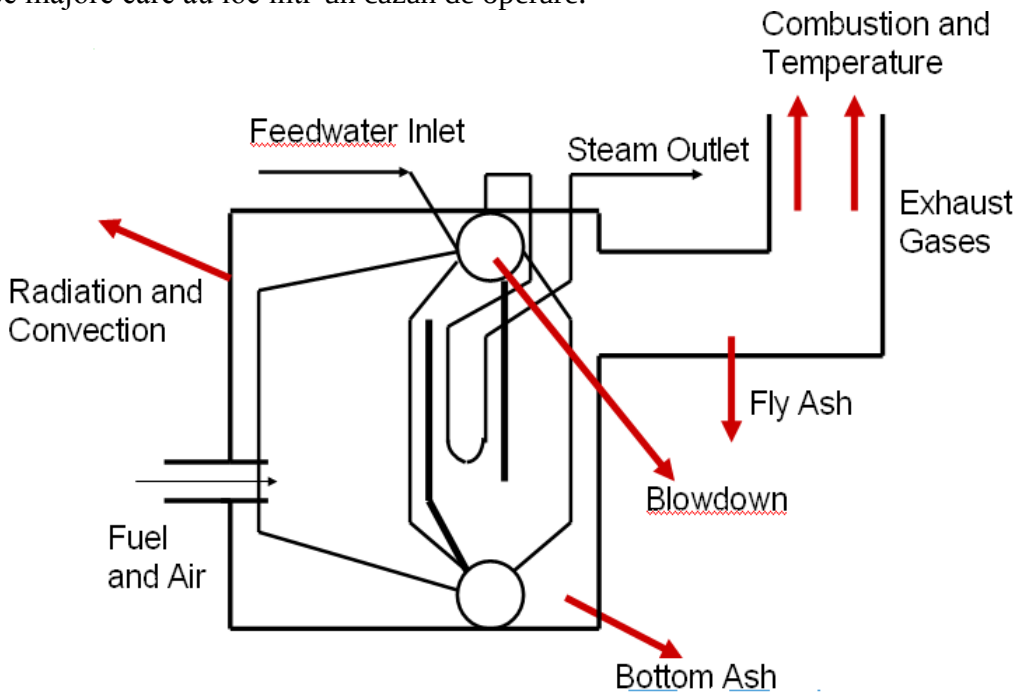


Figura 8: Pierderile într –un cazan de operare
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Există diferite tipuri de pierderi într-un cazan de operare, cum ar fi pierderi în cazan, pierderi de purjare, pierderi prin coşul de fum (de combustie şi de temperatura), pierderi prin cenuşă fină "zburătoare" şi zgură , Pierderi la aprindere (PLA), etc.

Utilizînd bilanţul energetic al cazanului, putem determina randamentului cazanului ca:

$$\eta_{boiler} = 100 - \lambda_{shell} - \lambda_{blowdown} - \lambda_{stack} - \lambda_{miscellaneous}$$

unde λ_{shell} pierderi prin suprafaţa cazanului (%); $\lambda_{blowdown}$ sunt pierderile de purjare (%); λ_{stack} sunt pierderile în conducte (%); and $\lambda_{miscellaneous}$ alte pierderi (%).

Acest lucru este cunoscut sub numele de "metoda indirectă" de calcul a randamentului cazanului.

În cazul dat vor necesita informaţii în mod semnificativ mai mult de la cazanul de operare, comparativ cu "Metoda Directă" de calcul a eficienţei cazanului şi, de asemenea, va fi nevoie de mai mult timp "Metoda Directă". Cu toate acestea, "metoda indirectă" are avantaje semnificative în comparaţie cu "Metoda Directă", inclusiv:

- Incertitudine mai mică (precizie mai mare)
- Abilitatea de a indica şi cuantifica zonelor de pierderi de energie

În urma analizei sistemului optimizat de abur, ambele metode ar trebui să fie utilizate pentru determinarea randamentului cazanului. Valorile calculate pot fi apoi comparate, şi respectiv se măreşte gradul de certitudine în domeniu centralelor şi de semenea a dispozitivelor de colectare a datelor.

5.2.1 Pierderi prin suprafaţa cazaanului

Pierderea prin suprafaţa cazanului reprezintă cantitatea de energie a combustibil care părăseşte cazanul spre exterior. Deoarece suprafaţa cazanului este mai mare decît temperatura mediului şi, prin urmare, există întotdeauna o anumită cantitate de căldură ce se pierde în mediul înconjurător. Acest lucru apare din cauza pierderilor de căldură datorită radiaţiilor şi convecţiei de la suprafeţa cazanului. Este dificil de a măsura cu precizie aceste pierderi prin suprafaţa cazanului. În general,se estimează de unele măsurători limitate. Societatea Americana a Inginerilor Mecanici Codului de Performanţă 4 (ASME-PTC-4) prevede o metodologie referitoare la calculul acestei pierderi prin suprafeţele cazanului.
O prima comanda a pierderii prin suprafaţa cazanului reprezintă o amploare ce este prevăzută în tabelul 3 de mai jos, ca un ghid. Pierderile prin suprafaţa cazanului reprezintă o metodologie de estimare ce utilizeaza temperatura caracteristică de pe o suprafaţă de cazan, temperatura de suprafaţă şi valoarea estimată a viteză estimată fluxului de aer din partea mediului ambiant spre suprafaţă.

Aceste estimări sunt folosite pentru a finaliza o analiză de transfer de căldură pentru toate suprafeţele cazanului obţinându-se o estimare pentru pierderea totală pe suprafaţa cazanului. Aceasta tehnica este simplă, cu toate acestea, rezultatele trebuie să fie considerate drept o estimare generală.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Tabela 3: Ghidul primar al pierderilor prin suprafaţa cazanului

Shell Loss Gross Estimate Field Evaluations				
Boiler Type	**Steam Production Rating**		**Boiler Full-Load Shell Loss Estimate**	
	Minimum [Tph]	**Maximum [Tph]**	**Maximum [%]**	**Minimum [%]**
Water-tube	5	50	2.0	0.3
Water-tube	50	500	0.6	0.1
Water-tube	500	5,000	0.2	0.1
Fire-tube	0.5	20	1.0	0.1

Trebuie de constat că pierderile de magnitudine la suprafaţa cazanului sunt constante şi sunt independente de sarcina cazanului. Pierderile prin suprafaţa cazanului sunt exprimate ca un procent de energie de intrare de combustibil. Prin urmare, pierderea prin suprafaţa cazanului (%), creşte pe măsură ce sarcina cazanului se reduce. Pentru cele mai multe cazane bine întreţinute, complet pierderile de suprafaţă pot să fie ~ 0,1% la 2% din cantitatea totală de energie de intrare de combustibil.

Examplu

În *Tipul ASME* de investigare a pierderilor prin suprafaţa cazanului pentru valoarea de 20 Tph a gazului natural cazanul indică ca pierderile sunt de aproximativ ~0.5%. Debitul de gaz natural măsurat este de 1,693 m³/h (28 m³/min) iar costul gazului natural este de ($1.0/m³). Estimarea costurilor de energie de combustibil de intrare asociate cu pierderea prin suprafaţă.

Din datele prezente utilizate,

m_{fuel} = 1,693 m³/hr

k_{fuel} = 1.0 $/m³

λ_{shell} = 0.5%

$$K_{shell} = m_{fuel} \times k_{fuel} \times \lambda_{shell}$$

$$K_{shell} = 1{,}693 \times 1.0 \times 0.005 = \$8.47 / hr$$

$$K_{shell} = 8.47 \times 8{,}760 \approx \$74{,}200 / yr$$

5.2.2 Pierderi de purjare

Apa de alimentare a cazanului este tratată cu apă şi condensat. Cu toate acestea, există încă substanţe chimice dizolvate in apa de alimentare a cazanului, care nu ies din cazanul cu aburi, deoarece acestea nu sunt solubile în abur. Ca urmare, concentraţia acestor substanţe chimice creşte în cazan. Creşterea concentraţiei de substanţe chimice în cazane poate duce la probleme grave de funcţionare şi integritatea cazan poate fi deteriorat. Aceste probleme ar putea, inclusiv, dar nu se limitează la: formarea spumei rezultat în report lichid, scalarea pe partea de apă-a tuburilor rezultat scurgeri de tuburi şi eşecuri, de nămol în vrac în cazan de apă, etc

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Purjarea este principalul mecanism care controlează apa chimică din cazan. Purjarea controlează concentraţia de substanţe chimice dizolvate şi şi precipitatul în cazan şi se asigură că funcţiile din cazan sunt fiabile şi nu va avea o oprire neplanificata sau eşec.
În general, purjarea este bazează pe conductivitatea de apă din cazan Conductivitate este o măsurare directă, care poate oferi in permanenta o indicaţie a calităţii apei. Cu toate acestea, conductivitatea trebuie să fie corelată cu factori de contaminare chimici individuali printr-o analiză periodică a apei. Conductivitatea şi rezultatele specifice din cazan sunt testarea apei în ajustarea ratei de purjare.

Ea trebuie să fie remarcată prin faptul că purjarea este un lichid saturat la o presiune dată din cazan. Prin urmare, există o cantitate semnificativă de energie termică asociată cu purjarea. Cum purjarea este evacuată din cazan, această energie termică (care este furnizată de combustibil), se pierde.Raportul dintre această pierdere de energie total şi a energiei de intrare a combustibilului este pierderea de purjare - $\lambda_{blowdown}$.

Utilizînd măsurători convenţionali penrtu debitul de purjare este dificil, deoarece purjarea este apa saturată, care va rezulta în urma căderii de presiune. Cele mai multe dispozitive de debitmetru se vor impune pentru o cădere de presiune suficientă, care rezultă între două faze-flux, care este imposibil de măsurat. Prin urmare, în scopul de a măsura purjarea, o anumită compoziţie chimică în apa de alimentare şi în apa din cazan este măsurată. Componenta chimica măsurată în analiză trebuie să fie de concentraţie suficientă pentru a permite o măsurare precisă. Raportul de concentrare, apa chimică de alimentare din apa concentrată din cazan este utilizată pentru a stabili rata de purjare. Fluxul de purjare (β), ca rezultat din debitul apei de alimentare este, după cum urmează:

$$\beta = \frac{Blowdown\ Flow}{Feedwater\ Flow} \approx \frac{Feedwater\ Conductivity}{Blowdown\ Conductivity}$$

$$m_{blowdown} = \left(\frac{\beta}{1-\beta}\right) m_{steam}$$

unde $m_{blowdown}$ este debitul de purjare.

Pierderile din purjare şi conţinutul de energie termică din cazan (Qbd_boiler) şi pierderea de purjare (λblowdown) sunt calculate după cum urmează

$$Q_{bd_boiler} = m_{blowdown}\left(h_{blowdown} - h_{feedwater}\right)$$

$$\lambda_{blowdown} = \left(\frac{Q_{bd_boiler}}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}}\right) \times 100$$

unde $h_{blowdown}$ şi $h_{feedwater}$ sunt entalpiile de purjare şi respectiv a apei de alimentare a aburului.

<u>Examplu</u>
Calculaţi suma purjării şi a pierderilor de purjare pentru 20 Tph gaz natural ars în cazanul de operare la 25 bars. Apa de alimentare este furnizată la 30 bars, 110°C. Informaţie adăugătoare despre debitul de gaz şi apa chimică tratată.
Căldura superioară de ardere a gazului natural = 54,220 kJ/kg (40,144 kJ/m³)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Combustibil necesar = 1,693 m³/hr (28 m³/min)
Costul combustibilului = $1.0/m^3
Conductivitatea purjării = 2,000 μmhos/cm
Conductivitatea apei de alimentare = 100 μmhos/cm
Temperatura apei de ridicare: 20°C

Debitul de purjare rezultă din următoarele date prezentate:

$$\beta \approx \frac{Feedwater\ Conductivity}{Blowdown\ Conductivity} = \frac{100}{2{,}000} = 0.05$$

$$m_{blowdown} = \left(\frac{0.05}{1-0.05}\right) 20{,}000 = 1{,}052\,\frac{\text{kg}}{\text{hr}} = 0.29\,\frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Conţinutul de purjare a energiei termice din cazan şi pierderile de purjare sunt calculate în felul următor:

$$Q_{bd_boiler} = m_{blowdown}\left(h_{blowdown} - h_{feedwater}\right) = 0.29 \times \left(971.8 - 463.5\right) = 148\ \text{kW}$$

$$\lambda_{blowdown} = \left(\frac{Q_{bd_boiler}}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}}\right) \times 100 = \left(\frac{148}{\frac{1{,}693}{3{,}600} \times 40{,}144}\right) \times 100 = 0.79\,\%$$

Este necesar de menţionat că volumul de control pentru calculul pierderii de purjare a fost luat doar cel al cazanului. Cu toate acestea, într-un sistem real de abur industrial, apa de alimentare este mai întâi încălzită într-un degazor sau apa de alimentare este încălzită şi apoi trimisă spre cazan. Prin urmare, dintr-o perspectivă a sistemului, purjarea este de faptul că se înlocuieşte cu apa de ridicare, care respectă condiţiile de mediu (şi nu în condiţii apei de alimentare). Pierderea totală a sistemului de purjare se calculează după cum urmează:

$$Q_{bd_system} = m_{blowdown}\left(h_{blowdown} - h_{makeup}\right)$$

$$\lambda_{bd_system} = \left(\frac{Q_{bd_system}}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}}\right) \times 100$$

<u>Examplu</u>

Pentru analiza sistemului de purjare, se calculează pierderi globale de energie şi echivalentul costului de energie a combustibilului asociat cu purjarea din cazan. Să presupunem că apa de ridicare la sistemul de aburi constituie 20 ° C.

Sistemul cazanului cu conţinut de energie termică şi pierderea de purjare se calculează după cum urmează:

 © UNIDO 2012, All rights reserved

$$Q_{bd_system} = m_{blowdown}\left(h_{blowdown} - h_{makeup}\right) = 0.29 \times \left(971.8 - 83.9\right) = 259\,kW$$

$$\lambda_{bd_system} = \left(\frac{Q_{bd_system}}{m_{fuel} \times HHV_{fuel}}\right) \times 100 = \left(\frac{259}{\frac{1{,}693}{3{,}600} \times 40{,}144}\right) \times 100 = 1.37\,\%$$

Acest cost echivalent pentru sistemul de purjare se calculă reieşind din formulele:

$$K_{bd_system} = m_{fuel} \times k_{fuel} \times \lambda_{bd_system}$$

$$K_{bd_system} = 1{,}693 \times 1.0 \times 0.0137 = \$23.2/hr$$

$$K_{bd_system} = 23.2 \times 8{,}760 \approx \$203{,}180/yr$$

Figura 9 prezintă o diagramă grafică care furnizează informaţii cantitative cu privire la conţinutul de energie termică din cazan, pentru cazanele de purjare care funcţionează la presiuni diferite şi rate diferite de purjare. O rată generală de producţie de abur de 100 TPH este utilizată în acest grafic.Utilizatorul poate folosi Figura 9, pentru o estimare rapidă a conţinutului de energie a cazanului unde este purjare sau poate reveni la calcule mult mai detaliate, aşa cum sa arătat mai sus.

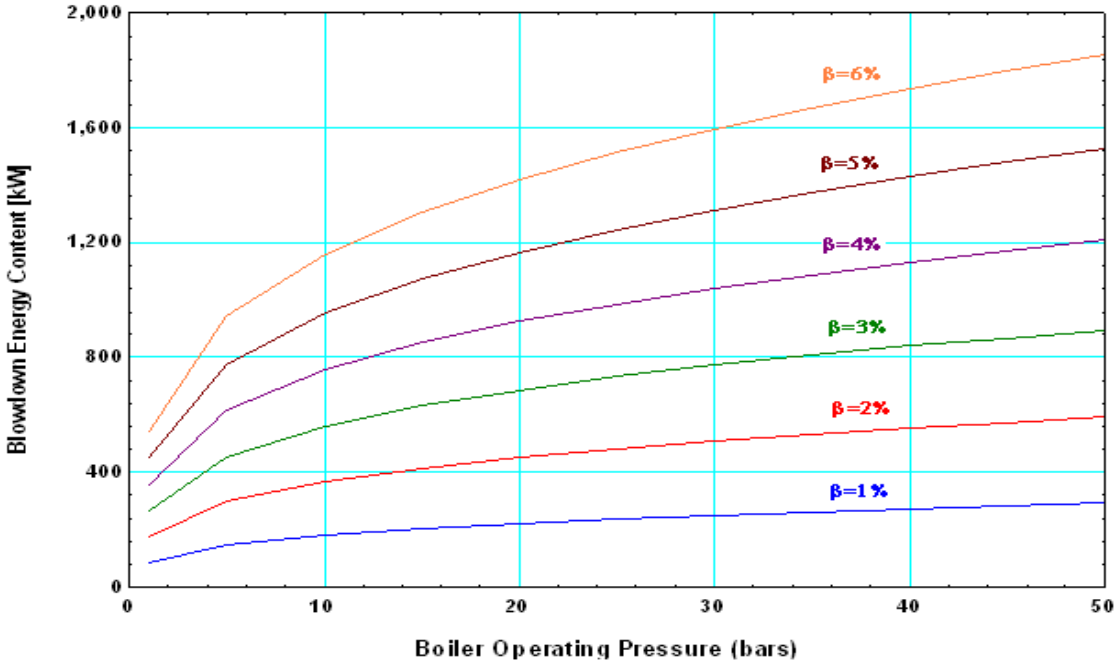


Figura 9: Conţinutul de energie termică în cazanul de purjare (100 TPH producerea de abur şi apă de alimentare la 20 ° C)

5.2.3 Pierderi prin coşul de fum

În timp ce pierderile de purjare şi cele prin suprafaţa cazanului sunt relativ mici, pierderea prin coşul de fum este aproape întotdeauna cea mai mare componenta a pierderilor din randamentului cazanului.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Pierderea prin coşul de fum are două componente - de temperatură şi de ardere (sau de exces de aer). Gestionarea pierderii de scurgere este un factor critic în optimizarea operaţiunilor de cazane şi creşterea eficienţei cazanului. Ambele componente ale pierderii prin coşul de fum sunt discutate în detaliu mai jos.

5.2.3.1 Componenta temperaturii gazelor de ardere

O cantitate semnificativă de combustibil se află în gazele de ardere a cazanului. Temperatura gazelor de ardere istovitoare reprezintă cantitatea de energie din gazele de scurgere .Diferenţa dintre temperatura gazelor de ardere şi de temperatura de intrare a camerei de ardere (de obicei, este temperatura aerului înconjurător), şi este cunoscută sub numele de "Temperatura reală de scurgere", şi reprezintă cantitatea de energie a combustibilului, care se pierde în conductă. Presupunând că temperatura aerului de admisie este constanta pentru un cazan, iar temperatura gazelor de ardere este mai mare, implică o pierdere mai mare în conductă. Acest lucru conduce la o eficienţă mai mică a cazanului. Prin urmare, temperatura gazelor de ardere din cazan reprezintă un parametru critic şi trebuie să fie monitorizat atent . Există mai mulţi factori care influenţează temperatura de ardere a gazelor de eşapament şi includ:

- Construcţia cazanului
- Echipamentul de recuperare a căldurii
- Încărcarea cazanului
- Partea de ardere
- Partea de curgere a apei

Este foarte important de luat în considerare aceste componenete la optimizarea sistemului operativ în cazan.

5.2.3.2 Componenta de ardere

Componenta de ardere a pierderii de scurgere prin conducte depinde de componentele nearse de combustibil si de cantitatea de aer în exces (sau de oxigenul gazelor de ardere).

Primul principiu în managementul de ardere este de a asigura că există suficient oxigen în procesul de combustie pentru a se asigura că tot combustibilul este ars şi nu există combustibil (minim) conductă.

Al doilea principiu de management de ardere are drept scop să limiteze cantitatea de oxigen (aer), în procesul de combustie. Tot aerul de combustie este încălzit cu combustibil. Suplimentarul de aer (oxigen) se adaugă în zona de ardere de intrare în cazan, la temperatura ambiantă şi iese din cazan la o temperatura a gazelor de ardere. Aerul conţine ~ 4 părţi de azot pentru fiecare partea 1 de oxigen. Ca urmare, o cantitate mare de azot intră în zona de ardere cu exces de aer (oxigen) şi o cantitate semnificativă de energie este cheltuită pentru combustibilul de încălzire a acestui exces de aer.

Există metodologii diferite disponibile pentru a calcula pierderile din coşul de fum, dar fiecare metodă se bazează pe o formă a modelului de ardere. De exemplu, ASME Codul de putere test 4 defineşte în mod clar toţi parametri, ecuaţiile, măsurătorile şi instrumentele necesare pentru a calcula cu precizie pierderea prin coş. Aceasta metodologie este foarte detaliată şi, în loc de utilizatori care au de a utiliza un model de ardere detaliat, acest manual de formare oferă două

 © UNIDO 2012, All rights reserved

surse de calcul a pierderilor din coşul de fum, bazate pe un model de ardere dezvoltat de Dr. Greg Harrell pentru Departamentul de Energie al SUA.

Acestea includ:

- Tabela pierderilor prin coşul de fum (Tabela 4)
- Calcularea pierderilor cu ajutorul software-ul (Figura 10)

Modelul presupune pierderi minime de combustibili (sau deloc), şi de condensat. Datele necesare sunt: combustibilul, temperatura gazelor de ardere, conţinutul de gaze de ardere şi temperatura aerului de admisie.

Tabela 4: Pierderi prin coşul de fum pentru gazul natural

Stack Loss Table for			Typical Natural Gas											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input] Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			100	128	156	183	211	239	267	294	322	350	378	406
1.0	1.2	0	13.6	14.7	15.8	16.9	18.0	19.1	20.2	21.3	22.4	23.6	24.7	25.9
2.0	2.4	0	13.8	14.9	16.1	17.2	18.4	19.5	20.7	21.9	23.1	24.2	25.4	26.6
3.0	3.6	0	14.0	15.2	16.4	17.6	18.8	20.0	21.3	22.5	23.7	25.0	26.3	27.5
4.0	4.7	0	14.2	15.5	16.7	18.0	19.3	20.6	21.9	23.2	24.5	25.8	27.2	28.5
5.0	5.8	0	14.5	15.8	17.2	18.5	19.9	21.2	22.6	24.0	25.4	26.8	28.2	29.6
6.0	6.9	0	14.8	16.2	17.6	19.1	20.5	22.0	23.4	24.9	26.4	27.8	29.3	30.8
7.0	8.0	0	15.1	16.6	18.1	19.7	21.2	22.8	24.3	25.9	27.5	29.1	30.7	32.3
8.0	9.1	0	15.5	17.1	18.8	20.4	22.1	23.7	25.4	27.1	28.8	30.5	32.2	33.9
9.0	10.1	0	16.0	17.7	19.5	21.2	23.0	24.8	26.6	28.5	30.3	32.1	34.0	35.8
10.0	11.1	0	16.5	18.4	20.3	22.2	24.2	26.1	28.1	30.1	32.1	34.1	36.1	38.1
Actual Exhaust T [°C]			121	149	177	204	232	260	288	316	343	371	399	427
Ambient T [°C]			21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21

Referinţe: Dezvoltarea modelului de ardere de Greg Harrell, Ph.D., P.E.

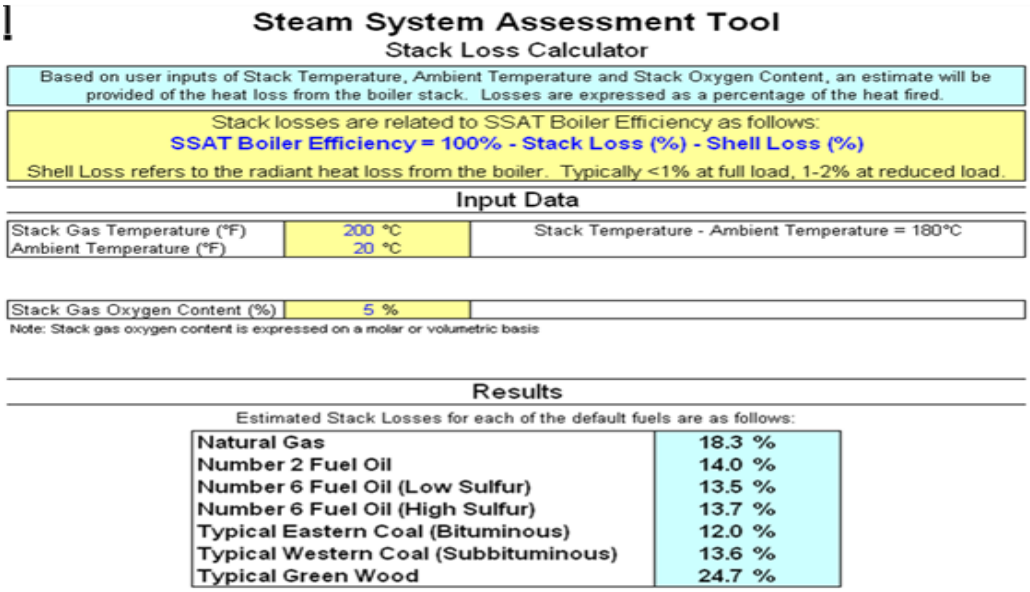


Figura 10: Determinarea pierderilor după Software

(Sursa: Dezvoltarea modelului de ardere după Greg Harrell, Ph.D., P.E.)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Exemplu

Estimarea pierderilor la 20 Tph cazanul de operare are următoarele condiţii:
Căldura superioară de a rdere a gazului natural = 54,220 kJ/kg (40,144 kJ/m³)
Fuel supply = 1,693 m³/hr (28 m³/min)
Costul ambustibilului = $1.0/m^3
Temperatura din coş: 200°C
Debitul de gaz în oxigen: 5%
Combustibilii neglijaţi în analiza gazelor din coş
Temperatura mediului: 20°C

Input Data

Stack Gas Temperature (°F)	200 °C	Stack Temperature - Ambient Temperature = 180°C
Ambient Temperature (°F)	20 °C	

Stack Gas Oxygen Content (%)	5 %	

Note: Stack gas oxygen content is expressed on a molar or volumetric basis

Results

Estimated Stack Losses for each of the default fuels are as follows:

Natural Gas	**18.3 %**
Number 2 Fuel Oil	**14.0 %**
Number 6 Fuel Oil (Low Sulfur)	**13.5 %**
Number 6 Fuel Oil (High Sulfur)	**13.7 %**
Typical Eastern Coal (Bituminous)	**12.0 %**
Typical Western Coal (Subbituminous)	**13.6 %**
Typical Green Wood	**24.7 %**

λ_{stack}

Figura 11: Examplu de cazan cu pierderi în coş

Examplu

Estimarea eficienţei cazanului (de calcul a eficienţei prin metoda indirectă), pe baza pierderilor diferite calculate în secţiunile anterioare pentru 20 TPH pentru cazanul de operare.

$$\eta_{boiler} = 100 - \lambda_{shell} - \lambda_{blowdown} - \lambda_{stack} - \lambda_{miscellaneous}$$

$$\eta_{boiler} = 100 - 0.50 - 0.79 - 18.3 - 0.0$$

$$\eta_{boiler} = 80.4\,\%$$

Reţineţi că rezultatele obţinute prin metoda indirectă de dterminare a randamentului cazanului constituie (80,4%) în comparaţie cu metoda directă de calculare a eficienţei (80%). Aceste valori se încadrează în limitele de incertitudine, având în vedere nivelul de precizie a măsurătorilor.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

5.5 Oportunităţi de optimizare în generarea de abur. Exemple eficente

Există mai multe oportunităţi de optimizare în zona de generare a aburului, inclusiv:

- Minimizarea excesului de aer
- Instalarea echipamentelor de recuperare a căldurii
- Suprafeţe de transfer de căldură
- Îmbunătăţirea sistemului de tratare a apei
- Instalarea unui sistem de control automat pentru purjare
- Recuperarea energiei din purjare
- Restaurarea şi modernizarea cazanului
- Minimizarea numărului de operaţii în cazan
- Analiza înlocuirii combustibilului
- Optimizarea operaţiilor în degazor

5.3.1 Minimizarea Excesului de aer

Gestionarea de ardere corectă necesită adăugarea de oxigen suficient pentru ca combustibilul să ardă în întregime, însă fără u exces de aer, pentru asigurarea că pierderile de energie termica sunt reduse la minimum. Managementul arderii evaluează metodologia de control a procesului de ardere şi începe cu măsurătorile.

De obicei, în cazane, fluxul de combustibil este controlat de presiunea aburului în colector. Dacă presiunea aburului scade regulatorul debitului de combustibil va creşte fluxul de combustibil astfel încît să se genereze mai mult abur - restaurarea presiunea aburului la parametri daţi. În schimb, în cazul în care presiunea aburului va creşte sub, debitul de combustibil se va reduce şi respectiv se va reduce şi producerea de abur.

