



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO: 1842A -

ANNO: 2016

# **A P P U N T I**

STUDENTE: Corino Marco

MATERIA: Centrali termoelettriche (Temi d'esame  
+esercitazioni svolte)

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

CIAO, QUI TROVERAI TUTTE  
LE ESERCITAZIONI SVOLTE IN CLASSE  
E NON DAL PROF M. DESALVE, PER  
L'INSEGNAMENTO "CENTRALI TERMoeLETTRICHE  
VOSIE.

Ci SONO INOLTRE DIVERSI TEMI D'ESAME  
SVOLTI ed ALTRE DOMANDE CHE SPESSO  
POSSONO USCIRE ALL'ESAME.

IN PIÙ C'E' ANCHE RIASSUNTA LA PARTE DI  
LCA ed LCOE.

Per qualsiasi informazione / chiarimento  
scrivimi a : "makobinario@hotmail.it".

# INDICE :

- ESERCIZIO 1 : BEN. (1)
- ESERCIZIO 2 : SPILLAMENTI. (23)
- ESERCIZIO 3 : COSTO INVESTIMENTO. (47)
- ESERCIZIO 3 : SVOLGIMENTO. (51)
- ESERCIZIO 4 : CALCOLO COSTO KWh (48)
- SVOLGIMENTO ES. 4 (52)
- ESERCIZIO 5 : DIMENSIONAMENTO CONDENSATORE (56)
- ESERCIZIO 5 : SVOLGIMENTO (64)
- ESERCIZIO 6 : DIMENSIONAMENTO ECONOMIZZATORE (76)
- ESERCIZIO 6 : SVOLGIMENTO (83)
- INFO CENTRALI CICLO COMBINATO (68)
- CONSUMO ENERGIA ELETTRICA (89)
- DOMANDA CICLO COMBINATO (91)
- PANNELLI EVAPORATORI (93) (LUNGHEZZA NON BOWENTE, TITOLO ALL'USCITA)
- ESERCIZIO 7 : CALCOLO PREVALENZA (98)
- PROJECTED COST (102)
- GENERATORI DI VAPORE A RECUPERO (GVR) (106)
- DOMANDE DE SALVE UTILISSIME
  - PARTE 1 (108)
  - PARTE 2 (124)
  - PARTE 3 (136)
- ALTRI TEMI D'ESAME (147) (CONSUMO SPECIFICO)

# BEN

①

## Esercizio n.ro 1: AA 2014-2015

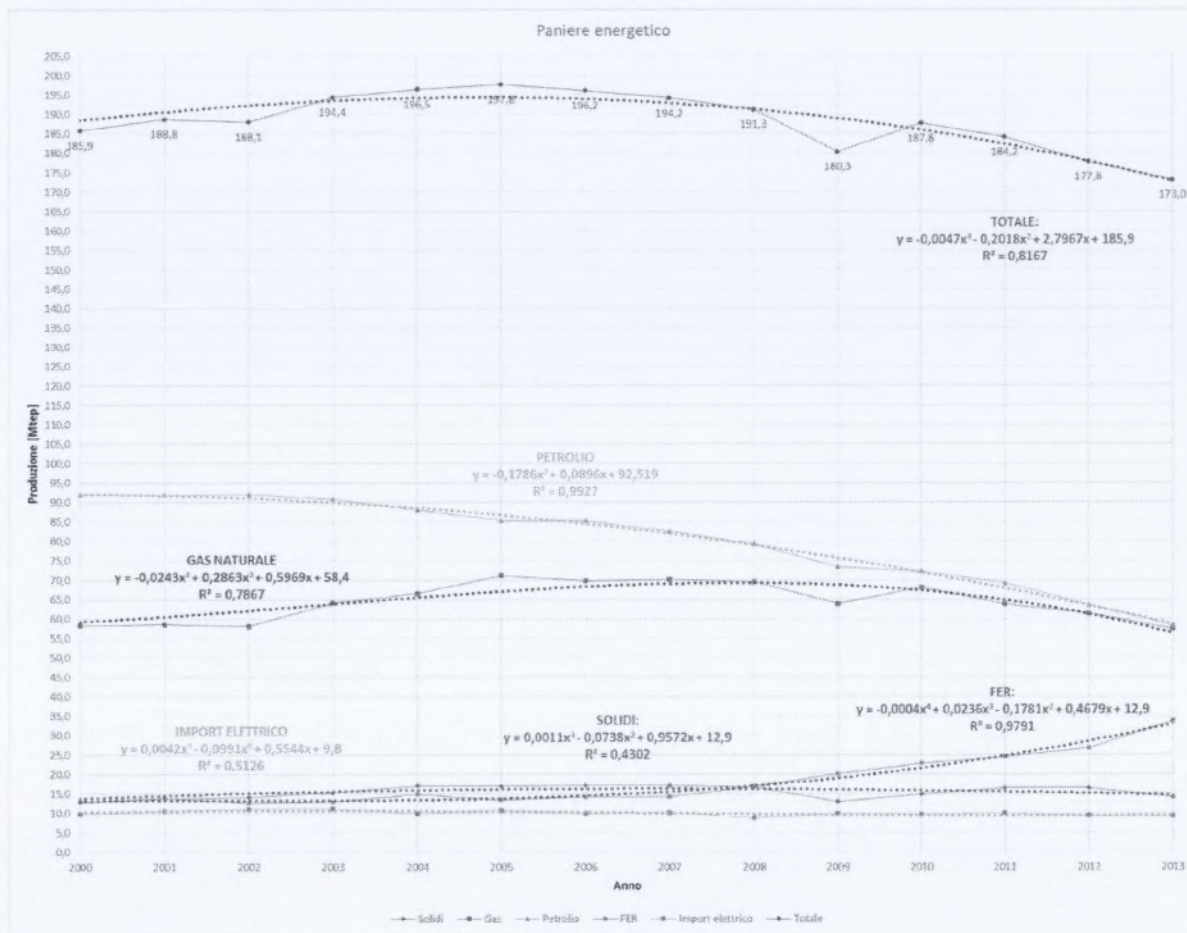
### Analisi ed interpretazione del bilancio energetico nazionale.

Si supponga di disporre delle serie storiche, su base annuale, dei dati presenti nel bilancio di sintesi del BEN per un definito periodo di tempo tra  $t_0$  e  $t_1$ .

Con riferimento al file excel BEN\_1997-2012, e al BEN 2013 entrambi disponibili nella sezione materiale del portale del corso, si chiede :

- a) Di illustrare/definire sinteticamente il significato delle grandezze di colonna 1 del BEN precisando le unità di misura ed i fattori di conversione per trasformarle in unità del sistema internazionale (SI);
- b) Di rappresentare graficamente gli andamenti storici di tali grandezze nell'intervallo temporale  $t_0=2000$  e  $t_1=2013$  ;
- c) Di rappresentare gli andamenti delle curve del punto (b) in termini di linea di tendenza (curve di bestfit) indicando la migliore funzione analitica che minimizza gli errori di stima degli andamenti storici;
- d) Quale è l'andamento storico della variazione percentuale su base annuale;
- e) Come si potrebbero approssimare quest'ultime curve e le loro rappresentazioni di bestfit per effettuare una estrapolazione tendenziale a breve e medio termine.

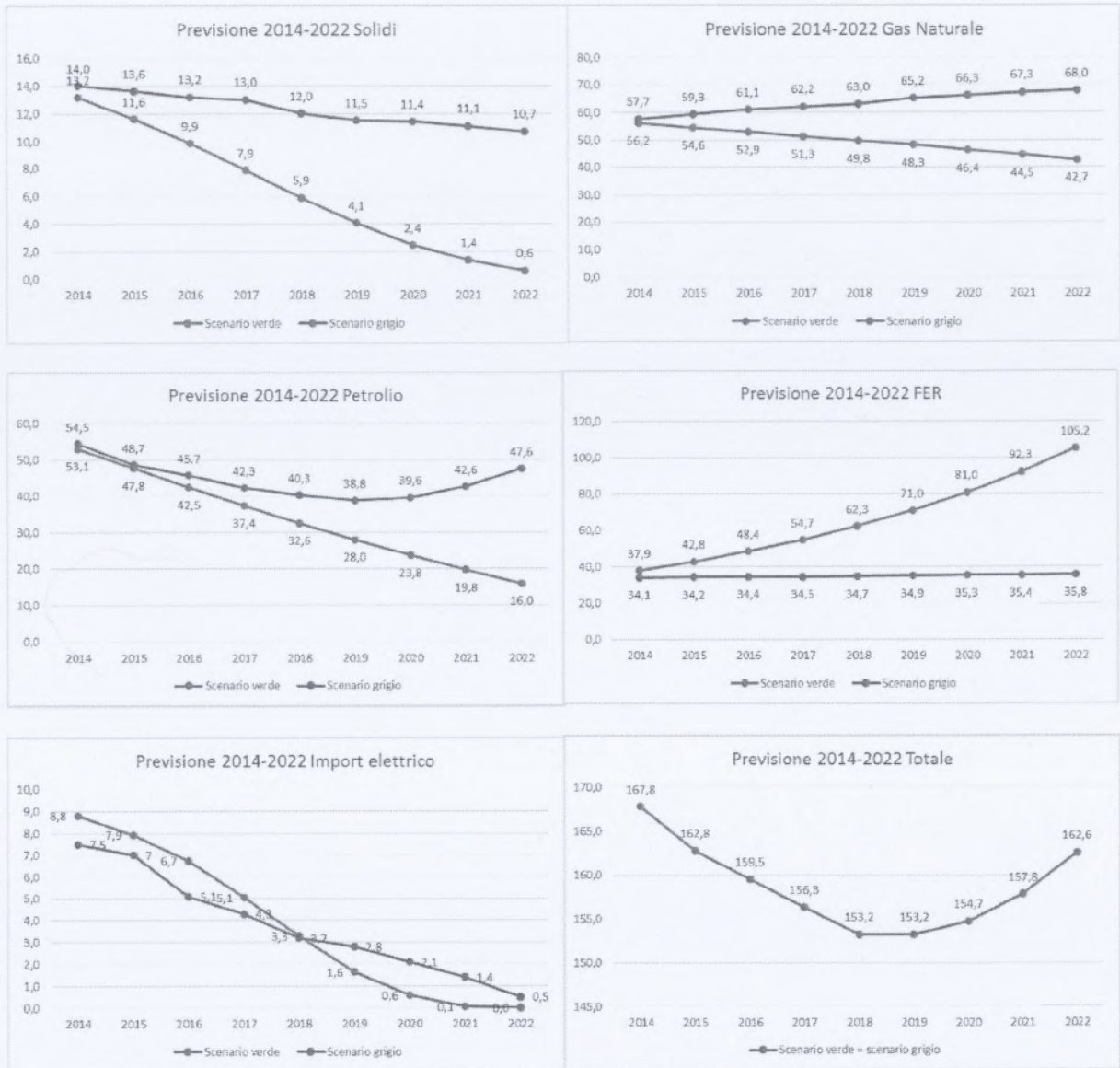
(linea sottile continua) delle varie componenti del Paniere Energetico nazionale e sono state trovate le curve di best-fit (strumento Linea di Tendenza di Excel, linea discontinua a punti): queste ultime sono delle polinomiali al più di terzo grado, di cui sono riportate equazione e parametro  $R^2$ .



**PUNTI d) ed e)**

E' stato fatto lo stesso per le variazioni percentuali su base annuale delle varie fonti energetiche: sono stati tracciati in istogramma gli andamenti storici dal 2000 al 2013 e la relativa curva di best-fit (polinomiale al più di terzo grado o logaritmica) è stata estesa fino all'anno 2022 grazie allo strumento Previsione di Excel al fine di ricavare un possibile andamento su medio periodo. L'equazione più adatta per la linea di tendenza è stata scelta in base al valore di  $R^2$  e, soprattutto, alla coerenza e bontà della previsione 2014-2022: in alcuni casi, si è optato per un andamento logaritmico perché, pur aumentando l' $R^2$  di polinomiali di grado più alto, la pendenza sul periodo 2014-2022 potrebbe crescere eccessivamente, restituendo una previsione alquanto improbabile.

5



Vi sono stati alcuni lievi cambiamenti quali: il calo di qualche punto percentuale per i consumi di carbone, il lieve aumento delle rinnovabili, dell'energia elettrica e del gas e di conseguenza un passaggio dei consumi di petrolio dal 48,1% nel 1973, al 41,6% nel 2008.

Oggi le 7 compagnie petrolifere più grandi per fatturato si trovano in:  
Arabia Saudita, Russia, Cina, Iran, Venezuela, Brasile e Malesia.

Queste, che vennero chiamate da Enrico Mattei "Le sette sorelle" (anni '20), detengono ancora oggi una grande influenza economica e politica sui paesi del Terzo Mondo e più o meno indirettamente su tutto il Mondo.

- Indicare, con riferimento al 2008, la ripartizione % dei consumi di energia per aree geografiche.

Si rimanda alla Tab. 2

I maggiori consumatori di fonti energetiche primarie sono i paesi dell'OECD con il 43% dei consumi, seguiti dalla Cina con il 16% e l'Asia, esclusa la Cina con più dell'11%.

Da una rapida occhiata alla grafico si deduce che gli equilibri mondiali sono spostati ad Oriente: la Cina e il resto dell'Asia detengono insieme il 28% dei consumi mondiali di fonti primarie. Questo dato è riassuntivo della forte crescita economica dell'Asia e soprattutto della Cina, che ha tutta l'intenzione di ergersi al più presto a maggiore potenza economica mondiale.

Sebbene la %(Asia+Cina) sia minore alla % detenuta dai paesi dell'OECD è bene ricordare che l'OECD conta più di 34 paesi al Mondo per più continenti, quindi la % asiatica resta da considerare molto elevata.

Per comprendere il significato di questa affermazione dirò qualcosa in più sull'OECD in seguito.

Prima ricordo le % dei consumi finali energetici di altri paesi: Ex Unione Sovietica 7,9%, Africa 5,7%, America Latina 5,2%, Medio Oriente 4,6%, Bunkers 4%, non OECD europei 0,8%.

Da questi dati si deduce che l'Africa e l'America Latina non consumano le loro ingenti risorse energetiche, che vanno a beneficio dell'economia e dell'industria di altri paesi.

Un caso diverso è quello della Russia, che è tra i primi paesi produttori di petrolio e gas naturale: essa non può essere definita una nazione sfruttata da altri paesi, ma perlopiù una nazione che non sfrutta le proprie potenzialità energetiche.

La Russia sta cercando a fatica di passare da un'economia ancora legata al modello comunista, del quale rimangono le infrastrutture industriali ora obsolete, ad una economia capitalistica.

- Definire che cosa è l'OECD e i Paesi membri.

**L'OECD (Organization for Economic Co-operation and Development)** è una organizzazione internazionale.

Essa nasce nel periodo immediatamente successivo alla seconda guerra mondiale dall'esigenza di dar vita a forme di cooperazione e coordinamento in campo economico tra le nazioni europee.

I suoi principali obiettivi sono lo sviluppo economico, il controllo della qualità della vita e la crescita del commercio mondiale non solo per i paesi che ne fanno parte, ma anche per quelli al di fuori.

Ecco rappresentati i paesi membri (in scuro i fondatori e in chiaro gli altri membri).



9

Si rimanda alla Tab. 3

Il maggiori produttori di petrolio sono il Medio Oriente con il 30% della produzione, seguito dai paesi dell'OECD con il 20%, dai Paesi dell'Ex Unione Sovietica con più del 15%.

