

**POLITECNICO DI TORINO**  
**ESAMI DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALLA PROFESSIONE**  
**DI INGEGNERE INDUSTRIALE**

**Il Sessione 2012 - Sezione A**  
**Settore industriale**

**Classi 33/S-LM30 – Ingegneria Energetica e Nucleare**

**Prova pratica del 22 Gennaio 2013**

Si debba effettuare la **verifica termoidraulica delle prestazioni** dell'evaporatore di alta pressione di un generatore di vapore a recupero (fig. 1 e fig. 2) progettato per operare con le condizioni di tabella 1.

**Tab. 1 Dati fluidodinamici**

Grandezza	simbolo	valore	unità di misura
Temperatura media dei fumi in ingresso al banco evaporatore di HP	$T_{in,EVA,HP}$	460	°C
Temperatura media dei fumi in uscita dall'evaporatore di HP	$T_{out,EVA,HP}$	327	°C
Portata totale dei fumi	$W_{fumi}$	640	kg/s
Pressione di esercizio corpo cilindrico	$p_{HP}$	116	bar
titolo medio all'uscita dei fasci tubieri evaporatori	$x_{out}$	0.2	-
Temperatura dell'acqua di alimentazione	$T_{FW}$	317	°C

In particolare si valuti:

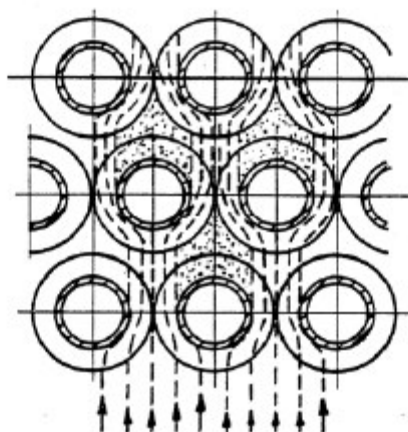
1. la potenza termica estratta dai fumi nel modulo evaporatore di alta pressione;
2. la portata di vapore e di ricircolazione, nelle condizioni di progetto, oltre che il rapporto di ricircolazione;
3. la portata specifica dei fumi, nelle condizioni di progetto, sulla base dei dati geometrici di tab. 2;
4. la portata specifica lato acqua nei tubi di caduta e nei banchi evaporatori;
5. il flusso termico medio trasferito dai fumi ai tubi evaporatori sulla base dei dati disponibili;
6. potenziale lunghezza non bollente nei banchi evaporatori sulla base del flusso termico medio;
7. cadute di pressione per attrito continuo nei downcomer,
8. perdita di carico per elevazione nel downcomer , nei fasci evaporatori e nei tubi di ritorno;
9. valutare i coefficienti di scambio termico liminari lato acqua-vapore e lato fumi, la resistenza termica per conduzione dei tubi evaporatori ed infine il coefficiente globale di scambio termico;

- 10.illustrare la metodologia per la verifica della portata di ricircolazione e del titolo all'ingresso del corpo cilindrico definendo il concetto di promotore di circolazione.
- 11.illustrare una metodologia per verificare l'adeguatezza della superficie di scambio termico ai dati di progetto.

I dati geometrici sono riportati in tabella. Per gli eventuali dati mancanti fare delle opportune ipotesi giustificandole.

Tab. 2 Dati geometrici

Grandezza	simbolo	valore	unità di misura
diametro interno tubi evaporatori	di	32.8	mm
diametro esterno tubi evaporatori	de	38	mm
lunghezza riscaldata	L	21	m
lunghezza tra collettori	Lt	21.4	m
numero file	Nf	13	
numero tubi per fila	Ntf	114	
passo trasversale	p <sub>t</sub>	90	mm
passo longitudinale	p <sub>l</sub>	90	mm
configurazione:	a quinconce o staggered		
superficie totale di scambio termico	St	58531	m <sup>2</sup>
n.ro di alette per metro	na	276	alette/m
spessore delle alette	s	1.15	mm
diametro esterno alette	D	76	mm
passo alette	p	3.628	mm
altezza alette	H	19	mm
larghezza aletta frastagliata	l	6	mm
dislivello corpo cilindrico –collettori inferiori	HT	28	m