Datorită debitului de combustibil în cazan de ardere au loc schimbari, fluxul de aer trebuie să se schimbe în mod corespunzător pentru a menţine buna de ardere. Există două forme primare de control de ardere:

- Control de poziţionare
- Controlul automat de oxigen

5.3.1.1 Control de poziţionare

Controlul fluxului de aer în procesul de ardere se realizează prin legarea mecanică a unui dispozitiv de control al fluxului de aer (clapeta), spre dispozitivul de control al fluxului de combustibil. Aceasta se numeşte de obicei control de poziţionare, deoarece aparatul de control al debitului de aer va avea o poziţie care se bazează exclusiv pe poziţia a dispozitivului de control al fluxului de combustibil. Figura 12 oferă o schematică a mecanismului de control de poziţionare. Ar trebui remarcat faptul că acest control nu include nici oxigen activ sau măsurători combustibili. Măsurători de oxigen şi combustibililor sunt luaţi doar periodic pentru a stabili relaţia dintre poziţia de control al regulatorului de combustibil şi al regulatorului de aer.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

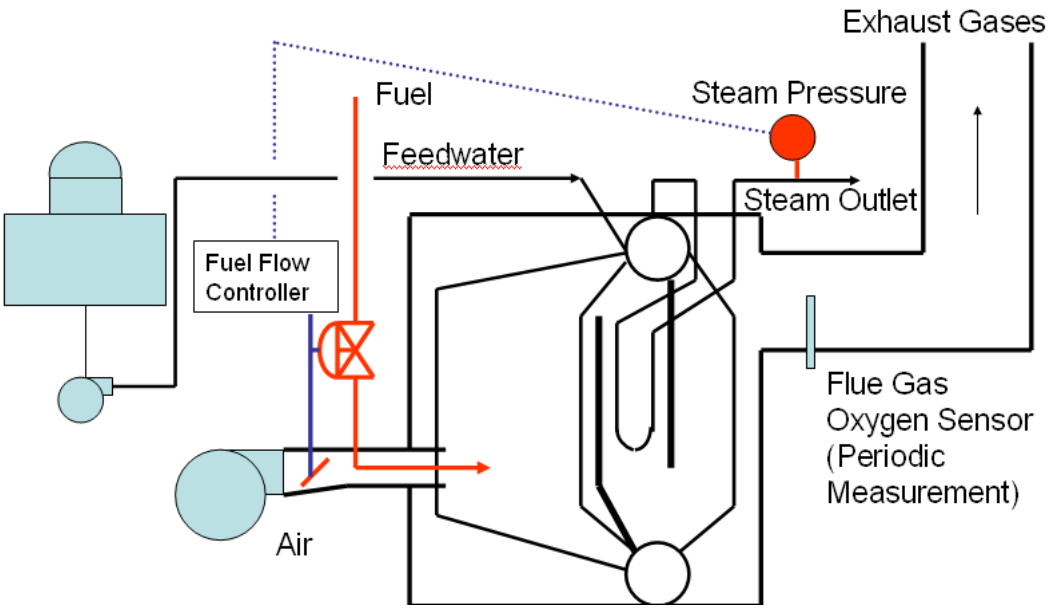


Figura 2: Sistemul de verificare a poziţiei
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

"Monitorizarea cazanului" este o practică eficientă ce ar trebui să se facă în mod periodic pentru a restabili relaţia de poziţia între aer şi combustibil. Acest lucru va asigura faptul că aerul de ardere vor fi minimizate, în limitele de control de poziţionare.

5.3.1.2 Controlul automatizat al ajustării oxigenului

Cu ajutorul metodologiei de control automat al reglării de oxigen, fluxul de aer de ardere este controlat printr-o combinaţie de supapa de control al debitului de combustibil şi debitul de gaz monitorizat în coş. Bazat pe curba de ardere a unui arzător de productie ", un dispozitiv de controlde control al fluxului de aer (amortizor), este prevăzut un semnal bazat pe supapa de control al fluxului de combustibil cum este în cazul cu metodologia de control de poziţionare. Dar, în plus, oxigenul gazelor de ardere se măsoară în mod continuu şi o relaţie mult mai strânsă poate fi stabilit pentru a reduce la minimum cantitatea de aer în exces.

Acest control suplimentar al sumei fluxului de aer de combustie şi, prin urmare, minimizeaza cantităţii de aer în exces. Acest control automat al ajustării oxigenului este mult mai eficace şi eficient, comparativ cu controlul de poziţionare. Figura 13 oferă o schematică a mecanismului de oxigen automat de control ajustabil. În mai multe instalaţii, un control automat de oxigen este cuplat cu o viteză variabilă condus (DSV), ventilatorul de ardere forţată, care duce la economii de energie electrică, comparativ cu un amortizor de control cum este cazul în controlului de poziţionare.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

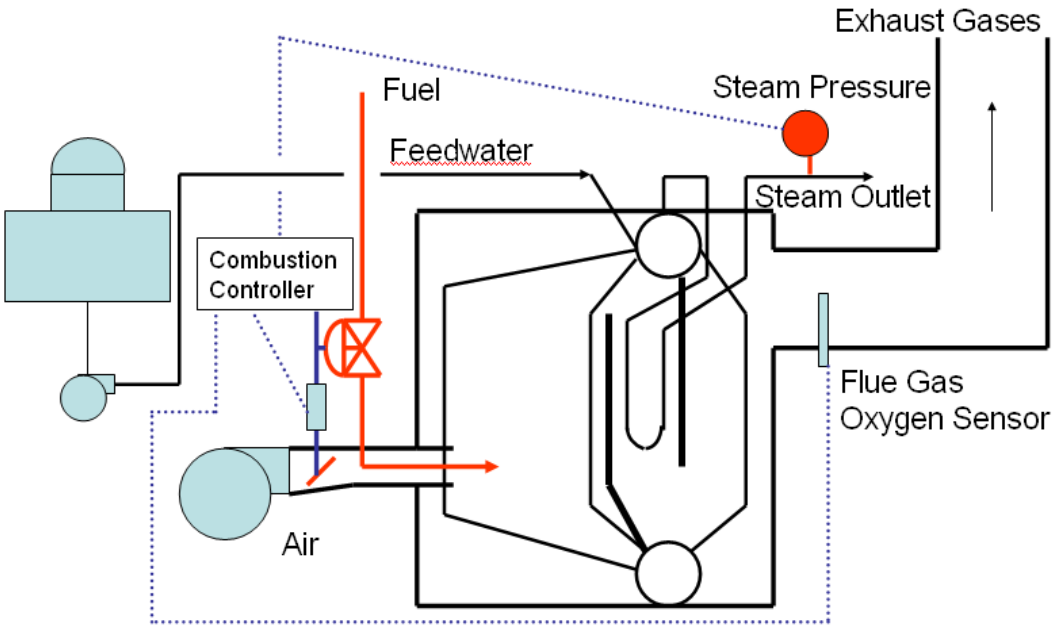


Figura 3: Sistemul automatizat de ajustare a oxigenului
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training Program)

Bazat pe tehnologia eficientă disponibilă de control comercial, tabelul 5 prevede debitul de oxigen a gazelor de ardere (şi aerul în exces), nivelurile de funcţionare pentru cazanele care funcţionează cu combustibili diferiţi pentru cele două tipuri de metodologii de control. În general, conţinutul mărit de debit de gaz corespunde cu conţinutul micşorat al gazelor de eşapament şi cu conţinutul micşorat de oxigen, valorile cărora corespund cu o sarcină mărită de ardere. Excesul de aer este menţionat în tabelul pentru referinţe. Conţinutul de oxigen în gazele de ardere este o valoare măsurată. Excesul de aer se calculează reieşind din compoziţia de bază a combustibilului şi valoarea măsurată a oxigenului.

Tabela 5: Verificarea parametrilor debitului de gaz
(Sursa: US DOE ITP Steam BestPractices End User Training Program)

Typical Flue Gas Oxygen Content Control Parameters								
Fuel	Automatic Control Flue Gas O_2 Content		Positioning Control Flue Gas O_2 Content		Automatic Control Excess Air		Positioning Control Excess Air	
	Min. [%]	Max. [%]	Min. [%]	Max. [%]	Min. [%]	Max. [%]	Min. [%]	Max. [%]
Natural Gas	1.5	3.0	3.0	7.0	9	18	18	55
Numb. 2 Fuel Oil	2.0	3.0	3.0	7.0	11	18	18	55
Numb. 6 Fuel Oil	2.5	3.5	3.5	8.0	14	21	21	65
Pulverized Coal	2.5	4.0	4.0	7.0	14	25	25	50
Stoker Coal	3.5	5.0	5.0	8.0	20	32	32	65

 © UNIDO 2012, All rights reserved

În scopul de a estima beneficiul potential de a minimiza aerul în exces va fi necesar să se evalueze costurile totale de funcţionare a cazanelor şi de eficienţă curentă şi eficienţa nouă a cazanului de operare.Ecuaţia de mai jos oferă posibilitatea de a calcula economiile de cost pentru oportunitatea de economii de energie.

$$\sigma = K_{boiler}\left(1-\frac{\eta_{current}}{\eta_{new}}\right)$$

unde σ economiile de cost al combustibilului, K_{boiler} costul curent al cazanului de operare, $\eta_{current}$ şi η_{new} reprezintă randamentul curent şi respectiv nou format al sistemului de operare.

Exemplu

Parametrii cazanului de operare a gazului ars sunt luaţi la 20 Tph respectiv este poziţionat un regulator ce periodic îşi schimbă poziţia. Estimarea anuală a costurilor de energie posibilitatea de economii pentru implementarea unui regulator de oxigen automat pentru gestionarea excesul de aer din cazan. Neglijează pierderile de pe suprafaţa cazanului şi cele de purjare pentru calculul randamentului cazanului.

Căldura superioară de ardere a combustibilului = 54,220 kJ/kg (40,144 kJ/m³)
Furnizarea de combustibil = 1,693 m³/hr (28 m³/min)
Costul combustibilului = $1.0/m^3
Temperatura din coş: 200°C
Oxigenul debitului de gaz: 5%
Analiza gazelor neglijabile din coş
Temperatura mediului: 20°C
Costul de operare al cazanului a fost calculată în secţiunea anterioară, după cum urmează:

$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 = \$1{,}693/hr$$
$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 \times 8{,}760 = \$14{,}830{,}680/yr$$

Pierderea curentă prin coş a fost calculată de către DOE SUA Monitorul pierderii prin coş SSAT şi este de 18,3% pentru 5% de oxigenul din gazul de ardere, pentu o temperatură de 200 ° C, în coş şi 20 ° C cea a mediului. Prin urmare, eficienţa curentă a cazanului, ηcurrent este de 81,7%.

Din tabelul 5, se poate observa că controlul automat ajustabil de oxigen de către regulatoare poate modifica valoarea fluxului de oxigen în gazele de ardere cu 3%. Presupunând că temperatura în coş nu se schimba, pierderea nouă în coş devine de 17,4%. Prin urmare, eficienţa nouă a cazanului, ηnew este de 82,6%.

Economiile de cost de energie pentru reducerea la minimum a excesului de aer pune aplicare un sistem automat de control de ajustare a oxigenului şi se calculează după cum urmează:

$$\sigma_{ExcessAir} = K_{boiler}\left(1-\frac{\eta_{current}}{\eta_{new}}\right)$$
$$\sigma_{ExcessAir} = 14{,}830{,}680 \times \left(1-\frac{81.7}{82.6}\right)$$
$$\sigma_{ExcessAir} = \$161{,}593/yr$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

5.3.2 Echipamente de recuperare a căldurii de ardere

Exista trei tipuri principale de echipamente de recuperare a căldurii de ardere care se găsesc în cazane industriale. Acestea sunt:

- Economizoare pentru apa de alimentare
- Preîncălzitor de aer
- Economizoare cu condensat

Tipurile de echipamente de recuperare a căldurii din cazanele industriale, depind foarte mult de combustibilul utilizat şi de proiectarae cazanului corespunzător. Aproape toate cazanele industriale au (sau ar trebui) să aibă economizoare pentru apa de alimentare. Cele mai multe cazane pe combustibil solid şi celelate cazane trebuie să aibă un conţinut de umiditate semnificativă şi respectiv preîncălzitor de aer. Un număr semnificativ de cazane industriale si cazane de la centralele electrice vor avea atât economizoare ale apei de alimentare cît şi de încălzitoare de aer. Cazanele de ardere şi combustibilii de ardere (gaze naturale, metan, motorina, etc) pot beneficia de economizoare cu condensat, în funcţie de cerinţele generale de sistem.

5.3.2.1 Apa de alimentare din economizor

State-of-the-art heat exchanger design and material technologies allow for minimal flue gas side pressure drop and very good temperature approaches to maximize the heat recovery with minimal heat transfer area. Additionally, feedwater economizers are compact and typically do not present any major “real-estate” or size constraints.

Un economizor de apa de alimentare este un schimbător de căldură instalat pentru a transfera energia termică de la gazele de ardere la apa de alimentare din cazan. Aceasta este cea mai comuna metodă de recuperare utilizată pentru cazane. Chiar daca în construcţia-cazanului nu este un economizor de apa de alimentare, ar fi destul de eficient de a instala un model de economizor în coşul cazanului existent. Construcţia schimbătorului de căldură şi tehnologiilor materiale permit minimizarea arderii de gaz la o cădere de presiune şi datorită temperaturii, maximizarea recuperării de căldură cu suprafaţă minimă de transfer de căldură. În plus, economizoarele apei de alimentare sunt compacte si de obicei nu prezintă nici o importanţă majoră sau mărimi impunătoare.

5.3.2.2 Preîncălzitor de aer

Un preîncălzitor de aer de combustie încălzeşte aerul de combustie prin transferul de energie din gazele de ardere în coş.Schimbul de căldură este identic ca şi în cazul economizorului apei de alimentare, cu excepţia că în loc de apa de alimentare este aer de combustie ce este încălzit.Rezultatul net este o reducere a consumului de combustibil şi, prin urmare, o creştere a eficienţei cazanului.

Datorită transferului de căldură –de la aer- la aer, preîncălzitoarele de aer sunt de obicei mari şi au nevoie de o cădere de presiune mult mai mare în comparaţie cu ele. Cele mai multe cazane industriale, cu o preîncălzitoare de aer vor avea un ventilator indus de un proiect, de asemenea, pentru a depăşi această scădere semnificativă de presiune şi de a evita o revenire a presiunii în camera de ardere.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Este necesar, de asemenea, de a evita a ajunge la o temperatura de evacuare a gazelor de ardere sub punctul de roua. Această limită de temperatură minimă depinde de conţinutul de sulf în combustibil. Condensatul în coş (sau a gazelor de ardere) ar forma acidul sulfuric, care este foarte coroziv şi ar duce la o deteriorare mai mică de metal şi fiabilitatea de funcţionare a cazanului. În plus faţă de acidul sulfuric, reducerea în continuare a temperaturii gazelor de coş ar duce la formarea de acid carbonic. Aceasta nu este o preocupare majoră pentru durate scurte, deoarece acidul carbonic este un acid slab, dar în timp va deveni cu siguranţă o problemă de funcţionare în cazul în metalurgie nu este configurată corect pentru condensarea gazelor în coş.

5.3.2.3 Economizoare de condensare

De obicei, vapori de apă, sunt un produs de ardere , ce rămâne în stare gazoasă şi iese din coş. Cu toate acestea, aceşti vapori de apă conţin o cantitate semnificativă de energie care poate fi recuperată în cazul în care acest lucru este permis de vaporii de apă să se condenseze. Nu sunt disponibil în comerţ echipamente de recuperare a căldurii, care sunt special concepute pentru combustibilii de ardere (gaz natural, gaz metan, propan, # 2 combustibil lichid, etc), pentru a recupera acestă căldura latentă de vapori de apă din gazele de ardere. Aceste unităţi sunt de obicei denumite economizoare de condensat.

În funcţie de combustibil, economizoarele de condensat pot îmbunătăţi eficienţa cazanului cu mai mult de 10%. Pentru a realiza condensarea aburul din gazele de ardere, temperatura gazelor de ardere ar trebui să fie mai jos de punctul de roua. Aceasta este de obicei de 60 ° C, pentru arderea gazelor naturale şi ca temperatura gazelor de ardere să se micşoreze şi mai mult apa se condenseaza pentru a permite recuperarea căldurii.

Este necesar de constatat, că punctul de roua controlează procesul de condensare, în gazele de ardere, ar trebui să existe o temperatură scăzută de căldură în instalaţie. Economizoarele de condensare pot recupera o cantitate mare de căldură, dar la un grad foarte scăzut. Aplicaţiile în industrie, ce necesită o temperatură joasă de încălzire, cum ar fi instalaţiile de prelucrare a produselor alimentare, centralele de abur cu 100%, apa de ridicare, textile, centrale sau de termoficare, etc au de obicei în sarcina sa economizoarele de condensat.

Pentru evaluarea economizoarelor de condensare se va necesita de obicei o presiune parţială pe bază de un model de ardere şi nu este un domeniul de aplicare al acestui manual de instruire. Cu toate acestea, producătorii de economizoare de condensat şi de manuale pot oferi grafice de recuperare a căldurii, care sunt elaborate pentru combustibilii specifici de ardere.

<u>Exemplu</u>

Pentru un cazan de operare cu arderea gazului la parametrii de 20 Tph se practică utilizarea economizoarelor cu apa de alimentare însă datorită întreţinerii nu se mai practică Acesta a fost câţiva ani în urmă şi în prezent, centrala funcţionează fără economizor pentru apa de alimentare. Estimarea anuală a costurilor de energie, posibilitatea de economii pentru re-instalarea unui economizor de apa de alimentare pentru cazan. Sunt neglijate pierderile prin suprafaţa cazanului şi de purjare pentru calculul randamentului cazanului sunt utilizaţi parametri:

Căldura superioară de ardere = 54,220 kJ/kg (40,144 kJ/m³)

Combustibilul furnizat = 1,693 m³/hr (28 m³/min)

Costul combustibilului = $1.0/m^3

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Temperatura din coş: 200°C
Oxigenul din gazul de ardere: 5%
Analiza gazelor din coş neglijează unii combustibili
Temperatura mediului: 20°C

Costul cazanului de operare a fost calculată în secţiunea anterioară, după cum urmează:

$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 = \$1{,}693 / hr$$
$$K_{boiler} = 1{,}693 \times 1.0 \times 8{,}760 = \$14{,}830{,}680 / yr$$

Pierderilde curente în coş au fost calculate de către US DOE SSAT Monitorizarea pierderilor în coş şi constituie 18.3% pentru 5% oxigenul gazului de ardere, 200°C temperatura din coş şi 20°C temperatura mediului. Prin urmare, randamentul curent al cazanului, $\eta_{current}$ este 81.7%.
Bazîndu-ne pe condiţiile operaţiunilor precedente (pe construcţie), datorită economizorului apei de alimentare , temperatura în coş este ~160°C. Utilizînd Monitorizarea pierderilor de staţionare în coş, după cum este prezentat în Figura 14, pierderile noi de staţionare constituie 16.3%. Prin umare, randamentul nou al cazanului constituie, η_{new} is 83.7%.

Input Data

Stack Gas Temperature (°F)	160 °C	Stack Temperature - Ambient Temperature = 140°C
Ambient Temperature (°F)	20 °C	

Stack Gas Oxygen Content (%)	5 %	

Note: Stack gas oxygen content is expressed on a molar or volumetric basis

Results

Estimated Stack Losses for each of the default fuels are as follows:

Natural Gas	**16.3 %**

Figura 44: Exemplu de calcul a pierderilor în coş cu cazan operativ cu economizor cu apă de alimentare

Economiile de cost al combustibilului după instalarea unui economizor de apa de alimentare se calculează după cum urmează:

$$\sigma_{ExcessAir} = K_{boiler}\left(1 - \frac{\eta_{current}}{\eta_{new}}\right)$$
$$\sigma_{ExcessAir} = 14{,}830{,}680 \times \left(1 - \frac{81.7}{83.7}\right)$$
$$\sigma_{ExcessAir} \approx \$354{,}375 / yr$$

5.3.3 Suprafeţele de transfer de căldură în cazan

Suprafeţele de căldură sunt tot timpul acoperite cu impurităţi. De acea pe suprafeţele de transfer de căldură se formează o rezistenţă suplimentară la transferul de căldură, ceea ce duce la

 © UNIDO 2012, All rights reserved

temperaturi şi mai mari la în coşul de consum. Cum sa observat în capitolele anterioare, acest lucru duce la un randament mai mic, deoarece o cantitate semnificativă de energie este lăsat să iasă prin coş cu gazele de ardere . Prin urmare, trebuie să existe o procedură de menţinere preventivă care are ca scop curăţarea periodică a suprafeţelor de transfer de căldură în cazan.

Acoperirea suprafeţei de transfer cu impurităţi în mare parte depinde de combustibilul utilizat şi cu cît combustibilul are mai puţine impurităţi sau acesta este găzos, procesul de ardere poate avea loc fără impurităţi sau cu o cantitate neînsemnată a acestora. Cînd sunt utilizţi combustibili lichizi grei sau combustibili solizi (cărbune, lemn, , etc) , se formează o cantitate însemnată de cenuşă şi de funingine pe suprafeţele conductelor. Acest lucru trebuie de evitat prin utilizarea unui sistem eficient de suflare a funiginii. Suflarea impurităţilor de funigină reprezintă nişte lance prevăzute cu ajutaje care folosesc aburul la presiune înaltă sau aerul comprimat pentru a distruge funinginea formarea pe tuburi. Cazane industriale cu suflare de funingine au o anumită durata de tratare a impurităţilor periodic în diferite secţii sau zone ale tuburilor termice. Este foarte important să se asigure că acest sistem funcţionează corect. Impurităţilor de ardere direct vor influienţa temperatura gazelor de ardere evacuate la ieşire din coş şi respectiv va furniza informaţii utile ce ţin de performanţa eficientă a sistemului de suflare a funinginii.

Impurizarea suprafeţelor de transfer de căldură este controlată de apa chimia din cazan şi este diect proporţională cu presiunea din cazan, cu calitatea apei de alimentare şi deasemenea cu rata de purjare. Impurizarea suprafeţelor repretintă o treaptă , pe suprafeţele de pe tuburi care duce la o rezistenta sporita de transfer de căldură. Această treaptă trebuie să fie eliminate chimic sau mecanic atunci când cazanul este închis. Treapta conduce la majorarea de temperatură pe peretele tubului şi, eventual, la o defalcare a tuburilor termice. Prin urmare, impurizarea suprafeţelor are un impact direct asupra fiabilităţii operaţiunilor în cazane, precum şi asupra eficienţei cazanului de ansamblu. Este foarte important de a efectua verificări pe tuburile din cazane pe parcursul opririi anuale şi periodic să se verifice tuburile termice.
Energy savings calculations using the stack loss calculator can be performed for justifying cleaning of boiler heat transfer surfaces.

5.3.4 Imbunătăţirea tratării apei

În general, calitatea apei de alimentare este ulterior dependentă de apa de ados. Condensatul reprezintă de obicei cea mai curată apă din sistemul de abur. Apa de adaos trebuie să fie verificată înainte de a se adaugă în sistem. Îmbunătăţirea tratării apei de adaos poate fi ca rezultat al îmbunătăţirii calităţii apei de adaos.

Apa de adaos din cazan trebuie să fie tratată în mod corespunzător pe baza cerinţelor de apă chimiă pentru ca operaţiunile în cazane să fie efective. Managementul de purjare depinde în mare parte de doi factori: de presiunea din cazanul de operare şi de tratare chimică a apei. Asigurarea unei calitatăţi înalte a apei de adaos disponibile va duce la reducea cantităţii de purjare. Reducerea valoarii de purjare conduce la o reducere proporţională a energiei termice din fluxul de purjare. Cu toate acestea, ar putea exista un cost semnificativ pentru a îmbunătăţi tratarea apei, dacă este nevoie de o infrastructură suplimentară şi punerea în aplicare a activelor de capital, cum ar fi un sistem de demineralizare sau un sistem inversat de osmoza . În cele mai

 © UNIDO 2012, All rights reserved

multe sisteme de cazane industriale, va exista un chimist al apei (sau un antreprenor), care va fi responsabil pentru mentinerea apei chimice cazan. Este cel mai efectiv de a lucra chimişti pentru a asigura calitatea optimă a apei tratate chimic necesară pentru funcţionare. Îmbunătăţirile comune a calităţii de tratare a apei include schimbarea ciclului de natriu pentru demineralizare sau pentru inversarea condiţiilor de osmoza.

5.3.5 Instalarea unui regulator de purjare în cazan

Există două tipuri de purjare, care sunt efectuate pe sisteme de cazane industriale: purjare de suprafaţă şi purjare inferioară (rezervor de deşeuri). Purjare de suprafaţă poate fi continuă sau periodică. Purjare inferioară este întotdeauna periodică şi execută o mişcare pentru a îndepărta impurităţile greu decontate. Această oportunitate de optimizare se aplică numai la purjarea de suprafaţă şi mai specific, la purjarea executată manual. Sarcina cazanelor variază în funcţie de timp, şi în mod ideal, rata debitului de purjare trebuie să se schimbe, pentru a menţine apa chimică din cazan. De cele mai multe ori intervalul de control (de obicei, de conductibilitate sau TDS), pentru a apa din cazan va fi stabilită de către chimistul de apă şi de către operatorii de centralacare vor verifca apa periodic pentru a se asigura că parametrii de control a apei în cazane sunt bine stabiliţi.

De cele mai multe ori, controlul manual de purjare duce la purjare excesivă şi aceasta duce la o pierdere mare de energie. Dar, uneori, purjarea manuală poate fi, de asemenea, insuficientă şi poate duce la un control minimizat a apei chimice din cazan ceea ce poate duce la probleme cu operaţiunile de încredere în cazane. Instalarea unui regulator automat de purjare permite obţinerea uunui volum minim şi exact de purjare, ce este necesar pentru operaţiunile de încredere din cazane, astfel, reducerea pierderilor inutile de energie. Un sistem automat de regulare a procesului de purjare monitorizează conductivitatea continuă apei din cazan, într-un timp real, şi verifică ajustarea sau cu ajutorul unei supape ON / OFF pentru a menţinerea volumului necesar de purjare. Acest lucru este arătat în figura 15 de mai jos.

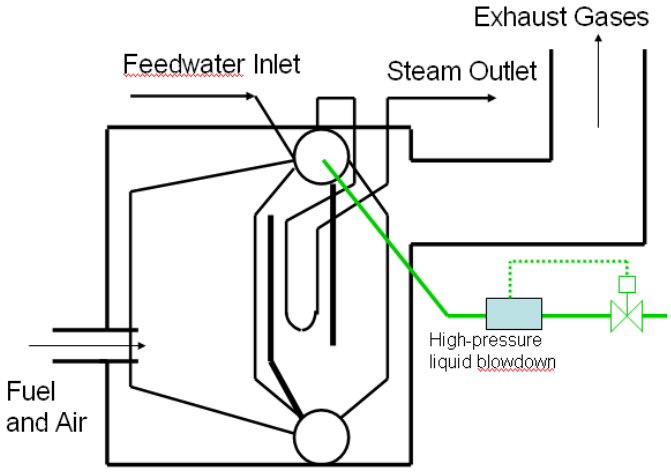


Figura 55: Regulator automat de purjare
(Sursa: US DOE ITP Steam BestPractices End User Training Program)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Energia primară şi economii de costuri rezulate în urma instalării unui regulator automat de purjare (şi / sau de îmbunătăţire tratării apei) poate fi calculat după cum urmează:

$$Q_{bd_savings} = \left(m_{blowdown_current} - m_{blowdown_new}\right) \times \left(h_{blowdown} - h_{makeup}\right)$$

$$K_{bd_savings} = \left(\frac{Q_{bd_savings}}{\eta_{boiler} \times HHV_{fuel}}\right) \times k_{fuel} \times T$$

unde $m_{blowdown_current}$ şi $m_{blowdown_new}$ sunt valorile calculate pentru debitul de abur şi valoarea procentuală de purjare, T este durata de timp utilizată pentru calculul economiilor. Penrtu o analiză mai detaliată, a Sistemului model US DOE SSAT necesar.

5.3.6 Recuperarea energiei în urma procesului de purjare

Recuperare căldurii poate avea loc în două moduri, astfel încît toată energia pierdută în urma procesului depurjare să poată fi recuperată folosind o combinaţie a două metodologii:

- Recuperarea aburului
- Preîncălzirea apei de adaos

Fluxul de purjare de înaltă presiune se localizează într-un vas sub presiune (recipient reductor) care funcţionează sub o presiune scăzută (de obicei, diferit de presiunea din dezaerator). O parte din lichid se aprinde intermitent pentru purjarea de abur la o presiune mai mica. Acest abur este curat si poate alimenta colectorul de abur sau poate fi direcţionat în sistemul de încălzire a apei de alimentare şi direcţionat spre degazorur. Lichidul care rămâne în rezervorul de ardere este la o temperatură de saturatie (> 100 ° C) şi poate fi utilizat la preîncălzirea apei de adaos în schimbătorul de căldură. Apa rezultată în urma procesului de purjare este în cele din urmă evacuată din sistem, la o temperatură foarte aproape de cea a apei de adaos (sau a mediului).
Pierderile de purjare pot fi practic eliminate foarte simplu, cu ajutorul uinui echipament robust. Figura 16 oferă o schemă a sistemului de purjare de recuperare a energiei.

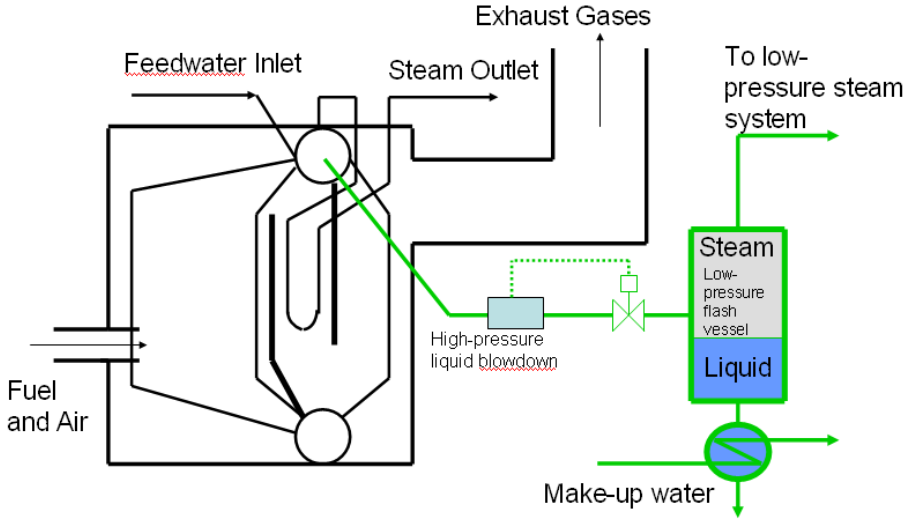


Figura 16: Recuperarea energiei din purjare
(Sursa: US DOE ITP Steam BestPractices End User Training Program)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Economiile de energie şi de costuri posibile rezultate din recuperarea aburului si a apei de adaos preîncălzită a fost calculată în capitolul "Pierderi de purjare". Deşi calculele au fost prezentate manual, un model al sistemului de abur, cum ar fi DOE SUA SSAT, este de obicei necesară pentru a prezice cu exactitate care sunt economiile de energie.