Anche l'Africa è l'America Latina detengono una buona % ma non elevata quanto quella dei paesi appena elencati.

Tra i maggiori produttori di olio combustibile, appartenenti all'OECD, vi sono la Norvegia, il Canada, la Gran Bretagna e gli Stati Uniti. (Fonte: Enciclopedia Treccani, "Produzione Mondiale di petrolio e dipendenza energetica").

## 2. GAS NATURALE

Si rimanda alla Tab. 4

I maggiori produttori di gas naturale sono i Paesi dell'OECD con quasi il 40% della produzione e i paesi dell'ex Unione Sovietica con quasi 25%.

Gli Stati Uniti e il Canada, che appartengono all'OECD, sono grandi produttori di gas naturale. Qui negli ultimi anni sono stati scoperti grossi giacimenti di gas naturale: sono i cosiddetti "shale gas", ovvero scisti bituminosi: l'estrazione del gas avviene attraverso una particolare procedura di trivellazione.

Le riserve americane sono ingenti, ma lo sono pure le estrazioni. Le previsioni future per quel che riguarda la produzione di gas naturale guardano a paesi come la Russia, l'Iran e il Qatar, che al confronto hanno molte più riserve degli Stati Uniti e estraggono di meno.

Gli Usa e il Canada estraggono ogni anno circa il 10% delle loro riserve, mentre Russia, Iran e Qatar l'1% o meno.

(Fonte: Wikipedia, Gas Naturale).

## 3. CARBONE

Si rimanda alla Tab. 5

La Cina è la maggior produttrice di carbone e detiene il 50% della produzione mondiale.

Questa e il resto dei paesi asiatici raggiungono quasi il 65% della produzione: è ovvio che l'Asia, e in particolare la Cina guarderanno e guardano a questa fonte primaria per il loro sviluppo industriale. Infatti sebbene il carbone abbia un basso potere calorifico la Cina ne possiede in grosse quantità e a basso prezzo. E' bene ricordare che il Paese del Sol Levante è un grandissimo importatore di materie prime e si affida anche ad altre fonti oltre il carbone.

I paesi dell'OECD sono i secondi produttori di carbone al mondo con quasi il 25% della produzione.

Questa fonte primaria era stata abbandonata perché considerata molto inquinante, ma grazie alle tecniche di depurazione e riduzione delle emissioni nocive oggi l'Europa sta riconsiderando il carbone.

Questa scelta comporterebbe una riduzione della dipendenza dai paesi arabi, grandi produttori di petrolio.

## 4. ENERGIA DA FONTE NUCLEARE

Si rimanda alla Tab. 6

L'80% della produzione di energia elettrica da fonte nucleare proviene da paesi dell'OECD; in particolare gli Stati Uniti sono il paese con il maggior numero di centrali nucleari al Mondo, ben

11

delle trasformazioni di voltaggio). Questi paesi comprendono l'OECD con il 50% della produzione di energia elettrica e la Cina con quasi il 20%.

Il grafico dimostra che i paesi produttori di energia elettrica e paesi produttori di fonti primarie non coincidono; questo perché i paesi industrializzati importano dall'estero fonti primarie e la convertono in energia elettrica.

A conferma di ciò si nota che i paesi ex sovietici e il medio oriente insieme non raggiungono assieme neanche una quota del 12%.

**SEZIONE " CONSUMPTION "**

- Rappresentare i consumi finali di energia nel mondo (2008) ripartiti per fonte primaria e settore e confrontarli con quelli dei Paesi OECD (2007).

Rappresento i consumi finali del mondo in percentuale per conoscere come le diverse fonti energetiche vengono utilizzate. In seguito confronto i consumi dell'OECD e del mondo.

Con la parola "Altro" si intendono: l'agricoltura, i servizi pubblici, residenziali e commerciali.

Si rimanda alle Fig. 11, 12, 13 e 14.

Nel Mondo il carbone viene principalmente usato nell'industria, il petrolio nei trasporti ( benzina,GPL, cherosene), il gas naturale e l'elettricità per l'agricoltura, i servizi pubblici, residenziali e commerciali; l'elettricità è molto usata anche nell'industria.

- Rappresentare i consumi finali di energia (OECD 2008) ripartiti per settore e per fonte primaria :

80,8% per l'industria;

16,24% per agricoltura, servizi pubblici, commerciali, residenziali ecc;

2,4% per usi non energetici;

0,1% per i trasporti.

Petrolio:

62,74% per i trasporti;

21% per usi non energetici;

12,15% per agricoltura, servizi pubblici, commerciali, residenziali ecc;

6,9% per l'industria.

Gas:

58,56% per agricoltura, servizi pubblici, commerciali, residenziali ecc;

34,32% per l'industria;

4% per usi non energetici;

3% per i trasporti.

Elettricità:

65% per agricoltura, servizi pubblici, commerciali, residenziali ecc;

33,8% per l'industria;

1,12% per i trasporti.

Le percentuali maggiori tra paesi del Mondo e dell'OECD corrispondono.



delle esportazioni. Importazioni elevate indicano una scarsa competitività della nazione nei settori di appartenenza dei singoli beni (è il caso dell'Italia). L'Italia, rispetto ad altri Paesi dell'Unione europea, presenta una maggiore dipendenza dalle importazioni di materie prime e dagli idrocarburi (gas e petrolio). Negli anni duemila il settore energetico nazionale è stato interessato da numerosi cambiamenti, come la riforma del mercato elettrico e del gas, lo sviluppo delle fonti rinnovabili, la promozione dell'efficienza, del risparmio energetico e della sicurezza degli approvvigionamenti. A causa della mancanza di giacimenti consistenti, il consumo di energia l'Italia dipende per l'81,3% del proprio fabbisogno lordo per l'anno 2013 dalle importazioni estere. Siamo il sesto Paese Ue per percentuale di importazione dietro Malta, Lussemburgo, Cipro, Irlanda e Lituania. C'è stato un calo nei consumi a partire dall'inizio della crisi economica nel 2008. In quell'anno il consumo energetico interno lordo dell'Ue era di 1800 milioni di Tonnellate equivalenti di petrolio (Tep) che nel 2011 sono calate a 1700.

L'Italia è anche tra i maggiori consumatori di energia (154,114 Mtep nel 2013 e 168,625 Mtep nel 2012, quindi abbiamo ridotto le importazioni di circa -8,6% da non interpretare solo come un vanto, cioè migliore razionalizzazione dei consumi e aumento dell'efficienza, ma soprattutto come segno di decadenza economica e produttiva nel settore industriale), dietro Germania (316 Mtep), Francia (260 Mtep) e Gran Bretagna (199 Mtep). Subito dopo di noi c'è la Spagna (129 Mtep).

3. **Esportazione:** qui non so cosa scrivere a parte il fatto che le esportazioni sono ciò che il paese italia riesce a vendere agli altri stati e che soprattutto la variazione percentuale tra il 2012-13 è negativa pari -18,1%, quindi è una cosa non positiva dato che il saldo tra le importazioni e esportazioni è costantemente in negativo.
4. **Variazione scorte:** Il valore del saldo tra importazioni e esportazioni è il "saldo della bilancia commerciale" di tipo energetico.
5. **Consumo interno lordo (1+2-3-4):** quello riguardante l'energia elettrica rappresenta la contabilizzazione dei prodotti energetici forniti a scopi energetici all'industria, ai trasporti, alle famiglie, ai servizi, compresi i servizi pubblici, all'agricoltura, alla silvicoltura e alla pesca, ivi compreso il consumo di elettricità e di calore del settore elettrico per la produzione di elettricità e di calore, incluse le perdite di elettricità e di calore con la distribuzione e la trasmissione. Il consumo finale lordo di energia elettrica è definito dalla Direttiva Europea 28/2009.
6. **Consumi e perdite del settore energetico:** È importante precisare una cosa che la contabilizzazione di questo bilancio è al netto dei valori riferiti al punto medesimo. Questi valori sono dovuti al funzionamento degli impianti di trasformazione, alle perdite di distribuzione e trasporto, ai processi di trasformazione delle diverse fonti di energia elettrica. In particolar modo le perdite di energia elettrica di una rete in un determinato periodo sono calcolate come la differenza tra l'energia richiesta e i consumi, compresi del settore elettrico.
7. **Trasformazioni in energia elettrica:** attività di trasporto e di trasformazione dell'energia elettrica sulla rete interconnessa ad alta ed altissima tensione ai fini della consegna ai clienti, ai distributori e ai destinatari dell'energia autoprodotta.
8. **Totale impieghi finali (5+6+7):** negli usi finali viene contabilizzata l'energia fornita all'utente finale per tutti gli impieghi energetici.

RELAZIONE 1-PARTE PRIMA : COS'E' IL BEN 2008?

Il BEN è un documento redatto e pubblicato annualmente dal Ministero dello Sviluppo Economico. Al suo interno vi sono diverse tabelle che descrivono tutti i flussi energetici in entrata e in uscita dall'Italia nel 2008: dalle importazioni e produzioni di fonti primarie ai consumi finali. Per questo motivo il BEN risulta un utilissimo strumento per l'analisi energetica del nostro paese. Vengono quindi evidenziati gli indicatori A, B e C.

A QUALI DOMANDE RISPONDONO I 3 INDICATORI?

A) Qual è, dal punto di vista energetico, il ruolo dell'Italia nel Mondo?

B) Da quali fonti energetiche dipendiamo?

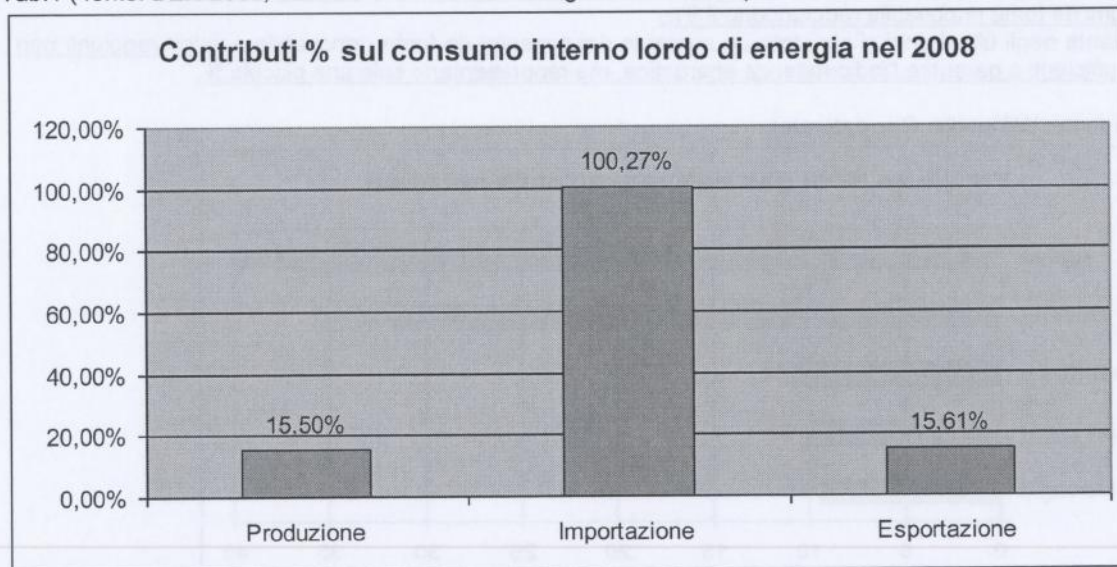
C) Come impieghiamo le fonti energetiche?

INDICATORE A

Gli indicatori del tipo A definiscono quanta energia l'Italia produce, importa ed esporta rispetto a quella che consuma annualmente ( consumo interno lordo).

Definisco :  $consumo\ interno\ lordo = produzione + import - ( export + variazione\ scorte)$

Tab.1 ( fonte: BEN 2009, Bilancio di sintesi dell'energia in Italia 2008)



Dal grafico risulta che l'Italia produce molto meno di ciò che consuma, circa il 15% ed è quindi un paese importatore.

Il consumo interno lordo è pari a **191,304 milioni di tonnellate equivalenti di petrolio**.

L'altissimo indice di importazione delinea un paese fortemente dipendente dall'estero, e questo è un punto di debolezza per l'economia italiana e per l'Italia nel suo complesso.

Si può dire che la nostra nazione consuma tutto ciò che importa, essendo l'indice di importazione pari a 100%.

Le esportazioni non sono rilevanti e raggiungono il 15%, al pari della produzione.

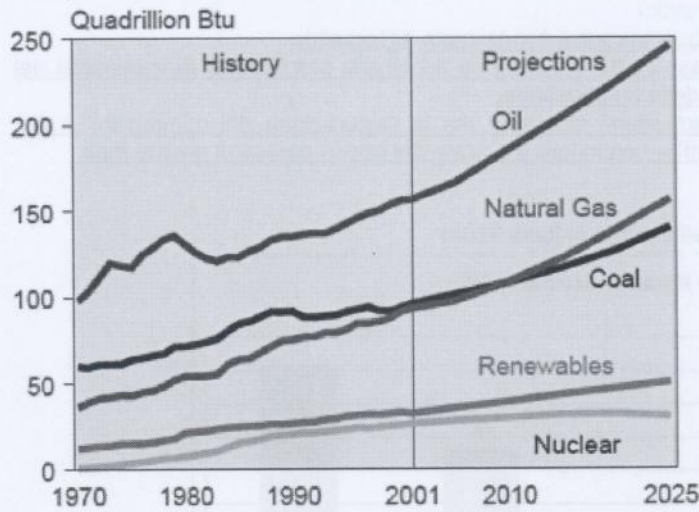
Si può pensare idealmente che se tutta l'energia prodotta fosse interamente esportata all'estero l'Italia non consumerebbe neanche un " MWh italiano".

Il quadro complessivo italiano è molto negativo.

Per di più vi è la difficoltà nell'accumulare le scorte che risultano quindi trascurabili.

19

Tab.4 (fonte: Wikipedia, petrolio)



Per ora l'Italia importa il 70% di gas naturale dalla Russia e dall'Algeria.

In vista delle previsioni future che indicano un aumento della domanda di energia, il nostro paese dovrebbe cercare di diversificare i tipi di consumi o per lo meno aumentare il numero dei paesi fornitori, in modo da non essere interamente dipendenti da pochi paesi, che spesso non sono stabili politicamente ed economicamente.

La Russia e l'Algeria sono solo formalmente delle democrazie ???; la libertà di stampa è fortemente limitata e vi sono numerosi brogli elettorali.

Questo per quanto concerne il gas naturale, che è la seconda fonte consumata in Italia; per il petrolio valgono discorsi analoghi.

**INDICATORI C**

Ora che ho definito quali sono le fonti energetiche consumate nel Paese, rappresento mediante grafico come queste vengono impiegate.

I vari impieghi finali sono: Industria, Civile, Trasporti, Agricoltura, Usi non energetici e Bunkeraggi.

