

Αντλίες θερμότητας αέρος-νερού υψηλών θερμοκρασιών δύο κυκλωμάτων συμπίεσης (σύστημα cascade).

(Από τον Νικόλαο Γ. Τσίτσο. Ναυπηγό Μηχανολόγο Ε.Μ.Π. Καθηγητή στην Ακαδημία Εμπορικού Ναυτικού Ασπροπύργου)

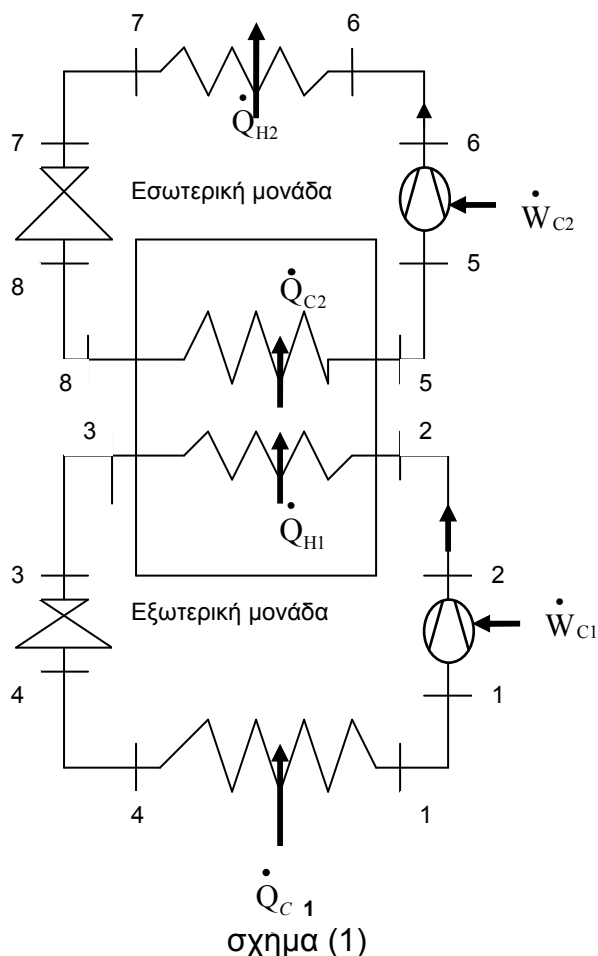
Δεν ανακαλύψαμε τη φωτιά !!!

Στις μέρες μας προέκυψε η ανάγκη αντικατάστασης των λεβητοστασιών καύσης πετρελαίου με αντλίες θερμότητας οι οποίες θα εργαστούν σε δίκτυα κεντρικής θέρμανσης στα οποία θα παραμείνουν τα θερμαντικά σώματα.

Επειδή για να αποδώσουν τα στατικά θερμαντικά σώματα σε υπάρχουσες εγκαταστάσεις απαιτούνται θερμοκρασίες ζεστού νερού της τάξεως των 80°C, προσπαθούν οι παραγωγοί αντλιών θερμότητας αέρος νερού να δημιουργήσουν τις ανάλογες συσκευές. Έτσι επανήλθαν πάλι διατάξεις συνδέσεως κλιμακωτού καταρράκτη (cascade) οι οποίες παλαιότερα εφαρμόζοντο για τον υποβιβασμό των θερμοκρασιών ψύξης και τις οποίες θα αναλύσουμε παρακάτω.

Σημειώνουμε ότι :

1. Στις περιπτώσεις αυτές χρησιμοποιούνται για κάθε κύκλωμα διαφορετικά ψυκτικά ρευστά.
2. Η θερμότητα συμπίκνωσης κάθε βαθμίδας απορροφάται από τον εξαμιστή της επόμενης.
3. Πρόκειται για περισσότερα του ενός ψυκτικά κυκλώματα και όχι για διβάθμια συμπίεση.



Συμβολισμοί:

\dot{Q}_{H2} : Το θερμικό φορτίο συμπίκνωσης του 2^{ου} κυκλώματος συμπίεσης (αυτό αποδίδεται στον χώρο).

\dot{Q}_{H1} : Το θερμικό φορτίο συμπίκνωσης του 1^{ου} κυκλώματος συμπίεσης.

\dot{Q}_C : Το απορροφόμενο ψυκτικό φορτίο.

\dot{W}_{C1} : Η ισχύς του συμπιεστή του πρώτου κυκλώματος.

\dot{W}_{C2} : Η ισχύς του συμπιεστή του δεύτερου κυκλώματος.