Din punct de vedere al perspectivei echipamentului, recipientul reductor este o unitate foarte simplă si poate fi procurată foarte ieftin. Cu toate acestea, schimbătorul de căldură trebuie să fie selectat cu atenţie. Schimbătorul de căldură aplicat în acest serviciu trebuie să fie curăţat, deoarece fluxul de purjare poate impurizat suprafata de schimb de căldură. Două tipuri de schimbătoare de căldură pot fi utilizate:

- Schimbător de căldură cu tuburi şi suprafeţe cu proces de purjare în tub
- Schimbător de căldură cu placă şi turn de extracţie

5.3.7 Modernizarea/Restaurarea rezistenţei cazanului

Izolarea şi rezistenţa (refractarea) cazanului reprezintă un scopul major pentru protejarea personalului din centrale în condiţii de siguranţă şi, de asemenea, reducerea pierderilor prin suprafaţa cazanului prin radiatie si convectie. Suprafeţele externe ca urmare a condiţiilor ambientale sau a daunelor operaţionale ar putea avea nevoie periodic de reparaţii. În plus, în timpul inspecţiilor anuale refractarea ar trebui să fie inspectaăe pentru defecţiuni sau fisuri. Ar putea fi un ciclu termic care ar putea duce la o minimizare a rezistenâei. Această oportunitate se încadrează în practicile eficiente de întreţinere predictivă şi preventivă pentru operaţiunile fiabile ale sistemului de abur. Personalul centralelor ar trebui să folosească un aparat de fotografiat infra-roşu termic şi să caută punctele fierbinţi (temperaturi> 70 ° C) şi să compare aceste imagini-a lungul timpului pentru a vedea dacă este necesară repararea.

5.3.8 Reducerea Numărului de cazane de operare

Pierderile prin suprafaţacazanului sunt de obicei mici (ca mărime), comparativ cu alte pierderi ale cazanelor industriale. Dar ele pot prezenta date semnificative, atunci când există mai multe cazane de operare. Aceste pierderi pot deveni, de asemenea, excesiv în cazul în care un cazan (e) sunt doar pe "regim de asteptare". De obicei, cele mai multe centrale industriale vor funcţiona, cu cel puţin un "n +1", ceea ce înseamnă că nu există un surplus disponibil cel puţin pentru un cazan suplimentar ce produce abur (sau în regim de aşteptare), decât ceea ce este necesar pentru a furniza cererea totală de aburi către centrală. Acest lucru se face în principal pentru a creşte fiabilitatea de operaţiuni şi să se asigure că producţia nu se afectată din cauza condiţiile de refulare.

De obicei, oportunităţile de economisire şi de optimizare a sistemului de abur într-o instalaţie nu poate conduce la deconectarea unui cazan de operare, dar în acest caz trebuie să fie investigat de fiecare dată când apare o cerere adăugătoare de aburi. Pot exista oportunităţi bazate pe cicluri de producţie, de sezon, de zilele de odihnă / timpul săptămânii şi operaţiuni de vacanţă, operaţiuni zi / noapte care de asemenea pot influienţa număr cazane care funcţionează într-o instalaţie industrială. Cel mai adesea, această oportunitate este neglijată, datorită complexităţii sale de a adăuga operaţiuni de pornire şi oprire a unui cazan şi respectiv necesarul de tip. Aceasta poate fi o problemă pentru cazanele mari pe combustibil solid şi lichid, dar pentru cazanele mici,

 © UNIDO 2012, All rights reserved

în special care funcţionează cu gaz natural, gaz metan, etc, ar trebui să aibă untimp de pornire mult mai rapid.

Atunci când analiza acest lucru drept un potenţial de strategie optimizată, o analiză riguroasă a riscurilor ar trebui să fie făcut pentru a identifica eventualele probleme majore care ar putea rezulta în final o scădere a producţiei de abur, pentru o perioadă finită de timp.

Această analiză a riscurilor ar trebui, de asemenea, să includă potenţialele cheltuieli şi daune posibil a fi produse. În plus, costul de control suplimentar sau instrumentele de prevenire (alarme, semnale de temperatură, semnale de presiune), ar trebui să fie luate în considerare la punerea în aplicare a acestei strategii de optimizare.

5.3.9 Analiza de substituire a combustibilului

Alegerea de combustibil poate oferi o reducere semnificativă de costuri de exploatare datorită diferenţelor dintre costurile de energie şi eficienţei cazanului. În general eficienţei consumului de combustibil reprezintă un factor de influenţează atunci când schimbăm combustibilul.

Uneori, costurile de energie şi cheltuielile de întreţinere pot fi compensate, dar acest lucru nu va fi evident cu excepţia cazului suplimentarar oportunităţii de optimizare. În plus, problemele de mediu poate deveni o preocupare semnificativă asociată cu alegerea combustibilului. Fiecare cerere va necesita o evaluare independentă. Procesul de substituire a combustibilului nu implică în mod necesar înlocuirea completă a combustibilului. Centralele industriale de producere a aburului pot avea mai multe cazane de operare şi de semenea este posibil aplicarea posibilităţii de substituire a combustibilului, care implică:

- Oprirea unui cazan care funcţionează cu un anumit tip de combustibil
- Reducerea producţiei de abur la cazanul de tip A ce funcţionează cu combustibil 1 şi respectiv creşterea producţiei de abur la cazanul de tip B, ce funcţionează cu combustibil 2
- Dual or multi-fuel firing of any boiler and changing the ratios of the fuels firing the boiler Utilizarea în cazan a două sau mai multe tipuri de combustibil şi schimbarea raporturilor de combustibili de ardere în cazanului

Economiile de cost obţinute prin schimbarea de combustibil poate fi calculat după cum urmează:

$$\sigma_{FuelSwitch_savings} = Current\ Operating\ Cost - New\ Operating\ Cost$$

$$\sigma_{FuelSwitch_savings} = m_{steam}\left(h_{steam} - h_{feedwater}\right)\left(\frac{k_{fuel_1}}{\eta_{boiler_1}} - \frac{k_{fuel_2}}{\eta_{boiler_2}}\right) \times T$$

unde k_{fuel_1} şi η_{boiler_1} sunt costul curent al combustibilului şi randamentul cazanului, respectiv k_{fuel_2} şi η_{boiler_2} sunt valoareacostului nou format şi respectiv randamentul cazanului.
Valoarea fluxului nou de abur format în urma înlocuirii combustibilului este dată de m_{steam} şi T reprezintă perioada de timp evaluată pentru procesul de înlocuire.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Exemplu

Economiile de cost estimate anual rezultate în urma înlocuirii combustibilului sunt determinate pentru 1 Tph de abur obţinut din ardere, la trecerea de la gazul natural (k_{fuel_1} = \$25 per GJ; η_{boiler_1} = 80%) la combustibil lichid greu (k_{fuel_2} = \$18 per GJ; η_{boiler_2} = 84%). Valorile entalpiilor aburului şi apei de alimentare sunt obţinute anterior şi respectiv prezentate mai jos:

h_{steam} = 3,181 kJ/kg

$h_{feedwater}$ = 463.5 kJ/kg

Economiile de cost obţinute prin substituirea de combustibil poate fi calculat după cum urmează:

$$\sigma_{FuelSwitch_savings} = m_{steam}\left(h_{steam} - h_{feedwater}\right)\left(\frac{k_{fuel_1}}{\eta_{boiler_1}} - \frac{k_{fuel_2}}{\eta_{boiler_2}}\right)\times T$$

$$\sigma_{FuelSwitch_savings} = 1{,}000\times\left(3{,}181 - 463.5\right)\left(\frac{25}{0.80} - \frac{18}{0.84}\right)\times\frac{1}{10^6}\times 8{,}760$$

$$\sigma_{FuelSwitch_savings} \approx \$\,234{,}000\,/\,\mathrm{yr}$$

5.3.10 Optimizarea operaţiunilor de funcţionare a degazorului

Într-un sistem de abur industrial degazorul îndeplineşte mai multe funcţii.Acestea sunt:

- Degazarea sau eliminarea din apa de alimentare a oxigenului dizolvat (funcţia de bază)
- Preîncălzirea apei de adaos
- Poate servi drept rezervor pentru amestecul de condensat returnat şi apă de adaos
- Poate servi drept rezervor de stocare a apei de alimentare şi furnizor către pompa de alimentare

Degazorul funcţionează la o presiune fixă prestabilită. Această presiune este dictată de construcţia dezaeratorului. Funcţia principală a dezaerator - eliminarea oxigenului dizolvat din apa – ce necesită o acţiune de separare. Acţiune de separare provine din parea aburului. În plus, apa de adaos a aburului prîncălzit care reduce solubilitatea oxigenului în apa dizolvată, duce la îmbunătăţirea procesului de separare. Dezaerator necesită o injecţie directă de abur viu. Cantitatea de abur utilizată depinde de:

- Presiunea degazorului
- Cantitatea de condensat returnat şi a apei de adaos
- Temperature of condensate returned
- Temperatura apei de adaos
- Rata de ventilaţie a degazorului

Deoarece presiunea în dezaerator este mărită, este nevoie de mai mult abur şi de o cantitate mai mare de abur degajată în aer (din spre ventilatoare). Cu toate acestea, în cazul în care temperatura condensatului returnat este mai mare sau în cazul în care există o cerere de recuperare a degajărilor de căldură care preîncălzesc apa de adaos, un dezaerator, poate să funcţioneze benefic la o presiune mai mare. Operaţiunea de mărire a presiunii va necesita, de asemenea, o dimensiune mai mică a dezaeratouluir pentru sarcina aceiaşi sarcină de abur. Au existat mai multe cazuri în care procesele su modificat cu timpul sau au fost modificate în instalaţiile

 © UNIDO 2012, All rights reserved

industriale. Aceasta, la rândul său, poate modifica valoarea de condensat returnat, temperatura a condensatului si preîncălzirea apei de adaos.

Prin urmare, este foarte important de a evalua operaţiunile de bază a dezaeratorului şi să se asigure că acesta funcţionează la presiunea cît mai mică posibil şi respectiv deaerating la o eficienţă maximă posibilă.

În plus, reducerea presiunii în dezaerator va reduce temperatura de intrare a apei de alimentare pînă la temperatura apei de alimentare din economizor şi acest lucru poate ajuta la reducerea temperaturii în coş care poate duce la o eficienţă mai mare a cazanului. Însă trebuie de luat în consideraţie că micşorarea temperaturii apei de alimentare nu reduce temperatura din coş mai jos de punctul de roua .

Pentru această oportunitate de optimizare pentru calcularea energiei şi a economiilor de cost va fi nevoie de un model de sistem detaliat, cum ar fi DOE SUA SSAT.

Deoarece presiunea în dezaerator este mărită, este nevoie de mai mult abur şi de o cantitate mai mare de abur degajată în aer (din spre ventilatoare). Cu toate acestea, în cazul în care temperatura condensatului returnat este mai mare sau în cazul în care există o cerere de recuperare a degajărilor de căldură care preîncălzesc apa de adaos, un dezaerator, poate să funcţioneze benefic la o presiune mai mare. Operaţiunea de mărire a presiunii va necesita, de asemenea, o dimensiune mai mică a dezaeratouluir pentru sarcina aceiaşi sarcină de abur. Au existat mai multe cazuri în care procesele su modificat cu timpul sau au fost modificate în instalaţiile industriale. Aceasta, la rândul său, poate modifica valoarea de condensat returnat, temperatura a condensatului si preîncălzirea apei de adaos.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

6. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A DISTRIBUŢIEI DE ABUR

Acest capitol se concentrează pe zona de distribuţie a aburului şi a posibilităţilor de optimizare şi de asemenea cele mai efective exemple într-un sistem de abur industrial.

6.1 Prezentarea generală

Suprafaţa de distribuţie a aburului este zonă foarte important, deoarece acesta serveşte drept canal pentru trecerea aburului din zona de producere în zona finală de utilizare. Unele sisteme industriale de abur sunt foarte mici şi nu dispun de o reţea de distribuţie a aburului. Dar, în majoritatea centralelor industriale, aburul este distribuit pe o reţea largă de colectori. Aburul este generat la o presiune mare şi apoi presiunea poate fi redusă pentru a atenua diferite presiuni din colector. Mod mod alternativ, uneori, poate exista doar un singur colector aburul în mod obligatoriu îşi minimizează presiunea, pentru fiecare punct de utilizare. Trebuie de menţionat că nu este nevoie de nici un dispozitiv mecanic (compresor, pompa, etc), pentru distribuiaburul către colector. Presiunea aburului serveşte drept forţă motrice pentru a distribui abururulacolo unde este necesar.
The main components of a steam distribution system include:

- Conducte de abur & accesorii
- Staţii de reducere a presiunii
- Supape
- Izolaţie
- Supape de siguranşă
- Captarea condensatului
- Instrumete(Presiune, Temperatură, debit)

Din punct de vedere al perspectivei unui proces, este extrem de important să se asigure că procesul nu numai primeşte cantitatea necesară de abur, dar, de asemenea, să fie respectaţi toţi parametri, specificaţiile de temperatură şi presiune în conformitate cu procesul dat. Trebuie de remarcat faptul că cerinţele de proces şi utilizările finale se pot modifica în timp, dar sistemul de distribuţie nu poate fi modificat. Prin urmare, este foarte important să se concentreze, evalueze şi optimizeze sistemului de distribuţie pe un model standard de distribuţie. Acest lucru este esenţial pentru operaţiunile de sistem de bază. Deşi zona de producere poate să optimizeze şi poate produce aburul necesar procesului, din cauza unor probleme în sistemul de distribuţie ar putea exista diverse probleme pentru zonele de procesare, cum ar fi:

- Lipsa de presiune a aburuluie necesar colectorului pentru utilizatorii final
- Cantitatea insuficientă de abur necesar colectorului pentru utilizatorii final
- Probleme de calitate a aburului (umeditatea aburului la intrare în proces)
- Ciocan de apă în colectoare

Intenţia de evaluare a sistemului de distribuţie a aburului pe o bază standard, tinde mereu spre optimizarea sistemului printr-un operaţiuni de încredere (de la utilizatorii finali) şi pentru a identifica oportunităţile de economisire a energiei pentru un ansamblu de sisteme de abur.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

6.2 Oportunităţi de Optimizare a Distributţiei aburului & Exemple practice

Optimizarea sistemului de distribuţie a aburului într-o instalaţie industrială poate fi concentra pe diverse domenii. Aceste zone sunt fundamentale în domeniul de management energetic şi, în general, duc la economii atractive şi oportunităţi de economisire, atunci când sunt identificate. Aceste domenii sunt, de asemenea, esenţiale pentru funcţionarea în continuă eficienţă şi a oricărui sistem de abur.
Există diverse oportunităţi de optimizare a distribuţiei aburului dintre care cele frecvente includ:

- Repararea scurgerilor de abur
- Minimizarea aburului ventilat
- Asiguraţi-vă că sistemul de conducte de abur,supape, rezervoarele şi recipientele sunt bine izolate
- Izolarea aburuluide la liniile neutilizabile
- Minimizarea curgerii prin staţiile de reducere a presiunii
- Reduce pressure drop in headers
- Drain condensate from steam headers

6.2.1 Identificarea scurgerilor de abur

Aburul reprezintă este o necesitate scumpă de utilizare pentru care pierderile economice sunt extrem de semnificative ce pot duce la pierderea aburului din sistem, prin scurgeri de informaţii. Scurgerile de aburi apar peste tot, dar de cele mai multe ori apar în:

- Îmbinare de flanşe şi accesorii
- Accesorii pentru conducte
- Supape, abur şi ambalaje
- Captator de abur
- Construcţia supapelor
- Conducte deteriorate

Scurgerile de aburi prin conductele deteriorate poate fi o sursă majoră de pierderi de abur într-o instalaţie industrială. Cu toate acestea, aceasta prezintă de obicei, o "problemă de siguranţă", mai ales dacă acestea sunt în imediata apropiere a personalului de centrale în zonele frecvent utilizate. Dar aceste scurgeri de abur, care se află în locuri îndepărtate, cum ar fi suportul de conducte nu este observat şi poate să rămână acolo pentru totdeauna.

Eşecurile captatoarelor de abur, de asemenea, reprezintă în mare parte o scurgere esenţială într-o instalaţie industrială şi aspectele detaliate vor fi studiate în capitolul privind "recuperarea condensatului", în continuare în acest manual. În general, eşecurile captatoarelor de abur sunt mai greu de observat decât eşecurile prin ţevi, în special în sisteme de condensat închise.
Un program continuu de întreţinere bazat pe găsirea şi eliminarea scurgerilor de abur este esenţială pentru funcţionarea eficientă a unui sistem de abur. De cele mai multe ori, astfel de programe de întreţinere sunt puse în discuţie în instalaţiile industrială în ceea ce priveşte impactul lor în ansamblu asupra costurilor-eficienţă şi a operaţiunilor date. Dar s-a fost observat în toate cazurile în care au un program de management de abur de depistare a scurgerilor poate fi foarte benefic, atât economic, cât şi dintr-o perspectivă de încredere a operaţiunii pentru o anumită instalaţie industrială.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

De obicei, a determina pierderile de abur, printr-o scurgere este dificil aceasta poate fi posibil doar dacă o procedură corectă este urmată. Cu toate acestea, este necesar de a planifica strategia de reparaţii printr-un ordin administrativ. Mai multe metode teoretice şi empirice au fost dezvoltate pentru a oferi o estimare brută a pierderii de abur, însă nu se limitează la:

- Modelul US DOE SSAT
- Măsurători exacte a coloanei de fum
- Ecuaţia de curgere prin conducte
- Măsurători în domeniul conductelor Pitot tube measurement in the field
- Tehnici cu ultrasunet cu protocoale de la producător
- Metodologiile balanţei de energie şi a masei termodinamice

Figura 17 arată fluxul aproximatic de scurgere a aburului printr-un orificiu ascuţit pentru o presiune dată şi o anumită mărime de orificiu.

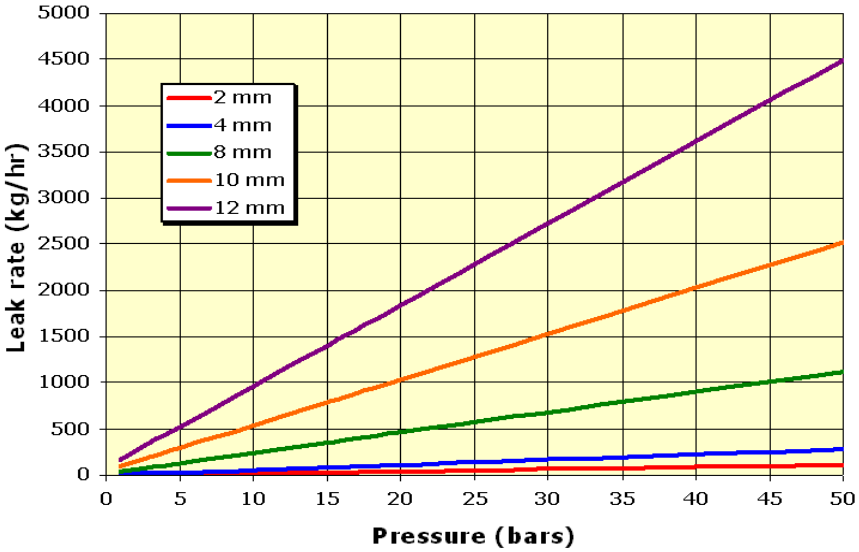


Figura 17: Rata de scurgere a aburului printr-un orificiu

Figura 17 a fost realizată după ecuaţia de curgere printru.un orificiu îngust a lui Napier. Această ecuaţie este dupăcum urmează:

$$m_{steam} = 0.695 \times A_{orifice} \times P_{steam}$$

undee m_{steam} este debitul scurs de abur (in kg/hr), $A_{orifice}$ este suprafaţaorificiului prin care curge debitul de abur (in mm^2) and P_{steam} este presiunea colectorului (în bari). Este necesar de notat că relaţia dată este valabilă dar la respectarea condiţiilor de curgere printr-un orificiu îngust atunci cînd presiunea externă este mai mică de 0.51 ori decît presiunea în colector.

<u>Exemplu</u>

La scurgerea de abur printr-un orificiu de ~4 mm presiunea este de 2 bari în colector. Estimarea scurgerii de abur şi economiile anuale de cost a energiei vor rezulta în urma depistării

 © UNIDO 2012, All rights reserved

scurgerii şi de blocare a acesteia. Costul de prodeucere a aburului este de $91.67 pe o tonă de abur. Să presupunem că această scurgere de aburi există pe colectorul de aburi, care funcţionează tot timpul anului (8760 h).

Din informaţia prezentată mai sus avem,

$$A_{orifice} = \frac{\pi}{4} d_{orifice}^2 = \frac{\pi}{4} \times (4.0)^2 = 12.56\, mm^2$$
$$P_{steam} = 2 + 1.013 = 3.013\, bar\, (absolute)$$

Utilizînd ecuaţia de curgere printr-un orificiu îngust (Ecuaţia lui Napier), avem:

$$m_{steam} = 0.695 \times A_{orifice} \times P_{steam}$$
$$m_{steam} = 0.695 \times 12.56 \times 3.013$$
$$m_{steam} \approx 26.2\, kg/hr$$

Debitul scurs de abur este estimat la aproximativ 26.2 kg/h şi economiile anuale de cost rezultate în urma reparării acestei scurgeri este după cum urmeză:

$$\sigma_{steamleak} = m_{steam} \times k_{steam} \times T$$
$$\sigma_{steamleak} = 26.2 \times \frac{91.67}{1{,}000} \times 8{,}760$$
$$\sigma_{steamleak} \approx \$21{,}000/yr$$

Scurgerile de aburi apar tot timpul şi este foarte important să realizăm că repararea scurgerilor de abur o dată după care să uităm de ele nu este soluţia potrivită pentru a optimiza un sistem de distribuţie. Se anticipează că un program de managemende a scurgerilor de abur continuu să poată monitoriza încontinuu şi să repare periodic scurgerile de abur.

6.2.2 Minimizarea aburului ventilat

Ventilarea aburului nu ar trebui să fie confundată cu scurgerile de abur. Ventilarea cu abur are loc atunci când supapele de siguranţă sau alte dispozitive de control, ventilează aburul spre mediul ambiant dinspre colectorul de abur. Acest lucru se întâmplă de obicei din cauza că aburul se răspîndeşte nesimetric pe colectoare, atunci când este generat mult mai mult abur decît este necesar procesului final de utilizare. Potenţialul economisit de cost şi de energie poate fi semnificativ bazat pe impactul combustibilului utilizat. Ventilarea de abur de obicei este un proces automat atunci cînd sunt atinse limitele de presiune din colector. Uneori, evacuarea aburului se face prin deschiderea manuală a unui "ventil" sau a unei supape ca urmare a declanţării condiţiilor.

La producerea combinată de energie termică şi electrică (CET) la centralele ce dispun în procesul de producere de turbine cu abur deseori se poate observa ventilarea aburului în special dacă sunt în exploatare turbine cu abur cu contrapresiune care funcţionează în conformitate cu generarea de energie electrică fixă (sau fluxul de abur). Centralele industriale prevăzute cu turbine cu

 © UNIDO 2012, All rights reserved

condensare nu vor avea niciodată posibilitatea observării în de aproape procesul de ventilare a aburului cu excepţia cazului în care limitele capacităţilor maxime de operare a turbinei cu condensare au fost atinse. Uneori, o analiză economică bazată pe costurile marginale de combustibil şi de energie electrică trebuie să fie făcută pentru a determina valoarea reală de abur degajată în aer. De cele mai multe ori acesta va realiza că aburul de ventilare nu este economic pentru unităţile de cogenerare, dar ar putea exista cazuri, cum ar fi în cererea de vârf, atunci când producţia de energie este mult mai benefică decât costul marginal de abur ventilat. Mai multe despre acest subiect va fi discutat în capitolul "Oportunităţile producerii combinate de căldură şi de putere".

Calculele efectuate pentru obţinerea de beneficii de energie şi de costuri pentru minimizarea (sau eliminarea), ventilării aburului, urmează aceeaşi procedură menţionată în diviziunea "Scurgeri de abur", şi nu vor fi repetate aici.

6.2.3 Asigurarea izolării conductelor de abur, supapelor, robinetelor şi racordurilor

Izolatia reprezintă un alt domeniu de studiu continuu şi ar trebui să fie la fel evaluat periodic, pentru toate instalaţiile industriale. Este necesar de menţionat că, deşi noţiunea de izolare a fost discutată în capitolul "distribuţia aburului", ea influienţează în principiu toată suprafaţa de parcurgere a aburului. Principalul motiv pentru care vom discuta acest subiect în secţiunea "suprafeţelor de distribuţie", este faptul că în acest capitol are cea mai mare influienţă.

Izolaţia este un factor extrem de important în contextul sistemelor de abur din următoarele motive:

- Securitatea personalului din centrale
- Minimizarea energy losses
- Menţinerea cerinţelor şi condiţiilorpentru abur pînă la finele procesului
- Protejarea echipamentelor de condiţiile nefavorabile ale mediului
- Menţinerea integrităţii sistemului

Există mai multe cauze de deteriorare sau lipsă de izolaţie, inclusiv:

- Lipsă izolării ca urmare a activităţilor de întreţinere
- Lipsă / deteriorare de izolaţie datorită excesului utilizării
- Deteriorarea izolaţiei cauzate de accidente
- Uzura izolaţiei cauzată de condiţiile de mediu
- Unele componente în sistem nu sunt izolate, deoarece izolaţia nu era prevăzută în construcţie

Cel mai des sunt deteriorate şi lipseşte izolaţia pe următoarele suprafeţe ale sistemului:

- Colectoarele de distribuţie a aburului
- Supape
- Inspecţia umană
- Echipamente pentru uz final
- Rezervoare şi recipiente de stocare
- Linii de returnare a condensatului

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Prima determinare a cantităţii pierderilor de energie şi a economiilor de cost rezultate neizolării (sau prost izolate), zonele din sistemul de abur va oferi o baza pentru a determina necesitatea de a întreprinde un proiect de izolare. Principalii factori care afectează cantitatea de energie pierdută din zonele neizolate sau slab izolate sunt:

- Temperatura lichidului din proces
- Temperatura mediului
- Suprafaţa expusă mediului
- Viteza vîntului
- Orele de lucru
- Conductivitatea termică a materialului conductelor(sau echipamentelor)
- Rezistenţa materialului izolant la transferului de căldură (dacă există)

Un model de transfer de căldură poate fi dezvoltat şi utilizatat pentru a determina pierderi de energie de căldură prin convecţie (naturale şi / sau forţată) şi radiaţie, care există deja în toate zonele neizolate sau prost izolate. Cu toate acestea, acest lucru poate fi dificil şi va necesita corelaţii de transfer de căldură, care vor varia în funcţie de geometrie şi modurile de transfer de căldură prin convecţie - natural sau forţat.

Cu toate acestea, o analiză trebuie să fie finalizate pentru a stabili economii de cost de energie precum şi valoarea economică de izolare. Multe instrumente empirice şi computerizate sunt disponibile pentru a ajuta în evaluarea proiectelor de izolare. Un astfel de instrument este 3EPlus ® de evaluare software-ul dezvoltat de izolare de către Asociaţia Producătorilor de Izolaţie din America de Nord (APIAN).

Programul Computerizat de determinarea a Grosimii Izolaţiei 3EPlus ® este un instrument managerial în industria energetică folosit pentru a simplifica modalitatea de determinare a energiei şi economiilor de energii rezultate în urma izolării economice. Grosimea de izolare economică se referă la determinarea valorii de izolare care oferă cel mai mic costul al ciclului de viata pentru un sistem.

Programul 3EPlus® a fost cunoscut de întreaga lume cu o cifră de aproximativ ~30 de materiale izolante ce includ proprietăţile sale termice.În plus, diverse materiale (cu o emisivitate diferită) sunt, construite în software-ul pentru a permite utilizatorului să folosească meniurile care se derulează pentru a selecta materiale specifice pentru cererile lor. Într-un final diverse aplicaţii şi geometrii pot fi modelate în software-ul.Capacitatea acestui instrument software este demonstrată în exemplul de mai jos.

<u>Exemplu</u>

O secţiune de 10m lungime la parametri aburului în colector de 10 bari este neizolată. Colectorul are diametrul nominal de 25.4 cm iar temperatura aburului este de ~362°C.Se cere estimarea impactului economic al izolării unui colector de abur.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

În fig.18 se prezintă pag de intrare la calculul pierderilor de energie pentru un colector neizolat.

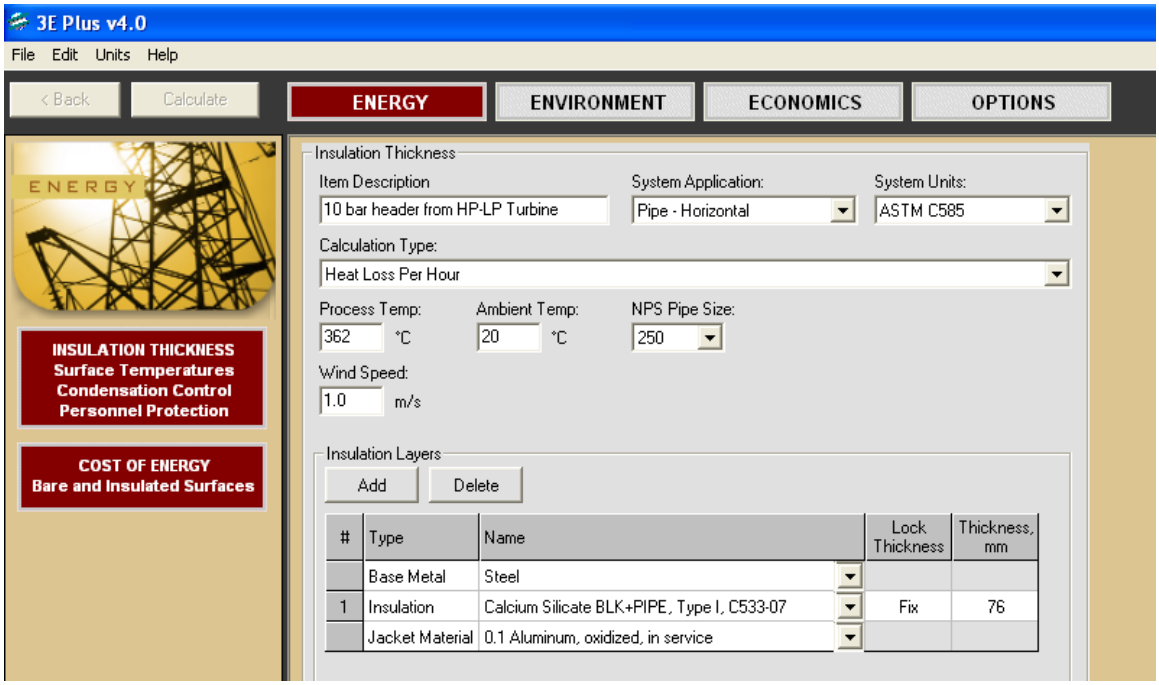


Figura 18: Program de intrare 3EPLus®

Figura 19 prezintă "Pierderile de căldură determinate pe oră" conform 3EPlus®.