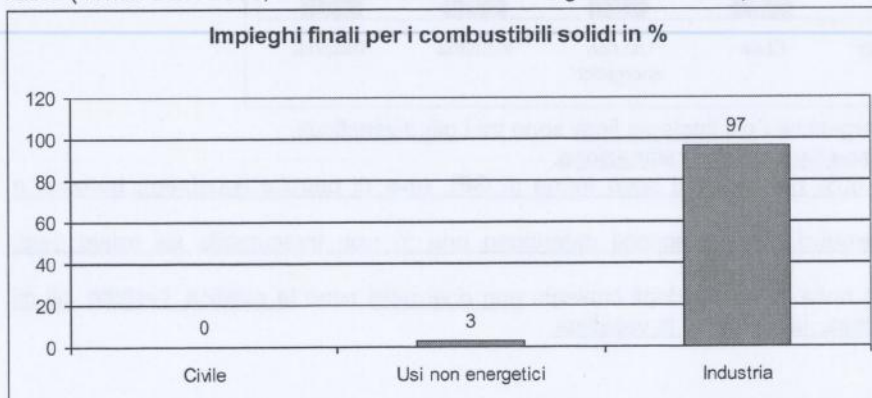
Definisco gli impieghi finali totali come:

*impieghi finali tot= consumi interni lordi -( consumi e perdite del settore energetico + trasformazioni in energia elettrica)*

E' bene ricordare che l'energia elettrica è una fonte secondaria, essa viene ricavata per trasformazioni successive di altri tipi di fonti come per esempio il gas naturale e i combustibili solidi.

**COMBUSTIBILI SOLIDI**

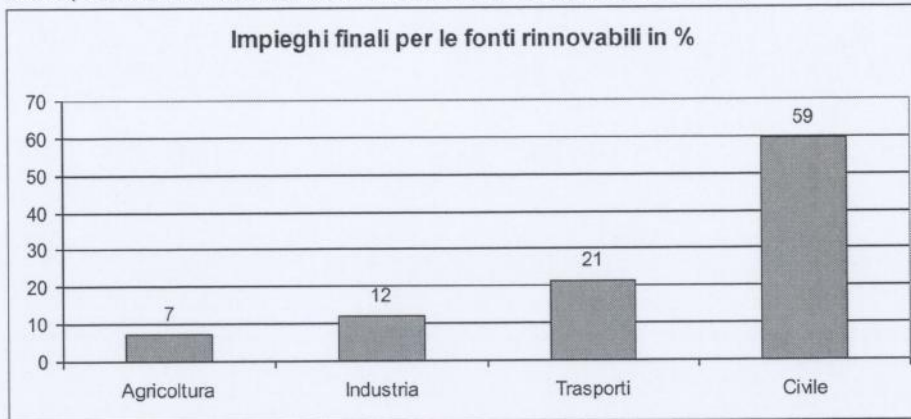
Tab.5 ( fonte: BEN 2009, Bilancio di sintesi dell'energia in Italia 2008)



21

**RINNOVABILI**

Tab.8 ( fonte: BEN 2009, Bilancio di sintesi dell'energia in Italia 2008)



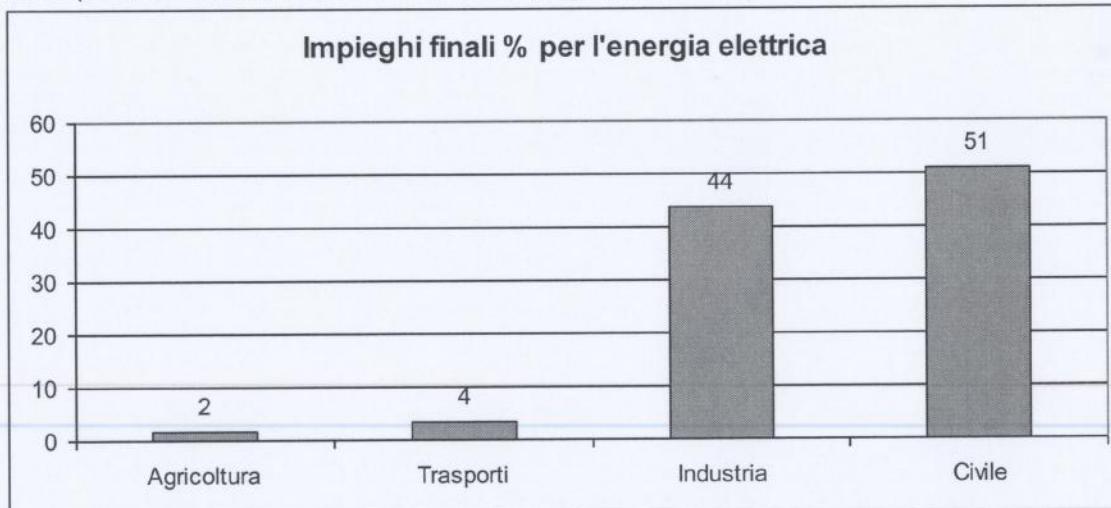
Le fonti rinnovabili comprendono diversi tipi di energia: solare, idroelettrico, da biomassa, eolica, geotermica e marina.

Le energie rinnovabili vengono prevalentemente usate in campo civile: per il riscaldamento dell'acqua e per la produzione di energia elettrica. Grazie agli incentivi degli ultimi anni diversi ambienti pubblici come scuole e ospedali hanno impiantato pannelli fotovoltaici per la produzione di energia elettrica. Di questi incentivi hanno usufruito in larga quantità le grosse industrie installando pannelli sopra ai propri capannoni industriali. Un esempio è l'impianto della Balocco con quasi 14 000 mq di superficie coperta da pannelli e una potenza, con un impianto da più di 1800 kW di potenza nominale.

L'industria rappresenta il 12% degli impieghi, l'agricoltura il 7%, i trasporti il 21% e infine il settore civile, che detiene la quota maggiore con il 59% degli impieghi totali finali.

**ENERGIA ELETTRICA**

Tab. 9 ( fonte: BEN 2009, Bilancio di sintesi dell'energia in Italia 2008)



Più del 50% degli utilizzi finali è dovuto al civile: tutti i tipi di illuminazione e gli apparecchi elettrici presenti nelle abitazioni per esempio.

Oggi lo stile di vita della popolazione è del totalmente dipendente dall'elettricità e un eventuale blackout bloccherebbe tutta la società.

L'elettricità è anche essenziale nell'industria per qualsiasi processo produttivo e rappresenta il 44% degli impieghi.

Vi sono infine i trasporti e l'agricoltura con rispettivamente il 4% e il 2%.

Ciclo condensato-alimento	7 valvole aperte		4 valvole aperte	
	Temp. ingresso (°C)	Pressione (bar)	Temp. ingresso (°C)	Pressione (bar)
Riscaldatore 1 (BP)	33,965	16,085	26,671	9,644
Riscaldatore 2 (BP)	65,664	15,364	56,717	9,353
Riscaldatore 3 (BP)	91,158	14,642	79,975	9,062
Degasatore (R4)	125,63	13,921	112,21	8,771
Riscaldatore 5 (AP)	168,40	197,66	151,24	192,70
Riscaldatore 6 (AP)	204,59	197,37	185,48	192,18
Riscaldatore 7 (AP)	244,28	197,08	219,25	192,33
Economizzatore	293,4	196,78	262,90	192,48

La portata del condensato all'ingresso del degasatore (misurata con boccaglio tarato, nel punto indicato in figura):

- 738.331 kg/h con 7 valvole di turbina aperte,
- 471.118 kg/h con 4 valvole di turbina aperte.

Quesiti:

1. Con riferimento allo schema e alle due figure assegnate, costruire una tabella con una corrispondenza biunivoca **nodi** nello schema, nome sintetico, proprietà termodinamiche  $p$ ,  $t$ , titolo  $x$ ,  $h$ ,  $s$  ;
2. Rappresentare, nel piano  $T,s$  il ciclo termodinamico realizzato;
3. definiti i rami di collegamento dei nodi costruire una tabella che indichi la trasformazione termodinamica realizzata nel ramo valutando l'energia termica e/o meccanica coinvolta nella trasformazione riferita nell'unità di massa;
4. Per ogni ramo individuato stimare la portata in massa coinvolta;
5. Definire e valutare il rendimento energetico del ciclo oltre che il consumo specifico.

Numero	Nome	Pressione (bar)	Temperatura (°C)	Titolo (x)	Enthalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg·K)
1	Condensatore	16,085	33,965	0,999	244,28	0,833
2	Riscaldatore 1	16,085	33,965	0,999	244,28	0,833
3	Riscaldatore 2	15,364	65,664	0,999	244,28	0,833
4	Riscaldatore 3	14,642	91,158	0,999	244,28	0,833
5	Degasatore	13,921	125,63	0,999	244,28	0,833
6	Riscaldatore 5	197,66	168,40	0,999	244,28	0,833
7	Riscaldatore 6	197,37	204,59	0,999	244,28	0,833
8	Riscaldatore 7	197,08	244,28	0,999	244,28	0,833
9	Economizzatore	196,78	293,4	0,999	244,28	0,833



26

**1+2) Con riferimento allo schema e alle due figure assegnate , costruire una tabella con una corrispondenza biunivoca nodi/capisaldi nello schema, nome sintetico, proprietà termodinamiche p,t, titolo x, h, s. rappresentare nel piano (t,s) il ciclo termodinamico realizzato**

[In allegato sono riportati i diagrammi di Gibbs che rappresenta il ciclo termodinamico nelle due configurazioni. I capisaldi del ciclo sono riportati nella tabella allegata; per ciascun punto di cui erano noti pressione e temperatura sono stati calcolati i valori di entalpia, entropia, densità, volume specifico, energia interna e titolo termodinamico attraverso le interpolazioni eseguite dalle librerie di Excel "water97\_v13". Nei punti rappresentativi degli spillamenti 6 e 7 e nel punto 10 all'uscita della turbina non sono state misurate le temperature, quindi è stato necessario considerare le espansioni isentropiche ideali 5', 6' e 7' di cui siamo a conoscenza della pressione e dell'entropia. Utilizzando le librerie troviamo le temperature dei punti ideali e successivamente utilizziamo il rendimento isoentropico di espansione pari a 0.85 per calcolare le temperature nei punti 6, 7 e 10. Infine con l'ausilio della libreria calcolo i valori mancanti.]

Manca:

- bisogna fare tutti i calcoli dei capisaldi seguendo le informazioni che ci sono nelle [...]
- stampare il diagramma di gibbs tracciare il grafico grazie i calcoli fatti → scannerizzare e incollare immagine qui sotto
- fare una tabella (magari importare la tabella dei calcoli fatti su excel)
- per iniziare a fare i calcoli bisogna studiare il ciclo e quindi stampare ciò che è stato scritto

**3) definiti i rami di collegamento dei nodi costruire una tabella che indichi la trasformazione termodinamica realizzata nel ramo valutando l'energia termica e/o meccanica coinvolta nella trasformazione riferita nell'unità di massa.[d+f]**

Ho innanzitutto ho evidenziato il contributo dei corpi AP,MP e BP.

La potenza sviluppata in turbina è calcolabile sempre utilizzando il primo principio per sistemi aperti, trascurando ancora i salti di energia cinetica e potenziale e considerando la trasformazione adiabatica.

Quindi la formula è:  $\Phi - W_t = \sum [\pm (h + e_c + e_p) \cdot m] \rightarrow -W_t = \sum [(\pm h) \cdot m]$

7 VALVOLE APERTE (CONFIG.1)		
Turbina	Formula	Potenza [MW]
AP	$-W_t = (m' - m_1)h_2 + m_1h_1 - m'h_{SH}$	100.382 MW
MP	$-W_t = m_3h_3 + m_4h_4 + (m' - m_1 - m_2 - m_3 - m_4)h_{BP} - (m' - m_1 - m_2)h_{RH}$	103.160 MW
BP	$-W_t = m_5h_5 + m_6h_6 + m_7h_7 + m_{10}h_{10} - m_{BP}h_{BP}$	133.790 MW
<b>POTENZA TOTALE:</b>		<b>337.332 MW</b>

4 VALVOLE APERTE (CONFIG.2)		
Turbina	Formula	Potenza [MW]
AP	$-W_t = (m' - m_1)h_2 + m_1h_1 - m'h_{SH}$	72.951 MW
MP	$-W_t = m_3h_3 + m_4h_4 + (m' - m_1 - m_2 - m_3 - m_4)h_{BP} - (m' - m_1 - m_2)h_{RH}$	65.852 MW
BP	$-W_t = m_5h_5 + m_6h_6 + m_7h_7 + m_{10}h_{10} - m_{BP}h_{BP}$	85.746 MW
<b>POTENZA TOTALE:</b>		<b>224.549 MW</b>

28

7 VALVOLE APERTE (CONFIG.1)

<p><b>TURBINA AP</b></p> <p><math>p_1 = 75,651 \text{ bar}</math>  <math>m_1 = 32,28 \text{ kg/s}</math>  <math>h_1 = 3222,80 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_I = 1229,64 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>m' = 289,80 \text{ kg/s}</math>  <math>h_H = 1059,87 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D1} = 1070,29 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R7</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m' \cdot (h_I - h_H) + m_1 \cdot (h_{D1} - h_1) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{sott}} = m_1 \cdot (h_{D1} - h_{f,p1})$ $\Phi_{\text{surr}} = m_2 \cdot (h_{g,p1} - h_1)$ $\Phi_{\text{tot}} = m' \cdot (h_I - h_H) = m_1 \cdot (h_{D1} - h_1)$
<p><b>TURBINA AP</b></p> <p><math>p_2 = 36,619 \text{ bar}</math>  <math>m_2 = 21,47 \text{ kg/s}</math>  <math>h_2 = 3036,47 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_H = 1059,87 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>m' = 289,80 \text{ kg/s}</math>  <math>h_G = 880,51 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D1} = 1070,29 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m_1 = 21,47 \text{ kg/s}</math>  <math>h_{D2} = 888,59 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R6</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m' \cdot (h_H - h_G) + m_2 \cdot (h_{D2} - h_2) + m_1 \cdot (h_{D2} - h_{D1}) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{sott}} = (m_2 + m_1) \cdot (h_{D2} - h_{f,p2})$ $\Phi_{\text{desurr}} = m_2 \cdot (h_{g,p2} - h_2)$ $\Phi_{\text{tot}} = m' \cdot (h_H - h_G) = (m_1 + m_2) \cdot h_{D2} - m_2 h_2 - m_1 h_{D1}$
<p><b>TURBINA MP</b></p> <p><math>p_3 = 16,574 \text{ bar}</math>  <math>m_3 = 14,13 \text{ kg/s}</math>  <math>h_3 = 3336,93 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_G = 880,51 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>m' = 289,80 \text{ kg/s}</math>  <math>h_F = 723,00 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D2} = 888,59 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m_1 + m_2 = 53,75 \text{ kg/s}</math>  <math>h_{D3} = 725,93 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R5</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m' \cdot (h_G - h_F) + m_3 \cdot (h_{D3} - h_3) + (m_1 + m_2) \cdot (h_{D3} - h_{D2}) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{sott}} = (m_3 + m_2 + m_1) \cdot (h_{D3} - h_{f,p3})$ $\Phi_{\text{surr}} = m_3 \cdot (h_{g,p3} - h_3)$ $\Phi_{\text{tot}} = m' \cdot (h_G - h_F) = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot h_{D3} - m_3 h_3 - (m_2 + m_1) \cdot h_{D2}$

30

<p><b>TURBINA BP</b></p> <p><math>p_6 = 0,2481 \text{ bar}</math>  <math>m_7 = 11,67 \text{ kg/s}</math>  <math>h_7 = 2528,29 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_B = 276,11 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m = 205,09 \text{ kg/s}</math>  <math>h_A = 143,76 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D7} = 265,29 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p style="text-align: center;"><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R1</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m \cdot (h_B - h_A) + m_7 \cdot (h_{D7} - h_7) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{desurr}} = 0$ $\Phi_{\text{sott}} = m_7 \cdot (h_{D7} - h_{f,p7})$ $\Phi_{\text{tot}} = m \cdot (h_B - h_A) = m_7 \cdot (h_{D7} - h_7)$
---	---

