



L'ENERGIA CHE TI ASCOLTA

DIVISIONE GENERAZIONE, ENERGY MANAGEMENT E MERCATO ITALIA
AREA DI BUSINESS GENERAZIONE
UNITA' DI BUSINESS FUSINA

30171 Mestre Centro - Venezia - Casella Postale 169
T +39 0418218011 F +39 0239652841
enelproduzione@pec.enel.it

PRO/AdB-GEN/PCA/UB-FS/EAS



Enel-PRO-12/09/2014-0036490



Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio
del Mare - Direzione Generale Valutazioni Ambientali

E prot DVA - 2014 - 0029309 del 15/09/2014

Spett.le
MINISTERO AMBIENTE E TUTELA DEL
TERRITORIO E DEL MARE
Direzione Generale Valutazioni Ambientali
Divisione IV - Rischio Rilevante e AIA
Via Cristoforo Colombo, 44
00147 ROMA RM
Pec: AIA@pec.minambiente.it

E, p.c.:

Spett.le
ISPRA
Via Vitaliano Brancati, 47
00144 ROMA RM
Pec: protocollo.ispra@ispra.legalmail.it

Spett.le
ARPAV
Via Lissa 6
30171 VENEZIA - MESTRE VE
Pec: dapve@pec.arpav.it

PRO/SAM/AMB
Autorizzazioni e Ambiente



Oggetto: Decreto GAB-DEC-2008-0000248 del 25/11/08 - Autorizzazione Integrata Ambientale per l'esercizio della Centrale termoelettrica Enel Produzione SpA "Andrea Palladio" di Fusina ubicata nel Comune di Venezia.

Procedimento di modifica ID 94/691. Interventi sui componenti interni della sezione di bassa pressione del gruppo 1 - Integrazioni.

Con riferimento all'oggetto e alle richieste pervenute da Codesto Ministero con nota prot. DVA-2014-0023403 del 15/07/2014, si trasmette la documentazione tecnica integrativa relativa al procedimento di modifica ID 94/691.

A disposizione per eventuali chiarimenti, inviamo distinti saluti.

Id. 18042704

1/2

Fausto Bassi
UN PROCURATORE

Il presente documento è sottoscritto con firma digitale ai sensi dell'art. 21 del d.lgs. 82/2005. La riproduzione dello stesso su supporto analogico è effettuata da Enel Servizi e costituisce una copia integra e fedele dell'originale informatico, disponibile a richiesta presso l'Unità emittente.

Allegati: c.s.

Copia a: /

PEC DVA

Da: Aia Pec <Aia@pec.minambiente.it>
Inviato: venerdì 12 settembre 2014 15:25
A: 'A.'
Oggetto: I: POSTA CERTIFICATA: Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08
Allegati: daticert.xml; Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08 (1,44 MB)

Da: Per conto di: enelproduzione@pec.enel.it [mailto:posta-certificata@legalmail.it]
Inviato: venerdì 12 settembre 2014 7.18
A: MINISTERO AMBIENTE
Oggetto: POSTA CERTIFICATA: Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08

Messaggio di posta certificata

Il giorno 12/09/2014 alle ore 07:18:22 (+0200) il messaggio "Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08" è stato inviato da "enelproduzione@pec.enel.it" indirizzato a: aia@pec.minambiente.it

Il messaggio originale è incluso in allegato.

Identificativo messaggio: 1016494198.1519522638.1410499102866vliaspec04@legalmail.it

L'allegato daticert.xml contiene informazioni di servizio sulla trasmissione

Legalmail certified email message

On 2014-09-12 at 07:18:22 (+0200) the message "Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08" was sent by "enelproduzione@pec.enel.it" and addressed to: aia@pec.minambiente.it

The original message is attached with the name **postacert.eml** or **Decreto GAB-DEC-2008-0000428 del 25/11/08**.

Message ID: 1016494198.1519522638.1410499102866vliaspec04@legalmail.it

The daticert.xml attachment contains service information on the transmission

DIVISIONE GENERAZIONE, ENERGY MANAGEMENT E MERCATO ITALIA
AREA DI BUSINESS GENERAZIONE
UNITA' DI BUSINESS FUSINA

30171 Mestre Centro - Venezia - Casella Postale 169
T +39 0418218011 F +39 0239652841
enelproduzione@pec.enel.it

PRO/AdB-GEN/PCA/UB-FS/EAS

Spett.le
MINISTERO AMBIENTE E TUTELA DEL
TERRITORIO E DEL MARE
Direzione Generale Valutazioni Ambientali
Divisione IV – Rischio Rilevante e AIA
Via Cristoforo Colombo, 44
00147 ROMA RM
Pec: AIA@pec.minambiente.it

E, p.c.:

Spett.le
ISPRA
Via Vitaliano Brancati, 47
00144 ROMA RM
Pec: protocollo.ispra@ispra.legalmail.it

Spett.le
ARPAV
Via Lissa 6
30171 VENEZIA - MESTRE VE
Pec: dapve@pec.arpav.it

PRO/SAM/AMB
Autorizzazioni e Ambiente

Oggetto: Decreto GAB-DEC-2008-0000248 del 25/11/08 - Autorizzazione Integrata Ambientale per l'esercizio della Centrale termoelettrica Enel Produzione SpA "Andrea Palladio" di Fusina ubicata nel Comune di Venezia.
Procedimento di modifica ID 94/691. Interventi sui componenti interni della sezione di bassa pressione del gruppo 1 - Integrazioni.

Con riferimento all'oggetto e alle richieste pervenute da Codesto Ministero con nota prot. DVA-2014-0023403 del 15/07/2014, si trasmette la documentazione tecnica integrativa relativa al procedimento di modifica ID 94/691.
A disposizione per eventuali chiarimenti, inviamo distinti saluti.

Fausto Bassi
UN PROCURATORE

Il presente documento è sottoscritto con firma digitale ai sensi dell'art. 21 del d.lgs. 82/2005. La riproduzione dello stesso su supporto analogico è effettuata da Enel Servizi e costituisce una copia integra e fedele dell'originale informatico, disponibile a richiesta presso l'Unità emittente.

Allegati:c.s.

Copia a: /

CENTRALE TERMOELETTTRICA DI FUSINA

***Interventi sui componenti interni della sezione di bassa
pressione del gruppo 1***

Modifica non sostanziale ID 94/691



RELAZIONE TECNICA

Settembre 2014

1- Premessa

Il presente documento descrive gli interventi e i risultati delle performance post revamping delle turbine a vapore di bassa pressione (BP) sulle sezioni 3 e 4 da 320 MWe di Fusina, eseguite nel 2007 (sezione 3) e nel 2008 (sezione 4), e le considerazioni conseguenti sull'opportunità di effettuare tale tipologia di intervento anche sulla sezione 1 da 165 MWe.

Gli interventi di revamping sulle sezioni da 320 MW hanno riguardato le turbine a vapore esistenti (costruttore originale Tosi), sulle quali si sono sostituiti parte dei componenti interni delle sezioni di BP (rotore palettato, cilindro interno e relativa palettatura fissa).

L'obiettivo era di realizzare un nuovo canale vapore con migliore rendimento di espansione del vapore e area anulare di scarico aumentata per ridurre le perdite di energia cinetica allo scarico e quindi, in definitiva, migliorare la potenza e il consumo specifico.

Le nuove modifiche alle turbine BP, con palettature finali da 43" pollici al posto delle originali da 33.5", determinano un'area anulare di scarico pari 19,2 m², con un incremento del 40% rispetto ai corpi di vecchio tipo.

