

# Dimensionamento di massima di un impianto frigorifero

Giulio Cazzoli

versione 1.2 - Maggio 2014

Si chiede di effettuare il dimensionamento di massima di un ciclo frigorifero che impiega **R-134a** utilizzato per mantenere in temperatura un magazzino frigorifero per la conservazione di prodotti già congelati.

Il magazzino è composto da due moduli adiacenti ciascuno di larghezza 10 m, profondità 15 m e altezza 7 m, per una larghezza complessiva di 20 m.

Per motivi di sicurezza il sistema di compressione deve lavorare al massimo 17.5 ore al giorno.

Inoltre sono dati:

Temperatura del lato freddo

$$t_i = -25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura ambiente

$$t_{amb} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Potenza frigorifera per unità di volume della cella

$$q_c = 17 \text{ W/m}^3$$

In particolare si svolgano i seguenti punti:

1. Si calcoli la potenza frigorifera necessaria;
2. Si definisca il lay-out dell'impianto e si determinino gli stati fisici principali del ciclo frigorifero in esame rappresentandoli sul diagramma di stato allegato;
3. Si calcoli il COP dell'impianto;
4. Si esegua il dimensionamento di massima del/dei compressori.

Si assumano i dati mancanti con criteri di buona progettazione.

# 1 Calcolo della potenza termica da estrarre dalla cella

La potenza termica da estrarre da una cella frigorifera è data dalla somma di:

- Potenza termica trasmessa attraverso le pareti  $q_{par}$
- Potenza termica dovuta alla movimentazione delle derrate  $q_{mov}$
- Potenza termica dovuta al metabolismo delle derrate  $q_{met}$
- Potenza termica dovuta alla circolazione dell'aria e al sistema di illuminazione  $q_{aus}$

Nel caso di derrate surgelate, come da dati di progetto si può assumere un valore medio per la potenza "specificata" ( $q_c$ , il valore della potenza effettiva da asportare sarà dato dal prodotto di questa potenza per il volume della cella:

$$Q_t = q_c V_{cella}$$

È poi buona norma aumentare il valore trovato del 10% per fare fronte ad oscillazioni ed imprevisti:

$$Q = 1.1 Q_t$$

Nel caso in esame:

$$V_{cella} = 2 \cdot (15 \cdot 7 \cdot 10) = 2100 \text{ m}^3$$

Pertanto la potenza termica totale richiesta dalla cella vale (tenendo conto anche dell'incremento di "sicurezza"):

$$Q_t = 1.1 \cdot 17 \cdot 2100 \approx 39.27 \text{ kW}$$

È richiesto che l'impianto non funzioni su tutto l'arco della giornata, quindi dovrà estrarre una maggiore quantità di calore durante il suo funzionamento, l'energia totale sarà:

$$Q_o \cdot \text{Num.Ore.Funz.} = Q_t \cdot 24\text{h}$$

quindi:

$$Q_o = 39.27 \cdot \frac{24}{17.5} = 53.856 \text{ kW} \approx 54 \text{ kW}$$

## 2 Condizioni limite

Indipendentemente dal layout scelto il ciclo termodinamico dovrà funzionare tra i limiti inferiore e superiore della linea di evaporazione e di condensazione (rispettivamente)

### 2.1 Linea di Evaporazione

Consideriamo che lo scambio termico avvenga a temperatura costante.

