



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΜΕΤΑΛΛΕΙΩΝ - ΜΕΤΑΛΛΟΥΡΓΩΝ**

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΒΑΘΟΥΣ ΓΕΩΘΕΡΜΙΑΣ ΜΕ  
ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΥΜΒΑΤΙΚΗΣ  
ΚΑΙ ΝΕΑΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ**

**ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ**

**ΝΙΚΟΛΑΟΥ Γ. ΠΑΠΑΘΕΟΔΩΡΟΥ**

Διπλωματούχου Μηχανικού Μεταλλείων-Μεταλλουργού Ε.Μ.Π.

**ΕΠΙΒΛΕΠΟΥΣΑ:**

Σ. ΣΤΑΜΑΤΑΚΗ

Καθηγήτρια Ε.Μ.Π.

**ΑΘΗΝΑ, Δεκέμβριος 2011**





**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΜΕΤΑΛΛΕΙΩΝ - ΜΕΤΑΛΛΟΥΡΓΩΝ**

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΒΑΘΟΥΣ ΓΕΩΘΕΡΜΙΑΣ ΜΕ  
ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΥΜΒΑΤΙΚΗΣ  
ΚΑΙ ΝΕΑΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ**

**ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ**

**ΝΙΚΟΛΑΟΥ Γ. ΠΑΠΑΘΕΟΔΩΡΟΥ**

Διπλωματούχου Μηχανικού Μεταλλείων-Μεταλλουργού Ε.Μ.Π.

**ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΣΥΜΒΟΥΛΕΥΤΙΚΗ  
ΕΠΙΤΡΟΠΗ:**

1. Σ. ΣΤΑΜΑΤΑΚΗ, Καθ. Ε.Μ.Π. (Επιβλέπουσα)
2. Ν. ΑΝΔΡΙΤΣΟΣ, Αν. Καθ. Παν. Θεσσαλίας
3. Ι. ΚΥΡΟΥΣΗΣ, Επίκ. Καθ. Ε.Μ.Π.

**ΕΠΤΑΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ  
ΕΠΙΤΡΟΠΗ:**

1. Σ. ΣΤΑΜΑΤΑΚΗ, Καθ. Ε.Μ.Π. (Επιβλέπουσα)
2. Ν. ΑΝΔΡΙΤΣΟΣ, Αν. Καθ. Παν. Θεσσαλίας
3. Ι. ΚΥΡΟΥΣΗΣ, Επίκ. Καθ. Ε.Μ.Π.
4. Γ. ΠΑΝΑΓΙΩΤΟΥ, Καθ. Ε.Μ.Π.
5. Κ. ΜΑΓΟΥΛΑΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
6. Α. ΣΑΓΙΑ, Καθ. Ε.Μ.Π.
7. Κ. ΠΑΥΛΟΠΟΥΛΟΣ, Αν. Καθ. Χαρ. Πανεπ.

**ΑΘΗΝΑ, Δεκέμβριος 2011**

Η παρούσα διατριβή χρηματοδοτήθηκε από το έργο ΠΕΝΕΔ 2003, που υλοποιείται στο πλαίσιο του Μέτρου 8.3 του Ε.Π. Ανταγωνιστικότητα Γ' Κοινοτικό Πλαίσιο Στήριξης και συγχρηματοδοτείται κατά: 80% της Δημόσιας Δαπάνης από την Ευρωπαϊκή Ένωση - Ευρωπαϊκό Κοινωνικό Ταμείο, 20% της Δημόσιας Δαπάνης από το Ελληνικό Δημόσιο - Υπουργείο Ανάπτυξης - Γενική Γραμματεία Έρευνας και Τεχνολογίας.

"Η έγκριση της διδακτορικής διατριβής από την Ανώτατη Σχολή Μηχανικών Μεταλλείων - Μεταλλουργών του Ε.Μ.Πολυτεχνείου δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνώμων του συγγραφέα (Ν. 5343/1932, Άρθρο 202)"

## Πρόλογος

Η παρούσα διδακτορική διατριβή διεξήχθη στη Σχολή Μηχανικών Μεταλλείων-Μεταλλουργών του Ε.Μ.Πολυτεχνείου, στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Γεωφυσικής του Τομέα Μεταλλευτικής.

Αποτελεί προσωπική επιθυμία και υποχρέωση να ευχαριστήσω θερμά την καθηγήτρια ΕΜΠ κ<sub>α</sub> Σταματάκη Σοφία, για την εμπιστοσύνη, τη στήριξή της σε αυτή την προσπάθεια, τη συνεχή καθοδήγηση και το απόλυτο πνεύμα συνεργασίας.

Επιπλέον, ευχαριστώ τον συνυποψήφιο Διδάκτορα και συνάδελφο Μηχανικό Φραγκογιάννη Γιώργο, για την άψογη συνεργασία στην κοινή πορεία εκπόνησης των Διδακτορικών μας Διατριβών.

Επίσης, ευχαριστώ τα υπόλοιπα μέλη της τριμελούς Επιτροπής και συγκεκριμένα τον κ<sub>ο</sub> Κυρούση Ιωάννη (επίκουρο καθηγητή ΕΜΠ) για τη βοήθειά του, ειδικά στο τμήμα που αφορούσε στην επίλυση τεχνικών προβλημάτων της εγκατάστασης, και τον κ<sub>ο</sub> Ανδρίτσο Νικόλαο (Αναπληρωτή καθηγητή Πανεπιστημίου Θεσσαλίας) για την ανοικτή γραμμή επικοινωνίας, ασχέτως αν ο ίδιος δεν την εκμεταλλεύτηκα επαρκώς.

Ακόμη, ευχαριστώ όλο το προσωπικό του Εργαστηρίου Εφαρμοσμένης Γεωφυσικής για την υποστήριξή τους τόσο σε επαγγελματικό όσο και προσωπικό επίπεδο.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου για την υπομονή και την υποστήριξη σε κάθε μου βήμα.

*“Η παρούσα διατριβή αφιερώνεται εξαιρετικά  
στη Φαίη και τη μπέμπα”*



## Περίληψη

Η παρούσα διδακτορική διατριβή εστιάζει στη διερεύνηση, ανάλυση, αξιολόγηση της λειτουργίας και της απόδοσης υπεδαφικών αποθηκών θερμικής ενέργειας σε συνδυασμό με τη χρήση γεωθερμικών αντλιών θερμότητας συμβατικής και νέας τεχνολογίας και εμβαθύνει στη συστηματική μελέτη και ανάλυση καίριων θεμάτων της λειτουργίας των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας όπως:

- Τα μεταβατικά φαινόμενα (transient phenomena) που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία κάθε επιμέρους τμήματος και η ενσωμάτωσή τους σε μια ολοκληρωμένη προσέγγιση του συστήματος για τον προσδιορισμό της επίδρασής τους, τόσο βραχυπρόθεσμα, όσο και μακροπρόθεσμα, στην ενεργειακή του απόδοση.
- Η «αιφορία» (sustainability) του συστήματος και η εποχική διακύμανση της απόδοσής του, με στόχο τη βιώσιμη αξιοποίηση του υπεδάφους ως πηγή (θέρμανση-αποφόρτιση) και ως αποθήκη (ψύξη-φόρτιση) θερμότητας.
- Η ενεργειακή ανάλυση του συστήματος σε επίπεδο μεταφερόμενης ενέργειας και του αντίστοιχου ρυθμού μεταφοράς σε κάθε επιμέρους τμήμα του, με στόχο τον ακριβή προσδιορισμό του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας και της ενεργειακής κατανάλωσης των επιμέρους δομικών του μονάδων.

Σε αυτό το πλαίσιο, εστιάζει στην υιοθέτηση και αξιοποίηση μιας ολοκληρωμένης μεθοδολογίας για τη μοντελοποίηση των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, με στόχο την ταυτόχρονη απόδοση της συσχέτισης και της δυναμικής αλληλεπίδρασης του κτιρίου, των συστημάτων διανομής θερμότητας, των αντλιών θερμότητας και της υπεδαφικής αποθήκης, υπό την επίδραση των εξωτερικών κλιματικών συνθηκών και των προτύπων χρήσης του κτιρίου. Χρησιμοποιεί τη δυναμική προσομοίωση (dynamic simulation) ως βασική μεθοδολογία, η οποία παρέχει τη δυνατότητα ολοκληρωμένης προσέγγισης του συνόλου των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα, και των φυσικών φαινομένων που εμπλέκονται σε αυτές, κατά τη λειτουργία των εν λόγω συστημάτων. Η λεπτομερής μοντελοποίηση παρέχει δυνατότητα άντλησης γνώσης, θεωρητικής ανάλυσης και μαθηματικής αντιμετώπισης σε σειρά επιμέρους και ιδιαίτερων προβλημάτων που συνθέτουν το συνολικό πρόβλημα της λειτουργίας.

Στον τομέα της μοντελοποίησης των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, το σημαντικότερο ίσως θέμα στην αποκωδικοποίηση του θερμικού προβλήματος κατά τη λειτουργία τους αποτελεί η συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος ως αποτέλεσμα των μεταβαλλόμενων θερμικών φορτίων του κτιρίου. Χαρακτηριστικά, σε ένα σύστημα κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών το φαινόμενο εξελίσσεται σε συνθήκες πλήρους ή μηδενικής ροής. Οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης (steady-state models), είτε αγνοούν τις μεταβατικές αυτές επιδράσεις, είτε

χρησιμοποιούν συντελεστές συνόρθωσης στους τελικούς τους υπολογισμούς. Στη φάση του σχεδιασμού, τα συστηματικά σφάλματα που υπεισέρχονται σε μια τέτοια προσέγγιση μπορούν να οδηγήσουν σε εντελώς διαφορετικό σχεδιασμό από εκείνον που θα ακολουθούσαν βάσει δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης.

Για την ολοκληρωμένη προσέγγιση και ανάλυση των παραπάνω βασικών θεμάτων χρησιμοποιήθηκε ως βάση το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας του κτιρίου Μεταλλειολόγων-Ηλεκτρολόγων Β' Φάσης του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου για τη δημιουργία ενός δυναμικού μοντέλου προσομοίωσης. Το εν λόγω σύστημα, γνωστό και ως «σύστημα Παπαγεωργάκη» καθώς αποτέλεσε έμπνευση του αείμνηστου καθηγητή Γεωλογίας του Πανεπιστημίου Αθηνών κυρίου Ι. Παπαγεωργάκη, αναπτύχθηκε στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού Προγράμματος THERMIE BU 468 94 HE της DG TREN και αξιοποιεί υβριδικά τόσο τη θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων, μέσω ενός κλειστού κυκλώματος κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, όσο και το θερμικό περιεχόμενο ενός υπόγειου ταμιευτήρα, μέσω ενός ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων.

Το δυναμικό μοντέλο προσομοίωσης, με ειδική και γενικότερη εφαρμογή:

- αντιμετωπίζει το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας ως ένα ενιαίο σύνολο διαρκώς μεταβαλλόμενων αλληλεπιδράσεων μεταξύ κτιρίου, συστήματος αντλιών θερμότητας και υπεδαφικής πηγής-αποθήκης, επιλύοντας και συνθέτοντας τα επιμέρους θερμικά προβλήματα σε ένα ολοκληρωμένο, βρογχοειδές και ανατροφοδοτούμενο κύκλωμα ροής πληροφοριών,
- επιτρέπει την ανάλυση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε κάθε φάση λειτουργίας του συστήματος, τόσο κατά τις μεταβατικές, όσο και κατά τις περιόδους "σταθερής κατάστασης", και την πρόβλεψη των ενεργειακών επιδόσεων του συστήματος τόσο βραχυπρόθεσμα, όσο και μακροπρόθεσμα,
- εξασφαλίζει τη δυνατότητα της συστηματικής διερεύνησης τόσο της απόδοσης του συστήματος, όσο και της εποχικής διακύμανσής της λόγω της αλληλεπίδρασής του με την υπεδαφική πηγή-αποθήκη, το θερμικό περιεχόμενο της οποίας μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας, και
- παρέχει τη δυνατότητα αποτύπωσης οριακών καταστάσεων λειτουργίας του συστήματος και την ανάπτυξη στρατηγικών ελέγχου ή/και παρέμβασης για τη βελτιστοποίησή του.

Αναπτύχθηκε το εννοιολογικό μοντέλο του συστήματος και προσδιορίστηκαν οι βασικές διεργασίες, οι κόμβοι συσσωρεύσεως και οι ροές πληροφορίας μεταξύ των διεργασιών για την εξασφάλιση της αλληλουχίας και του τρόπου αλληλοσύνδεσης μεταξύ των υποσυστημάτων που συγκροτούν το σύνολο της εγκατάστασης.

Το μοντέλο προσομοίωσης αξιολογήθηκε στη βάση πειραματικών μετρήσεων κατά τη λειτουργία της εγκατάστασης και μετρήσεων της θερμικής απόκρισης των κάθετων γεωεναλλακτών (TRT).



Επιβεβαιώθηκε η δυνατότητα του μοντέλου προσομοίωσης να αποδίδει ορθά το θερμικό πρόβλημα, τόσο στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών, όσο και στο σύνολο του συστήματος.

Αναλύθηκαν διεξοδικά τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας σε ένα πλήρη ετήσιο κύκλο, και η ανάλυση εστιάστηκε στη μεταβατική λειτουργία του συστήματος με κύριες συνιστώσες τα διαρκώς μεταβαλλόμενα θερμικά φορτία του κτιρίου, το κεντρικό σύστημα θερμοκρασιακής διαχείρισης στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης (συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος) και ασφαλώς τα πολύπλοκα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας από και προς την υπεδαφική αποθήκη.

Τα αποτελέσματα του μοντέλου αξιολογήθηκαν στη βάση των διακυμάνσεων που προσδιορίστηκαν για κρίσιμες παραμέτρους όπως, ο συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας, η αντίστοιχη κατανάλωση ισχύος, ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των αντλιών θερμότητας και στα κυκλώματα του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας. Στο σύνολό της, η ανάλυση αυτή κατέδειξε ότι, η προσέγγιση αντίστοιχων συστημάτων, και των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία τους, ως «σταθερής κατάστασης» ενέχει σημαντικούς παράγοντες σφάλματος κατά τη διαστασιολόγησή τους και τον υπολογισμό της συνολικής ενεργειακής τους απόδοσης. Η απλή θεώρηση ενός σταθερού συντελεστή απόδοσης κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος σε κάθε φάση (ψύξη και θέρμανση), οδηγεί σε εσφαλμένες εκτιμήσεις, τόσο όσον αφορά στην τελική ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος, όσο και στον προσδιορισμό της απόδοσης όλων των επιμέρους τμημάτων του.

Η προγνωστική ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος επεκτάθηκε στον έλεγχο της μακροπρόθεσμης λειτουργίας του και της ορθολογικής αξιοποίησης της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης με κύριες συνιστώσες:

- Τον προσδιορισμό της θερμοκρασιακής διακύμανσης της υπεδαφικής αποθήκης σε ετήσιο και πενταετή κύκλο λειτουργίας και την αξιολόγηση της βιωσιμότητας της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας τόσο εποχικά όσο και σε βάθος χρόνου.
- Τη διερεύνηση και αξιολόγηση της επίδρασης της περιοδικής «φόρτισης» και «αποφόρτισης» της υπεδαφικής αποθήκης στην απόδοση των αντλιών θερμότητας του συστήματος.
- Την ενεργειακή ανάλυση των κύριων δομικών μονάδων του συστήματος, σε επίπεδο μεταφερόμενης ενέργειας, ρυθμού μεταφοράς ενέργειας και συνεισφοράς στην κάλυψη των ενεργειακών απαιτήσεων του κτιρίου.

Στο πλαίσιο αυτό, αποτυπώθηκε η σταδιακή «φόρτιση» και «αποφόρτιση» του υπεδάφους στην περιοχή του πεδίου των γεωεναλλακτών κατά τη λειτουργία του συστήματος, ενώ διαπιστώθηκε αύξηση της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης κατά 0.7 °C, στο τέλος ενός πλήρους ετήσιου κύκλου λειτουργίας, λόγω της υψηλής κτιριακής απαίτησης σε ψύξη. Ωστόσο, η περαιτέρω

διερεύνηση της διαμόρφωσης της εν λόγω θερμοκρασίας σε βάθος πενταετίας, κατέδειξε τη σταθεροποίησή της στους 22.4 °C στο τέλος κάθε επόμενου έτους, μετά την παρέλευση της πενταετίας.

Η αναλυτικότερη διερεύνηση της επίδρασης της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής στην απόδοση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος κατά τη λειτουργία θέρμανσης, ανέδειξε ότι το μέγεθος της επίδρασης, καθορίζεται, τόσο από τη σταδιακή «αποφόρτιση» του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος, η οποία οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας, λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας του υπεδαφικού σχηματισμού στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών, όσο και από τη «φόρτιση» της υπεδαφικής αποθήκης κατά την ψυκτική λειτουργία του συστήματος, η οποία και διαμορφώνει τις «νέες» δυνατότητες εναλλαγής θερμότητας με το υπεδαφικό κύκλωμα στις αρχές της δεύτερης περιόδου θέρμανσης. Στη δεύτερη περίπτωση, η αυξημένη θερμοκρασία του υπεδαφικού σχηματισμού οδηγεί σε υψηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, και επίσης αυξημένο συντελεστή απόδοσης κατά τη λειτουργία της. Η παραπάνω ανάλυση συνέβαλε σημαντικά στην κατανόηση του μηχανισμού της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας και καθόρισε το ρόλο της μακροπρόθεσμης λειτουργικής βιωσιμότητας ως κύριας παραμέτρου στο σχεδιασμό αντίστοιχων συστημάτων, αναδεικνύοντας ότι στα πλαίσια ενός ορθολογικού σχεδιασμού, πρέπει να εξασφαλίζεται το ισοζύγιο μεταξύ της εποχικής φόρτισης και αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης ή τουλάχιστον να περιορίζεται η ετήσια θερμοκρασιακή μεταβολή της υπεδαφικής αποθήκης σε επίπεδα που δεν επηρεάζουν τη μακρόχρονη βιωσιμότητα του συστήματος.

Η διερεύνηση της εφαρμογής και της αποτελεσματικότητας βασικών παρεμβάσεων με στόχο την περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας και έλεγχο της συμπεριφοράς, της απόδοσης και της συνεισφοράς του πεδίου των γεωεναλλακτών, επικεντρώθηκε στην αντικατάσταση των υφιστάμενων αντλιών θερμότητας με αντλίες νέας τεχνολογίας υψηλότερου συντελεστή απόδοσης και στον πλήρη διαχωρισμό των κυκλωμάτων του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του Πλακοειδούς Εναλλάκτη στο κύκλωμα της μιας Αντλίας Θερμότητας.

Από τη συνδυαστική ανάλυση της απόδοσης των δυο συστημάτων που εξετάστηκαν, προκύπτει η δυνατότητα εκσυγχρονισμού και βελτιστοποίησης υφιστάμενων εγκαταστάσεων εξοικονόμησης ενέργειας, είτε μέσω των νέων προτύπων αντλιών θερμότητας που διαμορφώνονται στην παγκόσμια αγορά των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, είτε μέσω της διερεύνησης και της ανάλυσης παθολογιών του αρχικού τους σχεδιασμού, όσον αφορά στη διασύνδεση των δομικών τους μονάδων, χρησιμοποιώντας δυναμικά μοντέλα προσομοίωσης για τη ρεαλιστική απόδοση και διερεύνηση της λειτουργικής τους συμπεριφοράς.

## Extended Abstract

This thesis focuses on the investigation, analysis, evaluation of the operation and efficiency of underground thermal energy storage, in conjunction with the use of conventional and new technology ground source heat pumps, while it deepens on the systematic study and analysis of key aspects of the operation of geothermal heat pump systems such as:

- The transient phenomena that evolve during the operation of each individual structural unit, and their incorporation into an integrated system approach to determine the effect on the energy efficiency of both short and long term.
- The "sustainability" of the system and seasonal variation of its performance, with the objective of sustainable exploitation of the ground as a heat source or/and sink during heating or/and cooling operation respectively.
- The energy analysis of the system in terms of transmitted energy and the corresponding transfer rate in each section, to precisely determine the coefficient of performance of heat pumps and the energy consumption of each structural unit.

In this context, this thesis focuses on the adoption and use of an integrated methodology for modeling the processes that occur during the operation of geothermal heat pump systems, aiming at the simultaneous depiction of the correlation and dynamic interaction between the building, the heat distribution systems, the ground source heat pumps and the underground heat source or/and sink, under the influence of the continuously varying climatic conditions and usage patterns of the building. Dynamic simulation is used as a key methodology that enables an integrated approach to all physical phenomena that evolve during the operation of such systems. Detailed modeling allows the extraction of knowledge, theoretical analysis and mathematical addressing in a series of individual and specific problems which constitute the overall thermal problem of operation.

In the field of modeling of geothermal heat pump systems, probably the most important issue in the decoding of the thermal problem during operation is the frequent alternation of operating status (stop/start) of heat pumps and circulation pumps of the system, as a result of the continuously varying thermal loads of the building. Noted that in a geothermal heat pump system utilizing vertical geothermal heat exchangers the phenomenon evolves under full or no flow conditions. Transient effects can have a significant impact on the overall system performance and cause simulation results to be inaccurate. This is due to measured heat transfer rates or power usage below or above the steady state values obtained after the system has operated for a short time. Steady state approaches, either neglect the transient effect or use a degradation factor to correct for the start-up transient. From a designer's perspective, the cumulative errors involved in such an approach can lead to completely different design compared to dynamic simulation models.

For the integrated approach and analysis of these key issues, the geothermal heat pump system which covers the heating and cooling demands of the Mining and Electrical Engineers' building (Phase II) at the National Technical University of Athens was used as the basis for the implementation of a dynamic simulation model. This system was developed under the European Program THERMIE BU 468 94 HE of DG TREN and utilizes both the heat capacity of rocks, through a closed loop of vertical geothermal heat exchangers, and the heat content of an underground reservoir through an open loop configuration.

The dynamic simulation model, with specific and general application:

- addresses the geothermal heat pump system as a single set of continuously varying interactions between the building, the heat pump system and the underground heat source or/and sink, solving and composing the individual thermal problems in an integrated circuit of information flows,
- allows the analysis of phenomena that occur in each operational phase of the system, both during transient and "steady state" periods, and the accurate prediction of both short and long term energy performance,
- ensures the possibility of systematic investigation of both system performance, and its seasonal variation due to the interaction with the underground heat source and/or sink, the heat content of which changes during an annual operating cycle, and
- provides the capability of capturing the operational limits of the system so as to develop control and/or intervention strategies of optimization.

The conceptual model of the system was developed while the key processes, accumulation nodes and information flow between processes were identified to ensure the sequence and way of interconnection between subsystems constituting the whole installation.

The simulation model was evaluated based on experimental measurements during the operation of the system and a thermal response test on the field of vertical geothermal heat exchangers. The ability of the simulation model in addressing the thermal problem was confirmed.

The thermal phenomena evolving during operation of the geothermal heat pump system in a full annual cycle were analyzed in detail, while the analysis focused on the transient operation of the system, with key components being, the continuously varying thermal loads of the building, the central temperature management system in different parts of the installation (frequent change of operating mode (pause/start) for the heat pumps and the circulation pumps of the system) and of course the complex phenomena during heat transfer to and from the underground thermal energy storage.

The model results were evaluated on the basis of the variations identified for critical parameters such as the coefficient of performance of ground source heat pumps, the corresponding power

consumption, the rate of energy transfer on each individual circuit. Overall, the analysis revealed that the approach to the operation of such systems, and the phenomena that occur during operation as a "steady state situation" poses a major error factor in sizing and calculating the overall energy efficiency. The simplified approach of a constant COP during the operation of the system leads to erroneous estimates, especially in terms of final energy consumption.

The predictive analysis of the system was extended to the evaluation of long-term operation and rational utilization of the underground thermal energy storage, with main components being:

- The determination of the temperature variation of the underground thermal energy storage in annual and five-year cycle and the assessment of viability of heat storage both seasonally and over time.
- The investigation and assessment of the impact of periodic "charging" and "discharging" of the ground on the performance of ground source heat pumps.
- The energy analysis of main components of the system in terms of transmitted energy, energy transfer rate and contribution in meeting the building energy demand.

In this context, the gradual "charging" and "discharging" of the ground heat storage in the field of vertical geothermal heat exchangers, during operation of the system, was clearly depicted. A temperature increase of 0.7°C was observed, at the end of a full annual cycle, due to the high cooling demand of the building. However, further investigation of the evolution of ground temperature over the first five years of operation, has shown that, after the first years of operation, the formation temperature at the end of each annual cycle stabilizes at 22.4°C .

The detailed investigation of the effect of temperature variation of the underground heat source and/or sink on the performance of each individual system component during heating mode, showed that the size of the effect is determined both by the progressive "discharging" of the ground during system operation, which leads to the reduction of the coefficient of performance of ground source heat pump units because of the temperature of the ground formation in the field of vertical geothermal heat exchangers, and the gradual "change" of the ground during cooling operation of the system, which leads to increased coefficient of performance of ground source heat pumps in the next heating period. This analysis has contributed significantly to understanding the mechanism of underground thermal energy storage and defining the role of long-term operational sustainability as a key parameter in the design of such systems, showing that from a designers perspective, a balance between seasonal charging and discharging of the ground must be ensured, or at least the annual temperature change of ground must be limited to levels that do not affect the long-term sustainability of the system.

The analysis of key interventions to further energy conservation and control of behavior, focused on replacing existing heat pumps with next generation ones and separating the circuits of both vertical geothermal heat exchangers and plate heat exchanger on the primary circuit of a heat pump.

A comparative analysis of the performance of both systems examined, clearly showed the possibility of optimization of existing energy saving facilities, either through next generation heat pumps, or through research and analysis of pathologies of the original design, using dynamic simulation models for the realistic modeling and investigation of their operational behavior.

---

# Πίνακας Περιεχομένων

Εισαγωγή.....	1
Κεφάλαιο 1: Γεωθερμικά Συστήματα Αντλιών Θερμότητας.....	13
1.1. Εισαγωγή στο Γεωθερμικό Κλιματισμό .....	13
1.2. Αρχή Λειτουργίας των Αντλιών Θερμότητας.....	14
1.3. Συστήματα Κλειστού Βρόχου .....	17
1.3.1. Συστήματα Κάθετων Γεωθερμικών Εναλλακτών .....	17
1.3.2. Συστήματα Οριζόντιων Γεωθερμικών Εναλλακτών.....	19
1.4. Συστήματα Ανοικτού Βρόχου.....	20
1.5. Η Ελληνική και Ευρωπαϊκή αγορά των Γεωθερμικών Αντλιών Θερμότητας.....	21
Κεφάλαιο 2: Το Υπέδαφος ως Θερμική Πηγή και Αποθήκη .....	25
2.1. Ιστορική Εξέλιξη της Υπεδαφικής Αποθήκευσης Θερμότητας.....	25
2.2. Μεταφορά Θερμότητας και Θερμοκρασιακή Κατανομή στο Υπέδαφος.....	26
2.3. Η Μέθοδος της Δοκιμής Θερμικής Απόκρισης (Thermal Response Test) για τον Υπολογισμό της Θερμικής Αγωγιμότητας Εδαφών και Πετρωμάτων.....	30
Κεφάλαιο 3: Η Δυναμική Προσομοίωση ως Εργαλείο Ανάλυσης και Σχεδιασμού .....	33
3.1. Εισαγωγή στην Προσομοίωση Συστημάτων.....	33
3.2. Προσεγγίσεις Προσομοίωσης Γεωθερμικών Συστημάτων Αντλιών Θερμότητας....	34
3.2.1. Το γενικό πρόβλημα της προσομοίωσης γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας.....	34
3.2.2. Τεχνικές και μέθοδοι μοντελοποίησης γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας.....	36
3.2.3. Κατηγοριοποίηση προσεγγίσεων προσομοίωσης .....	38

---

---

3.3.	Η «Δυναμική» φύση των Γεωθερμικών Συστημάτων Αντλιών Θερμότητας .....	39	
3.4.	Μέθοδοι προσέγγισης του θερμικού προβλήματος σε κάθετους γεωθερμικούς εναλλάκτες.....	41	
3.4.1.	Αναλυτικές Μέθοδοι Προσέγγισης .....	41	
3.4.2.	Αριθμητικές Μέθοδοι Προσέγγισης.....	51	
3.4.3.	Συγκριτική αξιολόγηση αναλυτικών και αριθμητικών μεθόδων .....	58	
3.5.	Επιλογή υπολογιστικού εργαλείου για την υλοποίηση μοντέλου προσομοίωσης .	60	
Κεφάλαιο 4: Το Γεωθερμικό Σύστημα Αντλιών Θερμότητας στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου.....			63
4.1.	Το κτίριο ΗΜΜΥ (Β' Φάση) .....	64	
4.2.	Το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας (μηχανοστάσιο-αντλιοστάσιο) .....	66	
4.3.	Το πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών και το ανοικτό κύκλωμα υδρογεωτρήσεων ....	73	
Κεφάλαιο 5: Υλοποίηση Μοντέλου Προσομοίωσης του Συστήματος.....			77
5.1.	Αρχιτεκτονική του μοντέλου προσομοίωσης και ροή διεργασιών στο σύνολό του	77	
5.2.	Μοντελοποίηση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος.....	86	
5.2.1.	Ανεξάρτητες μεταβλητές (κλιματολογικά δεδομένα).....	86	
5.2.2.	Μοντελοποίηση του κτιρίου ΗΜΜΥ (Β' Φάση) .....	87	
5.2.3.	Ελεγκτές λειτουργίας (controllers) .....	101	
5.2.4.	Εναλλάκτες αέρος-νερού (fan-coils).....	102	
5.2.5.	Αγωγοί του συστήματος (σωληνώσεις).....	102	
5.2.6.	Γεωθερμικές Αντλίες Θερμότητας.....	104	
5.2.7.	Δοχείο Αδρανείας .....	107	
5.2.8.	Πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών.....	111	
5.2.9.	Πλακοειδείς εναλλάκτες.....	113	
5.3.	Επαλήθευση Μοντέλου Προσομοίωσης .....	113	

---



---

Κεφάλαιο 6: Ανάλυση-Προσομοίωση Μεταβατικών Φαινομένων κατά τη Λειτουργία του Συστήματος.....	119
6.1. Εισαγωγή.....	119
6.1.1. Λειτουργία Θέρμανσης - Ανάλυση Μεταβατικών Φαινομένων.....	121
6.1.2. Λειτουργία Ψύξης - Ανάλυση Μεταβατικών Φαινομένων.....	131
Κεφάλαιο 7: Βιωσιμότητα - Εποχική Διακύμανση της Απόδοσης του Συστήματος.....	141
7.1. Εισαγωγή.....	141
7.1.1. Θερμοκρασιακή Μεταβολή της Υπεδαφικής Πηγής/Αποθήκης.....	146
7.1.2. Εποχική Μεταβολή της Απόδοσης του Συστήματος στη Λειτουργία Θέρμανσης.....	148
7.1.3. Εποχική Μεταβολή της Απόδοσης του Συστήματος στη Λειτουργία Ψύξης..	155
Κεφάλαιο 8: Ενεργειακή Ανάλυση και Απόδοση του Συστήματος.....	163
8.1.1. Μεταφορά Ενέργειας – Συντελεστής Απόδοσης των Αντλιών Θερμότητας...	163
8.1.2. Ρυθμός Μεταφοράς Ενέργειας στα Επιμέρους Κυκλώματα του Συστήματος	168
8.1.3. Ώρες Λειτουργίας – Ενεργειακή Κατανάλωση .....	171
Κεφάλαιο 9: Παρεμβάσεις Βελτίωσης της Λειτουργίας του Συστήματος .....	175
9.1. Σκοπιμότητα – Περιγραφή Σεναρίου .....	175
9.2. Ανάλυση Αποτελεσμάτων 1 <sup>ου</sup> Σεναρίου .....	177
9.2.1. Θερμοκρασιακή Μεταβολή της Υπεδαφικής Πηγής/Αποθήκης.....	177
9.2.2. Μεταβατικές Περίοδοι & Εποχική Διακύμανση της Απόδοσης του Συστήματος.....	179
9.2.3. Ετήσια Διαμόρφωση της Απόδοσης του Συστήματος.....	191
Κεφάλαιο 10: Συζήτηση - Συμπεράσματα .....	203
Βιβλιογραφία.....	213

---

---

---

---

# Εισαγωγή

**Ο**ι σύγχρονες κοινωνίες καταναλώνουν τεράστιες ποσότητες ενέργειας για τη θέρμανση χώρων, την κίνηση των μέσων μεταφοράς, καθώς και για τη λειτουργία βιομηχανικών μονάδων. Η πρόοδος της οικονομίας και η αύξηση του βιοτικού επιπέδου, οδηγούν σε συνεχόμενη αύξηση της ενεργειακής ζήτησης. Έχει διαπιστωθεί ότι ο ενεργειακός τομέας είναι ο κύριος υπεύθυνος για τη ρύπανση του περιβάλλοντος, καθώς σχεδόν το 95% της ατμοσφαιρικής ρύπανσης οφείλεται στην παραγωγή, το μετασχηματισμό και τη χρήση των συμβατικών καυσίμων.

Οι παραπάνω λόγοι έχουν οδηγήσει σε μια παγκόσμια προσπάθεια για ορθολογική χρήση της ενέργειας και την εφαρμογή τεχνολογιών εξοικονόμησής της. Επίσης, με στόχο την ελαχιστοποίηση των παραπάνω επιπτώσεων, προωθείται σημαντικά η εκμετάλλευση των Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας. Το ενδιαφέρον για την ευρύτερη αξιοποίηση των ΑΠΕ, καθώς και για την ανάπτυξη αξιόπιστων και οικονομικά αποδοτικών τεχνολογιών που δεσμεύουν το δυναμικό τους, παρουσιάσθηκε αρχικά μετά την πρώτη πετρελαϊκή κρίση του 1979 και παγιώθηκε την επόμενη δεκαετία, μετά τη συνειδητοποίηση των παγκόσμιων περιβαλλοντικών προβλημάτων. Σήμερα, λαμβάνονται υπόψη στους επίσημους ενεργειακούς σχεδιασμούς των ανεπτυγμένων κρατών, αν και αποτελούν πολύ μικρό ποσοστό της ενεργειακής παραγωγής και αναπτύσσονται δράσεις για την αναβάθμιση της

---

συνεισφορά τους στο ενεργειακό τους ισοζύγιο, τη μείωση της εξάρτησης από το ακριβό και εισαγόμενο πετρέλαιο και την ενίσχυση της ασφάλειας του ενεργειακού εφοδιασμού.