2- Descrizione delle turbine originali e del ciclo termodinamico sezioni 3-4 da 320 MW

Ciclo termodinamico

Le sezioni 3-4 di Fusina sono conformi al "progetto unificato" degli impianti termoelettrici ENEL e presentano le seguenti caratteristiche salienti:

- Potenza elettrica massima continua (CMC): 329 MW
- Turbina realizzata in tre gruppi di stadi: alta pressione (AP), media pressione (MP) e bassa a doppio flusso (BP)
- Tipo ciclo: Rankine, con surriscaldamento (SH), risurriscaldamento (RH) con 7 spillamenti da turbina
- Generatore di vapore: Potenzialità: 1056 t/h di vapore a 170 ata e 538 °C, a corpo cilindrico, circolazione assistita.

Lungo il ciclo sono installati nove *scambiatori rigenerativi*, alimentati dai sette spillamenti di vapore proveniente dalla turbina: tre scambiatori a superficie di bassa pressione (in linea), un degasatore a miscela, e due linee in parallelo con altri tre scambiatori a superficie ciascuna. Lo scarico delle condense (drenaggi) dei riscaldatori è effettuato in cascata, ossia i drenaggi del riscaldatore a più alta pressione di spillamento si scaricano in quello a pressione immediatamente inferiore e così via, sino a recuperare gli ultimi drenaggi al condensatore. mentre tre pompe di alimento pluristadio, poste all'uscita del degasatore, ognuna dimensionata per il 100% della portata nominale, pressurizzano l'acqua di alimento. Nella Figura 1 è rappresentato lo schema del ciclo termodinamico.

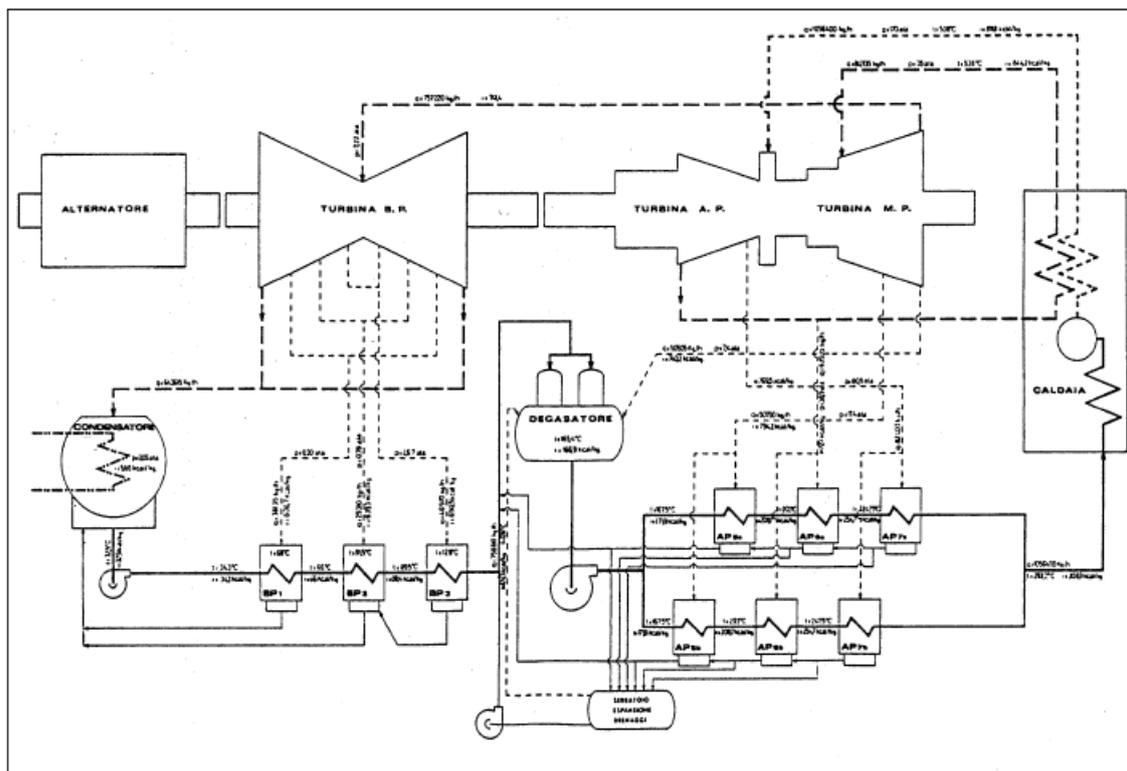


Figura 1 - Ciclo termodinamico sezioni 3-4

Condensatori

Ogni unità è dotata di *condensatore* a fascio tubiero refrigerato con acqua di mare, a flusso radiale e unico percorso (monoflusso). I gas incondensabili vengono estratti con apposite pompe a vuoto; in fase di avviamento vengono utilizzati tuttavia eiettori a vapore. L'estrazione del condensato è affidata a due pompe, poste in corrispondenza del pozzo caldo e dimensionata ciascuna per il 100% della portata nominale.

Le caratteristiche di ciascun condensatore sono le seguenti:

- N. tubi totale 17.840 di lunghezza pari a 11.590 mm
- Superficie totale di scambio pari a 16.500 m²
- Materiali: Al-brass e Cupro-Nichel
- N. 2 pompe acqua condensatrice (AC) per sezione
- Portata acqua condensatrice: 4,25 m³/sec per ciascuna pompa AC

A luglio 2007 sono stati svolti i lavori di ritubaggio per il condensatore del gruppo 3, in concomitanza della sostituzione della turbina BP 43", e nell'estate 2008 è stata completata la partita del Gr.4, in parallelo alla installazione della seconda turbina BP modificata.

Turbine

Le sezioni da 320 MW sono progettate con turbine composte da due corpi distinti: il primo congloba le sezioni di alta e media pressione (AP-MP) con relative casse interne, il secondo comprende la sezione di bassa pressione (BP) a doppio flusso con relativa cassa interna.

Le turbine Tosi-Westinghouse da 320 MW hanno le seguenti caratteristiche di base:

- Semicorpo AP: 2 stadi ad azione Curtiss seguiti da 11 stadi a reazione

- Semicorpo MP: 10 stadi a reazione
- Corpo BP: doppi flusso, 2 x 6 stadi a reazione (pala finale L=33,5").

Nelle turbine Tosi-Westinghouse (v. Figura 2) il corpo AP-MP comprende un cilindro esterno, un cilindro interno, i manicotti di tenuta, i compensatori di spinta e i tamburi palettati.

Tutti i componenti sono ottenuti per fusione e sono in acciaio legato. La struttura a doppio cilindro richiede per l'AP un collegamento telescopico a tenuta tra i manicotti di entrata del vapore, saldati al cilindro esterno, e le camere ugelli, saldate al cilindro interno.

Sono pure previsti collegamenti telescopici di tenuta per lo scarico del vapore, che torna in caldaia a risurriscaldarsi (RH freddo), per l'entrata del vapore risurriscaldato (RH caldo) alcuni spillamenti di alta pressione.