Per garantire l'assorbimento di calore, il fluido nell'evaporatore deve avere temperatura ( $t_e$ ) sufficientemente inferiore a quella della cella ( $t_i$ ):

$$t_e = t_i - \Delta t$$

Assumendo  $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  la linea di evaporazione opera a:

$$t_e = -25 - 5 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dalla tabella delle proprietà di saturazione (1), o dal diagramma termodinamico, si ottiene (tra l'altro) la pressione di evaporazione:

$$p_e = 0.0844 \text{ MPa} \approx 0.85 \text{ bar}$$

t °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
-32.00	0.767	0.767	158.25	379.06	0.8381	1.7538	0.7172	247.2728
-31.00	0.804	0.804	159.52	379.69	0.8434	1.7526	0.7187	236.3183
-30.00	0.844	0.844	160.79	380.32	0.8486	1.7515	0.7203	225.9445
-29.00	0.885	0.885	162.07	380.95	0.8538	1.7503	0.7218	216.1159
-28.00	0.927	0.927	163.34	381.57	0.8591	1.7492	0.7234	206.7992

Tabella 1: Proprietà di saturazione nell'intorno della temperatura di evaporazione

### 3 Linea di condensazione

Consideriamo che la cessione di calore avvenga a pressione costante.

Per garantire l'assorbimento di calore, il fluido nel condensatore deve avere temperatura ( $t_k$ ) superiore alla temperatura del pozzo termico ( $t_{amb}$ ):

$$t_k = t_{amb} + \Delta t$$

Assumendo  $\Delta t = 5$  °C la linea di condensazione opera a:

$$t_k = 25 + 5 = 30$$
 °C

Dalla tabella delle proprietà di saturazione (2), o dal diagramma termodinamico, si ottiene (tra l'altro) la pressione di evaporazione:

$$p_k = 0.7702 \text{ MPa} \approx 7.7 \text{ bar}$$

t °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
28.00	7.269	7.269	238.84	413.84	1.1341	1.7152	0.8367	28.2626
29.00	7.483	7.483	240.28	414.33	1.1388	1.7148	0.8394	27.4383
30.00	7.702	7.702	241.72	414.82	1.1435	1.7145	0.8421	26.6416
31.00	7.926	7.926	243.17	415.30	1.1482	1.7142	0.8449	25.8712
32.00	8.154	8.154	244.62	415.78	1.1529	1.7138	0.8478	25.1262

Tabella 2: Proprietà di saturazione nell'intorno della temperatura di condensazione

### 4 Definizione architettura

Nel caso di ciclo frigorifero ad un solo livello di pressione, il compressore deve garantire un rapporto di compressione ( $r$ ) pari a:

$$r = \frac{p_k}{p_e} = \frac{0.7702}{0.0844} \approx 9.126$$

Valore **alto** per garantire rendimenti accettabili da parte del compressore.

Supponendo la compressione isoentropica (quindi in condizioni ideali) la temperatura del gas all'uscita del condensatore ( $t_c$ ) si ottiene dalle tabelle del vapore surriscaldato incrociando l'isobara a  $p_k$  con l'entropia della fase gassosa ad inizio compressione:

$$\left. \begin{array}{l} p_k = 7.7 \text{ bar} \\ s = 0.7515 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right\} \implies t \approx 42.0$$
 °C

$t$ °C	$p$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK	$v$ dm <sup>3</sup> /kg
40.00	7.700	425.25	1.7484	28.311
41.00	7.700	426.27	1.7516	28.469
42.00	7.700	427.29	1.7549	28.627

Tabella 3: Proprietà del vapore surriscaldato nell'intorno pressione di fine compressione, considerando l'entalpia costante

valore tutto sommato accettabile.

Come si può osservare dal diagramma  $\log p$ - $h$  la temperatura aumenta rapidamente se si aspira vapore anche solamente leggermente surriscaldato. Quindi si preferisce operare una compressione frazionata.

