

Πρώτος Χρόνος Λειτουργίας του Γεωεναλλάκτη Πυλαίας. Ενεργειακή Αξιολόγηση

ΝΙΚΟΛΑΟΣ ΚΥΡΙΑΚΗΣ

Αναπληρωτής Καθηγητής Α.Π.Θ.

ΑΠΟΣΤΟΛΟΣ ΜΙΧΟΠΟΥΛΟΣ

Μηχανολόγος Μηχανικός Α.Π.Θ.

ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ ΠΑΤΤΑΣ

Ομότιμος Καθηγητής Α.Π.Θ.

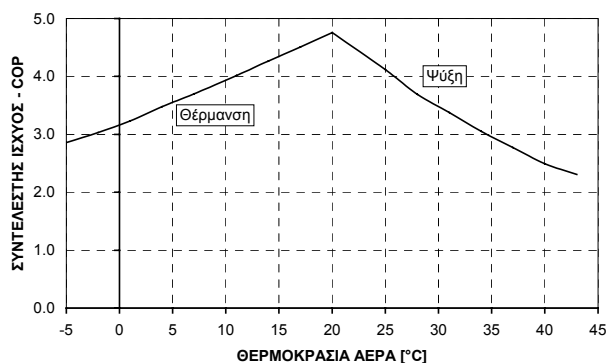
Περίληψη

Παρουσιάζεται η ετήσια κατανομή των ενεργειακών αναγκών κλιματισμού (θέρμανση / ψύξη) του Νέου Δημαρχείου Πυλαίας Θεσσαλονίκης. Για την ικανοποίησή τους έχει επιλεγεί σύστημα αντλιών θερμότητας νερού - νερού, που υποστηρίζεται από γεωεναλλάκτη, συνολικού μήκους υπόγειων σωληνώσεων 3500m. Η λειτουργία του συστήματος παρακολουθείται με καταγραφή των πλέον κρίσιμων δεδομένων ανά 10min. Παρουσιάζεται η ενεργειακή κατανάλωση του κτιρίου κατά το πρώτο έτος λειτουργίας του συστήματος και συγκρίνεται με την αντίστοιχη των συμβατικών εγκαταστάσεων θέρμανσης με λέβητα πετρελαίου και ψύξης με αντλίες θερμότητας αέρος - αέρος. Από τα αποτελέσματα της σύγκρισης προκύπτει σημαντική μείωση της ενέργειας που καταναλώνεται για τον κλιματισμό του κτιρίου ως αποτέλεσμα της συμμετοχής του γεωεναλλάκτη.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο συντελεστής ισχύος (COP) των αντλιών θερμότητας εξαρτάται έντονα από τη θερμοκρασία από την οποία αντλείται (λειτουργία θέρμανσης) ή στην οποία απορρίπτεται (λειτουργία ψύξης) θερμότητα, όπως ενδεικτικά φαίνεται στην Εικόνα 1 για αντλία αέρος - νερού [1].

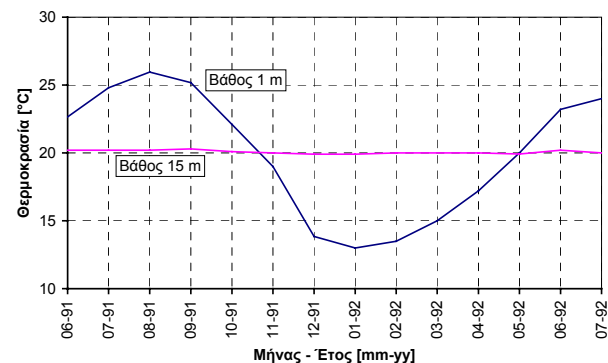
Η χρήση αντλιών θερμότητας κατά συνέπεια για τη θέρμανση κτιριακών εγκαταστάσεων σε περιόδους χαμηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος μειονεκτεί ενεργειακά και οικονομικά. Εξίσου ή και περισσότερο μειονεκτική καθίσταται η χρήση τους για ψύξη σε περιόδους αυξημένης θερμοκρασίας περιβάλλοντος.



Εικόνα 1: Μεταβολή του συντελεστή ισχύος αντλίας θερμότητας αέρος - νερού σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία αέρα
Figure 1: Effect of air temperature on the coefficient of performance of an air-to-water heat pump.

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 1, ενεργειακά και οικονομικά βέλτιστη λειτουργία της αντλίας θερμότητας, τόσο για θέρμανση όσο και για ψύξη, εμφανίζεται στην περιοχή των 20°C.

Από μετρήσεις [2] προκύπτει ότι στο έδαφος, και σε βάθος μεγαλύτερο των 5 – 10 m, η θερμοκρασία παραμένει πρακτικά σταθερή, ανεξάρτητη από αυτήν του περιβάλλοντος, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 2. Η παρατηρούμενη σταθερότητα οφείλεται στη θερμοχωρητικότητα του εδάφους, που «αποσβένει» τις διακυμάνσεις θερμοκρασίας του περιβάλλοντος και σε καμία περίπτωση δεν υποδηλώνει την ύπαρξη γεωθερμικού πεδίου. Άλλωστε η θερμοκρασία ισορροπίας είναι παραπλήσια της μέσης ετήσιας της περιοχής [3].



Εικόνα 2: Η εποχιακή διακύμανση της θερμοκρασίας εδάφους σε βάθος 1 και 15 m στην περιοχή Αθηνών[2].
Figure 2: Seasonal ground temperature variation at 1 and 15 m depth, Athens area [2].