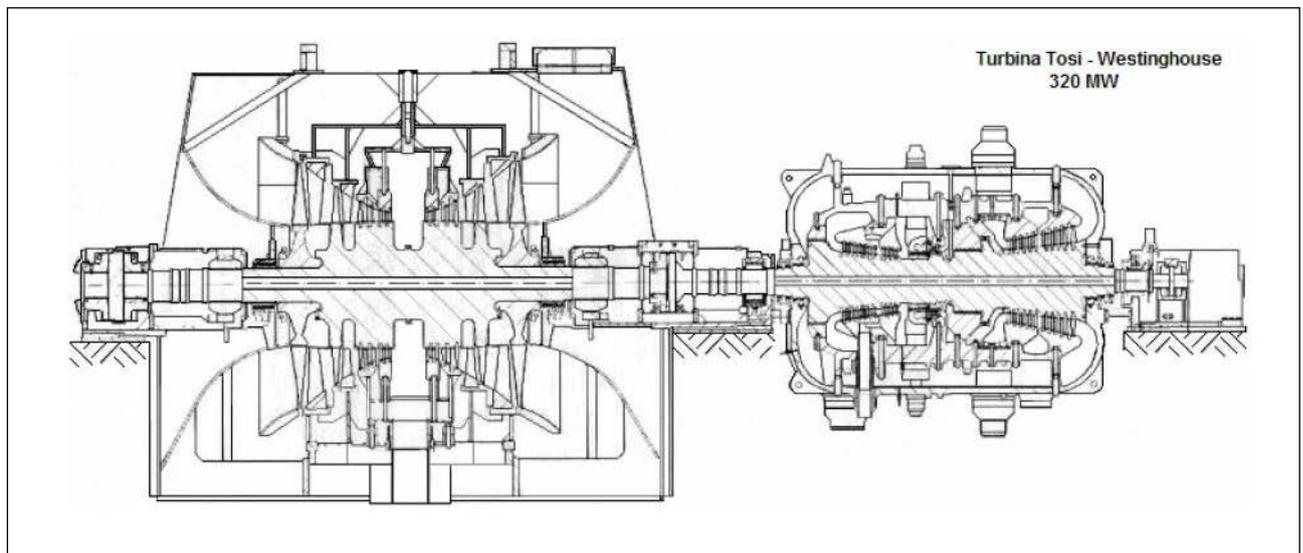


Figura 2 - Corpi turbina sezioni 3-4

Il collegamento tra lo scarico del vapore MP e la turbina BP è effettuato tramite tubazione (*crossover*) munita di opportuni compensatori di dilatazione.

Il corpo BP, in lamiera saldata, è composto da un cilindro esterno, da un cilindro interno e da un cilindro intermedio disposto tra i precedenti. Le prime file di palette fisse di ciascun flusso sono disposte su anelli montati nel cilindro interno con chiavette orizzontali e verticali. Le altre file di palette fisse sono montate su anelli che sono di pezzo con il cilindro interno o con quello intermedio.

Le pale degli ultimi stadi, in funzione del contenuto di umidità del vapore e della velocità periferica della palette, vengono protette dall'usura mediante riporti di stellite. Il profilo delle ultime due file di pale viene svergolato e rastremato ed è imposto dalla variazione della velocità periferica che si ha passando dalla radice (*hub*) alla estremità della pala (*tip*).

Dati di progetto

I valori contrattuali del ciclo sono riassunti nella Tabella 1:

Ciclo termico al carico massimo (CMC)		
Potenza elettrica ai morsetti	329	MW
Portata vapore SH ammissione	1.056	t/h
Portata vapore RH riammissione	812	t/h
Portata vapore ammissione BP	757	t/h
Potenza lorda corpo AP	96	MW
Potenza lorda corpo MP	96	MW
Potenza lorda corpo BP	144	MW
Potenza termica turbina (AP+MP+BP)	336	MW
Rendimento corpo AP	85%	
Rendimento corpo MP (4° spill.)	93%	
Rendimento corpo BP (UEEP)	86%	
Pressione allo scarico	0,050	ATA
Consumo specifico ciclo	1.902	Kcal/KWh

Tabella 1 - Valori contrattuali del ciclo termodinamico

I valori del *rendimento termodinamico* di espansione dei diversi stadi di turbina (AP, MP, BP) sono ottenuti come rapporto tra i salti entalpici reali ed i salti entalpici isoentropici calcolati sull'isobara del punto finale dell'espansione relativa a quello stadio.

3- Effetto del vuoto e delle perdite allo scarico delle sezioni 3-4 da 320 MW

La Figura 3 sottostante rappresenta la famiglia di curve di scostamento % (AU%) del consumo specifico per vari gradi di vuoto condensatore, riferita alla turbina originale Tosi con scarico a 33,5".

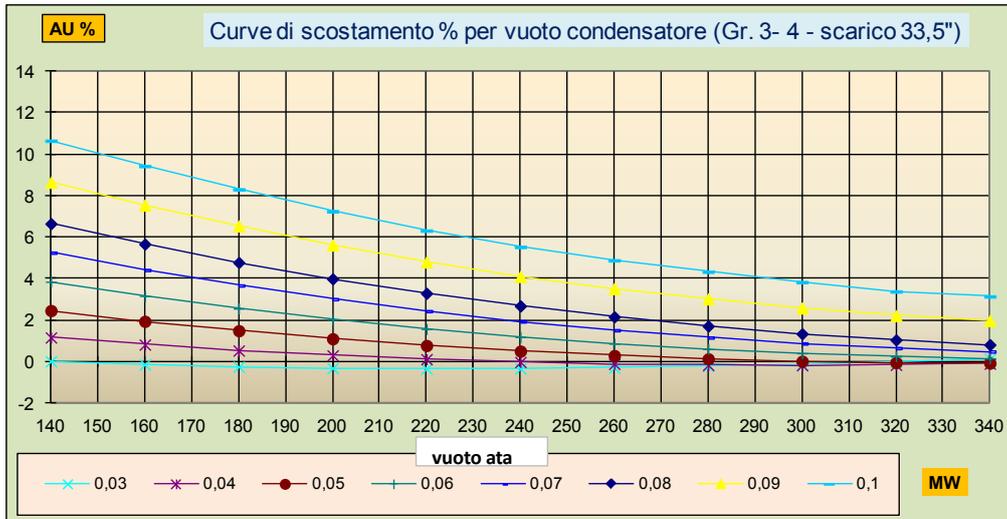


Figura 3 - Scostamento del consumo specifico per vuoto (da prove di esercizio)

L'ascissa rappresenta il carico (MW) e l'ordinata lo scostamento % (negativo o positivo) del consumo specifico per vari gradi di vuoto al condensatore (la famiglia di curve). Ad esempio con un carico di 320MW e un vuoto di 0.09 ata (curva gialla) ho uno scostamento del +2% (peggioramento) rispetto al consumo specifico nominale a quel carico, in termini assoluti $1900 \text{ kcal/kWh} * (2/100) = +38 \text{ kcal/kWh}$.

Il vuoto al condensatore dipende anche dalle condizioni di scambio termico del medesimo ed è funzione del carico generato.

Una diminuzione del vuoto nel condensatore provoca una riduzione del salto entalpico disponibile per la turbina e di conseguenza una riduzione della potenza prodotta e del rendimento della turbina. Tale variazione dipende anche dalla portata di vapore allo scarico ed è ovviamente massima, per una stessa variazione di vuoto, alla portata corrispondente al pieno carico. Le curve evidenziano che i maggiori scostamenti negativi (peggioramento del consumo specifico) si hanno per:

- basso vuoto, dipendente anche dalla temperatura dell'acqua di circolazione;
- bassi carichi (minore portata di vapore condensante allo scarico turbina BP).

4- Attività e obiettivi del revamping delle turbine BP delle sezioni 3-4 da 320 MW

Generalità

L'obiettivo del revamping delle turbine BP delle sezioni 3-4 era di conseguire la riduzione di consumo specifico su ogni sezione di circa 60 kcal/kWh , pari a circa il 2,6% dell'attuale valore. (Scheda C6 domanda AIA)

La riduzione di consumo specifico era stato valutato considerando sia gli effetti del profilo di carico che del vuoto con gli scenari di mercato prevedibili all'epoca dell'approvazione dell'investimento (anno 2006).

L'intervento concretamente è consistito nella sostituzione dei componenti interni delle sezioni di BP (rotore palettato, cilindro interno e relativa palettatura fissa) ai fini di realizzare un nuovo canale vapore

con migliore rendimento di espansione del vapore e area anulare di scarico aumentata per ridurre le perdite di energia cinetica allo scarico, come descritto nel paragrafo successivo.