#### 4.0.1 Scelta del rapporto di compressione

Seguendo una prassi consolidata (minimizzazione del lavoro assorbito) scegliamo il rapporto di compressione per lo stadio intermedio in modo tale che soddisfi la media geometrica:

$$r_1 = r_2 = \sqrt{r} = \sqrt{9.13} \approx 3.02$$

quindi la pressione intermedia varrà:

$$r_1 = \frac{p_i}{p_e} \Rightarrow p_i = r_1 p_e \Rightarrow p_i = 3.02 \cdot 0.0844 \approx 0.2549 \text{ MPa} \approx 0.250 \text{ MPa}$$

## 5 Dimensionamento del ciclo termodinamico

Il ciclo considerato prevede:

- Compressione frazionata a due livelli di pressione
- Scambiatore a miscela tra i due livelli di pressione
- Eventuale surriscaldamento del fluido in aspirazione al compressore
- Eventuale sottoraffreddamento del fluido in uscita dal condensatore

### 5.1 Definizione degli stati fisici

#### 5.1.1 Primo stadio di compressione

Nel caso in cui si voglia evitare l'aspirazione di una parte di liquido è utile eseguire il surriscaldamento del fluido in ingresso. Dovendo garantire comunque un salto minimo per permettere il flusso di calore verso il fluido frigorifero, la scelta del fluido frigorifero e delle richieste di temperatura della cella non permettono, in questo caso, di effettuare tale scelta.

**Ingresso** Lo stato fisico del vapore all'ingresso del compressore è, quindi, di vapore saturo, dalle opportune tabelle incrociando la temperatura di ingresso ( $t_1$ ) con la curva limite superiore  $p_e$ :

$$\left. \begin{array}{l} p_e = 0.844 \text{ bar} \\ t_1 = -30 \text{ °C} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_1 = 380.32 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 1.7515 \text{ kJ/kgK} \\ v_1 = 225.9445 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

**Uscita** Il punto di **uscita teorico** dal compressore si ricava considerando la **trasformazione isoentropica**, quindi incrociando il valore di entropia ad inizio compressione ( $s_1$ ) con la pressione intermedia ( $p_i$ ) e ricorrendo alle usuali si ottiene l'intervallo riportato in tabella

$t$ °C	$p$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK	$v$ dm <sup>3</sup> /kg
5	2.50	404.4	1.7599	84.42
10	2.50	408.7	1.7754	86.38

Per ottenere un valore più preciso si esegue una linearizzazione tra i valori ottenuti dalle tabelle<sup>1</sup> ottenendo:

$$\left. \begin{array}{l} p_{2s} = p_i = 2.5 \text{ bar} \\ s_{2s} = 1.7674 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right\} \implies \left\{ \begin{array}{l} t_{2s} = 7.42 \text{ °C} \\ h_{2s} = 406.48 \text{ kJ/kg} \\ v_{2s} = 85.37 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

Per modellare in maniera più realistica il comportamento del compressore introduciamo il **rendimento interno (isoentropico)**, definito come:

$$\eta_c = \frac{h_{us} - h_i}{h_u - h_i}$$

con  $us$  entalpia di uscita nel caso di trasformazione isoentropica,  $u$  entalpia di uscita nel caso reale,  $i$  entalpia in ingresso al compressore.

Assunto un valore per il rendimento l'entalpia "reale" in uscita è presto calcolata con:

$$h_u = \frac{1}{\eta_c}(h_{us} - h_i) + h_i$$

Il valore del rendimento isoentropico di un compressore viene misurato sperimentalmente. In prima analisi assumiamo

$$\eta_c = 0.7$$

quindi

$$h_u = \frac{1}{0.7}(406.48 - 389.32) + 389.32 \approx 413.83 \text{ kJ/kg}$$

$t$ °C	$p$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK	$v$ dm <sup>3</sup> /kg
15.00	2.50	413.1	1.7908	88.32
20.00	2.50	417.5	1.8059	90.23

Ancora una volta è necessario usare le tabelle e linearizzare nell'intorno della entalpia di uscita:

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = p_i = 2.5 \text{ bar} \\ h_2 = 413.83 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} \implies \left\{ \begin{array}{l} t_2 = 15.82 \text{ °C} \\ s_2 = 1.7933 \text{ kJ/kgK} \\ v_2 = 88.63 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