Εστιάζοντας στον κτιριακό τομέα, οι απαιτήσεις κλιματισμού αυξάνονται συνεχώς, ιδιαίτερα λόγω των μεγαλύτερων απαιτήσεων θερμικής άνεσης και των υψηλότερων θερμοκρασιών κατά τη διάρκεια της τελευταίας δεκαετίας. Ανέρχονται στο 36% περίπου της συνολικής τελικής ενεργειακής κατανάλωσης στην Ελλάδα, έναντι 40% στην Ε.Ε., με μέσο ετήσιο ρυθμό αύξησης της τάξης του 7%. Επιπλέον, τα κτίρια ευθύνονται για πάνω από το 45% των συνολικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), βασικής αιτίας του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Η μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης στον κτιριακό τομέα αποτελεί κύρια προτεραιότητα των περισσότερων κρατών μελών της Ευρωπαϊκής Ένωσης, με απώτερο σκοπό τη συμπίεση της τιμής του πετρελαίου και τη μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub>. Ενδεικτική αυτής της κατεύθυνσης είναι η ψήφιση της Οδηγίας 2002/91/EC του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου της 16ης Δεκεμβρίου 2002 «Για την ενεργειακή απόδοση των κτιρίων» (ΕΕ L1 της 4.1.2003), σύμφωνα με την οποία τα κράτη μέλη καλούνται να θεσμοθετήσουν ολοκληρωμένες μεθοδολογίες υπολογισμού της ενεργειακής απόδοσης των κτιρίων, καθώς και πρακτικές ενεργειακής πιστοποίησης με θέσπιση ανώτατων ορίων ενεργειακής κατανάλωσης ανά κατηγορία κτιρίων. Η ελληνική νομοθεσία εναρμονίστηκε με την παραπάνω οδηγία με το νόμο 3661/2008: «Μέτρα για τη μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης των κτιρίων και άλλες διατάξεις».

Στην Ελλάδα μέχρι σήμερα οι ενεργειακές ανάγκες των κτιρίων για θέρμανση, ψύξη και παραγωγή νερού χρήσης καλύπτονται σχεδόν αποκλειστικά από ορυκτά καύσιμα και ηλεκτρικό ρεύμα, το οποίο επίσης παράγεται από ορυκτά καύσιμα. Τα τελευταία χρόνια γίνεται μια σημαντική προσπάθεια για την αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας σε αυτό τον τομέα.

Η χρήση συστημάτων αβαθούς γεωθερμίας στα κτίρια για την εξασφάλιση θερμικής ή/και ψυκτικής ενέργειας, αποτελεί μια ανάγκη που συνδυάζεται με την αξιοποίηση όλου του φάσματος και του δυναμικού των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας.

Τα συστήματα αβαθούς γεωθερμίας, γνωστά ως γεωθερμικά συστήματα αντλιών θερμότητας, αποτελούνται από μια ή περισσότερες αντλίες θερμότητας οι οποίες συνδυάζονται με κατάλληλες διατάξεις με σκοπό την αξιοποίηση του θερμικού περιεχομένου των υπεδαφικών σχηματισμών ή/και των υπογείων νερών. Συγκεκριμένα, κατά τη λειτουργία θέρμανσης, η αντλία θερμότητας αφαιρεί θερμότητα από το υπέδαφος

---

ή τον υπόγειο ταμιευτήρα που αξιοποιείται ως πηγή θερμότητας και την αποδίδει στο κτίριο. Στις περιόδους ψύξης, η αντλία θερμότητας λειτουργεί κατά σχετικά αντίστροφη διαδικασία προκειμένου να αφαιρεθεί θερμότητα από το κτίριο και να αποδοθεί στο υπέδαφος ή στον υπόγειο ταμιευτήρα που αξιοποιείται ως αποθήκη θερμότητας.

Το υπόγειο νερό και το υπέδαφος, ως πηγές ή αποθήκες θερμότητας, υπερτερούν σημαντικά σε σχέση με τον αέρα, αφού έχουν καθ'όλη σχεδόν τη διάρκεια του έτους σταθερή θερμοκρασία. Η παρατηρούμενη σταθερότητα οφείλεται στη θερμοχωρητικότητα του εδάφους και του υπογείου νερού, που «αποσβένει» τις διακυμάνσεις θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, ενώ σε καμία περίπτωση δεν υποδηλώνει την ύπαρξη γεωθερμικού πεδίου.

Ωστόσο, μια έννοια συνδεδεμένη με την «ανανεωσιμότητα» ενός ενεργειακού πόρου είναι η «αιεφορία». Η ανανεωσιμότητα αποτελεί ιδιότητα του ενεργειακού πόρου, ενώ η αιεφορία περιγράφει τον τρόπο με τον οποίο χρησιμοποιείται οποιοσδήποτε φυσικός πόρος, σχετίζεται με την ορθολογική διαχείριση των πόρων και χαρακτηρίζεται από κάποια μορφή ισορροπίας (Axelsson, Stefansson, & Xu, 2002). Η βιώσιμη αξιοποίηση του υπεδάφους και των υπογείων νερών ως πηγής και αποθήκης θερμότητας, προϋποθέτει τη διατήρηση στα πλαίσια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας, μιας ισορροπίας μεταξύ της αφαιρούμενης και αποδιδόμενης από και προς το υπέδαφος ενέργειας αντίστοιχα. Η έντονη «φόρτιση» ή «αποφόρτιση» της υπεδαφικής αποθήκης ως αποτέλεσμα της μη τήρησης του παραπάνω ισοζυγίου σε ένα ετήσιο κύκλο λειτουργίας, μπορεί να καταστήσει ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας, μη παραγωγικό από τα πρώτα κιόλας χρόνια της λειτουργίας του (Berdal, Souygi, & Achard, 2007).

Ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας αποτελεί δυναμικό σύστημα αλληλεπίδρασης πλήθους παραμέτρων που σχετίζονται με τις μεταβαλλόμενες συνθήκες διαμόρφωσης του θερμικού προβλήματος σε κάθε επιμέρους τμήμα του, συνθέτοντας έτσι το συνολικό θερμικό πρόβλημα της λειτουργίας του. Βασικές συνιστώσες αυτής της μεταβατικής λειτουργίας αποτελούν τα μεταβαλλόμενα θερμικά φορτία του κτιρίου, το κεντρικό σύστημα θερμοκρασιακής διαχείρισης στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης και ασφαλώς τα πολύπλοκα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας από και προς την υπεδαφική αποθήκη. Το σημαντικότερο ίσως τμήμα στην αποκωδικοποίηση του θερμικού προβλήματος κατά τη λειτουργία τους αποτελεί η συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος ως αποτέλεσμα των μεταβαλλόμενων θερμικών φορτίων του κτιρίου (Bendarudi & Bernhard, 2002). Χαρακτηριστικά, σε ένα σύστημα κάθετων γεωθερμικών

---

εναλλακτών το φαινόμενο εξελίσσεται σε συνθήκες πλήρους ή μηδενικής ροής. Οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης (steady-state models), είτε αγνοούν τις μεταβατικές αυτές επιδράσεις, είτε χρησιμοποιούν συντελεστές συνόρθωσης στους τελικούς τους υπολογισμούς. Στη φάση του σχεδιασμού, τα συστηματικά σφάλματα που υπεισέρχονται σε μια τέτοια προσέγγιση μπορούν να οδηγήσουν σε εντελώς διαφορετικό σχεδιασμό από εκείνον που θα ακολουθούσαν βάσει δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης (Kummert & Bernier, 2008).

Είναι προφανές, ότι η περαιτέρω ανάπτυξη και εδραίωση της τεχνολογίας των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας εξαρτάται άμεσα από τη διαθεσιμότητα αξιόπιστων συστημάτων σχεδιασμού και μοντέλων προσομοίωσης, που να ενισχύουν την οικονομική και λειτουργική βιωσιμότητα των εν λόγω συστημάτων μέσω της ορθής διαστασιολόγησής τους και του ελέγχου της μακροπρόθεσμης λειτουργίας τους (Lazzari, Priarone, & Zanchini, 2010).

Η μεγάλη πτώση του μεριδίου των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας στην παγκόσμια αγορά αντλιών θερμότητας τα τελευταία χρόνια (Ochsner, 2010), η οποία εν μέρει αποδίδεται σε προβλήματα υπερδιαστασιολογήσεων και λανθασμένων πρακτικών αξιοποίησης του υπεδάφους ως θερμικής αποθήκης, έχει στρέψει το ενδιαφέρον στην ανάπτυξη αντίστοιχων εργαλείων που να συνεισφέρουν προς τις δυο αυτές κατευθύνσεις.

Η παρούσα διδακτορική διατριβή εστιάζει στη διερεύνηση, ανάλυση, αξιολόγηση της λειτουργίας και της απόδοσης υπεδάφικων αποθηκών θερμικής ενέργειας σε συνδυασμό με τη χρήση γεωθερμικών αντλιών θερμότητας συμβατικής και νέας τεχνολογίας.

Ταυτόχρονα, εμβαθύνει στη συστηματική μελέτη και ανάλυση καίριων θεμάτων της λειτουργίας των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας όπως:

- Τα μεταβατικά φαινόμενα (transient phenomena) που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία κάθε επιμέρους τμήματος και η ενσωμάτωσή τους σε μια ολοκληρωμένη προσέγγιση του συστήματος για τον προσδιορισμό της επίδρασής τους, τόσο βραχυπρόθεσμα, όσο και μακροπρόθεσμα, στην ενεργειακή του απόδοση.
- Η «αιεφορία» (sustainability) του συστήματος και η εποχική διακύμανση της απόδοσής του, με στόχο τη βιώσιμη αξιοποίηση του υπεδάφους ως πηγή (θέρμανση-αποφόρτιση) και ως αποθήκη (ψύξη-φόρτιση) θερμότητας.

- 
- Η ενεργειακή ανάλυση του συστήματος σε επίπεδο μεταφερόμενης ενέργειας και του αντίστοιχου ρυθμού μεταφοράς σε κάθε επιμέρους τμήμα του, με στόχο τον ακριβή προσδιορισμό του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας και της ενεργειακής κατανάλωσης των δομικών του μονάδων συνολικά.

Για την ολοκληρωμένη προσέγγιση και ανάλυση των παραπάνω βασικών θεμάτων χρησιμοποιήθηκε ως βάση το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας του κτιρίου Μεταλλειολόγων-Ηλεκτρολόγων Β' Φάσης του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Το εν λόγω σύστημα αναπτύχθηκε στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού Προγράμματος THERMIE BU 468 94 HE της DG TREN και αξιοποιεί υβριδικά τόσο τη θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων, μέσω ενός κλειστού κυκλώματος κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, όσο και το θερμικό περιεχόμενο ενός υπόγειου ταμειυτήρα, μέσω ενός ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων.

Για την επίτευξη των στόχων της διδακτορικής διατριβής, ακολουθήθηκε η κάτωθι μεθοδολογία:

- **Πλήρης και ακριβής αποτύπωση όλων των επιμέρους στοιχείων δομής του συστήματος, και συγκεκριμένα: του κτιρίου, των μηχανολογικών εγκαταστάσεων και του υπεδαφικού κυκλώματος των κάθετων γεωεναλλακτών.**

Η αποτύπωση του κτιρίου, συνολικής επιφάνειας ωφέλιμου θερμαινόμενου χώρου της τάξεως των 3500m<sup>2</sup>, αφορούσε:

- στην ακριβή απόδοση της γεωμετρίας του κτιρίου και των υλικών κατασκευής
- στον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών ιδιοτήτων των δομικών στοιχείων του κτιρίου (συντελεστής θερμοπερατότητας κλπ)
- στην παραμετροποίηση των προτύπων χρήσης του κτιρίου (απασχόληση, φωτισμός, εξοπλισμός, θερμοκρασιακός έλεγχος χώρων)
- στην ακριβή καταγραφή του συστήματος διανομής θερμότητας (fan-coils)

Η αναλυτική καταγραφή και αποτύπωση των μηχανολογικών εγκαταστάσεων του συστήματος περιελάμβανε:

- την αποκωδικοποίηση του υδραυλικού διαγράμματος του συστήματος στις δυο φάσεις λειτουργίας (θέρμανση-ψύξη)

- 
- την καταγραφή των τεχνικών χαρακτηριστικών κάθε επιμέρους δομικής μονάδας (αντλίες θερμότητας, κυκλοφορητές, πλακοειδείς εναλλάκτες, δοχείο αδρανείας, ηλεκτροβάνες, συστήματα αγωγών κ.ά.)

Η αποτύπωση των υπεδαφικών τμημάτων του συστήματος κάλυψε:

- την καταγραφή των τεχνικών και κατασκευαστικών χαρακτηριστικών των κάθετων γεωεναλλακτών και των υδρογεωτρήσεων
- τη μελέτη της στρωματογραφίας στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και τον προσδιορισμό της θερμικής αγωγιμότητας του σχηματισμού κάθε στρώματος

- **Ανάπτυξη δυναμικού μοντέλου προσομοίωσης του συστήματος**

Υιοθετήθηκε η χρήση/αξιοποίηση της δυναμικής προσομοίωσης ως βασικής μεθοδολογίας για την ολοκληρωμένη προσέγγιση του συνόλου των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του συστήματος και των φαινομένων που εμπλέκονται σε αυτές. Ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας χαρακτηρίζεται από αλληλουχία και διασύνδεση υποσυστημάτων με βρογχοειδή και ανατροφοδοτούμενη ροή πληροφοριών. Ως εκ τούτου, πληρεί απόλυτα τα χαρακτηριστικά ενός «δυναμικού» συστήματος αλληλεπίδρασης πλήθους παραμέτρων που σχετίζονται με τις μεταβαλλόμενες συνθήκες διαμόρφωσης του θερμικού προβλήματος σε κάθε επιμέρους τμήμα του και στο σύνολό του.

Η υλοποίηση του μοντέλου βασίστηκε στην επιλογή του TRNSYS ως εργαλείου «βάσης», με κύριο γνώμονα, το ότι αποτελεί λογισμικό ανοικτού κώδικα, παρέχοντας ευελιξία, δυνατότητα άμεσης παρέμβασης και εισαγωγής νέων δομικών μονάδων κλπ. Επιπλέον, ενσωματώνει το μοντέλο DST του Hellstrom για την προσομοίωση πεδίων γεωεναλλακτών. Το εν λόγω μοντέλο συγκαταλέγεται μεταξύ των πλέον αξιόπιστων προσεγγίσεων για την επίλυση του θερμικού προβλήματος πεδίων κάθετων γεωεναλλακτών.

Αναπτύχθηκε το εννοιολογικό μοντέλο του συστήματος και προσδιορίστηκαν οι βασικές διεργασίες, οι κόμβοι συσσώρευσης και οι ροές πληροφορίας μεταξύ των διεργασιών για την εξασφάλιση της αλληλουχίας και του τρόπου αλληλοσύνδεσης μεταξύ των υποσυστημάτων που συγκροτούν το σύνολο της εγκατάστασης.



---

Αναπτύχθηκαν ή/και προσαρμόστηκαν οι επιμέρους υπορουτίνες για την προσέγγιση των υποσυστημάτων της εγκατάστασης και τροποποιήθηκε, στην πλατφόρμα της Compaq Visual Fortran, ο μητρικός κώδικας του λογισμικού για να προσπελαστούν περιορισμοί όσον αφορά στο μέγιστο δυνατό αριθμό δομικών μονάδων και εξισώσεων επίλυσης.

Δημιουργήθηκε τρισδιάστατο θερμικό μοντέλο του κτιρίου, στο οποίο ενσωματώθηκαν τα θερμικά χαρακτηριστικά των υλικών κατασκευής του και καθορίστηκαν θερμικές ζώνες με βάση το διαχωρισμό των χρήσεων στο εσωτερικό του.

Το μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε αξιολογήθηκε στη βάση πειραματικών μετρήσεων κατά τη λειτουργία της εγκατάστασης.

- **Ανάλυση αποτελεσμάτων και Διερεύνηση ειδικών θεμάτων**

Αξιολογήθηκαν τα μεταβατικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα και τα οποία αφορούν στην επίδραση εξωτερικών μεταβαλλόμενων συνθηκών (θερμικά φορτία κτιρίου, θερμοκρασία περιβάλλοντος κλπ), ή σε συνθήκες ανάδρασης κατά τη λειτουργία του συστήματος.

Μελετήθηκε η μακροπρόθεσμη λειτουργία του συστήματος και η ορθολογική αξιοποίηση της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης, και συγκεκριμένα προσδιορίστηκε η θερμοκρασιακή διακύμανση της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης σε πλήρη ετήσιο και πολυετή κύκλο λειτουργίας και διερευνήθηκε η επίδραση της περιοδικής φόρτισης και αποφόρτισης του υπεδάφους στην απόδοση των αντλιών θερμότητας του συστήματος και τη μεταφορά ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματά του.

Πραγματοποιήθηκε ενεργειακή ανάλυση της απόδοσης του συστήματος και των επιμέρους δομικών του μονάδων και προσδιορίστηκε ο χρόνος λειτουργίας και η αντίστοιχη ενεργειακή κατανάλωση.

Τα αποτελέσματα του μοντέλου αξιολογήθηκαν στη βάση των διακυμάνσεων που προσδιορίστηκαν για κρίσιμες παραμέτρους όπως ο συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος, η αντίστοιχη κατανάλωση ισχύος, ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των αντλιών θερμότητας και στα κυκλώματα του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας.

- 
- **Διερεύνηση παρεμβάσεων βελτίωσης της λειτουργίας-απόδοσης του συστήματος στη βάση των τεχνολογικών εξελίξεων στην αγορά των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας και των τυχόν παθογενειών της υφιστάμενης εγκατάστασης.**

Οι παρατηρήσεις και τα αποτελέσματα των ανωτέρω φάσεων χρησιμοποιήθηκαν για τον προσδιορισμό βασικών παρεμβάσεων με στόχο την περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας και τον αποτελεσματικότερο έλεγχο της συμπεριφοράς, της απόδοσης και της συνεισφοράς του πεδίου των γεωεναλλακτών, πρακτικά της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης.

Οι παρεμβάσεις επικεντρώθηκαν στην αντικατάσταση των υφιστάμενων αντλιών θερμότητας με αντλίες νέας τεχνολογίας υψηλότερου συντελεστή απόδοσης και στη βελτίωση της λειτουργικότητας του συστήματος με βάση τα εξαγόμενα από τις προηγούμενες αναλύσεις.

Η παρούσα διδακτορική διατριβή συμβάλει στην επιστημονική έρευνα η οποία διεξάγεται στον τομέα των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας και των πολύπλοκων διεργασιών που καθορίζουν τη λειτουργία τους. Αν και ορισμένα στοιχεία της προσέγγισης που ακολουθήθηκε χρησιμοποιούνται ευρέως από μεθοδολογίες προτυποτεχνικής αξιολόγησης των επιδόσεων των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, δεν έχει υπάρξει μέχρι τώρα μια συστηματική θεωρητική διερεύνηση για την προσομοίωση των μεταβατικών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία των εν λόγω συστημάτων και την αξιολόγηση της επίδρασής τους στην ορθολογική διαστασιολόγηση ή/και βελτιστοποίησή τους. Επιπλέον, δεδομένου ότι πρόκειται για σχετικά νέα τεχνολογία, η εξέταση της λειτουργικής βιωσιμότητας των εν λόγω συστημάτων ως άμεση απόρροια της ορθολογικής διαχείρισης της υπεδαφικής πηγής αποτελεί πλέον σημείο αιχμής, με ελάχιστες ωστόσο συστηματικές προσεγγίσεις στη διεθνή βιβλιογραφία.

Τα επιπλέον καινοτομικά στοιχεία στην εν λόγω προσέγγιση αφορούν στο ότι το δυναμικό μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε:

- αντιμετωπίζει το γεωθερμικό σύστημα ως ένα ενιαίο σύνολο διαρκώς μεταβαλλόμενων αλληλεπιδράσεων μεταξύ κτιρίου, συστήματος αντλιών θερμότητας και υπεδαφικής πηγής-αποθήκης, επιλύοντας και συνθέτοντας τα επιμέρους θερμικά προβλήματα σε ένα ολοκληρωμένο, βρογχοειδές και ανατροφοδοτούμενο κύκλωμα ροής πληροφοριών,

- 
- επιτρέπει την ανάλυση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε κάθε φάση λειτουργίας του συστήματος, τόσο κατά τις μεταβατικές, όσο και κατά τις περιόδους "σταθερής κατάστασης", και την πρόβλεψη των ενεργειακών επιδόσεων του συστήματος τόσο βραχυπρόθεσμα, όσο και μακροπρόθεσμα,
  - εξασφαλίζει τη δυνατότητα της συστηματικής διερεύνησης τόσο της απόδοσης του συστήματος, όσο και της εποχικής διακύμανσής της λόγω της αλληλεπίδρασής του με την υπεδαφική πηγή-αποθήκη, το θερμικό περιεχόμενο της οποίας μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας,
  - παρέχει τη δυνατότητα αποτύπωσης οριακών καταστάσεων λειτουργίας του συστήματος και την ανάπτυξη στρατηγικών ελέγχου ή/και παρέμβασης για τη βελτιστοποίησή του.

Η δομή της διδακτορικής διατριβής έχει ως ακολούθως:

Στο Κεφάλαιο 1 επιχειρείται μια εισαγωγή στα γεωθερμικά συστήματα αντλιών θερμότητας και στην αρχή λειτουργίας τους και γίνεται σύγκριση των αντλιών θερμότητας που ενσωματώνουν, σε σχέση με τις αντλίες θερμότητας αντίστοιχων συστημάτων, βάσει των χαρακτηριστικών της θερμικής πηγής που αξιοποιούν. Αναφέρονται συνοπτικά οι κύριοι τύποι των συστημάτων και παρουσιάζεται η γενικότερη εικόνα της Ελληνικής και Ευρωπαϊκής αγοράς.

Στο Κεφάλαιο 2 παρατίθεται μια σύντομη αναδρομή στην ιστορία της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας και παρουσιάζονται τα βασικά θερμικά χαρακτηριστικά του υπεδάφους και οι μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας σε αυτό. Επιπλέον, περιγράφεται η μέθοδος της δοκιμής θερμικής απόκρισης για τον προσδιορισμό των κρίσιμων για την απόδοση των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, θερμικών ιδιοτήτων του υπεδάφους.

Στο Κεφάλαιο 3 επιχειρείται μια εισαγωγή στην προσομοίωση συστημάτων και μέσα από μια γενική ανασκόπηση των βασικών προσεγγίσεων προσομοίωσης και των υπάρχουσών τεχνικών και μεθόδων, αναλύεται η σημασία και ο ρόλος των εργαλείων προσομοίωσης τόσο κατά το σχεδιασμό νέων εγκαταστάσεων, όσο και για τη διερεύνηση της παθολογίας και τη βελτιστοποίηση ήδη εγκατεστημένων συστημάτων. Στα πλαίσια της παραπάνω ανάλυσης αναδεικνύεται η αναγκαιότητα χρήσης δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης για την ανάλυση, το σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, ενώ μέσα από μια κριτική ανασκόπηση των επικρατέστερων μοντέλων για την

---

επίλυση του θερμικού προβλήματος σε κάθετους γεωθερμικούς εναλλάκτες, εξετάζοντας τη λογική στην οποία βασίζονται, τα συγκριτικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα τους, καθώς και τους περιορισμούς που διέπουν τη χρήση τους, οριοθετείται η αντίστοιχη προτεινόμενη προσέγγιση στο μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε.

Στο Κεφάλαιο 4 περιγράφεται αναλυτικά το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας της Πολυτεχνειούπολης Ζωγράφου και τα τεχνικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά των δομικών του μονάδων, καθώς και το πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και το ανοικτό κύκλωμα υδρογεωτρήσεων για την άντληση και απόδοση θερμότητας από και προς το υπέδαφος αντίστοιχα. Επιπλέον, περιγράφεται διεξοδικά το κτίριο Μεταλλειολόγων-Ηλεκτρολόγων Β' Φάσης, την κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων του οποίου καλύπτει η λειτουργία του συστήματος.

Στο Κεφάλαιο 5 περιγράφεται η αρχιτεκτονική του μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύχθηκε και η ροή των διεργασιών στο σύνολό του και αναλύεται διεξοδικά η προσέγγιση και οι αντίστοιχες παραδοχές για τη μοντελοποίηση κάθε επιμέρους τμήματος του συστήματος.

Στο Κεφάλαιο 6 επιχειρείται μια εισαγωγή στις μεταβατικές περιόδους της λειτουργίας ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης για τυπικά διαστήματα λειτουργίας στις περιόδους θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα. Στη βάση των αποτελεσμάτων, αναλύονται οι επιδράσεις των μεταβατικών φαινομένων στη λειτουργία του συστήματος και αναδεικνύεται η δυνατότητα του μοντέλου προσομοίωσης να αποδώσει με ακριβή και σαφή τρόπο τις σύνθετες διεργασίες που διαμορφώνουν την απόδοσή του και την αλληλεπίδραση μεταξύ αντλιών θερμότητας και υπεδάφικης πηγής/αποθήκης σε κάθε κύκλο λειτουργίας.

Στο Κεφάλαιο 7 αναλύεται το ζήτημα της λειτουργικής βιωσιμότητας της υπεδάφικης αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με χρήση αντλιών θερμότητας και παρατίθενται τα σχετικά αποτελέσματα της προσομοίωσης για το σύστημα που μελετήθηκε. Στη βάση των αποτελεσμάτων αξιολογείται η επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδάφικης πηγής/αποθήκης, λόγω της «φόρτισης» και «αποφόρτισης» του υπεδάφους, στην εποχική, ετήσια και μακροπρόθεσμη απόδοση του συστήματος.

Στο Κεφάλαιο 8 αναλύονται τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης για την ετήσια απόδοση του συστήματος και παρατίθενται, σε μηνιαία βάση, τα μεταφερόμενα ποσά θερμότητας στα επιμέρους κυκλώματά του και ο αντίστοιχος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας σε αυτά. Επιπλέον, αναλύεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των αντλιών

---

θερμότητας κατά τον πλήρη ετήσιο κύκλο λειτουργίας του συστήματος και παρατίθενται τα μηνιαία ποσά καταναλισκόμενης ενέργειας ανά δομική μονάδα (αντλίες Inline, αντλία υδρογεώτρησης, αντλίες θερμότητας).

Στο Κεφάλαιο 9 αναλύεται η δυνατότητα βελτιστοποίησης του γεωθερμικού συστήματος στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, μέσω της χρήσης αντλιών θερμότητας νέας τεχνολογίας και της τροποποίησης επιμέρους κυκλωμάτων με βάση τις παθολογίες και τα ανοικτά ζητήματα σχεδιασμού, όπως αυτά προέκυψαν από την προσομοίωση του συστήματος.

Στο Κεφάλαιο 10 παρατίθενται γενικότερα και ειδικότερα συμπεράσματα που προέκυψαν στα πλαίσια της παρούσης διδακτορικής διατριβής.

---

---

# Κεφάλαιο 1

## Γεωθερμικά Συστήματα Αντλιών Θερμότητας

### 1.1. Εισαγωγή στο Γεωθερμικό Κλιματισμό

**Ο** γεωθερμικός κλιματισμός (θέρμανση και ψύξη) χώρων άρχισε να αναπτύσσεται σημαντικά από τη δεκαετία του 1980, ακολουθώντας την εμφάνιση και την ευρεία διάδοση των αντλιών θερμότητας. Οι πολλοί διαθέσιμοι τύποι αντλιών θερμότητας επιτρέπουν την απόληψη και χρήση με οικονομικό τρόπο του θερμικού περιεχομένου των σωμάτων χαμηλής θερμοκρασίας. Στις περισσότερες περιπτώσεις είναι σχεδιασμένες έτσι ώστε να αντιστρέφουν τον κύκλο εναλλαγής θερμότητας μεταξύ ψυκτικής και θερμαντικής λειτουργίας.

Βασικό χαρακτηριστικό των συστημάτων αντλιών αποτελεί ο συντελεστής απόδοσης (COP) και εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία της ενεργειακής πηγής που αξιοποιείται για την άντληση ή απόρριψη θερμότητας κατά τη λειτουργία θέρμανσης ή ψύξης αντίστοιχα. Η υψηλή θερμοκρασία της ενεργειακής πηγής κατά τη χειμερινή λειτουργία και αντίστοιχα η χαμηλή θερμοκρασία αυτής στη θερινή λειτουργία εξασφαλίζουν στο σύστημα υψηλή ενεργειακή απόδοση και χαμηλό κόστος λειτουργίας.

Η αναζήτηση ενεργειακών πηγών/αποθηκών με τα παραπάνω χαρακτηριστικά, αλλά και με ικανή θερμοχωρητικότητα ώστε αυτή να είναι εκμεταλλεύσιμη διαχρονικά, οδήγησε στη

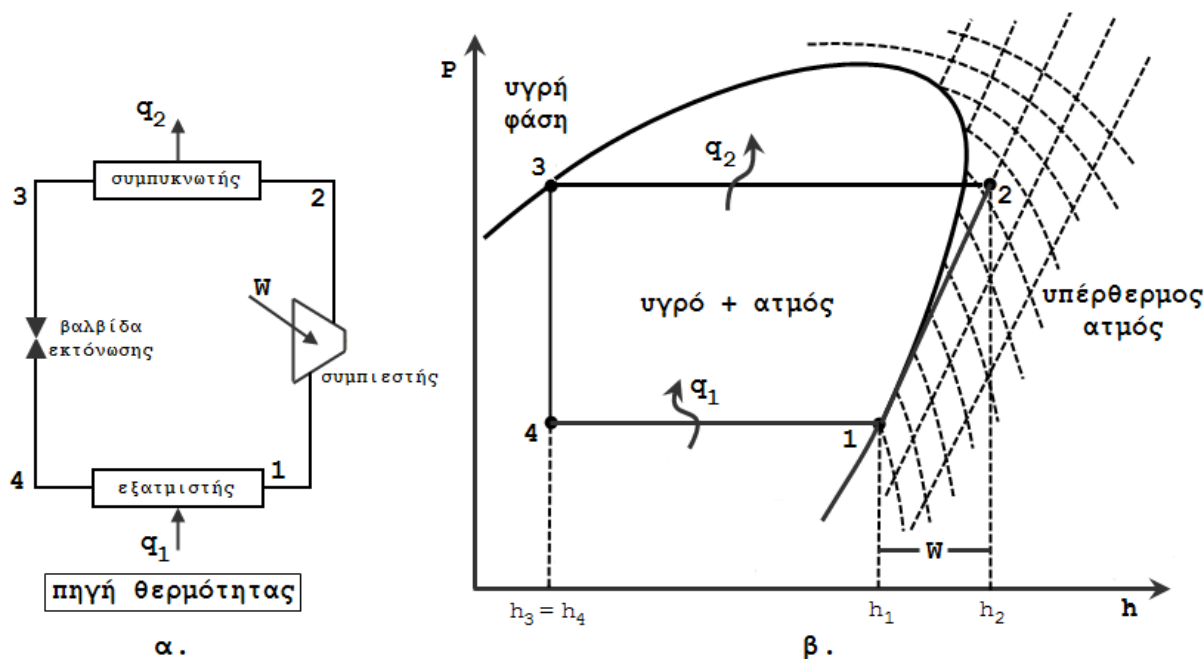
ραγδαία ανάπτυξη των συστημάτων αβαθούς γεωθερμίας ή εναλλακτικά γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας.

Τα συστήματα αβαθούς γεωθερμίας αποτελούνται από μια ή περισσότερες αντλίες θερμότητας οι οποίες συνδυάζονται με κατάλληλες διατάξεις με σκοπό την αξιοποίηση της θερμοχωρητικότητας του εδάφους ή του θερμικού περιεχομένου των υπογείων νερών για τη θέρμανση ή ψύξη κτιρίων. Περιλαμβάνουν ένα μεγάλο εύρος κυκλωμάτων, ενώ μπορούν να ταξινομηθούν σε συστήματα κλειστού και ανοικτού βρόχου.

## 1.2. Αρχή Λειτουργίας των Αντλιών Θερμότητας

Οι αντλίες θερμότητας χρησιμοποιούν τον κύκλο συμπίεσης ατμού για την απορρόφηση (άντληση) θερμότητας από μία πηγή χαμηλής θερμοκρασίας και τη μεταφορά της σε έναν αποδέκτη υψηλότερης θερμοκρασίας. Είναι γνωστό ότι όταν συμπιέζεται ένα αέριο θερμαίνεται και ότι όταν το συμπιεσμένο αέριο εκτονώνεται, ψύχεται. Προκειμένου να μεταφερθεί θερμότητα από μια ψυχρή πηγή χρησιμοποιείται ένα ψυκτικό ρευστό. Οι ιδιότητές του είναι τέτοιες ώστε η θερμοκρασία του μετά την εκτόνωση να είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία της ψυχρής πηγής, ενώ μετά τη συμπίεση να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία της θερμής πηγής.

Τα βασικά στοιχεία των αντλιών θερμότητας περιλαμβάνουν τον εξατμιστή, το συμπιεστή, το συμπυκνωτή, τη βαλβίδα εκτόνωσης και ασφαλώς την πηγή ενέργειας (Εικόνα 1-1α).