Interventi agli scarichi delle turbine BP

La Figura 4 sottostante definisce schematicamente la geometria del condotto di scarico di una turbina BP (valido per uno dei due flussi). Il vapore esce assialmente dall'ultima pala mobile (L-0) e attraversa un diffusore anulare, di seguito subisce una inversione a 90° per entrare radialmente nel collo del condensatore. Compito del diffusore è di ridurre la velocità del vapore in uscita dalla pala mobile L-0, in modo da ridurre l'energia cinetica scaricata. La riduzione dell'energia cinetica viene ottenuta a scapito della pressione, ovvero la pressione vapore in uscita dell'ultima pala p_{an} dovrà essere inferiore alla pressione vapore che si stabilisce nella flangia del condensatore p_{fl} al fine di ottenere un effetto decelerante. In realtà il comportamento del condotto di scarico nelle varie condizioni di esercizio (portata scaricata, grado di vuoto) potrà essere anche molto diverso da quanto descritto: in alcuni casi il condotto sarà neutro (pressione uscita pala = pressione flangia), o in certe condizioni si comporterà come effusore (pressione uscita pala > pressione flangia).

L'incremento dell'area anulare di scarico (v. Figura 4) implica un incremento del rapporto L/H (hood height/last blade height) e di conseguenza una perdita capacità diffusiva del condotto di cui il progettista deve tenere conto, ovvero deve compensare la maggior perdita fluidodinamica a valle con la riduzione di energia cinetica a monte.

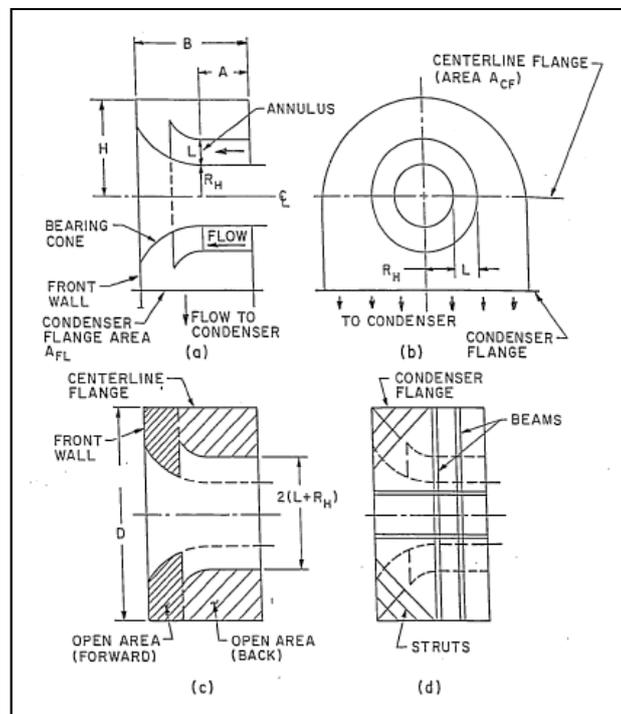


Figura 4 - Geometria dello scarico di una turbina BP

Perdite allo scarico delle turbine BP originali (33,5")

Le perdite allo scarico totali di una turbina a vapore EL (v. Figura 5) sono costituite dalla somma delle perdite cinetiche LL (*leaving losses*) e delle perdite fluidodinamiche nel condotto di scarico HL (*hood losses*):

$$EL=LL+HL$$

Le perdite cinetiche LL costituiscono la parte predominante delle perdite allo scarico totali e sono determinabili in modo diretto dai bilanci conoscendo l'area di scarico, e sono sempre positive.

Le perdite HL, come indicato in Tabella 2, possono assumere valori positivi, nulli o negativi a seconda dello stato del condotto

Pressioni vapore	Coeff. di recupero c_p	Stato condotto	Energia cinetica alla flangia	Perdite condotto HL
$p_{an} < p_{fl}$	Negativo (-)	diffusore	decrementa	Negative (-)
$p_{an} = p_{fl}$	nullo	neutro	invariata	nulle
$p_{an} > p_{fl}$	Positivo (+)	effusore	incrementa	Positive (+)

Tabella 2 – Perdite HL

Il rendimento di espansione della turbina BP è determinato dalla somma algebrica delle due perdite $LL+HL=EL$, deducibili dalla curva di perdite allo scarico fornita dal costruttore

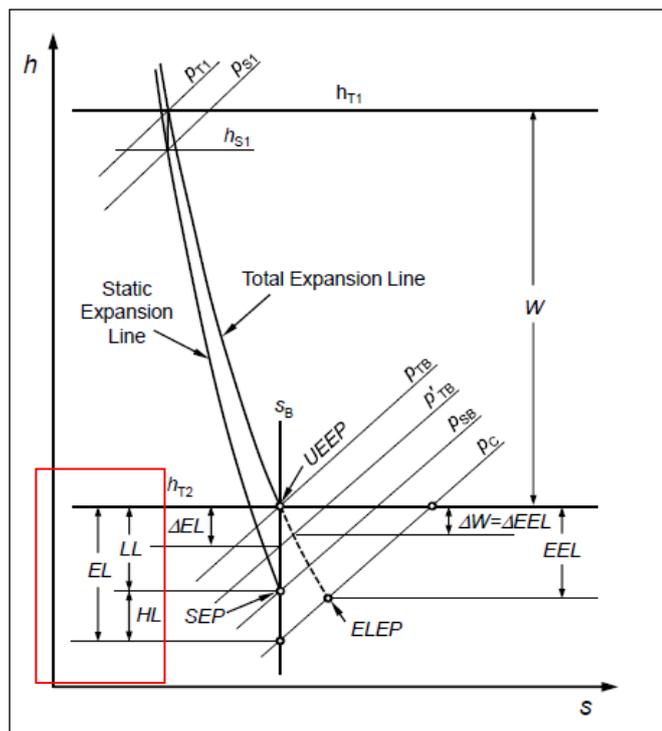


Figura 5 - Espansione turbina BP nel piano h-s di Mollier

Le perdite sono riassunte nella Tabella 3, desunta dai bilanci e dalle curve di progetto.

Come evidenziato in Tabella, a vuoto costante, lo scarico si comporta da effusore per carichi elevati, mentre si comporta da diffusore per carichi medio-bassi.

Carico elettrico	MW	329	321	224	128
Area di scarico (2 flussi)	m ²	13,8	13,8	13,8	13,8
vuoto condensatore	ata	0,05	0,05	0,05	0,05
velocità sonica (VS)	m/sec	378	378	383	389
velocità anulare (VN)	m/sec	302	295	217	140
Numero di Mach		0,80	0,78	0,57	0,36
LL (Leaving Loss)	kcal/kg	10,9	10,4	5,6	
HL (Hood Loss)	kcal/kg	0,8	1,0	-	0,3
cp=HL/LL		0,07	0,09	-	0,06

Tabella 3 - Valori delle perdite contrattuali originali

I coefficienti di recupero sono tuttavia molto bassi (intorno a 0.1 in valore assoluto), ma tipici di progetti di 40 anni fa.

Riguardo al diffusore di scarico delle palette da 33,5" la curva delle perdite allo scarico fu ottenuta per via sperimentale mediante un modello aerodinamico in scala ridotta (il fluido utilizzato fu aria).

La distinzione tra LL e HL perde significato a carichi bassi (<200 MW), ove le portate volumetriche ridotte originano forti perdite di "ventilazione" nelle pale mobili.

Perdite allo scarico delle turbine BP modificate (43")

Le perdite sono riassunte nella Tabella 4, desunta dai bilanci e dalle curve di progetto.