<sup>1</sup>Ricordando che la linearizzazione della generica grandezza  $x$  è un semplice processo di proporzionalità riferito al valore della entropia

$$s - s_i : s_f - s_i = \zeta - \zeta_i : \zeta_f$$

quindi

$$\zeta = \zeta_i + \frac{\zeta_f - \zeta_i}{s_f - s_i} (s - s_i)$$

PRESSURE = 250.00 kPa (abs)						TEMP
V	H	S	Cp	Cp/Cv	v <sub>s</sub>	°C
0.00077	194.3	0.9790	1.3285	1.5174	644.8	-4.29
0.08067	396.3	1.7303	0.8701	1.1724	147.0	-4.29
—	—	—	—	—	—	-5
0.08241	400.0	1.7441	0.8703	1.1660	148.7	0
0.08442	404.4	1.7599	0.8715	1.1594	150.6	5
0.08638	408.7	1.7754	0.8737	1.1535	152.4	10
0.08832	413.1	1.7908	0.8766	1.1483	154.1	15
0.09023	417.5	1.8059	0.8802	1.1436	155.8	20
0.09212	421.9	1.8208	0.8843	1.1393	157.5	25
0.09399	426.3	1.8355	0.8889	1.1355	159.1	30
0.09584	430.8	1.8501	0.8938	1.1319	160.7	35
0.09768	435.3	1.8645	0.8991	1.1287	162.3	40
0.09951	439.8	1.8788	0.9047	1.1257	163.8	45
0.10131	444.3	1.8930	0.9105	1.1230	165.3	50
0.10310	448.9	1.9070	0.9165	1.1204	166.8	55
0.10489	453.5	1.9209	0.9227	1.1180	168.2	60
0.10668	458.1	1.9347	0.9290	1.1158	169.6	65
0.10845	462.8	1.9484	0.9355	1.1137	171.0	70
0.11019	467.5	1.9620	0.9421	1.1118	172.4	75
0.11197	472.2	1.9755	0.9487	1.1099	173.8	80
0.11371	477.0	1.9888	0.9554	1.1082	175.1	85
0.11545	481.8	2.0021	0.9622	1.1065	176.5	90
0.11718	486.6	2.0153	0.9690	1.1050	177.8	95
0.11891	491.4	2.0285	0.9759	1.1035	179.1	100
0.12064	496.3	2.0415	0.9828	1.1021	180.3	105
0.12235	501.3	2.0544	0.9897	1.1008	181.6	110
0.12407	506.2	2.0673	0.9966	1.0995	182.9	115
0.12579	511.2	2.0801	1.0035	1.0983	184.1	120
0.12750	516.3	2.0928	1.0104	1.0971	185.3	125
0.12920	521.3	2.1055	1.0173	1.0960	186.5	130
0.13092	526.4	2.1181	1.0242	1.0949	187.8	135
0.13261	531.6	2.1306	1.0311	1.0938	189.0	140
0.13432	536.8	2.1430	1.0379	1.0929	190.1	145
0.13600	542.0	2.1554	1.0448	1.0919	191.3	150

Figura 1: Caratteristiche termodinamiche alla pressione intermedia

### 5.1.2 Secondo stadio di compressione

Lo scambiatore a miscela raffredda il fluido in uscita dal primo compressore, inoltre il fluido in uscita dallo scambiatore è **vapore saturo**

**Ingresso** Lo stato fisico del vapore all'ingresso del compressore si ottiene direttamente dalle tabelle delle proprietà di saturazione per la fase vapore in corrispondenza della pressione intermedia

t °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
-4.29	2.5	2.5	194.3	396.3	0.9790	1.7303	0.77	80.67

Considerando i soli dati del vapore

$$\begin{aligned}
 p_3 &= 2.5 \text{ bar} \\
 t_3 &= -4.29 \text{ °C} \\
 h_3 &= 396.3 \text{ kJ/kg} \\
 s_3 &= 1.7303 \text{ kJ/kgK} \\
 v_3 &= 80.67 \text{ dm}^3/\text{kg}
 \end{aligned}$$