Εικόνα 1-1: Κύκλος συμπίεσης ατμού μιας αντλίας θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης



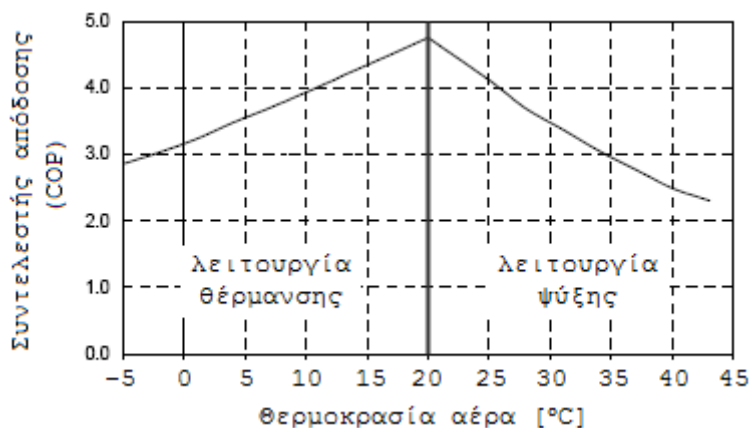
Στη λειτουργία θέρμανσης, ο κύκλος λειτουργίας αρχίζει καθώς το υγρό ψυκτικό μέσο της αντλίας θερμότητας διέρχεται από τον εξατμιστή και απορροφά θερμότητα από την πηγή απόληψης θερμότητας (πρωτεύον κύκλωμα). Το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται και σε αέρια πλέον μορφή εισέρχεται στο συμπιεστή όπου και συμπιέζεται αδιαβατικά. Η συμπίεση οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του μέσου το οποίο μεταβαίνει στο συμπυκνωτή ως υπέρθερμος ή κορεσμένος ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Στο συμπυκνωτή, το αέριο ψυκτικό μέσο συμπυκνώνεται και η θερμότητα που έχει αποθηκευμένη από την αδιαβατική συμπίεση μεταφέρεται στο μέσο μεταφοράς θερμότητας στο κτίριο (δευτερεύον κύκλωμα). Το ψυχρό και σε υγρή πλέον μορφή ψυκτικό μέσο διέρχεται από τη βαλβίδα εκτόνωσης, όπου και εξασφαλίζεται η ισενθαλπική εκτόνωσή του από την υψηλή πίεση του συμπυκνωτή, στη χαμηλή πίεση του εξατμιστή. Ο κύκλος επαναλαμβάνεται με την είσοδό του στον εξατμιστή της αντλίας θερμότητας (Εικόνα 1-1β).

Κατά την περίοδο ψύξης, η αντλία θερμότητας λειτουργεί κατά σχετικά αντίστροφη διαδικασία προκειμένου να αφαιρεθεί θερμότητα από το κτίριο και να αποδοθεί, στην περίπτωση των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, στο υπέδαφος ή στον υπόγειο ταμειυτήρα που αξιοποιείται ως αποθήκη θερμότητας. Η διαδικασία αναστροφής του κύκλου εξασφαλίζεται είτε με αναστροφή των κυκλωμάτων, είτε με αναστροφή των υδραυλικών συστημάτων ή των κυκλωμάτων παροχής αέρα στο χώρο.

Το σημαντικότερο πρόβλημα στην αποδοτική χρήση μιας αντλίας θερμότητας, είναι η εξασφάλιση πηγής θερμότητας, που να παρέχει θερμική ενέργεια με σταθερή ισχύ και σταθερή θερμοκρασία καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας της.

Τόσο από οικονομική, όσο και από περιβαλλοντική άποψη, βέλτιστος κύκλος λειτουργίας είναι εκείνος, κατά τον οποίο απάγεται το μέγιστο δυναμικά ποσό θερμότητας  $Q_{th}$  με την ελάχιστη δυνατή κατανάλωση έργου  $W$ . Ο λόγος  $Q_{th}/W$  ονομάζεται συντελεστής απόδοσης - Coefficient of Performance (COP), είναι αδιάστατος αριθμός και αποτελεί ίσως το σημαντικότερο μέγεθος στις αντλίες θερμότητας.

Ο συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία στην οποία αντλείται (λειτουργία θέρμανσης) ή απορρίπτεται θερμότητα (λειτουργία ψύξης). Κατά συνέπεια, η χρήση αντλιών θερμότητας που αξιοποιούν ως πηγή θερμότητας τον ατμοσφαιρικό αέρα για τη θέρμανση κτιριακών εγκαταστάσεων μειονεκτεί ενεργειακά και οικονομικά σε περιόδους χαμηλών θερμοκρασιών περιβάλλοντος. Εξίσου ή και περισσότερο μειονεκτική καθίσταται η χρήση τους για ψύξη σε περιόδους αυξημένης θερμοκρασίας περιβάλλοντος (Διάγραμμα 1-1).

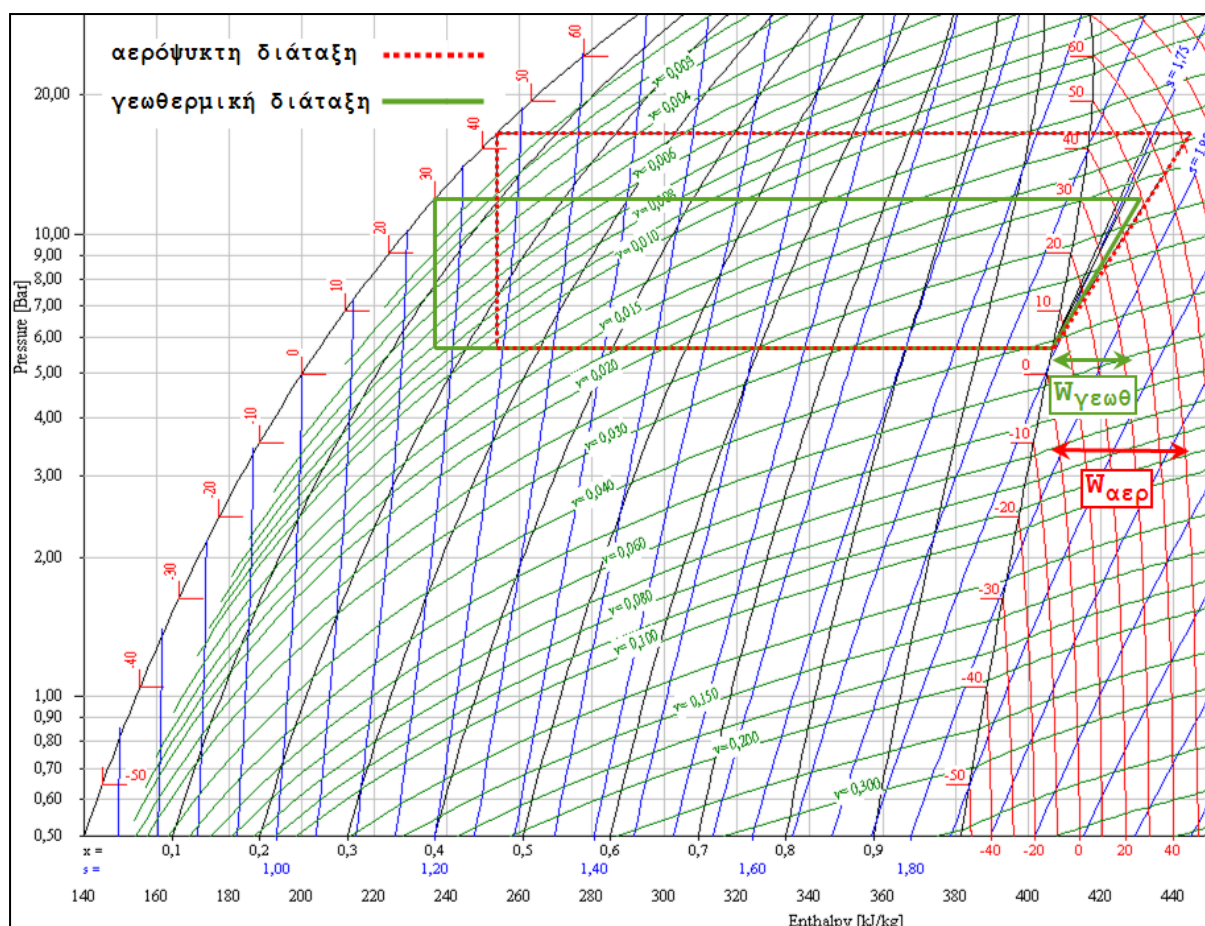


Διάγραμμα 1-1: Μεταβολή του συντελεστή απόδοσης αντλίας θερμότητας αέρα-νερού σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του αέρα (Κυριάκης, Μιχόπουλος, & Πάττας, 2002)

Το υπόγειο νερό και το υπέδαφος, ως πηγές ή αποθήκες θερμότητας, υπερτερούν σημαντικά σε σχέση με τον αέρα, αφού έχουν καθ'όλη σχεδόν τη διάρκεια του έτους σταθερή θερμοκρασία. Η παρατηρούμενη σταθερότητα οφείλεται στη θερμοχωρητικότητα του εδάφους και του υπογείου νερού, που «αποσβένει» τις διακυμάνσεις θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, ενώ σε καμία περίπτωση δεν υποδηλώνει την ύπαρξη γεωθερμικού πεδίου. Άλλωστε η θερμοκρασία ισορροπίας είναι παραπλήσια της μέσης ετήσιας θερμοκρασίας της περιοχής.

Τα τελευταία χρόνια, αυξάνονται συνεχώς οι εφαρμογές αντλιών θερμότητας που χρησιμοποιούν ως ενεργειακή πηγή ή αποθήκη το υπέδαφος και το υπόγειο νερό και ονομάζονται γεωθερμικές αντλίες θερμότητας. Η λειτουργία των αντλιών θερμότητας αυτού του τύπου, τόσο σε θέρμανση όσο και σε ψύξη, επιτυγχάνεται στην περιοχή του βέλτιστου συντελεστή απόδοσης, ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Η υψηλότερη απόδοση των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας σε σχέση με τις συμβατικές αερόψυκτες αντλίες θερμότητας γίνεται ευκολότερα κατανοητή με άμεση σύγκριση των ψυκτικών διαγραμμάτων λειτουργίας για δυο αντίστοιχες αντλίες θερμότητας των δυο αυτών τύπων (Διάγραμμα 1-2).



Διάγραμμα 1-2: Συγκριτικό ψυκτικό διάγραμμα λειτουργίας μεταξύ αερόψυκτης και υδρόψυκτης διάταξης

Στο Διάγραμμα 1-2, χαρακτηριστική είναι η διαφορά, τόσο του θερμοκρασιακού φάσματος λειτουργίας μεταξύ αερόψυκτης και γεωθερμικής διάταξης, όσο και του ποσοστού της καταναλισκόμενης ενέργειας για την απόδοση του συστήματος.

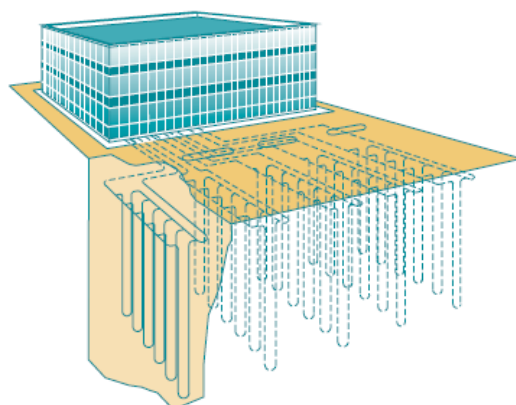
### 1.3. Συστήματα Κλειστού Βρόχου

Τα γεωθερμικά συστήματα αντλιών θερμότητας κλειστού βρόχου, αναφέρονται σε συστήματα που αποτελούνται από την αντλία θερμότητας και τη σύνδεσή της με ένα κλειστό δίκτυο πλαστικών αγωγών στο υπέδαφος (γεωθερμικοί εναλλάκτες ή γεωεναλλάκτες). Η αξιοποίηση του θερμικού περιεχομένου του υπεδάφους γίνεται με ανακυκλοφορία νερού ή αντιψυκτικού στο κλειστό δίκτυο αγωγών. Τα συστήματα αυτά διαχωρίζονται περαιτέρω σε κάθετα και οριζόντια, ανάλογα με τη γεωμετρία του υπόγειου εναλλάκτη.

#### 1.3.1. Συστήματα Κάθετων Γεωθερμικών Εναλλακτών

Στα συστήματα κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, ένα κλειστό δίκτυο αγωγών μικρής διαμέτρου είναι τοποθετημένο εντός μιας ή περισσότερων γεωτρήσεων (κάθετοι

γεωεναλλάκτες) με τυπικά βάθη από 50m έως 200m (Εικόνα 1-2). Το υλικό κατασκευής των αγωγών είναι πολυαιθυλένιο υψηλής πυκνότητας (HDPE).

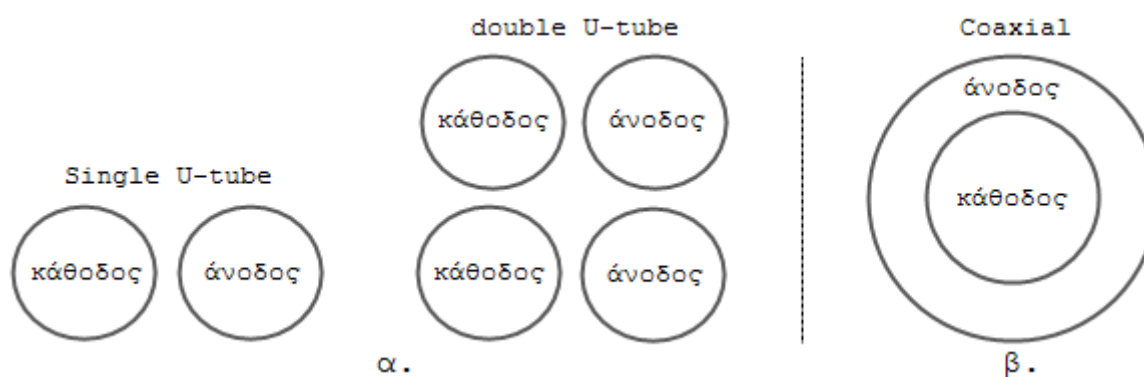


Εικόνα 1-2: Απεικόνιση συστήματος κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών (πηγή: RETScreen)

Προκειμένου να βελτιωθεί η μεταφορά θερμότητας μεταξύ εδάφους και κυκλοφορούντος ρευστού, στο κενό των γεωτρήσεων, μετά την τοποθέτηση των αγωγών, χρησιμοποιείται πληρωτικό υλικό με κύρια βάση μπεντονίτη ή τσιμέντο. Η χρήση πληρωτικού υλικού παρέχει παράλληλα προστασία στο δίκτυο των αγωγών έναντι της διαβρωτικής δράσης ορισμένων συστατικών του υπογείου νερού.

Οι δυο κύριοι τύποι κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών είναι οι τύπου U (U-tube) και οι ομοαξονικοί (Concentric ή Coaxial). Στους γεωεναλλάκτες τύπου U, εντός της γεώτρησης τοποθετείται ζεύγος ευθύγραμμων αγωγών, οι οποίοι συνδέονται στον πυθμένα της με καμπή 180° σχηματίζοντας έτσι ενιαίο αγωγό τύπου U. Εντός μιας γεώτρησης δύναται να τοποθετηθούν περισσότερα του ενός ζεύγη αγωγών, με τον διπλού U κάθετο γεωεναλλάκτη να αποτελεί την πλέον διαδεδομένη επιλογή (Εικόνα 1-3α).

Οι ομοαξονικού τύπου γεωεναλλάκτες αποτελούνται από δύο ευθύγραμμους ομοαξονικούς αγωγούς διαφορετικής διαμέτρου. Το σκέλος καθόδου του ρευστού αποτελεί ο εσωτερικός αγωγός, ενώ το κυκλοφορούν ρευστό μεταφέρεται στην επιφάνεια διαμέσου του κενού μεταξύ των αγωγών (Εικόνα 1-3β).



Εικόνα 1-3: Τύποι γεωεναλλακτών ανάλογα με τη διάταξη των αγωγών στη γεώτρηση

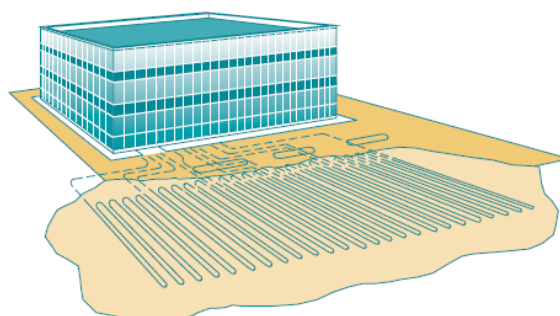
Τα πλεονεκτήματα των κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, ως άμεση απόρροια της γεωμετρίας και των χαρακτηριστικών λειτουργίας τους είναι τα εξής:

- Απαιτείται ελάχιστη εδαφική έκταση για την εγκατάστασή τους
- έχουν μεγαλύτερη και σταθερότερη απόδοση σε σχέση με τους οριζόντιους γεωθερμικούς εναλλάκτες καθώς η θερμοκρασία του εδάφους παραμένει σχεδόν σταθερή στη διάρκεια του έτους
- απαιτούν μικρότερο μήκος αγωγών σε σχέση με τα συστήματα οριζόντιου γεωεναλλάκτη, επομένως μικρότερη αντλητική ενέργεια

Το σημαντικό κόστος για την κατασκευή των γεωτρήσεων συνιστά το μεγάλο μειονέκτημά τους σε σχέση με τα οριζόντια συστήματα γεωεναλλακτών. Επιπλέον, η έλλειψη ολοκληρωμένων σχεδιαστικών εργαλείων για την ακριβή διαστασιολόγησή τους οδηγεί συχνά σε υπερεκτιμήσεις του απαιτούμενου βάθους γεωτρήσεων, ανεβάζοντας το συνολικό κόστος σε ακόμα υψηλότερα επίπεδα.

### 1.3.2. Συστήματα Οριζόντιων Γεωθερμικών Εναλλακτών

Τα συστήματα οριζόντιων γεωεναλλακτών αποτελούνται από δίκτυο θερμοπλαστικών αγωγών σε οριζόντια διάταξη και συνήθη βάθη της τάξεως των 2m (Εικόνα 1-4).



Εικόνα 1-4: Απεικόνιση συστήματος οριζόντιων γεωθερμικών εναλλακτών (πηγή: RETScreen)

Η βασική τους διαφοροποίηση σε σχέση με τα συστήματα κάθετων γεωεναλλακτών συνίσταται στη γεωμετρία του δικτύου των αγωγών και στην οριζόντια διαστρωμάτωσή τους στο υπέδαφος. Βασικό πλεονέκτημά τους αποτελεί η ευκολία της κατασκευής, καθώς απαιτούνται εκσκαφές μικρού βάθους για την τοποθέτησή τους.

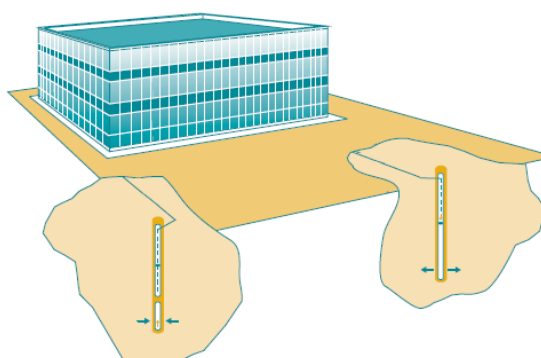
Ωστόσο, η μεγάλη έκταση που απαιτείται για την εγκατάστασή τους περιορίζει το εύρος εφαρμογής τους σε περιοχές με σημαντική διαθέσιμη εδαφική έκταση. Επιπλέον, το συνολικό απαιτούμενο μήκος αγωγών, επομένως και η αναγκαία αντλητική ισχύς, είναι συγκριτικά μεγαλύτερο από το αντίστοιχο σε συστήματα κάθετης διαμόρφωσης, ενώ η μεγαλύτερη επίδραση των καιρικών συνθηκών στα πρώτα μέτρα από την επιφάνεια του εδάφους καθιστά τη θερμική αποθήκη συγκριτικά ασταθή.

Σε μια προσπάθεια μείωσης της απαιτούμενης εδαφικής έκτασης για την εγκατάστασή τους, έχουν αναπτυχθεί διάφορες διατάξεις για το υπόγειο δίκτυο αγωγών με χαρακτηριστική αυτή της σπειροειδούς διάταξης όπου οι αγωγοί είναι διαμορφωμένοι σε spiral.

#### 1.4. Συστήματα Ανοικτού Βρόχου

Τα συστήματα ανοικτού βρόχου ήταν τα πιο διαδεδομένα συστήματα μέχρι την πρόσφατη ανάπτυξη των κλειστών συστημάτων. Το κύριο τεχνικό χαρακτηριστικό τους είναι η εκμετάλλευση του θερμικού περιεχομένου υπόγειων υδροφορέων μέσω υδρογεωτρήσεων.

Σε ένα τυπικό γεωθερμικό σύστημα ανοικτού βρόχου χρησιμοποιείται μια γεώτρηση για την άντληση του υπεδαφικού νερού και μια δεύτερη γεώτρηση για την επανεισαγωγή του στον ταμιευτήρα (Εικόνα 1-5). Η σύνδεσή τους με το πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας γίνεται με χρήση ενός κεντρικού εναλλάκτη θερμότητας.



Εικόνα 1-5: Απεικόνιση γεωθερμικού συστήματος ανοικτού βρόχου (πηγή: RETScreen)

Τα παραπάνω συστήματα παρουσιάζουν εξαιρετικό ενδιαφέρον λόγω της δυνατότητας μεταφοράς μεγάλων ποσοτήτων υπεδαφικού νερού από και προς τις υδρογεωτρήσεις.

Σημαντικές προϋποθέσεις για την εφαρμογή των εν λόγω συστημάτων αποτελούν:

- η ύπαρξη εκτεταμένων υδροφορέων θερμοκρασίας 15-20°C,
- σχετικά υψηλή υδραυλική αγωγιμότητα (της τάξης των  $10^{-3}$  m/sec) προκειμένου να εξασφαλίζεται ικανοποιητική παροχή,
- σχετικά υψηλή υδροστατική στάθμη, για εύκολη άντληση του ρευστού,
- η απαίτηση καλής χημικής σύστασης του υπεδαφικού νερού (χαμηλή συγκέντρωση σιδήρου) για την αποφυγή προβλημάτων, όπως διάβρωση της γεώτρησης.

Η θερμοκρασιακή σταθερότητα της ενεργειακής πηγής εξασφαλίζει υψηλό βαθμό απόδοσης, ενώ το κόστος τους ανά μονάδα ισχύος είναι πολύ μικρότερο συγκριτικά με το αντίστοιχο σε συστήματα κλειστού βρόγχου. Ωστόσο, πέραν του περιορισμού της εφαρμογής τους μόνο σε περιοχές με διαθέσιμους υδροφόρους ορίζοντες, οι εκάστοτε τοπικοί περιβαλλοντικοί περιορισμοί μπορούν να εμποδίσουν την κατασκευή τους.

### **1.5. Η Ελληνική και Ευρωπαϊκή αγορά των Γεωθερμικών Αντλιών Θερμότητας**

Η περίοδος μετά το 2008 ήταν ταραχώδης για τη βιομηχανία των αντλιών θερμότητας. Η συνολική οικονομική κατάσταση οδήγησε σε μια παγκόσμια μείωση της ζήτησης πόρων με αποτέλεσμα τη μείωση των τιμών για τα ορυκτά καύσιμα (Ochsner, 2010). Την ίδια στιγμή, οι τιμές της ηλεκτρικής ενέργειας αυξήθηκαν σε πολλές ευρωπαϊκές χώρες.

Οι παραπάνω παράγοντες συνετέλεσαν στη μείωση της οικονομικής ανταγωνιστικότητας των αντλιών θερμότητας στο χώρο της αγοράς. Οι περισσότερες τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας επλήγησαν επίσης από αυτή την εξέλιξη.

Στο Διάγραμμα 1-3, παρουσιάζονται οι πωλήσεις μονάδων αντλιών θερμότητας σε 10 Ευρωπαϊκές χώρες για τα έτη 2005 έως και 2010, ενώ στο Διάγραμμα 1-4, παρουσιάζεται η διαμόρφωση της τιμής του αργού πετρελαίου για το αντίστοιχο χρονικό διάστημα.



Διάγραμμα 1-3: Διαμόρφωση των ετήσιων πωλήσεων μονάδων αντλιών θερμότητας σε 10 Ευρωπαϊκές χώρες (πηγή: European Heat Pump Association, 2010)



Διάγραμμα 1-4: Διαμόρφωση της τιμής αργού πετρελαίου για τη έτη 2005 έως και 2010. Μέσος όρος τριών σημείων τιμών: Dated Brent, West Texas Intermediate, και Dubai Fateh (πηγή: Διεθνές Νομισματικό ταμείο)

Αναλύοντας συνδυαστικά τα παραπάνω διαγράμματα, προκύπτει η άμεση επίδραση της παγκόσμιας αγοράς πετρελαίου στην Ευρωπαϊκή αγορά των αντλιών θερμότητας. Εστιάζοντας στον τομέα των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, το ποσοστό συμμετοχής τους στην Ευρωπαϊκή αγορά των αντλιών θερμότητας παρουσιάζει μια διαρκή πτώση. Αναλυτικότερα, ενώ το 2005, η αναλογία μεταξύ γεωθερμικών αντλιών θερμότητας και αντλιών θερμότητας αέρος-νερού, επί του συνόλου των παραπάνω μονάδων, ήταν 74% και 26% αντίστοιχα, το έτος 2009, τα αντίστοιχα ποσοστά ανέρχονταν σε 36% και 64%. Χαρακτηριστική είναι η περίπτωση της Γερμανίας όπου το 2010 το αντίστοιχο μερίδιο των



γεωθερμικών αντλιών θερμότητας έπεσε για πρώτη φορά στην τελευταία δεκαπενταετία σε ποσοστό κάτω του 50% (Dumas, 2011).

Η χρήση των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας στην Ελλάδα δεν είναι τόσο διαδεδομένη όσο σε άλλες χώρες, ειδικά στην Κεντρική και Βόρεια Ευρώπη. Ωστόσο, η κατάσταση αυτή έχει αλλάξει τα τελευταία χρόνια με μια εντυπωσιακή αύξηση του αριθμού των εγκατεστημένων συστημάτων. Με βάση τα πλέον επίκαιρα επίσημα στοιχεία (Andritsos, Arvanitis, Papachristou, Fytikas, & Dalambakis, 2010), μέχρι τα τέλη του 2009 είχαν καταγραφεί περισσότερες από 366 εφαρμογές συστημάτων γεωθερμικών αντλιών θερμότητας στην Ελλάδα με συνολική εγκατεστημένη ισχύ άνω των 33MWt. Ακριβείς αριθμοί για τις εγκαταστάσεις αυτές είναι δύσκολο να εκτιμηθούν λόγω έλλειψης επίσημων στατιστικών στοιχείων. Ωστόσο, με βάση την ίδια πηγή, σύμφωνα με συντηρητικές εκτιμήσεις ο παραπάνω αριθμός μπορεί να ανέλθει στα 50MWt.

Στον Πίνακα 1-1 συνοψίζεται η κατανομή των εγκατεστημένων συστημάτων και η ταξινόμησή τους ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη θερμότητας (οριζόντια κλειστού βρόγχου, κάθετα κλειστού βρόγχου και ανοικτού βρόγχου). Περίπου το 65% της καταγεγραμμένης εγκατεστημένης δυναμικότητας αναφέρεται σε συστήματα ανοικτού βρόγχου.

Πίνακας 1-1: Χαρακτηριστικά των καταγεγραμμένων γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας (Νοέμβριος 2009)

	Αριθμός Εφαρμογών	Τύπος συστήματος (kW <sub>t</sub> )		
		Οριζόντιο κλειστό	Κάθετο κλειστό	Ανοικτό
> 100 kW	66	-	4152	18883
< 100 kW	>300	2781	4164	2569
<b>Σύνολο</b>	<b>&gt;366</b>	<b>2781</b>	<b>8316</b>	<b>21452</b>

Πηγή: (Andritsos, Arvanitis, Papachristou, Fytikas, & Dalambakis, 2010)

Η σημαντική αύξηση του αριθμού των συστημάτων γεωθερμικών αντλιών θερμότητας οφείλεται σε διάφορους παράγοντες: την απλούστευση των διαδικασιών αδειοδότησης για τις γεωτρήσεις, την αλλαγή της στάσης των ανθρώπων για τη "νέα" τεχνολογία, το αυξημένο ενδιαφέρον του τομέα κτιριακού κλιματισμού, και ασφαλώς τη ραγδαία αύξηση των τιμών του πετρελαίου το 2008 (Andritsos, Arvanitis, Papachristou, Fytikas, & Dalambakis, 2010).

Ωστόσο, η εδραίωση αυτής της τεχνολογίας και η αύξηση του μεριδίου των εν λόγω συστημάτων στην αγορά του κτιριακού κλιματισμού, εξαρτάται άμεσα από την επιτυχή

λειτουργία των υφιστάμενων εφαρμογών και τη μείωση του αρχικού κόστους των επενδύσεων, ειδικά μετά την οικονομική κρίση των τελευταίων ετών. Είναι προφανές ότι η ύπαρξη αξιόπιστων εργαλείων σχεδιασμού ή/και βελτιστοποίησης αποτελεί κρίσιμη παράμετρο για την υλοποίηση όχι μόνο αποδοτικών, αλλά ορθά διαστασιολογημένων, επομένως οικονομικά ανταγωνιστικών, συστημάτων.

## Κεφάλαιο 2

# Το Υπέδαφος ως Θερμική Πηγή και Αποθήκη

### 2.1. Ιστορική Εξέλιξη της Υπεδαφικής Αποθήκευσης Θερμότητας

**Η** σταθερή θερμοκρασία του υπεδάφους αποδείχθηκε για πρώτη φορά, τον 17<sup>ο</sup> αιώνα, από το Γάλλο φυσικό και χημικό Lavoisier, με θερμοκρασιακές μετρήσεις σε υπόγειους θαλάμους σε βάθος 27m κάτω από το Αστεροσκοπείο του Παρισιού. Αρκετά χρόνια αργότερα, το 1778, η ετήσια σταθερότητα των παραπάνω θερμοκρασιακών ενδείξεων επιβεβαιώνεται από τον Buffon στο σύγγραμμά του "Histoire naturelle, generale et particuliere". Κατά τη διάρκεια των σπουδών του στο Παρίσι, ο Alexander von Humboldt το 1799 σημείωσε μέση θερμοκρασία 12°C στο υπέδαφος, με ετήσια διακύμανση που δεν υπερέβαινε τους 0.04°C. Τον 19<sup>ο</sup> αιώνα, ακολούθησαν πολλές περισσότερες μετρήσεις, με πλέον αξιοσημείωτες αυτές στο Βασιλικό Αστεροσκοπείο του Εδιμβούργου. Η μείωση των εποχιακών μεταβολών της θερμοκρασίας με το βάθος και η θερμοκρασιακή σταθερότητα του υπεδάφους είχε πλέον αναδειχθεί.

Η ιδέα της χρησιμοποίησης αντλίας θερμότητας για την εξαγωγή θερμότητας από το υπέδαφος κατοχυρώθηκε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας από τον Ελβετό Heinrich Zoelly το 1912 (Ball et al. 1983, Spitler 2005, Kelley 2006), και χρησιμοποιούνταν (με ποτάμια και υπόγεια νερά από πηγάδια ως πηγή θερμότητας), από τη δεκαετία του 1930 στην Αμερική

και την Ελβετία. Η σύγχρονη εκδοχή της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας, χρησιμοποιώντας ως μέσο υπόγειους υδροφορείς, προέκυψε στη δεκαετία του 60' στην Κίνα, όπου υπόγειο νερό αντλούνταν σε μεγάλες ποσότητες για βιομηχανική ψύξη. Ωστόσο, η υπερβολική άντληση οδήγησε σε καθιζήσεις στην επιφάνεια του εδάφους. Προκειμένου να αποτραπούν αυτά τα φαινόμενα, κρύο επιφανειακό νερό διοχετεύονταν στον υδροφόρο ορίζοντα. Τότε, παρατηρήθηκε ότι το εισαχθέν νερό διατηρούσε τη χαμηλή θερμοκρασία του για μεγάλη χρονική περίοδο, αποτελώντας έτσι ιδανική πηγή για βιομηχανική ψύξη (Morofsky, 2007).

Η πρώτη αντλία θερμότητας «κλειστού βρόγχου» για την εξαγωγή θερμότητας από το υπέδαφος, κατασκευάστηκε για πρώτη φορά το 1945 από τον Robert C. Webber στην Ινδιανάπολη των ΗΠΑ, με κυκλοφορία του ψυκτικού μέσου μέσα από σωλήνες χαλκού σε βάθος 1.5m στο υπέδαφος.

Ωστόσο, η σκέψη της εποχικής αποθήκευσης θερμότητας σε βραχώδεις σχηματισμούς περιγράφηκε αρχικά από τον Γάλλο επιστήμονα Brun (Brun, 1965), ενώ τα πρώτα πειράματα πεδίου πραγματοποιήθηκαν το 1976 στη Γαλλία (Guimbal, 1976) και στη Σουηδία [Platell & Wikström, 1981]. Οι θεωρητικές και τεχνικές πτυχές της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας εξελίχθηκαν αρχικά στη Σουηδία [Hyden et al., 1983, Andersson et al., 1983, Lundin, 1985, Nordell, 1987] και στη Φινλανδία [Lahtinen, 1983, Puntilla and Saastamoinen, 1983].

Θεωρητικές μελέτες για μεγάλης κλίμακας αποθήκευση θερμότητας σε αργιλικούς σχηματισμούς υλοποιούνται το 1977 [Modin, 1977] ακολουθούμενες από πειράματα πεδίου [Ausseur and Vachaud, 1978, Rosenblad, 1983] και μεγάλης κλίμακας εφαρμογές [Hultmark, 1981]. Στη δεκαετία του 80' προστίθενται μερικές ακόμα εφαρμογές σε αργιλικό [Olsson, 1983, Chuard et al., 1983] και αμμώδες υπέδαφος [Wijsman, 1983].

## **2.2. Μεταφορά Θερμότητας και Θερμοκρασιακή Κατανομή στο Υπέδαφος**

Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας αξιοποιούν το υπέδαφος ως θερμική πηγή κατά τη λειτουργία θέρμανσης και ως θερμική αποθήκη κατά τη λειτουργία της ψύξης. Κατά συνέπεια, κρίνεται σκόπιμο να αναλυθούν οι θερμικές διεργασίες στο υπέδαφος προκειμένου να προσδιοριστεί η επίδρασή τους στην απόδοση των εν λόγω συστημάτων.

Οι κυριότεροι μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας στο υπέδαφος είναι η αγωγή και η συναγωγή, ενώ η μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία έχει δευτερεύοντα ρόλο, ο οποίος ωστόσο αναβαθμίζεται στην αβαθή γεωθερμία και τη θέρμανση χώρων.

Η μεταφορά θερμότητας με **α γ ω γ ή** συνίσταται στη διάδοση (μεταφορά) θερμότητας από μόριο σε μόριο μέσα σ' ένα στερεό σώμα ή μεταξύ δυο στερεών που βρίσκονται σε απόλυτη επαφή μεταξύ τους ή σε ακίνητα υγρά και αέρια.