Configurazione "staggered"

Tab. 2.1 Alcuni dati geometrici

codice componente	denominazione	diametro interno mm	spessore mm
325	corpo cilindrico	2200	80
326	tubi di caduta : <b>n.ro 3</b>	324	21.5
327	Barilotto alimento x 1	324	29
328,328.1-...328.4	tubazione alimento	114.3	8.56
329-329.4	collettori inferiori	168.3	18.26
331- 331.4	collettori superiori	219.1	23
332 – 332.4	tubi di ritorno ( <b>n.ro 5</b> )	114.3	8.56

Il dislivello massimo per i risers è di circa 5180 mm.

Tab. 3 Proprietà termodinamiche dell'acqua alla saturazione

		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)
322.09	116.00	661.85	67.016	1475.2	2694.0

Tab. 4 Proprietà di trasporto dell'acqua alla saturazione

		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (mW/m-K)	Therm. Cond. (mW/m-K)	Viscosity (μPa-s)	Viscosity (μPa-s)
322.09	116.00	661.85	67.016	6.6530	8.4434	505.03	85.920	77.611	20.993

Tab. 5 Proprietà termodinamiche acqua sottoraffreddata

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)
317.00	116.00	676.79	1442.2	3.4149	6.3119
317.00	117.00	677.10	1442.0	3.4142	6.3025
318.00	116.00	673.97	1448.6	3.4256	6.3717
319.00	116.00	671.09	1455.0	3.4364	6.4348
320.00	116.00	668.16	1461.4	3.4473	6.5013
321.00	116.00	665.17	1468.0	3.4583	6.5716

Tab. 6 Proprietà di trasporto acqua sottoraffreddata

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (mW/m-K)	Viscosity (μPa-s)
317.00	116.00	676.79	6.3119	517.34	79.926
318.00	116.00	673.97	6.3717	514.97	79.480
319.00	116.00	671.09	6.4348	512.58	79.031
320.00	116.00	668.16	6.5013	510.16	78.577
321.00	116.00	665.17	6.5716	507.72	78.118
322.00	116.00	662.12	6.6461	505.26	77.653