**4 VALVOLE APERTE (CONFIG.2)**

<p><b>TURBINA AP</b></p> <p><math>p_1 = 46,723 \text{ bar}</math>  <math>m_1 = 16,20 \text{ kg/s}</math>  <math>h_1 = 3138,64 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_I = 1147,70 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m' = 175,66 \text{ kg/s}</math>  <math>h_H = 1059,87 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D1} = 947,37 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p style="text-align: center;"><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R7</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m' \cdot (h_I - h_H) + m_1 \cdot (h_{D1} - h_1) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{sott}} = m_1 \cdot (h_{D1} - h_{f,p1})$ $\Phi_{\text{surr}} = m_2 \cdot (h_{g,p1} - h_1)$ $\Phi_{\text{tot}} = m' \cdot (h_I - h_H) = m_1 \cdot (h_{D1} - h_1)$
--	--

<p><b>TURBINA AP</b></p> <p><math>p_2 = 22,951 \text{ bar}</math>  <math>m_2 = 10,94 \text{ kg/s}</math>  <math>h_2 = 2966,61 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_H = 945,58 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m' = 175,66 \text{ kg/s}</math>  <math>h_G = 796,51 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><math>h_{D1} = 947,37 \text{ kJ/kg}</math>  <math>m_1 = 16,20 \text{ kg/s}</math>  <math>h_{D2} = 796,64 \text{ kJ/kg}</math></p> <p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p style="text-align: center;"><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b> <b>R6</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m' \cdot (h_G - h_H) + m_2 \cdot (h_{D2} - h_2) + m_1 \cdot (h_{D2} - h_{D1}) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{\text{sott}} = (m_2 + m_1) \cdot (h_{D2} - h_{f,p2})$ $\Phi_{\text{desurr}} = m_2 \cdot (h_{g,p2} - h_2)$ $\Phi_{\text{tot}} = m' \cdot (h_H - h_G) = (m_1 + m_2) \cdot h_{D2} - m_2 h_2 - m_1 h_{D1}$
---	---

32

<p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p align="center"><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO R2</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m \cdot (h_C - h_B) + m_6 \cdot (h_{D6} - h_6) + m_5 \cdot (h_{D6} - h_{D5}) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{sott} = (m_5 + m_6) \cdot (h_{D6} - h_{f,p6})$ $\Phi_{desurr} = m_6 \cdot (h_{g,p6} - h_6)$ $\Phi_{tot} = m \cdot (h_C - h_B) = (m_5 + m_6) \cdot h_{D6} - m_6 h_6 - m_5 h_{D5}$
<p><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO</b></p>	<p align="center"><b>SCAMBIATORE RIGENERATIVO R1</b></p> <p><b>BILANCIO ENTALPICO</b></p> $m \cdot (h_B - h_A) + m_7 \cdot (h_{D7} - h_7) = 0$ <p><b>POTENZE SCAMBIATE</b></p> $\Phi_{desurr} = 0$ $\Phi_{sott} = m_7 \cdot (h_{D7} - h_{f,p7})$ $\Phi_{tot} = m \cdot (h_B - h_A) = m_7 \cdot (h_{D7} - h_7)$

La seguente tabella riassume i valori di potenze scambiate:

	7 VALVOLE APERTE (CONFIG.1)			4 VALVOLE APERTE (CONFIG.2)		
	$\Phi_{TOT}$ [MW]	$\Phi_{SOTT}$ [MW]	$\Phi_{DESURR}$ [MW]	$\Phi_{TOT}$ [MW]	$\Phi_{SOTT}$ [MW]	$\Phi_{DESURR}$ [MW]
<b>R7</b>	69,48	-7,28	-9,83	35,50	-3,02	-3,74
<b>R6</b>	51,98	-9,34	-5,03	26,19	-3,92	-1,81
<b>R5</b>	45,64	-9,53	-7,68	25,85	-4,45	-4,49
<b>R4</b>	\	\	\	\	\	\
<b>R3</b>	29,87	-1,65	-2,33	17,79	-0,9	-1,48
<b>R2</b>	21,90	-2,10	-0,27	12,74	-1,08	-0,15
<b>R1</b>	27,14	-0,07	\	16,42	-0,09	\

34

**5) Definire e valutare il rendimento energetico del ciclo oltre che il consumo specifico**

Il rendimento del ciclo Rankine è definito come rapporto tra la potenza ottenuta all'asse delle turbine e la potenza termica fornita al fluido nel generatore di vapore (sia per il surriscaldatore che per il risurriscaldatore).

Quindi la formula è:

$$\eta = W_{turbine} / \Phi_{fornito} = W_{turbine} / \{m'(h_{SH} - h_1) + [(m' - m_1)(h_{RH} - h_2)]\}$$

Si ottengono quindi i seguenti risultati:

	<b>7 VALVOLE APERTE (CONFIG.1)</b>	<b>4 VALVOLE APERTE (CONFIG.2)</b>
Potenza all'asse	337.330 MW	224.549 MW
Potenza termica fornita	729.890 MW	481.955 MW
<b>RENDIMENTO</b>	<b>46.2 %</b>	<b>46.6 %</b>

I rendimenti trovati sono piuttosto alti per un ciclo Rankine e questo risultato è ottenibile grazie ai 7 spillamenti operati: infatti nonostante diminuisca la portata che attraversa la turbina, grazie ai rigeneratori viene trasferito del calore dal vapore al condensato. Con gli spillamenti quindi diminuisce la potenza prodotta, ma nel contempo diminuisce il flusso termico da fornire.

Nella configurazione a 4 valvole il rendimento è leggermente maggiore. Gli impianti infatti sono progettati in modo tale da avere il rendimento massimo alla potenza nominale; per potenze maggiori della potenza nominale il rendimento diminuisce. Nel primo caso l'impianto funziona alla potenza di circa 340 MW, superiore al valore nominale e questo spiega perché il rendimento è più basso.

Il consumo specifico di combustibile è la quantità di combustibile consumato per unità di energia elettrica prodotta ed è misurato in [Kg<sub>comb</sub>/KWh<sub>el</sub>] e si ricava dalla formula:

$$C_{spec} = 1 / (H_i \cdot \eta)$$

I poteri calorifici utilizzati sono quelli dell'olio combustibile e del carbone e sono stati ricavati dal *Key World Energy Statistics 2007*.

La tabella seguente riassume i risultati ottenuti:

	<b>7 VALVOLE APERTE (CONFIG.1)</b>	<b>4 VALVOLE APERTE (CONFIG.2)</b>
H <sub>i</sub> olio combustibile	11.16 kWh/kg	
<b>Consumo specifico</b>	<b>0,194 kg/kWh</b>	<b>0,192 kg/kWh</b>
H <sub>i</sub> carbone	6.33 kWh/kg	
<b>Consumo specifico</b>	<b>0,342 kg/kWh</b>	<b>0,339 kg/kWh</b>

36

Dal testo sono noti i seguenti valori:

NODO	T[°C]	p [bar]
1	33,965	16,085
2	65,664	15,364
3	91,158	14,642
a'	125,63	13,921
b'	168,4	197,66
4	204,59	197,37
5	244,28	197,08
b	293,4	196,78
e	541,12	170,41
f'	324,1	36,619
e'	541,6	35,32
f		0,05365
1'	427,93	75,651

NODO	T[°C]	p [bar]
2'	324,1	36,619
3'	438,22	16,574
4'	316,64	7,159
5'	221,86	2,497
6'		0,7438
7'		0,2481
1''	246,8	75,651
2''	207,85	36,619
3''	171,43	16,574
5''	94,563	2,497
6''	66,976	0,7438
7''	63,377	0,2481

Con questi dati, per i nodi in cui sono noti T e p, è possibile ricavare tutte le altre grandezze (h, s, x) usando le tabelle o, più semplicemente, programmi tipo STEAM TAB (i valori ricavati sono indicati in rosso).

Per quanto riguarda il punto a, si è assunto che la condensa sia liquido saturo, a cui poi però bisognerebbe aggiungere tutti gli apporto termici derivanti dagli spillamenti di bassa pressione.

NODO	T[°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [-]
a	34,134	0,05365	143,015	0,493371	0
1	33,965	16,085	143,752	0,490524	-
2	65,664	15,364	276,147	0,901008	-
3	91,158	14,642	382,985	1,20524	-
a'	125,63	13,921	528,552	1,58719	-
b'	168,4	197,66	722,883	2,0028	-
4	204,59	197,37	880,393	2,34566	-
5	244,28	197,08	1059,93	2,70662	-
b	293,4	196,78	1299,87	3,14932	-
e	541,12	170,41	3403,53	6,41297	-
f'	324,1	36,619	3036,46	6,52862	-
e'	541,6	35,32	3545,66	7,27364	-
f		0,05365			
1'	427,93	75,651	3222,88	6,51054	-
2'	324,1	36,619	3036,46	6,52862	-
3'	438,22	16,574	3337,08	7,34222	-
4'	316,64	7,159	3093,93	7,34858	-
5'	221,86	2,497	2912,66	7,49336	-
6'		0,7438			-
7'		0,2481			-
1''	246,8	75,651	1070,36	2,75541	-
2''	207,85	36,619	888,489	2,40132	-

38

e	entrata turbina AP	541,12	170,41	3403,53	6,41297	-
f'	entrata RH	324,1	36,619	3036,46	6,52862	-
e'	entrata turbina MP	541,6	35,32	3545,66	7,27364	-
f	entrata condensatore	34,134	0,05365	2323,557695	7,58955	0,9
1'	primo spillamento	427,93	75,651	3222,88	6,51054	-
2'	secondo spillamento	324,1	36,619	3036,46	6,52862	-
3'	terzo spillamento	438,22	16,574	3337,08	7,34222	-
4'	quarto spillamento = entrata turbina BP	316,64	7,159	3093,93	7,34858	-
5'	quinto spillamento	221,86	2,497	2912,66	7,49336	-
6'	sesto spillamento	92,1727	0,7438	2663,329086	7,46207	-
7'	settimo spillamento	64,7924	0,2481	2509,668813	7,51476	-
1''	primo drenaggio	246,8	75,651	1070,36	2,75541	-
2''	secondo drenaggio	207,85	36,619	888,489	2,40132	-
3''	terzo drenaggio	171,43	16,574	725,801	2,05462	-
5''	quinto drenaggio	94,563	2,497	396,375	1,24527	-
6''	sesto drenaggio	66,976	0,7438	280,432	0,918025	-
7''	settimo drenaggio	63,377	0,2481	265,32	0,873507	-

2) Rappresentare, nel piano T-s, il ciclo termodinamico realizzato.

**MAVVVAAAFFFAANCUUULOO COOLPACK DI MERDA!!**

3) Definiti i rami di collegamento dei nodi costruire una tabella che indichi la trasformazione termodinamica realizzata nel ramo valutando l'energia termica e/o meccanica coinvolta nella trasformazione riferita nell'unità di massa.

Il calcolo dell'energia scambiata (riferita all'unità di massa) si effettua attraverso la differenza delle entalpie dei nodi di ciascun ramo, poiché il salto di entalpia rappresenta il lavoro massico.

RAMO	TRASFORMAZIONE	TIPO	ENERGIA [kJ/kg]
1 -- 2	1° riscaldamento BP	termica	132,395
2 -- 3	2° riscaldamento BP	termica	106,838
3 -- a'	3° riscaldamento BP	termica	145,567
a' -- b'	degazione + pompaggio	termica + meccanica	194,331
b' -- 4	1° riscaldamento AP	termica	157,51
4 -- 5	2° riscaldamento AP	termica	179,537
5 -- b	3° riscaldamento AP	termica	239,94
b -- e	riscaldamento nel GV	termica	2103,66
e -- 1'	espansione turbina AP	meccanica	180,65
1' -- f'	espansione turbina AP	meccanica	186,42
f' -- e'	risurriscaldamento	termica	509,2
e' -- 3'	espansione turbina MP	meccanica	208,58
3' -- 4'	espansione turbina MP	meccanica	243,15
4' -- 5'	espansione turbina BP	meccanica	181,27
5' -- 6'	espansione turbina BP	meccanica	249,3309143
6' -- 7'	espansione turbina BP	meccanica	153,6602724
7' -- f	espansione turbina BP	meccanica	186,1111178
f -- 1	condensazione + pompaggio	termica + meccanica	2179,805695

40

$$m_p * (h_2 - h_1) = m_7 * (h_{7p} - h_{7s});$$

$$m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * (h_b - h_5) = m_1 * (h_{1p} - h_{1s});$$

$$m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * h_4 + m_2 * h_{2p} + m_1 * h_{1s} = m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * h_5 + m_{2d} * h_{2d};$$

$$m_{2d} * h_{2d} = m_2 * h_{2s} + m_1 * h_{1s};$$

$$m_{2d} = m_2 + m_1;$$

$$m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * h_{bp} + m_3 * h_{3p} + m_{2d} * h_{2d} = m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * h_4 + m_{3d} * h_{3d};$$

$$m_{3d} * h_{3d} = m_3 * h_{3s} + m_{2d} * h_{2d};$$

$$m_{3d} = m_3 + m_{2d};$$

$$m_p * h_{ap} + m_4 * h_{4p} + m_{3d} * h_{3d} = m_p * (1 + Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4) * h_{bp};$$

- Y1 = m\_1/mp;
- Y2 = m\_2/mp;
- Y3 = m\_3/mp;
- Y4 = m\_4/mp;
- Y5 = m\_5/mp;
- Y6 = m\_6/mp;
- Y7 = m\_7/mp;

5) Definire e valutare il rendimento energetico del ciclo oltre che il consumo specifico:

Il rendimento energetico del ciclo è definito come il rapporto tra il beneficio (potenza prodotta dalle 3 turbine) e la spesa (riscaldamento e successivo surriscaldamento nel gv). Ovviamente in ciascun tratto circola una portata diversa.

Nel caso in esame, si ricava un rendimento del ciclo pari a **0,476749969** e, di conseguenza, un consumo specifico:

$$q = \frac{3600}{\eta * 4,186} = 1803,900603 \frac{kCal}{kWh}$$

Nel calcolo del rendimento, si è trascurato il lavoro dovuto alle pompe, poiché pompando un liquido, la variazione di entalpia è molto più piccola rispetto agli altri casi.

**CASO CON 4 VALVOLE DI TURBINA APERTE:**

- 1) Con riferimento allo schema e alle due figure assegnate, costruire una tabella con una corrispondenza biunivoca nodi nello schema, nome sintetico, proprietà termodinamiche p, t, x, h, s:

Per la relazione nodo-nome vale la stessa tabella del caso a 7 valvole. Procedendo allo stesso modo del caso a 7 valvole, si ricavano:

Un rendimento isentropico pari a  $\eta_{is} = 0,92755272$ ;  
ottenuta sempre ricavando le condizioni di espansione ideale.