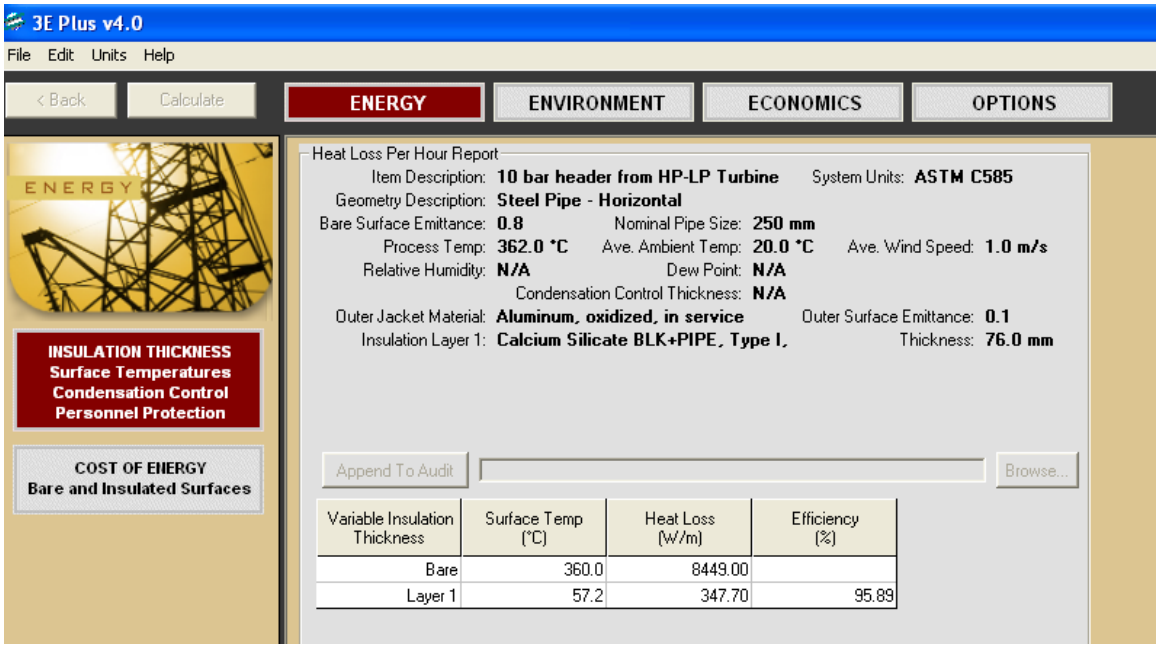


Figura 19: Ecranul cu rezultate 3EPLus®

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Economiile de energie pot fi calculate reieţind din următoarele formule:

$$Q_{saved_Insulation} = \left(HeatLoss_{bare} - HeatLoss_{insulated}\right) \times Length$$
$$Q_{saved_Insulation} = \left(8{,}449 - 347.7\right) \times 10 = 81.0\,kW$$

unde $HeatLoss_{bare}$ şi $HeatLoss_{insulated}$ sunt valorile obţinuteconform programului 3EPlus®. Economiile de cost pot fi deja determinate reieşind din costul combustibilului (k_{fuel}), randamentului cazanului (η_{boiler}), căldurii superioare de arderea combustibilului(HHV_{fuel}) şi conform perioadei de funcţionare (T) după cum urmează:

$$\sigma_{insulation} = \frac{Q_{saved_Insulation} \times k_{fuel} \times T}{\eta_{boiler} \times HHV_{fuel}}$$
$$\sigma_{insulation} = \frac{81 \times 1.0 \times 3{,}600 \times 8{,}760}{0.80 \times 40{,}144}$$
$$\sigma_{insulation} \approx \$77{,}895 / yr$$

Repararea şi întreţinerea izolaţiei în instalaţiile industriale poate să fie efectuată periodic de cele mai multe ori aceasta este rentabilă atunci cînd se face pentru mai multe zone ce au nevoie de reparaţii de izolare şi să fie tratate în acelaşi timp. Acest lucru implică faptul că personalul de la centrale ar trebui să întreprindă periodic o evaluare de izolare (audit) la centraler şi să identifice principalele domenii care ar putea beneficia de modernizarea sau adăugarea de izolaţie. Acest lucru ar trebui să fie o activitate continuă, realizată periodic şi să se asigura că sistemul de abur este întotdeauna bine izolat şi are pierderi minime de căldură.

6.2.4 Izolarea aburului din liniile neutilizate

Ca urmare a schimbărilor proceselor industriale, cererea de abur variază şi uneori nu mai este necesar pentru un proces simplu. Cu toate acestea, liniile de aburi sunt încă în vigoare şi conţin abur viu până la primul blocde supape (izolare) în procesul final de utilizare. Există, de asemenea, şi atunci când anumite echipamente sunt scoase din uz şi nu vor mai fi utilizate din nou, dar liniile de abur la care echipamentele sunt în continuare conectate la colectoarele de abur viu. Aceeaşi situaţie poate avea loc şi în timpul variaţiilor sezoniere atunci când centrala trece de la un mod de încălzire (iarna), la un mod de răcire (vara), în cazul în care liniile de abur sunt difuzate în continuare fierbinţi - adăugarea de mai multă sarcină în sistemul de răcire. Există nenumărate astfel de circumstanţe care pot exista în instalaţiile industriale şi toate acestea conduc la costuri semnificative de energie şi de oportunităţi de optimizare a sistemului de aburi care ar trebui să capteze o analiză sistematică în legătură cu procesul de utilizări finale în sistemului de distribuţie

Datorită perspectivelor de economisire a energiei şi reducerea a costurilo, izolaţia aburului din liniile neutilizate ar trenui:

- Să se elimine pierderile de transfer de căldură
- Să se elimine scurgerile de abur
- Să se elimine orice urmă de condensat format în colectoare care pot forma “ciocanul de apă”
- Să se reducă cerinţele de întreţinere a componentelor sistemului de abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

În plus, ar putea fi procesele din aval, care ar putea afectatea calitatea de abur şi ar putea avea un impact de producţie, care poate duce la obţinerea unui abur suplimentar necesar, astfel, are loc creşterea costurilor de exploatare.

Toate metodologiile descrise anterior pot fi folosite pentru a determina economiile de energie şi a costurilor care ar rezulta din izolarea de abur de la liniile neutilizate şi nu vor fi repetate aici.

6.2.5 Minimizarea debitului prin staţiile de reducere a presiunii

De obicei, aburul este generat la o presiune mai mare şi distribuit pe colectoare la diferite nivele de presiune mai mici sau printr-un singur colector de presiune. Cu toate acestea, există staţii de reducere a presiunii care ar scadea presiunea aburului în mod corespunzător. În timp ce aburul curge prin supapa de reducere a presiunii, (cu reducerea de presiune), şi temperatura se reduce. Prin urmare, aburul trece printr-o supapa de reducere a presiunii şi nu –şi pierde conţinutului său de energie (kJ / kg), deoarece este un procesu "entalpic" - entalpia de abur nu se schimbă. Cu toate acestea, entropia de abur se schimbă şi implică faptul că abilitatea de abur reduce munca arborelui. Aceasta nu este o mare problemă atunci când instalaţia industrială nu are turbine de abur. Cu toate acestea, fiecare instalaţie industrială ar trebui să evalueze posibila utilizare a turbinelor cu abur în cazul în care există un flux de abur continuu şi semnificativ de reducere a presiunii prin supape.Manipularea exacta a turbinelor şi beneficiul economic va fi acoperit mai târziu, în secţiunea "Producerea combinată de căldură şi de putere".

Această oportunitate de optimizare a fost enumerată în acest domeniu pentru a se asigura că aburul este generat în instalaţiile industriale, la presiunea corespunzătoare necesară şi nu sunt remarcate greseli inutile datorate extinderii abur. O statie de reducere a presiunii va avea nevoie de întreţinerea periodică şi de cele mai multe ori nu este izolată. În plus, tija vanei şi ambalajele trebuie să devină locuri cu scurgeri de aburi frecvente datorate ciclului termic de circulaţie din cauza cererilor de abur variabile din partea de proces.

6.2.6 Reducerea căderii de presiunde în colectoare

Această oportunitate de optimizare rezultă din faptul că, în timp, procesele de schimbare şi de utilizare variază în funcţie de aburi. În plus, eficienţa sistemului de distribuţie se reduce ca urmare a uzurii şi există o creştere în scădere a presiunii în colectorul de aburi. Într-un sistem de abur saturat, acest lucru implică o reducere a temperaturii de alimentare cu abur, care poate avea un impact direct asupra procesului. Alternativ, poate însemna mai mult abur necesar ca urmare a unei reduceri în entalpia de abur de la pierderile de căldură.

Nu există nici un standard de industrie în sine pentru scăderea presiunii asupra colectoarelor, dar există trei motive principale pentru creşterea sau căderea de presiune pe colectoarele de abur. Acestea sunt:

- Reducerea presiunii aburului în colector
- Increase in steam demand and so more steam flow on the same header
- Procesul de condensare şi de curgere prin două faze prin colectorul de abur
- O combinaţie a celor mai sus menţionate

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Deoarece are loc cresterea fluxului de abur, creşte şi fluxul de viteza de abur ce duce la scădera presiunii care este proporţională cu pătratul vitezei. În timp ce se realizează o optimizare a sistemului de abur, este important să se înţeleagă construcţia colectoarelor şi a sarcinilor de abur. Tipic, viteza de curgere a debitului de aburi poate fi de 15 - 25 m / s. Excesul de viteze vor duce la o creştere semnificativă a zgomotului şi vibraţiilor structurale, mai ales in apropiere de curbe şi suporturi.

Deoarece este redusă presiunea aburului în colector, datorită densităţii mai mici (mai mare volum specific) de abur, creşte viteza aburului pentru aceeaşi rată al debitului de masă. Prin urmare, acest lucru va duce la o presiune excesivă după care scade, cum sa explicat mai sus. În mai multe centrale industriale, o recomandare comună pentru economiile de energie este de a scadea presiunea de funcţionare în cazan. Acest lucru ar trebui să fie făcută cu precauţie extremă şi cu excepţia cazului în care colectorul de abur a fost proiectat cu o capacitate în exces (care este foarte rar), această recomandare nu ar trebui să fie puse în aplicare

Condensatul în stare saturată, apare atunci cînd o canitate de energie este pierdută de către colector neizolării , etc Acest lucru implică faptul că colectorul are acum două faze, condiţii de curgere. Dacă sistemul de captare a condensatului nu este de lucru în mod corespunzător, aceasta va implica faptul că aburul şi apă se găsesc în colector cu aceeasi viteza. Acest lucru bazat pe un regim de curgere (bazat pe cantitatea de apa) poate duce la picaturi de presiune mari şi problemele semnificative formînd ciocanul de apă. Mai multe despre acest subiect este prevăzut în secţiunea de mai jos

Posibilitatea de optimizare pentru reducerea căderii de presiune în colectoarele de abur va include, eventual, o evaluare a unei sau mai multor dintre următoarele strategii:

- Înlocuirea colectorului actual cu un colector de mărimi mai mari
- Adăugarea unui colector nou pentru acelaşi nivel de presiune
- Reducerea cererii de abur din colector pentru a direcţiona cererea de abur pe alte niveluri
- Upsizing valves and or re-trimming
- Eliminarea obstacolelor din colectoare
- Toate strategiile de optimizare în acest capitol, aşa ca:
  - Eliminarea scurgerilor de abur
  - Izolarea suprafeţelor
  - Asigurarea unei bune funcţionări a condensatului spre canalizare, etc.

6.2.7 Scurgerea condensatului din colectoarele de abur

Un sistem de distribuţie a aburului poate fi extinsă şi ar putea fi pînă la cîţiva kilometri de conducte de abur într-o instalaţie industrială. Chiar şi atunci când liniile de abur sunt bine izolate există o anumită sumă de pierdere de căldură, ce există, care ar putea duce la condensat în colectoarele de abur, în special pentru sistemele de abur saturat. În cazul în care anumite sisteme de reportarereprezintă o problemă la cazane, această problemă devine una extinsă şi există un flux în două faze chiar din zona de generare.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Aproape toate centralele industriale au captatoare de condensat (abur), pentru a elimina tot condensul care se formează în colectorul de aburi. Eliminarea condensului din colectorul de abur asigură funcţionarea a sistemului de abur mai fiabilă, după cum urmează în exemple:

- Colectorul de abur nu poate avea o presiunde de cădere în exces
- Fără ciocane de apă ce rezultă întrr-un colector de abur dintre două regimuri
- Proccesul final primeşte abur umed
- Un echipament major asa ca turbina poate primi abur umed
- Fără coroziune, adîncituri sau eroziuni pe conducte, supape, etc.

Condensatul care se scurge din colectoarele de abur poate fi direcţionat într-un rezervor special / recipient separator la o presiune joasă a aburului.Restul condensatului poate fi trimis înapoi la cazan sau reintrodus în sistemul de condensat.

Unele centrale industriale excelent elimina condensatul din colectoarele de abur, dar nu pot reîntoarce condensatul şi să-l evacueze din sistem. Există pierderile de energie şi economice prin care se aruncă condensatul returnat din colectoarele de abur. Această evaluare se va face în secţiunea "Recuperarea condensatului". Cu toate acestea, este foarte important să se identifice potenţiale oportunităţi în zona de distribuţie a aburului în cazul în care condensatul poate şi ar trebui să fie colectat şi reintrodus înapoi în cazan.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

7. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A UTILIZĂRII ABURULUI FINAL

Utilizare aburului industrial într-un procesul final este foarte variat şi chiar, putem spune că unul şi acelaşi proces de bază este diferit de la o industrie la alta. Ca rezultat, este foarte dificil de a prezenta necesitatea acoperii de aburi utilizat într-un manual simplu de instruire. Cu toate acestea, utilizarea aburului final este principalul motiv pentru a avea un sistem de abur într-o instalaţie industrială şi nu ar trebui să fie neglijată. O importanţă majoră ar trebui să se acorde studiului şi înţelegerii mai bine a utilizării final a aburului, deoarece optimizarea abur, într-un final, de utilizare poate oferi beneficii semnificative, atât din punct de vedere al energiei, cît şi a combustibilului, respectiv a economiilor de costuri, precum şi îmbunătăţirea de producţie şi de randament. Personalul de la centrale care lucrează în sistemele de abur din instalaţiile industriale ar trebui să fie instruiţi pentru a înţelege modul în care aburul este utilizat în instalaţiile lor specifice. Acest lucru le va permite de a optimiza cu adevărat sistemele lor de abur pentru operaţiunile lor specifice la centrale.

7.1 Prezentarea generală a balanţei de abur

Pentru instalaţiile industriale necesitatea cererii de aburi poate lua mai multe forme diferite,. În general, aburul provine dintr-o sursa de căldură dintr-un proces. Majoritatea dintre procesele industriale vor necesita un anumit debit masic de abur, care va corespunde unei sarcini de energie termica (kW). Dar există anumite procese din industrie care necesită atât fluxul de masa (de căldură) cît şi fluxul volumului de abur. Acestea sunt de obicei dispozitive care necesita o anumită viteza a aburului pentru a îndeplini anumite funcţii în instalaţii industriale. Vă rugăm să reţineţi că turbine cu abur nu sunt considerate ca utilizatori finali de abur şi respectiv nu sunt prezentate informaţii în acest capitol. Acestea vor fi descrise separat în capitolul "Producerea combinată de căldură şi de putere" . Unele componente ale aburului final utilizat sunt enumerate mai jos. Aceasta nu este o listă explicită, însă oferă o orientare generală despre abur:

Aburul final, cu specificaţiile şi proiectările sale bazate pe fluxului de masă (regim de căldură) este utilizat în:

- Schimbătoare de căldură
- Uscătoare
- Evaporatoare
- Cazane
- Instalaţii de reformare catalitică
- Cristalizatoare de absorbţie
- Umidificatoare
- Prîncălzitoare / Serpentina, preîncălzitoare de aer

Abur final utilizat, care este specificat şi proiectat în funcţie de fluxul de volum şi fluxul de masă de abur (regim de căldură) este:

- Injectoare de jeturi de abur / eductoare
- Coloane de stabilizare
- Turnuri de distilare
- Termocompresoare

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Pentru orice analiză de optimizare a sistemului de abur, este foarte important să înţelegem cât de mult abur este utilizat de fiecare utilizator final în instalaţii industriale. Aceste informaţii pot fi colectate la un nivel general pentru un sistem de abur (aşa cum se arată în figura 20) sau pot fi colectate pentru fiecare nivel de individual al colectorului de presiune sau pentru o zonă individuală a unei instalaţii industriale. De cele mai multe ori este dificil de a crea o astfel de diagramă radială de distribuţie a aburului final utilizat, deoarece de submăsurători şi de debitmetre nu pot dispune toţi utilizatorii finali. Se recomandă ca personalul să înţeleagă operaţiunile de centrale şi, împreună cu informaţiile de proiectare să fie capabili de a atribui cererile necesare de abur final (în regim de căldură), în dependenţă de cererea de sarcină la instalaţiile industriale. Această metodologie va ajuta enorm dezvoltarea unei imagin, în ansamblu, a utilizării finale de abur şi a identifica cererea maximă finală, folosind optimizarea sistemului de abur şi concentrînd toată atenţia asupr unui proces industrial. Exemplele din acest capitol, oferă o idee de determinare a fluxurilor de abur în procese, folosind principiile fundamentale ale balanţelor de masă şi de energie.

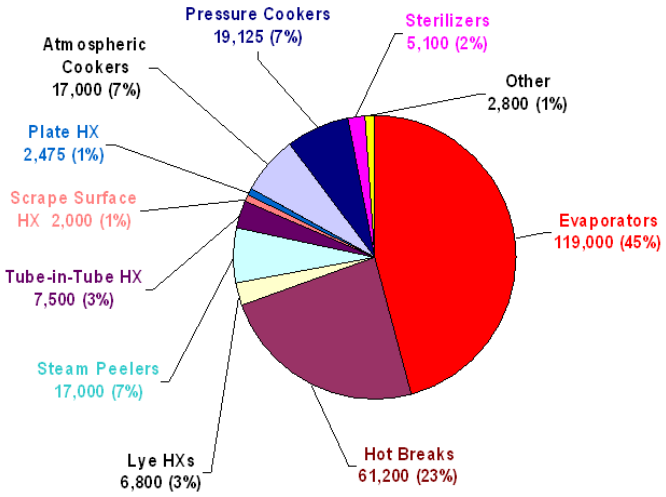


Figura 20: Diagrama tipică a uzului finalde abur pentru Industria alimentară şi cea abăuturilor

(Valoarea aburului esteprezentată în kg/h)

Exemplu

Un schimbător de căldură tubular de suprafaţă încălzeşte 600 litri/min de apă de la 25°C la 75°C. Pentru încălzire este folosit Abur saturat la presiune atmosferică. Condensatul rezultat din schimbătorul de căldură are p temperatură de 100 ° C. Calculaţi regimul de căldură şi cantitatea necesară de abur pentru acest proces indirect de schimb de căldură..

Căldura transmisă apei se calculează conform formulei:

$$Q_{water} = m_{water} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$

$$Q_{water} = \frac{600}{60} \times 4.183 \times (75 - 25) = 2{,}091\, kW$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Conform unui bilanţ energetic această căldură este furnizat de către abur şi, astfel, putem scrie:

$$Q_{water} = Q_{steam} = m_{steam} \times (h_{steam} - h_{condensate})$$

unde h_{steam} (2,676 kJ/kg) este entalpia aburului saturat la presiunea atmosferică şi $h_{condensate}$ (419 kJ/kg) este entalpia condensatului la 100°C (din tabela pentru abur).

$$Q_{water} = 2{,}091 = m_{steam} \times (2{,}676 - 419)$$

$$m_{steam} = \frac{2{,}091}{2{,}257} = 0.927\, kg/s = 3.34\, Tph$$

În figura 21 este prezentat un schimbător de căldură, cu debitul de căldură Q şi diferite fluxuri.

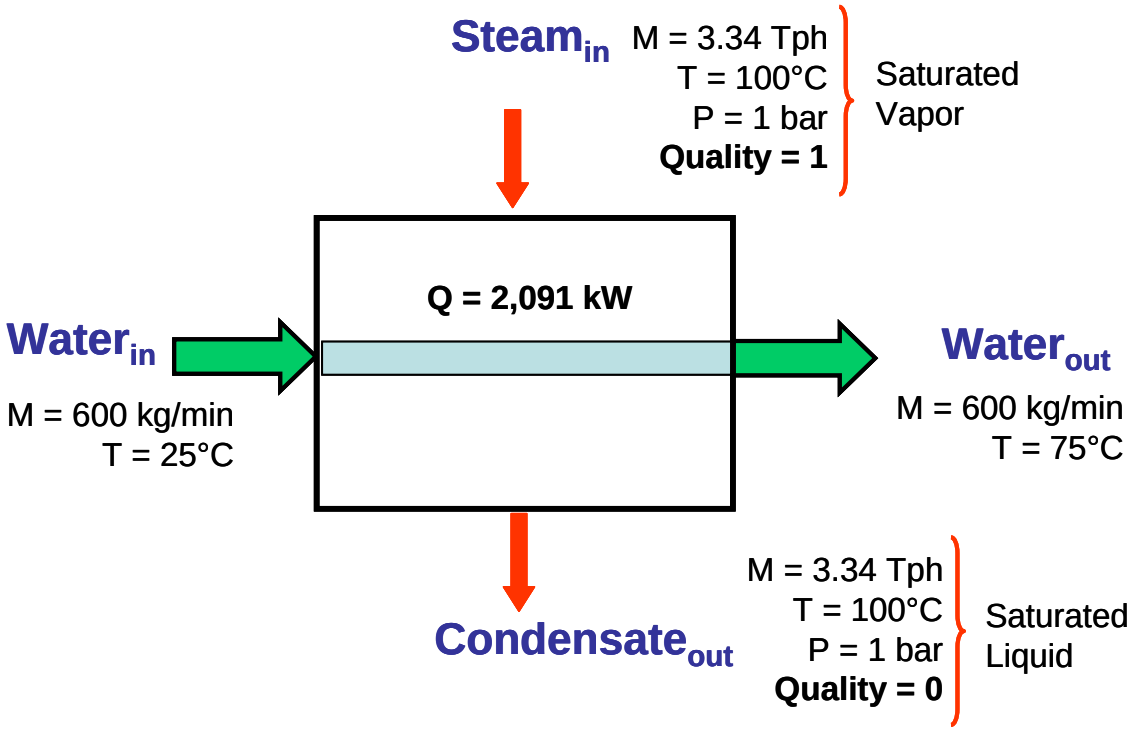


Figura 21: Schimb de căldură indirect apa / abur

<u>Exemplu</u>

Abur saturat la presiunea atmosferică este injectat direct într-un vas pentru a incalzit apa de la temperatura de25 ° C la 75 ° C. Procesul necesită 600 de litri / min de apă încălzită. Se calculează cantitatea de abur necesar pentru acest proces de schimb de căldură direct..

Debitul de apă din recipient (m_{water_in}) şi fluxul de abur (m_{steam}) nu sunt cunoscute. Ecuaţia de conservare a masei poate fi scrisă după cum urmează:

$$m_{water_out} = m_{water_in} + m_{steam}$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Deoarece, în rezervor nu este executat nici un lucru, ecuaţia de conservare a energiei poate fi scrisă după cum urmează:

$$m_{water_out} \times h_{water_out} = m_{water_in} \times h_{water_in} + m_{steam} \times h_{steam}$$

unde h_{steam} (2,676 kJ/kg) este entalpia aburului saturat la presiunea atmosferică h_{water_in} (104.8 kJ/kg) este entalpia apei de intrare în rezervor la temperatura de 25°C; şi h_{water_out} (314 kJ/kg) este entalpia apei la ieţire din recipient 75°C (conform tabelelor de abur).

Introducînd valorile cunoscute în ecuaţie şi în acelaşi timp rezolvarea acestora oferă informaţii despre necunoscute valorile necunoscute.

$$m_{water_out} = m_{water_in} + m_{steam} = \frac{600}{60} \times \frac{974.9}{1{,}000} = 9.75\, kg/s$$

$$m_{water_out} \times h_{water_out} = m_{water_in} \times h_{water_in} + m_{steam} \times h_{steam}$$

$$9.75 \times (314) = m_{water_in} \times (104.8) + m_{steam} \times (2{,}676)$$

$$m_{water_in} \times (104.8) + m_{steam} \times (2{,}676) = 3{,}061.5$$

$$\therefore m_{water_in} = 8.96\, kg/s = \frac{8.96}{997.1} \times 1{,}000 \times 60 = 539\, litres/\min$$

$$\therefore m_{steam} = 0.793\, kg/s = 2.85\, Tph$$

În figura 22 este prezentat schematic un proces direct de schimb de căldură şi diferite fluxuri.

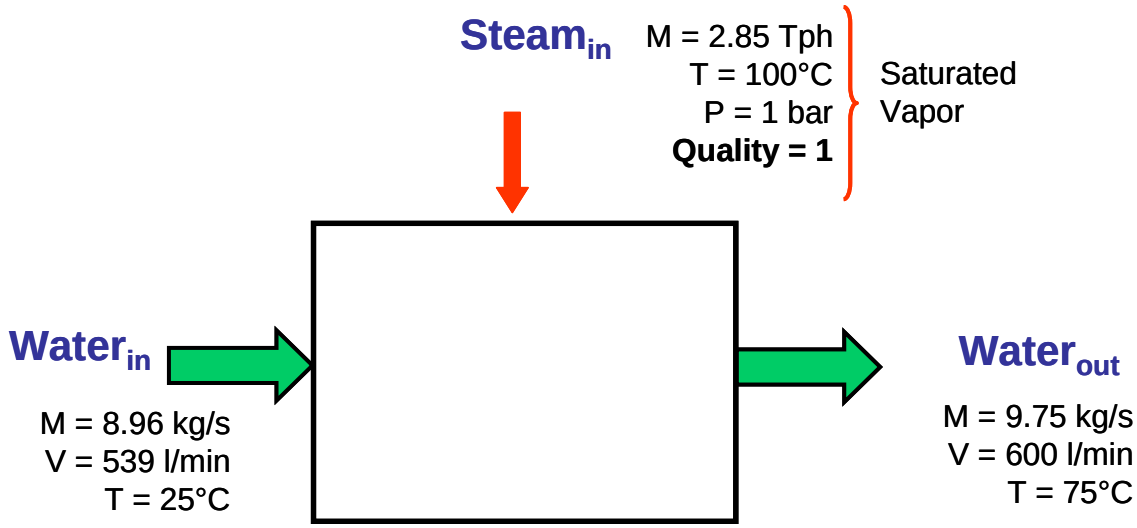


Figura 22: Schimb direct de căldură apa /abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

7.2 Oportunităţi de Optimizare a aburului final utilizat & Exemple

Aşa cum am menţionat mai devreme, este extrem de dificil pentru a acoperi utilizări finale de abur, care sunt specifice proceselor industriale şi centralelor. Prin urmare, metodele generale sunt descrise aici pentru a intelege şi de a identifica oportunităţile de optimizare cu abur final utilizat. În plus, cuantificarea beneficiilor oportunităţilor de optimizare a aburului final este prezentat aici. Nu este nici o îndoială cu privire la faptul că procesul de integrare va duce la optimizarea globală a sistemului energetic al centralelor şi beneficiile vor fi mult mai ample.
De asemenea este necesar de ţinut cont de anumite riscuri ce pot apărea înainte de punerea în aplicare a acestor oportunităţi, deoarece aceste oportunităţi ar putea avea şi un impact negativ asupra parametrilor de proces, dacă vor fi aplicate în mod incorect. Acest lucru se întâmplă, din păcate, deseori pentru instalaţiile industriale şi tehnologia îşi pierde din privilegiile sale.

În configuraţia clasică, principala strategie pentru a optimiza consumul de abur final, este de a elimina sau a reduce cantitatea de abur folosită de acest proces. Acest lucru implică îmbunătăţirea eficienţei procesului, care elimina astfel utilizarea necorespunzătoare de aburi. Apoi, strategia de optimizare constă în utilizrea aburului la o presiune cât mai scăzut posibil, ce ar permite, eventual, generarea de energie electrică cu reducerea presiunii în timp.
În sfârşit, strategia de optimizare ar avea ca scop să modifice cererea de abur de la sursa de caldura reziduala. Un exemplu de configuraţie de acest tip ar trebui să tindă pentru scăderea de presiune a abur ului (sau de deşeuri), pentru a satisface cererea de proces, care ar utilizat un astfel de abur sub presiune mult mai mare.
Exemplu
Un proces de ardere necesită 2,000 m^3/min de aer din mediu la 20°C pentru a fi încălzit pînă la 80°C. Acest lucru este relizat folosind 2 bar de abur abur saturat. Figura 23 oferă informaţii despre procesul schematic dat. Estimarea posibilităţii de economisire a energiei în cazul în care căldura reziduală de la un proces adiacent poate fi utilizată la preîncălzirea aerului înconjurător pînă la 40 ° C.