**Uscita** Il punto di **uscita teorico** dal compressore si ricava considerando la **trasformazione isoentropica**, quindi incrociando il valore di entropia ad inizio compressione ( $s_3$ ) con la pressione di condensazione ( $p_k$ ) e ricorrendo alle usuali si ottiene l'intervallo riportato in tabella

$t$ °C	$p$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK	$v$ dm <sup>3</sup> /kg
30.00	7.500	415.6	1.7191	27.57
35.00	7.500	420.8	1.7360	28.41
35.00	8.000	419.6	1.7278	26.26
40.00	8.000	424.8	1.7475	27.05

Quindi i valori isoentropici sono

$$\left. \begin{array}{l} p_{4s} = p_k = 7.7 \text{ bar} \\ s_{4s} = 1.7303 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right\} \implies \left\{ \begin{array}{l} t_{4s} = 34.15 \text{ °C} \\ h_{4s} = 419.44 \text{ kJ/kgK} \\ v_{4s} = 27.399 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

Assumendo nuovamente come valore del rendimento isoentropico:

$$\eta_c = 0.7$$

quindi

$$h_4 = \frac{1}{0.7}(419.44 - 396.30) + 396.30 \approx 429.35 \text{ kJ/kg}$$

$t$ °C	$p$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kgK	$v$ dm <sup>3</sup> /kg
40.00	7.500	425.9	1.7524	29.23
45.00	7.500	431.0	1.7684	30.02
40.00	8.000	424.8	1.7445	27.05
45.00	8.000	430.0	1.7608	27.82

Linearizzando, quindi:

$$\left. \begin{array}{l} p_4 = p_k = 7.7 \text{ bar} \\ h_4 = 429.35 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} \implies \left\{ \begin{array}{l} t_4 = 43.781 \text{ °C} \\ s_4 = 1.7614 \text{ kJ/kgK} \\ v_4 = 28.949 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{array} \right.$$

### 5.1.3 Condensazione

La linea di condensazione opera ad una temperatura superiore a quella del mezzo a cui si cede calore.

Le condizioni nel campo del saturo sono state precedentemente definite

$t$ °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
30.00	7.702	7.702	241.72	414.82	1.1435	1.7145	0.8421	26.6416

La scelta del  $\Delta t$  non permette di eseguire un sottoraffreddamento

Quindi:

$$\begin{aligned} p_5 &= 7.7 \text{ bar} \\ t_5 &= 30.0 \text{ °C} \\ h_5 &= 241.72 \text{ kJ/kg} \\ s_5 &= 1.1435 \text{ kJ/kgK} \\ v_5 &= 0.8421 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

### 5.1.4 Laminazione alta pressione

La valvola di laminazione porta il fluido dallo stato di liquido (5) alla pressione dello scambiatore intermedio con la produzione di vapore di flash.

Ancora una volta dalle tabelle di vapore saturo

t °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
-4.29	2.5	2.5	194.3	396.3	0.9790	1.7303	0.77	80.67

La laminazione è un processo isoentalpico, quindi:

$$h_6 = h_5 = 241.72 \text{ kJ/kg}$$

Il titolo del vapore si ottiene osservando che l'entalpia della miscela è media pesata delle entalpie di liquido e vapore saturo, il peso è il titolo

$$h = (1 - x)h_l + xh_v$$

quindi

$$x = \frac{h - h_l}{h_v - h_l}$$

In questo caso:

$$x_6 = \frac{241.72 - 194.3}{396.30 - 194.3} \approx 0.235$$

Con la stessa regola si calcolano i valori di entropia e volume specifico Quindi:

$$\begin{aligned} p_6 &= 2.5 \text{ bar} \\ t_6 &= -4.29 \text{ °C} \\ h_6 &= 241.77 \text{ kJ/kg} \\ s_6 &= 1.1556 \text{ kJ/kgK} \\ v_6 &= 19.547 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

### 5.1.5 Laminazione bassa pressione

Per riportare il fluido alla pressione di evaporazione si esegue una seconda laminazione.