Come evidenziato in Tabella, a vuoto costante, lo scarico si comporta sempre da effusore, in modo sempre più marcato ai bassi carichi.

Pertanto il progettista ha tenuto conto del mancato recupero allo scarico nella nuova configurazione. In realtà il comportamento reale è stato peggiorativo rispetto ai calcoli del costruttore, come discusso in seguito.

Carico elettrico	MW	337	328	228	127
Area di scarico (2 flussi)	m ²	19,6	19,6	19,6	19,6
vuoto condensatore	ata	0,05	0,05	0,05	0,05
velocità sonica (VS)	m/sec	376	376	381	388
velocità anulare (VN)	m/sec	206	202	148	96
Numero di Mach		0,55	0,54	0,39	0,25
LL (Leaving Loss)	kcal/kg	5,1	4,9	2,6	
HL (Hood Loss)	kcal/kg	2,5	2,3	2,2	
cp=HL/LL	kcal/kg	0,50	0,48	0,83	

Tabella 4 - Valori delle perdite contrattuali modificate

Rispetto alla turbina originale pertanto le attese erano di un dimezzamento delle perdite cinetiche (LL=5,1 kcal/kg per la nuova BP contro le 10,9 kcal/kg della vecchia, al carico massimo), con una riduzione delle perdite totali EL di 4÷5 kcal/kg nonostante la penalizzazione dell'incremento delle perdite HL nei condotti. Anche in tal caso la distinzione tra LL e HL perde senso a carichi bassi (<200 MW), ove le portate volumetriche ridotte originano forti perdite di "ventilazione".

5- Descrizione tecnica delle modifiche delle sezioni 3-4 da 320 MW

Vengono ora descritti gli interventi di modifica attuati ai fini del revamping delle due turbine BP.

Le attività sono state eseguite dal costruttore con prestazioni “chiavi in mano” di progettazione, fornitura, trasporto in centrale, montaggio e supervisione alla messa in servizio.

Principalmente sono consistite in modifiche funzionali, attività mirate di revisione e fornitura ricambi.

Modifiche funzionali

L'intervento eseguito sulle turbine di FS-3/4 ha previsto la realizzazione di un nuovo canale vapore di BP con previsione di sostituzione di alcuni componenti - sottoelencati - e riutilizzazione delle casse esterne:

- sostituzione rotore palettato completo;
- sostituzione cilindro interno di progetto compatibile con il cilindro esterno esistente;
- sostituzione bulloneria di chiusura del cilindro interno;
- sostituzione tamburi o cilindri portapalette;
- sostituzione palette fisse;
- sostituzione tenute interstadio;
- sostituzione/revisione delle tenute dei manicotti di estremità;
- rinforzo cuscinetti portanti del rotore di BP ;
- nuova bulloneria a tensionamento idraulico di collegamento giunti AMP-BP e BP - alternatore;
- sostituzione di tutti gli schermi di protezione da erosione per le tubazioni degli spillamenti di BP e per i giunti flessibili;
- nuovi spruzzatori acqua per il funzionamento a bassi carichi;
- smontaggio del cilindro esterno e parti interne;
- lavorazioni di adattamento de cilindro esterno;
- nuovi coprigiunti (giunto BP-AMP e giunto BP-Alternatore);
- montaggio dei componenti nuovi;
- taglio e risaldatura delle tubazioni degli spillamenti interessati;

Attività di revisione

Sono state sottoposte a revisione i seguenti componenti:

- cilindro esterno turbina BP;
- cuscinetti BP;
- cross-over;
- manicotti di tenuta vapore sulla sezione di BP;
- guardie olio dei cuscinetti di BP;
- diaframmi di sicurezza BP (dischi di rottura per sovrappressione);
- spruzzatori acqua per il funzionamento a bassi carichi: valvole e ugelli;
- valvola rompivuoto;
- giunto di collegamento BP – condensatore;
- cuscinetti: controllo metallo bianco, controlli non distruttivi, appostamenti
- sostituzione rotore palettato completo.

Ricambi

Sono stati forniti i seguenti ricambi:

- 25% delle pale fisse e rotanti stadi L-0, L-1; relative ad 1 turbina di BP;
- 10% di tutti i restanti stadi (pale fisse e rotanti), relative ad 1 turbina di BP.

La Figura 6 evidenzia (a colori) i componenti interni sostituiti

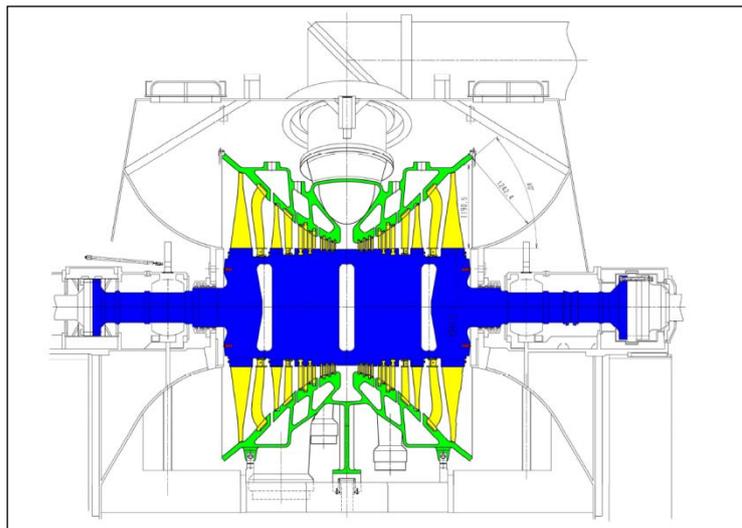


Figura 6: Evidenza delle parti nuove o modificate delle turbine BP (a colori)

6- Benefici reali ottenuti dalle modifiche delle sezioni 3-4 da 320 MW

Collaudi contrattuali (2007-2009)

Le modifiche alla turbina della sezione 3 sono state eseguite, come da programma, nell'estate 2007. Qualche mese prima, a Maggio 2007 sono state eseguite le prove PRE su tale macchina, mentre il 30÷31 gennaio 2008 sono state eseguite le prove POST.

Considerato che le turbine delle sezioni 3-4 sono gemelle, per la seconda macchina (FS4) era previsto di tenere validi i risultati del collaudo della prima (FS3), in caso di esito positivo degli stessi.

Il risultato finale, al carico massimo continuo (327 MW in prova) e con i parametri del vapore e del ciclo corretti secondo la normativa ASME, è stato il seguente:

- Riduzione del consumo specifico = **55 kcal/kWh** a fronte di un valore garantito di **42 kcal/kWh** nelle condizioni contrattuali ricalcolate di turbina e ciclo (portata 1056 t/h, vapore SH a 538°C e 170 ata, vapore RH a 538°C e 35 ata, vuoto condensatore 0.05 ata)

Nonostante la positività dei collaudi contrattuali, sono sorti già da allora dei dubbi che le prestazioni reali siano state sensibilmente inferiori a quanto ottenuto nei test.

Le prove PRE sono state eseguite infatti con un vuoto condensatore elevato (0.122 ata), fuori garanzia rispetto alle curve del costruttore originale delle turbine (Westinghouse).

In quella occasione non era stato possibile far rientrare il vuoto condensatore nei limiti di progetto, causa una combinazione di varie limitazioni operative sullo scambio termico del fascio tubiero (temperature, rientrate, portate pompe...) non facilmente prevedibili in sede di preparazione delle prove. non era poi opportuno rimandare le prove in avanti considerato che la temperatura dell'acqua di mare era in fase di sensibile crescita (eravamo a fine Maggio).