Με κατάλληλες διαμορφώσεις και κατασκευές (γεωεναλλάκτες) είναι δυνατή η αξιοποίηση της θερμοχωρητικότητας του εδάφους για τη θέρμανση ή ψύξη ρεύματος νερού, το οποίο στη συνέχεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο πρωτεύον κύκλωμα αντλίας θερμότητας νερού - νερού, το δευτερεύον κύκλωμα της οποίας μπορεί να τροφοδοτεί την εγκατάσταση κλιματισμού κτιρίου.

Με τη χρήση επομένου γεωεναλλάκτη είναι δυνατή η λειτουργία της αντλίας θερμότητας συνεχώς στην περιοχή του βέλτιστου συντελεστή ισχύος, ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Βεβαίως, η συνεχής άντληση

(περίοδος θέρμανσης) ή απόρριψη (περίοδος ψύξης) θερμότητας στο έδαφος έχει ως αποτέλεσμα τελικά τη μεταβολή της θερμοκρασίας του, η οποία όμως διατηρείται σε μία συγκριτικά στενή περιοχή, όπως θα φανεί και στη συνέχεια, λόγω διάχυσης.

Η διαμόρφωση του γεωεναλλάκτη μπορεί να είναι είτε οριζόντια (Εικόνα 3) είτε κατακόρυφη (Εικόνα 4) [4, 5]. Οι οριζόντιες διαμορφώσεις έχουν μικρότερο κόστος κατασκευής, επειδή το βάθος τοποθέτησης του εναλλάκτη είναι σχετικά μικρό και δεν απαιτείται η χρήση γεωτρήπανου. Εξαιτίας όμως του μικρού βάθους είναι και περισσότερο ευαίσθητες στις μεταβολές της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Στις κατακόρυφες κατασκευές το μειονέκτημα αυτό δεν υφίσταται και γι' αυτό προτιμώνται, παρά το αυξημένο συγκριτικά κόστος κατασκευής.

Εικόνα 3: Οριζόντιος γεωεναλλάκτης
Figure 3: Horizontal ground heat exchanger.



Εικόνα 4: Κατακόρυφος γεωεναλλάκτης.
Figure 4: Vertical ground heat exchanger.

Στη συνέχεια του κειμένου παρουσιάζεται συνοπτικά το σύστημα κλιματισμού του Νέου Δημαρχείου Πυλαίας Θεσσαλονίκης, στο οποίο έχει υιοθετηθεί η λύση του κατακόρυφου γεωεναλλάκτη σε συνδυασμό με συγκρότημα αντλιών

θερμότητας νερού – νερού, και δίνονται αποτελέσματα από την ενεργειακή αξιολόγηση της όλης εγκατάστασης κατά τον πρώτο χρόνο λειτουργίας της.

2. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Το νέο Δημαρχείο Πυλαίας εγκαινιάστηκε το Σεπτέμβριο του 2003 και είναι ένα διπλό τριώροφο κτίριο κατασκευασμένο σύμφωνα με τις απαιτήσεις του ισχύοντος Ελληνικού Κανονισμού Θερμομόνωσης. Η συνολική έκταση των κλιματιζόμενων χώρων είναι 2500 m² (7500 m³), υποδιαιρείται σε 7 ζώνες θερμοκρασίας και για τον κλιματισμό χρησιμοποιείται συγκρότημα αντλιών θερμότητας νερού – νερού κατασκευής Climaveneta. Στον Πίνακα 1 παρατίθενται αναλυτικά οι τύποι και η αντίστοιχη ονομαστική ισχύς θέρμανσης και ψύξης των αντλιών θερμότητας του συγκροτήματος.

Πίνακας 1: Τύποι και πλήθος αντλιών θερμότητας στο Νέο Δημαρχείο Πυλαίας Θεσσαλονίκης. Κατασκευαστής: Climaveneta.

Table 1: Type and number of heat pumps at the New City Hall of Pylaia Thessaloniki. Manufacturer: Climaveneta

ΤΥΠΟΣ	ΤΕΜΑΧΙΑ	ΙΣΧΥΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ [kW]	ΙΣΧΥΣ ΨΥΞΗΣ [kW]
HRHN 0061	2	16.2	17.2
HRHN 0071	1	20.3	21.3
HRHN 0091	5	24.3	25.6
HRHN 0101	2	28.1	29.7
HRHN 0121	1	35.0	37.0
ΣΥΝΟΛΟ	11	265.4	280.1

Το πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών τροφοδοτείται με επεξεργασμένο (αποσκληρυμμένο) νερό, μέσω συλλέκτη, από το γεωεναλλάκτη.

Το δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας τροφοδοτεί μέσω συλλεκτών τοπικούς εναλλάκτες αέρος – νερού (fan coils) εγκατεστημένους στους προς κλιματισμό χώρους του κτιρίου.