Lo stato iniziale (7) è sulla curva di liquido saturo alla pressione intermedia, dalle tabelle:

$$\begin{aligned} p_7 &= 2.5 \text{ bar} \\ t_7 &= -4.29 \text{ °C} \\ h_7 &= 194.3 \text{ kJ/kg} \\ s_7 &= 0.9790 \text{ kJ/kgK} \\ v_7 &= 0.77 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Lo stato al termine della laminazione (8) è caratterizzato dalla stessa entalpia

$$h_8 = h_7 = 194.3 \text{ kJ/kg}$$

La tabella del vapore saturo umido riporta per la pressione di evaporazione:

t °C	$p_{liq}$ bar	$p_{vap}$ bar	$h_{liq}$ kJ/kg	$h_{vap}$ kJ/kg	$s_{liq}$ kJ/kgK	$s_{vap}$ kJ/kgK	$v_{liq}$ dm <sup>3</sup> /kg	$v_{vap}$ dm <sup>3</sup> /kg
-30.00	0.844	0.844	160.79	380.32	0.8486	1.7515	0.7203	225.9445

Quindi il titolo vale:

$$x_8 = \frac{194.3 - 160.79}{380.32 - 160.79} \approx 0.16$$

Con la stessa regola si calcolano i valori di entropia e volume specifico Quindi:

$$\begin{aligned} p_8 &= 0.844 \text{ bar} \\ t_8 &= -30.0 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_8 &= 194.3 \text{ kJ/kg} \\ s_8 &= 0.9892 \text{ kJ/kgK} \\ v_8 &= 35.7868 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

### 5.1.6 Riassunto

	1	2	3	4	5	6	7	8
p bar	0.844	2.5	2.5	7.7	7.7	2.5	2.5	0.844
t °C	-30	15.82	-4.29	43.781	30.0	-4.29	-4.29	-30.0
h kJ/kg	380.32	413.83	396.3	429.35	241.72	241.77	194.3	194.3
s kJ/kgK	1.7515	1.7933	1.7303	1.7614	1.1435	1.1556	0.9790	0.9892
v dm <sup>3</sup> /kg	225.9445	88.63	80.67	28.949	0.8421	19.547	0.77	35.7868

## 5.2 Bilanci in massa

Nota la potenza frigorifera desiderata, dal bilancio all'evaporatore

$$\dot{Q}_f = m_{lp}(h_1 - h_8)$$

si ricava immediatamente la portata nel circuito di bassa pressione

$$m_{lp} = \frac{\dot{Q}_f}{h_1 - h_8}$$

Il miscelatore lavora in condizioni di saturazione, eseguendo un bilancio entrata uscita:

$$m_{lp}h_2 + m_{hp}h_6 = m_{lp}h_7 + m_{hp}h_3$$

quindi la massa circolante nel circuito di alta pressione vale:

$$m_{hp} = m_{lp} \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6}$$

Sostituendo

$$m_{lp} = \frac{54}{380.32 - 194.3} \approx 0.290 \text{ kg/s}$$

e

$$m_{hp} = 0.290 \frac{413.83 - 194.3}{396.3 - 241.77} \approx 0.290 \cdot 1.42 \approx 0.411 \text{ kg/s}$$

## 5.3 Calcolo COP

Il COP è pari al rapporto tra la potenza frigorifera (utile) e la potenza spesa nei compressori:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_f}{P_c}$$

nel caso specifico la potenza necessaria a muovere i compressori è data dalla somma delle potenze dei singoli apparati:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_f}{P_{lp} + P_{hp}}$$

In generale la potenza necessaria ad eseguire una compressione è pari a:

$$P_c = \dot{m}(h_u - h_i)$$

con  $\dot{m}$  massa manipolata dal compressore,  $h_u$  e  $h_i$  rispettivamente entalpia all'ingresso e all'uscita del compressore.