Collaudi post revamping. Nel 2009 (Gr.4) e nel 2010 (Gr.3) sono stati eseguiti due collaudi indipendenti (da un costruttore e successivamente dall'unità specialistica ENEL), effettuati con strumentazione di precisione e condensatore in condizioni ottimali, i quali hanno permesso di valutare le prestazioni reali

delle turbine BP a carico e vuoto variabili. Entrambi i collaudi hanno confermato che le prestazioni reali risultano sensibilmente inferiori a quelle attese in fase di progetto e a quelle misurate in fase di collaudo contrattuale. Il risultato è riassunto nelle “curve di esercizio” successivamente descritte.

Curve di esercizio

La Figura 7 rappresenta la famiglia di curve di scostamento % (AU%) del consumo specifico per vari gradi di vuoto condensatore, riferita alla turbina modificata con scarico a 43”, costruita in base alle succitate prove effettuate nel 2010 dall’assistenza specialistica ENEL.

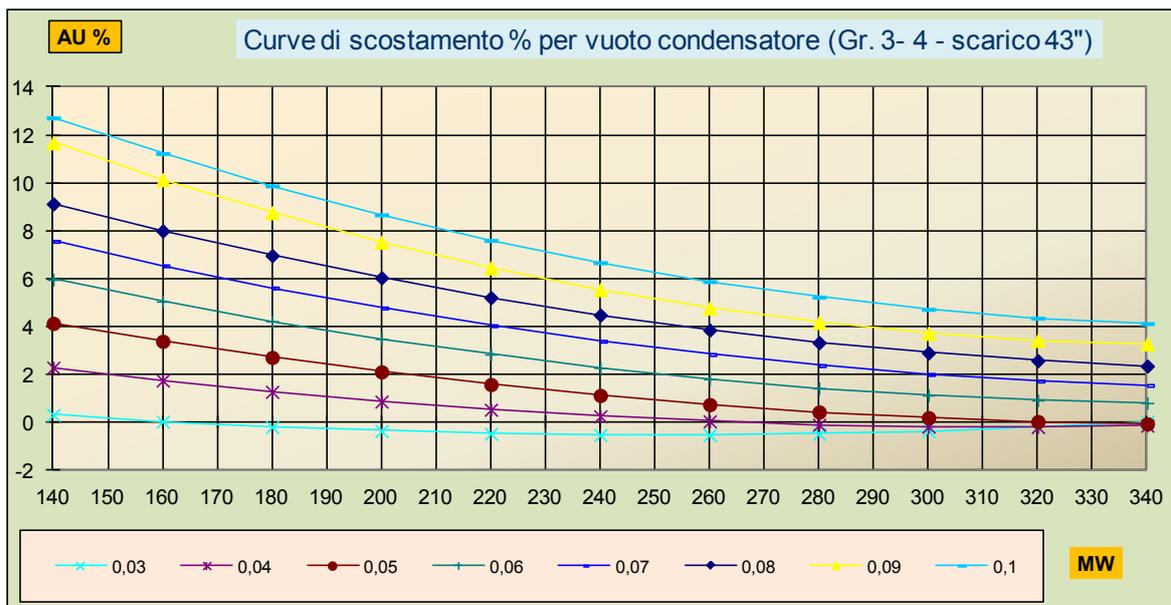


Figura 7 - Scostamento del consumo specifico per vuoto (prove di esercizio FS3 2011)

Analoga alla figura 3, l’ascissa rappresenta il carico (MW) e l’ordinata lo scostamento % (negativo o positivo) del consumo specifico per vari gradi di vuoto al condensatore (la famiglia di curve). Ad esempio con un carico di 320MW e un vuoto di 0.09 ata (curva gialla) ho uno scostamento del +3,5% (peggiore) rispetto al consumo specifico nominale a quel carico, in termini assoluti $1900 \text{ kCal/kWh} \cdot (3,5/100) = +67 \text{ kCal/kWh}$. Il confronto con la curva della vecchia BP (Figura 3) evidenzia la maggior sensibilità delle nuove turbine BP alle condizioni di abbassamento del carico e del vuoto.

Prima delle prove di esercizio, le nuove turbine sono state pure monitorate strettamente da DCS nel reale esercizio (nel periodo 2007-2009) al fine di valutarne le prestazioni reali con i carichi e i vuoti imposti dalla rete e dalle condizioni ambientali, raccogliendo migliaia misure termodinamiche sui sistemi di supervisione e controllo.

I risultati di questi monitoraggi operativi hanno consentito di evidenziare che gli interventi non hanno portato a benefici apprezzabili in termini di miglioramento del rendimento.

In particolare si è visto che l’effetto delle modulazioni di carico e del peggioramento del vuoto nel periodo estivo portano le turbine di bassa pressione a lavorare in zone a bassissima efficienza, con prestazioni peggiorative rispetto alle vecchie BP da 33,5”.

E' presumibile che le perdite sui diffusori di scarico siano state sottovalutate, come si evince da analisi più approfondite.

La Figura 8 sottostante rappresenta la famiglia di curve delle differenze di scostamento % del specifico per vari gradi di vuoto condensatore, calcolati come differenza relativa (opportunamente pesate):

AU% turbina 43" - AU% turbina 33,5"

Valori positivi (+) indicano zone di lavoro carico-vuoto *peggiorative* delle nuove turbine BP rispetto alle vecchie, valori negativi (-) indicano al contrario zone di lavoro *migliorative*. Si può osservare ad esempio che per vuoti uguali o superiori a 0.06 ata non vi sia più alcun vantaggio termodinamico di funzionamento delle nuove basse anche a carichi elevati.