Η **σ υ ν α γ ω γ ή** αφορά στη μετάδοση θερμότητας από την επιφάνεια ενός στερεού σώματος στη μάζα ενός ρευστού ή αντίστροφα και συνοδεύεται πάντα από σχετική κίνηση των μορίων του ρευστού ως προς το στερεό. Αν η κίνηση αυτή προέρχεται μόνο από δυνάμεις που δημιουργούνται από τη διαφορά πυκνότητας στη μάζα του ρευστού εξαιτίας θερμοκρασιακών διαφορών, τότε ορίζεται φυσική ή ελεύθερη συναγωγή. Αντίθετα, αν η κίνηση του ρευστού επιβάλλεται μηχανικά, τότε ορίζεται ως βεβιασμένη ή εξαναγκασμένη συναγωγή.

Η μετάδοση θερμότητας με **α κ τ ι ν ο β ο λ ί α** συντελείται μέσω ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων, σχετικά μεγάλου μήκους κύματος, χωρίς τη μεσολάβηση ύλης. Η φύση του φαινομένου της διάδοσης της θερμότητας με ακτινοβολία διαφέρει σημαντικά έναντι αυτής με αγωγή και συναγωγή και χαρακτηρίζεται από διπλή μετατροπή ενέργειας καθώς η θερμική ενέργεια μετατρέπεται σε ηλεκτρομαγνητική και η ηλεκτρομαγνητική σε θερμική.

Είναι γνωστό από το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα ότι η θερμότητα μεταδίδεται πάντα από περιοχές υψηλότερων θερμοκρασιών σε περιοχές χαμηλότερων θερμοκρασιών με τους παραπάνω βασικούς μηχανισμούς. Συνέπεια αυτού αποτελεί η συνεχής ροή θερμότητας από το θερμό πυρήνα της γης προς τα ψυχρά επιφανειακά στρώματα κυρίως μέσω του μηχανισμού της αγωγής. Η ροή θερμότητας από την ατμόσφαιρα στην επιφάνεια του εδάφους μεταβάλλεται περιοδικά σε καθημερινή και ετήσια βάση. Ο ετήσιος κύκλος της θερμοκρασιακής μεταβολής στο υπέδαφος εκφράζεται από τη συνάρτηση των Kusuda και Archenbach (Kusuda & Archenbach, 1965):

$$T = T_m - T_{amp} \cdot e^{-x \cdot \sqrt{\pi \alpha / 365}} \cdot \cos \left[ (2\pi / 365) \cdot \left( t - t_{shift} - \frac{x}{2} \cdot \sqrt{365 \alpha / \pi} \right) \right] \quad (2-1)$$

όπου,  $T$  η θερμοκρασία στο υπέδαφος ως συνάρτηση του χρόνου  $t$  και του βάθους  $x$ ,  $T_m$  η μέση ετήσια θερμοκρασία στην επιφάνεια,  $T_{amp}$  η μέγιστη θερμοκρασιακή απόκλιση από τη μέση ετήσια θερμοκρασία στην επιφάνεια του εδάφους στη διάρκεια του έτους,  $t_{shift}$  ο χρόνος στον

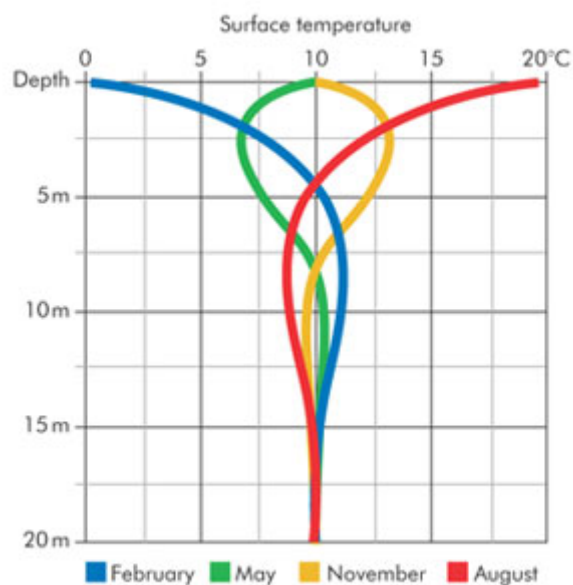
οποίο παρατηρείται η ελάχιστη ετήσια θερμοκρασία στην επιφάνεια και  $\alpha$  η θερμική διαχυτότητα του εδάφους ( $\text{m}^2/\text{ημέρα}$ ).

Η θερμική διαχυτότητα ορίζεται από τη σχέση:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2-2)$$

όπου,  $k$  η θερμική αγωγιμότητα,  $\rho$  η πυκνότητα και  $C_p$  η ειδική θερμότητα του εδαφικού σχηματισμού.

Στο διάγραμμα 2-1, απεικονίζεται η θερμοκρασιακή κατανομή σε συνάρτηση με το χρόνο για διάφορες τιμές του βάθους για ένα δεδομένο κλίμα, όπως αυτή προκύπτει από την εφαρμογή της παραπάνω εξίσωσης.



Διάγραμμα 2-1: Θερμοκρασιακή κατανομή στο υπέδαφος ως συνάρτηση του βάθους (πηγή: FWT ltd)

Από το διάγραμμα 2-1, διαφαίνεται ότι η επίδραση των εποχικών μεταβολών της ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας στη θερμοκρασιακή κατανομή στο υπέδαφος, περιορίζεται ουσιαστικά στα πρώτα 10-15m από την επιφάνεια, ενώ σε μεγαλύτερα βάθη, οι όποιες μεταβολές συντελούνται στη βάση της τοπικής γεωθερμικής βαθμίδας.

Στη μεταβατική διάδοση θερμότητας και στη μονοδιάστατη αγωγή θερμότητας, ο νόμος του Fourier εκφράζεται μαθηματικά από τη σχέση:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2-3)$$

Όπου,  $T$  η θερμοκρασία,  $t$  ο χρόνος και  $x$  το βάθος από την επιφάνεια.

Η επίλυση της σχέσης (2-3) πρέπει να επαληθεύει την οριακή συνθήκη στην επιφάνεια:

$$T = \frac{1}{2} T_{amp} \sin \omega t + T_m \quad , x = 0 \quad \text{όπου} \quad \omega = 2\pi/365 \quad (2-4)$$

και οδηγεί στην ακόλουθη έκφραση:

$$T = \frac{1}{2} T_{amp} \cdot e^{-x \cdot \sqrt{\omega/2\alpha}} \cdot \sin(\omega t - x \cdot \sqrt{\omega/2\alpha}) + T_m \quad , x = 0 \quad (2-5)$$

Αν οριστεί ως  $T_{amp,x}$  η μέγιστη διακύμανση της θερμοκρασίας του υπεδάφους σε βάθος  $x$ , μπορεί να εκφραστεί από τη σχέση:

$$T_{amp,x} = T_{amp} \cdot e^{-x \cdot \sqrt{\omega/2\alpha}} = T_{amp} \cdot e^{-x \cdot \sqrt{\pi/\alpha 365}} \quad (2-6)$$

Από τη σχέση (2-6), διαφαίνεται πως η ετήσια θερμοκρασιακή μεταβολή στο υπέδαφος μειώνεται εκθετικά με το βάθος. Η μαθηματική έκφραση του βάθους στο οποίο παρατηρείται συγκεκριμένη θερμοκρασιακή μεταβολή, δίνεται από τη σχέση:

$$x = -\frac{\ln\left(\frac{T_{amp,x}}{T_{amp}}\right)}{\sqrt{\pi/\alpha 365}} \quad (2-7)$$

Προσαρμόζοντας τα κλιματολογικά και εδαφολογικά δεδομένα μιας περιοχής στη σχέση (2-7), είναι δυνατή η εκτίμηση του βάθους στο οποίο η μέγιστη θερμοκρασιακή απόκλιση από τη μέση τιμή στη διάρκεια του χρόνου είναι ελάχιστη, π.χ. της τάξης του 1°C. Για ένα τυπικό ασβεστολιθικό σχηματισμό με θερμική διαχυτότητα της τάξεως των 0,0107cm<sup>2</sup>/s και μέγιστη θερμοκρασιακή απόκλιση στην επιφάνεια του εδάφους της τάξεως των 23.2°C, το βάθος στο οποίο η μέγιστη θερμοκρασιακή απόκλιση περιορίζεται στον 1°C, αντιστοιχεί σε 10,3m από την επιφάνεια του εδάφους. Το αντίστοιχο βάθος με μέγιστη ετήσια θερμοκρασιακή απόκλιση της τάξεως των 0,1°C, υπολογίζεται σε 17,9m από την επιφάνεια.

Οι παραπάνω σχέσεις αναδεικνύουν το βασικό στοιχείο για την υψηλή και σταθερή απόδοση των συστημάτων αντλιών θερμότητας που εκμεταλλεύονται το υπέδαφος ως θερμική πηγή ή αποθήκη. Η θερμοκρασιακή σταθερότητα της ενεργειακής πηγής στον ετήσιο κύκλο θέρμανσης/ψύξης των εν λόγω συστημάτων εξασφαλίζει τη λειτουργία των αντλιών θερμότητας στην περιοχή του μέγιστου βαθμού απόδοσης (βλ. παράγραφο 1-2).

Επιπλέον, αναδεικνύουν την επίδραση των θερμικών ιδιοτήτων του υπεδάφους στη διαμόρφωση της ετήσιας θερμοκρασιακής κατανομής ως προς το βάθος και κατά συνέπεια

στη λειτουργία των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας που αξιοποιούν το θερμικό του περιεχόμενο.

Διάφορες μεθοδολογίες έχουν αναπτυχθεί για τον υπολογισμό των θερμικών ιδιοτήτων του υπεδάφους, με πλέον διαδομένη τη δοκιμή θερμικής απόκρισης, η οποία και αναλύεται στη συνέχεια.

### 2.3. Η Μέθοδος της Δοκιμής Θερμικής Απόκρισης (Thermal Response Test) για τον Υπολογισμό της Θερμικής Αγωγιμότητας Εδαφών και Πετρωμάτων

Η μέθοδος Thermal Response Test πρωτοεμφανίστηκε στη Σουηδία και τις ΗΠΑ το 1995 (Eklöf & Gehlin, 1996)(Austin, 1998), ενώ έκτοτε έχει εξελιχθεί και διαδοθεί παγκοσμίως. Αποτελεί πλέον μια εδραιωμένη τεχνική για την εκτίμηση κρίσιμων παραμέτρων στο σχεδιασμό γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας με κάθετους γεωεναλλάκτες, όπως η θερμική αντίσταση της γεώτρησης και η θερμική αγωγιμότητα του εδάφους.

Στη μέθοδο Thermal Response Test (TRT), μια πειραματική διάταξη συνδέεται με ένα γεωθερμικό εναλλάκτη, και καταγράφεται, για ένα διάστημα μερικών ημερών, η θερμοκρασιακή απόκριση του κυκλοφορούντος ρευστού, υπό την παροχή ή την άντληση ενός σταθερού ποσού θερμότητας. Για την αξιολόγηση των μετρήσεων, εφαρμόζεται η θεωρία της γραμμικής πηγής (line source theory), η οποία αναπαριστά το γεωθερμικό εναλλάκτη ως μια γραμμική πηγή θερμότητας εντός ομοιογενούς μέσου απείρων διαστάσεων (Morgensen, 1983)(Eskilson, 1987) (Hellström, 1991). Η εξέλιξη της μέσης θερμοκρασίας  $T_f$  του ρευστού δίνεται από τη σχέση:

$$T_f = \frac{q_m}{4\pi\lambda} \ln(t) + \frac{q_m}{4\pi\lambda} \left( \ln\left(\frac{4\alpha}{r_B^2}\right) - \gamma \right) + q_m R_B + T_{0,m} \quad (2-8)$$

όπου  $t$  [s] είναι ο χρόνος,  $\lambda$  [W/mK] η θερμική αγωγιμότητα του σχηματισμού,  $q_m$  [W/m] το προσδιδόμενο ειδικό ποσό θερμότητας,  $T_{0,m}$  [K] η μέση θερμοκρασία του υπεδάφους,  $\alpha$  [m<sup>2</sup>/s] η θερμική διαχυτότητα του υπεδάφους,  $r_B$  [m] η ακτίνα του γεωεναλλάκτη και  $\gamma$  η σταθερά του Euler. Η παραπάνω εξίσωση μπορεί να μετασχηματιστεί ως εξής:

$$T_f = c_1 \ln(t) + c_2 \quad (2-9)$$

Η σταθερά  $c_1$  είναι ανάλογη της θερμικής αγωγιμότητας με βάση τη σχέση:

$$\lambda = \frac{q_m}{4\pi c_1} \quad (2-10)$$



Η αξιολόγηση των μετρήσεων με τη θεωρία της γραμμικής πηγής θερμότητας βασίζεται στη σχέση (2-8), η οποία παρεμβάλλεται στα πειραματικά δεδομένα για τον υπολογισμό των σταθερών  $c_1$  και  $c_2$ . Εν συνεχεία, από το σύστημα εξισώσεων υπολογίζονται η θερμική αγωγιμότητα  $\lambda$  και η θερμική αντίσταση  $R_B$  του γεωεναλλάκτη.



## Κεφάλαιο 3

# Η Δυναμική Προσομοίωση ως Εργαλείο Ανάλυσης και Σχεδιασμού

### 3.1. Εισαγωγή στην Προσομοίωση Συστημάτων

**Η** προσομοίωση αποτελεί μια από τις πιο σημαντικές και ισχυρές μεθόδους που χρησιμοποιούνται στην έρευνα για το σχεδιασμό και την παρακολούθηση της λειτουργίας σύνθετων διεργασιών και συστημάτων. Σύμφωνα με τον Shannon (1998), ορίζεται ως η διαδικασία σχεδιασμού του μοντέλου κάποιου πραγματικού συστήματος και πραγματοποίησης πειραμάτων με το μοντέλο αυτό, που αποσκοπούν στην κατανόηση της συμπεριφοράς του συστήματος ή/και στην αξιολόγηση εναλλακτικών στρατηγικών για τη λειτουργία του.

Ένα **Σύστημα** αποτελεί μια σύνθετη πληροφοριακή δομή, με το πληροφοριακό περιεχόμενο δυνητικά να εκφράζεται υλικά και χωρικά, αποτελούμενη από πολλαπλά δομικά μέρη, τα οποία είναι αυτόνομα, με ατομική ταυτότητα και συμπεριφορές, αλλά αλληλεπιδρούν στενά μεταξύ τους. Ο πιο απλός ορισμός ενός συστήματος, είναι αυτός ενός δικτύου από αλληλεπιδρούσες μεταβλητές. Αυτό σημαίνει ότι κάθε αλλαγή σε οποιονδήποτε κόμβο του συστήματος προκαλεί αλλαγές σε άλλους κόμβους - οι οποίες όμως δεν είναι απαραίτητα προβλέψιμες. Το σύστημα ως σύνολο, μέσω των μερών του, μπορεί να αλληλεπιδρά με το περιβάλλον του. Κατά την αλληλεπίδραση αυτή είναι ικανό

να δέχεται δευτερεύον πληροφοριακό περιεχόμενο ως είσοδο (input), να το επεξεργάζεται και να διοχετεύει το πληροφοριακό αποτέλεσμα της επεξεργασίας ξανά στο περιβάλλον ως έξοδο (output). Ένα σύστημα μπορεί να περιέχει ως δομικούς λίθους υποσυστήματα, δηλαδή χαμηλότερης περιπλοκότητας συστήματα, τα οποία λειτουργούν αυτόνομα, αλλά ταυτόχρονα αλληλεπιδρούν μεταξύ τους, δίνοντας ως αποτέλεσμα το αρχικό, υψηλότερης δομικής περιπλοκότητας σύστημα.

Εμβαθύνοντας λίγο περισσότερο στην έννοια της μοντελοποίησης, ένα μοντέλο αναπαριστά τη δομή και τη λειτουργικότητα του πραγματικού συστήματος και είναι παρόμοιο αλλά απλούστερο από το σύστημα που αντιπροσωπεύει.

Ωστόσο, η αποτελεσματικότητα ενός μοντέλου δεν είναι συνάρτηση μόνο της ποιότητας του μοντέλου, δηλαδή της ακρίβειας με την οποία περιγράφει τα φυσικά φαινόμενα που καθορίζουν τη συμπεριφορά ενός συστήματος. Απαιτείται ακόμα η γνώση των συνθηκών υπό τις οποίες θα λειτουργήσει το σύστημα, συνθηκών που συνήθως εμφανίζονται ως τιμές των μεταβλητών του μοντέλου. Συχνά, η γνώση των μεταβλητών αυτών αποτελεί σημαντική πηγή αβεβαιότητας και παραπέμπει στη χρήση άλλων δευτερευόντων μοντέλων τα οποία, με τη σειρά τους, εμπλέκουν άλλες παραμέτρους και μοντέλα συμπεριφοράς.

Γενικά, ένα μοντέλο που προορίζεται για χρήση σε μελέτες προσομοίωσης είναι στην πράξη ένα μαθηματικό μοντέλο που αναπτύχθηκε με τη βοήθεια ενός εργαλείου προσομοίωσης.

Τα μαθηματικά μοντέλα, μπορούν να ταξινομηθούν ως ντετερμινιστικά (οι μεταβλητές εισόδου και εξόδου παίρνουν σταθερές τιμές), ως στοχαστικά (τουλάχιστον μια από τις μεταβλητές εισόδου ή εξόδου έχει τη μορφή πιθανότητας), ως στατικά (ο χρόνος δεν λαμβάνεται υπόψη) ή ως δυναμικά (οι κυμαινόμενες με τον χρόνο αλληλεπιδράσεις μεταξύ μεταβλητών λαμβάνονται υπόψη).

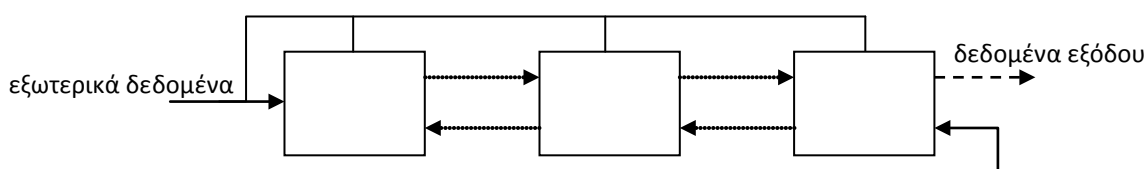
## **3.2. Προσεγγίσεις Προσομοίωσης Γεωθερμικών Συστημάτων Αντλιών Θερμότητας**

### **3.2.1. Το γενικό πρόβλημα της προσομοίωσης γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας**

Σε μια προσομοίωση της λειτουργίας ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, παρά το ότι υπάρχει μια μεγάλη ποικιλία δυνατών συνδυασμών των δομικών του στοιχείων, η βασική αρχιτεκτονική παραμένει, από λειτουργική άποψη, σχεδόν πάντα η ίδια. Δεδομένου του διαφορετικού ρόλου του κάθε στοιχείου, η όλη διεργασία δεν χαρακτηρίζεται, από μαθηματική άποψη, από ομοιογένεια, αλλά κάθε υποσύστημα

περιγράφεται από τις δικές του χαρακτηριστικές εξισώσεις. Ωστόσο, σημαντική παράμετρο συνιστά η αλληλουχία και ο τρόπος διασύνδεσης του ενός υποσυστήματος με το άλλο, αφού διαφορετική διασύνδεση παράγει διαφορετικό αποτέλεσμα. Σε μια προσομοίωση επομένως, είναι σημαντικό να προσδιοριστεί τόσο η δομή του συνολικού μοντέλου, όσο και η ροή πληροφορίας μέσα στη δομή αυτή.

Επανερχόμενοι σε μια τυπική λειτουργία ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, το διάγραμμα ροής της διεργασίας και, κατά συνέπεια, η αντίστοιχη ροή πληροφορίας και η αρχιτεκτονική του πλήρους μοντέλου έχει τη μορφή του Διαγράμματος 3-1. Κάθε ορθογώνιο πλαίσιο αντιπροσωπεύει ένα υποσύστημα, ενώ κάθε υποσύστημα συνδέεται με τουλάχιστον άλλο ένα με τη βοήθεια αγωγών (αντίστοιχα γραμμών ροής της πληροφορίας).



Διάγραμμα 3-1: Διάγραμμα ροής διεργασίας και αρχιτεκτονική μοντέλου

Τα εισερχόμενα σε ένα πλαίσιο βέλη δηλώνουν ροές ή πληροφορίες αναγκαίες για την προσομοίωση του αντίστοιχου υποσυστήματος, ενώ τα εξερχόμενα δηλώνουν ροές ή πληροφορίες που υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης. Οι συνεχείς γραμμές αντιπροσωπεύουν εξωτερικά δεδομένα που επηρεάζουν αλλά δεν επηρεάζονται από τις διεργασίες (π.χ. μετεωρολογικά δεδομένα), τα διάστικτα βέλη δηλώνουν ροή πληροφορίας που μεταβάλλεται με την εξέλιξη της διεργασίας και ταυτόχρονα την επηρεάζει, και οι διακεκομμένες γραμμές συμβολίζουν παραγόμενα αποτελέσματα που δεν επιδρούν στην κατάσταση του συστήματος (Evans, 1980).

Από τη στιγμή που καθορίζονται οι μεταβλητές εισόδου  $I$  και εξόδου  $O$ , μπορεί να διατυπωθεί μια χαρακτηριστική εξίσωση της μορφής  $O=f(I)$  για κάθε υποσύστημα, λαμβάνοντας υπόψη τα φυσικά φαινόμενα που εμπλέκονται στις αντίστοιχες διεργασίες. Εκτός από τις μεταβλητές, οι εξισώσεις περιλαμβάνουν και μια σειρά παραμέτρων, που εξαρτώνται από τα φυσικά χαρακτηριστικά των χρησιμοποιούμενων διατάξεων, όπως επιφάνειες, συντελεστές εναλλαγής, όγκοι κλπ. Είναι προφανές ότι η διατύπωση εξισώσεων που με ορθότητα και επιστημονική επάρκεια περιγράφουν τα φυσικά φαινόμενα συνιστά την πλέον κρίσιμη πτυχή σε μια προσομοίωση.

### 3.2.2. Τεχνικές και μέθοδοι μοντελοποίησης γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας

Το υπολογιστικό πρόβλημα που αφορά στη λειτουργία ενός συστήματος γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, στην πραγματικότητα συνίσταται στην ταυτόχρονη επίλυση των εξισώσεων που αποτυπώνουν τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας στα επιμέρους υποσυστήματα τα οποία εμπλέκονται στη λειτουργία του.

Επανερχόμενοι στο διάγραμμα ροής ενός τυπικού μοντέλου (Διάγραμμα 3-1), μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι εφόσον δεν περιλαμβάνονται ανακυκλοφορίες, είναι δυνατόν η όλη διεργασία να υπολογιστεί ξεκινώντας από την εισαγόμενη ροή και εκτελώντας τους υπολογισμούς στο ένα υποσύστημα μετά το άλλο. Ωστόσο, η πραγματική λειτουργία ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, περιλαμβάνει μία ή περισσότερες ανακυκλοφορίες οι οποίες καθιστούν αδύνατο τον απευθείας υπολογισμό της διεργασίας.

Ένα ολοκληρωμένο μοντέλο επομένως χαρακτηρίζεται, στην πλήρη του ανάπτυξη, από:

- *Πολυπλοκότητα*, λόγω της συνύπαρξης φαινομένων ιδιαίτερα σύνθετων από υπολογιστική άποψη, όπως, μεταξύ άλλων, μετάδοση θερμότητας με αγωγή σε τρισδιάστατες γεωμετρίες, συναγωγή σε συνθήκες φυσικής και εξαναγκασμένης κυκλοφορίας, καθώς και παραμέτρους που επιδέχονται μόνο στοχαστική μοντελοποίηση, όπως είναι οι κλιματολογικές συνθήκες.
- *Μη γραμμικότητα*, οφειλόμενη στην παρουσία στοιχείων συσσώρευσης με σημαντική θερμοχωρητικότητα, με τυπικό παράδειγμα τις διατάξεις αποθήκευσης θερμότητας.
- *Εμμεσότητα*, λόγω της παρουσίας διαφορικών εξισώσεων οι οποίες πρέπει να επιλυθούν για χαρακτηριστικούς χρόνους πολύ μικρούς σε σχέση με τα χρονικά διαστήματα που ενδιαφέρουν το χρήστη.
- *Βρογχοειδή και ανατροφοδοτούμενη ροή πληροφοριών*, λόγω της ανακυκλοφορίας του θερμικού φορέα.

Τα τελευταία χρόνια έχει αναπτυχθεί ένας μεγάλος αριθμός εργαλείων προσομοίωσης, που χαρακτηρίζονται από διαφορετικούς βαθμούς ευελιξίας, δυσκολίας στη χρήση, επιστημονικής επάρκειας και αποτελεσματικότητας. Τα εργαλεία αυτά διαφέρουν κατά κύριο λόγο ως προς το χαρακτήρα των προβλημάτων, για την επίλυση των οποίων έχουν αναπτυχθεί. Τα προβλήματα αυτά μπορούν να ταξινομηθούν εν γένει σε τρεις κατηγορίες:

προβλήματα που αφορούν στην απόδοση των εγκαταστάσεων, προβλήματα σχεδιασμού, και προβλήματα βελτιστοποίησης.

Βασικά στοιχεία διαχωρισμού των παραπάνω εργαλείων αποτελούν:

α. Το χρονικό βήμα αναφοράς, δηλαδή το ελάχιστο χρονικό διάστημα υπολογισμού κατά τη διάρκεια του οποίου, τόσο τα μετεωρολογικά δεδομένα, όσο και η απόκριση του συστήματος εκλαμβάνονται προσεγγιστικά ως αμετάβλητα μεγέθη. Το διάστημα αυτό μπορεί να είναι από απεριόριστα μικρό, π.χ. της τάξης των μερικών δευτερολέπτων, για μοντέλα βασισμένα σε λεπτομερείς διαφορικές εξισώσεις, έως πολύ μεγάλο, τυπικά της τάξης του έτους για χονδροειδείς υπολογισμούς βάσει ενός μέσου βαθμού απόδοσης και των ετήσιων θερμικών αναγκών του κτιρίου. Είναι φανερό ότι το χρονικό βήμα αναφοράς είναι, εν γένει, ευθέως ανάλογο του προσεγγιστικού χαρακτήρα του μοντέλου και αντιστρόφως ανάλογο της πολυπλοκότητάς του (Hlavacek, 1977).

β. Η μέθοδος υπολογισμού, η οποία μπορεί να είναι αυτή της επίλυσης, για κάθε χρονικό βήμα και για το χρονικό διάστημα που ενδιαφέρει τον χρήστη, των εξισώσεων που περιγράφουν ενεργειακά το κάθε σύστημα, ή η χρησιμοποίηση διαγραμματικών-γραφικών μεθόδων εκτίμησης της απόδοσης συγκεκριμένων τύπων εγκαταστάσεων. Ειδική περίπτωση αποτελεί αυτή των δυναμικών μεθόδων, οι οποίες βασίζονται στην επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που εκφράζουν τα στιγμιαία ισοζύγια μάζας και θερμότητας στα διάφορα υποσυστήματα μιας εγκατάστασης.

Στην γενική περίπτωση μιας διεργασίας με μία ή περισσότερες ανακυκλοφορίες, η εκκίνηση της διαδικασίας επίλυσης βασίζεται στη χρησιμοποίηση αρχικών εκτιμώμενων, τιμών για κάθε μία από τις εσωτερικές μεταβλητές. Οι τελικές ορθές τιμές προσδιορίζονται μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας, κατά την οποία, οι υπολογιζόμενες κάθε φορά τιμές συγκρίνονται με τις αρχικές εκτιμήσεις έως ότου επιτευχθεί τελική σύγκλιση (Bejan, 1996).

Η επαναληπτική διαδικασία δεν εφαρμόζεται μόνο για την εύρεση των τιμών των εσωτερικών μεταβλητών. Μπορεί επίσης να υιοθετηθεί κατά την επίλυση υποσυστημάτων των οποίων η χαρακτηριστική εξίσωση είναι έντονα μη γραμμική, αλλά και στην περίπτωση που μια εξωτερική μεταβλητή δεν είναι γνωστή και επιδιώκεται η εύρεση της τιμής εκείνης που οδηγεί σε συγκεκριμένη ενεργειακή απολαβή, όπως για παράδειγμα η παροχή του θερμικού φορέα στο κύκλωμα ενός εναλλάκτη.

Σε κάθε περίπτωση, οι στρατηγικές επίλυσης επιλέγονται και με βάση το επιδιωκόμενο αποτέλεσμα (Nafey, 2005):

- Όταν πρόκειται για πρόβλημα υπολογισμού της αναμενόμενης απόδοσης, όλες οι εξωτερικές μεταβλητές και όλες οι παράμετροι σχεδιασμού (πχ. μήκος γεωεναλλάκτη) θεωρούνται γνωστές. Άγνωστες είναι οι εσωτερικές μεταβλητές και φυσικά η απόδοση.
- Σε προβλήματα σχεδιασμού, ορισμένες σχεδιαστικές παράμετροι και/ή μεταβλητές αναζητούνται με σκοπό να επιτευχθούν συγκεκριμένες συνθήκες. Οι συνθήκες αυτές, για παράδειγμα ένα δεδομένο προφίλ φορτίου, μεταγράφονται στις επιπλέον εξισώσεις που είναι αναγκαίες ώστε το συνολικό σύστημα εξισώσεων να είναι πλήρως ορισμένο (ίσος αριθμός αγνώστων και εξισώσεων).

Ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης είναι παρόμοιο με αυτό του σχεδιασμού, διαφέρει όμως στο ότι υπάρχουν πολλές δυνατές τιμές για μία ή περισσότερες παραμέτρους σχεδιασμού και/ή μεταβλητές, που ικανοποιούν τις απαιτήσεις της προβλεπόμενης χρήσης (λιγότερες εξισώσεις από αγνώστους). Αναζητούνται ωστόσο οι τιμές εκείνες που βελτιστοποιούν κάποιο κριτήριο (αντικειμενική συνάρτηση - objective function), συνήθως οικονομικής απόδοσης (Press et al., 1996).

### 3.2.3. Κατηγοριοποίηση προσεγγίσεων προσομοίωσης

Κάθε προσέγγιση προσομοίωσης βασίζεται καταρχήν στη θεώρηση μιας συγκεκριμένης δομής του μοντέλου και, κατά συνέπεια, ενός συγκεκριμένου διαγράμματος ροής της πληροφορίας. Επιπλέον, σχετικό με την επιλογή της μιας ή της άλλης δομής, αλλά και ανεξάρτητο από αυτήν σε μεγάλο βαθμό, είναι το ζήτημα των τεχνικών επίλυσης.

Όσο αφορά στη μέθοδο επίλυσης, οι δυο βασικές κατηγορίες προσεγγίσεων, χωρίς να είναι πάντα ευδιάκριτα τα μεταξύ τους όρια είναι οι εξής:

**α. Τα στατικά μοντέλα**, τα οποία προκρίνουν αλγεβρικές σχέσεις με χαρακτηριστικούς χρόνους ισχύος πολλαπλάσιους των τυπικών σταθερών χρόνου του συστήματος, βασισμένες συνήθως σε συνολικά ισοζύγια μάζας και ενέργειας για λιγότερο ή περισσότερο σημαντικές χρονικές περιόδους. Συνήθως πρόκειται για ολοκληρώματα σε μηνιαία βάση ή προσεγγιστικές εκφράσεις που υπολογίστηκαν για τυπικές διαμορφώσεις συστημάτων και η χρήση τους μπορεί, υπό προϋποθέσεις, να γενικευτεί. Οι απαιτούμενες πληροφορίες είναι συνήθως μέσες τιμές ημέρας για όλες τις ημέρες του έτους ή ημερήσιες



τιμές τυπικής ημέρας κάθε μήνα ή ακόμα μέσες μηνιαίες τιμές μετεωρολογικών δεδομένων και δεδομένων φορτίου.

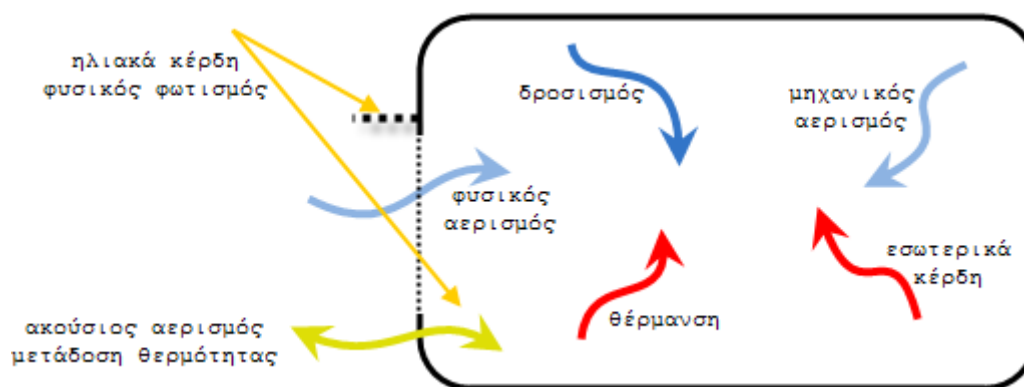
**β.** Τα **δυναμικά μοντέλα**, τα οποία βασίζονται στην επίλυση των εξισώσεων που αποτυπώνουν τα στιγμιαία ισοζύγια μάζας και ενέργειας, συχνά υπό τη μορφή διαφορικών εξισώσεων. Για την επίλυση των εξισώσεων αυτών απαιτούνται ωριαία μετεωρολογικά δεδομένα και αντίστοιχες πληροφορίες για το φορτίο.

Τα στατικά μοντέλα, σε αντίθεση με τα δυναμικά, δεν δίνουν πληροφορίες για τη δυναμική της διεργασίας, δηλαδή για τις ενδιάμεσες φάσεις λειτουργίας μιας εγκατάστασης. Επιπλέον, δεν μπορούν να χειριστούν φορτία τα οποία χαρακτηρίζονται από μη τυπικές ημερήσιες κατανομές, ούτε λειτουργίες σε συγκεκριμένα, μη τυπικά χρονικά διαστήματα.

### **3.3. Η «Δυναμική» φύση των Γεωθερμικών Συστημάτων Αντλιών Θερμότητας**

Ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας αποτελεί ένα δυναμικό σύστημα αλληλεπίδρασης πλήθους παραμέτρων που σχετίζονται με τις μεταβαλλόμενες συνθήκες διαμόρφωσης του θερμικού προβλήματος σε κάθε επιμέρους τμήμα του, συνθέτοντας έτσι το συνολικό θερμικό πρόβλημα της λειτουργίας του. Βασικές συνιστώσες αυτής της μεταβατικής λειτουργίας αποτελούν τα μεταβαλλόμενα θερμικά φορτία του κτιρίου, το κεντρικό σύστημα θερμοκρασιακής διαχείρισης στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης και ασφαλώς τα πολύπλοκα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας από και προς την υπεδαφική αποθήκη.