Quindi per il compressore di bassa potenza:

$$P_{lp} = 0.290(413.83 - 380.32) = 9.7179 \text{ kW}$$

e per quello di alta

$$P_{hp} = 0.411(429.35 - 396.3) = 13.5835 \text{ kW}$$

Di conseguenza il COP vale:

$$\text{COP} = \frac{54}{9.7179 + 13.5835} \approx 2.37$$

## 6 Confronto con la compressione singola

Nel caso di compressione singola (scartato inizialmente), sempre con rendimento isoentropico  $\eta_i = 0.7$  si ha:

$$\begin{aligned} p_{2's} &= 7.7 \text{ bar} \\ t_{2's} &= 45.9 \text{ °C} \\ h_{2's} &= 431.2588 \text{ kJ/kg} \\ s_{2's} &= 1.7674 \text{ kJ/kgK} \\ v_{2's} &= 29.23 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Considerando la trasformazione reale

$$\begin{aligned} p_{2'} &= 7.7 \text{ bar} \\ t_{2'} &= 65.9 \text{ °C} \\ h_{2'} &= 451.41 \text{ kJ/kg} \\ s_{2'} &= 1.8286 \text{ kJ/kgK} \\ v_{2'} &= 32.158 \text{ dm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Con una sola laminazione cambia anche la potenza termica per unità di massa asportabile, quindi è necessario ricalcolare la massa circolante:

$$m_s = \frac{54}{380.32 - 241.72} \approx 0.3896 \text{ kg/s}$$

Quindi il compressore richiede:

$$P_s = 0.3896(451.41 - 380.32) = 27.697 \text{ kW}$$

per un COP pari a:

$$\text{COP} = \frac{54}{25.46} = 1.94$$

## 7 Componenti

### 7.1 Condensatore

Il condensatore dovrà farsi carico di dissipare una potenza termica pari a:

$$\dot{Q}_k = m_{hp}(h_4 - h_5) = 0.411(429.35 - 241.72) \approx 77.11 \text{ kW}$$

### 7.2 Compressori

Entrambi i compressori saranno caratterizzati da un *coefficiente di spazio nocivo*:

$$\mu = 5\% = 0.05$$

inoltre le perdite di carico a cavallo delle valvole saranno pari al 10% della pressione motrice

Inoltre entrambi i compressori sono a semplice effetto e sono alimentati da un motore asincrono a 4 poli, pertanto la velocità di rotazione vale:

$$n_m = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ r/min}$$

per tenere conto dei fenomeni di scorrimento assumeremo:

$$n_m = 1460 \text{ r/min} = 24.33 \text{ r/s}$$

#### 7.2.1 Compressore di bassa pressione

**Rapporto di compressione effettivo** Il compressore di bassa pressione avrà una pressione di aspirazione pari a:

$$p_{b,i} = p_1 - \Delta p_m = 0.9p_1 = 0.9 \cdot 0.844 = 0.7596 \text{ bar}$$

e di scarico

$$p_{b,u} = p_2 + \Delta p_m = 1.1p_2 = 1.1 \cdot 2.5 = 2.75 \text{ bar}$$

pertanto sarà caratterizzato da un rapporto di compressione effettivo:

$$r_b = \frac{p_{b,u}}{p_{b,i}} = \frac{2.75}{0.844} \approx 3.258$$

**Rendimento volumetrico** Considerando la compressione ideale, assumendo il coefficiente isoentropico alla temperatura di aspirazione:

$$k_b \approx 1.15$$

il rendimento volumetrico si calcola con

$$\eta_v^b = \left[ 1 - \mu \left( r_b^{1/k} - 1 \right) \right] \frac{p_{b,i}}{p_1} = \left[ 1 - 0.05 \left( 3.258^{1/1.15} - 1 \right) \right] \cdot 0.9 = 0.82$$