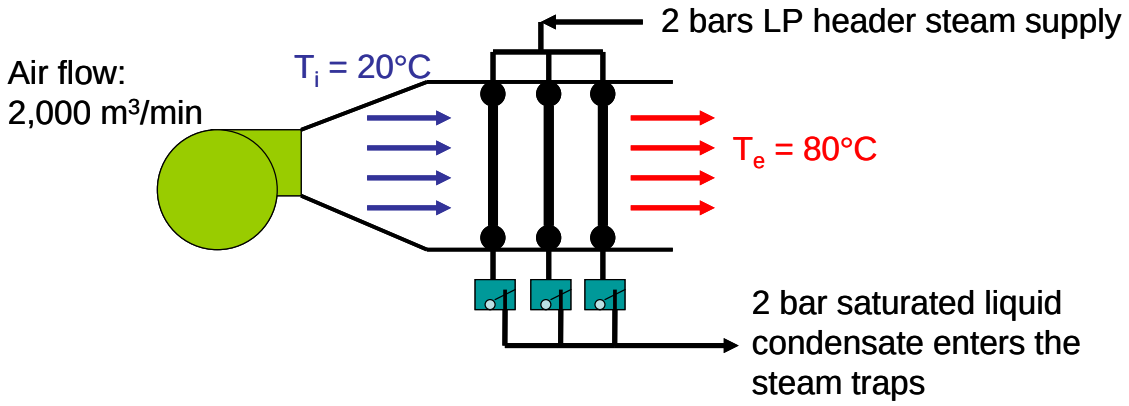


Figura 23: Încălzitor de aer cu serpentină de abur (Operaţiunea Curentă)

Căldură transferată către aer se calculează după cum urmează:

 © UNIDO 2012, All rights reserved

$$Q_{air_1} = m_{air} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$
$$Q_{air_1} = V_{air} \times \rho_{air} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$
$$Q_{air_1} = \frac{2{,}000}{60} \times 1.188 \times 1.006 \times (80 - 20) = 2{,}391\, kW$$

unde Q_{air_1} este căldura transferată aerului de către abur în operaţiunea curentă; V_{air} este debitul volumic al aerului; ρ_{air} este densitatea aerului; C_p este căldura specifică a aerului şi T_{out} şi T_{in} are sunt temperaturile de ieşire şi respectiv intare ale aerului.
În modelul optimizat, aerul este preîncălzit la 40 ° C, utilizând o sursă de căldură a deşeurilor dintr-un proces din apropiere. Căldură transferată în aer de la abur, în acest model optimizat se calculează după cum urmează:

$$Q_{air_2} = m_{air} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$
$$Q_{air_2} = V_{air} \times \rho_{air} \times C_p \times (T_{out} - T_{in})$$
$$Q_{air_2} = \frac{2{,}000}{60} \times 1.188 \times 1.006 \times (80 - 40) = 1{,}594\, kW$$

unde Q_{air_2} este căldura transferată aerului de către abur în condiţii de optimizare unde aerul este preîncălzit de o sursă de căldură reziduală; V_{air} este volumuldebitului de aer; ρ_{air} este densitatea aerului; C_p este căldura specifică a aerului şi T_{out} şi T_{in} sunt temperatura de ieşire şi intrare a aerului într-o configuraţie optimizată.
Reţineţi că economiile din cantitatea de căldură transferată de la abur este diferenţa dintre Q_{air_1} şi Q_{air_2}, care este echivalent cu 796 kW. Această sumă de economii de energie pot fi convertite la valoarea de abur salvat, după cum urmează:

$$m_{steam_saved} = \frac{(Q_{air_1} - Q_{air_2})}{(h_{steam} - h_{condensate})}$$
$$m_{steam_saved} = \frac{796}{(3{,}181 - 561.5)}$$

$$m_{steam_saved} = 0.304\, kg/s = 1.094\, Tph$$

unde h_{steam} entalpia aburului de intrare în încălzitorul de aer al bobinei şi $h_{condensate}$ entalpia condensatului saturat (de la 2 bars) părăsind încălzitorul de aer al bobinei heater.
Economiile de cost echivalente pot fi calculate conform formulelor:

$$\sigma_{steam} = m_{steam_saved} \times k_{steam} \times T$$
$$\sigma_{steam} = 1{,}094 \times \frac{91.67}{1{,}000} \times 8{,}760$$
$$\sigma_{steam} \approx \$878{,}000 / yr$$

Cu toate acestea, este important să se întreprindă astfel de studii pentru prioritatea oportunităţilor de optimizare în zona de utilizare finală. Cel mai des, responsabilităţi de punerea în aplicare a posibilităţilor de optimizare, implică un proces de integrare.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

8. OPPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A ABURULUI CONDENSAT RETURNAT

Acest capitol se concentrează pe zona de recuperare a condensatului şi a posibilităţilor de optimizare şi respectiv practici eficiente într-un sistem industrial de abur .

8.1 Prezentarea generală

Odată transferarea energiei termică de către abur se obţine condensat. Acest condensat trebuie să fie în continuu eliminat pentru proces pentru a menţine procesul în instalaţiile industriale. Condensul nu este un flux de deşeuri, dar este cea mai pura forma de apa (distilata), obţinut în instalaţii industriale. Aceasta reprezintă o valoare economică semnificativă, deoarece:

- Condensul este o mult mai fierbinte decât apa de adaos şi, prin urmare, are energie termică semnificativă
- Condensatul nu necesită tratament chimic
- La colectare, condensatul nu necesită a fi aruncat şi aburul rezidual nu necesită a fi canalizat

Pentru a determina modul în care o instalaţie industrială se desfăşoară în zona de recuperare a condensatului strebuie de determinat cât condensat disponibil, sa reîntors în cazan. Canitatea disponibilă de condensat este cantitatea de abur, care este utilizată în procesele indirecte de schimb de căldură şi de turbine cu condensare. Acest calcul este de obicei reprezentat ca un raport dintre cantitatea de condensat a revenită la cantitatea de abur produs. În funcţie de instalaţii industriale, uneori, din cauza mai multor colectoare, acest raport este, de asemenea, calculat la fiecare nivel de colector şi apoi pentru ansamblu de abur de produs la centrală.

Recuperarea condensatului este considerată efectivă atunci cînd se depăşeşte valoarea de 80%. În funcţie de construcţia şi mărimea originală a instalaţiilor industriale, recuperarea condensatului poate fi minimă şi acest lucru devine un domeniu major de optimizare a sistemului de abur. Uneori, constrângerile unui proces industrial, cum ar fi posibilitatea de contaminare a condensului într-un schimbător de căldură, poate dicta că condensatul nu ar trebui să fie returnat în instalaţia cazanului. Acest lucru trebuie să fie evaluat de la caz la caz şi vor fi discutate în continuare mai târziu în această secţiune.

Principalele componente ale unui sistem de recuperare a condensatului sunt:

- Separatoare de condensat din abur
- Conducte de condensare & fitinguri
- Rezervoare de ardere
- Rezervoare
- Pompe
- Staţii de ridicare
- Dispozitive & filtre

Separatoarele de condensare din abur reprezintă o parte integrantă şi cardinală într-un sistem de recuperare a condensatului. Prin urmare, acestea vor fi discutate în detaliu aici.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

8.2 Separatoare de Condensat din Abur

Separatoarele de condensat din abur sunt întotdeauna un subiect de preocupare majoră în operaţiunile fiabile în sistemul de abur. Acestea sunt de cele mai multe ori neglijate, datorită lipsei de resurse, de echipele de întreţinere ale centralelor şi respectiv de cunoştinţele şi posibiltăţile acestora privind captatoare de abur şi operaţiunile lor. Separatoarele de condensat din abur servesc pentru mai multe funcţii vitale de funcţionare pentru un sistem de abur, dar cel mai important dintre toate sunt:

- Pe parcursul deschiderii, ele permit trecerea unei cantităţi mari de aer şi de condensat
- În timpul funcţionării normale, ele permit colectarea de condensat pentru a trece în sistemul de condensat returnat, minimizând în acelaşi timp (eliminând), pierderea de abur.

Există diferite tipuri de separatoare de condensat din abur şi, în consecinţă, funcţionalitatea şi principiile de funcţionare trebuie să fie înţelese de către ingineri specific pentru fiecare, operaţiunile centralelor şi menţinerea echipei. Toate instalaţiile industriale cu abur ar trebui să aibă un sistem eficient de gestionare a programului de captare de abur . Eşecurile de astfel sunt inevitabile la captatoarele de abur ce nu pot duce întotdeauna la pierderi de energie în sine, dar ei aproape intotdeauna duce la probleme de funcţionare a sistemului şi la probleme de fiabilitate. Resturile de sistem, dimensionare necorespunzătoare, şi aplicarea necorespunzătoare sunt cele mai comune cauze ale eşecurilor captatoarelor de abur din instalaţiile industriale.
Exista mai multe tipuri de captatoare de abur, împreună cu variaţiile şi combinaţiile de diferite tipuri. Cele mai frecvente captatoare (indicat cu un *) sunt clasificate pe principiile de funcţionare, după cum urmează:

- Separatoare termostatice
  - Membrană*
  - Bimetalic*
- Separatoare mecanice
  - Flotor sferic
  - Flotor şi pîrghie
  - Cupe inversate*
  - Cupe deschise
  - Flotor şi Termostatic*
- Separatoare Termodinamice
  - Disc*
  - Piston
  - Pîrghie
- Separatoare orificii
  - Perete separator cu orificiu
  - Difuzor de aer sub formă de tub/Tub Venturi

8.2.1 Separatoare termostatice

Un separator termostatic se bazează pe o diferenţă de temperatură anumită. În general, rezultatele de acţionare de la o componentă internă de expansiune (sau de îndoire), atunci când temperatura creşte - şi contractantă (sau de redresare), atunci când temperatura scade. Când separator termostatic este fierbinte supapa este închisă.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Figura 24 (a) arată intrarea aburului în captator din partea stîngă de jos. O componentă internă, cum ar fi un burduf sigilat (sau o bandă bi-metalică ondulată), se va extinde (sau ondula), odată cu creşterea temperaturii, încchizînd astfel separator cu un dop din partea de jos a mecanismului. Apoi, aşa cum se arată în figura 24(b), atunci când sub-răcitorul de condensat intră în separatorul de abur mecanismul se va contracta, iar mufa se va ridica ridicarea din partea de jos a mecanismului, permiţând abur condenst sau de condensatului pentru a curge din captator.

(a) Separator de condensat închis (b) Separator de condensat deschis

Figura 24: Funcţionarea separatorului termostatic
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

Un punct important operaţional asociat cu un captator de abur termostatic este faptul că partea interioară captatorului trebuie să se răcească pînă ajunge la o temperatură mai mică decât cea a aburului saturat înainte ca captatorul să se deschide. Aburul saturat si condensatul saturat pot exista în separator, la exact aceeaşi temperatură. În acest moment, separatorul nu poate fi deschis. Separatorul se va deschide numai după ce condensatul va fi sub-racit pînă la o anumită temperatură. De obicei, captatorul va avea nevoie de o diferenţă de 5-20 ° C de temperatura pentru ca separatoarele să se deschidă.

8.2.2 Separatoare mecanice

Aceste captatoare funcţionează pe baza principiului de plutire. Cele mai utilizate separatoare sunt:

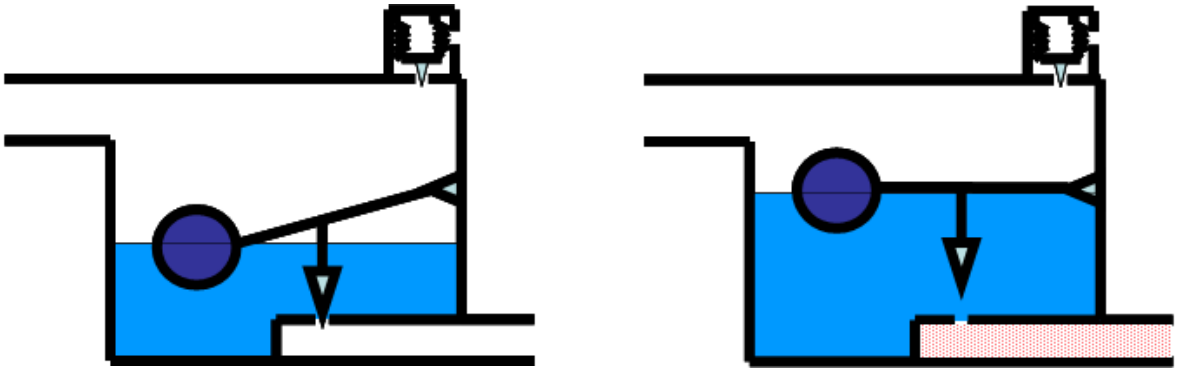
- De transport şi termostatice (F&T)
- Cupe inversate

8.2.2.1 Separatoare termostatice şi plutitoare (F&T)

După cum sugerează şi denumirea, separatoare F&T este o combinaţie de două tipuri de captatoare – plutitoareşi termostatice. Separatorul flotor este organizat în aşa fel încât condensatul intră rezervorul captatorului. Supapa de evacuare este acţionată de un mecanism de plutire si se deschide pe măsură ce creşte nivelul condensatului în rezervor. Acest tip de separator de condensat permite să iasă din sistem imediat după ce capătă forma respectivă pentru schimbătorul de căldură şi pentru alte aplicaţii în care trebuie să fie împiedicate costurile.Supapa se închide atunci cînd nivelul de condensat scade în rezervor. Figura 25a arată separatorul în poziţie închisă şi figura 25b arată captatorul de abur în poziţie deschisă.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Este necesat de remarcat faptul că doar lichidul poate iesi din captatorul de tip plutitor, iar mecanismul nu va permite evacuarea de aer sau de gaze necondensabile. Prin urmare, în aplicaţiile industriale, separatorul de tip plutitor va fi întotdeauna asociat cu un element termostatic. Elementul termostatic este în principal pentru condiţiile de start-up şi pentru eliminarea aerului şi produselor non-condensables. Acest aranjament combinat este cunoscut ca un captator F & T.



(a) Oală de condensare închisă (b) Oală de condensare deschisă

Figura 25: Funcţionarea mecanică a separatorului de condensat din abur
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

8.2.2.2 Separatoare inversate sub formă de cupă

Un separator inversat sub formă de cupă este un alt captator frecvent utilizat ce funcţionează pe principiul de flotabilitate. Un separator cupă inversat serveşte drept plutitor. Atunci când separatorul se umple cu condensat, acesta se scufundă. Supapa de evacuare se deschide şi condensatul este eliminat. Atât condensatul saturat cît şi / sau subrăcit poate fi eliminat prin acest captator. După ce tot condensatul este eliminat, aburul intră captatorul cupă. Aceasta împinge captatorul în sus supapa de evacuare. Figura 26a reprezintă captatorul cupă inversat în configuraţie închisă. Figura 26b reprezintă captatorul cupă inversat în configuraţia deschisă.

(a) Oală de condensare închisă (b) Oală de condensare deschisă

Figura 26: Funcţionarea Separatorului într –un proces mecanic inversat
(Courtesy: US DOE Steam BestPractices End User Training)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

8.2.3 Separatoare termodinamice

Separatoarele termodinamice funcţionează pe principiul lui Bernoulli si este identic cu funcţionarea unei aripi. Presiunea absolută se reduce odată cu mărirea vitezei pentru o anumită substanţă într-un volum dat de control. Această presiune diferenţială poate provoca închiderea sau deschiderea unui disc astfel încît să funcţioneze ca o supapă. Unul dintre separatoarele termodinamice are un disc subtire din metal solid într-o cameră dată de control. Condensatul intră în camera de control în conformitate cu un disc de metal împingând în sus discul. Condensatul este apoi eliminat prin intermediul unui decalaj între inelul discului şi corpul captatorului. Atunci cînd aburul începe a curge, viteza de abur pe decalajul inelar este diferită în comparaţie cu condensatul static. Acesta rezultată într-o zonă de presiune scăzută la nivel local în timp ce există o presiune pe zona de sus a discului de metal. Acest lucru forţează discul şi închide captatorul. Figura 27a reprezintă captatorul termodinamic în configuraţie închisă. Figura 27b reprezintă captatorul termodinamic în configuraţia deschisă. Această operaţiune are captatorul foarte intermitent şi, de asemenea, este utilizată pentru sarcini mici de condensat.

(a) Oală de condesat închisă (b) Oală de condesat deschisă

Figura 27: Funcţionara tipului termodinamic de separare a condensatului
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

8.2.4 Separatoare cu orificii

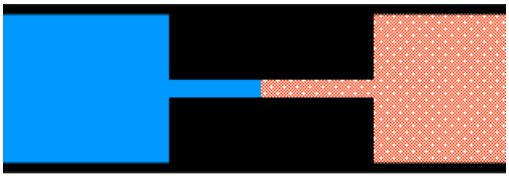
Separatoarele cu orificii funcţionează pe principiul proprietăţilor volumetrice diferite de abur şi condensat. Separatoarele cu orificii nu conţin părţi în mişcare, dar se bazează pe un orificiu restrictiv, un tub scurt cu diametrul mic, sau cu o duza de tip Venturi drept componentă principala de lucru. Densitatea de condensat este semnificativ mai mare decât densitatea de abur. Acest fapt permite unei cantităţi semnificative de condensat să treacă printr-o deschidere foarte mică (cum ar fi un orificiu), şi o sumă minimă de abur pentru a trece prin aceeaşi deschidere. În ceea ce trece prin orificiu condenst, cădere de presiune produce condensatul pentru a genera abur. Acest abur serveşte drept o formă de reglare a supapei pentru condensatul/aburul suplimentar ce trece prin captator.

Separatoarele cu orificii nu au piese în mişcare şi acest lucru este cel mai mare avantaj dintre toate captatoarele de abur. Acest avantaj presupune o întreţinere minimă pentru captatoare. În

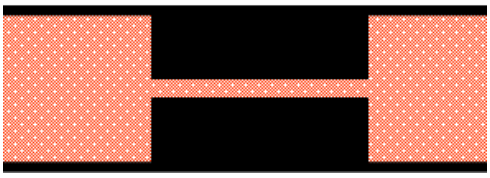
 © UNIDO 2012, All rights reserved

sistemele de abur industrial murdare, acest tip de captatoare poate uşor fi blocate de particule moloz, praf, etc. Prin urmare, aceste captatoare au nevoie periodic de o curăţire generală.

Este destul de critic alegerea corespunzătoare a orificiilor captatoarelor de abur. În cazul în care captatorul este de dimensiuni mai mar decât este necesar, atunci cantităţi semnificative de abur viu vor fi pierdute la sistemul de condensat. În cazul în care captatorul este de dimensiuni mai mici decât este necesar, atunci condensatul va fi redirecţionat în sistem. Aceste captatoare, de asemenea, funcţionează cel mai bine atunci când sistemul funcţionează continuu şi constant. Încărcarea intermitentă şi ciclică de abur poate crea probleme operaţionale legate de evacuarea aburului, ventilat sau a condensatului returnat. Figura 28a reprezintă captatorul termodinamic într-o configuraţie normală de funcţionare. Figura 28b reprezintă captatorul termodinamic într-o configuraţie deschisă (scurgeri de abur).



(a) Operaţiune normală



(b) Operaţiunea fluxului de abur (scurgeri)

Figura 28: Funcţionarea separatorului de tip orificiu
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

8.3 Oportunităţi de Optimizare a Condensatului Recuperat & Practici eficiente

Optimizarea recuperării condensatului şi componentelor periferice asociate într-o instalaţie industrială se poate concentra asupra diverselor domenii de aplicare. Aceste zone sunt fundamentale în domeniul de management energetic şi, în general, duc la o economie atractivă la oportunităţi de economisire, atunci când acestea sunt identificate. Aceste domenii sunt, de asemenea, esenţiale pentru funcţionarea eficientă şi sigură a oricărui sistem de abur.

Există mai multe oportunităţi de optimizare în zona de distribuţie a aburului, inclusiv:

- Implementarea unui program de management eficientpentru captarea aburului
- Recuperarea condensatului cît mai mult posibil
- Recuperarea condensatului din energia termică la un nivel cîtmai înalt
- Trecerea de la condensat cu presiune înaltă la abur cu presiune joasă

8.3.1. Implementarea unui program eficient de menţinere şi management a separatoarelor

Este extrem de important de a avea un sistem eficient de gestionare a separatoarelor şi respectiv un programul de întreţinere pentru instalaţie industrială. Pentru instalaţiile industriale există sute de captatoare de abur de aceea captatoarele de abur ar trebui să fie verificate periodic pentru funcţionarea corectă a acestora. Este necesar să se inspecteze fiecare captator de abur în instalaţii

 © UNIDO 2012, All rights reserved

şi să se determine modul în care se desfăşoară procesul dat, cel puţin o dată pe an. Există diverse tipuri de separatoare, ce funcţionează pe baza de principii diferite. În scopul de a investiga captatoarele de abur, este important să înţelegeţi cum funcţionează fiecare tip. Prin urmare, aceste controale ar trebui să fie completate de către personal instruit, care înţelege funcţionarea de captatoarelor de abur în general într-un sistemu de aburi Funcţionalitatea captatorelor de aburi ar trebui să fie evaluate prin utilizarea unor instrumente adecvate cum ar fi senzori cu ultrasunete şi termometre.

Separarea condensatului din abur are loc în două moduri ce au un impact economic şi operaţional:

- Deschiderea a eşuat
- Închiderea a eşuat

Un separator cu o deschidere eşuată permite aburului "viu" sa părăsească sistemul şi astfel să devină o scurgere de aburi. Un separator cu închidere eşuatp, nu returnează condensatul şi ră,mîne în echipament din amonte. În cazul în care acesta un schimbător de căldură, iar procesele de producţie vor fi limitate. În cazul în care captatorul distribuie aburului colectorului, atunci acesta ar putea duce la formarea unui ciocan de apă şi la distrugerea componentelor . Chiar şi un sistem de abur bine întreţinut poate ave un eşec 10% într-o perioadă de 1 an. Acest lucru se poate transforma in pierderi economice semnificative şi aspecte operaţionale ale sistemului.

Rezultatele evaluării ar trebui să fie introduse într-o bază de date care include rezultatele pentru captatoare:

- Lucru respectiv şi eficient
- Scurgerile de abur şi deschidere eşuată
- Deschderi eşuate şi evacuare în mediu
- Închidere eşuată

Estimarea pierderilor de abur pentru fiecare scurgere din captator ar trebui să fie studiiate în cadrul evaluării finale. O metoda excelenta pentru a stabili pierderea de abur maximă printr-un captator, este de a calcula pierderile printr- un orificiu (a se vedea ecuaţia lui Napier). Aceasta va servi ca o pierdere maximă de abur pentru un captator special. Incertitudinea în acest domeniu al fluxului apare, deoarece nu este clar dacă există obstacole interne pentru flux. Cu toate acestea, estimarea pierderilor de abur este în general suficientă pentru a permite stabilirea priorităţilor de reparaţii.

Există mai multe metodologii şi tehnici disponibile în industria de investigare a separării condensatului de performanţă, cum ar fi:

- Vizual
- Acustic
- Termal
- Monitorizarea online a timpului real

De cele mai multe ori, folosind o metodă nu poate oferi un răspuns concludent de buna funcţionare a separatorului. Prin urmare, o combinaţie a metodelor de mai sus este recomandată. În plus, din momentul de formare adecvată şi de o mai bună înţelegere a operaţiunilor de

 © UNIDO 2012, All rights reserved

separare este o pre-condiţie pentru inspectarea captatorului de abur, o sursă externă în această activitate în mod periodic, ar fi o opţiune foarte bună. Majoritatea producătorilor de separatoare de condensat din abur şi vânzătorii vor oferi un audit al captării de abur şi drept un serviciu gratuit .

Menţinerea unei baze de date a aburului captat este absolut esenţial pentru un program eficient de management pentru captarea de abur. Această bază de date, la un nivel minim, trebuie să conţină următoarele domenii:

- Anexarea numărului de separări
- Localizarea
- Tipul de separare
- Exemplu de număr
- Producător
- Date despre performanţa ultimilor separări verificate
- Date cînd separarea a fost instalată (sau reinstalată după neglijenţă)
- Cauza de neglijare
- Numele persoanei care a instalat sau reamplasat captatorul
- Potenţialul economic de pierderi dacă captatorul nu sa deschis
- Potenţialul de producere dacă separatorului sa deschis
- Potenţialul de producere dacă separatorului sa închis
- Semnalizarea dacă separatorului sa deschis
- Semnalizarea dacă separatorului sa închis

În cazul în care o analiză de evaluare detaliată a unui captator de abur se realizează la o instalaţie industrială, este dificil de cuantificat potenţialul beneficiul al unui program de management pentru un captator de abur. Cu toate acestea, istoric şi statistic a fost dovedit că captatoarele de abur pot fi o sursa de risipa de energie semnificativă, în cazul în care nu sunt înlocuite sau reparate, ceea ce cauzează probleme de producţie şi afectează negativ fiabilitatea sistemului.

SUA instrument US DOE SSAT oferă o estimare la un nivel foarte ridicat al potenţialului de energie şi a posibilităţilor de economii de costuri prin implementarea unui programul de management şi de întreţinere eficient al captatoarelor de abur. Aceasta se bazează eşuarea istorică a captatoarelor, a numărului de captatoare în instalaţie şi evaluarea captatoarelor de abur, urmată de reparare şi / sau înlocuirea acestora.

8.3.2 Recuperarea condensatului cît mai mult posibil

Condensatul este produs după ce abururul şi-a transferat toată energia termică şi condensatul în apă. Există o cantitate semnificativă de energie termică în continuare asociat cu condensatul. Fiecare unitate de condensat recuperat implică mai puţină apă de ados necesară. Prin urmare, returnarea condensatului suplimentar, constituie:

- Reducerea energie necesare în degazor
- Reducerea apei de adaos
- Reducerea tratamentului chimic al apei
- Reducerea apei necesară pentru canalizare
- A putea reduce apa de adaos

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Optimizarea recuperării condensatului începe prin evaluarea curentă de condensat returnat. Condensatul întors ar trebui să fie evaluat bazat pe diferite niveluri ale colectorului. În instalaţiile industriale mari, care au o distribuţie extinsă a sistemului de abur şi o multitudine de utilizări finale de abur, recuperarea condensatului depinde de următorii factori:

- Nivele de contaminare
- Costul echipamentului de ecuperare
- Costul conductelor de condensat

Tehnologia comercială este acum disponibilă, pentru a monitoriza nivelurile de contaminanţii de condensat, într-un timp real. Aceste tehnologii au fost implementate cu succes în foarte multe instalaţii industriale pentru a colecta condensatul agresiv pe toate căile posibile, inclusiv acele domenii care pot avea o probabilitate de condensat contaminat. Funcţionalitatea lor se bazează pe monitorizarea unui anumit nivel de noxe de conductibilitate sau de condensat şi, odată ce aceste niveluri sunt depăşite, atunci se deschide o supapă de depozit în sistemul de canalizare a condensatului şi simultan opreste revenirea la instalaţia din cazan. Fiecare situaţie trebuie să fie evaluată pe bază de merit şi de aplicare. Uneori, aceasta nu poate fi rentabilă de a colecta o cantitate mică de condensat şi să se supună unui risc ridicat privind contaminarea sistemul de apa de alimentare din cazan.

Costul echipamentului de recuperare şi al conductelor depind de locaţia fizică a utilizării finale de abur în comparaţie cu cazanul de la centrală şi de distanţa cu care condensatul va trebui să pătrundă în cazanul centralei În plus, trebuie de luat în considerare că condensatul returnat este pompat electric utilizînd presiunea aburului şi o staţie de ridicare.

Receptoarele de condensat pot servi ca un punct de colectare la nivel local şi ajută la reducerea costurilor de proiect de pompare individuală înapoi a condensatului pentru fiecare utilizator final. În plus, receptoarele de condensat şi rezervoare de abur reduc cantitatea de abur care intră în conductele de retur şi acest fapt diminuează restricţiile de curgere în conductele retur. Acesta va ajuta, de asemenea, pentru a elimina ciocanul de apă din sistemele de condensat returnat.

Suma condensatului care urmează să fie recuperate poate fi obţinută în mai multe moduri diferite, inclusiv:

- Rata debitului de abur
- Mărimea aburului captat
- Balanţa energiei şi masei într-un proces final în schimbătorul de căldură
- Condiţii de design
- Echipamente necesare (precauţie extremă)

<u>Exemplu</u>

Un utilizator final într-o instalaţie utilizează abur pentru a incalzi fluxul de necesar. Condensatul deseori este direcţionat canalulde canalizare. Metodologia de sfarmare şi de timp (cronometru) indicată faptul că debitul de condensat a fost de 50 de litri / min. Estimarea energiei şi economiilor de costuri asociate cu colectarea şi returnarea condensatului spre utilizatorul final. Condensatul curent colectat în instalaţie revine la cazan cu temperatura de 70 ° C.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Implementarea unui sistem de recuperare a condensatului poate necesita un ventilator extern care să colecteze tot condensatul. După care să fie direcţionat către cazanul centralei aşa cum este prezentat în figura 29. Presupunem că condensatul returnat, de asemenea are o temperatură de 70 ° C, ceea ce este similar cu temperaturile de condensat returnate.