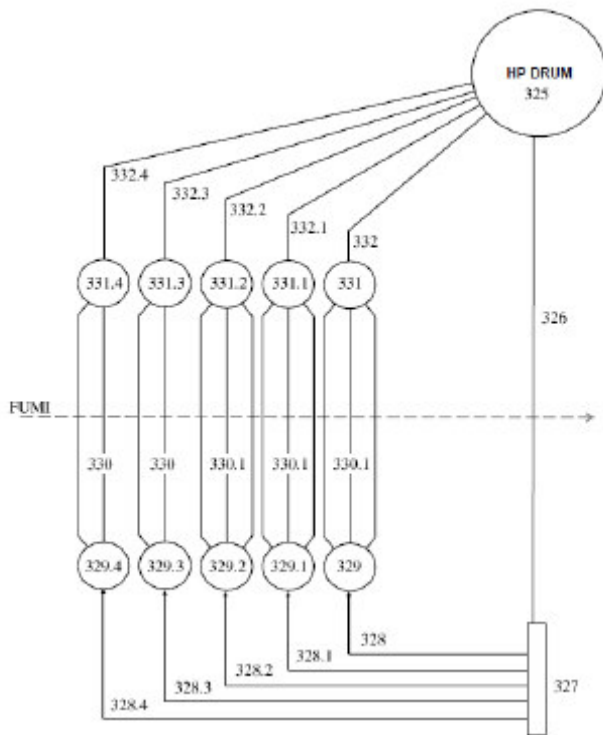


Fig 1. Schema di riferimento per l'evaporatore di alta pressione

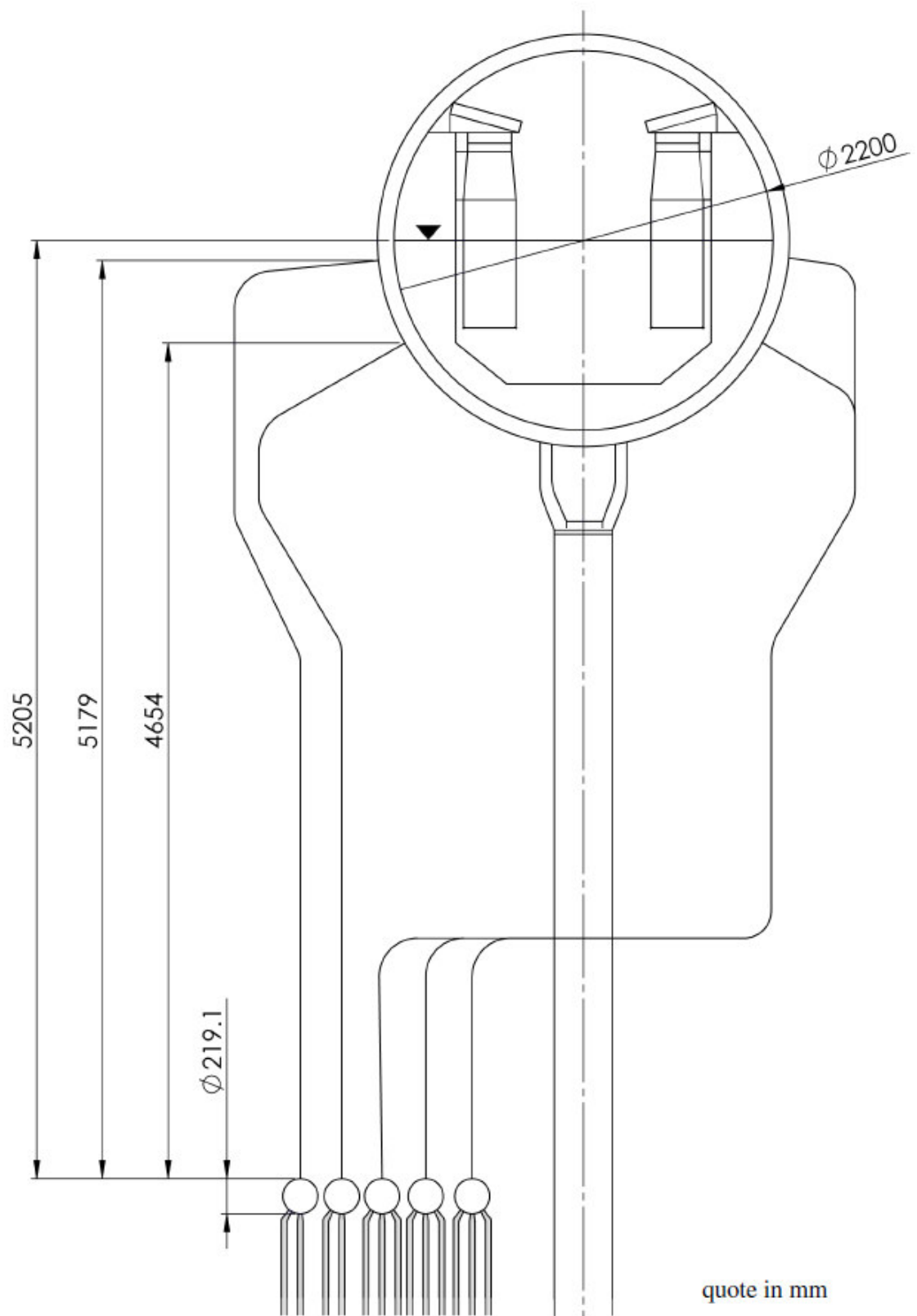


Fig. 2 Corpo cilindrico , tubi di caduta e riser.