Το κτίριο, ως ρυθμιστής της λειτουργίας ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, συνιστά αδιαμφισβήτητα ένα πολυσύνθετο ενεργειακό σύστημα. Το ενεργειακό του ισοζύγιο καθορίζεται από τη ροή θερμότητας από και προς το εσωτερικό του, αλλά και από την παραγωγή και απορρόφηση θερμότητας που συντελείται στο εσωτερικό του. Στην Εικόνα 3-1 αποτυπώνονται οι διάφορες θερμικές ροές που εμφανίζονται στα κτίρια και επιδρούν στη διαμόρφωση των εσωκλιματικών συνθηκών.



Εικόνα 3-1: Απεικόνιση θερμικών ροών στα κτίρια

Κατά τη συνήθη διαδικασία υπολογισμού των θερμικών απωλειών ενός κτιρίου (κατά DIN 4071/1983), θεωρείται ότι επικρατεί μια μόνιμη θερμική κατάσταση, η οποία και καθορίζεται με βάση τις δυσμενέστερες συνθήκες σχεδιασμού (σταθερή μέση και ελάχιστη εξωτερική θερμοκρασία, σταθερή θερμοκρασία χώρων κλπ.). Οι υπολογιζόμενες θερμικές απώλειες χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της απαιτούμενης θερμικής ισχύος ανά χώρο και τη διαστασιολόγηση του αντίστοιχου εξοπλισμού.

Ωστόσο, οι εξωτερικές συνθήκες μεταβάλλονται κατά τη διάρκεια των περιόδων ψύξης και θέρμανσης και κατά συνέπεια, η εγκατάσταση κλιματισμού δε λειτουργεί συνεχώς και υπό πλήρες φορτίο. Επομένως, η κατανάλωση ενέργειας στην περίπτωση ενός τέτοιου σχεδιασμού δεν αντιστοιχεί στην πραγματική κατανάλωση ενέργειας στη διάρκεια ενός πλήρους ετήσιου κύκλου λειτουργίας.

Η δυναμική θερμική αλληλεπίδραση ενός κτιρίου με τα συστήματα θέρμανσης/ψύξης υπό την επίδραση των εξωτερικών κλιματικών συνθηκών και των προτύπων διαβίωσης των ενοίκων αποτελεί ένα δυναμικό φαινόμενο που έχει εξελιχθεί στη διάρκεια των χρόνων.

Στον τομέα των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, το σημαντικότερο ίσως τμήμα στην αποκωδικοποίηση του θερμικού προβλήματος κατά τη λειτουργία τους, αποτελεί η συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος ως αποτέλεσμα των μεταβαλλόμενων θερμικών φορτίων του κτιρίου. Χαρακτηριστικά, σε ένα σύστημα κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών το φαινόμενο εξελίσσεται σε συνθήκες πλήρους ή μηδενικής ροής.

Οι μεταβατικές περίοδοι στη λειτουργία ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, μπορούν να έχουν σημαντική επίδραση στη συνολική του απόδοση, ενώ αποτελούν σημαντικό παράγοντα σφάλματος στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Αυτό οφείλεται στο ότι κατά τη διάρκεια των μεταβατικών περιόδων παρατηρούνται

ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας που αποκλίνουν σημαντικά από τις αντίστοιχους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας όταν το σύστημα έχει μεταβεί σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας (Hern, 2004). Οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης (steady-state models), είτε αγνοούν τις μεταβατικές αυτές επιδράσεις, είτε χρησιμοποιούν συντελεστές συνόρθωσης στους τελικούς τους υπολογισμούς. Στη φάση του σχεδιασμού, τα συστηματικά σφάλματα που υπεισέρχονται σε μια τέτοια προσέγγιση μπορούν να οδηγήσουν σε εντελώς διαφορετικό σχεδιασμό από εκείνον που θα ακολουθούσαν βάσει δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης (Kummert & Bernier, 2008).

Χρησιμοποιούμενα αρχικά σχεδόν αποκλειστικά από ερευνητές, τα δυναμικά μοντέλα προσομοίωσης αποτελούν σήμερα εξαιρετικά χρήσιμα εργαλεία στη διάθεση αρχιτεκτόνων και μηχανικών. Σε αυτήν την κατεύθυνση δεν είναι λίγες οι χώρες όπου η προσομοίωση καθίσταται υποχρεωτική ως απαίτηση της κτιριακής νομοθεσίας για τον υπολογισμό και την ταυτοποίηση της ενεργειακής απόδοσης νεόδμητων κτιρίων (CEC, 1999; NRC, 1997). Η πρόσφατη εφαρμογή της Ευρωπαϊκής Οδηγίας 2002/91/EC (EU, 2002) για την ενεργειακή απόδοση των κτιρίων σε αρκετές Ευρωπαϊκές χώρες ακολούθησε ακριβώς αυτή την οδό (RICS, 2007).

### **3.4. Μέθοδοι προσέγγισης του θερμικού προβλήματος σε κάθετους γεωθερμικούς εναλλάκτες**

Οι κάθετοι γεωεναλλάκτες αποτελούν θεμελιώδες τμήμα ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας για την αξιοποίηση της θερμοχωρητικότητας των εδαφικών σχηματισμών, καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό την απόδοση του συστήματος, και οριοθετούν τη λειτουργική του βιωσιμότητα. Ποικίλες μεθοδολογίες έχουν αναπτυχθεί για τη μελέτη του θερμικού προβλήματος σε κάθετους γεωθερμικούς εναλλάκτες. Βιβλιογραφικά, η κατηγοριοποίησή τους γίνεται με βάση το είδος των εξισώσεων που χρησιμοποιούνται και συναντά κανείς αριθμητικές, αναλυτικές και συνδυασμένες (υβριδικές) μεθόδους.

#### **3.4.1. Αναλυτικές Μέθοδοι Προσέγγισης**

Οι αναλυτικές μέθοδοι, μπορούν να διακριθούν θεωρητικά σε δυο κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία βασίζεται στη λύση της γραμμικής πηγής, θεμελιωτής της οποίας υπήρξε ο Kelvin με την αντίστοιχη θεωρία (line source theory). Βασιζόμενοι σε αυτή, επόμενοι ερευνητές, όπως οι Carslaw και Jaeger (1947), Ingersoll et al., (1954) κ.ά., παρήγαγαν σχέσεις υπολογισμού του πεδίου. Η δεύτερη κατηγορία λύσεων, όπως αυτή των Carslaw και Jaeger (1947) και Kavanaugh (1991), προκύπτει από την επίλυση της διαφορικής εξίσωσης μετάδοσης θερμότητας σε κυλινδρικό σύστημα συντεταγμένων.

### 3.4.1.1. Προσέγγιση Ingersoll

Ο Ingersoll (1954), ήταν ο πρώτος που παρουσίασε μια γενικευμένη αναλυτική προσέγγιση του θερμοκρασιακού πεδίου που αναπτύσσεται γύρω από ένα κάθετο γεωεναλλάκτη. Η εργασία του στηρίζεται κατεξοχήν στη θεωρία της γραμμικής πηγής του Kelvin (1861), για τον προσδιορισμό της θερμοκρασίας σε οποιοδήποτε σημείο ενός άπειρου μέσου. Το μέσο (έδαφος) θεωρείται ότι έχει αρχικά σταθερή θερμοκρασία σε όλη του την έκταση, ενώ τη χρονική στιγμή μηδέν ενεργοποιείται μια γραμμική πηγή ή αποθήκη θερμότητας με σταθερό ρυθμό έκχυσης ή απορρόφησης σε όλο το μήκος της.

Με τις παραπάνω συνθήκες, η θερμοκρασία κατά τη διάρκεια του φαινομένου δίνεται σύμφωνα με τον Ingersoll από την εξίσωση:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi k} \int_x^\infty \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \frac{Q'}{2\pi k} I(X) \quad (3-1)$$

και

$$X = \frac{r}{2\sqrt{at}}$$

όπου:

$T$ , η θερμοκρασία του εδάφους σε οποιαδήποτε απόσταση από τη γραμμική πηγή [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_0$ , η αρχική θερμοκρασία του εδάφους [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$Q'$ , ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στην πηγή [ $\text{W/m}$ ]

$r$ , η απόσταση από τον άξονα του αγωγού [ $\text{m}$ ]

$k$ , η θερμική αγωγιμότητα του σχηματισμού [ $\text{W/mK}$ ]

$a$ , η θερμική διαχυτότητα του σχηματισμού [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$t$ , ο χρόνος από την έναρξη της λειτουργίας [ $\text{h}$ ]

$\beta$ , μεταβλητή ολοκλήρωσης (ίση με  $\frac{r}{2\sqrt{\alpha(t-t_0)}}$ )

Για τιμές του  $X < 0.2$  ο υπολογισμός του ολοκληρώματος δίνεται από την αναλυτική σχέση

$$I(X) = \ln \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0.2886 \quad (3-2)$$

Για άλλες τιμές του  $X$ , δίνονται πινακοποιημένες τιμές του ολοκληρώματος στην αναφορά (Ingersoll et al, 1954).

Μια από τις σημαντικότερες υποθέσεις στην προσέγγιση του Ingersoll είναι ότι η γραμμική πηγή πρέπει να είναι απείρου μήκους προκειμένου η θερμική ροή να θεωρηθεί σταθερή. Εξετάζοντας ωστόσο το φαινόμενο σε μηνιαία βάση, διαπιστώνεται διαφοροποίηση λόγω της μεταβολής των φορτίων που καλύπτονται από ένα γεωεναλλάκτη. Σε αυτή την περίπτωση ο Ingersoll προτείνει η ολοκλήρωση της σχέσης να γίνεται τμηματικά και ουσιαστικά σε διαστήματα τέτοιας τάξης ώστε η θερμική ροή να χαρακτηρίζεται σταθερή. Η αρχή και το τέλος του κάθε χρονικού βήματος καθορίζουν τα νέα όρια ολοκλήρωσης.

Κατά τον Ingersoll, η σχέση (3-1) είναι ακριβής μόνο για πραγματική γραμμική πηγή, ωστόσο μπορεί να εφαρμοστεί με αμελητέο σφάλμα, μετά από κάποιες ώρες λειτουργίας, σε μικρής διαμέτρου αγωγούς (κάτω των 2"). Σε περιπτώσεις αγωγών μεγαλύτερης διάστασης, ο υπολογισμός του θερμοκρασιακού πεδίου λίγες μόνο ώρες μετά την έναρξη του φαινομένου ενδέχεται να παρουσιάζει σημαντικό σφάλμα. Για τον περιορισμό του σφάλματος ο Ingersoll εισάγει ένα αδιάστατο κριτήριο που καθορίζει την ισχύ των αποτελεσμάτων. Το κριτήριο αυτό ισούται με το λόγο του γινομένου της θερμικής διαχυτότητας επί το χρόνο προς το τετράγωνο της ακτίνας του αγωγού ( $\alpha \cdot t/R^2$ ). Για τιμές του λόγου μεγαλύτερες του είκοσι (>20) το σφάλμα στον υπολογισμό του πεδίου μπορεί να θεωρηθεί αμελητέο.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η προσέγγιση του Ingersoll παρέχει μόνο προσεγγιστικές λύσεις στο πραγματικό πρόβλημα μεταφοράς θερμότητας, ενώ η εφαρμοσιμότητά της στο σχεδιασμό των γεωεναλλακτών είναι περιορισμένη, τουλάχιστον χωρίς περαιτέρω παραδοχές ή τροποποιήσεις. Επιπλέον, στερείται αναφορών σε σημαντικά σχεδιαστικά ζητήματα όπως ο υπολογισμός του συνολικού απαιτούμενου μήκους γεωεναλλακτών, η επίδραση της λειτουργίας τους στη θερμική απόδοση του περιβάλλοντος σχηματισμού κ.ά. Αποτέλεσε ωστόσο τη βάση πολλών από τις πλέον σύγχρονες σχεδιαστικές προσεγγίσεις.

#### **3.4.1.2. Προσέγγιση IGSHPA (Bose et al)**

Οι Bose, Parker και McQuiston, (1985), βασιζόμενοι στη θεωρία της γραμμικής πηγής του Kelvin, επαναδιατύπωσαν την εξίσωση διάχυσης θερμότητας υπολογίζοντας το εκθετικό ολοκλήρωμα  $I(X)$  με βάση την αναλυτική σχέση (3-3):

$$I(X) = 2.303 \log_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0.2886, \text{ όπου } X < 0.2 \quad (3-3)$$

Η διαφοροποίηση της προσέγγισης IGSHPA, έγκειται στη χρήση των σχέσεων διάχυσης θερμότητας στο έδαφος για την ανάπτυξη μιας πρώτης μεθοδολογίας σχεδιασμού γεωεναλλακτών. Στα πλαίσια της μεθόδου, γίνεται διαστασιολόγηση του γεωεναλλάκτη για την πιο κρύα και την πιο θερμή ημέρα του χρόνου και στη συνέχεια υπολογίζεται η εποχιακή διακύμανση της απόδοσης και της κατανάλωσης του συστήματος σύμφωνα με τη μέθοδο συχνοτήτων θερμοκρασιών (Bin method) σε μηνιαία βάση. Στην προσέγγιση IGSHPA, η θερμική αντίσταση του εδάφους στην περίπτωση μονού κάθετου γεωεναλλάκτη υπολογίζεται από τη σχέση:

$$R_s(X) = \frac{I(X_{r_0})}{2\pi k} \quad (3-4)$$

και

$$X_{r_0} = \frac{r_0}{2\sqrt{a_s t}}$$

Προσεγγίζοντας το εκθετικό ολοκλήρωμα, οι συγγραφείς παρουσίασαν δυο σχέσεις υπολογισμού του, ανάλογα με την περιοχή τιμών της μεταβλητής X:

Για την περιοχή τιμών  $0 < X \leq 1$ :

$$I(X) \approx \frac{1}{2}(-\ln X^2 - 0.57721566 + 0.99999193X^2 - 0.24991055X^4 + 0.05519968X^6 - 0.00976004X^8) \quad (3-5)$$

ενώ, για την περιοχή τιμών  $1 \leq X < \infty$ :

$$I(X) = \left[ \frac{1}{2X^2 e^{X^2}} \right] \frac{A}{B} \quad (3-6)$$

όπου:

$$A = X^8 + 8.5733287X^6 + 18.059017X^4 + 8.637609X^2 + 0.2677737 \quad (3-7)$$

$$B = X^8 + 9.533223X^6 + 25.6329561X^4 + 21.0996531X^2 + 3.9684969 \quad (3-8)$$

Η μεθοδολογία δίνει τη δυνατότητα υπολογισμού της θερμικής αντίστασης του εδάφους και στην περίπτωση πολλαπλού κατακόρυφου γεωεναλλάκτη υπολογίζοντας τη θερμική επιρροή κάθε πρόσθετου βρόγχου και προσθέτοντας τη συνολική επίδραση των

πρόσθετων βρόγχων στη θερμική αντίσταση του εδάφους ενός απλού γεωεναλλάκτη μιας ισοδύναμης διαμέτρου. Η ισοδύναμη αυτή διάμετρος ορίζεται από τον Bose ως  $D_{eq} = \sqrt{n}(D_o)$ , όπου  $n$  το πλήθος των σκελών στη γεώτρηση.

Η θερμική αντίσταση ενός μονού αγωγού, δίνεται από τη σχέση:

$$R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (3-9)$$

ενώ στην περίπτωση αγωγού τύπου U, δίνεται αντίστοιχα από τη σχέση:

$$R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \frac{D_{eq}}{D_{eq} - (OD - ID)} \quad (3-10)$$

όπου  $OD$  και  $ID$ , η εξωτερική και εσωτερική διάμετρος του αγωγού αντίστοιχα.

Το απαιτούμενο μήκος γεωεναλλακτών ανά μονάδα ισχύος των αντλιών θερμότητας για την περίοδο θέρμανσης δίνεται από τη σχέση:

$$L_H = \frac{\left(\frac{COP_H - 1}{COP_H}\right) (R_p + R_s \cdot RunFraction_{Heating})}{T_{s,min.annual} - T_{min}} \quad (3-11)$$

ενώ αντίστοιχα για την περίοδο ψύξης:

$$L_C = \frac{\left(\frac{COP_C - 1}{COP_C}\right) (R_p + R_s \cdot RunFraction_{Cooling})}{T_{max} - T_{s,max.annual}} \quad (3-12)$$

όπου:  $T_{max}$ ,  $T_{min}$  η μέγιστη και η ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στην αντλία θερμότητας στον ετήσιο κύκλο λειτουργίας. Με βάση τις θερμοκρασίες αυτές, υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης της αντλίας θερμότητας σε κάθε περίπτωση. Οι μεταβλητές  $RunFraction_{Heating}$  και  $RunFraction_{Cooling}$  ορίζονται ως ο λόγος των ωρών λειτουργίας της αντλίας θερμότητας προς το σύνολο των ωρών στο χρονικό διάστημα της θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα. Οι θερμοκρασίες  $T_{s,min.annual}$  και  $T_{s,max.annual}$  ορίζονται αντίστοιχα ως η ελάχιστη και η μέγιστη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια του έτους στο αδιάστατο βάθος σχεδιασμού ( $X_S$ ).

Για τον υπολογισμό των θερμοκρασιών αυτών, χρησιμοποιούνται οι αναλυτικές σχέσεις των Kusuda και Archenbach (1965):

$$T_{s,min.annual} = T_M - T_S \left[ -X_S \left( \frac{\pi}{365\alpha} \right)^{1/2} \right] \quad (3-13)$$

$$T_{s,max.annual} = T_M + T_S \left[ -X_S \left( \frac{\pi}{365\alpha} \right)^{1/2} \right] \quad (3-14)$$

όπου  $T_M$  ,  $T_S$  οι μέσες ετήσιες θερμοκρασίες του εδάφους και της επιφάνειάς του αντίστοιχα.

Όπως προαναφέρθηκε η μέθοδος IGSHRA αναλύει ενεργειακά το σύστημα χρησιμοποιώντας τη μέθοδο συχνοτήτων θερμοκρασιών σε μηνιαία βάση. Με τη μέθοδο αυτή, υπολογίζεται σε μηνιαία βάση η αναμενόμενη θερμοκρασία του γεωεναλλάκτη κατά την ετήσια λειτουργία του συστήματος με βάση το υπολογιζόμενο μήκος του για τον θερμότερο και ψυχρότερο μήνα. Η διαδικασία υπολογισμού είναι επαναληπτική και έχει ως εξής:

- Για κάθε μήνα, με βάση τις αναμενόμενες απαιτήσεις θέρμανσης ή ψύξης εκτιμώνται οι θερμοκρασίες  $T_{max}$  και  $T_{min}$  και ο αντίστοιχος συντελεστής απόδοσης της αντλίας θερμότητας.
- Χρησιμοποιώντας τη μηνιαία μέθοδο συχνοτήτων θερμοκρασιών υπολογίζονται οι παράμετροι  $RunFraction_{Heating}$  και  $RunFraction_{Cooling}$
- Υπολογίζονται οι θερμοκρασιακές διαφορές των σχέσεων (3-11) και (3-12) αντίστοιχα.
- Ελέγχονται οι υπολογισθείσες θερμοκρασίες  $T_{max}$  και  $T_{min}$  με την αρχική εκτίμηση. Αν παρουσιάζονται αποκλίσεις μεγαλύτερες από  $0,1^{\circ}\text{C}$ , εκτιμάται νέο ζεύγος τιμών  $T_{max}$  και  $T_{min}$  και η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να επιτευχθεί η επιθυμητή ακρίβεια.

#### 3.4.1.3. Hart and Couvillion

Οι Hart και Couvillion (1986) χρησιμοποιώντας τη θεωρία της γραμμικής πηγής του Kelvin, μελέτησαν το φαινόμενο μετάδοσης της θερμότητας μεταξύ μιας γραμμικής αποθήκης θερμότητας και του περιβάλλοντος μέσου. Συγχρόνως ανέπτυξαν μαθηματικές εξισώσεις υπολογισμού της θερμικής φόρτισης του εδάφους ως συνάρτηση του χρόνου και της απόστασης από την πηγή. Η διαφοροποίηση της μεθόδου αυτής από προηγούμενες έγκειται στη μαθηματική προσέγγιση της επιφάνειας ακτίνας  $r_{\infty}$  (άπειρης ακτίνας) από την πηγή, στην οποία η θερμοκρασία του εδάφους παραμένει αδιατάρακτη και ίση με την αρχική. Με τη θεώρηση αυτή γίνεται η παραδοχή πως η θερμότητα που απορρίπτει ο βρόγχος του γεωεναλλάκτη απορροφάται από κυλινδρικό όγκο γης ακτίνας  $r_{\infty}$ , που



μεταβάλλεται με το χρόνο λειτουργίας του συστήματος. Σε περιπτώσεις πεδίου γεωεναλλακτών, η ανάλυση της θερμικής αλληλεπίδρασης μεταξύ των γεωτρήσεων βασίζεται στην τιμή  $r_{\infty}$ . Όταν η τιμή  $r_{\infty}$  είναι μικρότερη από την απόσταση των γεωτρήσεων θεωρείται πως δεν υπάρχει θερμική αλληλεπίδραση. Στην αντίθετη περίπτωση υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τεχνικές επαλληλίας. Για τον υπολογισμό της ακτίνας αυτής οι Hart και Couvillion έδωσαν την ακόλουθη σχέση:

$$r_{\infty} = 4\sqrt{at} \quad (3-15)$$

Σχολιάζοντας την ακρίβεια της σχέσης, οι Hart και Couvillion τονίζουν πως πρόκειται για προσέγγιση η οποία λόγω της θεώρησης γραμμικής πηγής εμπεριέχει κάποιο σφάλμα, το οποίο ωστόσο μπορεί να θεωρηθεί αμελητέο. Διαφορετικά η μόνη σωστή ακτίνα αδιατάρακτου εδάφους είναι η  $r = \infty$ .

Η εξίσωση της κατανομής της θερμότητας γύρω από γραμμική πηγή παρουσιάζεται όμοια με την προσέγγιση των Carslaw και Jaeger και είναι:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{4\pi k} \int_y^{\infty} \frac{e^{-\lambda}}{\lambda} d\lambda \quad (3-16)$$

όπου

$$y = \frac{r^2}{4at}$$

Η επίλυση του ολοκληρώματος της σχέσης (3-16) προκύπτει, με βάση πίνακες ολοκληρωμάτων, από τη σχέση:

$$\int_y^{\infty} \frac{e^{-\lambda}}{\lambda} d\lambda = y - \ln y - \gamma - \frac{y^2}{2 \cdot 2!} + \frac{y^3}{3 \cdot 3!} + \dots + \frac{(-1)^{N+1} y^N}{N \cdot N!} \quad (3-17)$$

όπου  $\gamma$  η σταθερά του Euler ( $\gamma \approx 0.5772157$ )

Υποθέτοντας πως η θερμότητα που εκλύεται ή απορροφάται από τη γραμμική πηγή ισούται με τη θερμότητα που απάγεται ή προσδίδεται από την περιοχή του εδάφους ακτίνας  $r_{\infty}$ , και με αντικατάσταση του ολοκληρώματος (3-17) στη σχέση (3-16), οι Hart και Couvillion καταλήγουν στην ακόλουθη σχέση για τον υπολογισμό του θερμοκρασιακού πεδίου γύρω από μια γραμμική πηγή:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{4\pi k} \left[ \ln \frac{r_{\infty}}{r} - 0.9818 + \frac{4r^2}{2r_{\infty}^2} - \frac{1}{4 \cdot 2!} \left( \frac{4r^2}{r_{\infty}^2} \right)^2 + \dots + \frac{(-1)^{N+1}}{2N \cdot N!} \left( \frac{4r^2}{r_{\infty}^2} \right)^N \right] \quad (3-18)$$

όπου  $r$ , η ακτινική απόσταση της πηγής από το σημείο υπολογισμού της θερμοκρασιακής κατανομής. Παρατηρούν ωστόσο στο σημείο αυτό πως η μικρότερη τιμή της ακτίνας είναι αυτή της εξωτερικής ακτίνας του αγωγού ( $r_0$ ).

Ειδικότερα, οι Hart και Couvillion χρησιμοποιώντας τη σχέση (3-16) για  $r = r_0$  παρουσιάζουν εξισώσεις για τον υπολογισμό της χρονικά μεταβαλλόμενης θερμικής φόρτισης του αγωγού. Παράλληλα, διερευνούν την ισχύ και την ακρίβεια των παραπάνω σχέσεων με βάση το λόγο  $r_\infty/r_0$ , τόσο στην περίπτωση θεώρησης γραμμικής πηγής όσο και για τη θεώρηση κυλινδρικής πηγής ακτίνας  $r_0$ . Για τιμές του λόγου μεγαλύτερες ή ίσες του 15, η σχέση (3-18) ισχύει εξίσου καλά και στις δυο περιπτώσεις. Στην αντίθετη περίπτωση, η σχέση ισχύει μόνο με την αναπόδεικτη παραδοχή ότι η θερμοκρασιακή κατανομή γύρω από τον αγωγό είναι όμοια με αυτή της γραμμικής πηγής. Όσον αφορά στην ακρίβεια της σχέσης (3-18), για  $r_\infty/r_0 \geq 3$  συνιστάται η ανάπτυξη της μέχρις όρου τέταρτης τάξης.

Οι Hart και Couvillion παρουσιάζουν υπολογιστικές εφαρμογές των παραπάνω σχέσεων τόσο για εποχιακές λειτουργίες θέρμανσης ή ψύξης, όσο και για πλήρεις ετήσιους κύκλους λειτουργίας σε συστήματα συνεχούς και διακοπτόμενης λειτουργίας, ενώ σε κάθε περίπτωση τη βάση αποτελεί η θεώρηση της αδιατάρακτης ακτίνας του εδάφους  $r_\infty$ .

Ο υπολογισμός της θερμοκρασιακής μεταβολής του κυκλοφορούντος ρευστού στο γεωεναλλάκτη αποτελεί για πρώτη φορά αντικείμενο ξεχωριστής μελέτης. Στην εξίσωση υπολογισμού συμμετέχουν οι θερμικές αντιστάσεις του εδάφους ( $R_s$ ), του αγωγού ( $R_p$ ), και η αντίσταση του ρευστού λόγω συναγωγής ( $R_c$ ), οι οποίες δίνονται από τις σχέσεις:

$$R_s = \frac{T_\infty - T_0}{Q'}, \quad R_p = \frac{\ln \frac{r_0}{r_i}}{2\pi k_p}, \quad R_c = \frac{1}{2h_{fluid}\pi r_i} \quad (3-19)$$

Θεωρώντας ως  $T_f$  τη θερμοκρασία εισόδου-εξόδου του κυκλοφορούντος ρευστού μεταφοράς θερμότητας, η θερμοκρασιακή του μεταβολή υπολογίζεται από τη σχέση (3-20), με αντικατάσταση των θερμικών αντιστάσεων ( $R_s$ ), ( $R_p$ ), και ( $R_c$ ), της σχέσης (3-19).

$$T_\infty - T_f = \frac{R_s + R_p + R_c}{R_s} \cdot (T_\infty - T_0) \quad (3-20)$$

όπου  $T_0$  η θερμοκρασία της εξωτερικής επιφάνειας του αγωγού.

#### 3.4.1.4. Προσέγγιση Kavanaugh

Ο Kavanaugh (1991) μελέτησε το φαινόμενο μετάδοσης της θερμότητας και την κατανομή του θερμοκρασιακού πεδίου γύρω από το βρόγχο κάθετου γεωεναλλάκτη

χρησιμοποιώντας τη λύση της κυλινδρικής πηγής που παρουσίασαν οι Ingersoll et al., (1954) και Carslaw και Jaeger (1959).

Η υπολογιστική αυτή μεθοδολογία αναπτύχθηκε με την παραδοχή ενός απλού αγωγού σε ομογενές ημιάπειρο μέσο (έδαφος), με σταθερές θερμοφυσικές ιδιότητες. Θεωρείται επιπλέον ότι η μετάδοση θερμότητας γίνεται μόνο με αγωγή και πως η επαφή μεταξύ αγωγού και εδάφους είναι ιδανική. Τέλος, αγνοούνται υπόγειες κινήσεις υδάτινων μαζών και επιδράσεις από γειτονικούς βρόγχους.

Η λύση της κυλινδρικής πηγής για σταθερό ρυθμό μεταφοράς θερμότητας δίνεται από τη σχέση:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{k} G(z, p) \quad (3-21)$$

όπου

$$z = \frac{at}{r^2}, \quad p = \frac{r}{r_0},$$

και  $r_0$ , η εξωτερική ακτίνα του αγωγού.

Η συνάρτηση  $G(z, p)$ , είναι συνάρτηση του χρόνου και της απόστασης από τον αγωγό, με βάση τις θεωρηθείσες παραδοχές και ορίζεται (Carslaw and Jaeger, 1947) ως εξής:

$$G(z, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 z} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{1}{\beta^2} d\beta \quad (3-22)$$

Για τον υπολογισμό της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του ρευστού και της εξωτερικής επιφάνειας του αγωγού, ο Kavanaugh εισάγει έναν ισοδύναμο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας ανά μονάδα επιφανείας ( $h_{eq}$ ), που περιγράφει τα φαινόμενα συναγωγής και αγωγής. Ο συντελεστής δίνεται από τη σχέση:

$$h_{eq} = \left[ \frac{r_0}{r_i h_i} + \frac{r_0}{k} \ln \left( \frac{r_0}{r_i} \right) \right]^{-1} \quad (3-23)$$

με τον εσωτερικό συντελεστή συναγωγής για τυρβώδη ροή ( $h_i$ ) να προκύπτει ως:

$$h_i = Nu_{Di} \frac{k_{fluid}}{D_i} \quad (3-24)$$

Ο αριθμός Nusselt ( $Nu_{Di}$ ) λαμβάνεται από την σχέση των Dittus – Boelter:

$$Nu_{Di} = 0.023 \cdot Re_{Di}^{0.8} Pr^n \quad (3-25)$$

Όπου,  $n = 0.4$  για θέρμανση και  $n = 0.3$  για ψύξη.

Δεδομένου ότι ο τύπος του αγωγού (U-tube) παρουσιάζει σημαντική απόκλιση από την προσέγγιση της γραμμικής πηγής των Kelvin και Ingersoll, η αρχική λύση διαφοροποιείται και χρησιμοποιείται η σχέση της ισοδύναμης ακτίνας του Bose (1984). Η ισοδύναμη διάμετρος αγωγού ισούται με  $D_{eq} = \sqrt{n}(D_o)$ , όπου  $n$  ο αριθμός των σκελών στη γεώτρηση. Παράλληλα, λόγω της μορφολογίας των αγωγών συντελείται μη ομοιόμορφη ροή θερμότητας προς το περιβάλλον μέσο. Σε αυτή την περίπτωση, ο Kavanaugh παραθέτει τη σχέση (3-26) για τον υπολογισμό της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ εισόδου/εξόδου του αγωγού, χρησιμοποιώντας το συντελεστή συνόρθωσης  $C$  και το συντελεστή  $N_i$ .

$$\Delta T_p = \frac{Q'}{CN_i 2\pi r_o h_{eq}} \quad (3-26)$$

όπου  $N_i$  ο αριθμός των αγωγών τύπου U, και  $C$  ο συντελεστής συνόρθωσης για τη μη ομοιόμορφη ροή ( $C = 0.85$  για  $N_i = 2$  και  $C = 0.6$  για  $N_i = 4$ ) (Kavanaugh, 1985).

Η μέση θερμοκρασία του ρευστού ( $T_{aw}$ ) υπολογίζεται ως το άθροισμα των θερμοκρασιακών διαφορών μεταξύ της αδιατάρακτης θερμοκρασίας του εδάφους ( $T_0$ ) και της θερμοκρασίας στο εσωτερικό του αγωγού:

$$T_{aw} = T_0 + \left[ \frac{Q'}{k} G(z, p) \right] + \frac{Q'}{CN_i 2\pi r_o h_{eq}} \quad (3-27)$$

Η ανάλυση του ενεργειακού ισοζυγίου, επιτρέπει τον υπολογισμό της θερμοκρασιακής μεταβολής του ρευστού στο γεωεναλλάκτη:

$$T_{wo} - T_{wi} = \frac{Q' L}{m_w c_{pw}} \quad (3-28)$$

ενώ ισχύει ότι:  $T_{aw} = (T_{wi} + T_{wo})/2$

Η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το γεωεναλλάκτη δίνεται τελικά από τη σχέση:

$$T_{wo} = \frac{Q' L}{2m_w c_{pw}} + T_{aw} \quad (3-29)$$

Ο παραπάνω αλγόριθμος εφαρμόστηκε από τον Kavanaugh σε δυο πεδία δοκιμών (Kavanaugh, 1992), και τα αποτελέσματα επαληθεύτηκαν με την βοήθεια δεδομένων μετρήσεων. Από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ αλγορίθμου και μετρήσεων

προέκυψε πως ο αλγόριθμος λειτουργεί ικανοποιητικά όταν (α) δοθεί προσοχή στην εκλογή των σωστών θερμοφυσικών ιδιοτήτων του εδάφους και (β) όταν δεν ζητείται η αρχική θερμοκρασία εισόδου του ρευστού αμέσως μετά την έναρξη λειτουργίας του συστήματος.

Η μελέτη του θερμικού φαινομένου στον αγωγό τύπου U, παρουσιάζει μια ιδιαίτερη πολυπλοκότητα καθώς η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των σκελών ανόδου και καθόδου του κυκλοφορούντος ρευστού δημιουργεί ένα βραχυκύκλωμα μεταφοράς θερμότητας. Ο Kavanaugh μελετά αυτή την αλληλεπίδραση και προτείνει μια μέθοδο για τη βελτίωση της προσέγγισης, συννορθώνοντας τη μέση θερμοκρασία του ρευστού, με τη θερμοκρασιακή διαφορά λόγω αλληλεπίδρασης ( $\Delta T_{SC}$ ).

$$\Delta T_{sc} = \frac{Q_{sc}'L}{m_w c_{pw}} \quad (3-30)$$

Η θερμική ροή στο βραχυκύκλωμα  $Q_{sc}'$  ορίζεται ως εξής:

$$Q_{sc}' = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{2R_{sc}} \quad (3-31)$$

όπου  $R_{sc}$  η θερμική αντίσταση βραχυκυκλώματος, η οποία προκύπτει ως άθροισμα των επιμέρους θερμικών αντιστάσεων: ρευστού-αγωγού, αγωγού και σχηματισμού.

$$R_{sc} = \frac{4}{3\pi r_{in} h L} + \frac{4 \ln(r_o/r_i)}{3\pi k_p L} + \frac{\cosh^{-1}\left(\frac{x + 2r_o}{2r_o}\right)}{\pi k_g L} \quad (3-32)$$

Η παραπάνω προσέγγιση εφαρμόζεται σε περιπτώσεις σταθερής θερμικής ροής. Επεκτείνοντας τον αλγόριθμο σε περιπτώσεις μεταβαλλόμενης θερμικής ροής, όπως συμβαίνει στην πράξη στις αντλίες θερμότητας, ο Kavanaugh υιοθετεί τη θέση του Ingersoll et al., (1954), και προτείνει η ολοκλήρωση της σχέσης (3-22) να γίνεται τμηματικά και ουσιαστικά σε διαστήματα τέτοιας τάξης ώστε η θερμική ροή να χαρακτηρίζεται σταθερή. Η αρχή και το τέλος του κάθε χρονικού βήματος καθορίζουν τα νέα όρια ολοκλήρωσης.