Ο γεωεναλλάκτης διαμορφώνεται με 21 τυφλές γεωτρήσεις σε κάνναβο 4.5 x 4.5 m, στο χώρο στάθμευσης του κτιρίου, επιφάνειας περίπου 450 m². Η διάμετρος κάθε γεώτρησης είναι 160 mm, το δε βάθος 80 m. Μέσα στις

γεωτρήσεις τοποθετήθηκε αγωγός πολυαιθυλενίου μέσης πυκνότητας (PE-MD) διαμέτρου 40 mm σχήματος U και στη συνέχεια έγινε έγχυση τσιμεντοκονιάματος (95% τσιμέντο – 5% μπετονίτης), προκειμένου να εξασφαλισθεί θερμική αγωγιμότητα μεταξύ σωλήνων και περιβάλλοντος εδάφους, εξασφαλίζοντας ταυτόχρονα την προστασία του πλαστικού αγωγού. Ο συνολικός όγκος αδρανών (χώματος) του πρίσματος του γεωεναλλάκτη είναι της τάξης των 36000 m³ (μάζα αδρανών περίπου 70000 tn), το δε συνολικό μήκος σωληνώσεων περίπου 3500 m.

Η κυκλοφορία του νερού στις γεωτρήσεις εξασφαλίζεται με αντλία – κυκλοφορητή, κατασκευής WILO, μέσω συλλεκτών.

Η ισχύς σχεδιασμού της εγκατάστασης, όπως προκύπτει και από τον Πίνακα 1, είναι 265 και 280 kW, για θέρμανση και ψύξη αντίστοιχα.

3. ΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΑΤΑΓΡΑΦΗΣ

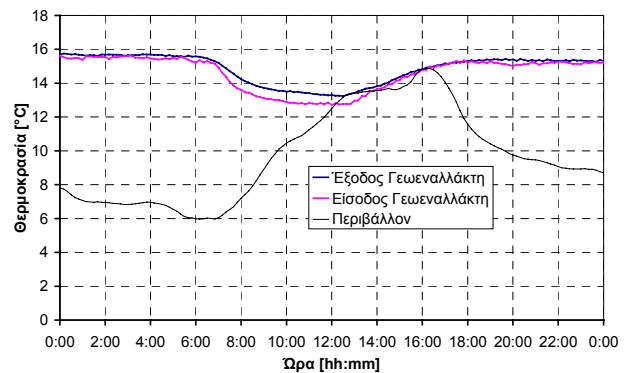
Για την παρακολούθηση της λειτουργίας, η εγκατάσταση εξοπλίσθηκε, μετά την κατασκευή της, με σύστημα συνεχούς καταγραφής δεδομένων (data logger) αποτελούμενο από:

- Θερμόμετρα αντίστασης Pt-100 τύπου φιλμ, κατασκευής UTECO. Για τη βελτίωση της ακρίβειας των μετρήσεων επιλέχθηκε ο τύπος θερμομέτρων αντίστασης τεσσάρων αγωγών. Τα θερμομέτρα αυτά είναι τοποθετημένα εξωτερικά στους αγωγούς προσαγωγής και επιστροφής του γεωεναλλάκτη, μετά τους αντίστοιχους συλλέκτες, στην είσοδο και την έξοδο της αντλίας κυκλοφορίας, στο χώρο του μηχανοστασίου του κτιρίου.
- Θερμόμετρο αντίστασης Pt-100 τριών αγωγών κατασκευής UTECO, κατάλληλο για τοποθέτηση στο ύπαιθρο, για τη μέτρηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Το θερμομέτρο αυτό τοποθετήθηκε στη βορειοδυτική πλευρά του κτιρίου, σε θέση σχετικά προφυλαγμένη από την ηλιακή ακτινοβολία.
- Σύστημα καταγραφής δεδομένων και τροφοδοσίας των θερμοστοιχείων (data logger), κατασκευής Campbell Scientific, τύπος CR-10.

Για την εξασφάλιση ικανοποιητικής αυτονομίας στη διάταξη, και με δεδομένο το σχετικά αργό ρυθμό μεταβολής των μετρούμενων μεγεθών, ο προγραμματισμός του συστήματος καταγραφής προβλέπει την αποθήκευση μίας σειράς δεδομένων ανά 10 min (θερμοκρασίες νερού στην είσοδο και την έξοδο του γεωεναλλάκτη, θερμοκρασία περιβάλλοντος και φυσικά ημερομηνία και ώρα καταγραφής).

Η παροχή νερού στο γεωεναλλάκτη μετρήθηκε επανειλημμένα με εξωτερικό ροόμετρο υπερήχων, κατασκευής Panametrics, τύπος PT878. Δεν γίνεται καταγραφή της παροχής επειδή διαπιστώθηκε ότι παραμένει σταθερή στην τιμή 50.4 m³/h, όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο, αφού επιβάλλεται από τη λειτουργία της αντλίας κυκλοφορίας, και μηδενίζεται μόνο όταν σταματήσει η λειτουργία όλων των αντλιών θερμότητας

Στην Εικόνα 5 φαίνεται η καταγραφή μίας τυπικής χειμερινής ημέρας (περίοδος θέρμανσης). Κατά τη διάρκεια της νύχτας η εγκατάσταση είναι εκτός λειτουργίας, και η θερμοκρασία που καταγράφεται στην είσοδο και την έξοδο του εναλλάκτη είναι πρακτικά ίση με τη θερμοκρασία του χώρου του μηχανοστασίου, στην περιοχή των 16°C.