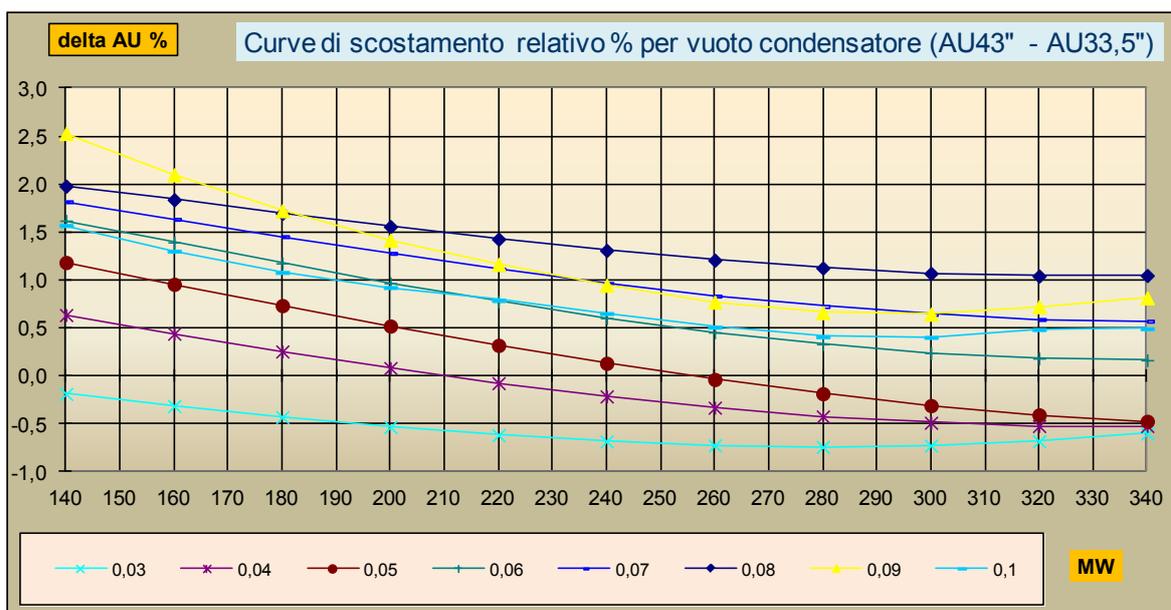
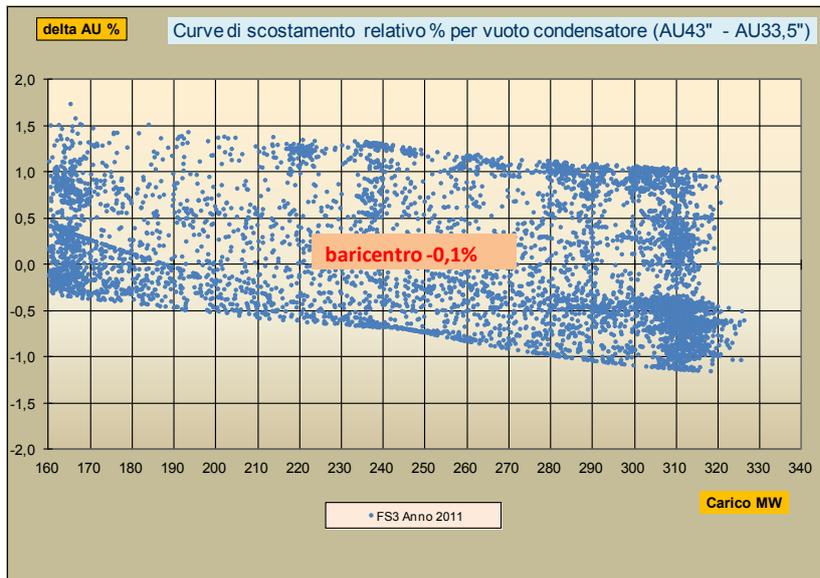
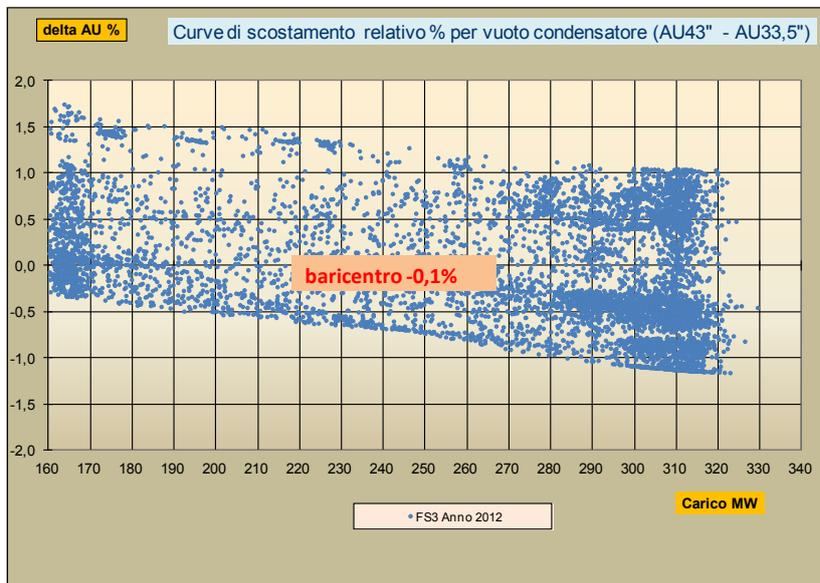
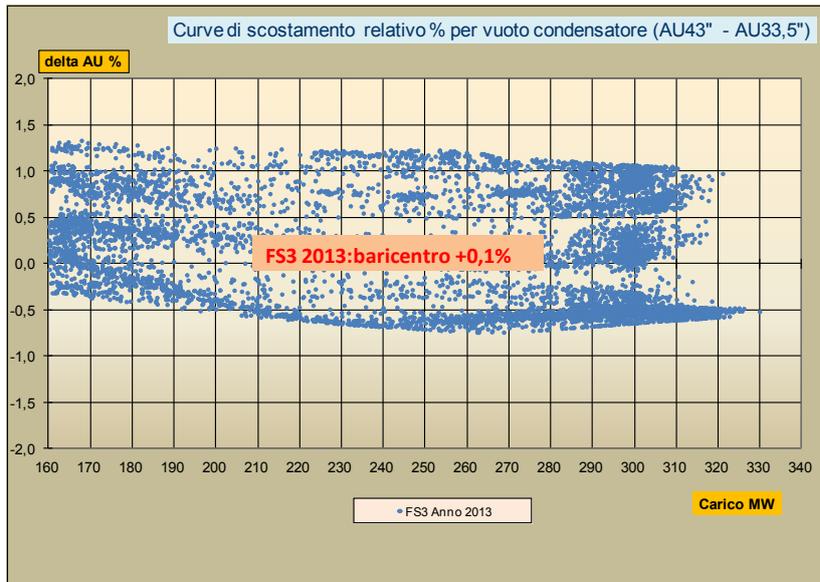


Figura 8: Delta Scostamenti del consumo specifico per vuoto (da prove di esercizio)

Funzionamento 2010÷2013 sezione 3

I grafici riportati nelle Figure 9, 10, 11 e 12 mostrano i punti di funzionamento orari carico-delta scostamento% per gli anni 2010÷2013 elaborati sulla sezione 3; il carico è rappresentato sulle ascisse.

Riguardo alle ordinate, valori positivi (+) indicano zone di lavoro carico-vuoto *peggiorative* delle nuove turbine BP rispetto alle vecchie, valori negativi (-) indicano al contrario zone di lavoro *migliorative*. In rosso viene evidenziato il *baricentro* degli scostamenti.



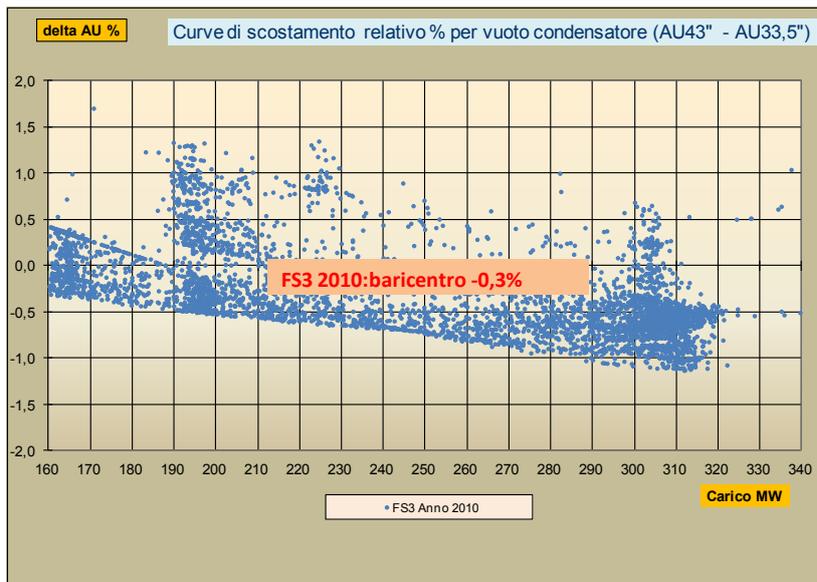


Figure 9-10-11-12 - Delta scostamenti orari anni 2010÷2013 sezione 3

Le elaborazioni evidenziano che i benefici delle nuove BP sono molto limitati, con scostamenti appena percettibili attorno allo 0%.

Come osservato sia la modulazione dei carichi che la temperatura dell'acqua di raffreddamento nei mesi estivi portano a lavorare le turbine BP in zone di alte perdite allo scarico. Carichi ridotti implicano basse portate massiche scaricate, alte temperature implicano peggioramento del vuoto e conseguente abbassamento del volume specifico del vapore.