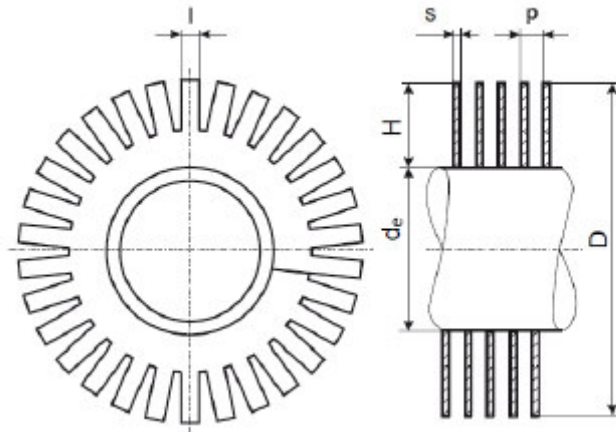


Fig. 3 Geometria aletta

### Allegati

Combustibile: metano CH<sub>4</sub>

- n indice d'aria per la combustione
- Densità in condizioni standard dei prodotti di combustione:

$$\rho_0 = 1.293 \frac{11.484n + 1 + 0.2272nH}{11.484n + (0.2272n + 0.071865)H}$$

dove per un combustibile con composizione C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, H è la frazione percentuale in massa del contenuto di idrogeno.

- Rapporto Portata fumi- portata combustibile nel turbogas  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{comb}} = 31$$

- **calore specifico fumi** in kJ/(kg°C), T in K

$$c_p(T) = (0.9378 + 2.045 * 10^{-4} T) \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^{1.78}$$

Conducibilità termica dei fumi kg in W/(m\*K)

m= contenuto di ossigeno (frazione volumica nei fumi) , t temperatura in °C

$$k_g = \left[ 21.924 - 0.0337m + (68.467 + 0.0966 * m) \frac{t}{1000} - (12.991 - 0.6229m) \left(\frac{t}{1000}\right)^2 \right] * 10^{-3}$$

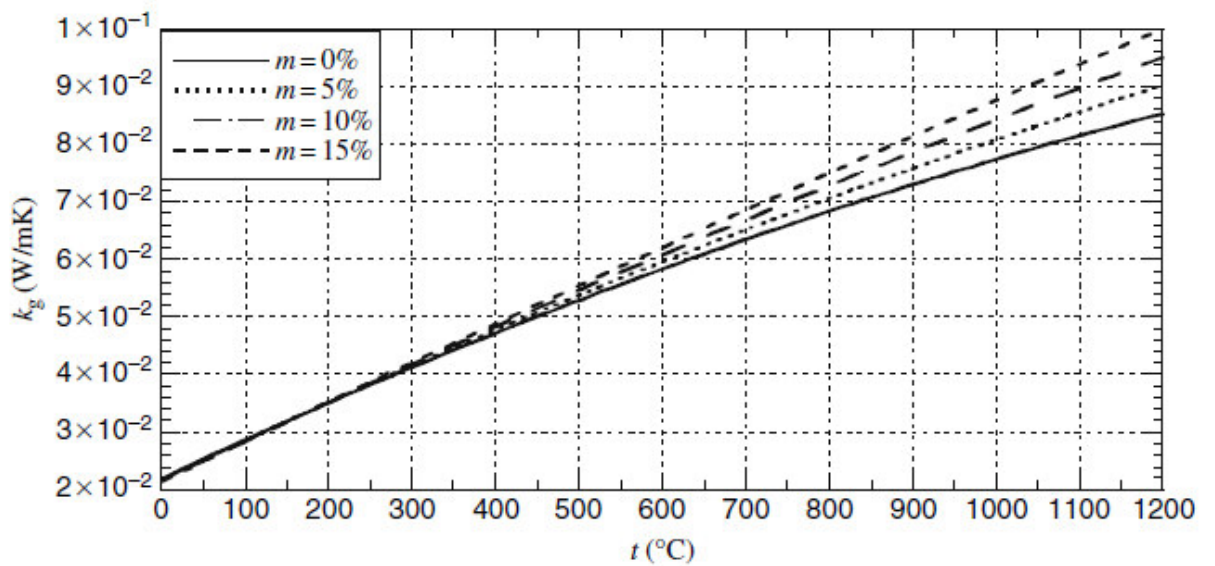


Fig. 7.33 Flue gas thermal conductivity

- Viscosità dei fumi  $\mu_g$  in  $\text{kg}/(\text{m}^*\text{s})$ :  
 $m$  frazione volumica dei dell'ossigeno nei fumi,  $t$  temperatura in  $^\circ\text{C}$

$$\mu_g = \left[ 16.861 - 0.1106m + (43.449 - 0.111m) \frac{t}{1000} - (11.19 + 0.0985m) \left( \frac{t}{1000} \right)^2 \right] * 10^{-6}$$