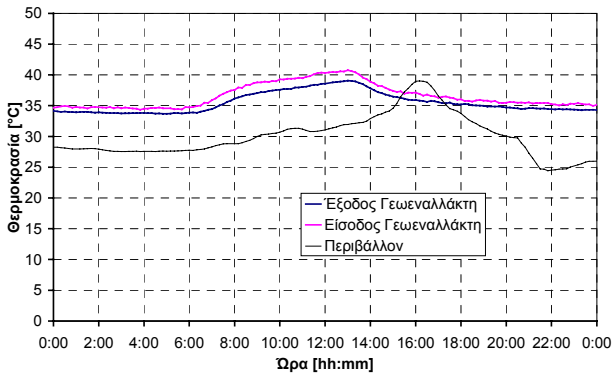
Εικόνα 5: Τυπική καταγραφή λειτουργίας γεωεναλλάκτη στην περίοδο θέρμανσης (28-02-2003).

Figure 5: Typical recording of the ground heat exchanger operation for heating (28-02-2003).

Στις 07:00 τίθενται σε λειτουργία οι αντλίες θερμότητας και επομένως αρχίζει και η κυκλοφορία του νερού στο γεωεναλλάκτη. Το επίπεδο θερμοκρασιών χαμηλώνει σταδιακά, είναι εμφανής όμως η αύξηση θερμοκρασίας του ρευστού στο γεωεναλλάκτη. Το θερμικό φορτίο του κτιρίου, λόγω κυρίως της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος αλλά πιθανώς και του ηλιακού κέρδους, μειώνεται προς το μεσημέρι, με αποτέλεσμα να καταγράφεται ελαφρά άνοδος του θερμοκρασιακού επιπέδου λειτουργίας. Η λειτουργία των αντλιών θερμότητας διακόπτεται στις 14:30, και από τη στιγμή αυτή και μετά οι θερμοκρασίες του ρευστού σταδιακά ανέρχονται, για να ισορροπήσουν, μετά τις 18:00, στη θερμοκρασία του μηχανοστασίου. Παρατηρείται ότι, μετά τη διακοπή της λειτουργίας, ο χρόνος που απαιτείται μέχρις ότου η θερμοκρασία του ρευστού σταθεροποιηθεί είναι σημαντικός, της τάξης των 3.5 ωρών. Τούτο πρέπει να αποδοθεί στη φυσική κυκλοφορία που δημιουργείται στους κατακόρυφους αγωγούς του γεωεναλλάκτη, λόγω διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ εναλλάκτη και μηχανοστασίου.

Στην Εικόνα 6 φαίνεται αντίστοιχα η καταγραφή μίας τυπικής θερινής ημέρας (περίοδος ψύξης). Οι θερμοκρασίες έχουν πλέον αναστραφεί, δηλαδή το ρευστό ψύχεται στο γεωεναλλάκτη, και το επίπεδό τους είναι σημαντικά υψηλότερο. Διακρίνονται και πάλι τα σημεία έναρξης (07:00) και διακοπής (13:00) λειτουργίας της εγκατάστασης.

Έχουν ήδη συμπληρωθεί καταγραφές διάρκειας 12 μηνών (Δεκέμβριος 2002 έως και Νοέμβριος 2003), από τις οποίες καθίσταται δυνατή η συναγωγή των πρώτων συμπερασμάτων από τη λειτουργία του συστήματος, που παρουσιάζονται στην επόμενη παράγραφο.



Εικόνα 6: Τυπική καταγραφή λειτουργίας γεωεναλλάκτη στην περίοδο ψύξης (16-07-2003).

Figure 6: Typical recording of the ground heat exchanger operation for cooling (16-07-2003).

4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΩΤΟΥ ΕΤΟΥΣ

Ο προσδιορισμός της ενέργειας που συναλλάσσεται μεταξύ νερού και εδάφους στο γεωεναλλάκτη στο διάστημα του δεκάλεπτου μπορεί να προσδιορισθεί από τα δεδομένα των μετρήσεων με τη σχέση

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot (\vartheta_{\text{out}} - \vartheta_{\text{in}}) \cdot \frac{10}{60} \quad [\text{kWh}] \quad (4.1)$$

όπου

\dot{m} η παροχή της αντλίας τροφοδοσίας [kg/s]

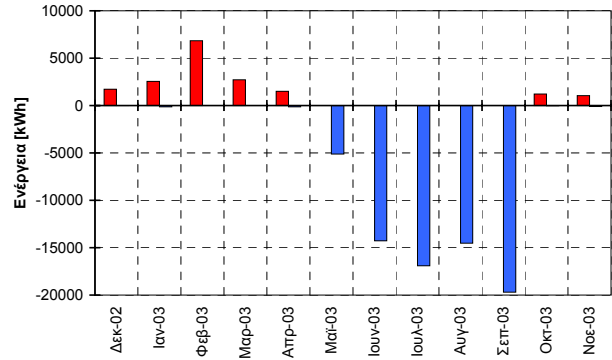
c η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού [kJ/kgK]

ϑ_{out} η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το γεωεναλλάκτη [°C], και

ϑ_{in} η θερμοκρασία εισόδου του νερού στο γεωεναλλάκτη [°C]

Από την καμπύλη του συντελεστή ισχύος των αντλιών θερμότητας της εγκατάστασης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας του πρωτεύοντος ρεύματος, όπως αυτή δίνεται από τον κατασκευαστή τους, και τη «στιγμιαία» (δεκάλεπτου) τιμή ενέργειας της εξίσωσης (4.1) είναι δυνατός ο προσδιορισμός τόσο της ενέργειας που παρέχεται στο κτίριο όσο και της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνει η εγκατάσταση για το σκοπό αυτό. Προφανώς κατά την περίοδο θέρμανσης οι τιμές που προκύπτουν από την εξίσωση (4.1) είναι θετικές, ενώ για την περίοδο ψύξης αρνητικές. Η σύμβαση αυτή για το πρόσημο βεβαίως δεν ισχύει για την καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια, η οποία είναι πάντοτε θετική.