### 3.4.2. Αριθμητικές Μέθοδοι Προσέγγισης

Εστιάζοντας στις αριθμητικές προσεγγίσεις, αυτές βασίζονται κυρίως στις μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων και πεπερασμένων διαφορών. Για τη μελέτη των θερμοκρασιακών πεδίων κάθετων γεωεναλλακτών και την προσέγγιση τόσο των μόνιμων όσο και των μεταβατικών φαινομένων ροής θερμότητας έχουν χρησιμοποιηθεί κυρίως οι

μέθοδοι των πεπερασμένων διαφορών. Τα επικρατέστερα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί παρουσιάζονται συνοπτικά στη συνέχεια.

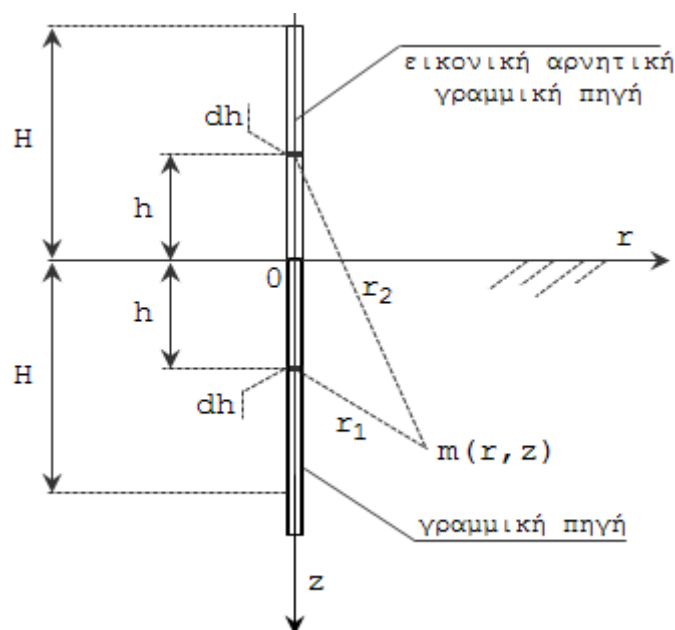
#### **3.4.2.1. Μοντέλο Eskilson**

Το μοντέλο του Eskilson βασίζεται στην αριθμητική επίλυση της γραμμικής πηγής πεπερασμένου μήκους. Το μονοδιάστατο μοντέλο της γραμμικής πηγής απείρου μήκους του Kelvin παραλείπει την αξονική ροή θερμότητας, ενώ είναι ανεπαρκές για τον υπολογισμό της απόδοσης για μεγάλο χρονικό διάστημα λειτουργίας.

Ο Eskilson προσεγγίζει τη θερμοκρασιακή κατανομή γύρω από μια γεώτρηση πεπερασμένου μήκους με τη βοήθεια ενός συστήματος ακτινικών και αξονικών συντεταγμένων και μεταβατικές εξισώσεις πεπερασμένων διαφορών. Το έδαφος θεωρείται ομογενές με σταθερές αρχικές και οριακές συνθήκες, ενώ δεν λαμβάνονται υπόψη οι θερμικές ιδιότητες των στοιχείων της γεώτρησης.

Η θερμοκρασιακή απόκριση της γεώτρησης, με διακριτοποίηση των μεταβατικών εξισώσεων, μετατρέπεται σε μια ομάδα από αδιάστατους συντελεστές θερμοκρασιακής απόκρισης, τους οποίους ο Eskilson ονοματίζει ως συναρτήσεις  $g$  ( $g$ -functions). Η λύση που προκύπτει χρησιμοποιώντας ένα απλό παλμό θερμικής φόρτισης, επιτρέπει τον υπολογισμό οποιασδήποτε θερμικής φόρτισης, με τη θεώρηση ότι αυτή αποτελείται από σταθερούς παλμούς απόρριψης/απολαβής που μπορούν να αθροιστούν στο χρόνο.

Οι επιδράσεις του πεπερασμένου μήκους της γεώτρησης και της επιφάνειας του εδάφους ως ορίου του συστήματος, μελετώνται θεωρητικά, έτσι ώστε να επιτευχθεί η πεπερασμένη αναλυτική επίλυση του μοντέλου της πεπερασμένης γραμμικής πηγής. Στην Εικόνα 3-2, απεικονίζεται το θεωρητικό μοντέλο της γεώτρησης.



Εικόνα 3-2: Απεικόνιση του θεωρητικού μοντέλου του Eskilson

Ο γεωαναλλάκτης προσεγγίζεται ως μια πεπερασμένη γραμμική πηγή μήκους  $H$  και σταθερού παλμού θερμικής φόρτισης  $q_1$ . Η οριακή ισοθερμική κατάσταση  $T=0$ , επιτυγχάνεται με την προσθήκη μιας κατοπτρικής ως προς την επιφάνεια του εδάφους πεπερασμένης γραμμικής πηγής και υπακούει στη συμμετρία της γραμμικής πηγής και της εικονικής αρνητικής γραμμικής πηγής.

Η τελική μεταβολή της θερμοκρασίας υπολογίζεται αθροίζοντας τις θερμοκρασιακές μεταβολές γραμμικής πηγής και εικονικής αρνητικής γραμμικής πηγής.

$$T_{q_1}(r, z, t) = -\frac{q_1}{4\pi k} \int_D^{D+H} \left( \frac{1}{r_+} \operatorname{erfc} \left( \frac{r_+}{\sqrt{4\alpha t}} \right) - \frac{1}{r_-} \operatorname{erfc} \left( \frac{r_-}{\sqrt{4\alpha t}} \right) \right) dh \quad (3-33)$$

$$r_+ = \sqrt{r^2 + (z - h)^2} \quad , \quad r_- = \sqrt{r^2 + (z + h)^2} \quad (3-34)$$

Ο χρόνος μετρά από την εκκίνηση του παλμού θερμικής φόρτισης  $q_1$ . Το βάθος  $z$  από την επιφάνεια του εδάφους έχει θετική τιμή. Η ακτίνα  $r$  είναι η ακτινική απόσταση από τον άξονα της γεώτρησης. Το ολικό βάθος της γεώτρησης είναι  $D+H$ , όπου το  $D$  αντιστοιχεί στην απόσταση από την επιφάνεια του εδάφους έως το ανώτερο σημείο της γεώτρησης (συλλέκτες). Η επίλυση περιέχει τη συμπληρωματική συνάρτηση σφάλματος  $\operatorname{erfc}$  που ορίζεται από τη σχέση:

$$r_+ = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty e^{-u^2} du \quad (3-35)$$

Όταν ο χρόνος  $t$  αυξάνεται σε μεγάλες τιμές (άπειρο), η επίλυση του θερμοκρασιακού πεδίου  $T_{q1s}$  τείνει σε μια σταθερή κατάσταση:

$$T_{q1s}(r, z) = -\frac{q_1}{4\pi k} \int_D^{D+H} \left( \frac{1}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} + \frac{1}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right) dh \quad (3-36)$$

Κατά τον Eskilson, η θερμοκρασία της διεπιφάνειας εδάφους-γεώτρησης για ένα απλό παλμό θερμικής φόρτισης δίνεται από τη σχέση:

$$T_b(t) = T_\infty - q_1 R_b(t) \quad (3-37)$$

όπου,  $R_b(t)$  η θερμική αντίσταση της γεώτρησης η οποία εκφράζεται ως:

$$R_b(t) = \frac{1}{2\pi k} \cdot g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) \quad , \text{όπου } t_s = \frac{H^2}{9\alpha} \quad (3-38)$$

Για χρόνους μεγαλύτερους από  $t_s$ , η συνάρτηση θερμοκρασιακής απόκρισης ( $g$ -function) προσεγγίζεται από τον Eskilson με βάση την επίλυση σταθερής κατάστασης  $T_{q1s}$ .

$$g\left(\frac{t}{t_s} > 1, \frac{r_b}{H}\right) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) \quad (3-39)$$

Για μικρότερους χρόνους ( $\frac{5r_b^2}{\alpha} < t < t_s$ ), ανέπτυξε μια ακτινική επίλυση με βάση μια γραμμική πηγή απείρου μήκους.

$$g\left(\frac{5r_b^2}{\alpha t_s} < \frac{t}{t_s} < 1, \frac{r_b}{H}\right) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) + \frac{1}{2} \ln\left(\frac{t}{t_s}\right) \quad (3-40)$$

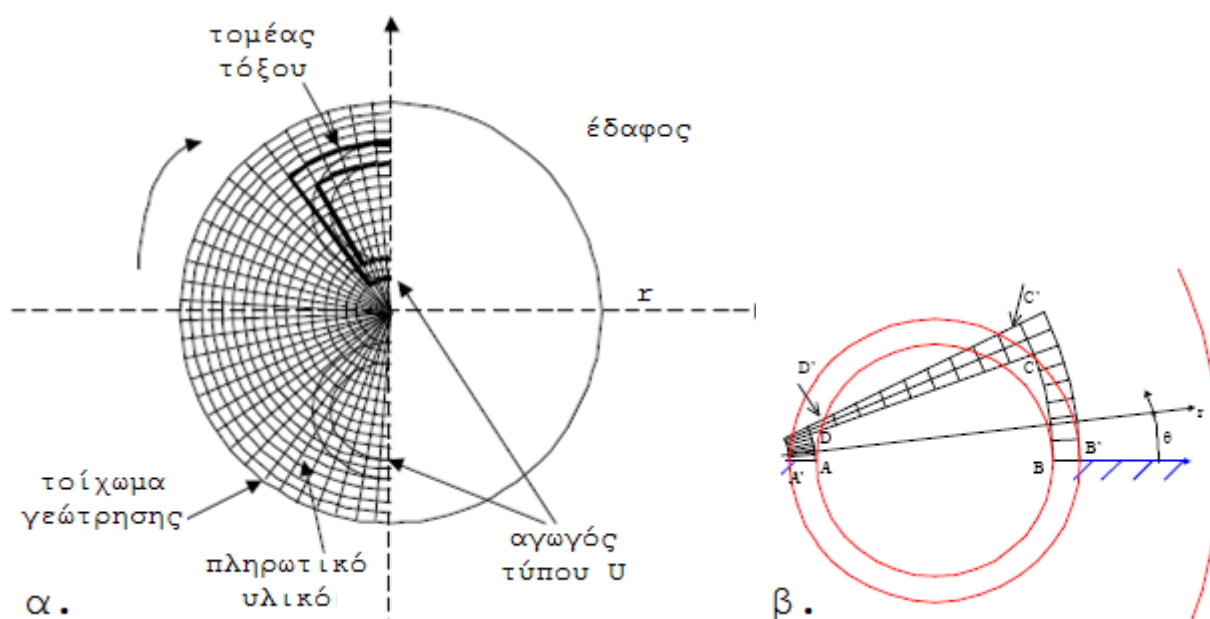
Το μοντέλο του Eskilson παρέχει τη δυνατότητα πρόβλεψης της θερμοκρασιακής κατανομής γύρω από ένα γεωεναλλάκτη για μεγάλα χρονικά διαστήματα, ωστόσο αδυνατεί να προβλέψει την αντίστοιχη θερμοκρασιακή απόκριση για μικρές χρονικές περιόδους. Ένα μοντέλο που αίρει αυτό τον περιορισμό είναι αυτό του Yavuzturk.

### 3.4.2.2. Μοντέλο Yavuzturk

Ο Yavuzturk [1988], ανέπτυξε ένα δισδιάστατο μεταβατικό μοντέλο πεπερασμένων όγκων για τη μοντελοποίηση της μετάδοσης θερμότητας στην περιοχή της γεώτρησης κάθετου γεωεναλλάκτη τύπου U. Στόχος δημιουργίας του μοντέλου ήταν ο υπολογισμός αδιάστατων συντελεστών θερμοκρασιακής απόκρισης μιας γεώτρησης σε βραχεία χρονική κλίμακα και επιπλέον η ανάπτυξη μιας διαδικασίας υπολογισμού της θερμικής αγωγιμότητας του εδάφους μέσα από δεδομένα μικρής χρονικής περιόδου.



Η ανάπτυξη του μοντέλου γίνεται σε πολικές συντεταγμένες με την προσέγγιση τομέα τόξου (pie-sector), ενώ λόγω συμμετρίας, αναπτύσσεται στο ήμισυ της γεωμετρίας της γεώτρησης και του περιβάλλοντος σχηματισμού (Εικόνα 3-3).



Εικόνα 3-3: α. Απεικόνιση της περιοχής της γεώτρησης στο μαθηματικό μοντέλο του Yanuzturk με χρήση της προσέγγισης τομέα τόξου (pie-sector) β. Απεικόνιση του αγωγού της γεώτρησης στο μαθηματικό μοντέλο

Η διαφορική εξίσωση που περιγράφει το φαινόμενο μεταφοράς θερμότητας δίνεται από τη σχέση:

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \quad (3-41)$$

Η σχέση (3-41) διακριτοποιείται χρησιμοποιώντας την πλήρως πεπλεγμένη μέθοδο των πεπερασμένων όγκων Patankar (1980). Στη συνέχεια, λαμβάνοντας πρώτης τάξης διαφορές εκτελούμενες προς τα πίσω (backwards differencing) για το χρόνο και δεύτερης τάξης κεντρικές διαφορές (central differencing) για το χώρο, προκύπτουν αλγεβρικές εξισώσεις που είναι γραμμικές και επιλύονται με ικανοποιητική ακρίβεια χρησιμοποιώντας έναν αλγόριθμο επίλυσης τριδιαγώνιων συστημάτων (π.χ. Thomas).

Η επαλήθευση των αποτελεσμάτων του αριθμητικού μοντέλου έγινε με την χρήση της αναλυτικής εξίσωσης των Carslaw και Jaeger (1959), που υπολογίζει το θερμοκρασιακό πεδίο γύρω από κύλινδρο σε κυλινδρικές συντεταγμένες ως συνάρτηση του χρόνου:

$$T(r, t) = \frac{r_i q_c}{k} \log\left(\frac{r_o}{r}\right) + \frac{\pi q_c}{k} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha \beta_n^2 t} \frac{J_o^2(r_o \beta_n) [Y_o(r \beta_n) Y_1(r_i \beta_n)] - Y_o(r \beta_n) J_1(r_i \beta_n)}{\beta_n [J_1^2(r_i \beta_n) - J_o^2(r_o \beta_n)]} \quad (3-42)$$

όπου  $\beta_n$  οι θετικές ρίζες της εξίσωσης:

$$J_1(r_i\beta)Y_o(r_o\beta) - Y_1(r_i\beta)J_o(r_o\beta) = 0$$

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ της αναλυτικής εξίσωσης και του αριθμητικού μοντέλου, έγινε για τη θερμοκρασία της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού για χρονική διάρκεια έως 192 h, με χρονικό βήμα τριών λεπτών, για έξι (6) συνολικά περιπτώσεις. Το σχετικό σφάλμα μεταξύ αναλυτικού και αριθμητικού αποτελέσματος είναι της τάξης του  $\pm 3\%$  και θεωρείται ικανοποιητικό.

Η πρωτοτυπία του αριθμητικού μοντέλου του Yavuzturk έγκειται στη δυνατότητα επέκτασης του υπολογισμού των συναρτήσεων  $g$  του Eskilson σε χρονικές περιόδους μικρότερες της ώρας (1h), για δεδομένη γεωμετρία γεώτρησης και γνωστή θερμική αγωγιμότητα εδάφους, και για διαδοχικούς θερμικούς παλμούς διαφορετικής έντασης αλλά ίσης χρονικής διάρκειας (short time-step model). Στο αριθμητικό μοντέλο του Eskilson (1987), η θεώρηση γραμμικής πηγής πεπερασμένου μήκους συχνά οδηγεί σε κατώτατο όριο υπολογισμού άνω του ενός μήνα (long time-step model). Επιπλέον, από τη σύγκριση των καμπύλων των συναρτήσεων  $g$  που προέκυψαν από το μοντέλο του Yavuzturk με τις αντίστοιχες καμπύλες που παρουσιάζονται από τον Hellström προκύπτει μια πολύ καλή γραμμική ακολουθία μεταξύ των δυο προσεγγίσεων.

Εφαρμογή του μοντέλου του Yavuzturk για τον υπολογισμό της θερμικής αγωγιμότητας του εδάφους με πειραματική ιδιοσυσκευή που αναπτύχθηκε από τον Austin (1998), και σύγκριση των αποτελεσμάτων με εργαστηριακές μετρήσεις, έδειξε μέγιστη απόκλιση τιμών της τάξης του  $\pm 2.1\%$ . Ωστόσο, σημειώνεται ότι μετά από ανάλυση σφάλματος, η αβεβαιότητα στη μέτρηση της θερμικής αγωγιμότητας από την πειραματική ιδιοσυσκευή υπολογίζεται μεταξύ  $\pm 9.6\%$  και  $\pm 11.2\%$ .

#### **3.4.2.1. Μοντέλο Hellström**

Το μοντέλο του Hellström (1989) αντιμετωπίζει το θερμικό πρόβλημα ενός πεδίου γεωεναλλακτών ως επαλληλία τριών προβλημάτων: Ενός τοπικού προβλήματος (local problem), ενός προβλήματος σταθερής θερμικής ροής (steady-flux problem) και ενός συνολικού προβλήματος (global problem). Το συνολικό πρόβλημα επιλύεται με χρήση της ρητής μεθόδου πεπερασμένων διαφορών σε δισδιάστατο κυλινδρικό σύστημα συντεταγμένων  $(r,z)$ , ενώ το τοπικό πρόβλημα επιλύεται σε μονοδιάστατο ακτινικό πλέγμα το οποίο διαιρεί την περιοχή σε αρκετές υποπεριοχές. Οι επιλύσεις αθροίζονται χρονικά με την αναλυτική λύση του προβλήματος σταθερής θερμικής ροής.

Ο Hellström, διαμορφώνοντας τα όρια επίλυσης των επιμέρους προβλημάτων, αποδίδει σε κάθε γεωεναλλάκτη έναν όγκο εδάφους ανάλογα με τη διάταξη του πεδίου των γεωεναλλακτών.

Η περιοχή του εδάφους που βρίσκεται σε άμεση επαφή με τη γεώτρηση περιγράφεται από τον Hellström με τον όρο τοπική (local). Στ ην περιοχή αυτή η διαφορά μεταξύ της μέσης θερμοκρασίας της περιοχής και της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού της γεώτρησης, για δεδομένη χρονική στιγμή, είναι ανάλογη του ρυθμού απόρριψης/απολαβής θερμότητας στο χρόνο αυτό και εξαρτάται από μία μεταβαλλόμενη θερμική αντίσταση μεταξύ του ρευστού και του εδαφικού σχηματισμού. Η μεταβολή της θερμικής αντίστασης οφείλεται στη μεταβολή των θερμικών και φυσικών ιδιοτήτων των υλικών της περιοχής αυτής, λόγω μεταβολής της θερμοκρασίας, παράμετροι που εξαρτώνται από το χρόνο.

Η θεώρηση αυτή χρησιμοποιείται για να περιγράψει τις συνθήκες μετάδοσης θερμότητας γύρω από μια γεώτρηση, κατά τη διάρκεια μικρών χρονικά μεταβολών της θερμικής φόρτισης στις οποίες δεν υπάρχει αλληλεπίδραση των θερμοκρασιακών πεδίων μεταξύ των γεωτρήσεων. Για μεγαλύτερα χρονικά διαστήματα, όπου υπάρχει αλληλεπίδραση μεταξύ θερμοκρασιακών πεδίων, η ροή θερμότητας από τα όρια των τοπικών περιοχών είναι μηδενική εξαιτίας της συμμετρίας. Για το λόγο αυτό η θερμοκρασία στην περιοχή αυξάνεται γραμμικά με το χρόνο. Στην περίπτωση αυτή, υπολογίζεται μια σταθερή διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ρευστού και εδάφους, που εξαρτάται από τη σταθερή ροή θερμότητας διαμέσου μιας μόνιμης θερμικής αντίστασης.

Η δεύτερη περιοχή σχετίζεται με την περιοχή μετάδοσης θερμότητας με αγωγή μεταξύ των ορίων της περιοχής αποθήκευσης θερμότητας (π.χ. γεωεναλλάκτης) και του εδάφους. Το πρόβλημα αυτό ορίζεται από τον Hellström ως συνολικό (global). Το συνολικό πρόβλημα αντιμετωπίζεται ως να αποτελείται από τρία επιμέρους συστατικά φαινόμενα: ένα φαινόμενο μόνιμης (steady-state) θερμικής απώλειας, ένα φαινόμενο περιοδικής θερμικής απώλειας και ένα μεταβατικό σωρευτικό φαινόμενο. Το φαινόμενο μόνιμης θερμικής απώλειας εμφανίζεται μετά από αρκετά χρόνια ακόμα και δεκαετίες από την έναρξη λειτουργίας της θερμικής αποθήκης. Έτσι, τα πρώτα χρόνια το μεταβατικό σωρευτικό θερμικό φαινόμενο είναι σημαντικό και με την πάροδο των ετών προσεγγίζει το μόνιμο φαινόμενο. Το περιοδικό φαινόμενο περιγράφει την επίδραση της εναλλακτικής λειτουργίας της αποθήκης λόγω φόρτισης/αποφόρτισης και δεν λαμβάνεται υπόψη κατά τον υπολογισμό των ετήσιων θερμικών απωλειών της αποθήκης.

### 3.4.3. Συγκριτική αξιολόγηση αναλυτικών και αριθμητικών μεθόδων

Στον Πίνακα 3-1, παρατίθεται συνοπτική ανασκόπηση των πλέον δημοφιλών αναλυτικών και αριθμητικών μοντέλων που έχουν αναπτυχθεί και τα βασικά τους χαρακτηριστικά, όσον αφορά στην προσέγγιση του προβλήματος σε τρεις τομείς που αφορούν:

- στην αγωγή θερμότητας στο υπέδαφος που περιβάλλει τη γεώτρηση,
- στη μεταφορά θερμότητας στο εσωτερικό της γεώτρησης,
- στην αντιμετώπιση χρονικά μεταβαλλόμενων οριακών συνθηκών.

Ειδικότερα, στο πρόβλημα της μεταφοράς θερμότητας με αγωγή στην περιοχή που περιβάλλει τη γεώτρηση, εξετάζεται αν η προσέγγιση:

- χαρακτηρίζεται ως αναλυτική, αριθμητική και αν βασίζεται σε συντελεστές θερμοκρασιακής απόκρισης,
- είναι μονοδιάστατη, δισδιάστατη ή τρισδιάστατη,
- συμπεριλαμβάνει την αλληλεπίδραση μεταξύ των γεωτρήσεων,
- συμπεριλαμβάνει την επίδραση της ύπαρξης υδροφορίας.

Αντίστοιχα στο πρόβλημα της μεταφοράς θερμότητας εντός της γεώτρησης εξετάζεται αν η προσέγγιση:

- χαρακτηρίζεται ως αναλυτική ή αριθμητική,
- είναι μονοδιάστατη, δισδιάστατη ή τρισδιάστατη,
- είναι σταθερής κατάστασης (steady-state) ή δυναμική,
- λαμβάνει υπόψη τις θερμικές ιδιότητες του υλικού πλήρωσης,
- υποστηρίζει διατάξεις μονού ή διπλού αγωγού,
- λαμβάνει υπόψη την αλληλεπίδραση μεταξύ των σκελών του αγωγού της γεώτρησης.

Πίνακας 3-1: Συνοπτική ανασκόπηση μοντέλων για τον προσδιορισμό του θερμικού προβλήματος σε κάθετους γεωθερμικούς εναλλάκτες

Αναφορά	Μοντέλο	αγωγή θερμότητας εκτός γεώτρησης							μεταφορά θερμότητας εντός της γεώτρησης									
		Αναλυτικό	Αριθμητικό	συντελεστής απόκρισης	1-D	2-D	Αλληλεπίδραση γεωτρήσεων	Υδροφορία	Αναλυτικό	Αριθμητικό	1-D	2-D	Σταθερής κατάστασης	Δυναμικό	Πληρωτικό υλικό	Απλό U-tube	Διπλό U-tube	Αλληλεπίδραση σκελών αγωγού
Ingersoll and Plass (1948)	LSM	✓			✓				✓		✓		✓					
Eskilson (1987)	FLSM	✓				✓	✓	✓	✓		✓		✓		✓	✓		
Zeng et al. (2002; 2003)	FLSM	✓				✓	✓		✓			✓	✓		✓	✓		
Kavanaugh et al.(1985; 1997); Deerman and Kavanaugh (1991)	CSM	✓			✓		✓		✓		✓		✓		✓	✓	✓	✓
Gu and O'Neal (1998; 1998)	CSM	✓			✓				✓		✓		✓		✓	✓		
Fujii et al. (2004)	CSM	✓			✓													
Bernier et al. (2001; 2004)	CSM	✓			✓		✓		✓		✓		✓		✓	✓		
Dobson et al. (1995)	CSM	✓			✓		✓			✓		✓		✓		✓		✓
Young (2004)	STSM	✓			✓		✓		✓			✓		✓	✓	✓		
Eskilson et al. (1987; 1988)	LSTM		✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓		✓		✓	✓	✓	
Muraya et al. (1994; 1996)	FEM		✓			✓				✓		✓		✓	✓	✓		✓
Rottmayer et al. (1997)	FDM		✓			✓	✓			✓		✓		✓	✓	✓		✓
Rees (2000)	FVM		✓			✓		✓		✓				✓	✓	✓	✓	
Yavuzturk and Spitler (1999; 2001)	STSM		✓	✓		✓	✓			✓		✓		✓	✓	✓		
Hellstrom (1991); Shonder et al. (1999)	DST		✓			✓	✓			✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Sutton et al. (2002)	CSM		✓			✓	✓			✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Lei (1993)	FDM		✓							✓		✓		✓		✓		✓
Shonder and Beck (1999)	FDM		✓		✓					✓	✓			✓	✓	✓		
Kohl et al. (1995; 2002); Signorelli et al. (2005)	FEM		✓			✓	✓	✓		✓		✓		✓	✓	✓	✓	✓

Η αποδοτικότητα του σχεδιασμού ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας με κάθετους γεωεναλλάκτες αφορά στη δυνατότητα του συστήματος να αντλεί και να αποδίδει θερμότητα από και προς το υπέδαφος αντίστοιχα, για μεγάλο χρονικό διάστημα. Ένα μοντέλο για το σχεδιασμό ενός τέτοιου συστήματος επομένως, πρέπει να διαθέτει την απαραίτητη υπολογιστική ικανότητα για τον υπολογισμό των μεταβατικών επιδράσεων σε αντίστοιχες χρονικές διάρκειες λειτουργίας. Ωστόσο, παρά το ότι από υπολογιστικής πλευράς η χρήση ενός αναλυτικού μοντέλου είναι ελκυστική, τόσο η μονοδιάστατη προσέγγιση με χρήση της θεωρίας της γραμμικής πηγής του Kelvin, όσο και η προσέγγιση της κυλινδρικής πηγής αγνοούν την ακτινική ροή θερμότητας κατά μήκος της γεώτρησης, ως εκ τούτου, δεν κρίνονται ως οι πλέον κατάλληλες για την ανάλυση της μακροπρόθεσμης λειτουργίας γεωθερμικών συστημάτων κάθετων γεωεναλλακτών (Yang et al., 2010). Μεταξύ των διαθέσιμων αριθμητικών μοντέλων η επιλογή αποτελεί συνάρτηση της γεωμετρίας του υπεδαφικού κυκλώματος που μελετάται (απλού ή διπλού U-tube, μονός γεωεναλλάκτης ή πεδίο γεωεναλλακτών) και του υπολογιστικού χρόνου για την επίλυση του θερμικού προβλήματος. Επιπλέον, εξαρτάται άμεσα από τη δυνατότητα ένταξης του μοντέλου σε μια ολοκληρωμένη κτιριακή ενεργειακή προσομοίωση, σημαντικό παράγοντα για την οποία αποτελεί η ύπαρξη ανοικτού κώδικα. Το σύνολο των παραπάνω παραγόντων, για την περίπτωση πεδίου γεωεναλλακτών διπλού U-tube, συγκεντρώνει το μοντέλο του Hellstrom, ενώ ταυτόχρονα συγκαταλέγεται στα πλέον αξιόπιστα μοντέλα προσέγγισης πεδίων γεωεναλλακτών.

### **3.5. Επιλογή υπολογιστικού εργαλείου για την υλοποίηση μοντέλου προσομοίωσης**

Στον κτιριακό ενεργειακό τομέα, έχει αναπτυχθεί μια πληθώρα υπολογιστικών εργαλείων για τη μοντελοποίηση και αξιολόγηση σύνθετων κτιριακών εγκαταστάσεων που ενσωματώνουν συστήματα εξοικονόμησης ενέργειας και στρατηγικές ελέγχου οι οποίες είναι δύσκολο να μοντελοποιηθούν στο πλαίσιο συμβατικών εργαλείων ενεργειακής ανάλυσης.

Στον τομέα της ολοκληρωμένης ενεργειακής ανάλυσης κτιρίων που ενσωματώνουν συστήματα γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, τα πλέον διαδεδομένα από το σύνολο των υπολογιστικών εργαλείων που έχουν αναπτυχθεί είναι τα eQUEST, EnergyPlus και TRNSYS.

Η επιλογή του υπολογιστικού εργαλείου για την ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, βασίστηκε κυρίως στη δυνατότητα επέμβασης στον πηγαίο κώδικα του εργαλείου και στη

δυνατότητα εισαγωγής νέων δομικών μονάδων για την προσαρμογή του μοντέλου προσομοίωσης στις απαιτήσεις της εγκατάστασης, λόγω της σύνθετης διαμόρφωσης των επιμέρους κυκλωμάτων της.

Σε αυτό το πλαίσιο, μεταξύ των παραπάνω υπολογιστικών εργαλείων, και λαμβάνοντας υπόψη τις ειδικότερες απαιτήσεις σε υπολογιστική ταχύτητα επιλέχθηκε το υπολογιστικό εργαλείο του TRNSYS, καθώς το eQUEST δεν παρέχει τη δυνατότητα επέμβασης στον πηγαίο κώδικά του, υστερώντας, ως εκ τούτου, στην παρεχόμενη ευελιξία της μοντελοποίησης, ενώ το EnergyPlus, αν και παρέχει την αντίστοιχη δυνατότητα, υστερεί σε υπολογιστική ταχύτητα όταν η πολυπλοκότητα των διεργασιών αυξάνει σημαντικά.

Το TRNSYS αποτελεί ένα πλήρες και επεκτάσιμο υπολογιστικό περιβάλλον για την προσομοίωση μεταβαλλόμενων συστημάτων στο χρόνο, συμπεριλαμβανομένων των πολυζωνικών κτιρίων. Χρησιμοποιείται από μηχανικούς και ερευνητές παγκοσμίως, για την αξιολόγηση νέων ενεργειακών συστημάτων για διάφορες χρήσεις. Από ένα απλό σύστημα θέρμανσης νερού οικιακής χρήσης, έως το σχεδιασμό και την προσομοίωση κτιρίων και του εξοπλισμού τους, συμπεριλαμβανομένων των στρατηγικών ελέγχου, της συμπεριφοράς των κατοίκων και της λειτουργίας συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας.

Ένα από τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά του TRNSYS είναι το ότι ο πηγαίος κώδικας του προγράμματος, καθώς και ο κώδικας των διαφόρων μοντέλων που περιλαμβάνει, είναι ανοικτοί στο χρήστη και επιδέχονται τροποποιήσεων ώστε να προσαρμόζονται κατάλληλα στις εκάστοτε εφαρμογές. Επιπλέον, η αρχιτεκτονική του προγράμματος, παρέχει τη δυνατότητα εισαγωγής νέων μοντέλων χρησιμοποιώντας κοινές γλώσσες προγραμματισμού (C, C++, PASCAL, FORTRAN κ.α.).

Το TRNSYS δεν αποτελεί ένα περιβάλλον διεπαφής χρήστη. Αντιθέτως, αποτελεί μια ισχυρή μηχανή προσομοίωσης γύρω από την οποία ένα περιβάλλον διεπαφής συνεργάζεται μαζί της προάγοντας την επικοινωνία της με το χρήστη. Σε αυτή την κατεύθυνση συμβάλει σημαντικά ο αντικειμενοστραφής και τμηματικός κώδικάς του. Ο κώδικας "σπαγγέτι" εργαλείων όπως τα BLAST και DOE-2 δυσχεραίνει την κατανόηση του τρόπου με τον οποίο τα δεδομένα διοχετεύονται στη μηχανή προσομοίωσης, είτε αυτά είναι ήδη διαμορφωμένα είτε πρέπει να διαμορφωθούν. Η τμηματική αρχιτεκτονική του TRNSYS, εξαλείφει τις αλληλοσυνδέσεις μεταξύ των διαφόρων τμημάτων, επομένως και της ανάγκης κατανόησης ολόκληρου του κώδικα για την προσθήκη επιπλέον στοιχείων σε μία προσομοίωση. Το κάθε τμήμα κώδικα δεν διεισδύει στο υψηλότερο επίπεδο της προσομοίωσης, ασκώντας έλεγχο στον εαυτό του όταν κληθούν κάποια στοιχεία από αυτό. Ωστόσο, τα κύρια μέρη

της προσομοίωσης, κτίριο, σύστημα, και μηχανολογική εγκατάσταση, αλληλεπιδρούν ταυτόχρονα μεταξύ τους σε κάθε χρονικό βήμα (time step). Αναλυτικότερα, η θερμική κατάσταση στην οποία θα βρεθεί μία ελεγχόμενη θερμική ζώνη καθορίζει τα θερμικά ή και ψυκτικά φορτία που απαιτούνται. Αυτή η πληροφορία διοχετεύεται με τη σειρά της στο σύστημα το οποίο θα ανταποκριθεί τόσο το ίδιο, όσο και η μηχανολογική εγκατάσταση από την οποία συνοδεύεται. Η ανταπόκριση με τη σειρά της θα εφαρμοστεί στην θερμική ζώνη με συνέπεια την αλλαγή της κατάστασής της στο επιθυμητό επίπεδο. Αυτή η κυκλική διαδικασία καταλήγει στην ενημέρωση της θερμικής ζώνης για την προκύπτουσα κατάστασή της και στη διαρκή διαμόρφωση των οριακών συνθηκών λειτουργίας του συστήματος σε κάθε χρονικό βήμα.