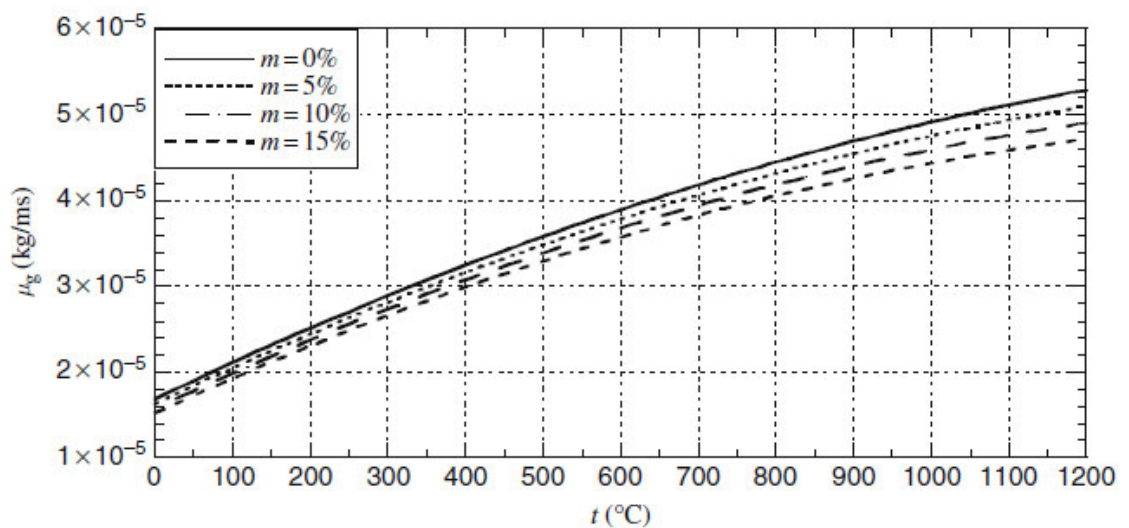


Fig. 7.34 Flue gas dynamic viscosity

Conducibilità termica degli acciai per i tubi evaporatori

$$k = 47.5383 - 0.0210t - 5.8333t^2$$

dove  $t$  in  $^\circ\text{C}$  e  $k$  in  $\text{W}/(\text{m}^*\text{K})$

- Correlazione per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato fumi:  
Correlazione di Hofmann

La correlazione fornisce il valore medio del numero di Nusselt per i fumi che hanno attraversato  $N_r$  file consecutive. Il numero delle file  $N_{r,\infty} = 8$ .

I numeri di Reynolds e nNusselt sono riferiti al diametro del tubo non alettato.

La portata specifica dei fumi per il calcolo del numero di Reynolds è riferita alla sezione minima di passaggio dei fumi.

$$Nu = 0.36475 Re^{0.6013} Pr^{1/3} \left[ 1 - 0.392 \log \left( \frac{N_{r,\infty}}{N_r} \right) \right]$$

Campo di validità Hofmann		
$Pr \approx 0.71$		
4 500	$\leq Re \leq$	35 000
15.5 mm	$\leq H \leq$	20 mm
0.8 mm	$\leq s \leq$	1 mm
1/295 al./m	$\leq p \leq$	1/276 al./m
1	$\leq N_r \leq$	8

- Coefficiente di scambio termico lato acqua, regione monofase:
- Si utilizza la correlazione di Dittus Boelter.
- $Nu_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$

Regione bifase, coefficiente di scambio termico liminare:  
adottare un valore compreso tra 6000 e 23000 W/(m<sup>2</sup> K)

Stima dei coefficienti d'attrito lato acqua: fluido monofase.

Correlazione approssimata di Coolebrook

$$f_b = 0.0055 \left( 1 + \sqrt[3]{20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re}} \right)$$

rugosità  $\varepsilon = 1e-5$  m