

CORSO DI SISTEMI ENERGETICI

Esercitazione 5

Ripotenziamento di un impianto di cogenerazione

Si vuole analizzare sotto il profilo tecnico ed ambientale la fattibilità del ripotenziamento di un impianto di cogenerazione a condensazione e spillamento mediante una turbina a gas industriale e trasformazione in ciclo combinato. Ciò consiste nella sostituzione della caldaia e della linea di alimento esistente con una caldaia a recupero che produce il vapore per l'alimentazione della turbina a vapore e delle utenze termiche. Con riferimento al disegno allegato, si tratta di modificare la configurazione A (esistente) in quella B. Per i due casi A e B si calcolino e si mettano a confronto (sia in condizioni di piena condensazione che con spillamento): la potenza elettrica netta, la potenza termica utile, la potenza entrante come combustibile, il rendimento elettrico, il rendimento globale e l'indice Primary Energy Saving (PES).

Impianto esistente

Le condizioni caratteristiche del ciclo a vapore esistente sono indicate nella figura allegata. Il generatore di vapore, alimentato a gas naturale con un rapporto aria/combustibile di $16.9 \text{ kg}_a/\text{kg}_{GN}$, scarica al camino gas combusti aventi temperatura pari a 140°C . Le perdite termiche per irraggiamento sono pari all'1.2% della potenza termica introdotta con il combustibile, mentre la temperatura ambiente è pari a 15°C . In base ai dati assegnati si determini il rendimento della caldaia e la portata di combustibile richiesta.

Ciclo combinato

Noti dal disegno allegato i dati operativi della turbina a gas impiegata, si tratta di determinare le condizioni operative della turbina a vapore esistente nella nuova situazione di esercizio e di calcolare i dati di funzionamento richiesti con "?" nella sezione B della figura, sia in piena condensazione che con il prelievo previsto di 13.5 kg/s . Per procedere al calcolo del ciclo a recupero si assuma:

- Pressione ingresso in turbina tale da mantenere costante la portata ridotta ($G\sqrt{T/p}$) rispetto alla situazione A
- Pressione di prelievo del vapore (a monte della valvola di riammissione) inalterata
- Pressione di condensazione: in piena produzione elettrica determinare la nuova pressione nell'ipotesi di mantenere invariata la superficie e il coefficiente di scambio globale del condensatore, la portata di aria refrigerante e la sua temperatura di ingresso (nel caso A, in piena condensazione, le temperature di ingresso e uscita dell'aria sono 15 e 32°C)
- Rendimento adiabatico corpi turbina a vapore invariato rispetto al caso A
- Differenza di temperatura al pinch point: $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$
- Differenza di temperatura approach-point per SH di bassa pressione: $\Delta T_{ap} = 25^\circ\text{C}$
- Sottoraffreddamento uscita economizzatore: $\Delta T_{sc} = 10^\circ\text{C}$
- Perdite termiche della caldaia a recupero: $\xi_{cal} = 0.7\%$
- Rendimento organico della turbina: $\eta_{org} = 99\%$
- Rendimento elettrico dell'alternatore: $\eta_{el} = 98.5\%$
- Rendimento idraulico pompe di alimento: $\eta_{idr} = 80\%$
- Rendimento organico/elettrico turbopompa: $\eta_{me} = 88\%$
- Perdita di carico negli economizzatori: $\Delta p_{eco} = 15\%$
- Perdita di carico nei surriscaldatori di alta pressione: $\Delta p_{sh} = 5\%$
- Assorbimento ausiliari sezione a vapore 900 kW oltre alle pompe di alimento

Specie	PCI, MJ/kg	Calore specifico, kJ/kg-K $= \alpha + \beta T$ (T[K])		Composizione, % massica		
		α	β	Gas naturale	Fumi A	Fumi B
C ₂ H ₆	47.48	1.0347	1.9E-4	9.70	-	-
CH ₄	50.01	1.0594	1.7E-4	73.31	-	-
CO ₂	-	0.6631	6.088E-04	9.46	13.40	5.97
H ₂ O	-	1.6898	5.844E-04	-	10.77	5.12
N ₂	-	0.9880	1.737E-04	7.53	71.26	73.36
O ₂	-	0.8398	2.620E-04	-	3.30	14.24
Ar	-	0.5204	0	-	1.27	1.31