Alla fine si ricava una tabella con questi valori:

NODO	NOME	T[°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [-]
a	condensa	26,3787	0,03438	110,594	0,386516	0
1	entrata primo riscaldatore BP	26,671	9,644	112,701	0,39033	0
2	entrata secondo riscaldatore BP	56,717	9,353	238,218	0,789387	0
3	entrata terzo riscaldatore BP	79,975	9,062	335,591	1,07472	0



42

7' -- f	espansione turbina BP	meccanica	192,1981992	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
f -- 1	condensazione + pompaggio	termica + meccanica	2205,202017	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
1' -- 1''	raffreddamento	termica	2191,371	mY1	16,21430979
2' -- 2''	raffreddamento	termica	2170,074	mY2	12,06847174
3' -- 3''	raffreddamento	termica	2685,355	mY3	9,619967011
5' -- 5''	raffreddamento	termica	2563,599	mY5	6,926742673
6' -- 6''	raffreddamento	termica	2412,017652	mY6	5,283064457
7' -- 7''	raffreddamento	termica	2288,059216	mY7	7,179314246

5) Definire e valutare il rendimento energetico del ciclo oltre che il consumo specifico:

Si calcolano esattamente come nel caso a 7 valvole:

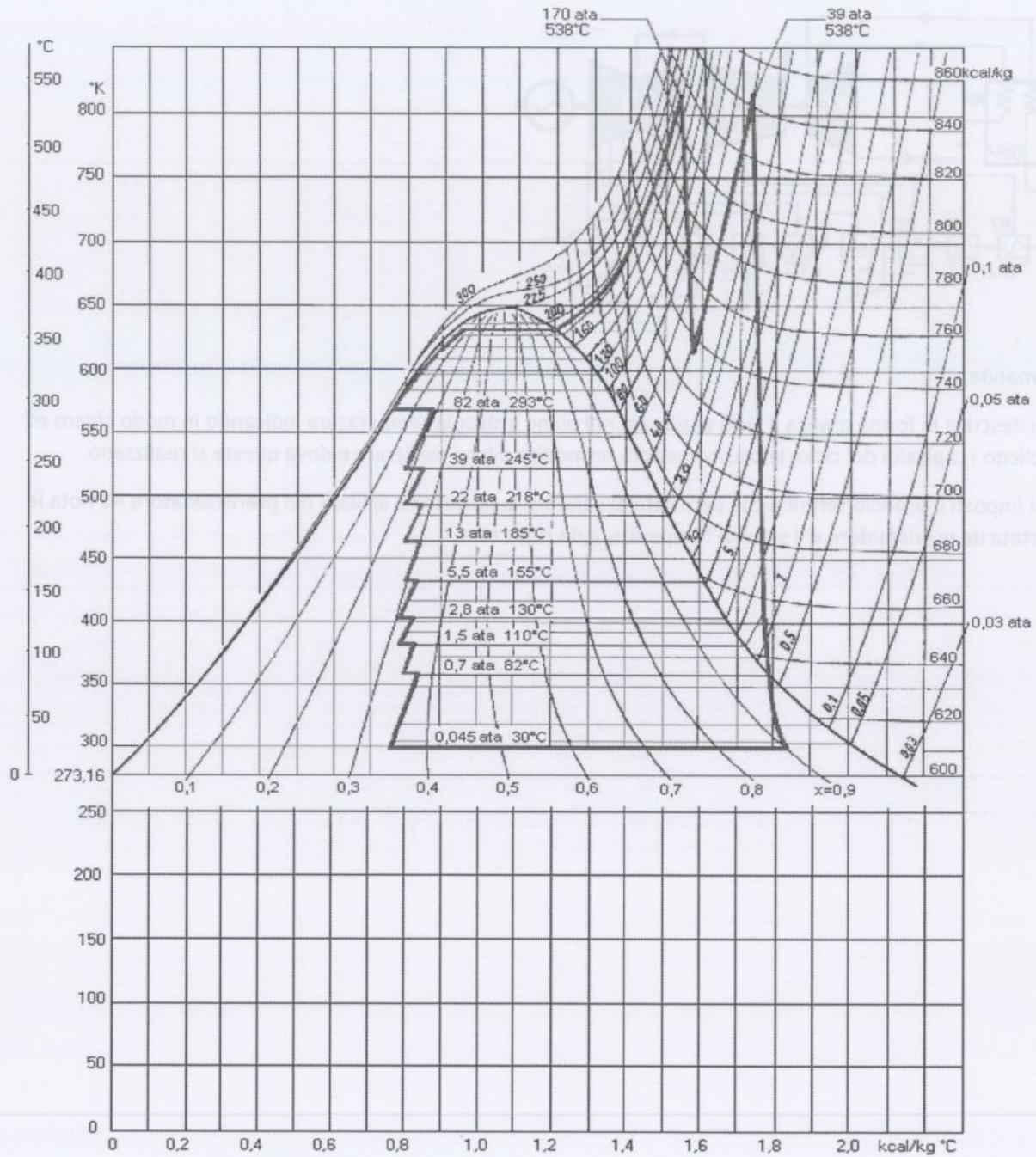
rendimento ciclo = 0,482612351.

consumo specifico = 1781,988285 kCal/kWh.

7' -- f	espansione turbina BP	meccanica	192,1981992	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
f -- 1	condensazione + pompaggio	termica + meccanica	2205,202017	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
1' -- 1''	raffreddamento	termica	2191,371	mY1	16,21430979
2' -- 2''	raffreddamento	termica	2170,074	mY2	12,06847174
3' -- 3''	raffreddamento	termica	2685,355	mY3	9,619967011
5' -- 5''	raffreddamento	termica	2563,599	mY5	6,926742673
6' -- 6''	raffreddamento	termica	2412,017652	mY6	5,283064457
7' -- 7''	raffreddamento	termica	2288,059216	mY7	7,179314246

Definire e valutare il rendimento energetico del ciclo oltre che il consumo specifico:

7' -- f	espansione turbina BP	meccanica	192,1981992	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
f -- 1	condensazione + pompaggio	termica + meccanica	2205,202017	m(1-Y5-Y6-Y7)	111,4769786
1' -- 1''	raffreddamento	termica	2191,371	mY1	16,21430979
2' -- 2''	raffreddamento	termica	2170,074	mY2	12,06847174
3' -- 3''	raffreddamento	termica	2685,355	mY3	9,619967011
5' -- 5''	raffreddamento	termica	2563,599	mY5	6,926742673
6' -- 6''	raffreddamento	termica	2412,017652	mY6	5,283064457
7' -- 7''	raffreddamento	termica	2288,059216	mY7	7,179314246



Sopra diagramma temperatura entropia

Sotto capisaldi ciclo (RICORDA DI AGGIUNGERE I CAPISALDI ANCHE ALL'USCITA DEGLI SPILLAMENTI DELLE TURBINE)

46

### TRASFORMAZIONI:

Nell'economizzatore avviene una trasformazione isobara passando da liquido a liquido saturo, nell'evaporatore trasf isobara isoterma in cui si passa da liquido saturo a vapore saturo, nel surriscaldatore un'altra trasformazione isobara e si passa da vapore saturo a vapore surriscaldato. Nella turbina ad alta pressione se ci fosse un'espansione ideale ci sarebbe una trasformazione adiabatica isentropica in cui viene prodotta energia meccanica. Nel risurriscaldatore avviene un isobara a pressione più bassa rispetto a quella che avviene nel surriscaldatore. Nelle turbine a media e bassa pressione vale lo stesso che si è detto per quella ad alta pressione; in più diminuendo con la pressione aumentano le dimensioni della turbina questo è dovuto a aumento volume specifico vapore. Nel condensatore si dissipa energia termica e si passa da vapore in uscita dalla turbina a bassa pressione (titolo 0,9 circa) a liquido saturo. Le trasformazioni nelle pompe, se fossero ideali, si possono considerare delle compressioni isentropiche. Abbiamo una pompa estrazione condensato interrata sotto il condensatore per evitare il fenomeno della cavitazione e pompa avviamento caldaia che porta il liquido da una pressione intermedia alla pressione della turbina ad AP ed è inserita sotto il degasatore che è sospeso in aria. I riscaldatori di BP e AP che sono scambiatori di calore a superficie in cui la portata di vapore scambia calore con una portata uguale alla portata dello spillamento entrante più la portata del drenaggio. Infine c'è il degasatore che è uno scambiatore a miscela in cui vengono fatti evaporare gli in condensabili che vengono poi successivamente fatti uscire dal camino del degasatore stesso.

# DOM. costo kWh

(48)

**Esercizio n.ro 4 A.A 2014-2015 : Costo del kWh prodotto.**

Illustrare la formula binomia per il calcolo del costo del kWh e come il costo varia al variare del numero delle ore di funzionamento.

**Calcolare**, per un impianto da 1500 MWe installati, il costo di produzione annuo del kWh sulla base delle seguenti ipotesi:

- |   |                |
|---|----------------|
| • costo di investimento specifico :     | 1800 Euro/ kWe |
| • ore annue equivalenti di esercizio:   | 6500           |
| • costo del combustibile:               | 1.5 Euro/GJ    |
| • rendimento medio annuo dell'impianto  | 0.45           |
| • costi di esercizio e manutenzione     | 50.37 euro/KWe |
| • periodo di ammortamento del capitale  | 25             |
| • tasso di interesse per l'ammortamento | 5%             |

## FORMULA BINOMIA

$$C_{kWh} = \frac{A}{h_{eq}} + B$$

in A ci sono i costi di investimento e quelli fissi;  
in B il prezzo del combustibile e quelli variabili.

51

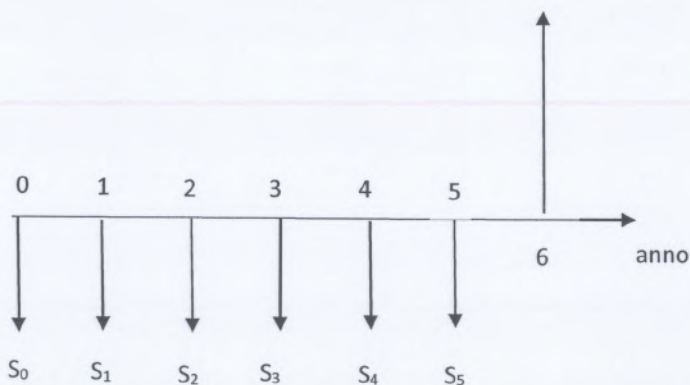
### 1. Caratteristiche della centrale

Taglia della centrale (kWe)	1.500.000
Ore equivalenti (h/y)	6500
Costo combustibile (€/kWh)	0,0054
Rendimento medio annuo	0,45
Costi O&M (€/kWe)	50,37
Activity (kWh/y)	9.750.000.000

### 2. Costo di investimento

Tasso di interesse	10%
Tasso di ammortamento	5%
Periodo di ammortamento	25 anni

Diagramma cash-flow rappresentativo delle spese contabilizzate all'inizio di ogni anno solare. All'anno 0 incomincia la costruzione della centrale. Come si nota dal diagramma la fase di realizzazione dell'impianto dura 6 anni.



53

Per ottenere il valore dell'ammortamento annuo, ovvero la quota di capitale investito che deve ritornare all'investitore ogni anno per tutto il periodo di ammortamento per rientrare dell'investimento effettuato, bisogna in primis valutare il *fattore di recupero del capitale (CRF)*:

$$CRF = \frac{r * (1 + r)^N}{(1 + r)^N - 1} = 0.071 = 7.1\%$$

Dove:

$r$  = tasso di ammortamento (pari al 5%)

$N$  = periodo di ammortamento (25 anni)

L'ammortamento annuo è dunque pari a:

$$A = 0.071 * 2.607.810.040 \text{ €} = 185.030.530,51 \text{ €}$$

### 3. Costo del kWh prodotto

Per calcolare il costo di produzione dell'elettricità viene impiegato il metodo del *Levelised Cost Of Electricity (LCOE)*, che permette di valutare il costo di produzione nel punto di connessione con la rete elettrica di distribuzione. Il risultato che nel seguito verrà ottenuto rappresenta dunque il prezzo a cui l'elettricità deve essere prodotta dall'impianto per poter rientrare delle spese, in modo da raggiungere il punto di pareggio ("*break even*").

La stima più semplice che può essere effettuata è ottenuta prendendo in considerazione tre fattori:

- Il costo di investimento ( $c_{inv} = 1738,54 \text{ €/kW}_e$ )
- I costi di esercizio e di manutenzione fissi ( $c_{O\&M} = 50,37 \text{ €/kW}_e$ )
- Il costo del combustibile ( $c_{fuel} = 0,0054 \text{ €/kWh}_f$ )

Il combustibile impiegato (espresso nell'unità di misura coerente con il calcolo) si ottiene attraverso il rendimento della centrale:

$$F = \frac{\text{Taglia} * \text{ore equivalenti}}{\text{rendimento}} = \frac{1.500.000 * 6500}{0.45} = 2,167 * 10^{10} \text{ kWh}_f$$

Mentre l'energia elettrica prodotta in un anno è pari a:

$$E = \text{Taglia} * \text{ore equivalenti} = 1.500.000 * 6500 = 9.750.000.000 \text{ kWh}$$

# DOMANDA CONDENSATORE

56

## Esercitazione n. 5 2015: Dimensionamento di massima di un condensatore

Si consideri una unità termoelettrica da 320 MW elettrici. Le prestazioni siano descritte dai seguenti dati:

- pressione del vapore surriscaldato prodotto dal generatore vapore  $p = 170$  bar
- temperatura del vapore surriscaldato prodotto:  $t_{SH} = 540^\circ\text{C}$ ,
- pressione del vapore risurriscaldato :  $p_{RH} = 35$  bar
- temperatura del vapore risurriscaldamento  $t_{RH} = 540^\circ\text{C}$
- ciclo rigenerativo con 7 spillamenti, alle pressioni in bar di : 76 , 37, 17, 7, 2.5, 0.74, 0.25 e 0.05 bar.

Per il progetto di massima del condensatore si faccia riferimento ai seguenti dati:

- Portata del vapore all'ingresso del condensatore.  $G_v = 172$  kg/s
- Pressione assoluta di esercizio del condensatore:  $p_c = 0.05$  bar
- Titolo del vapore in ingresso del condensatore:  $x = 0.9$

Massimo salto di temperatura ammissibile lato acqua condensatrice:  $\Delta t_c = 10^\circ\text{C}$

Massima temperatura ammissibile allo scarico del canale dell'acqua di raffreddamenti:  $t_{max} = 35^\circ\text{C}$ ;

Massima variazione di temperatura tra la temperatura a valle dell'opera di derivazione (1 Km) e l'opera di presa dell'acqua di raffreddamento:  $\Delta_{rif} = 3^\circ\text{C}$

Si ipotizzi che tra l'opera di presa ed il condensatore ci sia una distanza di circa 800 m.

Calcolare :

- a) Il fabbisogno di portata dell'acqua di raffreddamento da prelevare in corrispondenza dell'opera di presa;
- b) La portata minima da assicurare al corpo idrico in modo da rispettare il vincolo del  $\Delta_{rif} = 3^\circ\text{C}$
- c) La potenza termica da rimuovere nel processo di condensazione del vapore;
- d) Gli apporti termici, nel condensatore, dovuti agli spillamenti di bassa pressione del vapore;
- e) La superficie di scambio termico che assicura la rimozione della potenza da rimuovere;
- f) Formulare una metodologia per valutare il numero dei tubi nel condensatore da utilizzare e la loro lunghezza sulla base dei dati riportati in allegato.
- g) Formulare una metodologia per la stima delle cadute di pressione nei condotti di alimentazione e di rilascio.