Analoghe considerazioni valgono per la sezione 4.

7- Descrizione delle modifiche previste sulla sezione 1 da 160 MW

Ciclo termodinamico originale

La sezione 1 di Fusina è antecedente di dieci anni rispetto ai "progetti unificati" degli impianti termoelettrici ENEL, tuttavia presenta alcune caratteristiche comuni a questi:

- Potenza elettrica massima continua (CMC): 160 MW
- Turbina bicilindrica realizzata in tre gruppi di stadi: alta pressione (AP), media pressione (MP) e bassa a doppio flusso (BP)
- Tipo ciclo: Rankine, con surriscaldamento (SH), risurriscaldamento (RH) con 7 spillamenti da turbina
- Generatore di vapore: Potenzialità: 500 t/h di vapore a 140 ata e 538 °C, a corpo cilindrico, circolazione naturale.

I cicli da 160 MW presentano, oltre che un maggior consumo specifico nominale (+90 kCal/h), funzionalità ridotte rispetto ai gruppi più grandi da 320 MW (ad es. unica linea riscaldatori AP) che penalizzano soprattutto la disponibilità dell'unità.

Dati di progetto (turbine 23")

I valori contrattuali del ciclo sono riassunti nella Tabella 5:

Ciclo termico al carico massimo (CMC)		
Potenza elettrica ai morsetti	160	MW
Portata vapore SH ammissione	500	t/h
Portata vapore RH riammissione	420	t/h
Portata vapore ammissione BP	370	t/h
Potenza lorda corpo AP	58	MW
Potenza lorda corpo MP	56	MW
Potenza lorda corpo BP	52	MW
Potenza termica turbina (AP+MP+BP)	166	MW
Rendimento corpo AP	78%	
Rendimento corpo MP (4° spill.)	90%	
Rendimento corpo BP (UEEP)	86%	
Pressione allo scarico	0,050	ATA
Consumo specifico ciclo	1.990	Kcal/KWh

Tabella 5 - Valori contrattuali del ciclo termodinamico

La turbina Tosi-Westinghouse da 160 MW hanno le seguenti caratteristiche di base:

- Semicorpo AP: 2 stadi ad azione Curtiss seguiti da 15 stadi a reazione
- Semicorpo MP: 16 stadi a reazione
- Corpo BP: doppi flusso, 2 x 6 stadi a reazione (pala finale L=23").

Nuove BP a scarico aumentato (33")

Il revamping della turbina della sezione 1 è stato assegnato ad ANSALDO nel 2008.

Analogamente ai gruppi maggiori, è stata costruita una nuova parte rotorica a palettatura aumentata, mantenendo le stesse interfacce della macchina originale verso la cassa esterna di BP.

La palettatura è basata su profili a reazione dello stesso tipo delle sezione 3-4, ma con scarico L-0 da 33". Il rotore è stato realizzato in 4 pezzi saldati.

La turbina è stata regolarmente acquistata e immagazzinata, ma non montata. Applicando l'analisi differenziale già descritta per le sezioni 3-4 si è valutato infatti che tale upgrade, con le attuali condizioni di esercizio, incrementerebbe il consumo specifico dell'unità in modo significativo invece che ridurlo, come descritto successivamente.

Tale analisi è stata possibile solo dopo un affinamento delle curve derivato da qualche anno di esperienza sui gruppi già revampizzati.

Curve di esercizio simulate

La Figura 13 rappresenta la famiglia di curve delle differenze di scostamento % del specifico per vari gradi di vuoto condensatore, calcolati come differenza relativa (opportunamente pesate):

AU% turbina 33% - AU% Turbina 23"

Valori positivi (+) indicano zone di lavoro carico-vuoto peggiorative delle nuove turbine BP rispetto alle vecchie, valori negativi (-) indicano al contrario zone di lavoro migliorative

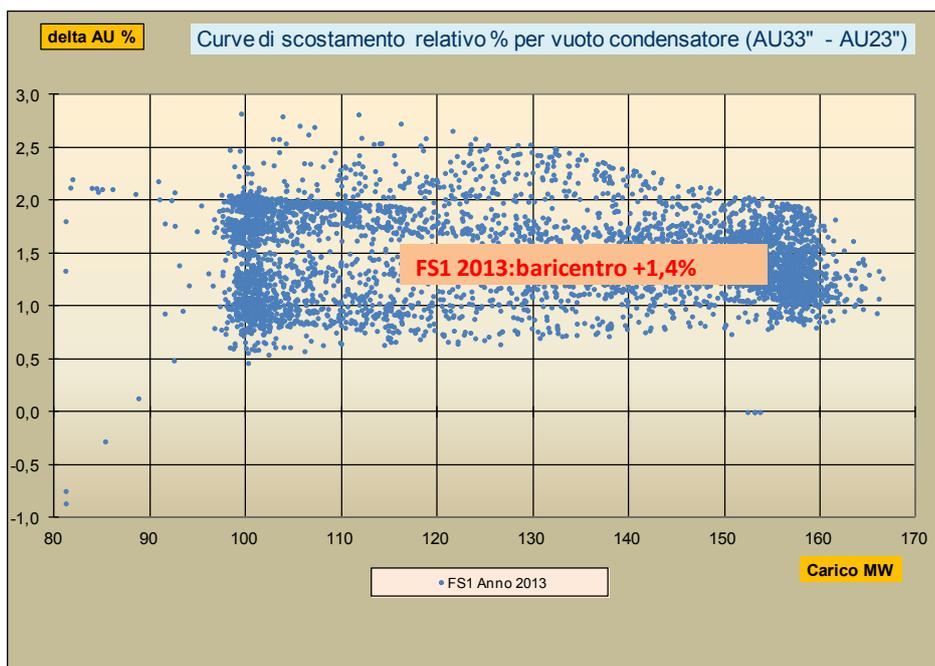


Figura 13 - Delta scostamenti simulati per l'anno 2013 sezione 1

Le elaborazioni evidenziano che sulla sezione 1 non vi sono affatto benefici a seguito dell'installazione della nuova BP, anzi si perderebbe l'1,4% di rendimento del ciclo (+28 kCal/kWh).

Effetti così negativi sono dovuti alla maggiore modulazione del carico della sezione 1 da 160 MW rispetto alle sezioni 3-4 da 320 MW e soprattutto alla temperatura dell'acqua di raffreddamento nei mesi estivi (maggio - ottobre) dovuta al funzionamento sotto torri evaporative in ciclo chiuso.

8- Conclusioni

Il revamping della turbina di BP della sezione 1 è stato appaltato nel 2008, quando si ipotizzava che tali tipologie di intervento portassero a dei benefici certi in termini di potenza e consumo specifico.

Le esperienze maturate negli anni successivi, derivate da approfondite valutazioni operative, hanno portato a rivalutarne fortemente l'efficacia.

In questi ultimi due anni si è auspicato che l'esperienza del costruttore su altre realizzazioni portasse a una comprensione delle cause tale da correggere il progetto in modo da avvicinarlo alle aspettative iniziali.

L'eventuale riprogetto dei condotti di scarico ai fini di adattarlo in modo ottimo alle pale allungate implicherebbe un aumento delle dimensioni assiali e radiali delle turbine BP. Pertanto le modifiche che si dovrebbero attuare alle turbine medesime risulterebbero incompatibili con i benefici attesi, inoltre diventerebbe eccessivamente complesso e rischioso interfacciare le casse esterne aumentate alle strutture esistenti (supporti, tubazioni vapore e collo condensatore).

In conclusione, per quanto esposto, non risulta opportuno pianificare alcun tipo di intervento sulla turbina di BP della sezione 1 come previsto in origine, benché la turbina sia stata acquistata e disponibile.