$COP_{\theta 1}$: Ο συντελεστής λειτουργίας του 1^{ου} κυκλώματος στην θέρμανση.

$COP_{\theta 2}$: Ο συντελεστής λειτουργίας του 2^{ου} κυκλώματος στην θέρμανση.

$COP_{\psi_{ολ}}$: Ο συνολικός συντελεστής λειτουργίας στην ψύξη.

$COP_{\psi 1}$: Ο συντελεστής λειτουργίας στην ψύξη του πρώτου ψυκτικού κυκλώματος.

$COP_{\psi 2}$: Ο συντελεστής λειτουργίας στην ψύξη του δεύτερου ψυκτικού κυκλώματος.

$COP_{\theta_{ολ}}$: Ο συνολικός συντελεστής λειτουργίας (απόδοσης) του συστήματος στη θέρμανση.

Στο σχήμα (1) φαίνεται η διάταξη των μηχανημάτων μιας ψυκτικής εγκατάστασης δύο ψυκτικών κυκλωμάτων.

Από τον ενεργειακό ισολογισμό του σχήματος (1) ισχύουν :

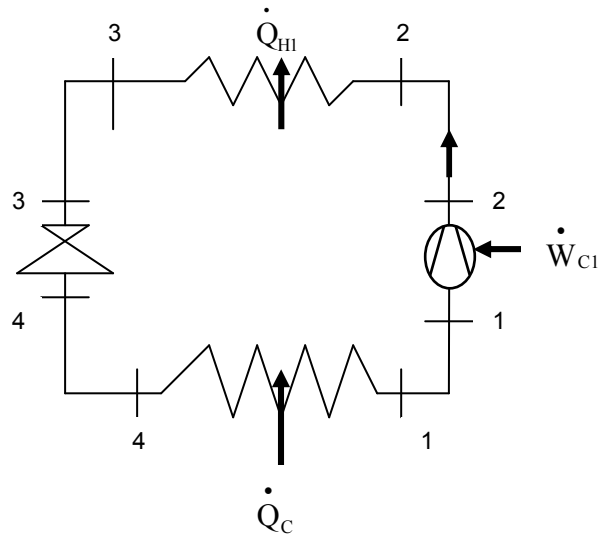
$$\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2} + \dot{Q}_C = \dot{Q}_{H2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{αν } \frac{\dot{W}_{C2}}{\dot{W}_{C1}} = \alpha \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{aligned} \text{C.O.P.}_{\theta_{0\lambda}} &= \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2}} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{C1}(\alpha + 1)} = \frac{\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2} + \dot{Q}_C}{\dot{W}_{C1}(\alpha + 1)} = \\ &= \frac{1}{1 + \alpha} + \frac{\alpha}{1 + \alpha} + \frac{\text{C.O.P.}_{\psi 1}}{1 + \alpha} = 1 + \frac{\text{C.O.P.}_{\psi 1}}{1 + \alpha} \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

$$\text{C.O.P.}_{\psi_{0\lambda}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{C1} + \alpha \cdot \dot{W}_{C1}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{C1}(1 + \alpha)} = \frac{\text{C.O.P.}_{\psi 1}}{1 + \alpha} \quad \dots\dots\dots (4)$$

Το απορροφούμενο \dot{Q}_C παραμένει σταθερό και ανεξάρτητο από το αν έχουμε ένα κύκλωμα (συμβατική αντλία θερμότητας) ή δυο κυκλώματα συμπίεσης, σύστημα cascade (αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών)
Στην περίπτωση συστήματος μιας βαθμίδας (σχήμα 2) ισχύει:



σχήμα (2)

$$\dot{W}_{C1} + \dot{Q}_C = \dot{Q}_{H1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{C.O.P.}_{\theta 1} = \frac{\dot{Q}_{H1}}{\dot{W}_{C1}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$C.O.P_{\psi_1} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{c1}} \dots\dots\dots (7)$$

Συγκρίνοντας τις εξισώσεις (3),(6) προκύπτει ότι :

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{c1}} > \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} \quad \text{ή} \quad C.O.P_{\psi,1} > C.O.P_{\psi,ολ} \dots\dots\dots (8)$$

δηλαδή μια κατά πολύ μεγαλύτερη απόδοση της αντλίας θερμότητας ενός απλού κυκλώματος, όταν αυτή δουλεύει στην ψύξη.