Allegato

$$h_{o,av} = f(n_t) * h_{o,Nus}$$

$$f(n_t) = \left(\frac{1}{n_t}\right)^{0.25} \quad \text{Jakob(1949)}$$

$$f(n_t) = \left(\frac{1}{n_t}\right)^{0.1667} \quad \text{Kern (1958)}$$

$$f(n_t) = 0.6 + 0.4353 \left(\frac{1}{n_t}\right)^{0.22} \quad \text{Eissenberg(1974)}$$

Correlazioni di scambio termico lato tubi:

$$Nu_D = 0.33 Re_D^{0.6} Pr^{1/3} = C * Re^n Pr^m$$

Dove:

$Nu_D$  = numero di Nusselt;  $Re_D$  = numero di Reynolds;  $Pr$  = numero di Prandtl

n.ro di file  $n > 10$ ;  $Re_D$  = compreso tra 10 e 40000

### Coefficiente globale di scambio termico $\alpha$ :

approssimazione parete piana:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}$$

Dove:

- Coefficiente globale di scambio termico  $\alpha$
- Coefficiente di scambio termico lato vapore  $\alpha_v$



$$h = \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3 h_{fg}}{4 \mu_l (T_{sat} - T_w) s} \right]^{1/4}$$

$$\bar{h} = 0,943 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3 h_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_w) L} \right]^{1/4}$$

Numeri di Nusselt: Condensazione a film

**Parete piana verticale di lunghezza L**

$$Nu = \frac{\bar{h}L}{k_l} = 0,943 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g L^3 h_{fg}}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4}$$

condensazione all'esterno di un condotto orizzontale: di diametro esterno  $D_o$

$$Nu = \frac{\bar{h}D_o}{k_l} = 0,73 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g D_o^3 h_{fg}}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4}$$

**Bilancio termico lato acqua:**

$$Q = c_a G_a (t_u - t_i)$$

**Bilancio termico lato superficie di scambio termico**

$$Q = \alpha S \Delta t_{LM}$$

Dove:

64

## SVO LGIMENTO ESERCITAZ. n°5

## EX – DIMENSIONAMENTO CONDENSATORE

- a) Valutare il fabbisogno di portata dell'acqua di raffreddamento da prelevare in corrispondenza dell'opera di presa:

Note le seguenti grandezze:

- Portata del vapore all'ingresso del condensatore:  $G_v = 172 \text{ kg/s}$
- Pressione assoluta di esercizio del condensatore:  $p_c = 0.05 \text{ bar}$
- Titolo del vapore in ingresso del condensatore:  $x = 0.9$
- Massimo salto di temperatura ammissibile lato acqua condensatrice:  $\Delta t_c = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Attraverso la pressione di condensazione, è possibile ricavare i valori dell'entalpia del liquido e del vapore saturo collegate:

- Temperatura di saturazione alla pressione di esercizio  $T = 32,764 \text{ }^\circ\text{C}$
- Entalpia del liquido saturo nel condensatore  $h_{ls} = 137,75 \text{ kJ/kg}$
- Entalpia del vapore saturo  $h_{vs} = 2560,7 \text{ kJ/kg}$

Calcoliamo l'entalpia in ingresso al condensatore:

$$h_{in} = (1 - x) h_{ls} + x h_{vs} = 2318,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Attraverso il bilancio di potenza, è possibile ricavare la portata d'acqua condensatrice:

$$\dot{Q}_{cond} = G_v (h_{in} - h_{out}) = 375,08 \text{ MW} = c_p \dot{W} \Delta t_c$$

Considerando  $h_{out} = h_{ls}$ .

Da qua si ricava la portata di acqua di raffreddamento:

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_p \Delta t_c} = 8960,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- b) La portata minima da assicurare al corpo idrico in modo da rispettare il vincolo del  $\Delta_{rif} = 3^\circ\text{C}$

Ponendoci nel caso in cui lo scarico del canale dell'acqua di raffreddamento sia alla temperatura massima di  $35^\circ\text{C}$ , avremo di conseguenza una temperatura di ingresso dell'acqua condensatrice di  $25^\circ\text{C}$  (poiché il salto massimo della temperatura ammissibile è di  $10^\circ\text{C}$ ). Visto che la massima variazione di temperatura tra la valle dell'opera di derivazione e l'opera di presa dell'acqua di raffreddamento è di  $3^\circ\text{C}$ , la temperatura massima ammissibile della portata totale del corpo idrico è di  $28^\circ\text{C}$ .

E' possibile esprimere queste condizioni con un semplice bilancio:

$$\dot{W}_{tot} c_p 28 = \dot{W} c_p 35 + (\dot{W}_{tot} - \dot{W}) c_p 25$$

Da cui si ricava la portata totale:  $\dot{W}_{tot} = \frac{10}{3} \dot{W} = 29867 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- f) Formulare una metodologia per valutare il numero dei tubi nel condensatore da utilizzare e la loro lunghezza sulla base dei dati riportati in allegato.

Considerando la portata totale di acqua condensatrice (ricavata al punto 1), essa verrà suddivisa equamente all'interno dei tubi, quindi:

$$\dot{W} = \rho_{H_2O} v A_{tr} n$$

Dove  $n$  è il numero di tubi e  $A_{tr}$  indica la sezione trasversale di ciascun tubo, calcolata dai seguenti dati noti:

- Diametro esterno tubo  $d_e = 25,4 \text{ mm}$
- Spessore tubazione  $s = 0,89 \text{ mm}$

$$A_{tr} = \pi \frac{d_i^2}{4} = 4,382 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Nel calcolo del numero dei tubi, si ipotizza una velocità dell'acqua  $v = 1,5 \text{ m/s}$ , e si considera una densità tipica dell'acqua pari  $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$ .

Quindi si ricava:

$$N_{tubi} = \frac{\dot{W}}{\rho_{H_2O} v A_{tr}} = 13633$$

Per la lunghezza dei tubi, partendo dalla superficie totale di scambio, lo si divide per la superficie laterale del singolo tubo:

$$L_{tubi} = \frac{S}{\pi d_e N_{tubi}} = 12,98 \approx 13 \text{ m}$$

- g) Formulare una metodologia per la stima delle cadute di pressione nei condotti di alimentazione e di rilascio.

La stima delle perdite di carico continue lato acqua è effettuata tramite l'ausilio del diagramma di Moody. Innanzitutto si calcola il numero di Reynolds relativo all'acqua di alimentazione:

$$Re = \frac{\rho_{H_2O,in} v d_i}{\mu_{H_2O,in}} = 3633372,3$$

Dove si è considerato:  $\rho_{H_2O,in} = 999,102 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu_{H_2O,in} = 1137,53 \text{ } \mu\text{Pa}\cdot\text{s}$  e un diametro del condotto di alimentazione pari a  $2,76 \text{ m}$ , ricavato in prima approssimazione dall'area trasversale totale che attraversa la portata d'acqua (ovvero, l'area di un singolo tubo per il numero di tubi).

Ipotizzando una rugosità relativa  $\epsilon/D = 0,001$ , attraverso il diagramma di Moody si ricava  $f = 0,020$ .

Dunque, si stimano le cadute di pressione nel condotto di alimentazione, attraverso la relazione:

$$\Delta P = \rho_{H_2O,in} f_{H_2O,in} \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2} = 0,07 \text{ bar}$$

Dove si è considerato una lunghezza del condotto di alimentazione di  $L = 800 \text{ m}$  (dal testo)

Nel caso del Reynold relativo all'acqua di rilascio:

# INFO SU CENTRALI A CICLO COMBINATO

(68)

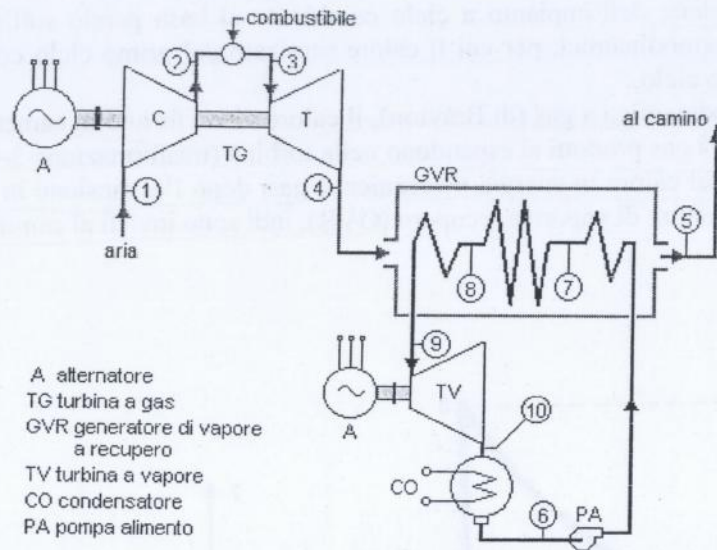
## Capitolo 4 – Le turbine a gas e i cicli combinati

### 4. Centrali a ciclo combinato

NB. Spesso escono domande sui cicli combinati (ecco perché ho aggiunto questo materiale)

#### 4.1. Cicli termodinamici

In un impianto a ciclo combinato l'energia elettrica viene prodotta da alternatori mossi da turbine a gas e da turbine a vapore, tra loro "combinata" per il fatto che i gas di scarico della turbina a gas, per mezzo di un generatore di vapore a recupero (GVR), generano il vapore necessario per alimentare la turbina a vapore.



Questo tipo di impianto ha trovato recentemente un grande sviluppo per i suoi alti rendimenti. In effetti l'efficienza di un qualsiasi processo di trasformazione di energia termica in energia meccanica è tanto migliore quanto maggiore è la differenza delle temperature estreme fra cui opera il processo stesso, cioè quanto più è alta la temperatura della fase in cui il calore è fornito al sistema e quanto più è bassa la temperatura della fase in cui il calore è ceduto dal sistema all'esterno. I cicli sfruttati industrialmente, quello a vapore (di Rankine) e quello a gas (di Brayton), possiedono in realtà solo una delle proprietà richiamate e non riescono perciò a raggiungere, se presi singolarmente, dei rendimenti molto elevati.

Infatti il ciclo a vapore opera con una temperatura media relativamente bassa durante la fase di apporto di calore<sup>16</sup> e per converso presenta una temperatura bassa, assai vicina a quella ambientale, nella fase di cessione del calore residuo all'ambiente esterno. Ciò comporta limitati rendimenti totali (variabili dal 40% degli impianti con cicli sottocritici e 7-8 spillamenti fino a circa il 46% degli impianti ultrasupercritici con doppio risurriscaldamento e un numero maggiore di spillamenti) ed il trasferimento all'ambiente esterno di una notevolissima quota di energia termica ad una temperatura così bassa da non consentirne praticamente il recupero.

<sup>16</sup> Nelle unità da 320 MW le temperature vanno da 290°C (acqua alimento all'ingresso economizzatore) a 540°C (vapore surriscaldato e risurriscaldato all'uscita caldaia).

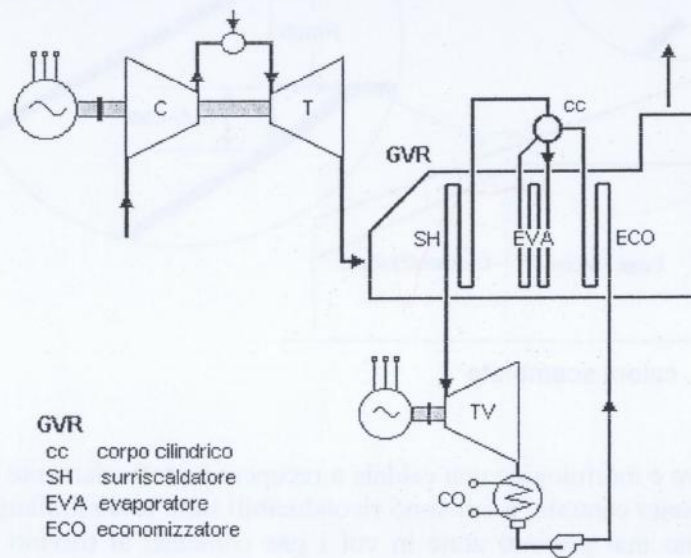
#### 4.2. Generatore di vapore a recupero (GVR)

Il generatore di vapore a recupero (GVR)<sup>19</sup> è sede del trasferimento di calore tra i gas uscenti dalla turbina a gas e il fluido (acqua-vapore) che percorre il ciclo Rankine.

Facendo riferimento al ciclo più semplice, cioè a un ciclo a vapore monolivello (ma le considerazioni seguenti sono estendibili, senza alcuna variazione concettuale, a cicli a più livelli di pressione), il GVR deve provvedere a tre operazioni di scambio termico ben individuabili:

- il riscaldamento dell'acqua, proveniente dal condensatore, nell'economizzatore,
- l'evaporazione dell'acqua nell'evaporatore,
- il surriscaldamento del vapore nel surriscaldatore.

La situazione è delineata nella figura seguente, che evidenzia la separazione fisica dei banchi di tubi che provvedono alle tre diverse operazioni.



La disposizione in controcorrente è essenziale per poter surriscaldare il vapore a beneficio del rendimento del ciclo e per poter sfruttare la fase di preriscaldamento del liquido per recuperare una quota ulteriore di calore dai gas (per questo motivo lo scambiatore relativo viene chiamato economizzatore, in analogia con le caldaie a combustione).

La possibilità di preriscaldare il liquido sfruttando il contenuto termico, altrimenti irrecuperabile, del gas uscente dalla sezione di evaporazione fa capire come la pratica degli spillamenti rigenerativi, ampiamente utilizzata nei cicli a vapore convenzionali, sia solo controproducente nei cicli a recupero: essa comporterebbe un'inutile dissipazione dei gas ancora caldi nell'ambiente, accompagnata da una perdita di potenza della turbina a vapore, per la presenza degli spillamenti, non recuperabile da un minor consumo di combustibile.