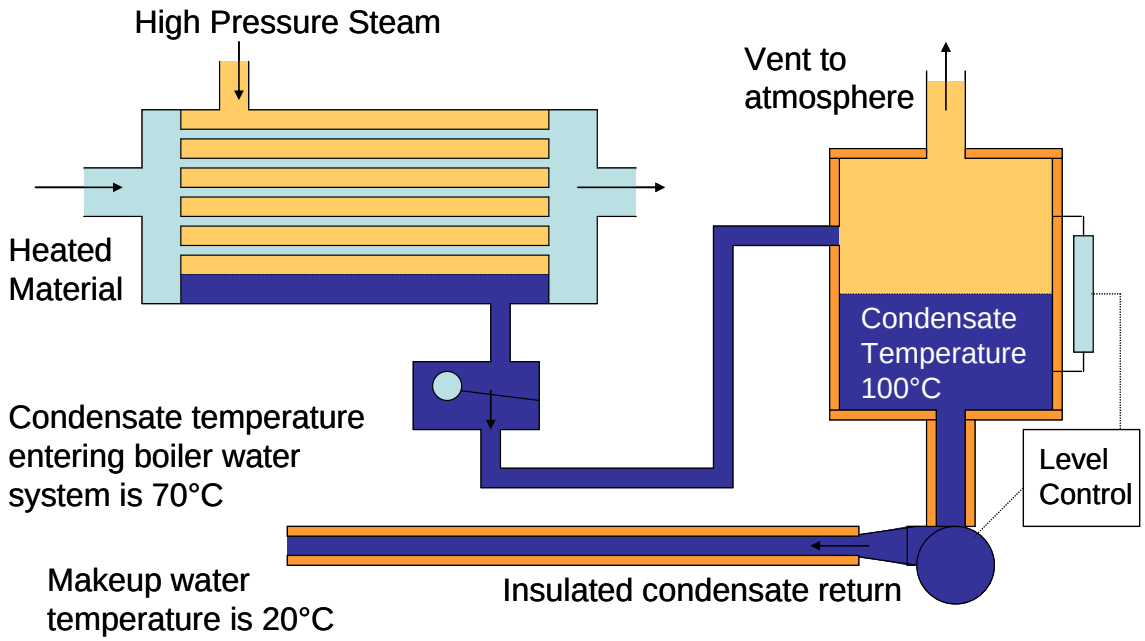


Figura 29: Sistemul condensatului returnat
(Sursa: US DOE BestPractices Steam EndUser Training)

Debitul masic necesar a fi returnat este calculat conform formulei:

$$m_{condensate} = V_{condensate} \times \rho_{condensate}$$

unde $V_{condensate}$ este debitul volumic şi $\rho_{condensate}$ este densitatea condensatului la temperatura de sturaţie.

$$m_{condensate} = \frac{50}{60} \times \frac{977.8}{1{,}000} = 0.81\, kg/s$$

Cantitatea de energie termică în condensat, comparativ cu echivalentul apei de adaos se calculează după cum urmează:

$$Q_{condensate} = m_{condensate} \times \left(h_{condensate} - h_{makeup}\right)$$

unde $h_{condensate}$ este entalpia condensatului (293.1 Btu/lb) la 70°C şi h_{makeup} este entalpia apei de adaos (83.9 Btu/lb) at 20°C. Aceste date sunt obţinute din tabelele de abur.

$$Q_{condensate} = m_{condensate} \times \left(h_{condensate} - h_{makeup}\right)$$

$$Q_{condensate} = 0.81 \times \left(293.1 - 83.9\right) = 169.5\, kW$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Într-un sistem de abur industrial, apa de adaos va fi încălzită de abur în degazor. Acest lucru implică faptul că economiile efective de combustibil de energie ar trebui să includă ineficienţele cazanului. Prin urmare, combustibilul, energia şi economiile de costuri pentru condensatul returnat, dintr-o perspectivă a sistemului se calculează după cum urmează:

$$Q_{system} = \frac{Q_{condensate}}{\eta_{boiler}} = \frac{169.5}{0.80} \approx 212\,kW$$

$$\sigma_{condensate} = \frac{Q_{system} \times k_{fuel} \times T}{HHV_{fuel}} = \frac{212 \times 1.0 \times 3{,}600 \times 8{,}760}{40{,}144} \approx \$166{,}500/yr$$

Calculele facute mai sus pentru condensatul de returnare, oferă o măsură foarte precisă a posibilizăţii de optimizare. Cu toate acestea, revenirea impactului condensatului asupra întregului sistem şi este, în general, recomandat să se utilizeze un model de sistem detaliat de abur pentru a evalua efectele reale ale condensatului reîntors. Costurile de apă (inclusiv tratamentul chimic) poate reprezenta o mare parte din economiile de costuri şi nu ar trebui să fie neglijate.

8.3.3 Recuperarea Condensatului cu o energie termică ridicată

Este clar din discuţiile de mai sus că cu cît condensatul returnat are temperaturi mai mari cu atît este necesar mai puţină căldură în dezaerator. Acest lucru revine direct la economiile de costuri de abur şi de energie. Această oportunitate de optimizare poate fi evaluată într-un mod foarte asemănător cum sa explicat şi demonstrat în posibilitatea de mai sus. Dar colectarea şi returnarea condensului la temperaturi ridicate poate necesita surse semnificative, care dacă nu sunt prevăzute, ar putea duce la probleme operaţionale.

Cea mai mare preocupare sunt procesele care pot avea loc atunci cînd condensatul va fi returnat în liniile procesului.Problema poate fi amplificată într-un sistem de tip cascadă, în cazul în care condensul din locaţii diferite, se amestecă şi există diferenţe mari de temperatură între condensat.

Strategia de optimizare a sistemul de abur ţine cont de costurile suplimentare pentru ridicarea de temperatura a condensatului returnat în comparaţie cu menţinerea unui receptor de condensat / rezervor de ardere (cu un ventilator extern), pentru a elimina acest surplus de energie termică. În funcţie de cantitatea de condensat, aceasta energie termica poate fi semnificativă şi fiecare efort care trebuie făcut pentru a captura condensatul şi al redirecţiona înapoi în cazan cu cea mai mare energie termică posibil.

8.3.4 Trecerea de la Condensat cu presiunea înaltă la abur cu presiune joasă

În instalaţiile industriale care utilizează abur la diferite niveluri de presiune, această oportunitate de optimizare poate avea un impact semnificativ asupra costurilor de energie. Aşa cum am menţionat mai devreme, condensatul conţine o cantitate însemnată de energie termică şi, dacă acesta este la o presiune mai mare, poate fi colectat pentru a produce abur de joasă presiune. În funcţie de localizarea şi proximitatea faţă de colectoare sau utilizări finale de abur, acest abur de joasă presiune compensează direct abur "viu" din colectorul de joasă presiune.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Această oportunitate de optimizare va avea nevoie în mod clar de un model de sistem de abur termodinamic solid pentru a evalua impactul economic real, cu ajutorul unui instrument US DOE SSAT care ar putea oferi mijloacele necesare pentru a determina oportunitatea respectivă. Figura 30 oferă o simplă completare snap-shot a unei balanţe de sistem de abur industrial echilibrate în instrumentul SSAT pentru a ilustra impactul condensatului la o presiune înaltă pentru a produce abur de presiune mai mică.

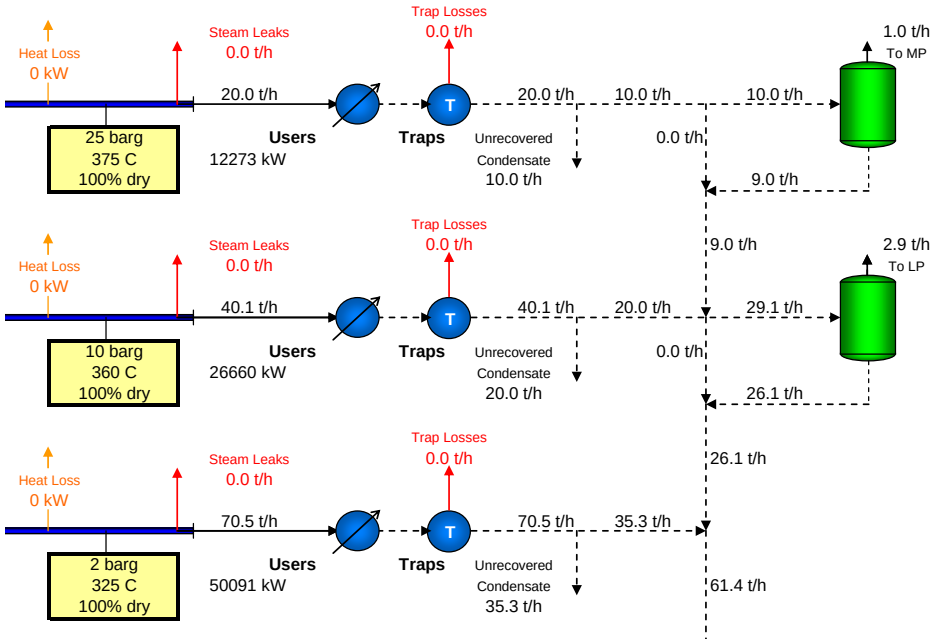


Figura 30: Trecerea de la Condensat cu presiunea înaltă la abur cu presiune joasă

 © UNIDO 2012, All rights reserved

9. OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A PRODUCERII COMBINATE DE CĂLDURĂ ŞI ENERGIE (CET)

Aburul este produs într-o instalaţie industrială, pentru a furnizarea căldură proceselor. Cu toate acestea, aburul poate fi, de asemenea, folosit pentru a genera energie sau pentru a conduce orice echipamentmecanic rotative, cum ar fi spre ecemplu o pompă, un compresor, un ventilator, etc. De obicei, această putere este generată prin intermediul turbinelor cu abur. Turbine cu abur nu consuma abur şi, prin urmare, şi respectiv nu sunt tratate ca utilizatori finali de abur. Această secţiune prezintă în detaliu diferitele tipuri de turbine cu abur, care poate fi găsit în instalaţiile industriale şi oportunităţile de optimizare legate producerea combinată de căldură şu energie (CET), cunoscută sub denumirea de cogenerare.

9.1 Prezentarea generală

Pentru funcţionarea unei instalaţii industriale este nevoie simultan, atât de putere (energie), cît şi energie termică (în formă de căldură). De obicei, centralele industriale au un acord de aprovizionare cu o anumită companie de utilitati (şi un generator) ce trebuie să furnizeze o anumită cantitate de energie electrică centralei. Există diferite tipuri de acorduri de putere, dar, în general, o instalaţie industrială plăteşte un anumit cost pentru canitatea necesară de putere pecare o cumpără de la reţeaua de furnizare a energiei electrice. Puterea furnizată de reţea de la staţiile centrale de puteri, care se bazează pe ciclul Rankine, tipic au o eficienta termica de ~ 35-42% . Acest lucru implică faptul că există o cantitate mare de energie termică pierdută în mediu înconjurător (prin turnuri de răcire, prin apa râurilor, etc), la locul de generare a energiei electrice.

Instalaţie industrială de asemenea cumpără, combustibil de la companii specializate pentru al utiliza în procesele din cazane sau în alte procese directe de ardere pentru a furniza cererea de energie termică necesară. Alternativ, o instalaţie industrială cu un sistem de abur poate opera un ciclu încetinit, care poate produce energie printr-o turbină cu abur şi de a folosi apoi aburul de evacuare pentru a satisface cererea proceselor termice. Eficienţa termică totală pentru o astfel de instalaţie industrială de cogenerare poate fi de 70% sau chiar mult mai mare. Acesta este motivul principal pentru punerea în aplicare a posibilităţilor de optimizare în sisteme de cogenerare industriale. Putem obţine o cantitate semnificativă de economii de energie şi de costuri, inclusiv obţinerea unei furnizări extrem de fiabilă ceea ce ţine de configuraţia de alimentare într-un proces cogenerare în instalaţii industriale. Cu toate acestea, ar putea exista un cost mare de capital , precum şi un potenţial de costuri de operare asociate cu posibilitatea de optimizare a unui CET.

Aproape întotdeauna un CET va fi mult mai eficient în comparaţie cu centrale simple de producere a energiei. Însă nu întodeauna costurile efective şi minime la un CET trebuie să fie benefice pentru instalaţii industriale. Orice analiză a unei instalaţii industriale de cogenerare este unică în felul ei şi respectiv trebuie să se facă independent de regulele interzise. Economiile obţinute într-un proces de funcţionare la o CET depind de următorii factori:

 © UNIDO 2012, All rights reserved

- Costul util marginal electric şi de influienţă
- Costul marginal sau de influienţă a combustibilului
- Randamentul cazanului
- Randamentul turbinei cu abur
- Cererea termică
- Sincronizarea cererii de energie electrică şi termică

Principalele probleme la care de obicei este necesar de a da un răspuns în domeniul unui sistem de cogenerare, sunt:

- Care este impactul economic real al cogenerării?
- Cînd va fi viabil?
  - De operat sau de ănchis
  - De instalat
- Ce schimbări s-ar produce dacă ar fi necesar într –un sistem de abur?
- Ce schimbări s-ar produce dacă ar fi necesar pentru un sistem electric şi pentru reţeaua de conexiuni?

9.2 Turbine cu abur

O înţelegere mai aprofundată a operaţiunilor de turbine cu abur va avea loc atunci cînd va fi optimizat sistemul de producere a aburului într-un sistem de cogenerare. Turbina cu abur este instalaţia care transformă energia termică a aburului în putere de rotaţie. Turbinele cu abur operează cu abur de înaltă presiune care trece printr- un ajutaj care creste viteza de abur şi concentrează calea fluxului într-un jet de abur. Acest jet de abur de mare viteza este direcţionat în aşa mod încît va lovi o paletă. Paleta este amenajată astfel încât jetul de abur va transfera energia într-o forţă a paletei. Paleta este montat pe un ax, care este liber să se rotească. Ca urmare forţa paletei se va convertit în cuplu de rotaţie şi într-o rotaţie a arborelui. Turbinele cu abur sunt echipate cu un înveliş exterior de staţionare şi un arbore rotativ interior. Limitele suprafeţelor exterioare vor reţine aburul şi servesc drept ancoră pentru ajutaje şi toate părţile staţionare. Arborele de rotaţie este dotat cu palete ale turbinei şi servesc pentru a colecta şi de a transfera puterea mecanică de la turbina.

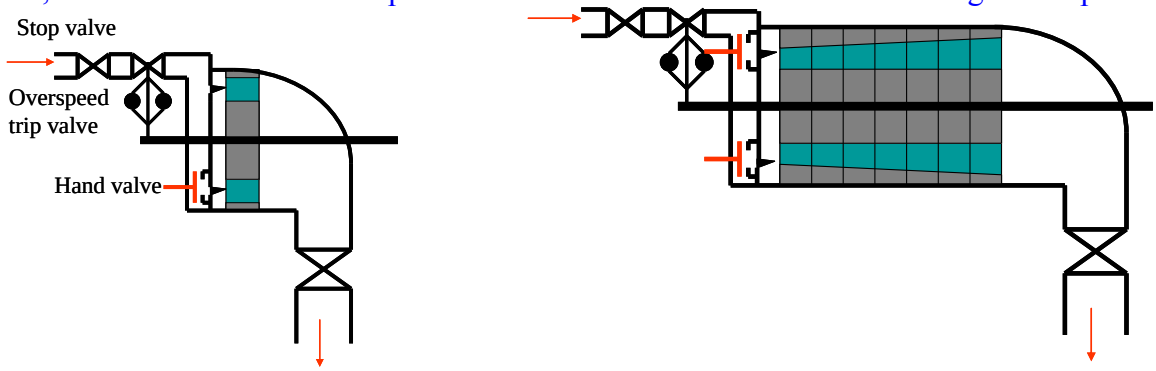
O turbina de abur poate fi dotată cu o singură paletă de rotaţie sau cu mai multe palete de rotaţie pe acelaşi ax. Un singur ajutaj direcţionează aburul către spre rotaţie saau mai multe ajutaje pot direcţiona aburul către segmentele de rotaţie. Dacă o turbina are mai multe rânduri de palete de asemenea va fi, echipată cu mai multe rânduri de palete. Paletele servesc pentru a colecta aburul din ajutajele din amonte, creşte viteza aburului, direcţionează aburul într-un într-un jet concentrat, şi conduce aburul către palete.
Toate turbinele cu abur primesc abur de presiune înaltă şi abur de presiune joasă. Bazat pe operaţiunile lor şi configuraţiile de flux de abur, turbinele cu abur sunt clasificate după cum urmează:

- Contrapresiune
- Extragere
- Condensare
- O combinaţie de mai sus

 © UNIDO 2012, All rights reserved

9.2.1 Turbină cu contrapresiune

O turbina de abur cu contrapresiune epuizează aburul pentru funcţionareaunui colector de abur, cu o presiune care este mai presus decît presiunea atmosferică. Turbinele cu contrapresiune sunt, de asemenea, cunoscute sub numele de turbine "crestate" şi turbine fără condensare. Turbinele cu contrapresiune sunt cele mai comune turbine din instalaţiile industriale. Turbinele cu contrapresiune sunt întotdeauna folosite în staţiile de reducere a presiunii şi întotdeauna vor fi plasate înparalel cu staţiile de reducere a presiunii între două colectoare de abur. Turbinele cu contrapresiune pot fi cu o singură treaptă (figura 31a) sau cu mai multe trepte (figura 31b). În general, turbinele cu mai multe trepte sunt mai eficiente decât turbinele cu o singură treaptă.

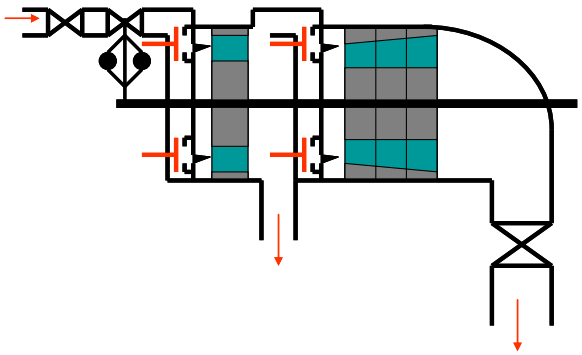


(a) o treaptă (b) Mai multe trepte

Figura 31: Turbine cu abur cu contrapresiune
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

9.2.2 Turbină cu extragere

O turbina de extracţie şi contrapresiune este o turbină cu contrapresiune, cu unul sau mai multe porturi suplimentare pentru extragerea de abur la presiuni intermediare între intrarea şi evacuarea de abur. Turbinele de extracţie şi contrapresiune pot de asemenea funcţiona ca un sistem de turbine de operare pe acelasi ax. Ele sunt foarte frecvent întâlnite în instalaţiile industriale care au mai multecolectoare de abur sub presiune. Servesc un model excelent pentru echilibrarea colectoarelor de abur si pentru eliminarea ventilării de abur pe colectoarele intermediare. Figura 32 prezinta o schema a unei turbine de extracţie şi contrapresiune.



.

Figura 32: Turbină de abur cu contrapresiune şi extragere
(Sursa: US DOE Steam BestPractices End User Training)

 © UNIDO 2012, All rights reserved

9.2.3 Turbină cu condensaţie

O turbina de condensare nu direcţionează aburul spre colector, însă îl direcţionează, sub presiunea atmosferică spre un condensator de suprafaţă. Calitatea termodinamică de abur rezultat dintr-o turbină cu abur cu condensare este de obicei mai mare de 90%. Acesta conţine o cantitate semnificativă de energie termică, deoarece intră în condensatorul de suprafaţă. Condensatorul foloseşte apa din turnul de de răcire (sau apă de râu), în tuburi pentru a condensa aburul de suprafaţă. Apa saturată (condensatul) este apoi eliminat din condensator şi pompat înapoi spre cazan. Turbinele de condensare sunt unităţi mari şi utilizate în principal pentru a genera energie sau a pune în funcţie echipamente mari mecanice, cum ar fi Centrifugile de răcire, compresoarele de aer, etc. Figura 33 reprezintă schematic o turbină cu condensaţie.

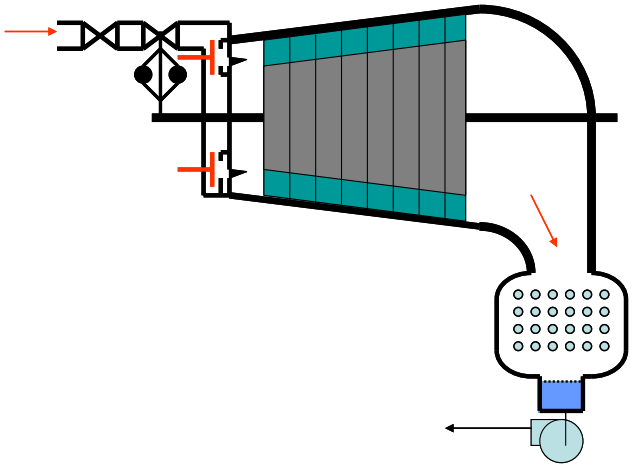


Figura 33: Turbina cu condensat

(Courtesy: US DOE Steam BestPractices End User Training)

O turbina cu condensat şi extragere este o combinaţie de o turbină de extragere şi de una de condensare. Este foarte frecvent utilizată pentru a echilibra simultan cerinţele de abur şi de putere.

9.3 Randamentul turbinei cu abur

Eficienţa turbinei cu abur nu este "la fel" ca randamentul cazanului, care urmează prima lege a termodinamicii. Eficienţa turbinei cu abur se referă la a doua lege a termodinamicii şi este o comparaţie a operaţiunii procesului real a turbinei faţă de procesul perfect al aceleiaşi turbine pentru aceleaşi condiţiile de intrare şi aceiaşi presiune de evacuare. Prin urmare, aceasta poartă denumirea de eficienţa izontropică a turbinei.

Eficienţa izontropică a turbinei este o comparaţie a puterii arborelui într-un proces real de funcţionare a turbinei şi a aceleiaşi puteri într-un proces perfect (ideal) cu aceleaşi condiţii de intrare şi de ieşire de presiune (fără temperatură de ieşire). Matematic, aceasta este exprimată după cum urmează:

$$\eta_{turbine} = \frac{Shaft\ Power\ of\ Actual\ Turbine}{Shaft\ Power\ of\ Ideal\ Turbine}$$

$$\eta_{turbine} = \frac{m_{steam}\left(h_{inlet} - h_{exit}\right)_{actual}}{m_{steam}\left(h_{inlet} - h_{exit}\right)_{ideal}} = \frac{\left(h_{inlet} - h_{exit}\right)_{actual}}{\left(h_{inlet} - h_{exit}\right)_{ideal}}$$

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Exemplu

Calculaţi eficienţa izontropică a turbinei şi puterea generatp de arbore, produs de un sistem de operare cu o turbina cu abur cu contrapresiune condiţiile de intrare ale aburului sunt de 25 bari şi 375 ° C. Condiţiile de evacuare: 2 bari şi 271 ° C. Fluxul de abur de acceleraţie a turbinei este de 21 Tph.

Proprietăţile termodinamice ale abur sunt obţinute din tabelele de abur pentru temperatura şi condiţiile de presiune. Ele sunt după cum urmează:

Procesul real al turbinei:

H_{inlet} = 3,180.9 kJ/kg (bazată pe presiunea de 25 bari şi temperatura 375°C)

H_{exit} = 3,009.8 kJ/kg (bazată pe presiunea 2 bari şi temperatura 271°C)

Procesul ideal al turbinei:

H_{inlet} = 3,180.9 kJ/kg (bazată pe presiunea 25 bari şi temperatura 375°C)

H_{exit} = 2,692 kJ/kg (bazată pe presiunea 2 bari şi aceeaşi entropie ca-n condiţiile de bază)

Înlocuind informaţiile de mai sus, în ecuaţia privind eficienţa turbinei cu abur, obţinem:

$$\eta_{turbine} = \frac{(h_{inlet} - h_{exit})_{actual}}{(h_{inlet} - h_{exit})_{ideal}}$$

$$\eta_{turbine} = \frac{(3{,}180.9 - 3{,}009.8)}{(3{,}180.9 - 2{,}692)} = 0.35$$

Eficienţa izontropică a turbinei este de 35%. Puterea generată de arborele turbinese calculează , astfel:

$$W_{actual} = m_{steam}(h_{inlet} - h_{exit})_{actual}$$

$$W_{actual} = \frac{21{,}000}{3{,}600} \times (3{,}180.9 - 3{,}009.8) = 1{,}000\, kW$$

Puterea generată de arborele turbinei într.un proces ideal de asemenea, poate fi calculat calculat conform ecuaţiilor de mai sus. Puterea generată de arborele turbinei într.un proces ideal va avea valoarea maximă, atunci cînd sunt respectate condiţiile de intrare a aburului şi presiunea de ieşire.

$$W_{ideal} = m_{steam}(h_{inlet} - h_{exit})_{ideal}$$

$$W_{ideal} = \frac{21{,}000}{3{,}600} \times (3{,}180.9 - 2{,}692) = 2{,}850\, kW$$

O turbina cu abur poate avea un randament variat de la 15 – 85 %. O turbina cu abur, cu o eficienţă izontropică scăzută indică faptul că abilitatea sa de a converti energia termică în putere pe arborele turbinei este foarte joasă. Prin urmare, păstrează cea mai mare parte a energiei termice în abur, deoarece se epuizează de la turbina cu contrapresiune şi este folosit pentru a furniza cererea termică a proceselor industriale. Aceasta energie nu se pierde ca în cazul, în care ar fi fost prima lege de eficienţă cum este în cazul randamentul cazanului.

Excepţie de la discuţia de mai sus este turbina cu condensare, care poate respingere toată energia termică a mediului ambiant prin intermediul apei de răcire în condensatorul de suprafaţă.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

9.4 Rata de abur

Rata de abur este expresia folosită pentru a descrie cantitatea de abur necesară pentru a produce o anumita cantitate de energie. Acesta este utilizat pe o scară largă în industrie pentru a specifica performanţa unui proces real al turbinei. Acesta poate fi legată de eficienţa turbinei pentru condiţiile de intrare şi presiunile de evacuare. Cu toate acestea, rata de aburi este extrem de dependentă de intrarea şi de condiţiile de evacuare. Supraîncărcarea de admisie a turbinei nu poate schimba eficienţa izontropică a turbinei, dar se poate schimba în mod semnificativ rata de abur. Prin urmare, se recomandă prudenţă atunci când se lucrează cu rate de abur şi compararea performanţelor turbinei cu abur folosind ratele. Figura 34 prezintă un grafic tipic pentru corelarea ratelor de abur şi eficienţa turbinei.

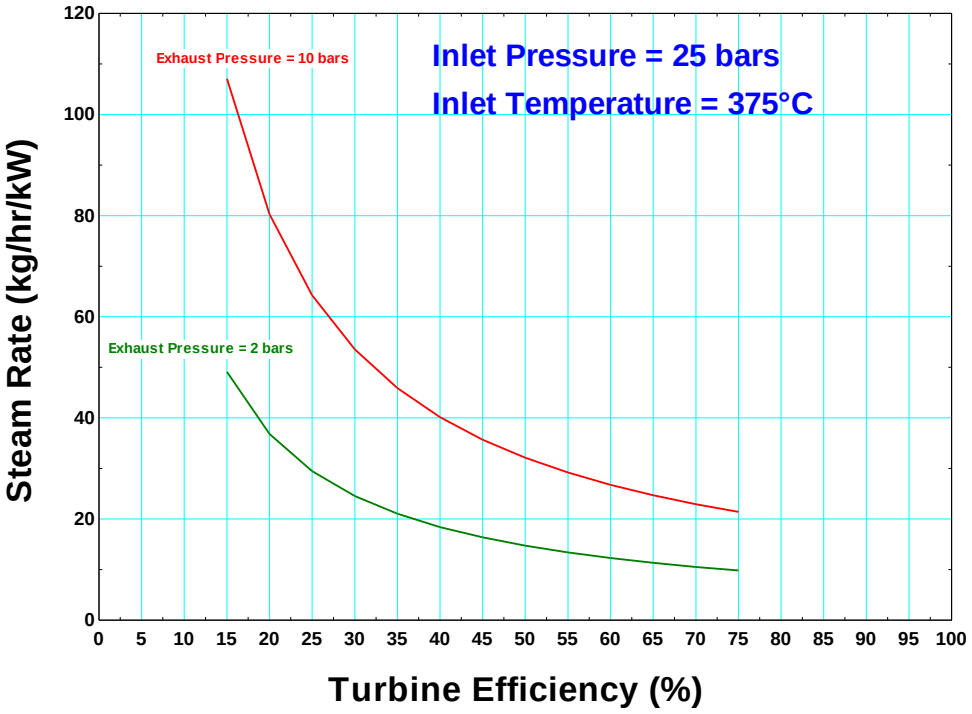


Figura 34: Eficienţa Turbinei cu Abur şi Rata Aburului

9.5 OPORTUNITĂŢI DE OPTIMIZARE A CET& Exemple Practice

Posibilitatea de optimizare a sistemelor de abur în cogenerare, aproape întotdeauna se bazează pe înţelegerea beneficiul economic de modificare a operaţiunilor de turbine cu abur. În aplicaţii industriale de cogenerare, două configuraţii majore a turbinei pot fi:

- Contrapresiune
- Condensare

9.5.1 Oportunităţi de optimizare a turbinei cu contrapresiune într-o CET

Această posibilitate există în special în instalaţiile industriale care au mai mult de un nivel de presiune a aburului, în cazul în care este necesar abur final în procesele de utilizare. În plus,

 © UNIDO 2012, All rights reserved

având un flux continuu de abur sub presiune, prin reducerea de supape indică faptul că centrala poate fi un exemplu foarte bun pentru a evalua o oportunitate de optimizare a turbinei cu contrapresiune în cogenerare. Evaluarea oportunităţii de optimizare ar necesita utilizarea de modele detaliate termodinamice a sistemelor de abur.Metodologia de evaluare este cel mai bine explicată folosind un exemplu de instalaţie industrială prezentat mai jos.

Exemplu

Un cazan pe gaz metan, cu eficienţa 80%, produce abur supraîncălzit la 25 de bari şi 375 ° C. Cererea termică pentru un proces final de utilizare este de 14.300 kW şi necesită abur la 2 bari. În prezent, acest abur curge printr-un reductor (PRV). Condensatul saturat este evacuat din procesul de încărcare de la 2 bari. Estimaţi beneficiul economic a oportunităţii de optimizare pentru cogenerare în aplicare a unei turbine de abur de contrapresiune, care conduce în mod o pompă de 1000 kW de energie electrică. Eficienţă izontropică a turbinei cu abur trebuie să fie 35%.Costul combustibilului este de $ 1/Nm3 şi costul energiei electrice este de $ 0.10/kWh.

Figura 35 descrie procesul curent de operare a unei centrale industriale. Bazată pe cererea finală de energie termică în procesul final, debitul de abur ce curge prin PRV (PRV - Supapa de reducere a presiunii) can be calculated as follows:

$$Q_{enduse} = m_{PRV}\left(h_{PRV} - h_{condensate}\right)$$

$$m_{PRV} = \frac{Q_{enduse}}{\left(h_{PRV} - h_{condensate}\right)} = \frac{14{,}300}{\left(3{,}180.9 - 562.2\right)} = 5.45\,kg/s = 19.63\,Tph$$

unde Q_{enduse} este cererea de energie termică; h_{PRV} este entalpia la ieşire din PRV şi de intrare în procesul final şi $h_{condensate}$ este entalpia condensatului ce părăseşte procesul.