Στην Εικόνα 7 φαίνεται η μηνιαία κατανομή της ενέργειας που συναλλάσσεται στο γεωεναλλάκτη.



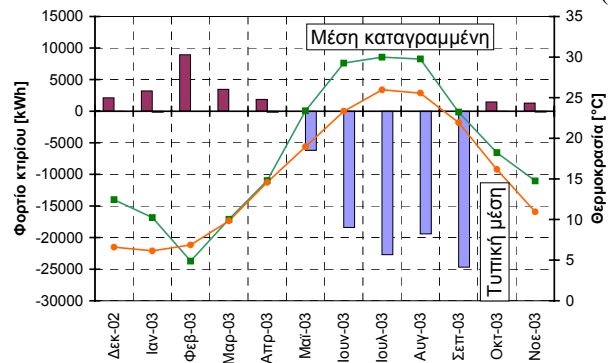
Εικόνα 7: Μηνιαία κατανομή συναλλασσόμενης στο γεωεναλλάκτη ενέργειας στο διάστημα 12-2002 έως και 11-2003.

Figure 7: Monthly distribution of energy exchange in the ground heat exchanger for the period 12-2002 to 11-2003.

Παρατηρείται ότι κατά τους μήνες Γενάρη, Απρίλη, Οκτώβρη και Νοέμβρη υπάρχουν τόσο θετικές όσο και αρνητικές τιμές, γεγονός που σημαίνει ότι κατά τους μήνες αυτούς το σύστημα λειτούργησε και ως θερμαντική αλλά και ως ψυκτική εγκατάσταση, παρά το γεγονός ότι οι μέσες μηνιαίες θερμοκρασίες ήταν μικρότερες από 18°C. Η σχετικά χαμηλή μέση θερμοκρασία του περιβάλλοντος προφανώς δεν απαγορεύει στους θερμοστάτες χώρου, που ελέγχουν τη λειτουργία των αντλιών θερμότητας, να επιβάλλουν την ψύξη του χώρου για κάποιο διάστημα της ημέρας, το οποίο βέβαια είναι συγκριτικά πολύ μικρό.

Στην Εικόνα 8 φαίνεται το μηνιαίο φορτίο του κτιρίου, η μέση μηνιαία θερμοκρασία όπως καταγράφηκε και η τυπική τιμή αυτής [6]. Ο προσδιορισμός του φορτίου έγινε από τις τιμές ενέργειας της εξίσωσης (4.1), με βάση και το συντελεστή ισχύος των αντλιών θερμότητας που προκύπτει από τα δεδομένα του κατασκευαστή τους για τη μέση θερμοκρασία δεκάλεπτου του πρωτεύοντος

$$\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta_{\text{in}} + \vartheta_{\text{out}}}{2} \quad (4.2)$$



Εικόνα 8: Μηνιαίο θερμικό φορτίο κτιρίου και μέση μηνιαία θερμοκρασία στο διάστημα 12-2002 έως και 11-2003.

Figure 8: Monthly thermal load of the building and monthly average ambient temperature for the period 12-2002 to 11-2003.

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 8, οι θερμοκρασίες της περιόδου θέρμανσης ήταν ηπιότερες από τις τυπικά αναμε-

νόμενες, με εξαίρεση τους μήνες Φεβρουάριο και Μάρτη, γεγονός που είχε ως αποτέλεσμα το αντίστοιχο θερμικό φορτίο να είναι μικρότερο του αναμενόμενου και σημαντικά μικρότερο του φορτίου σχεδιασμού, που με βάση τις σχετικές οδηγίες υπολογίζεται για ελάχιστη εξωτερική θερμοκρασία -5°C . Αντίθετα, σε όλη την περίοδο ψύξης, οι μέσες μηνιαίες θερμοκρασίες που καταγράφηκαν ήταν σημαντικά αυξημένες σε σύγκριση με τις τυπικές της περιοχής.

Όπως ήδη αναφέρθηκε, με δεδομένο το ενεργειακό φορτίο του κτιρίου (θερμικό ή ψυκτικό) και το συντελεστή ισχύος της εγκατάστασης για τη μέση θερμοκρασία του νερού στο πρωτεύον κύκλωμα, είναι δυνατός ο προσδιορισμός της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης.

Για λόγους σύγκρισης υπολογίστηκε η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και για την περίπτωση όπου αντί του συστήματος αντλιών νερού – νερού και γεωεναλλάκτη (W/W) είχε υιοθετηθεί η κλασική λύση των αντλιών αέρος – νερού (A/W). Στην περίπτωση αυτή ο συντελεστής ισχύος προσδιορίστηκε προφανώς για τη θερμοκρασία περιβάλλοντος του κάθε δεκάλεπτου.

Τέλος, για την πληρότητα της σύγκρισης προσδιορίστηκε η ενεργειακή κατανάλωση και για την περίπτωση όπου το μεν σύστημα θέρμανσης ήταν σύγχρονος λέβητας πετρελαίου με βαθμό απόδοσης 90% (καύσιμο diesel - DIE), για δε την ψύξη χρησιμοποιούνταν οι κλασικές αντλίες θερμότητας αέρος – αέρος τύπου split (A/A). Τα αποτελέσματα του υπολογισμού δίνονται στους Πίνακες 2 και 3, για θέρμανση και ψύξη, αντίστοιχα. Η μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας σε θερμική έγινε χρησιμοποιώντας ολικό βαθμό απόδοσης 33% για το σύστημα παραγωγής και μεταφοράς.