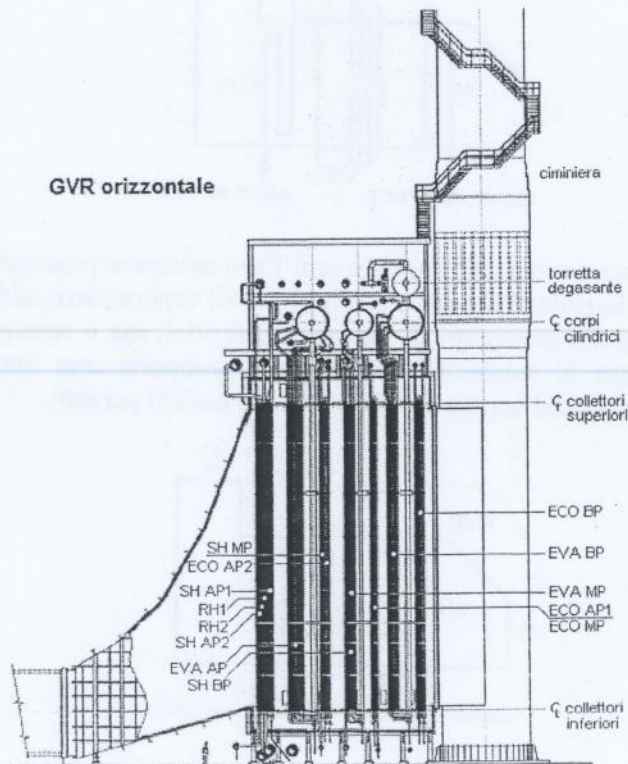
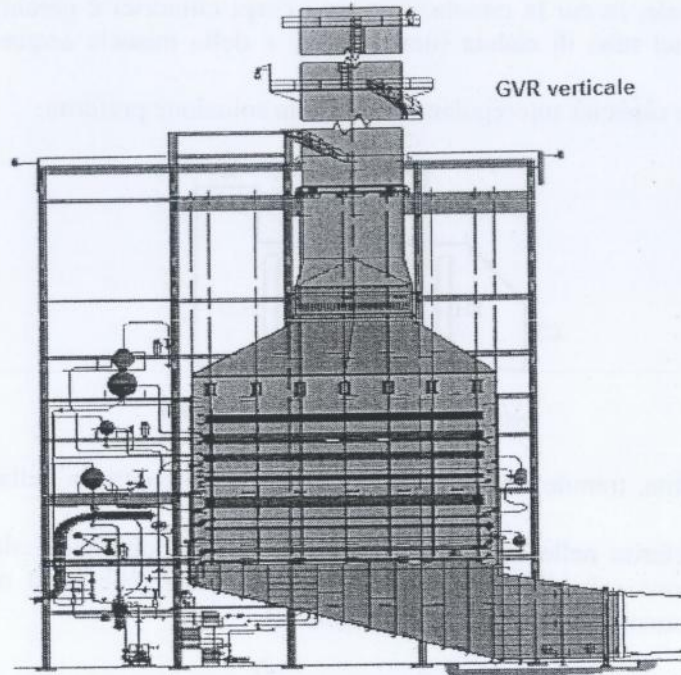
Lo scambio termico tra il gas e il vapore è caratterizzato da tre differenze di temperatura significative:

- il  $\Delta T$  al pinch-point, che è il minimo  $\Delta T$  nell'evaporazione (cioè tra il gas uscente dai banchi evaporatori e la temperatura di evaporazione),
- il  $\Delta T$  all'approach point, che è il minimo  $\Delta T$  nel surriscaldamento (cioè tra il gas entrante nel GVR e la massima temperatura del vapore),

<sup>19</sup> Con termine anglosassone: Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

Capitolo 4 – Le turbine a gas e i cicli combinati

Un GVR può avere disposizione orizzontale o verticale, a seconda della direzione principale dei fumi. La scelta è determinata in base a puri criteri di convenienza costruttiva e di spazi disponibili, non essendovi altra pregiudiziale di carattere funzionale. Una caldaia verticale avrà una minore occupazione del suolo, ma, soprattutto per grandi unità, porrà maggiori problemi strutturali, di fondazioni, di accessibilità e di montaggio.



Capitolo 4 – Le turbine a gas e i cicli combinati

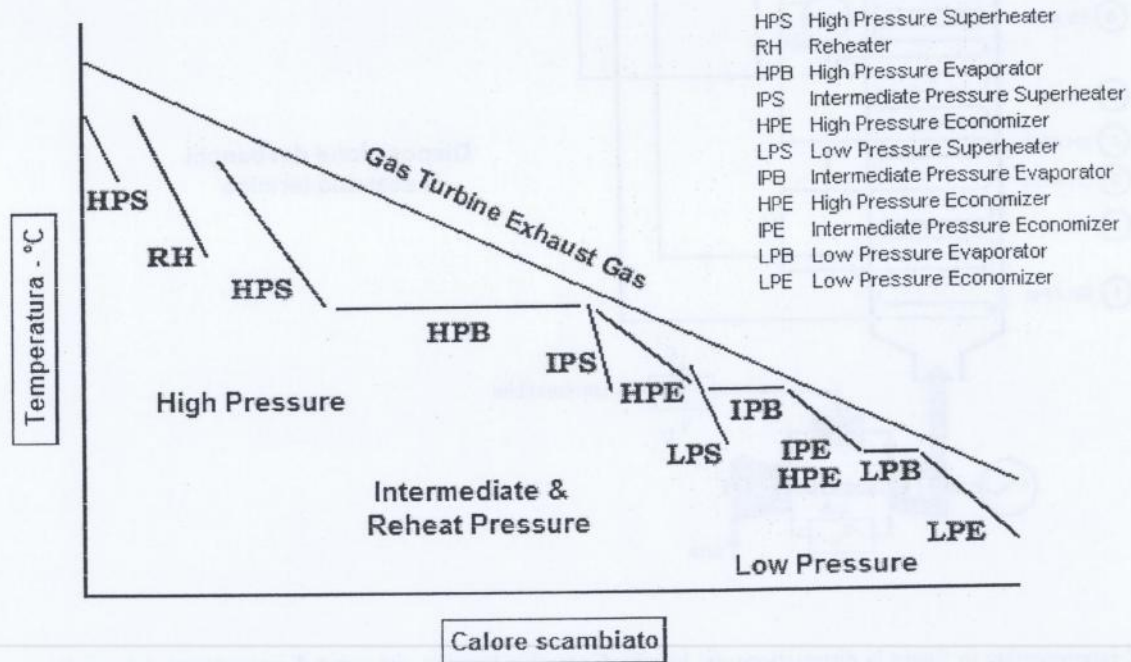
Per quanto riguarda l'assetto dei cicli a recupero, essi sono caratterizzati da più fasi di evaporazione a differenti livelli di pressione. Tale disposizione consente di limitare le dissipazioni del potenziale termodinamico dei gas legate agli scambi termici tra gas e vapore: occorre produrre vapore ad alta pressione (e quindi ad alta temperatura, in grado di sviluppare molto lavoro nella successiva espansione) laddove i gas sono caldi, e abbassare progressivamente il livello della produzione termica (generando vapore a pressioni più contenute) man mano che i gas sono raffreddati. Tutto ciò è la conseguenza del fondamentale concetto di limitare le irreversibilità nello scambio termico tra gas e vapore, perseguibile attraverso la riduzione dei  $\Delta T$  sotto cui avviene la cessione di calore dalla sorgente al ciclo.

Tale concetto va applicato non solo alle fasi di evaporazione, ma anche a quelle di preriscaldamento dell'acqua e di surriscaldamento del vapore alle diverse pressioni.

Da ciò deriva la disposizione generale dei vari banchi del GVR.

La presenza, poi, di un banco di risurriscaldamento è un'ulteriore opzione per migliorare il rendimento del ciclo.

Lo schema a tre livelli di pressione, con l'aggiunta del banco RH, è quello attualmente adottato negli impianti di grande potenza.



APPROPRIATE POINT

(76)

# DOMANDA ECONOMIZZAZIONE.

## Esercizio n.ro Dimensionamento di un economizzatore – A. A 2015

Si debba dimensionare l'economizzatore di una centrale termoelettrica da 320 MWe che in condizioni di esercizio nominale produce la portata di vapore surriscaldato pari a  $W_v=1029380 \text{ kg/h} = 286 \text{ kg/s}$  ovvero 1029,38 t/h.

Si adottino le seguenti ipotesi:

- pressione media di esercizio dell'economizzatore  $p= 175 \text{ bar}$
- temperatura di alimentazione dell'acqua  $T_{FW}= 290 \text{ }^\circ\text{C}$
- temperatura dell'acqua all'uscita dell'economizzatore  $T_{out,eco}= 340 \text{ }^\circ\text{C}$
- differenza logaritmica media delle temperatura  $\Delta T_{LM}=180 \text{ }^\circ\text{C}$
- velocità media di riferimento lato acqua  $v=1.5 \text{ m/s}$
- diametro interno tubazione dell'economizzatore  $d_i=38 \text{ mm}$
- coefficiente globale di scambio termico  $\alpha= 30 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C})$
- economizzatore in cross flow con condotti non alettati
- portata specifica lato fumi  $G=10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
- umidità percentuale massica nei fumi  $u= 5\%$
- conducibilità termica parete acciaio  $k=40 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

Valutare:

- a) la potenza rimossa dai fumi dall'economizzatore alle condizioni nominali;
- b) la portata specifica lato acqua;
- c) la superficie di scambio termico necessaria in prima approssimazione
- d) il numero di Reynolds medio di riferimento lato acqua
- e) il coefficiente di scambio termico medio di riferimento lato acqua;
- f) la resistenza termica della parete (condotti)
- g) numero dei condotti da realizzare
- h) lunghezze e numero dei passaggi da realizzare
- i) cadute di pressione per attrito continuo lato acqua

Allegati

Fattori di conversione per grandezze non appartenenti al sistema internazionale delle unità di misura (SI)

Energia: Kilocaloria  $1 \text{ kcal} = 4186 \text{ J}$

Energia BTU  $1 \text{ BTU} = 1054,6 \text{ J}$

Tempo ora  $1 \text{ ora} = 3600 \text{ s}$

Coefficiente di scambio termico  $1 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

Resistenza di fouling :  $1 \text{ (}^\circ\text{F} \cdot \text{hr} \cdot \text{ft}^2/\text{Btu}) = 0.1762 \text{ (}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W})$



Dittus Boelter

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Lato fumi :

$$h_{fumi} = k_g f_d f_a \frac{G_{fumi}^{0.1}}{d_o^{0.39}}$$

Dove  $d_o$  diametro esterno in metri,  $G$  portata specifica in massa lato fumi in  $kg/(m^2*s)$ ,  $f_d$  ed  $f_a$  fattori di disposizione dei tubi associati al numero delle file (ranghi),  $f_a$  tipo di disposizione (in fila o quinconce),  $k_g$  dipende prevalentemente dall'umidità in % in massa dei fumi e dalla temperatura media dei fumi:

$$k_g = 4,653 + 0,0182u + (6,165 + 0,0323u) \left( \frac{t}{1000} \right) - (2,065 - 0,035u) \left( \frac{t}{1000} \right)^2$$

$h_{fumi}$  in  $W/(m^2*°C)$

Coefficiente globale di scambio termico:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{water}} + \frac{d_i}{d_o h_{fumi}} + \frac{d_i}{2K_{wall}} \log \left( \frac{d_o}{d_i} \right)}$$

Formulazione generale per il coefficiente globale di scambio termico considerando le diverse resistenze termiche  $R$  lato esterno o ed interno i.

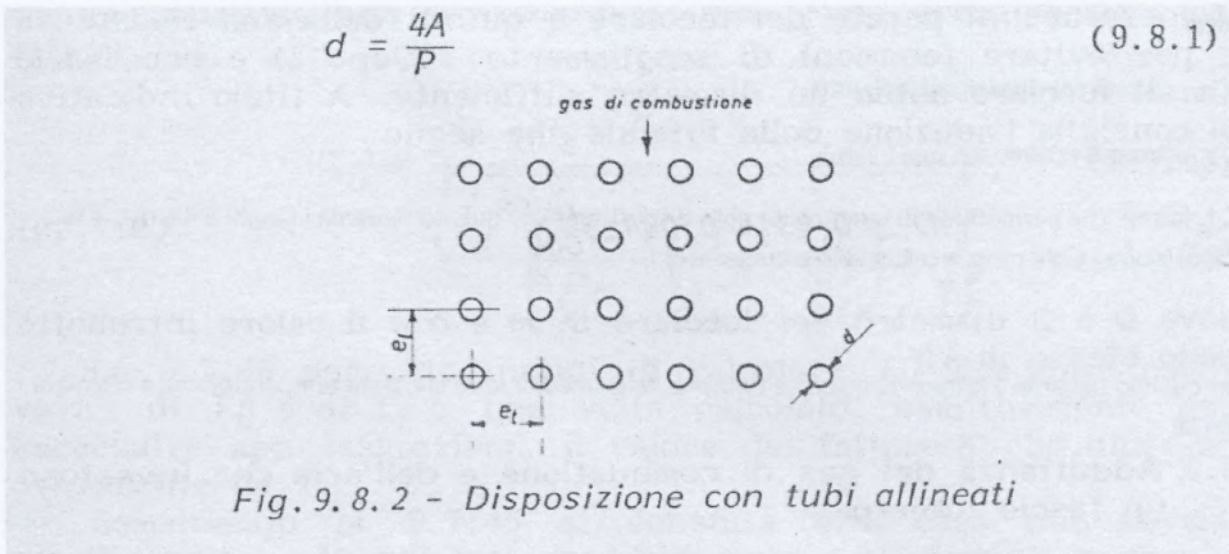
$$U = \frac{1}{(R_{ho} + R_{fo} + R_w + R_{hi} + R_{fi})}$$

Dove :

$h$  coefficiente di scambio termico

$f$  fouling,  $A$  superficie di scambio termico,  $A_m$  superficie media parete,  $x$  spessore parete

$$R_{ho} = \frac{1}{h_o}$$



correlazione	formula	note
Colburn (1933)	$Nu = 0.26 Re^{0.6} Pr^{1/3}$	Tubi allineati
Colburn	$Nu = 0.33 Re^{0.6} Pr^{1/3}$	Tubi sfalsati o a quinconce
Grimison	$Nu = 0.284 f_a Re^{0.61}$	Re riferito alla temperatura del film, numero di ranghi > 10, fa funzione del numero di Reynolds, dal rapporto tra i passi e dal rapporto passo trasversale, diametro
Grimison	$Nu = 0.284 f_a f_d Re^{0.61}$	Fd fattore che tiene conto del numero dei ranghi per n < 10; fd=0.77-0.90
Babcock e Wilcox	$Nu = 0.287 f_d f_a Re^{0.61} Pr^{1/3}$	

In accordo all'approccio dell'Annaratone, l'adduttanza dei gas di combustione che attraversano il fascio tubiero con percorso normale all'asse dei tubi si esprime:

$$\alpha_c' = k_g f_d f_a \frac{G^{0.61}}{d_e^{0.39}} \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

$\alpha = 0.287 f_d f_a \text{Re}^{0.61} \text{Pr}^{1/3} \frac{\lambda}{d}$	
---	--

84

c) Valutare la superficie di scambio termico necessaria in prima approssimazione

Sono note le seguenti grandezze:

- Potenza scambiata  $\dot{Q}_{fumi} = 85085 \text{ kW}$  (calcolata al punto 1)
- Temperatura media logaritmica  $\Delta T_{LM} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$
- Coefficiente globale di scambio termico  $U = 30 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}) = 34,88 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$

Partendo dalla formula:  $\dot{Q}_{fumi} = F U S_{Tot} \Delta T_{LM}$ , ipotizzando il fattore di correzione uguale a 1, si ricava la superficie necessaria:

$$S_{Tot} = \frac{\dot{Q}_{fumi}}{U \Delta T_{LM}} = 13552,02 \text{ m}^2$$

d) Valutare il numero di Reynolds medio di riferimento lato acqua

Sono note le seguenti grandezze:

Temperature ( $^\circ\text{C}$ )	Pressure (bar)	Density ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Therm. Cond. ( $\text{mW}/\text{m}\cdot\text{K}$ )	Viscosity ( $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ )	Prandtl
290,00	175,00	749,43	583,88	93,063	0,82796
340,00	175,00	626,27	479,80	72,629	1,1156
315,00	175,00	697,81	537,15	83,399	0,90154

- Diametro interno della tubazione  $d_i = 38 \text{ mm}$
- Densità media dell'acqua calcolata al punto b  $\bar{\rho} = 687,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Velocità media dell'acqua  $v = 1,5 \text{ m/s}$

Per questo calcolo si considera una viscosità di riferimento mediata tra l'ingresso e l'uscita dell'acqua:  $\bar{\mu} = 82,85 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

$$Re = \frac{\bar{\rho} v d_i}{\bar{\mu}} = 473234,16 \text{ (siamo quindi in regime turbolento)}$$

e) Valutare il coefficiente di scambio termico medio di riferimento lato acqua

Sono note le seguenti grandezze:

- Conducibilità termica dell'acqua (valore mediato tra ingresso e uscita)  $\bar{k}_w = 0,53 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
- Coefficiente di Prandtl (valore mediato tra ingresso e uscita)  $\bar{Pr} = 0,98678$

86

Da qui è possibile ricavare la lunghezza totale lineare di un singolo tubo (caso ideale):

$$L_{tubo} = \frac{S_{tubo}}{\pi d_o} = 445,71 \text{ m}$$

Ipotizzando una lunghezza massima del passaggio di 10 metri è possibile ricavare il numero di passaggi:

$$n_p = \frac{L_{tubo}}{10} = 44,57 \cong 45$$

**i) Valutare le cadute di pressione per attrito continuo lato acqua**

Supponendo  $\frac{\varepsilon}{D} = 0.001$ , noto il valore del numero di Reynolds, è possibile ricavare tramite il diagramma di Moody il fattore d'attrito  $f=0.022$ .