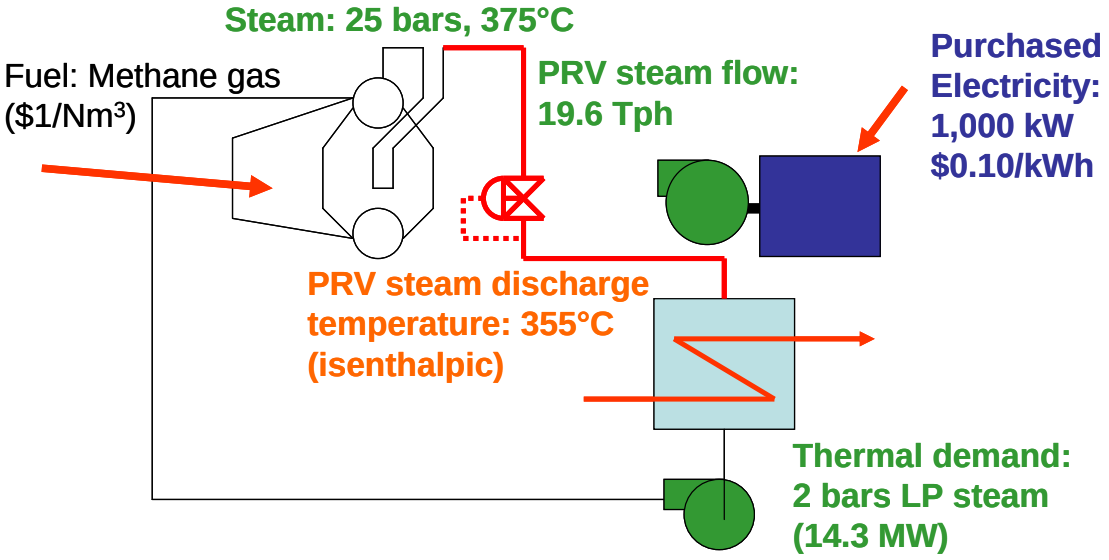


Figura 35: Operaţiuni curente într-o centrală industrială utilizînd PRV

Posibilitatea de optimizare a procesului decogenerare va pune în aplicare o turbină cu abur cu contrapresiune, care va reduce presiunea aburului de la 25 de bari la 2 bari. În acelaşi timp

 © UNIDO 2012, All rights reserved

arborele îşi va executa lucrul care va direcţiona pompa şi va compensa diferenţa de 1.000 kW de energie electrică din reţea.Turbina cu abur, va extrage energia din abur şi o va transforma în energie, reducând astfel entalpia aburului de ieşire de pe arborele turbinei. Acest lucru presupune ieşirea aburului din turbina, cu o temperatură redusă în comparaţie cu PRV. Pentru a satisface aceeaşi cerere de energie termică care persistă în procesul real de operare, prin urmare va exista o creştere netă a debitului de masă de abur. Acest abur suplimentar va trebui să fie produs de cazan şi respectiv costul energiei va creşte. Figura 36 reprezintă noua configuraţie a cererii industriale cu turbină cu abur într-un proces de cogenerare.

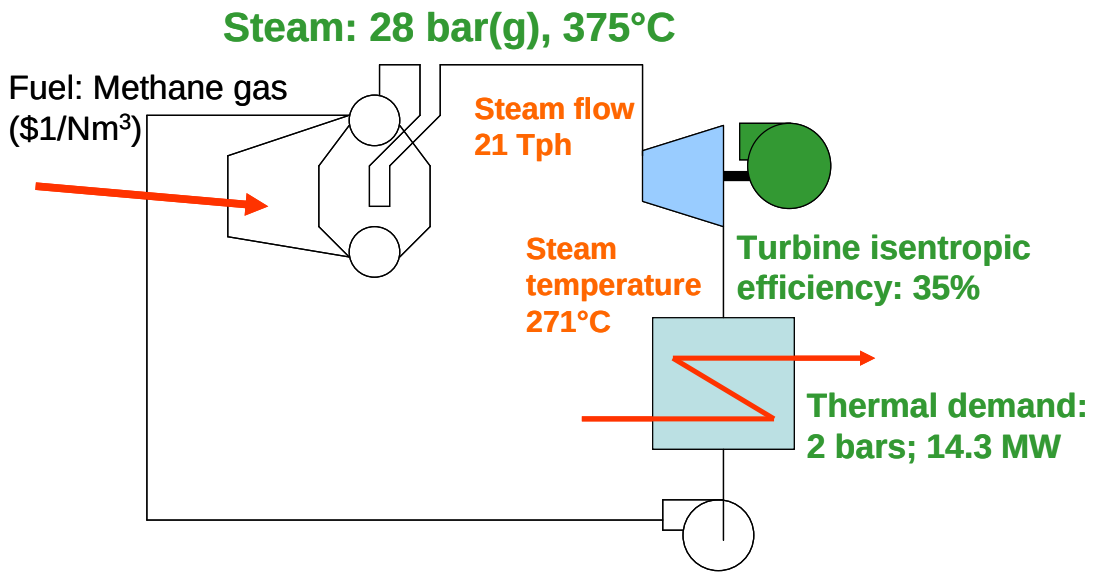


Figure 36: Construcţia unei centrale industriale cu turbine cu abur în CET

Comparînd Figura 35 cu 36 observăm că temperatura aburul final utilizat scade de la 355°C la 271°C. Bazat utilizarea finală a cererii de energie termică, debitul de abur prin turbina cu abur poate fi calculat după cum urmează:

$$Q_{enduse} = m_{turbine}\left(h_{turbine} - h_{condensate}\right)$$

$$m_{turbine} = \frac{Q_{enduse}}{\left(h_{turbine} - h_{condensate}\right)} = \frac{14{,}300}{\left(3{,}009.8 - 562.2\right)} = 5.83\,kg/s = 21.0\,Tph$$

unde Q_{enduse} este cererea de energie termică; $h_{turbine}$ este entalpia aburului la ieşire din turbină $h_{condensate}$ este entalpia condensatului ce părăseşte procesul.

Economiile de cost ale energiei electrice asociate cu procesul de optimizare a unui CET se calculă conform formulelor:

$$\sigma_{electric} = kW \times T \times k_{electric}$$

$$\sigma_{electric} = 1{,}000 \times 8{,}760 \times 0.10 = \$876{,}000 / yr$$

Costul energiei creşte în dependenţă de oportunităţile de optimizare a CET şi se calculă conform:

 © UNIDO 2012, All rights reserved

$$\sigma_{fuel} = (m_{turbine} - m_{PRV}) \times \frac{(h_{steam} - h_{feedwater})}{\eta_{boiler} \times HHV_{fuel}} \times k_{fuel} \times T$$

$$\sigma_{fuel} = (21.0 - 19.63) \times 1{,}000 \times \frac{(3{,}180.9 - 463.5)}{0.80 \times 40{,}144} \times 1.0 \times 8{,}760$$

$$\sigma_{fuel} = \$1{,}038{,}000 / yr$$

Prin urmare, beneficiul economic net din această oportunitate de optimizare de cogenerare este dată după cum urmează:

$$\sigma_{CHP} = \sigma_{electric} - \sigma_{fuel}$$

$$\sigma_{CHP} = 876{,}000 - 1{,}038{,}000 = -\$162{,}000 / yr$$

Acest exemplu arată în mod clar faptul că posibilitatea de optimizare a CET nu este o strategie viabilă în cererea pentru instalaţii industriale.

Folosind parametrii principali care influenţează beneficiul economic al posibilităţii de optimizare a CET, sa executat o analiză a parametrilor. Rezultatele din aceasta analiza a parametrilor sunt prezentate în tabelul 6 de mai jos şi indică în mod clar atunci când posibilitatea de optimizare a CET poate fi justificată economic în aceste instalaţii industriale.

Tabela 6: Analiza ortunităţii de optimizare a parametrilor turbinei cu contrapresiune la CET

Power Cost	Fuel Cost	Turbine Efficiency	SSAT Boiler Efficiency	Additional Power	Additional Steam	Cost Savings
($/kWh)	($/GJ)	(%)	(%)	(kW)	(Tph)	($K/yr)
0.100	25.0	35.0	81.7	998	1.5	(221)
0.125	25.0	35.0	81.7	998	1.5	(2)
0.100	12.5	35.0	81.7	998	1.5	325
0.100	5.4	35.0	86.7	998	1.5	650
0.100	25.0	65.0	81.7	1,853	2.8	(409)

Tabelul 6 a fost relizat cu ajutorul unui model de US DOE SSAT şi aplicarea unui proiect de turbină cu abur. Costul impactului de putere, costurile impactului de combustibil, eficienţa turbinei cu abur, impactului eficienţei cazanului sunt variate în mod individual pentru a obţine rezultatele prezentate în tabel. O analiza detaliată a parametrilor va fi necesară pentu oportunitatea de optimizare în procesul de cogenerare, pentru a demonstra şi a răspunde la toate întrebările legate de viabilitatea economică şi posibilitatea de optimizare a unui CET.

9.5.2 Oportunitatea de optimizare a turbinei cu condensaţie la CET

Din punct de vedere al definiţiei de cogenerare, în sens strict, operaţiunile turbinelor cu condensare nu se încadrează neapărat în conformitate cu posibilităţile de optimizare a procesului de cogenerare. Cu toate acestea, ele vor fi utilizate, deoarece principiile de analiză sunt identice cu cele care au fost discutate în cazurile turbinelor cu abur contrapresiune. Principala diferenţă este că aburul care trece prin turbina de condensare nu se epuizează într-un colector de abur şi nici nu satisface orice cerere termică. Acesta este, de fapt condensat în condensator de suprafaţă,

 © UNIDO 2012, All rights reserved

la iesirea din turbina. Prin urmare, isi pierde toata energia termică spre apa de răcire ce curge prin tuburile condensatorului de suprafaţă.Turbina de condensare are scop, de a maximiza producţia de energie de la abur pentru a minimiza pierderile de energie termică în mediul ambiant.

Factorii principali care influenţează operaţiunile turbinei cu condensare sunt:

- Impactul costurilor de energie
- Impactul costurilor de combustibil
- Randamentul turbinei
- Randametul cazanuluiBoiler efficiency
- Turbina cu presiune scăzută

Puterea generata de turbina este în funcţie de raportul de presiunea de intrare şi de ieţire. De obicei, presiunea de intrare este presiunea aburului produs sau presiune scăzută din sistem a colectorului.. Dar presiunea de ieşire joacă un rol foarte important în cantitatea de energie produsă. Presiunea de ieşire din turbină este controlată de către condensatorul de suprafaţă şi această presiune ar trebui să fie menţinută cît mai aproape de condiţiile reale de proiectare. Există mai multe domenii în care presiunea condensatorului ar trebui menţinută la condiţiile de proiectare, inclusiv:

- Eliminarea gazelor necondensabile din condensator
- Curăţarea periodică a condensatorului
- Aprovizionarea condensatorului cu apă la temperaturi reduse
- Aprovizionarea condensatorul cu apa de răcire suplimentară

Evaluarea oportunităţilor de optimizare a turbinei cu condensare într-un proces de cogenerare va necesita o analiză detaliată a modelului sistemului termodinamic de abur , cum ar fi modelul US DOE SSAT. Tabelul 7 prezintă o analiza a oportunităţii de optimizare a parametrilor turbinei cu condensaţie la CET care foloseste aburul la parametri de intrare: 25 de bari, 375 ° C, iar parametri de ieşire a aburului: presiunea de0,1 bar (absolută). Eficienţa cazan este menţinută la 80%, iar costul combustibilului şi a eficienţei turbinei este variat.

Table 7: Analiza oportunităţii de optimizare a parametrilor turbinei cu condensaţie la CET

Condensing Turbine Impact Power Cost			
Fuel Cost [$/GJ]	Impact Condensing Power Cost [$/MWh]		
	Turbine Isentropic Efficiency [%]		
	40	60	80
2.0	56	39	30
4.0	111	78	60
6.0	167	116	89
8.0	223	155	119
10.0	278	194	149
12.0	334	233	179
Steam inlet	25	bars	
Steam inlet	375	°C	
Steam exit	0.1	bar(a)	

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Tabelul 7 oferă informaţii cu privire la costurile de producţie a turbinei de condensare, bazate pe diferite eficienţe izontropice a turbinei şi pe impactul costurilor de combustibil. După cum se poate observa, pentru o instalaţie industrială care cumpără energie electrică utilă: 100 de dolari pe MWh, acesta va fi doar un cost eficient pentru a rula turbina de condensare în cazul în care costurile de combustibil sunt 2.0 dolari pe GJ sau mai mic, indiferent de eficienţa turbinei. Dar, aşa cum impactul preţului la combustibil creşte pînă la 4.0 dolari pe GJ, eficienţă turbinei va trebui să fie de 60% sau mai mare din punct de vedere benefic şi economic. Creşterea în continuare a costului de operare a combustibilului pînă la $ 6.0 la GJ va fi nevoie de eficienţa turbinei de 80% sau mai mare. Atunci când costurile ajung la $ 8.0 la GJ şi mai sus, operaţiunile turbinelor cu condensare în proces de cogenerare, nu vor fi economice, dacă energia electrică poate fi achiziţionat din reţeaua: de la 100 de dolari pe MWh.

Optimizarea oportunităţilor turbinei cu condensaţie la o CET, rezultă în urma mai multor schimbări petrecute în procesele de curgere a debitului de abur. Menţinerea unei turbine cu condensaţie în poziţie deschisă “ON” necesită funcţionarea unei alte turbine în poziţie deschisă , iar menţinerea turbinei cu condensaţie în poziţie închisă “OFF” poate duce închiderea cazanului. Aceste modificări pot schimba impact şi costurile de combustibil într-un cazan. Trebuie de luat în consideraţie că toate analizele economice ţin cont de schimbarea debitului de abur.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

10. CONCLUZII & URMĂTORII PAŞI

Acest manual de instruire oferă o imagine de ansamblu a cititorilor despre diferite căi de investigare a funcţionării unui sistem de abur industrial. Există mai multe oportunităţi de optimizare şi Exemple practice, ce pot fi implementate pentru a minimiza costurile de operare, pentru a îmbunătăţi operaţiunile generale ale sistemului şi de reducere a emisiilor de GES. Fiecare dintre aceste domenii a fost discutat în detaliu în acest Manual de instruire şi este rezumat în secţiunea de mai jos.

10.1 Oportunităţi de optimizare a sistemului de abur& Exemple eficiente

Acest capitol rezumă toate oportunităţile sistemului de abur şi Exemplele practice, identificate într-o instalaţie industrială. Această secţiune ar trebui să servească, de asemenea, ca o listă de verificare pentru consultanţii în domeniul energetic şi utilizatorilor din sistem, a se asigura că sistemele de abur funcţiuncţionează în dependenţă de configuraţiile lor de optimizare. Deşi ar putea exista mai multe obiective pentru a optimizarea sistemul de abur, obiectivul principal pentru acest Manual de instruire a fost de a minimiza costurile de operare.

10.1.1 Oportunităţi de optimizare a sistemului de producere a aburului & Exemple eficiente

Există o multitudine de oportunităţi de optimizare a sistemului de producere a aburului, de asemenea un set de exemple practice eficiente:

- Minimizarea excesului de aer
- Instalarea echipamentelor de recuperare a căldurii
- Curăţirea suprafeţelor de transfer de căldură
- Sporirea tratării chimice a apei
- Instalarea unui controlor automat în cazanul de purjare
- Recuperarea energiei din cazanul de purjare
- Adăugarea/restaurarea cazanelor refractate
- Minimizarea numărului de cazane de lucru
- Investigarea schimbului de combustibil
- Optimizarea operaţiunilor degazorului

10.1.2 Oportunităţi de optimizare a sistemului de distribuţie a aburului & Exemple eficiente

Există o serie de oportunităţi de optimizare a sistemului de distribuţie a aburului şi la fel o serie de exemple practice eficiente, care includ:

- Repaararea scurgerilor de abur
- Minimizarea aburului ventilat
- Asigurarea că conductele, supapele, rezervoarele şi recipientele sistemului de abur sunt bine izolate
- Izolarea aburului de liniile neutilizabile
- Minimizarea debitului prin staţiile de reducere a presiunii
- Reducerea căderii de presiune în colectoare
- Scurgeri de condensat din colectoarele de abur

 © UNIDO 2012, All rights reserved

10.1.3 Oportunităţi de Optimizare a utilizării finale de abur & Exemple

Este extrem de dificil de a acoperi utilizări finale de abur, care sunt specifice proceselor industriale şi centralelor. Procesul de integrare şi de utilitate conduce la optimizarea globală a sistemului energetic al centralelor, iar beneficiile sunt greu de obţinut. În configuraţia clasică, principalele strategii de optimizare a aburului în zona de utilizare final sunt:

- Eliminarea sau reducerea aburului utilizat în proces
- Îmbunătăţirea eficienţei procesului şi eliminării utilizării aburului eliminate necorespunzător
- Utilizarea aburului la presiune joasă ce ar permite generarea de energie electrică
- Reducerea cererii de abur de către sursa reziduală
- Aprovizionarea cu abur de joasă presiune, pentru a satisface cererea de proces, care ar utiliza aburul sub o presiune mult mai mare.

10.1.4 Oportunităţi de Optimizare a zonei de condensat returnat & Exemple eficiente

Există o serie de oportunităţi de optimizare a zonei de condensat returnat şi exemple practice efective dintre care, putem:

- Implementarea unui program efectiv de gestionare şi menţinere a captatoarelor de abur
- Recuperarea condensatului disponibil(cît mai mult posibil)
- Recuperarea condensatului de la energia termică posibilă
- Utilizarea condensatului la o presiune înaltă pentru obţinerea aburului de joasă presiune

10.1.5 Oportunităţi de Optimizare a sistemelor combinate de căldură şi energie & Exemple

Posibilitatea de optimizare a sistemelor de abur industrial de cogenerare, aproape întotdeauna se bazează pe înţelegerea beneficiul economic de modificare a operaţiunilor de turbine cu abur. În aplicaţiile industriale de cogenerare, două configuraţii majore ale turbinei sunt întâlnite şi acestea includ:

- Contrapresiunea
- Condensatul

10.2 Următorii paşi

Aceşti paşi sunt anticipaţi elaborării ghidului de utilizare actual, a optimizării sistemului de abur cititorii ar trebui să fie capabili să utilizeze diverse instrumente şi resurse discutete în capitolele de analiză a evaluării sistemului de abur.

Consultanţii în domeniul energetic şi utilizatorii finali din industrie ar trebui să elaboreze un plan de acţiune pentru evaluarea sistemelor de abur. Acestea ar trebui să înceapă cu o definire şi cu un instrument simplu de culegere de informaţii, care să le permită să înţeleagă sistemul de abur industrial şi să fie evaluat la un nivel ridicat.

În primul rînd ar trebui identificate toate exemple practice, în prezent sunt puse în aplicare în sistemul de abur industrial.

Al doilea pas ar trebui să fie pentru a identifica zonele oportunităţilor de optimizare şi de a dezvolta un plan de acţiune, inclusiv de colectare a datelor, metodologii de evaluare a beneficiilor economice pentru oportunitatea şi prezentarea lor, şi să se gestioneze într-un mod uşor de înţeles.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

Al treilea pas ar trebui să fie efectuă o evaluare a sistemului de abur industrial şi utilizarea tuturor elementelor şi resurselor identificate în Ghidul de utilizare actual.

Al patrulea pas ar trebui să fie, întocmirea unei analize detaliate cu privire la evaluarea oportunităţilor de optimizare a sistemului de abur, elaborarea unui raport pentru specificarea tuturor posibilităţilor de optimizare şi a potenţialul total de economii. Acest raport ar trebui să precizeze, de asemenea, următorii paşi pe care ar trebui să –I aibă o instalaţie industrială şi să pună în aplicare fiecare dintre aceste oportunităţile de optimizare. Un nivel de primă cauză este determinarea costului punerii în aplicare a tuturor posibilităţilor de optimizare.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

REFERINŢE

1. US Department of Energy Industrial Technologies Program – Steam BestPractices Software Tools Suite - http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/software.html

2. US Department of Energy Industrial Technologies Program – Steam BestPractices Publications - http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/publications.asp

3. Harrell, Greg, ***Steam System Survey Guide***, ORNL/TM-2001/263, May 2002.

4. US Department of Energy's Industrial Technologies Program, ***Improving Steam System Performance – A Sourcebook for Industry***, September 2010.

5. The American Society of Mechanical Engineers, ***Fired Steam Generators – Performance Test Codes***, ASME PTC-4, 2008.

6. Heinz, B. and Singh, M., ***Steam Turbines – Design, Applications and Rerating***, 2nd Edition, McGraw Hill, 2009.

7. Flynn, D., ***The NALCO Water Handbook***, 2nd Edition, 2009.

8. Avallone, E., Baumeister, T. and Sadegh, A., ***Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers***, 11th Edition, 2006.

9. Green, D. and Perry, R., ***Perry's Chemical Engineers' Handbook***, 8th Edition, 2007.

10. Kenneth, O., ***Industrial Boiler Management: An Operator's Guide***.

11. Moran, M. and Shapiro, H., ***Fundamentals of Engineering Thermodynamics***, 6th Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2008.

12. Lemmon E. W., Huber M. L. and McLinden M. O., ***REFPROP***, NIST Standard Reference Database 23, version 9.0, 2010.

 © UNIDO 2012, All rights reserved

ANEXA A: TABELE PENTRU ABUR (din REFPROP)

A.1 Proprietăţile Vaporilor şi Lichidului Saturat (după Presiune)

Temperature	Absolute Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
^oC	bar	kg/m^3	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
81.32	0.50	970.940	0.309	340.54	2645.20	1.0912	7.5930
99.61	1.00	958.630	0.590	417.50	2674.90	1.3028	7.3588
111.35	1.50	949.920	0.863	467.13	2693.10	1.4337	7.2230
120.21	2.00	942.940	1.129	504.70	2706.20	1.5302	7.1269
127.41	2.50	937.020	1.392	535.34	2716.50	1.6072	7.0524
133.52	3.00	931.820	1.651	561.43	2724.90	1.6717	6.9916
138.86	3.50	927.150	1.908	584.26	2732.00	1.7274	6.9401
143.61	4.00	922.890	2.163	604.65	2738.10	1.7765	6.8955
147.90	4.50	918.960	2.416	623.14	2743.40	1.8205	6.8560
151.83	5.00	915.290	2.668	640.09	2748.10	1.8604	6.8207
155.46	5.50	911.850	2.919	655.76	2752.30	1.8970	6.7886
158.83	6.00	908.590	3.169	670.38	2756.10	1.9308	6.7592
161.98	6.50	905.510	3.418	684.08	2759.60	1.9623	6.7322
164.95	7.00	902.560	3.666	697.00	2762.80	1.9918	6.7071
167.75	7.50	899.740	3.914	709.24	2765.60	2.0195	6.6836
170.41	8.00	897.040	4.161	720.86	2768.30	2.0457	6.6616
172.94	8.50	894.430	4.407	731.95	2770.80	2.0705	6.6409
175.35	9.00	891.920	4.654	742.56	2773.00	2.0940	6.6213
177.66	9.50	889.480	4.900	752.74	2775.10	2.1165	6.6027
179.88	10.00	887.130	5.145	762.52	2777.10	2.1381	6.5850
182.01	10.50	884.840	5.390	771.94	2778.90	2.1587	6.5681
184.06	11.00	882.620	5.635	781.03	2780.60	2.1785	6.5520
186.04	11.50	880.460	5.880	789.82	2782.20	2.1976	6.5365
187.96	12.00	878.350	6.125	798.33	2783.70	2.2159	6.5217
189.81	12.50	876.290	6.370	806.58	2785.10	2.2337	6.5074
191.60	13.00	874.280	6.614	814.60	2786.50	2.2508	6.4936
193.35	13.50	872.310	6.859	822.39	2787.70	2.2674	6.4803
195.04	14.00	870.390	7.103	829.97	2788.80	2.2835	6.4675
196.69	14.50	868.500	7.348	837.35	2789.90	2.2992	6.4550
198.29	15.00	866.650	7.592	844.56	2791.00	2.3143	6.4430
199.85	15.50	864.840	7.837	851.59	2791.90	2.3291	6.4313
201.37	16.00	863.050	8.082	858.46	2792.80	2.3435	6.4199
202.86	16.50	861.300	8.326	865.17	2793.70	2.3575	6.4089
204.31	17.00	859.580	8.571	871.74	2794.50	2.3711	6.3981
205.73	17.50	857.890	8.816	878.17	2795.20	2.3845	6.3877
207.11	18.00	856.220	9.061	884.47	2795.90	2.3975	6.3775
208.47	18.50	854.580	9.306	890.65	2796.60	2.4102	6.3675
209.80	19.00	852.960	9.551	896.71	2797.20	2.4227	6.3578
211.10	19.50	851.370	9.796	902.66	2797.80	2.4348	6.3483
212.38	20.00	849.800	10.042	908.50	2798.30	2.4468	6.3390

Temperature	Absolute Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
°C	bar	kg/m^3	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
213.63	20.50	848.250	10.287	914.24	2798.80	2.4584	6.3299
214.86	21.00	846.720	10.533	919.87	2799.30	2.4699	6.3210
216.06	21.50	845.210	10.779	925.42	2799.70	2.4811	6.3123
217.25	22.00	843.720	11.026	930.87	2800.10	2.4921	6.3038
218.41	22.50	842.240	11.272	936.24	2800.50	2.5029	6.2954
219.56	23.00	840.790	11.519	941.53	2800.80	2.5136	6.2872
220.68	23.50	839.350	11.766	946.74	2801.10	2.5240	6.2791
221.79	24.00	837.920	12.013	951.87	2801.40	2.5343	6.2712
222.88	24.50	836.510	12.260	956.92	2801.70	2.5443	6.2634
223.95	25.00	835.120	12.508	961.91	2801.90	2.5543	6.2558
225.01	25.50	833.740	12.756	966.82	2802.10	2.5640	6.2483
226.05	26.00	832.370	13.004	971.67	2802.30	2.5736	6.2409
227.07	26.50	831.020	13.253	976.46	2802.50	2.5831	6.2336
228.08	27.00	829.680	13.501	981.18	2802.70	2.5924	6.2264
229.08	27.50	828.360	13.750	985.85	2802.80	2.6016	6.2194
230.06	28.00	827.040	14.000	990.46	2802.90	2.6106	6.2124
231.02	28.50	825.740	14.250	995.01	2803.00	2.6195	6.2056
231.98	29.00	824.450	14.500	999.51	2803.10	2.6283	6.1988
232.92	29.50	823.170	14.750	1004.00	2803.10	2.6370	6.1921
233.85	30.00	821.900	15.001	1008.30	2803.20	2.6455	6.1856
234.77	30.50	820.640	15.251	1012.70	2803.20	2.6540	6.1791
235.68	31.00	819.390	15.503	1017.00	2803.20	2.6623	6.1727
236.57	31.50	818.150	15.754	1021.20	2803.20	2.6706	6.1664
237.46	32.00	816.920	16.006	1025.40	2803.10	2.6787	6.1602
238.33	32.50	815.710	16.259	1029.60	2803.10	2.6867	6.1540
239.20	33.00	814.490	16.512	1033.70	2803.00	2.6946	6.1479
240.05	33.50	813.290	16.765	1037.80	2803.00	2.7025	6.1419
240.90	34.00	812.100	17.018	1041.80	2802.90	2.7102	6.1360
241.73	34.50	810.910	17.272	1045.80	2802.80	2.7178	6.1301
242.56	35.00	809.740	17.526	1049.80	2802.60	2.7254	6.1243
243.37	35.50	808.570	17.781	1053.70	2802.50	2.7329	6.1186
244.18	36.00	807.410	18.036	1057.60	2802.40	2.7403	6.1129
244.98	36.50	806.250	18.291	1061.50	2802.20	2.7476	6.1073
245.77	37.00	805.100	18.547	1065.30	2802.10	2.7549	6.1018
246.56	37.50	803.960	18.803	1069.10	2801.90	2.7620	6.0963
247.33	38.00	802.830	19.059	1072.80	2801.70	2.7691	6.0908
248.10	38.50	801.710	19.316	1076.50	2801.50	2.7761	6.0854
248.86	39.00	800.590	19.574	1080.20	2801.30	2.7831	6.0801
249.61	39.50	799.470	19.832	1083.90	2801.10	2.7900	6.0748
250.35	40.00	798.370	20.090	1087.50	2800.80	2.7968	6.0696
251.09	40.50	797.270	20.349	1091.10	2800.60	2.8035	6.0644
251.82	41.00	796.170	20.608	1094.70	2800.30	2.8102	6.0592
252.55	41.50	795.080	20.867	1098.20	2800.10	2.8168	6.0542
253.26	42.00	794.000	21.127	1101.70	2799.80	2.8234	6.0491
253.98	42.50	792.930	21.388	1105.20	2799.50	2.8299	6.0441
254.68	43.00	791.850	21.649	1108.70	2799.20	2.8363	6.0391
255.38	43.50	790.790	21.910	1112.10	2798.90	2.8427	6.0342
256.07	44.00	789.730	22.172	1115.50	2798.60	2.8490	6.0293
256.76	44.50	788.670	22.434	1118.90	2798.30	2.8553	6.0245
257.44	45.00	787.620	22.697	1122.20	2797.90	2.8615	6.0197