Από τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα του Πίνακα 2 είναι σαφές ότι, με καθαρά ενεργειακά κριτήρια, η επιλογή του κλασικού συστήματος λέβητα είναι η δυσμενέστερη περίπτωση, καθώς η κατανάλωση πρωτογενούς (θερμικής) ενέργειας είναι κατά 73.5% περισσότερη αυτής του συστήματος με το γεωεναλλάκτη. Αυξημένη κατά 23.5% είναι όμως και η κατανάλωση ενέργειας του συστήματος αντλιών θερμότητας αέρα – νερού. Τα αποτελέσματα αυτά θα ήταν ακόμη ευνοϊκότερα για το σύστημα με το γεωεναλλάκτη, εάν ο χειμώνας ήταν λιγότερο ήπιος, δεδομένου ότι το θερμοκρασιακό επίπεδο του εδάφους, και επομένως και ο συντελεστής ισχύος των αντλιών νερού – νερού, θα επηρεαζόταν ελάχιστα, ενώ οι επιπτώσεις τόσο στο κλασικό σύστημα πετρελαίου όσο και στο σύστημα των αντλιών αέρος – νερού θα ήταν σημαντικά μεγαλύτερες.

Από τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα του Πίνακα 3 προκύπτει ότι το σύστημα με το γεωεναλλάκτη για την ψύξη είναι ενεργειακά οικονομικότερο τόσο του συστήματος αντλιών αέρος – νερού όσο και του συστήματος αέρος – αέρος, κατά 17.6 και 45.5% αντίστοιχα.

Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να τονισθεί ότι τα παραπάνω αποτελέσματα αναφέρονται στο πρώτο έτος λειτουργίας της εγκατάστασης. Τα αποτελέσματα για το δεύτερο έτος αναμένεται να είναι ακόμη ευνοϊκότερα για το γεωεναλλάκτη, δεδομένου ότι η θερμοκρασία του εδάφους στο

ξεκίνημα της νέας περιόδου θέρμανσης θα είναι υψηλότερη της προηγούμενης, λόγω της φόρτισης του εδάφους από το γεωεναλλάκτη κατά την περίοδο ψύξης του κτιρίου. Κατά τη λειτουργία της θέρμανσης επομένως, οι συντελεστές ισχύος των αντλιών θερμότητας κατά τη δεύτερη περίοδο αναμένεται να είναι ακόμα υψηλότεροι. Λόγω του τρόπου λειτουργίας του συστήματος, η θερμοκρασία εδάφους στο τέλος αυτής της δεύτερης περιόδου θέρμανσης δεν αναμένεται να διαφοροποιείται σημαντικά σε σχέση με την πρώτη, κατά συνέπεια δεν αναμένεται σημαντική επίδραση στους συντελεστές ισχύος της δεύτερης περιόδου ψύξης. Επομένως, το σύστημα αναμένεται να ισορροπήσει.

Για τον υπολογισμό των ηλεκτρικών καταναλώσεων, όπως ήδη αναφέρθηκε, χρησιμοποιήθηκε μόνο το ενεργειακό φορτίο του κτιρίου και ο συντελεστής ισχύος των αντλιών θερμότητας. Δεν λήφθηκαν δηλαδή υπ' όψιν η απαιτούμενη ενέργεια για την κίνηση της αντλίας κυκλοφορίας του νερού στο γεωεναλλάκτη, η ισχύς αποπάγωσης των εξωτερικών μονάδων στις αντλίες θερμότητας αέρος – νερού και αέρος – αέρος όπως επίσης και η αύξηση κατανάλωσης των τελευταίων λόγω των συχνών εκκινήσεων. Θεωρήθηκε δηλαδή ότι οι πρόσθετες αυτές καταναλώσεις των συστημάτων είναι της ίδιας τάξης μεγέθους. Επίσης για τις συγκρίσεις δεν λήφθηκαν υπ' όψιν οι ενεργειακές καταναλώσεις των κυκλοφορητών των εσωτερικών κυκλωμάτων του κτιρίου και των ανεμιστήρων των fan coils, επειδή είναι κοινοί για όλα τα συστήματα, εκτός αυτού των αντλιών αέρα – αέρα. Το αποτέλεσμα της σύγκρισης για την ψυκτική περίοδο επομένως αδικεί ελαφρά το σύστημα αέρα – αέρα, η διαφοροποίηση όμως θεωρείται αμελητέα.

Πίνακας 2: Ενεργειακή κατανάλωση συστημάτων θέρμανσης.
Table 2: Energy consumption of heating systems.

ΜΗΝΑΣ	ΣΥΣΤΗΜΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ		
	W/W [kWh _{th}]	A/W [kWh _{th}]	DIE [kWh _{th}]
12-02	1192	1548	2355
01-03	2001	2452	3567
02-03	6383	7750	9940
03-03	2287	2691	3843
04-03	1179	1439	2098
05-03	0	0	0
06-03	0	0	0
07-03	0	0	0
08-03	0	0	0
09-03	0	0	0
10-03	817	1070	1640
11-03	690	913	1418
ΣΥΝΟΛΟ	15803	19520	27422

Πίνακας 3: Ενεργειακή κατανάλωση συστημάτων ψύξης.
Table 2: Energy consumption of cooling systems.