Attraverso la seguente formula è possibile calcolare le cadute di pressione per attrito continuo:

$$\Delta p_{att} = \bar{\rho} f \frac{L_{tot}}{d_i} \frac{v^2}{2} = 1,99 \text{ bar}$$

# CONSUMO EN. EL.

## Commentare come sono variati i consumi di energia elettrica tra il 2008 e i 2009 per i diversi comparti produttivi.

Si rimanda alla Fig. 1

-Nell'comparto "industria" sono comprese le manifatture di base e non di base, le costruzioni e l'energia.

-Nel comparto "terziario" sono compresi i servizi vendibili e non vendibili.

Rispetto al 2008 il 2009 ha conosciuto un aumento generale dei consumi di energia elettrica.

In particolare l'aumento maggiore è attribuibile all'industria con un +6%.

Il grafico rispecchia le previsioni sugli aumenti dei consumi dell'energia.

L'unico comparto che ha subito un decremento è l'agricoltura. All'agricoltura italiana è mancata negli anni una politica di sviluppo strutturata, e sebbene negli ultimi anni vi siano stati degli interventi statali questi sono stati sporadici e non hanno rafforzato veramente questo comparto. Nonostante le esportazioni all'estero il settore è oggi in decrescita.

## Valutare l'incidenza percentuale dei consumi elettrici dei diversi comparti sul totale per il 2009.

Si rimanda alla Fig. 2

L'Italia è un paese concentrato sull'industria e sul terziario, ai quali concede rispettivamente il 40% e il 32% dei suoi consumi di energia elettrica.

L'agricoltura è decisamente non ammodernata perché detiene solo il 2% dei consumi elettrici ed è spesso solo di sussistenza.

Il comparto domestico detiene una buona percentuale dei consumi, il 23%: l'energia elettrica è molto presente nelle case e nella vita degli italiani.

Questo dato può essere indice di un buon livello della qualità della vita o forse anche di sprechi negli usi dell'energia elettrica.

Per una visione più specifica dei vari comparti all'interno dei macrosettori industria e terziario, si rimanda alla tabella 36: Terna- Sistema Elettrico – Statistiche- Dati statistici – Consumi.

## Commentare e rappresentare graficamente i consumi di energia elettrica nelle regioni italiane per l'anno 2009 considerando i macrosettori agricoltura, industria, terziario e domestico

Si rimanda alle Fig. 3, 4, 5, 6, 7 e 8.

Per poter trarre delle conclusioni da questi dati è opportuno considerare anche il n° di abitanti per ogni regione (tabella 3), infatti al primo posto vediamo la Lombardia, che oltre ad avere il n° di abitanti maggiore ospita le maggiori produzioni industriali insieme a Veneto, Emilia Romagna e Piemonte.

Al contrario la Campania che, nonostante sia la seconda regione per numero di abitanti, non è tra le prime regioni per consumi di energia elettrica.

Dai dati si evince inoltre come quasi il 50% dei consumi italiani dipendano dal macrosettore Industria, che in generale si conferma come macrosettore più energivoro. Nelle regioni del centro Italia, in particolare nel Lazio, il Terziario ha un ruolo più rilevante rispetto alla media nazionale. Nell'Italia meridionale e nelle Isole invece, i macrosettori (a parte l'agricoltura che richiede meno energia) consumano più o meno la stessa energia.

## Discutere i consumi specifici lordi e netti (tab. 31) del parco termoelettrico italiano per gli anni 2008 e 2009 rappresentandoli in termini di rendimento medio degli impianti con riferimento ai combustibili utilizzati e alla tipologia degli impianti

Introduco alcune definizioni utili per l'interpretazione dei dati:

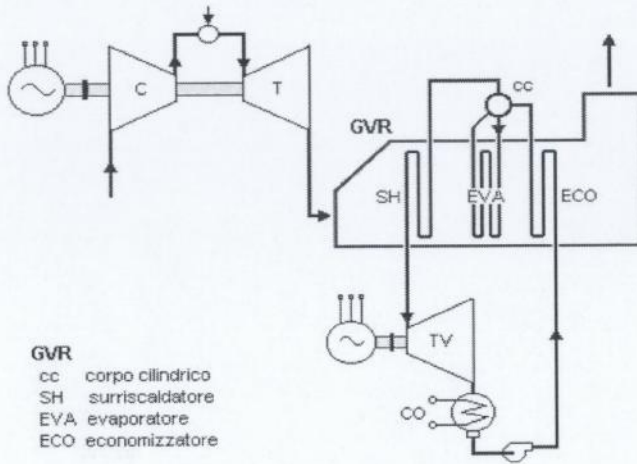
- La **potenza nominale** di una centrale elettrica: è la somma delle potenze nominali (in kW o KVA) delle macchine dello stesso tipo (turbine, generatori...) installate in centrale.
- La **potenza efficiente** di una centrale (in kW): è la massima potenza elettrica realizzabile dalla centrale per la produzione esclusiva di potenza attiva, supponendo le condizioni di funzionamento più favorevoli.

# CICLO COMBINATO

## DOMANDA SU CICLO COMBINATO

un ciclo combinato generatore di vapore e come interagiscono i fumi in camera di combustione con i fasci tubieri nei vari stadi.

### SCHEMA:



I gas di scarico sono mandati in un generatore di vapore a recupero (GVR) dove avviene uno scambio termico controcorrente con l'acqua che dal condensatore viene pompata e fatta passare attraverso l'economizzatore, l'evaporatore e il surriscaldatore per poi essere mandato in turbina ad espandere e produrre energia elettrica grazie all'alternatore.

allora nella prima domanda chiedeva di 1) schematizzare un generatore di vapore di un ciclo combinato e di illustrarne i componenti; 2) dire quali variabili influenzano lo scambio termico nei vari elementi di un generatore di vapore; 3) scrivere la formula del coefficiente di scambio termico

alla 1) ho risposto con lo schema di un generatore di vapore a recupero (a un solo livello di pressione) e ho spiegato i componenti: 1. il surriscaldatore è il primo elemento attraversato dai fumi caldi provenienti dallo scarico del turbogas 2. evaporatore riceve acqua dal corpo cilindrico e vi immette vapore a titolo <1, la circolazione avviene per differenza di densità tra i 2 rami 3. economizzatore riceve l'acqua dal condensatore e la invia al corpo cilindrico 4. corpo cilindrico separa il vapore proveniente dall'evaporatore e la invia al surriscaldatore e l'acqua proveniente dall'economizzatore e la manda all'evaporatore. Questi generatori di vapore possono essere a più livelli di pressione (i generatori di ultima generazione possono arrivare fino a ..... ) ed è anche possibile che vi sia dopo il surriscaldatore il risurriscaldatore che porta il vapore a temperature simili a quelle del surriscaldatore ma ad una pressione più bassa.

nel punto 2. lo scambio dipende dalla velocità dei fumi che deve essere elevata ma non troppo x le perdite, dalle superfici di scambio, dal materiale utilizzato, dalla presenza di alette, dallo spessore dei tubi e dalla disposizione in linea o staggered (quinconce). [Disegno tubi il passo, che è la distanza tra i due centri dei tubi, il diametro dei tubi, l'altezza (passo in verticale)]

al punto 3. alla slide 34 sui pannelli evaporatori c'è la definizione di coefficiente di scambio:  $1/\alpha = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + 1/\alpha_3$  con  $\alpha_2 = \lambda/\text{spessore}$  e  $\alpha_1$  e  $\alpha_3$  sono i coefficienti lato fumi e acqua.

94

Calcolare nei diversi casi:

a) la lunghezza non bollente.

Per rispondere al primo quesito bisogna visualizzare una tubazione del fascio di pannelli evaporativi. Questa può essere idealmente suddivisa in 3 fasce a seconda delle temperature:

- 1- prima fascia: la portata sottoraffreddata entra nella tubazione a  $T = 330 \text{ }^\circ\text{C}$  e si riscalda nel suo percorso;
- 2- seconda fascia: il fluido raggiunge la  $T$  di saturazione, che a 170 bar corrisponde a  $352,29 \text{ }^\circ\text{C}$ ; il titolo è  $x=0$ , ovvero liquido saturo; il fluido continua a riscaldarsi e il titolo aumenta;
- 3- terza fascia: il titolo è pari a  $x=1$ , ovvero vapore saturo; da questo punto il poi il vapore che riceve calore si surriscalda.

La lunghezza non bollente comprende il tratto tra l'ingresso e il punto in cui il liquido diventa saturo, ovvero la lunghezza della prima fascia.

N.b. : Si assume lo scambio termico isobaro per tutta la lunghezza del pannello e una pressione pari a 170 bar. Considerato questo valore la caldaia è a **circolazione forzata**.

Ricavo la lunghezza non bollente attraverso la **potenza trasmessa** nella prima fascia.

La potenza trasmessa può essere espressa ho mediante il **flusso termico medio**,  $[\text{kW}/\text{m}^2]$  o mediante la differenza di temperatura ( $T_{\text{sat}} - T_{\text{in}}$ ):

$$P_{\text{NONBOLL}} = q_i \cdot L_{\text{NONBOLL}} \cdot \Pi \cdot d_E = W_i \cdot c_p (T_{\text{SAT}} - T_{\text{IN}})$$

Quindi:

$$L_{\text{NONBOLL}} = \frac{W_i \cdot c_p (T_{\text{SAT}} - T_{\text{IN}})}{q_i \Pi d_E}$$

$$L_{\text{NONBOLL}} = \frac{W_i}{q_i} \cdot \text{COST}$$

$$\text{Essendo } \text{COST} = \frac{c_p (T_{\text{SAT}} - T_{\text{IN}})}{\Pi d_E}$$

$d_E$  è il diametro esterno poiché il flusso  $q$  è riferito alla superficie esterna.

$\frac{W_i}{q_i}$  rappresenta il rapporto tra la portata - iesima e il flusso specifico -iesimo.

La lunghezza non bollente cresce al crescere della portata, ovvero la quantità d'acqua da far cambiare di stato, e si riduce al crescere del flusso specifico, ovvero il calore fornito per unità di superficie esterna. .

a) il titolo in uscita dal condotto.

Calcolo il titolo in uscita attraverso una formula analoga a quella per calcolare la lunghezza non bollente. In questo caso però considero l'intera lunghezza del tubo evaporatore.



96

$$\text{Mentre: } Re_L = \frac{G(1-x)d_i}{\mu}$$

$G$  = portata di fluido

$d_i$  = diametro interno

N.b. : poiché analizzo l'intera regione sottoraffreddata considero un valore medio della viscosità e del calore specifico a pressione costante in questa regione (alla  $T$  media =  $341^\circ\text{C}$ ).

La correlazione di **Dittus - Boelter** è applicabile alla convezione forzata e mi permette di trovare il coefficiente di scambio termico  $h$ :

$$h = \frac{k}{d_i} Nu$$

N.b.: ho calcolato  $Re$  attraverso la formula  $Re$  liquido con la portata :  $Re_L = \frac{G(1-x)d_i}{\mu}$ .

Si rimanda alla Fig. 6.

e) calcolare il coefficiente di scambio termico nella regione sottoraffreddata con le relazioni di Annaratone:

$$\alpha = K_w \frac{G^{0.8}}{d_i^{0.2}}$$

$$K_w = 5.87 + 9.09 \frac{t_b}{100} - 1.39 \left( \frac{t_b}{100} \right)^2$$

$\alpha$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  per  $t_b = 335^\circ\text{C}$

Si rimanda alla Fig. 7.

f) il coefficiente di scambio termico in regime di vapore surriscaldato alla temperatura  $t_b$  di  $530^\circ\text{C}$  utilizzando le relazioni:

$$\alpha = K_s \frac{G^{0.75}}{d_i^{0.25}}$$

$$K_s = 5.069 - 0.0529p + (4.467 + 0.169p) \frac{t_b}{1000} - (1.268 + 0.143p) \left( \frac{t_b}{1000} \right)^2$$

Considerare la pressione di riferimento  $p=100$  bar.



# easyJet

# Boarding Pass



DATA DEL VIAGGIO / TRAVEL DATE

**14 APR 2014**  
LUN

DA / FROM

(AMS) Amsterdam

EM6H86K

S562

NUMERO DEL VOLO / FLIGHT NUMBER

**EZY2728**

A / TO

(MXP) Milano Malpensa  
(Terminal 2)

ORARIO DI CHIUSURA USCITA DI  
IMBARCO / GATE CLOSES

**18:30**

ORARIO DI PARTENZA DEL VOLO / FLIGHT DEPARTS

**19:00**

Per favore siate puntuali, gli altri non possono aspettare

POSTO NUMERO / SEAT NUMBER

**20B**

PASSEGGERO / PASSENGER

CARUSO, MARCO Sig.

1 CHECK-IN

2

## BAGAGLI

3

## PARTENZE



### NESSUN BAGAGLIO DA STIVA

Non hai bagagli da stiva. Verifica che il tuo bagaglio a mano sia delle dimensioni consentite e vai direttamente all'uscita d'imbarco.

X1



### BAGAGLIO A MANO

Porta UN solo bagaglio a mano, di dimensioni non superiori a 50 x 40 x 20cm (ruote e maniglie comprese). I colli di queste dimensioni saranno sempre garantiti e potranno essere collocati o negli alloggiamenti superiori o, se necessario, sotto il sedile davanti al passeggero.

Puoi portare un bagaglio di dimensioni leggermente più grandi e non superiori a 56 x 45 x 25cm, maniglie e ruote comprese, tuttavia, su alcuni voli affollati, il tuo bagaglio a mano potrebbe dover essere alloggiato nella stiva.



Un documento d'identità corredato di fotografia è obbligatorio su tutti i voli. È necessario un passaporto in corso di validità o, se consentita, una carta d'identità.



Tieni sempre in considerazione il tempo necessario per passare attraverso i controlli di sicurezza e raggiungere la tua uscita d'imbarco.



LE USCITE D'IMBARCO CHIUDONO 30 MINUTI PRIMA DELLA PARTENZA. NON FAR ASPETTARE GLI ALTRI, SII PUNTUALE

See what you can buy from our new Bistro range



Great Britain All-British Cheddar Crackers  
£1.80 €2.50



Shortbread House of Edinburgh  
£1.50 €2



Organic Little Miracles Green Tea  
£2.50 €3

Your time in the air has never been tastier.

We have a range of cafe style snacks & meal deals. Try our new Bistro Range on your flight!

Visit <http://buyonboard.easyJet.com> and see what you can buy onboard.

## BUY ONBOARD



**Europcar**  
moving your way

15% di sconto sul noleggio auto all'arrivo.

È sufficiente mostrare il codice al banco Europcar: 42440711



## FLIGHT TRACKER

3 easy steps to check your flight status.

1. go to the Flight Tracker on our mobile app (iOS and Android) or at [m.easyJet.com](http://m.easyJet.com)
2. search for your flight by route or flight number
3. click to get live updates in real time on the move!