Temperature	Absolute Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
°C	bar	kg/m^3	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
258.11	45.50	786.570	22.960	1125.60	2797.60	2.8677	6.0150
258.78	46.00	785.530	23.224	1128.90	2797.30	2.8738	6.0102
259.44	46.50	784.500	23.488	1132.20	2796.90	2.8799	6.0055
260.10	47.00	783.470	23.753	1135.50	2796.50	2.8859	6.0009
260.75	47.50	782.440	24.018	1138.70	2796.20	2.8918	5.9963
261.40	48.00	781.420	24.284	1141.90	2795.80	2.8978	5.9917
262.04	48.50	780.400	24.550	1145.10	2795.40	2.9036	5.9871
262.68	49.00	779.380	24.816	1148.30	2795.00	2.9095	5.9826
263.31	49.50	778.370	25.084	1151.50	2794.60	2.9153	5.9781
263.94	50.00	777.370	25.351	1154.60	2794.20	2.9210	5.9737
264.56	50.50	776.370	25.619	1157.80	2793.80	2.9267	5.9692
265.18	51.00	775.370	25.888	1160.90	2793.40	2.9323	5.9648
265.79	51.50	774.380	26.157	1164.00	2792.90	2.9380	5.9605
266.40	52.00	773.390	26.427	1167.00	2792.50	2.9435	5.9561
267.01	52.50	772.400	26.697	1170.10	2792.00	2.9491	5.9518
267.61	53.00	771.420	26.968	1173.10	2791.60	2.9546	5.9475
268.20	53.50	770.440	27.240	1176.10	2791.10	2.9600	5.9433
268.79	54.00	769.460	27.512	1179.10	2790.70	2.9654	5.9391
269.38	54.50	768.490	27.784	1182.10	2790.20	2.9708	5.9348
269.97	55.00	767.520	28.057	1185.10	2789.70	2.9762	5.9307
270.54	55.50	766.550	28.331	1188.00	2789.20	2.9815	5.9265
271.12	56.00	765.590	28.605	1191.00	2788.70	2.9868	5.9224
271.69	56.50	764.630	28.879	1193.90	2788.20	2.9920	5.9183
272.26	57.00	763.670	29.155	1196.80	2787.70	2.9972	5.9142
272.82	57.50	762.720	29.431	1199.70	2787.20	3.0024	5.9101
273.38	58.00	761.770	29.707	1202.60	2786.70	3.0075	5.9061
273.94	58.50	760.820	29.984	1205.40	2786.20	3.0126	5.9021
274.49	59.00	759.880	30.262	1208.30	2785.70	3.0177	5.8981
275.04	59.50	758.940	30.540	1211.10	2785.10	3.0228	5.8941
275.58	60.00	758.000	30.818	1213.90	2784.60	3.0278	5.8901
276.13	60.50	757.060	31.098	1216.70	2784.00	3.0328	5.8862
276.67	61.00	756.130	31.378	1219.50	2783.50	3.0377	5.8823
277.20	61.50	755.200	31.658	1222.30	2782.90	3.0427	5.8784
277.73	62.00	754.270	31.940	1225.10	2782.40	3.0476	5.8745
278.26	62.50	753.340	32.221	1227.80	2781.80	3.0524	5.8706
278.79	63.00	752.420	32.504	1230.50	2781.20	3.0573	5.8668
279.31	63.50	751.500	32.787	1233.30	2780.60	3.0621	5.8630
279.83	64.00	750.580	33.070	1236.00	2780.10	3.0669	5.8592
280.34	64.50	749.660	33.355	1238.70	2779.50	3.0716	5.8554
280.86	65.00	748.750	33.640	1241.40	2778.90	3.0764	5.8516
281.37	65.50	747.840	33.925	1244.10	2778.30	3.0811	5.8478
281.87	66.00	746.930	34.211	1246.70	2777.70	3.0858	5.8441
282.38	66.50	746.020	34.498	1249.40	2777.10	3.0904	5.8404
282.88	67.00	745.110	34.786	1252.00	2776.40	3.0951	5.8367
283.38	67.50	744.210	35.074	1254.70	2775.80	3.0997	5.8330
283.87	68.00	743.310	35.363	1257.30	2775.20	3.1043	5.8293
284.37	68.50	742.410	35.652	1259.90	2774.60	3.1088	5.8256
284.86	69.00	741.510	35.943	1262.50	2773.90	3.1134	5.8220
285.34	69.50	740.620	36.234	1265.10	2773.30	3.1179	5.8184
285.83	70.00	739.720	36.525	1267.70	2772.60	3.1224	5.8148

Temperature	Absolute Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
°C	bar	kg/m^3	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
286.31	70.50	738.830	36.817	1270.20	2772.00	3.1269	5.8111
286.79	71.00	737.940	37.110	1272.80	2771.30	3.1313	5.8076
287.27	71.50	737.050	37.404	1275.30	2770.70	3.1358	5.8040
287.74	72.00	736.170	37.698	1277.90	2770.00	3.1402	5.8004
288.21	72.50	735.280	37.993	1280.40	2769.30	3.1446	5.7969
288.68	73.00	734.400	38.289	1282.90	2768.60	3.1489	5.7933
289.15	73.50	733.520	38.585	1285.40	2768.00	3.1533	5.7898
289.61	74.00	732.640	38.883	1287.90	2767.30	3.1576	5.7863
290.08	74.50	731.760	39.181	1290.40	2766.60	3.1619	5.7828
290.54	75.00	730.880	39.479	1292.90	2765.90	3.1662	5.7793
290.99	75.50	730.010	39.779	1295.40	2765.20	3.1705	5.7758
291.45	76.00	729.140	40.079	1297.90	2764.50	3.1747	5.7723
291.90	76.50	728.260	40.380	1300.30	2763.80	3.1789	5.7689
292.35	77.00	727.390	40.681	1302.80	2763.10	3.1832	5.7654
292.80	77.50	726.520	40.983	1305.20	2762.30	3.1874	5.7620
293.25	78.00	725.660	41.287	1307.70	2761.60	3.1915	5.7586
293.69	78.50	724.790	41.591	1310.10	2760.90	3.1957	5.7552
294.13	79.00	723.920	41.895	1312.50	2760.20	3.1998	5.7518
294.57	79.50	723.060	42.201	1314.90	2759.40	3.2040	5.7484
295.01	80.00	722.200	42.507	1317.30	2758.70	3.2081	5.7450
295.44	80.50	721.330	42.814	1319.70	2757.90	3.2122	5.7416
295.88	81.00	720.470	43.122	1322.10	2757.20	3.2162	5.7383
296.31	81.50	719.620	43.430	1324.50	2756.40	3.2203	5.7349
296.74	82.00	718.760	43.740	1326.80	2755.70	3.2243	5.7316
297.16	82.50	717.900	44.050	1329.20	2754.90	3.2284	5.7282
297.59	83.00	717.040	44.361	1331.60	2754.10	3.2324	5.7249
298.01	83.50	716.190	44.673	1333.90	2753.40	3.2364	5.7216
298.43	84.00	715.340	44.985	1336.30	2752.60	3.2403	5.7183
298.85	84.50	714.480	45.299	1338.60	2751.80	3.2443	5.7150
299.27	85.00	713.630	45.613	1340.90	2751.00	3.2483	5.7117
299.69	85.50	712.780	45.928	1343.30	2750.20	3.2522	5.7084
300.10	86.00	711.930	46.244	1345.60	2749.40	3.2561	5.7051
300.51	86.50	711.080	46.561	1347.90	2748.60	3.2600	5.7018
300.92	87.00	710.230	46.879	1350.20	2747.80	3.2639	5.6986
301.33	87.50	709.390	47.198	1352.50	2747.00	3.2678	5.6953
301.74	88.00	708.540	47.517	1354.80	2746.20	3.2717	5.6921
302.14	88.50	707.690	47.837	1357.10	2745.40	3.2755	5.6888
302.54	89.00	706.850	48.159	1359.30	2744.60	3.2793	5.6856
302.95	89.50	706.010	48.481	1361.60	2743.80	3.2832	5.6824
303.34	90.00	705.160	48.804	1363.90	2742.90	3.2870	5.6791
303.74	90.50	704.320	49.128	1366.10	2742.10	3.2908	5.6759
304.14	91.00	703.480	49.453	1368.40	2741.30	3.2946	5.6727
304.53	91.50	702.640	49.778	1370.60	2740.40	3.2983	5.6695
304.93	92.00	701.800	50.105	1372.90	2739.60	3.3021	5.6663
305.32	92.50	700.960	50.433	1375.10	2738.70	3.3058	5.6631
305.71	93.00	700.120	50.761	1377.40	2737.90	3.3096	5.6599
306.09	93.50	699.280	51.091	1379.60	2737.00	3.3133	5.6568
306.48	94.00	698.440	51.421	1381.80	2736.20	3.3170	5.6536
306.87	94.50	697.600	51.753	1384.00	2735.30	3.3207	5.6504
307.25	95.00	696.770	52.085	1386.20	2734.40	3.3244	5.6473
307.63	95.50	695.930	52.418	1388.40	2733.60	3.3281	5.6441
308.01	96.00	695.090	52.753	1390.60	2732.70	3.3317	5.6410
308.39	96.50	694.260	53.088	1392.80	2731.80	3.3354	5.6378
308.77	97.00	693.420	53.424	1395.00	2730.90	3.3390	5.6347
309.14	97.50	692.590	53.761	1397.20	2730.00	3.3427	5.6316
309.52	98.00	691.760	54.100	1399.40	2729.10	3.3463	5.6284
309.89	98.50	690.920	54.439	1401.60	2728.20	3.3499	5.6253
310.26	99.00	690.090	54.779	1403.70	2727.30	3.3535	5.6222
310.63	99.50	689.260	55.121	1405.90	2726.40	3.3571	5.6191
311.00	100.00	688.420	55.463	1408.10	2725.50	3.3606	5.6160

A.2 Proprietăţile Vaporilor şi Lichidului Saturat după Temperatură)

Temperature	Absolute Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
°C	bar	kg/m^3	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
10	0.01	999.650	0.009	42.02	2519.20	0.1511	8.8998
20	0.02	998.160	0.017	83.91	2537.40	0.2965	8.6660
30	0.04	995.610	0.030	125.73	2555.50	0.4368	8.4520
40	0.07	992.180	0.051	167.53	2573.50	0.5724	8.2555
50	0.12	988.000	0.083	209.34	2591.30	0.7038	8.0748
60	0.20	983.160	0.130	251.18	2608.80	0.8313	7.9081
70	0.31	977.730	0.198	293.07	2626.10	0.9551	7.7540
80	0.47	971.770	0.294	335.01	2643.00	1.0756	7.6111
90	0.70	965.300	0.424	377.04	2659.50	1.1929	7.4781
99.61	1.00	958.630	0.590	417.50	2674.90	1.3028	7.3588
100	1.01	958.350	0.598	419.17	2675.60	1.3072	7.3541
110	1.43	950.950	0.827	461.42	2691.10	1.4188	7.2381
120	1.99	943.110	1.122	503.81	2705.90	1.5279	7.1291
130	2.70	934.830	1.497	546.38	2720.10	1.6346	7.0264
140	3.62	926.130	1.967	589.16	2733.40	1.7392	6.9293
150	4.76	917.010	2.548	632.18	2745.90	1.8418	6.8371
160	6.18	907.450	3.260	675.47	2757.40	1.9426	6.7491
170	7.92	897.450	4.122	719.08	2767.90	2.0417	6.6650
180	10.03	887.000	5.159	763.05	2777.20	2.1392	6.5840
190	12.55	876.080	6.395	807.43	2785.30	2.2355	6.5059
200	15.55	864.660	7.861	852.27	2792.00	2.3305	6.4302
210	19.08	852.720	9.589	897.63	2797.30	2.4245	6.3563
220	23.20	840.220	11.615	943.58	2800.90	2.5177	6.2840
230	27.97	827.120	13.985	990.19	2802.90	2.6101	6.2128
240	33.47	813.370	16.749	1037.60	2803.00	2.7020	6.1423
250	39.76	798.890	19.967	1085.80	2800.90	2.7935	6.0721
260	46.92	783.630	23.712	1135.00	2796.60	2.8849	6.0016
270	55.03	767.460	28.073	1185.30	2789.70	2.9765	5.9304
280	64.17	750.280	33.165	1236.90	2779.90	3.0685	5.8579
290	74.42	731.910	39.132	1290.00	2766.70	3.1612	5.7834
300	85.88	712.140	46.168	1345.00	2749.60	3.2552	5.7059
310	98.65	690.670	54.541	1402.20	2727.90	3.3510	5.6244
311	100.00	688.420	55.463	1408.10	2725.50	3.3606	5.6160

A.3 Proprietăţile Vaporilor Supraîncălziţi (după Presiune)

Temperature	Absolute Pressure	Density	Enthalpy	Entropy
°C	bar	kg/m³	kJ/kg	kJ/kg-K
120	1.0	0.558	2716.60	7.4678
140	1.0	0.529	2756.70	7.5672
160	1.0	0.504	2796.40	7.6610
180	1.0	0.481	2836.00	7.7503
200	1.0	0.460	2875.50	7.8356
140	3.0	1.621	2739.40	7.0269
160	3.0	1.537	2782.60	7.1291
180	3.0	1.462	2824.60	7.2239
200	3.0	1.396	2865.90	7.3131
220	3.0	1.336	2906.80	7.3978
180	7.0	3.512	2799.40	6.7893
200	7.0	3.333	2845.30	6.8884
220	7.0	3.177	2889.50	6.9799
240	7.0	3.037	2932.70	7.0658
260	7.0	2.912	2975.20	7.1472
200	10.0	4.854	2828.30	6.6955
220	10.0	4.609	2875.50	6.7934
240	10.0	4.394	2920.90	6.8836
260	10.0	4.204	2965.10	6.9681
280	10.0	4.032	3008.60	7.0482
220	15.0	7.110	2850.20	6.5659
240	15.0	6.743	2900.00	6.6649
260	15.0	6.425	2947.40	6.7555
280	15.0	6.144	2993.30	6.8400
300	15.0	5.893	3038.20	6.9198
220	20.0	9.787	2821.60	6.3867
240	20.0	9.217	2877.20	6.4973
260	20.0	8.740	2928.50	6.5952
280	20.0	8.330	2977.10	6.6849
300	20.0	7.968	3024.20	6.7684
250	25.0	11.487	2880.90	6.4107
275	25.0	10.732	2947.40	6.5350
300	25.0	10.107	3009.60	6.6459
325	25.0	9.574	3069.10	6.7476
350	25.0	9.109	3127.00	6.8424
375	25.0	8.696	3183.90	6.9319
400	25.0	8.325	3240.10	7.0170
275	40.0	18.313	2887.30	6.2312
300	40.0	16.987	2961.70	6.3639
325	40.0	15.928	3029.50	6.4797
350	40.0	15.044	3093.30	6.5843

Temperature	Absolute Pressure	Density	Enthalpy	Entropy
^oC	bar	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg-K
375	40.0	14.284	3154.70	6.6809
400	40.0	13.618	3214.50	6.7714
425	40.0	13.026	3273.20	6.8570
300	60.0	27.632	2885.50	6.0703
325	60.0	25.389	2969.50	6.2137
350	60.0	23.668	3043.90	6.3357
375	60.0	22.269	3112.80	6.4441
400	60.0	21.088	3178.20	6.5432
425	60.0	20.068	3241.40	6.6352
450	60.0	19.170	3302.90	6.7219
300	80.0	41.188	2786.50	5.7937
325	80.0	36.488	2898.40	5.9851
350	80.0	33.361	2988.10	6.1321
375	80.0	31.007	3066.90	6.2561
400	80.0	29.117	3139.40	6.3658
425	80.0	27.538	3207.70	6.4655
450	80.0	26.182	3273.30	6.5579
325	100.0	50.308	2810.30	5.7596
350	100.0	44.564	2924.00	5.9459
375	100.0	40.719	3016.30	6.0911
400	100.0	37.827	3097.40	6.2141
425	100.0	35.509	3172.00	6.3229
450	100.0	33.578	3242.30	6.4219
475	100.0	31.923	3309.70	6.5135

A.4 Proprietăţile lichidului subrăcit (după Presiune)

Temperature	Absolute Pressure	Density	Enthalpy	Entropy
°C	bar	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg-K
90	1.01	965.310	377.06	1.1928
65	1.01	980.550	272.18	0.8936
40	1.01	992.220	167.62	0.5724
10	1.01	999.700	42.119	0.1511
90	3.0	965.400	377.22	1.1927
65	3.0	980.640	272.34	0.8935
90	7.0	965.580	377.53	1.1924
65	7.0	980.810	272.68	0.8933
90	10.0	965.720	377.76	1.1922
65	10.0	980.950	272.92	0.8931
90	15.0	965.950	378.15	1.1918
65	15.0	981.160	273.34	0.8928
90	20.0	966.180	378.53	1.1915
65	20.0	981.380	273.75	0.8925
90	25.0	966.400	378.92	1.1911
65	25.0	981.600	274.17	0.8923
90	40.0	967.090	380.08	1.1900
65	40.0	982.260	275.41	0.8914
90	60.0	967.990	381.63	1.1886
65	60.0	983.120	277.07	0.8903
90	80.0	968.890	383.18	1.1872
65	80.0	983.990	278.72	0.8892
90	100.0	969.780	384.73	1.1858
65	100.0	984.850	280.38	0.8881

ANEXA B: TABELELE PIERDERILOR PRIN COŞUL DE FUM

(Bazată pe Modelul de ardere dezvoltat de Greg Harrell, Ph.D., P.E., EMSCAS)

B.1 Compoziţia combustibilului

Fuel Composition and Properties	Coal (Bituminous) Water - 4%; Ash - 7%		Coal (Bituminous) Water - 5%; Ash - 35%		Coal (Bituminous) Water - 10%; Ash - 15%		Green Wood		Natural Gas	
Component	**Mole Fraction [$lbmol_i/lbmol_{fuel}$]**	**Mass Fraction [lbm_i/lbm_{fuel}]**	**Mole Fraction [$lbmol_i/lbmol_{fuel}$]**	**Mass Fraction [lbm_i/lbm_{fuel}]**	**Mole Fraction [$lbmol_i/lbmol_{fuel}$]**	**Mass Fraction [lbm_i/lbm_{fuel}]**	**Mole Fraction [$lbmol_i/lbmol_{fuel}$]**	**Mass Fraction [lbm_i/lbm_{fuel}]**	**Mole Fraction [$lbmol_i/lbmol_{fuel}$]**	**Mass Fraction [lbm_i/lbm_{fuel}]**
C	0.6709	0.7500	0.4942	0.4400	0.6539	0.6300	0.1234	0.0500	0.0000	0.0000
H_2	0.2662	0.0500	0.3677	0.0550	0.2224	0.0360	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
CH_4	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.9490	0.9053
N_2	0.0057	0.0150	0.0144	0.0300	0.0080	0.0180	0.0000	0.0000	0.0110	0.0183
CO	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
C_2H_4 (Ethylene)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
C_2H_6 (Ethane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0340	0.0607
C_3H_8 (Propane)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0060	0.0157
O_2	0.0225	0.0670	0.0295	0.0700	0.0210	0.0540	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
S	0.0033	0.0100	0.0021	0.0050	0.0035	0.0090	0.0004	0.0004	0.0000	0.0000
H_2O (intrinsic)	0.0226	0.0380	0.0374	0.0500	0.0691	0.1000	0.7889	0.4800	0.0000	0.0000
H_2O (extrinsic)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
CO_2	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$C_6H_{10}O_5$ (Cellulose)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0839	0.4596	0.0000	0.0000
Ash (Total)	0.0087	0.0700	0.0546	0.3500	0.0221	0.1530	0.0034	0.0100	0.0000	0.0000
Ash Components										
Al_2O_3	0.0015	0.0147	0.0097	0.0735	0.0039	0.0321	0.0006	0.0021	0.0000	0.0000
SiO_2	0.0055	0.0308	0.0345	0.1540	0.0140	0.0673	0.0022	0.0044	0.0000	0.0000
Fe_2O_3	0.0016	0.0245	0.0103	0.1225	0.0042	0.0536	0.0006	0.0035	0.0000	0.0000
Total	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Fuel Molecular Weight	$kgm_{fuel}/kgmol_{fuel}$	10.7340	13.4790		12.4549		29.6086		16.8182	
Fuel Higher Heating Value	kJ/kg	31,788	22,282		25,857		9,666		54,205	
Fuel Lower Heating Value	kJ/kg	30,603	20,958		24,826		7,869		48,906	

B.2 Pierderi prin coşul de fum pentru pentru Gaz Natural

Stack Loss Table for			Natural Gas											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320
1.0	1.2	0	13.6	14.4	15.2	15.9	16.7	17.5	18.3	19.1	19.9	20.7	21.5	22.3
2.0	2.4	0	13.8	14.6	15.4	16.2	17.1	17.9	18.7	19.6	20.4	21.3	22.1	23.0
3.0	3.6	0	14.0	14.8	15.7	16.6	17.4	18.3	19.2	20.1	21.0	21.9	22.7	23.6
4.0	4.7	0	14.2	15.1	16.0	16.9	17.9	18.8	19.7	20.6	21.6	22.5	23.5	24.4
5.0	5.8	0	14.5	15.4	16.4	17.4	18.3	19.3	20.3	21.3	22.3	23.3	24.3	25.3
6.0	6.9	0	14.8	15.8	16.8	17.8	18.9	19.9	21.0	22.0	23.1	24.1	25.2	26.2
7.0	8.0	0	15.1	16.2	17.3	18.4	19.5	20.6	21.7	22.8	24.0	25.1	26.2	27.3
8.0	9.1	0	15.5	16.7	17.8	19.0	20.2	21.4	22.6	23.8	25.0	26.2	27.4	28.6
9.0	10.1	0	15.9	17.2	18.5	19.7	21.0	22.3	23.6	24.9	26.2	27.5	28.8	30.1
10.0	11.1	0	16.5	17.9	19.2	20.6	22.0	23.4	24.8	26.2	27.6	29.0	30.5	31.9
Actual Exhaust T [°C]			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.3 Pierderi prin coşul de fum pentru pentru combustibil lichid nr.2

Stack Loss Table for			Number 2 Fuel Oil											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.1	0	10.2	11.0	11.7	12.5	13.2	14.0	14.8	15.6	16.3	17.1	17.9	18.7
2.0	2.2	0	10.4	11.2	12.0	12.8	13.6	14.4	15.2	16.0	16.8	17.7	18.5	19.3
3.0	3.3	0	10.7	11.5	12.3	13.2	14.0	14.8	15.7	16.6	17.4	18.3	19.1	20.0
4.0	4.4	0	10.9	11.8	12.7	13.6	14.5	15.3	16.2	17.1	18.1	19.0	19.9	20.8
5.0	5.5	0	11.2	12.1	13.1	14.0	15.0	15.9	16.9	17.8	18.8	19.7	20.7	21.7
6.0	6.5	0	11.6	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.6	19.6	20.6	21.6	22.7
7.0	7.6	0	11.9	13.0	14.1	15.1	16.2	17.3	18.3	19.4	20.5	21.6	22.7	23.8
8.0	8.6	0	12.4	13.5	14.7	15.8	16.9	18.1	19.3	20.4	21.6	22.8	23.9	25.1
9.0	9.6	0	12.9	14.1	15.4	16.6	17.8	19.1	20.3	21.6	22.8	24.1	25.4	26.6
10.0	10.7	0	13.5	14.9	16.2	17.5	18.9	20.2	21.6	22.9	24.3	25.7	27.1	28.4
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.4 Pierderi prin coşul de fum pentru pentru combustibil lichid nr.6

Stack Loss Table for			Number 6 Fuel Oil											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.1	0	9.5	10.3	11.1	11.8	12.6	13.4	14.2	14.9	15.7	16.5	17.3	18.1
2.0	2.2	0	9.8	10.6	11.4	12.2	13.0	13.8	14.6	15.4	16.3	17.1	17.9	18.7
3.0	3.3	0	10.0	10.8	11.7	12.5	13.4	14.2	15.1	16.0	16.8	17.7	18.6	19.4
4.0	4.4	0	10.3	11.2	12.0	12.9	13.8	14.7	15.6	16.6	17.5	18.4	19.3	20.2
5.0	5.4	0	10.6	11.5	12.4	13.4	14.3	15.3	16.3	17.2	18.2	19.2	20.1	21.1
6.0	6.5	0	10.9	11.9	12.9	13.9	14.9	15.9	17.0	18.0	19.0	20.0	21.1	22.1
7.0	7.5	0	11.3	12.4	13.4	14.5	15.6	16.7	17.8	18.9	20.0	21.1	22.2	23.3
8.0	8.5	0	11.8	12.9	14.0	15.2	16.4	17.5	18.7	19.9	21.0	22.2	23.4	24.6
9.0	9.6	0	12.3	13.5	14.8	16.0	17.2	18.5	19.8	21.0	22.3	23.6	24.8	26.1
10.0	10.6	0	12.9	14.2	15.6	16.9	18.3	19.7	21.0	22.4	23.8	25.2	26.6	28.0
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.5 Pierderi prin coşul de fum pentru cărbunele bituminos (Apa – 4%; Cenuşa – 7%)

Stack Loss Table for			Coal-Bituminous-Water 4%-Ash 7%											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.1	0	8.2	9.0	9.8	10.6	11.3	12.1	12.9	13.7	14.5	15.3	16.1	16.9
2.0	2.1	0	8.4	9.3	10.1	10.9	11.7	12.5	13.4	14.2	15.0	15.9	16.7	17.6
3.0	3.2	0	8.7	9.5	10.4	11.3	12.1	13.0	13.9	14.7	15.6	16.5	17.4	18.3
4.0	4.3	0	9.0	9.9	10.8	11.7	12.6	13.5	14.4	15.3	16.3	17.2	18.1	19.1
5.0	5.3	0	9.3	10.2	11.2	12.1	13.1	14.1	15.0	16.0	17.0	18.0	19.0	20.0
6.0	6.3	0	9.6	10.6	11.6	12.6	13.7	14.7	15.7	16.8	17.8	18.9	19.9	21.0
7.0	7.4	0	10.0	11.1	12.2	13.2	14.3	15.4	16.5	17.6	18.8	19.9	21.0	22.1
8.0	8.4	0	10.5	11.6	12.8	13.9	15.1	16.3	17.5	18.7	19.8	21.0	22.2	23.5
9.0	9.4	0	11.0	12.2	13.5	14.7	16.0	17.3	18.5	19.8	21.1	22.4	23.7	25.0
10.0	10.4	0	11.6	13.0	14.3	15.7	17.1	18.4	19.8	21.2	22.6	24.0	25.4	26.8
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.6 Pierderi prin coşul de fum pentru cărbunele bituminos (Apa – 5%; Cenuşa – 35%)

Stack Loss Table for			Coal-Bituminous-Water 5%-Ash 35%											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.1	0	10.4	11.2	12.0	12.8	13.6	14.4	15.2	16.0	16.8	17.6	18.4	19.2
2.0	2.2	0	10.7	11.5	12.3	13.1	13.9	14.8	15.6	16.4	17.3	18.1	19.0	19.8
3.0	3.4	0	10.9	11.7	12.6	13.5	14.3	15.2	16.1	17.0	17.8	18.7	19.6	20.5
4.0	4.4	0	11.2	12.1	13.0	13.9	14.8	15.7	16.6	17.5	18.5	19.4	20.3	21.3
5.0	5.5	0	11.5	12.4	13.4	14.3	15.3	16.2	17.2	18.2	19.2	20.2	21.1	22.1
6.0	6.6	0	11.8	12.8	13.8	14.8	15.8	16.9	17.9	18.9	20.0	21.0	22.1	23.1
7.0	7.6	0	12.2	13.2	14.3	15.4	16.5	17.6	18.7	19.8	20.9	22.0	23.1	24.2
8.0	8.6	0	12.6	13.8	14.9	16.1	17.2	18.4	19.6	20.8	22.0	23.1	24.3	25.5
9.0	9.7	0	13.1	14.4	15.6	16.9	18.1	19.4	20.6	21.9	23.2	24.5	25.8	27.1
10.0	10.7	0	13.7	15.1	16.4	17.8	19.1	20.5	21.9	23.3	24.7	26.0	27.4	28.8
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.7 Pierderi prin coşul de fum pentru cărbunele bituminos (Apa – 10%; Cenuşa – 15%)

Stack Loss Table for			Coal-Bituminous-Water 10%-Ash 15%											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.1	0	8.6	9.4	10.2	11.0	11.8	12.6	13.4	14.3	15.1	15.9	16.7	17.6
2.0	2.2	0	8.8	9.7	10.5	11.3	12.2	13.0	13.9	14.7	15.6	16.5	17.3	18.2
3.0	3.2	0	9.1	9.9	10.8	11.7	12.6	13.5	14.4	15.3	16.2	17.1	18.0	18.9
4.0	4.3	0	9.3	10.3	11.2	12.1	13.1	14.0	15.0	15.9	16.9	17.8	18.8	19.7
5.0	5.3	0	9.7	10.6	11.6	12.6	13.6	14.6	15.6	16.6	17.6	18.6	19.6	20.7
6.0	6.4	0	10.0	11.0	12.1	13.1	14.2	15.2	16.3	17.4	18.4	19.5	20.6	21.7
7.0	7.4	0	10.4	11.5	12.6	13.7	14.9	16.0	17.1	18.3	19.4	20.5	21.7	22.9
8.0	8.4	0	10.9	12.1	13.2	14.4	15.6	16.9	18.1	19.3	20.5	21.7	23.0	24.2
9.0	9.4	0	11.4	12.7	14.0	15.3	16.6	17.9	19.2	20.5	21.8	23.1	24.5	25.8
10.0	10.4	0	12.1	13.4	14.8	16.2	17.6	19.1	20.5	21.9	23.3	24.8	26.2	27.7
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

B.8 Pierderi prin coşul de fum pentru lemne

Stack Loss Table for			Green-Wood Typical											
Flue Gas Oxygen Content Wet Basis [%]	Flue Gas Oxygen Content Dry Basis [%]	Comb Conc [ppm]	Stack Loss [% of fuel Higher Heating Value input]											
			Net Stack Temperature [Δ°C] {Difference between flue gas exhaust temperature and ambient temperature}											
			120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
1.0	1.4	0	24.5	25.5	26.5	27.5	28.6	29.6	30.6	31.7	32.7	33.8	34.8	35.9
2.0	2.7	0	24.7	25.8	26.9	27.9	29.0	30.1	31.2	32.3	33.4	34.5	35.6	36.7
3.0	4.0	0	25.1	26.2	27.3	28.4	29.5	30.7	31.8	33.0	34.1	35.3	36.4	37.6
4.0	5.2	0	25.4	26.6	27.8	28.9	30.1	31.3	32.5	33.7	35.0	36.2	37.4	38.6
5.0	6.4	0	25.8	27.0	28.3	29.5	30.8	32.1	33.3	34.6	35.9	37.2	38.5	39.8
6.0	7.6	0	26.2	27.5	28.9	30.2	31.5	32.9	34.2	35.6	36.9	38.3	39.7	41.0
7.0	8.7	0	26.7	28.1	29.5	31.0	32.4	33.8	35.2	36.7	38.1	39.6	41.0	42.5
8.0	9.7	0	27.3	28.8	30.3	31.8	33.4	34.9	36.4	38.0	39.5	41.1	42.6	44.2
9.0	10.8	0	28.0	29.6	31.2	32.9	34.5	36.2	37.8	39.5	41.1	42.8	44.5	46.2
10.0	11.8	0	28.8	30.5	32.3	34.1	35.9	37.6	39.4	41.2	43.1	44.9	46.7	48.5
Actual Exhaust T [°C]			140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Ambient T [°C]			20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20