Το μαθηματικό μοντέλο που χρησιμοποιείται για την προσομοίωση του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών είναι αυτό που αναπτύχθηκε από το Hellström (1991). Ενσωματώθηκε στο λογισμικό πακέτο του TRNSYS ως δομικό στοιχείο σχεδιασμού συστημάτων υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας με κάθετους γεωεναλλάκτες, ενώ συγκαταλέγεται στα ακριβέστερα μοντέλα προσομοίωσης του θερμικού προβλήματος σε πεδία κάθετων γεωεναλλακτών.

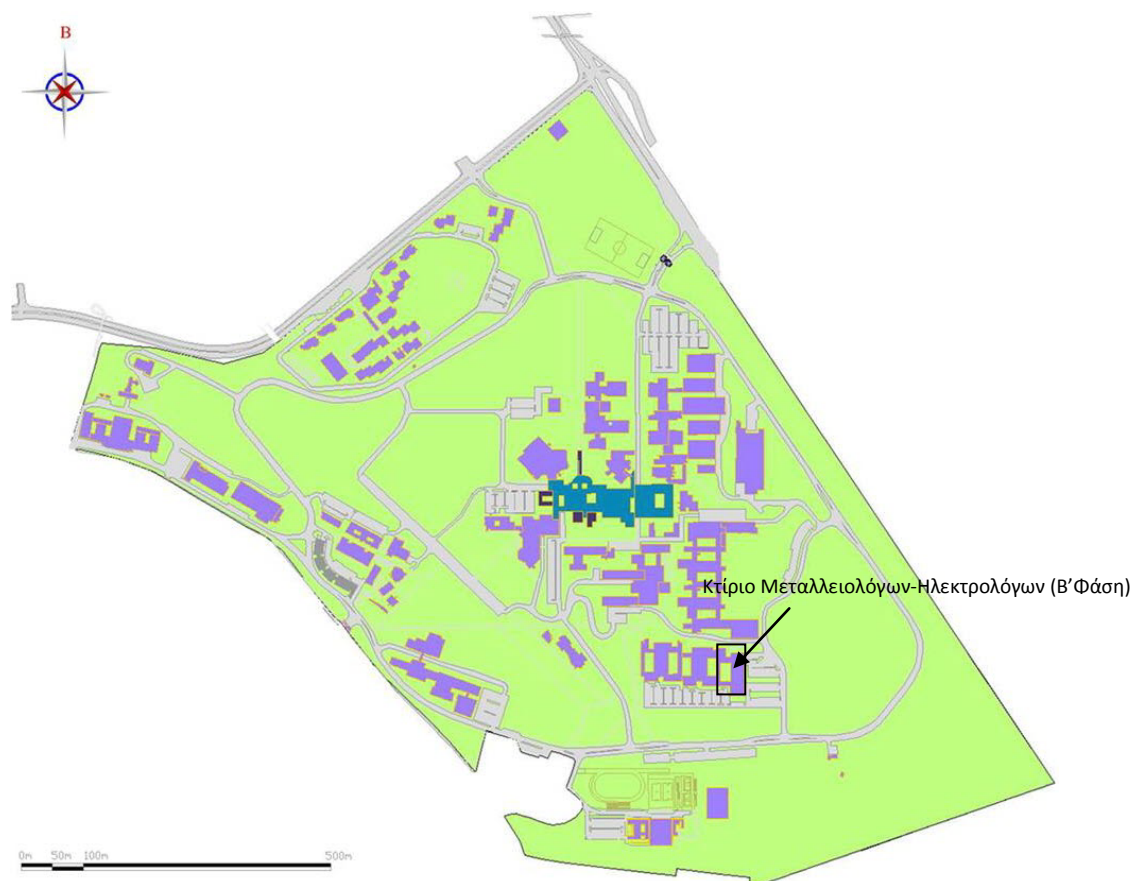


## Κεφάλαιο 4

# Το Γεωθερμικό Σύστημα Αντλιών Θερμότητας στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου

**Η** εγκατάσταση εκμετάλλευσης της αβαθούς γεωθερμίας στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου αναπτύχθηκε στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού Προγράμματος THERMIE BU 468 94 HE της DG TREN και υλοποιήθηκε με τη συνεργασία του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου και του Κέντρου Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας.

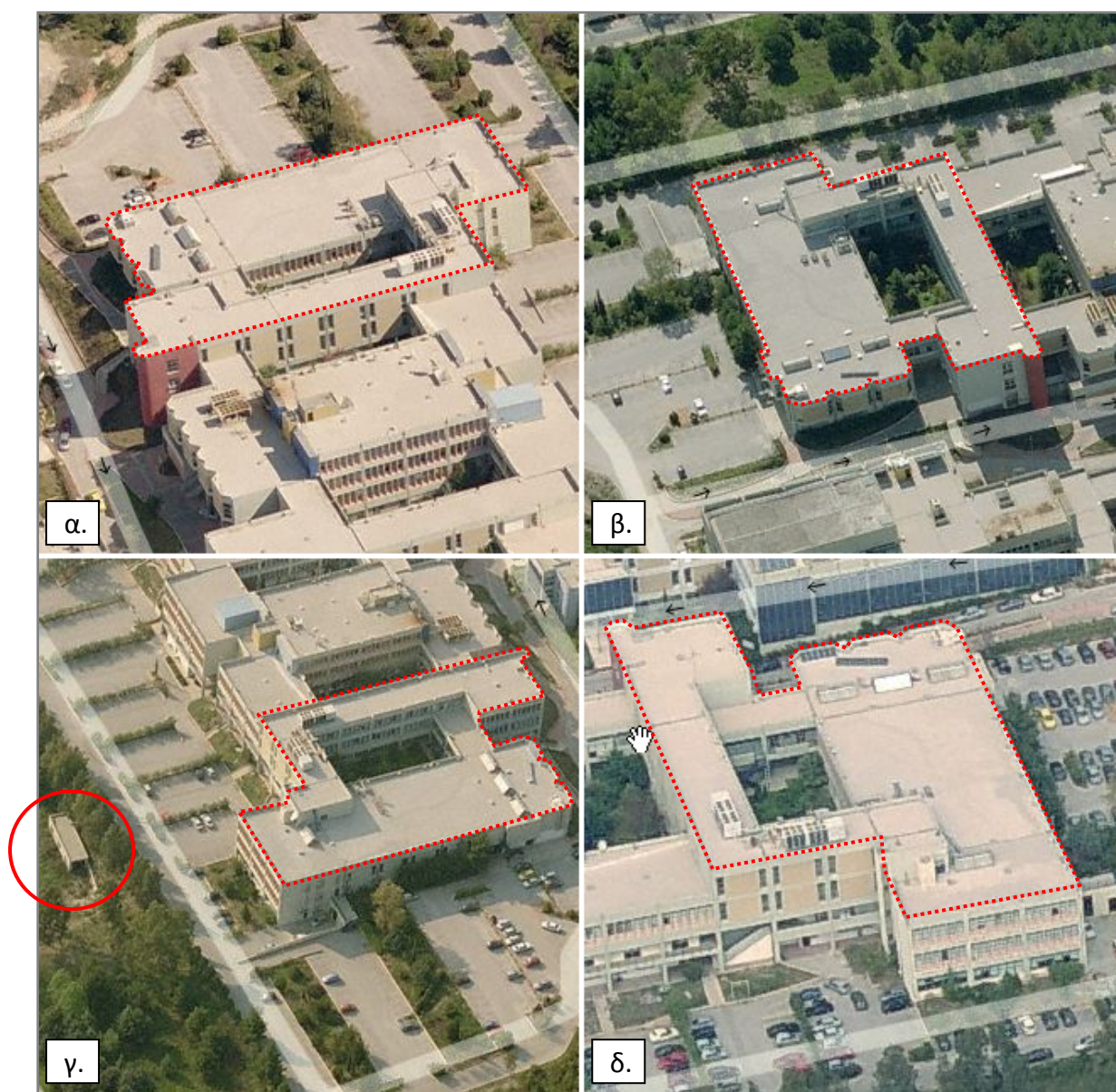
Σκοπός της εγκατάστασης είναι η κάλυψη μέρους των αναγκών ψύξης και θέρμανσης του κτιρίου Μεταλλειολόγων-Ηλεκτρολόγων Β' Φάσης (Εικόνα 4-1) αξιοποιώντας υβριδικά τόσο τη θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων, μέσω ενός κλειστού κυκλώματος κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, όσο και το θερμικό περιεχόμενο ενός υπόγειου υδροφορέα, μέσω ενός ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων.



Εικόνα 4-1: Χάρτης της Πολυτεχνειούπολης Ζωγράφου

#### 4.1. Το κτίριο ΗΜΜΥ (Β' Φάση)

Το κτίριο της Σχολής Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών (προέκταση του κτιρίου Μηχανικών Μεταλλείων - Μεταλλουργών) κατασκευάστηκε κατά τη διάρκεια της περιόδου 1978-1979 και αποτελείται από δύο φάσεις, εκ των οποίων μόνο η Β' φάση συνδέεται με το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας που μελετάται (Εικόνα 4-2). Στην Εικόνα 4-2γ επισημαίνεται η θέση του μηχανοστασίου του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας.



Εικόνα 4-2: Αεροφωτογραφίες των τεσσάρων πλευρών του κτιρίου HMMY (Β' Φάση)

Οι χρήσεις στους χώρους του κτιρίου περιλαμβάνουν γραφεία, εργαστήρια, αίθουσες, διαδρόμους και υπόγειο. Η απασχόληση στους χώρους αυτούς δεν είναι προκαθορισμένη και μεταβάλλεται ανάλογα με το πρόγραμμα των εργαστηρίων και τη σχέση εργασίας των απασχολούμενων σε κάθε γραφείο. Το μέσο ωράριο λειτουργίας των γραφείων κυμαίνεται από τις 08:00 μέχρι τις 16:00, ωστόσο ένα μεγάλο ποσοστό των χώρων χρησιμοποιείται από τις 08:00 έως τις 20:00. Η πλειοψηφία των εργαστηριακών χώρων του κτιρίου διακόπτει τη λειτουργία της για διάστημα 2 εβδομάδων το καλοκαίρι, με μέσο όρο ημερήσιας λειτουργίας της τάξεως των 10 ωρών.

Η συνολική επιφάνεια ωφέλιμου θερμαινόμενου χώρου της Β' Φάσης ανέρχεται σε  $\sim 3500\text{m}^2$ . Το υπόγειο δεν θερμαίνεται, ενώ μεγάλο μέρος του ισογείου και του 1<sup>ου</sup> ορόφου

αποτελείται από εξωτερικούς μη θερμαινόμενους διαδρόμους. Ο 2<sup>ος</sup> και ο 3<sup>ος</sup> όροφος θερμαίνονται στο σύνολό τους.

Το κτίριο διαθέτει δύο εσωτερικά κλιμακοστάσια, τα οποία δεν είναι απομονωμένα σε ξεχωριστό κέλυφος, αλλά επικοινωνούν με τους υπόλοιπους χώρους του κτιρίου, επιτρέποντας έτσι την ελεύθερη κυκλοφορία αέριων μαζών, επομένως και την μεταφορά θερμότητας μέσω αυτών, μεταξύ των ορόφων. Επιπλέον, υπάρχει αίθριος χώρος στον οποίο βλέπουν περιμετρικά με παράθυρα όλες οι αίθουσες. Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με το ότι τα περισσότερα παράθυρα του κτιρίου, σε ποσοστό 94%, διαθέτουν μονό υαλοπίνακα, συμβάλει σημαντικά στην αύξηση των ενεργειακών απωλειών.

Το κέλυφος του κτιρίου είναι κατασκευασμένο στο μεγαλύτερο μέρος του από οπτοπλινθοδομή με εσωτερική μόνωση, ενώ οι καινούριοι χώροι (αίθουσες, γραφεία), που προστέθηκαν στον κύριο όγκο του κτιρίου μεταγενέστερα, έχουν κατασκευασθεί από διπλή οπτοπλινθοδομή με ενδιάμεσο κενό αέρος και διαθέτουν διπλούς υαλοπίνακες με κουφώματα αλουμινίου.

#### 4.2. Το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας (μηχανοστάσιο-αντλιοστάσιο)

Για τον κλιματισμό του κτιρίου ΗΜΜΥ (Β' Φάση) χρησιμοποιούνται δυο ηλεκτροκίνητες γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού-νερού κατασκευής Interklima ισχύος, 198kW<sub>h</sub>/170kW<sub>c</sub> (ΑΘ-1) και 328kW<sub>h</sub>/291kW<sub>c</sub> (ΑΘ-2) αντίστοιχα. Στον Πίνακα 4-1, παρατίθενται τα λειτουργικά τους χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4-1: Στοιχεία λειτουργίας των Αντλιών Θερμότητας του Συστήματος

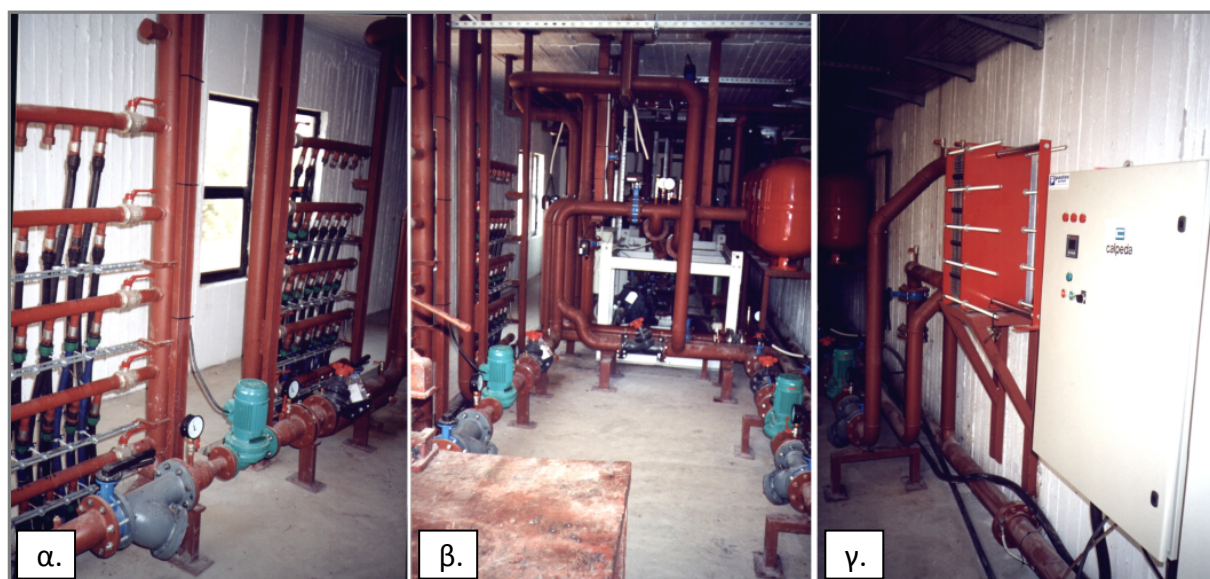
	Αντλία Θερμότητας 1		Αντλία Θερμότητας 2	
	Θέρμανση	Ψύξη	Θέρμανση	Ψύξη
Απόδοση συμπυκνωτή	198 kW	219 kW	328 kW	379 kW
Εισροή θερμού νερού	41° C	29° C	30° C	31° C
Εκροή θερμού νερού	47° C	35° C	45° C	37° C
Παροχή θερμού νερού	30,6 m <sup>3</sup> /h	34 m <sup>3</sup> /h	9,4 m <sup>3</sup> /h	54,4 m <sup>3</sup> /h
Πτώση πίεσης	20 KPa	25 KPa	27 KPa	27 KPa
Απόδοση εξατμιστή	139 kW	170 kW	234 kW	291 kW
Εισροή ψυχρού νερού	12° C	12° C	10° C	12° C
Εκροή ψυχρού νερού	6° C	6° C	4° C	6° C
Παροχή ψυχρού νερού	21,8 m <sup>3</sup> /h	26,7 m <sup>3</sup> /h	33,5 m <sup>3</sup> /h	41,7 m <sup>3</sup> /h
Πτώση πίεσης	16 KPa	23 KPa	24 KPa	36 KPa
Κατανάλωση ενέργειας	58,6 kW	48,9 kW	94 kW	88 kW
<b>Συντελεστής απόδοσης αντλίας</b>	<b>3,4</b>	<b>3,5</b>	<b>3,5</b>	<b>3,3</b>

Πηγή: *Interklima*

Το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας μπορεί να διαιρεθεί ουσιαστικά σε δυο διακριτά τμήματα.

Το πρώτο τμήμα αφορά στην ΑΘ-1, η οποία συνδυάζει στο πρωτεύον κύκλωμά της ένα πεδίο κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών και ένα πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας (ΠΕ-1) ονομαστικής ισχύος 150kW, αξιοποιώντας υβριδικά τόσο τη θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων, μέσω του κλειστού κυκλώματος των κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, όσο και το θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, μέσω ενός ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων και του ΠΕ-1.

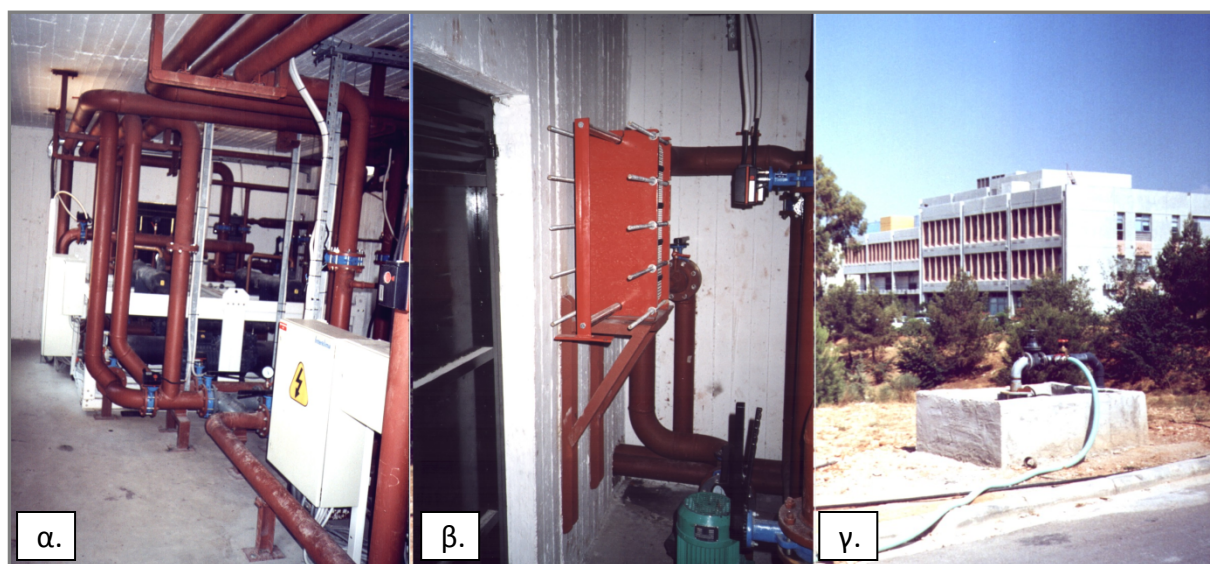
Αξίζει να σημειωθεί ότι ο αρχικός σχεδιασμός του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας προέβλεπε την κατασκευή 19 κάθετων γεωεναλλακτών και τη σύνδεσή τους με το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1. Ωστόσο, λόγω έλλειψης πόρων κατά τη διάρκεια κατασκευής του έργου, κατέστη δυνατή η κατασκευή μόνο 13 κάθετων γεωεναλλακτών. Έτσι κρίθηκε απαραίτητη η προσθήκη του ΠΕ-1 στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 προκειμένου να καλυφθεί η προκύπτουσα απόκλιση από τον αρχικό σχεδιασμό, μέσω του ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων. Ο συνδυασμός των δυο κυκλωμάτων στο τμήμα της ΑΘ-1 γίνεται με ανάμειξη των κυκλοφορούντων ρευστών του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του δευτερεύοντος κυκλώματος του ΠΕ-1, στην είσοδο της αντλίας θερμότητας και αναδιανομή στην έξοδο αυτής. Η κυκλοφορία του νερού στα επιμέρους τμήματα του πρωτεύοντος κυκλώματος της ΑΘ-1, εξασφαλίζεται μέσω δυο inline αντλιών (Εικόνα 4-3β) ισχύος 1.1kW και 1.5kW αντίστοιχα.



Εικόνα 4-3: α. Συλλέκτες-διανομείς δικτύου κάθετων γεωεναλλακτών β. ΑΘ-1 και κυκλοφορητές γ. ΠΕ-1 και πίνακας ελέγχου της αντλίας υδρογεώτρησης

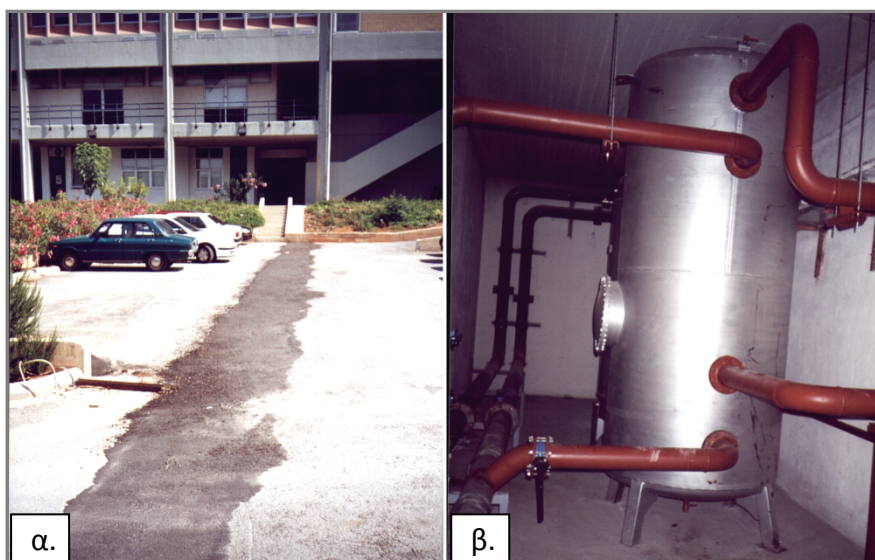
Στις Εικόνες 4-3α, 4-3β και 4-3γ διακρίνονται αντίστοιχα οι συλλέκτες-διανομείς του δικτύου των κάθετων γεωεναλλακτών, η ΑΘ-1 και ο ΠΕ-1. Επιπλέον, στην Εικόνα 4-3γ διακρίνεται η πίνακας ελέγχου της αντλίας της υδρογεώτρησης παραγωγής του ανοικτού κυκλώματος.

Το δεύτερο τμήμα της εγκατάστασης αφορά στην ΑΘ-2 όπου αξιοποιείται αποκλειστικά το θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα μέσω ενός δεύτερου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας (ΠΕ-2) με ονομαστική ισχύ 350kW. Στις Εικόνες 4-4α, 4-4β και 4-4γ, διακρίνονται αντίστοιχα η ΑΘ-2, ο ΠΕ-2 και η κεφαλή της υδρογεώτρησης παραγωγής με τη Β' φάση του κτιρίου ΗΜΜΥ να φαίνεται στο βάθος. Η κυκλοφορία του νερού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2, εξασφαλίζεται μέσω inline αντλίας (Εικόνα 4-4β) ισχύος 4 kW.



Εικόνα 4-4: α. ΑΘ-2 β. ΠΕ-2 γ. Υδρογεώτρηση παραγωγής και Β' Φάση ΗΜΜΥ

Και στα δύο τμήματα της εγκατάστασης, το δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας τροφοδοτεί δοχείο αδρανείας  $5\text{m}^3$ , ενώ μια σειρά κυκλοφορητών, συνολικής ισχύος 9.7kW, τροφοδοτεί, μέσω συλλεκτών, εναλλάκτες αέρος-νερού (fan-coils) εγκατεστημένους στους κλιματιζόμενους χώρους του κτιρίου. Η παρεμβολή του δοχείου αδρανείας μεταξύ των αντλιών θερμότητας και του συστήματος θέρμανσης/ψύξης του κτιρίου αναβαθμίζει τη σταθερότητα του συστήματος, λειτουργώντας ρυθμιστικά στη συχνότητα των κύκλων λειτουργίας των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας (Siegenthaler, 2004). Η τροφοδοσία του δοχείου αδρανείας πραγματοποιείται μέσω υπόγειου δικτύου αγωγών μήκους περίπου 40m, με την ισχύ των inline αντλιών στα δευτερεύοντα κυκλώματα των ΑΘ-1 και ΑΘ-2 να ανέρχεται σε 2.2kW και 3kW αντίστοιχα.

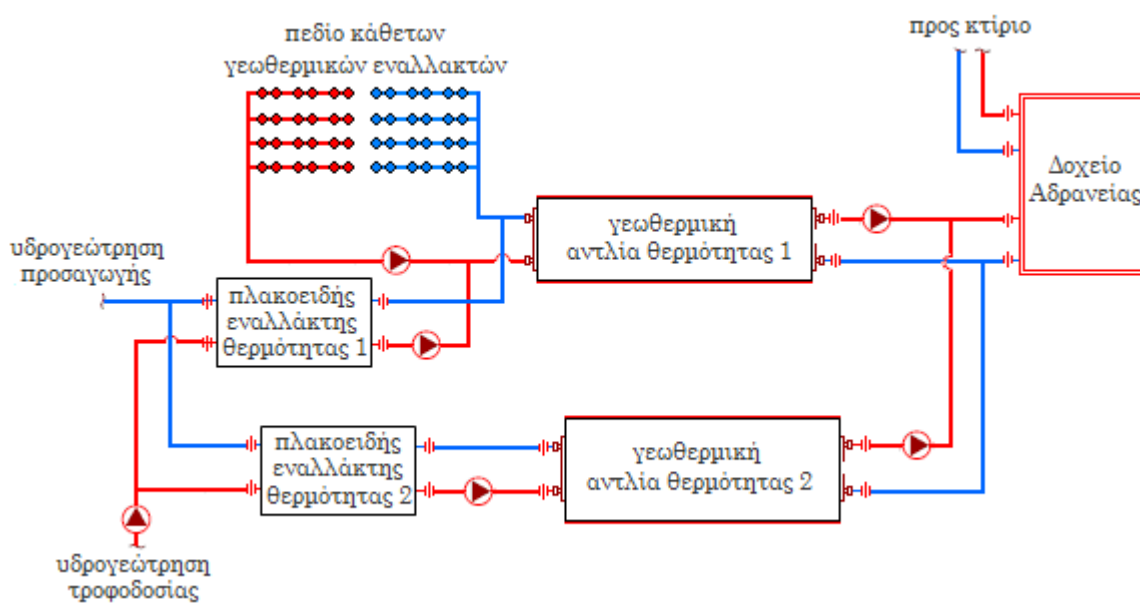


Εικόνα 4-5: α. Διαδρομή υπόγειας σωλήνωσης μεταξύ μηχανοστασίου-αντλιοστασίου β. Δοχείο αδρανείας

Στις Εικόνες 4-5α και 4-5β, διακρίνονται η διαδρομή της υπόγειας σωλήνωσης μεταξύ μηχανοστασίου και αντλιοστασίου και το δοχείο αδρανείας αντίστοιχα.

Ο έλεγχος της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας πραγματοποιείται μέσω προγραμματισμένου πίνακα ελεγκτή περιλαμβάνοντας τις δυο βασικές λειτουργίες, θέρμανση και ψύξη.

Στην Εικόνα 4-6, απεικονίζεται σχηματικά το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας που μελετάται.



Εικόνα 4-6: Σχηματική αναπαράσταση του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας

Αναλύοντας τη λειτουργία του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, κατά τη διάρκεια του κύκλου θέρμανσης αντλείται θερμότητα από το υπέδαφος, μέσω των κυκλωμάτων των κάθετων γεωεναλλακτών και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας. Αντίθετα, κατά τη διάρκεια του κύκλου ψύξης, αφαιρείται θερμότητα από τον αέρα του κτιρίου και αποδίδεται στο υπέδαφος. Έτσι, το υπέδαφος λειτουργεί ουσιαστικά σαν εποχική θερμική αποθήκη. Το θερμικό ισοζύγιο μεταξύ αποληπτόμενης και αποδιδόμενης από και προς το έδαφος ενέργειας κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος, αποτελεί πολύ σημαντική παράμετρο για τη λειτουργική του βιωσιμότητα και αναλύεται διεξοδικά στο Κεφάλαιο 7.

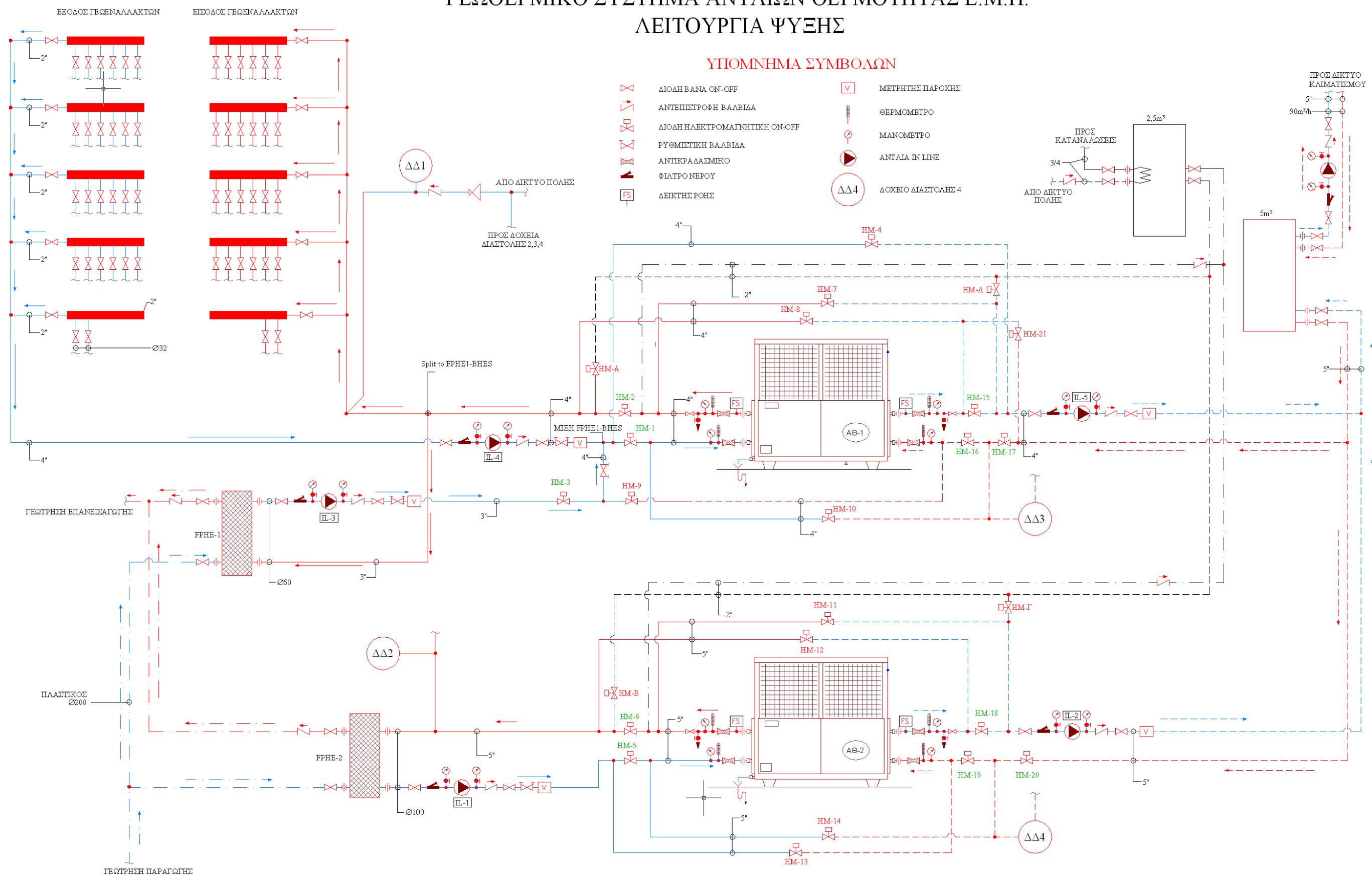
Η λειτουργία των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας του συστήματος, ελέγχεται μέσω θερμοστάτη στο δοχείο αδρανείας του αντλιοστασίου, προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου στο δίκτυο θέρμανσης/ψύξης του κτιρίου. Στη λειτουργία θέρμανσης, δίνεται εντολή εκκίνησης στις δυο αντλίες θερμότητας του συστήματος έως ότου η θερμοκρασία στο δοχείο αδρανείας φτάσει τους 45°C. Κυρίαρχο ρόλο στην επίτευξη του θερμοκρασιακού στόχου σε κάθε επόμενο κύκλο έχει η ΑΘ-1, με βήμα υστέρησης 2°C, ενώ η ΑΘ-2 ενεργοποιείται όταν η ισχύς της πρώτης δεν επαρκεί για την κάλυψη των φορτίων με αποτέλεσμα την περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας. Στη λειτουργία ψύξης, η επιδιωκόμενη θερμοκρασία στο δοχείο αδρανείας είναι 7°C καθορίζοντας τη εκκίνηση και παύση της ΑΘ-1, με βήμα υστέρησης 2°C, ενώ σε αντιστοιχία με τη λειτουργία θέρμανσης, η ΑΘ-2 ενεργοποιείται όταν λόγω υψηλών φορτίων η ΑΘ-1 αδυνατεί να μειώσει τη θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας στο επιθυμητό όριο.