ΜΗΝΑΣ	ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ		
	W/W [kWh _{th}]	A/W [kWh _{th}]	A/A [kWh _{th}]
12-02	3	4	5
01-03	69	91	124
02-03	0	0	0
03-03	0	0	0
04-03	67	101	133
05-03	3221	4707	5941
06-03	12522	15953	19357
07-03	17591	19184	23508
08-03	14800	16603	20257
09-03	15178	17998	22974
10-03	9	11	15
11-03	63	78	105
ΣΥΝΟΛΟ	63555	74771	92474

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Από τη σύγκριση του συστήματος αντλιών θερμότητας νερού – νερού με υποστήριξη γεωεναλλάκτη με τα κλασικότερα συστήματα θέρμανσης αντλιών θερμότητας αέρα – νερού αφ' ενός και συμβατικού κεντρικού λέβητα αφ' ετέρου προέκυψε ότι το σύστημα με τον γεωεναλλάκτη είναι ενεργειακά οικονομικότερο κατά 24 και 74%, αντίστοιχα.

Τα αποτελέσματα αυτά αναφέρονται στο πρώτο έτος λειτουργίας του συστήματος, και αναμένεται να βελτιωθούν στο δεύτερο, λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας εδάφους κατά την έναρξη της περιόδου θέρμανσης. Μετά τη δεύτερη περίοδο λειτουργίας το σύστημα θα φθάσει σε κατάσταση ισορροπίας.

Από τη σύγκριση του ίδιου συστήματος με συστήματα ψύξης με αντλίες θερμότητας αέρα – νερού και αέρα – αέρα προέκυψε ότι είναι και πάλι ενεργειακά οικονομικότερο, κατά 18 και 46%, αντίστοιχα.

Κατά τη δεύτερη καθώς και τις επόμενες περιόδους λειτουργίας δεν αναμένεται σημαντική διαφοροποίηση των αποτελεσμάτων αυτών.

6. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Climaveneta, Technical Sheet of Heat Pump type HRAN 0091B.
2. Μ. Βραχόπουλος, Ι. Παπαγεωργιάκης (1998), «Εκμεταλλεύσιμη Ηλιογενής και Γηγενής Θερμότητα στο Αβαθές Υπέδαφος της Αττικής», Τεχν. Χρον. Επιστ. Έκδ. ΤΕΕ, IV, τεύχ. 1, σελ. 55 - 66.
3. C. Popiel, J. Wojtkowiak, B. Biernacka (2001), «Measurements of Temperature Distribution in Ground», Experimental Thermal and Fluid Science, 25, pp. 301 – 309, Elsevier.
4. M. Paepe (2001), «Market Opportunities for Advanced Ventilation Technology», 22nd Annual AIVC Conference, UK 11-14/09/2001.
5. D. Pahud, B. Matthey (2001), «Comparison of the Thermal Performance of Double U-pipe Borehole Heat Exchangers Measured in-situ», Energy and Buildings 33 (2001) pp. 503 – 507, Elsevier.
6. Κ. Παπακώστας (2001), «Συμβολή στην Εκτίμηση της Κατανάλωσης Ενέργειας σε Συστήματα Θέρμανσης και Κλιματισμού στην Ελλάδα με τη Χρήση Μεθόδων Απλής και Πολλαπλής Μέτρησης», Διδακτορική Διατριβή, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης. Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών.

Νικόλαος Κυριάκης,

Αναπληρωτής Καθηγητής Α.Π.Θ., Εργαστήριο Κατασκευής Συσκευών Διεργασιών, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Α.Π.Θ., ΤΘ 487, 541 24 Θεσσαλονίκη, nkyr@auth.gr.

Απόστολος Μιχόπουλος,

Μηχανολόγος Μηχανικός, Υποψήφιος Διδάκτωρ, Εργαστήριο Κατασκευής Συσκευών Διεργασιών, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Α.Π.Θ., ΤΘ 487, 541 24 Θεσσαλονίκη.

Κωνσταντίνος Πάττας,

Ομότιμος Καθηγητής Α.Π.Θ., Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Α.Π.Θ., ΤΘ 483, 541 24 Θεσσαλονίκη.

Extended summary

Ground Heat Exchanger of Pylaia. Energy Evaluation after the First Year of Operation

NIKOLAS KYRIAKIS
Associate Professor AUTH

APOSTOLOS MICHPOULOS
Mechanical Engineer AUTH

KONSTANTIN PATTAS
Professor Emeritus AUTH

Abstract

The distribution of energy demand over the year for air-conditioning (heating and cooling) of the New City Hall of Pylaia Thessaloniki is presented. A system of water-to-water heat pumps was selected to cover this demand, supported by a ground heat exchanger of 3500 m in total underground piping. The operation of the system is being monitored and the most critical data are recorded at a time interval of 10 min. The energy consumption of the building during the first year of operation of the system is presented and compared to that of conventional heating and cooling systems (diesel fuel boiler, air-to-water and air-to-air heat pumps). The comparison shows a significant reduction of the air-conditioning energy demand, as a result of the utilization of the ground heat exchanger.

1. INTRODUCTION

It is well known that the coefficient of performance (COP) of heat pumps strongly depends on the temperature from or at which heat is drawn or rejected (heating or cooling operation, respectively). An example of this dependency is shown in Figure 1 [1]. The most energy efficient use of heat pumps is therefore achieved at a primary circuit temperature of 20°C.