Αν ισχύει $W_{c1}=W_{c2}$ τότε από τις (7) και (3) προκύπτει :

$$C.O.P_{\psi,ολ} = \frac{\dot{Q}_\psi}{\dot{W}_c + \dot{W}_{c2}} = \frac{\dot{Q}_\psi}{2\dot{W}_{c2}} = \frac{1}{2} \cdot C.O.P_{\psi_1} \dots\dots\dots (9)$$

Δηλαδή το αναμενόμενο C.O.P στην λειτουργία ψύξης ψυκτικής εγκατάστασης συνδέσεως cascade είναι το ήμισυ του c.o.p στην ψύξη μιας μονοβάθμιας ψυκτικής εγκατάστασης.

Από την (1) βλέπουμε ότι στην διβάθμια εγκατάσταση το \dot{Q}_{H2} είναι μεγαλύτερο του Q_{H1} κατά το W_{c2} , το οποίο πληρώνεται στην ΔΕΗ με συντελεστή απόδοσης ένα προς ένα (1/1). Ο συμπιεστής C_2 δεν αντλεί κανένα ποσό θερμότητας από το περιβάλλον και συνεπώς δεν αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης. Έργο του 2^{ου} συμπιεστή είναι η ανύψωση της θερμοκρασίας.

Η απομυθοποίηση:

Για την απόδοση στην θέρμανση έχουμε :

$$C.O.P_{\theta_1} = \frac{\dot{Q}_{H1}}{\dot{W}_1} \dots\dots\dots (10)$$

$$C.O.P_{\theta,ολ} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\frac{\dot{W}_{c2}}{\alpha} + \alpha \times \dot{W}_{c2}} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{c2} (\frac{1}{\alpha} + 1)} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{c2}} \times \frac{1}{(1 + \frac{1}{\alpha})} \dots\dots\dots (11)$$

ή

$$C.O.P_{\theta,ολ} = [C.O.P_{\theta_2}] \cdot \frac{1}{\frac{\alpha}{1} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{\alpha}{1 + \alpha} \cdot [C.O.P_{\theta_2}] \dots\dots\dots (12)$$

$$C.O.P_{\theta,ολ} = \frac{\dot{Q}_{H2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} = \frac{\dot{Q}_{H1} + \dot{W}_{c2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} = \frac{\dot{Q}_{H1} + \dot{W}_{c2}}{\dot{W}_{c1} + \alpha \dot{W}_{c1}} = \frac{\dot{Q}_{H1} + \dot{W}_{c2}}{\dot{W}_{c1} (1 + \alpha)} \dots\dots\dots (13)$$

ή

$$C.O.P_{\theta,ολ} = \frac{\dot{Q}_{H1}}{\dot{W}_{c1} \cdot (1 + \alpha)} + \frac{\dot{W}_{c2}}{\dot{W}_{c1} \cdot (1 + \alpha)} = [C.O.P_{\theta_1}] \cdot \frac{1}{(1 + \alpha)} + \frac{\dot{W}_{c2}}{\dot{W}_{c1}} \cdot \frac{1}{(1 + \alpha)} \dots\dots\dots (14)$$

ή

$$C.O.P_{\theta_{ολ}} = [C.O.P_{\theta_1}] \cdot \frac{1}{(1+\alpha)} + \frac{\alpha}{(1+\alpha)} \Rightarrow \dots\dots\dots(15)$$

ή

$$C.O.P_{\theta_{ολ}} = \frac{C.O.P_{\theta_1} + \alpha}{1 + \alpha} \dots\dots\dots(16)$$

Στην παρούσα ανάλυση,

1. Δεν υπάρχουν ανεμιστήρες ή αντλίες νερού και συνεπώς κατανάλωση ενέργειας στους συμπυκνωτές και στους εξατμιστές.

Συμπεράσματα

Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών σχεδιάζεται να αντικαταστήσουν λεβητοστάσια πετρελαίου κυρίως σε μονοκατοικίες, 2ώροφα, 3ώροφα κτήρια ή όπου αλλού δεν δημιουργούν νομικά προβλήματα.