**Cilindrata** Il compressore di bassa pressione vedrà una portata in ingresso pari a:

$$\dot{V}_b = \dot{m}_{lp} v_1 = 0.290 \cdot 225.9445 \approx 65.52 \text{ dm}^3/\text{s}$$

Per manipolare la portata ad ogni ciclo il cilindro deve aspirare un volume:

$$V_{lp} = \frac{\dot{V}_{lp}}{\eta_v n / 60} \approx 3.28 \text{ dm}^3$$

**Corsa e alesaggio** Assumendo una velocità media pari a:

$$c_{mb} = 5 \text{ m/s}$$

si definisce una corsa pari a:

$$s_b = \frac{c_{mb} \cdot 60}{2n} = 103 \text{ mm}$$

Assunto per la corsa un valore “comodo”:

$$s_b = 100 \text{ mm}$$

l’alesaggio vale:

$$D_b = \sqrt{\frac{4V_b}{\pi s_b}} \approx 204 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$$

Il rapporto corsa/alesaggio:

$$s_I/D_I = 0.5$$

è soddisfacente (anche se prossimo al limite inferiore).

## 7.2.2 Compressore di alta pressione

**Rapporto di compressione effettivo** Il compressore di alta pressione avrà una pressione di aspirazione pari a:

$$p_{a,i} = p_3 - \Delta p_m = 0.9p_3 = 0.9 \cdot 2.5 = 2.25 \text{ bar}$$

e di scarico

$$p_{a,u} = p_4 + \Delta p_m = 1.1p_4 = 1.1 \cdot 7.7 = 8.47 \text{ bar}$$

pertanto sarà caratterizzato da un rapporto di compressione effettivo:

$$r_a = \frac{p_{a,u}}{p_{a,i}} = \frac{8.47}{2.25} \approx 3.76$$

**Rendimento volumetrico** Considerando la compressione ideale, assumendo il coefficiente isoentropico alla temperatura di aspirazione:

$$k_a \approx 1.18$$

il rendimento volumetrico si calcola con

$$\eta_v^a = [1 - \mu (r_a^{1/k} - 1)] \frac{p_{a,i}}{p_3} = [1 - 0.05 (3.76^{1/1.18} - 1)] \cdot 0.9 = 0.81$$

**Cilindrata** Il compressore di alta pressione vedrà una portata in ingresso pari a:

$$\dot{V}_{hp} = \dot{m}_{hp} v_3 = 0.411 \cdot 80.67 \approx 33.16 \text{ dm}^3/\text{s}$$

quindi un monocilindrico avrà cilindrata:

$$V_a = \frac{\dot{V}_{hp}}{\eta_v n / 60} \approx 1.68 \text{ dm}^3$$

**Corsa e alesaggio** Assumendo una velocità media pari a:

$$c_{ma} = 5 \text{ m/s}$$

si definisce una corsa pari a:

$$s_a = \frac{c_{ma} \cdot 60}{2n} = 103 \text{ mm}$$

Assunto per la corsa un valore “comodo”:

$$s_a = 100 \text{ mm}$$

l’alesaggio vale:

$$D_a = \sqrt{\frac{4V_a}{\pi s_a}} \approx 204 \text{ mm} \approx 146.25 \text{ mm} \approx 150 \text{ mm}$$

Il rapporto corsa/alesaggio:

$$s_I/D_I = 0.67$$

# R134a

Ref: D.P. Wilson & R.S. Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.

DTU, Department of Energy Engineering  
s in [kJ/(kg K)], v in [m<sup>3</sup>/kg], T in [°C]  
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 04-06-07

GASCO Nederland NV  
Rotterdamseweg 219b  
2629 HE Delft  
Phone: 015-2517272