Measurements [2] show that, below a depth of 5-10 m, the ground temperature remains constant, practically unaffected by the ambient variations, as shown in Figure 2, due to the soil thermal capacity. The balance temperature at these depths roughly equals the yearly average of air temperature in the area [3].

The ground heat exchanger allows for utilization of the soil heat capacity for heating or cooling water, which subsequently is used in the primary circuit of water-to-water heat pump(s). The secondary circuit of these pumps is then delivered to the air-conditioning installation of the building.

The ground heat exchanger can be horizontal (Figure 3) or vertical (Figure 4). The horizontal arrangement is cheaper, but less efficient, since the shallow depth allows for strong soil temperature variations, following those of the

environment.

This paper presents the ground heat exchanger based air-conditioning system of the New City Hall of Pylaia in Thessaloniki and the first energy evaluation of the system, after one year of operation.

2. DESCRIPTION OF THE INSTALLATION

The system is installed in a three-store office building, insulated according to the Greek regulations. The total area of the building is 2500 m² (total volume 7500 m³), divided into 7 temperature zones. A system of 11 water-to-water Climaveneta heat pumps, details listed in Table 1, is used for air-conditioning. The overall size of the installation is based on the “design load” of the building, calculated, according to the regulations, for an ambient temperature of -5°C.

The ground heat exchanger delivers water to the primary circuit of the heat pumps, while the secondary circuit delivers water to fan-coils.

The ground heat exchanger consists of 21 drills in a 4.5 x 4.5 m matrix, covering an area of 450 m². Each drill has a diameter of 160 mm and is 80 m deep. A U-shaped PE-MD pipe is installed in the drill, surrounded by concrete (95% cement – 5% betonite) for improved heat conductivity with the surrounding soil and protection. The total volume of soil is 36000 m³ (soil mass about 70000 tn), and the total pipe length 3500 m.

3. THE MONITORING SYSTEM

The monitoring system consists of:

- Pt-100, 4-wire, film type thermometers, installed at the inlet and outlet collectors of the ground heat exchanger,
- Pt-100, 3-wire, weather protected thermometer, installed at the NW side of the building, fairly protected from the direct sunlight.
- A CR-10 Campbell Scientific data logger, programmed to store data at 10 min intervals.

The capacity of the water pump of the system was not recorded, since it operates on an “on-off” scheme and repetitive measurements (using a PT878 Panametrics Ultra Sonic system) proved it remains constant at 50.4 m³/h.

Figures 5 and 6 present typical recordings of heating and cooling days of operation. The system operates usually 5 days a week, from 07:00 to 14:30, as can be seen in the recordings.

4. FIRST YEAR ENERGY EVALUATION

Using equation (4.1), the energy exchanged between water and soil (positive from soil to water) can be calculated from the recordings at 10 min intervals.

The total monthly energy exchange is plotted in Figure 7.

Based on the “instantaneous” (10 min) COP of the heat pumps, the building thermal load can be calculated from the measurements. The monthly results are plotted in Figure 8, together with the average measured and expected ambient temperature.

As can be seen in Figure 8, the recording period is characterized by rather mild winter temperatures, obviously resulting in lower thermal loads.

Based on the experimental data and the “instantaneous” (10 min) COP, the electrical energy consumption of the system can also be calculated. This energy is converted to thermal, adopting an overall conversion efficiency of 33%.

The results are compared to the electrical energy consumption of (a) a conventional air-to-water (A/W) heat pump based air conditioning system and (b) a diesel boiler for heating, with 90% overall efficiency, and air-to-air (A/A) heat pumps for cooling. The comparison is given in Tables 2 (for heating) and 3 (for cooling).

It is clear that, for heating purposes, the thermal energy consumption of the ground heat exchanger W/W heat pump based system is lower by 73.5% and 23.5% than that of the diesel boiler and A/W heat pump system, respectively. These figures are expected to increase for the normally expected ambient temperatures, which are lower than those recorded during the monitoring period, since the operation of the heat exchanger will not be affected, while the thermal energy consumption of the boiler and the A/W heat pump based systems will be further increased.

For cooling purposes, the thermal energy consumption of the ground heat exchanger W/W heat pump based system is lower by 17.6% and 45.5% than that of A/W and A/A heat pump systems, respectively.

5. CONCLUSIONS

The thermal energy consumption of the W/W heat pump based heating system supported by the ground heat exchanger is lower by 24% compared to the A/W heat pump system and by 74% compared to the conventional diesel burning boiler.

For cooling purposes, the W/W heat pump system assisted by the ground heat exchanger consumes 18 and 46% less thermal energy than the A/W and A/A heat pump systems, respectively.

The above advantages of the ground heat exchanger system are underestimated especially for the heating period, since they are based on only one year of monitoring, and this year featured milder than normal temperatures.

Nikolas Kyriakis,

Associate Professor AUTH, Process Equipment Design Laboratory, Mechanical Engineering Department, POB 487, 541 24 Thessaloniki, nkyr@auth.gr

Apostolos Michopoulos,

Mechanical Engineer, PhD. candidate, Process Equipment Design Laboratory, Mechanical Engineering Department, POB 487, 541 24 Thessaloniki

Konstantin Pattas,

Professor Emeritus AUTH, Laboratory of Applied Thermodynamics, Mechanical Engineering Department, POB 483, 541 24 Thessaloniki