Από την προηγούμενη ανάλυση προκύπτουν τα παρακάτω:

1. Ο βαθμός απόδοσης του ψυκτικού κύκλου συνδέσεως cascade υψηλών θερμοκρασιών εξαρτάται από τον λόγο α των ισχύων των δυο συμπιεστών π.χ για α=1 το αναμενόμενο C.O.P_{θολ} είναι 2.15 και για αντίστοιχο C.O.P_{θ1}=3.3 κλασσικού ψυκτικού κύκλου ενός ψυκτικού κυκλώματος.
 2. Για α=1,5 ισχύει αντίστοιχα C.O.P_{θολ}=1.92.
 3. Δεν ασχοληθήκαμε με τη μεταβολή του C.O.P σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Η μείωση του C.O.P καθιστά τις αντλίες θερμότητας του συγκεκριμένου τύπου περισσότερο ασύμφωρες πχ. στους 0°C η απόδοση είναι μειωμένη περίπου κατά 23% της απόδοσης στους 7°C.
 4. Είναι αδύνατον με τα σημερινά δεδομένα να ευρεθεί αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών cascade η οποία να ανήκει στην ενεργειακή κατηγορία A, δες σχέση (15).
 5. Η αύξηση της πολυπλοκότητας του συστήματος θα δημιουργήσει προβλήματα στην τεχνική υποστήριξη.
 6. Η ύπαρξη εσωτερικών και εξωτερικών μονάδων οι οποίες συνδέονται με σωλήνες στις οποίες κυκλοφορεί ψυκτικό ρευστό(και όχι νερό) ενδεχομένως να απαιτήσει ικανοποίηση συγκεκριμένων συνθηκών όσον αφορά τα μήκη σωληνώσεων και τις θέσεις τοποθέτησης.
 7. Απαιτείται συμπλήρωση με ψυκτικό ρευστό στα μεγάλα μήκη σωληνώσεων.
 8. Οι μονάδες δυο κυκλωμάτων δεν παρέχουν ψύξη.
 9. **Πρέπει να εξεταστούν τεchnοοικονομικά οι λύσεις:**
 - α. αντλία θερμότητας συμβατική και αντικατάσταση σωμάτων με fan coils στο ίδιο δίκτυο σωληνώσεων, με προοπτική Ψύξης.
 - β. αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών στα ίδια σώματα και δίκτυο χωρίς προοπτική ψύξης. Σε σχέση με το αυξημένο C.O.P της λύσης α και το μειωμένο της λύσης β.
 - Υ•
 - αντλία θερμότητας συμβατική.
 - παραμένουν τα θερμαντικά σώματα και οι σωληνώσεις.
 - κάλυψη μέχρι μια συγκεκριμένη θερμοκρασία περιβάλλοντος.
 - ενίσχυση με 2^η πηγή για χαμηλές θερμοκρασίες πχ. < 8 °C.
10. Αν ο λόγος α των ισχύων των συμπιεστών των δύο κυκλωμάτων είναι μικρότερος του 1 ο C.O.P_θ μειώνεται σημαντικά.
11. Λόγω του τρόπου λειτουργίας της, η αντλία θερμότητας δύο ψυκτικών κύκλων δεν μπορεί να εργασθεί σε ψύξη. Αυτό είναι ένα σημαντικό μειονέκτημα σε σχέση με τις κλασσικές αντλίες θερμότητας ενός ψυκτικού κυκλώματος.

ΤΑ ΚΕΡΔΗ ΜΑΣ ΜΕ ΕΝΑ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Έστω ότι το ζητούμενο θερμικό φορτίο ενός χώρου είναι $\dot{Q}_{H2} = 16 \text{ KW}$.

C.O.P στην θέρμανση με συμβατική αντλία θερμότητας ενός κυκλώματος (Α)	Ισχύς συμπιεστή απορροφόμενη από ΔΕΗ, συμβατικής αντλίας θερμότητας KW (Β)	Συμπύεση δύο κυκλωμάτων Συντελεστής α (Γ)	Ισχύς 1 ^{ου} συμπιεστή KW (Δ)	$C.O.P_{\text{βολ}} = \frac{\alpha + c.o.p \cdot \theta_1}{1 + \alpha}$ (Ε)
3,3	4,85	1	3,75	2,15
Αποδιδόμενη θερμότητα στο χώρο και από τα δύο κυκλώματα (KW) (Ζ)	Ισχύς συμπιεστή απορροφόμενη από το δίκτυο της ΔΕΗ για δύο ψυκτικά κυκλώματα (KW) (Η) (cascade)	Κόστος λειτουργίας ανά KWh με την τιμή ηλεκτρικής ενέργειας 0,25 €/kwh Περίπτωση A (€/h) (Θ)	Κόστος λειτουργίας Περίπτωση H (€/h) (cascade) (Ι)	Διαφορά I-Θ (€/h) λειτουργίας (Κ)
16,125	7,5	1,2125	1,875	0,6625
				Ήτοι αυξημένο κόστος λειτουργίας 0,6625 €/h