Με την έναρξη της παρούσης διατριβής, διαπιστώθηκε το σοβαρό έλλειμα στην ακριβή μηχανολογική αποτύπωση της εγκατάστασης. Ως εκ τούτου, πραγματοποιήθηκε μια συστηματική ανάλυση κάθε τμήματος αυτής (επιμέτρηση κυκλωμάτων, καταγραφή αυτοματισμών κ.ά.) ώστε να δημιουργηθεί το πλήρες μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης. Ταυτόχρονα, δεδομένης της διαφοροποίησης των κυκλωμάτων (μέσω ηλεκτροβανών) μεταξύ θέρμανσης και ψύξης, κρίθηκε σκόπιμη η δημιουργία διακριτών σχεδίων μηχανολογικής λειτουργίας για τις δυο αυτές φάσεις, ώστε να είναι δυνατή η χειροκίνητη εναλλαγή μεταξύ των φάσεων από τους χειριστές της εγκατάστασης.

Στην Εικόνα 4-7, απεικονίζεται αναλυτικά η μηχανολογική διάταξη του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας στη λειτουργία ψύξης. Η αντίστοιχη μηχανολογική διάταξη στη λειτουργία θέρμανσης παρατίθεται στην Εικόνα 4-8.

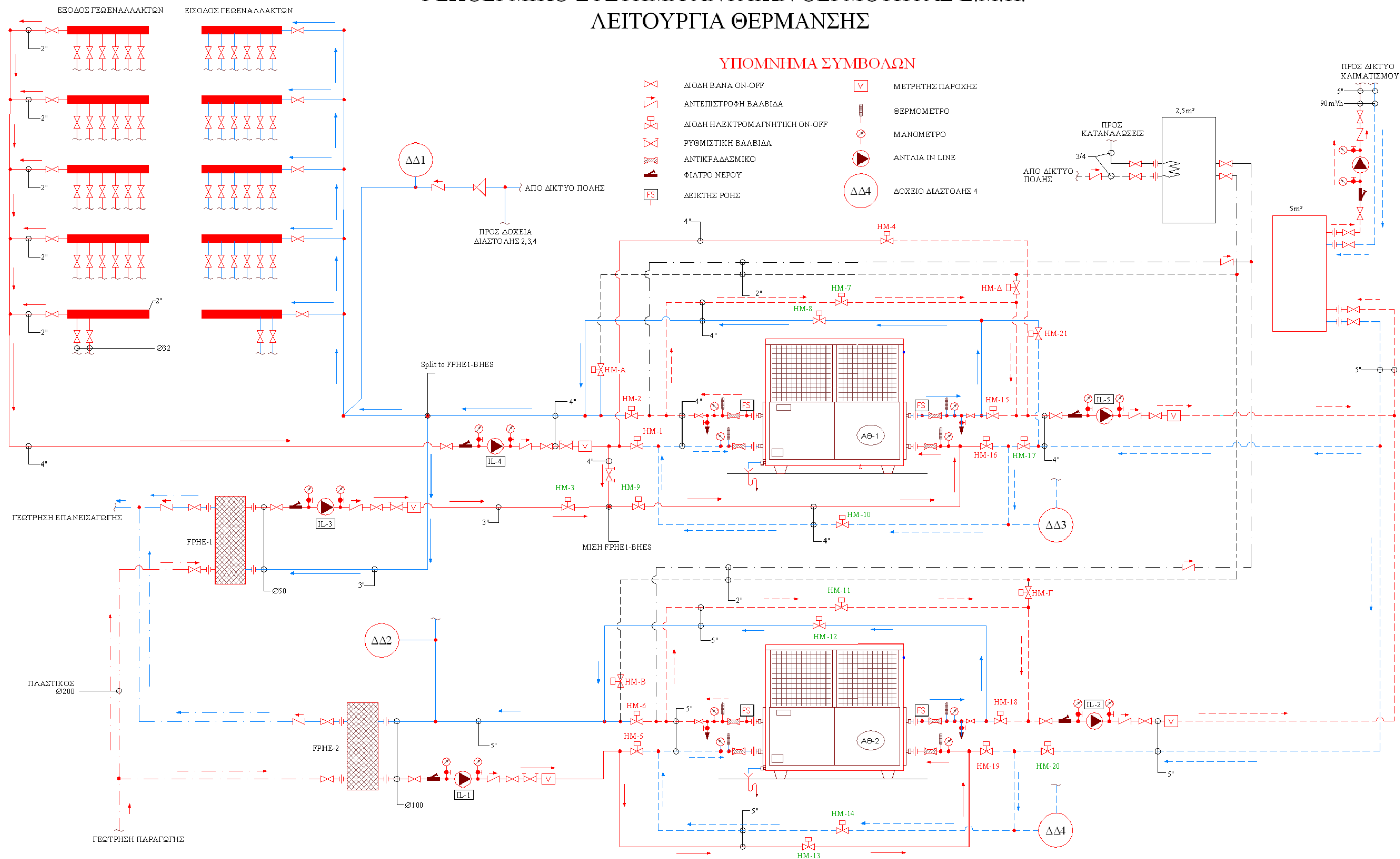


## ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ Ε.Μ.Π. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΨΥΞΗΣ



Εικόνα 4-7: Μηχανολογική διάταξη του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας σε λειτουργία ψύξης

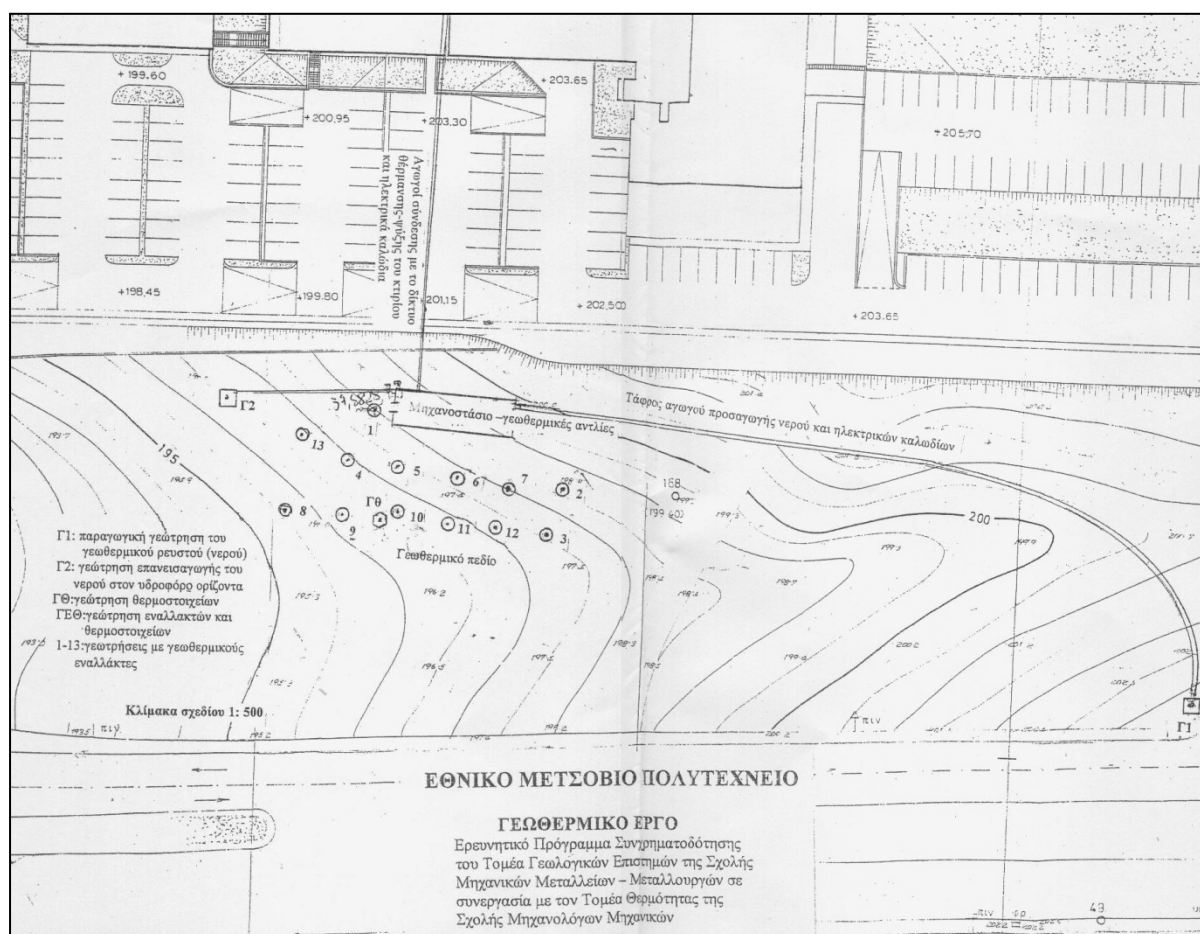
## ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ Ε.Μ.Π. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ



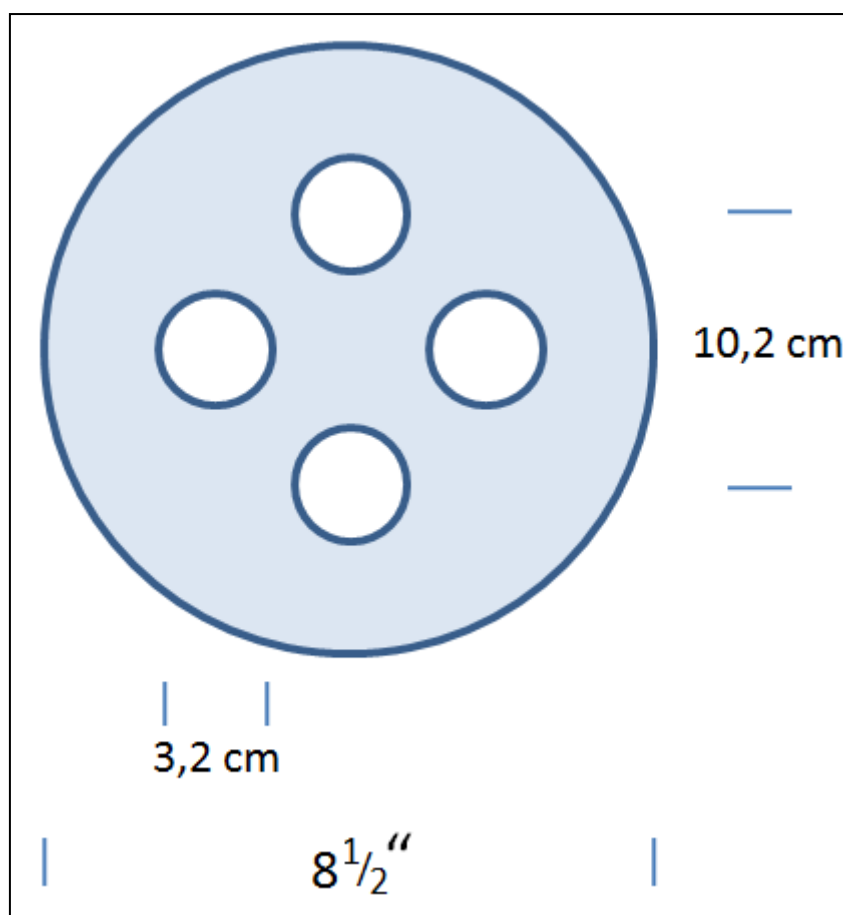
Εικόνα 4-8: Μηχανολογική διάταξη του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης

### 4.3. Το πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών και το ανοικτό κύκλωμα υδρογεωτρήσεων

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενη ενότητα, η θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων στην περιοχή της εγκατάστασης αξιοποιείται μέσω ενός πεδίου κάθετων γεωεναλλακτών αποτελούμενου από 13 γεωτρήσεις βάθους 90-95m και διαμέτρου 8½ ιντσών. Κάθε γεώτρηση περιλαμβάνει ζεύγος αγωγών πολυαιθυλενίου υψηλής πυκνότητας (HDPE) διαμέτρου 32mm και σχήματος U, ενώ η απόσταση των κέντρων των σκελών κάθε ζεύγους αγωγών είναι 10,2cm. Στις Εικόνες 4-9 και 4-10 παρουσιάζεται η διάταξη του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών στην περιοχή της εγκατάστασης και η διάταξη των αγωγών U σε κάθε γεωεναλλάκτη αντίστοιχα.



Εικόνα 4-9: Διαμόρφωση του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών στο χώρο της εγκατάστασης



Εικόνα 4-10: Διάταξη των αγωγών σχήματος U στους κάθετους γεωεναλλάκτες του πεδίου

Το πληρωτικό υλικό των γεωτρήσεων αποτελεί μείγμα άμμου, τσιμέντου και μπεντονίτη, εξασφαλίζοντας την απαραίτητη θερμική αγωγιμότητα (της τάξεως των  $0.8\text{W/mK}$ ) μεταξύ σωλήνων και περιβάλλοντος εδάφους και ταυτόχρονα την προστασία του πλαστικού αγωγού. Το ρευστό μεταφοράς θερμότητας στους γεωεναλλάκτες είναι καθαρό νερό, ενώ η κυκλοφορία του στις γεωτρήσεις εξασφαλίζεται με inline αντλία μέσω συλλεκτών.

Η γεωλογία της περιοχής του πεδίου των κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών δομείται ουσιαστικά από τρία στρώματα. Το πρώτο στρώμα, το οποίο φτάνει σε βάθος 40m, χαρακτηρίζεται από ασθενώς συγκολλημένα γωνιώδη θραύσματα μαρμάρου (ψηφίδες) με μικρό ποσοστό αργιλοπηλών (πρόκειται για κορήματα από την πλαγιά του Υμηττού). Η θερμική αγωγιμότητα του στρώματος προσδιορίζεται σε  $1.5\text{W/mK}$  (NEK UmberTechnik, 2002). Το δεύτερο στρώμα χαρακτηρίζεται κυρίως από μαύρους αργιλικούς σχιστόλιθους με παρεμβολές λεπτοπλακωδών μαρμάρων και φτάνει σε βάθος περίπου 90m, ενώ η θερμική του αγωγιμότητα προσδιορίζεται στα  $2.6\text{W/mK}$ . Το κατώτερο στρώμα εκτείνεται σε βάθος μεγαλύτερο των 200m και αποτελείται από συμπαγές μάρμαρο Υμηττού. Η θερμική αγωγιμότητα του στρώματος προσδιορίζεται σε  $2.7\text{W/mK}$ .

Στην Εικόνα 4-11, παρατίθεται φωτογραφία κατά τη διάρκεια κατασκευής του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών. Στο βάθος διακρίνεται η φοιτητική εστία της Πολυτεχνειούπολης.



Εικόνα 4-11: Κατασκευή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών της γεωθερμικής εγκατάστασης (αρχείο ΕΜΠ)

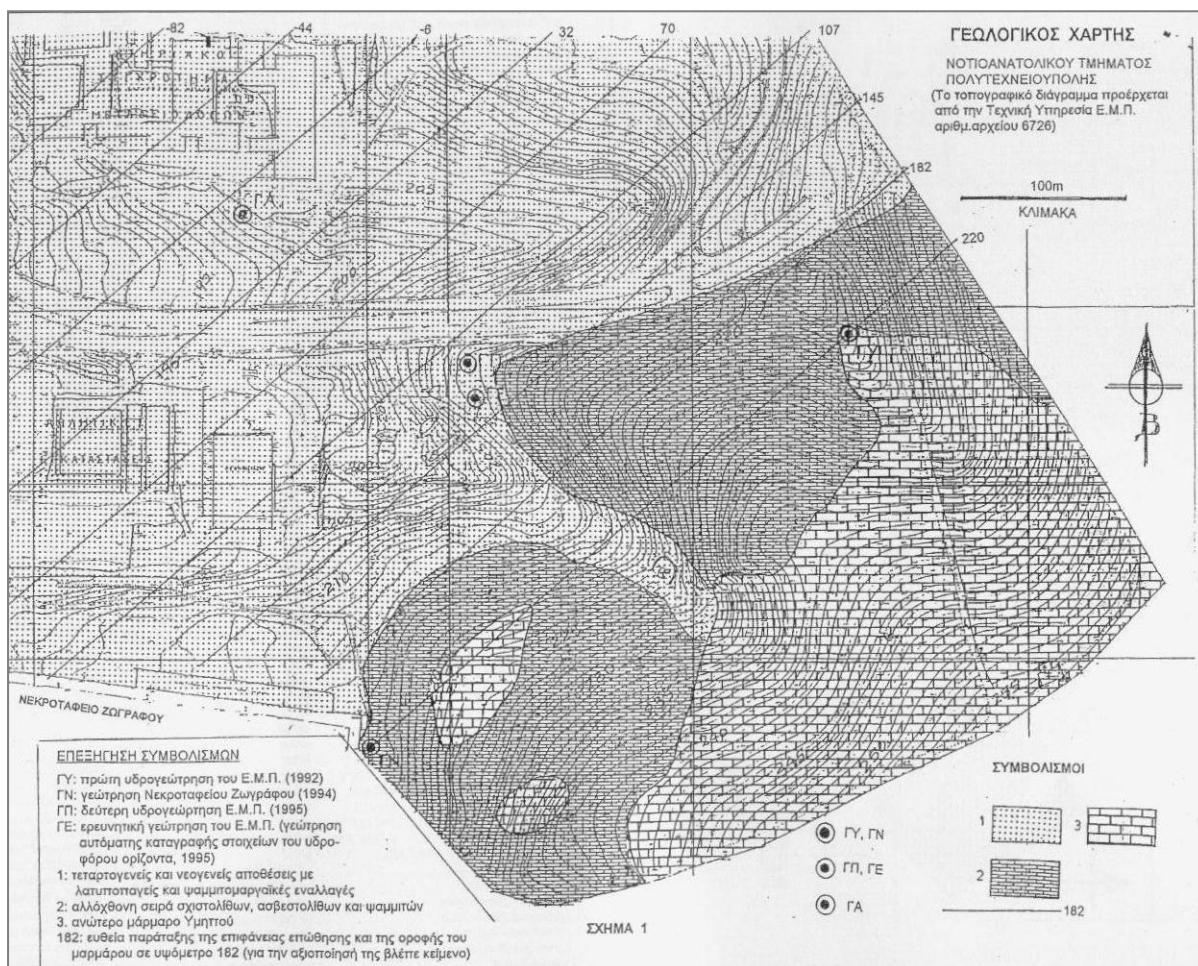
Η αξιοποίηση του θερμικού περιεχομένου του υπόγειου υδροφορέα γίνεται μέσω υδρογεώτρησης βάθους 267m, όπου αντλείται νερό με παροχή περίπου  $35\text{-}37\text{m}^3/\text{h}$  και μέση θερμοκρασία  $\sim 21^\circ\text{C}$ . Το νερό της υδρογεώτρησης μεταφέρεται στο μηχανοστάσιο (σε απόσταση περίπου 150m) μέσω υπόγειας πλαστικής σωλήνωσης διαμέτρου  $\Phi 200$  και αντοχής σε πίεση 10 atm, και διανέμεται στο πρωτεύον κύκλωμα των δυο πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας. Στη συνέχεια, ένα μέρος αυτού διοχετεύεται στο δίκτυο άρδευσης της Πολυτεχνειούπολης, και το υπόλοιπο επανέρχεται στον υδροφόρο ορίζοντα μέσω γεώτρησης επανεισαγωγής.

Η παραγωγική γεώτρηση έχει διανοιχθεί νοτιοανατολικά του μηχανοστασίου και είναι σωληνωμένη με γαλβανισμένους σωλήνες διαμέτρου 8". Επιπλέον, διαθέτει γαλβανισμένο πιεζομετρικό σωλήνα διαμέτρου 1". Εντός της γεώτρησης έχει εγκατασταθεί υποβρύχια αντλία 60 Hp, η οποία τροφοδοτεί το γεωθερμικό σύστημα με το απαιτούμενο υπόγειο νερό. Τα πετρώματα που διατρήθηκαν κατά την κατασκευή της από την επιφάνεια του εδάφους μέχρι τον πυθμένα είναι τα εξής: 0-5m, χαλαρά υλικά αργίλων και ψηφίδων, 5-

30m, συγκολλημένα λατυποπαγή με ογκόλιθους, 30-125m, αργιλικό και ασβεστιτικό σχιστόλιθοι και 125-267m, συμπαγές μάρμαρο Υμηττού.

Η γεώτρηση επανεισαγωγής, βάθους 250m, έχει διανοιχθεί σε απόσταση 21,50m δυτικά του μηχανοστασίου και είναι σωληνωμένη με γαλβανισμένους σωλήνες διαμέτρου 8". Τα πετρώματα που διατρήθηκαν κατά την κατασκευή της από την επιφάνεια του εδάφους μέχρι τον πυθμένα είναι τα εξής: 0-45m, ασθενώς συγκολλημένα γωνιώδη θραύσματα μαρμάρου (ψηφίδες) με μικρό ποσοστό αργίλου, 45-214m, κυρίως μαύροι αργιλικό σχιστόλιθοι με λίγες παρεμβολές λεπτοπλακωδών μαρμάρων και 214-250m συμπαγές μάρμαρο Υμηττού.

Η ευρύτερη γεωλογία του νοτιοανατολικού τμήματος της Πολυτεχνειούπολης στο οποίο και χωροθετείται η εγκατάσταση παρατίθεται στην Εικόνα 4-12.



Εικόνα 4-12: Γεωλογικός Χάρτης της περιοχής της εγκατάστασης (πηγή:ΕΜΠ)

## Κεφάλαιο 5

# Υλοποίηση Μοντέλου Προσομοίωσης του Συστήματος

**Ό**πως αναφέρθηκε στην ενότητα 3.1, το μεγαλύτερο πλεονέκτημα της δυναμικής προσομοίωσης ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, αποτελεί η ολοκληρωμένη προσέγγιση των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του. Δηλαδή, τα κύρια μέρη της προσομοίωσης, που αφορούν στο κτίριο, στο σύστημα θέρμανσης-ψύξης, στις μηχανολογικές εγκαταστάσεις και στην υπεδαφική αποθήκη θερμότητας, αλληλεπιδρούν μεταξύ τους σε κάθε χρονικό βήμα, αποδίδοντας έτσι την πραγματική λειτουργία του συστήματος.

Στις ενότητες που ακολουθούν παρουσιάζεται η μεθοδολογία της προσέγγισης και η αρχιτεκτονική του μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύχθηκε και παρατίθεται η τεχνική μοντελοποίησης των επιμέρους δομικών στοιχείων που διαμορφώνουν το σύνολο της λειτουργικής του συμπεριφοράς.

### **5.1. Αρχιτεκτονική του μοντέλου προσομοίωσης και ροή διεργασιών στο σύνολό του**

Στα πλαίσια μίας δομημένης και κοινά αποδεκτής μεθοδολογίας κατασκευής ενός μοντέλου προσομοίωσης, η υλοποίησή του περιλαμβάνει τέσσερα βασικά στάδια:

### 1. Εννοιολογική Προσέγγιση

- Προσδιορισμός του σκοπού του μοντέλου,
- Προσδιορισμός των ορίων του μοντέλου και των βασικών μεταβλητών,
- Περιγραφή της συμπεριφοράς ή σχεδίαση των δυνατών καταστάσεων των βασικών μεγεθών (μεταβλητών),
- Σχεδίαση των βασικών μηχανισμών, των ροών και συσσωρεύσεων του συστήματος.

### 2. Γραφική Μοντελοποίηση

- Σχεδιασμός των μεγεθών ως ρυθμούς ή σημεία συσσώρευσης,
- Προσδιορισμός των ανεξάρτητων μεταβλητών,
- Γραφική συσχέτιση των μεγεθών.

### 3. Μαθηματική Μοντελοποίηση

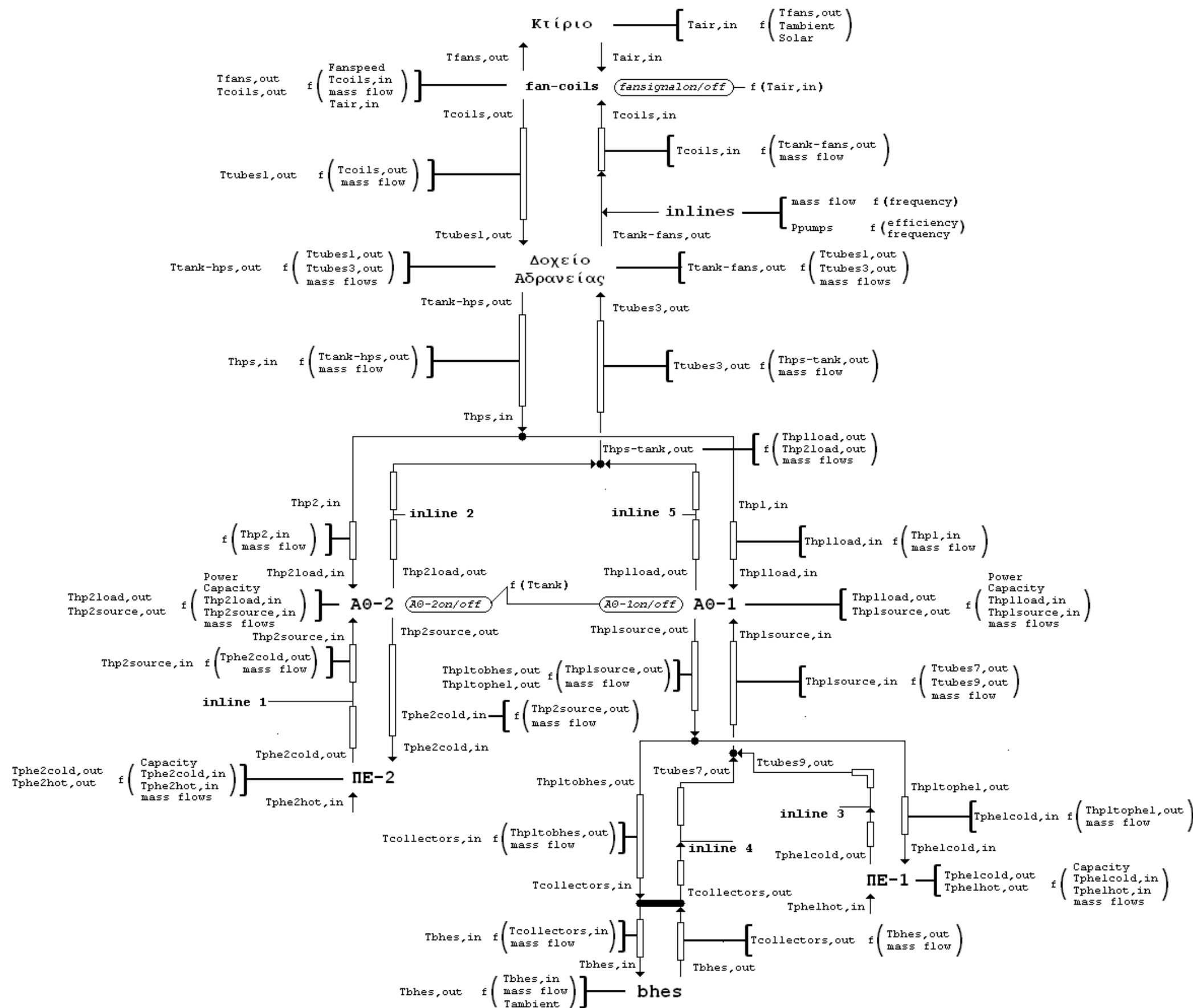
- Καθορισμός του χρονικού παραθύρου και των χρονικών βημάτων στα οποία θα εκτελεστεί η προσομοίωση,
- Καθορισμός της μαθηματικής υπόστασης κάθε μεταβλητής (αρχική τιμή, εύρος, μονάδες κλπ),
- Εισαγωγή συνθηκών, ροής, ελέγχου, περιορισμών κλπ.

### 4. Δοκιμή και διόρθωση

- Προσομοίωση του μοντέλου και έλεγχος της συμπεριφοράς του,
- Τροποποίηση και αποσφαλμάτωση του μοντέλου,
- Δοκιμή της συμπεριφοράς του μοντέλου και της ευαισθησίας του σε μεταβολές.

Στην Εικόνα 5-1 απεικονίζεται η ροή διεργασιών και η αρχιτεκτονική της εννοιολογικής προσέγγισης του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας που μελετάται.





Εικόνα 5-1: Αρχιτεκτονική της εννοιολογικής προσέγγισης του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας

Η προσέγγιση του συστήματος στο μοντέλο προσομοίωσης που διαμορφώθηκε περιγράφεται ως εξής:

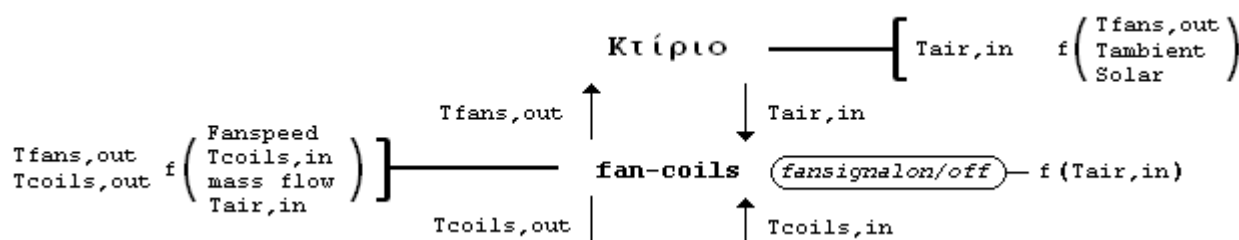
- Η θερμική κατάσταση στην οποία βρίσκεται κάθε ελεγχόμενη θερμική ζώνη ( $T_{air,in}$ ), υπό την επίδραση των μεταβαλλόμενων καιρικών συνθηκών (*εξωτερική θερμοκρασία, ηλιακή ακτινοβολία, κλπ*) και των μεταβαλλόμενων λειτουργικών της χαρακτηριστικών (*απασχόληση, φωτισμός, συσκευές, κλπ*) καθορίζει τα θερμικά ή ψυκτικά φορτία που απαιτούνται με βάση την επιθυμητή θερμοκρασία στο εσωτερικό της. Η πληροφορία της θερμικής κατάστασης κάθε ζώνης ( $T_{air, in}$ ), διοχετεύεται στις αντίστοιχες μονάδες κλιματισμού.

Μέσω ενός συνόλου διαφορικών συναρτήσεων ελέγχου του θερμοκρασιακού εύρους κάθε ελεγχόμενης ζώνης ( $fansignal_{on/off}$ ) καθορίζεται η ανταπόκριση των αντίστοιχων fan-coils (*fan-speed*).

Το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης καθορίζουν, μεταξύ άλλων: η παροχή στο δίκτυο σωληνώσεων των fan-coils,  $\dot{m}coils$ , και οι μεταβλητές εισόδου στον κόμβο συσσώρευσης των fan-coils:  $T_{air,in}$  και  $T_{coils,in}$ , όπου  $T_{coils,in}$ , η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού κυκλοφορίας από τη σωλήνωση μεταξύ fan-coils και κυκλοφορητών του συστήματος διανομής.

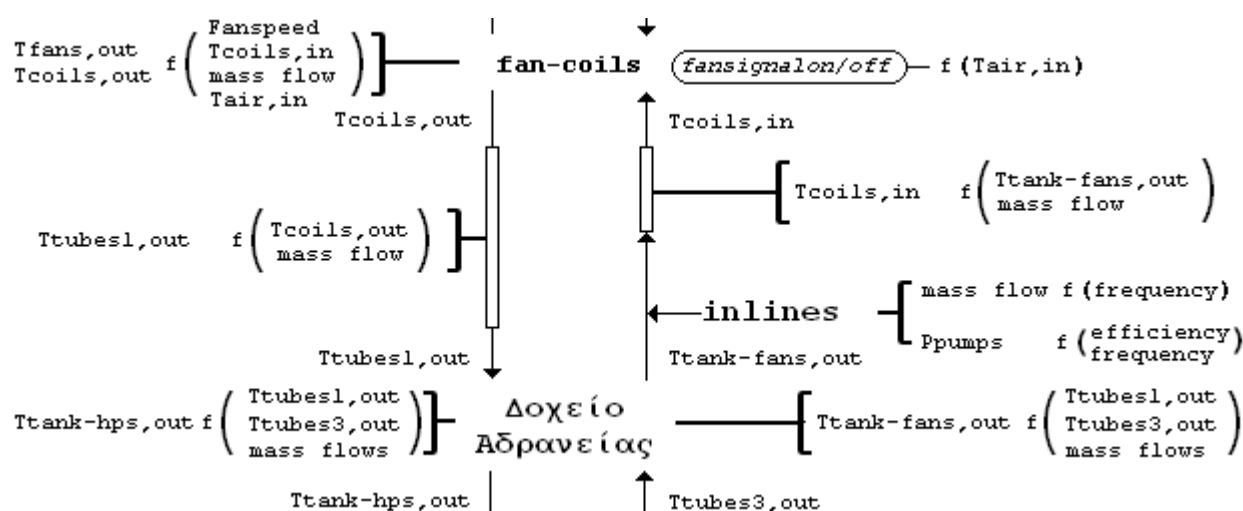
Η πληροφορία της ανταπόκρισης των fan-coils ( $T_{fans,out}$  και  $T_{coils,out}$ ) διοχετεύεται: στη θερμική ζώνη ( $T_{fans,out}$ ), με συνέπεια την αλλαγή της θερμικής της κατάστασης, και στη σωλήνωση μεταξύ fan-coils και δοχείου αδρανείας ( $T_{coils,out}$ ).

Το αποτέλεσμα αυτής της κυκλικής διαδικασίας είναι η διαρκής ενημέρωση της θερμικής ζώνης για την προκύπτουσα κατάσταση αυτής και η διαρκής διαμόρφωση των οριακών συνθηκών λειτουργίας του κυκλώματος αέρα των fan-coils σε κάθε χρονικό βήμα (Εικόνα 5-2).



Εικόνα 5-2: Ροή πληροφορίας μεταξύ κτιρίου και fan-coils

- Η πληροφορία της διεργασίας στη σωλήνωση μεταξύ fan-coils και δοχείου αδρανείας ( $T_{tubes1,out}$ ), διοχετεύεται στον αντίστοιχο κόμβο εισόδου του δοχείου αδρανείας, επηρεάζοντας τη θερμική του κατάσταση. Το αποτέλεσμα της επιρροής στον κόμβο εξόδου του δοχείου αδρανείας προς τα fan-coils ( $T_{tank-fans,out}$ ), διοχετεύεται στη σωλήνωση μεταξύ δοχείου αδρανείας και κυκλοφορητών του συστήματος διανομής, και η κυκλική ροή πληροφορίας, μεταξύ των κόμβων συσσώρευσης του δοχείου αδρανείας και των fan-coils, ολοκληρώνεται με τη διοχέτευση της πληροφορίας της τελευταίας διεργασίας, στη σωλήνωση μεταξύ των κυκλοφορητών του συστήματος διανομής και των fan-coils (Εικόνα 5-3).



Εικόνα 5-3: Ροή πληροφορίας μεταξύ fan-coils και Δοχείου Αδρανείας

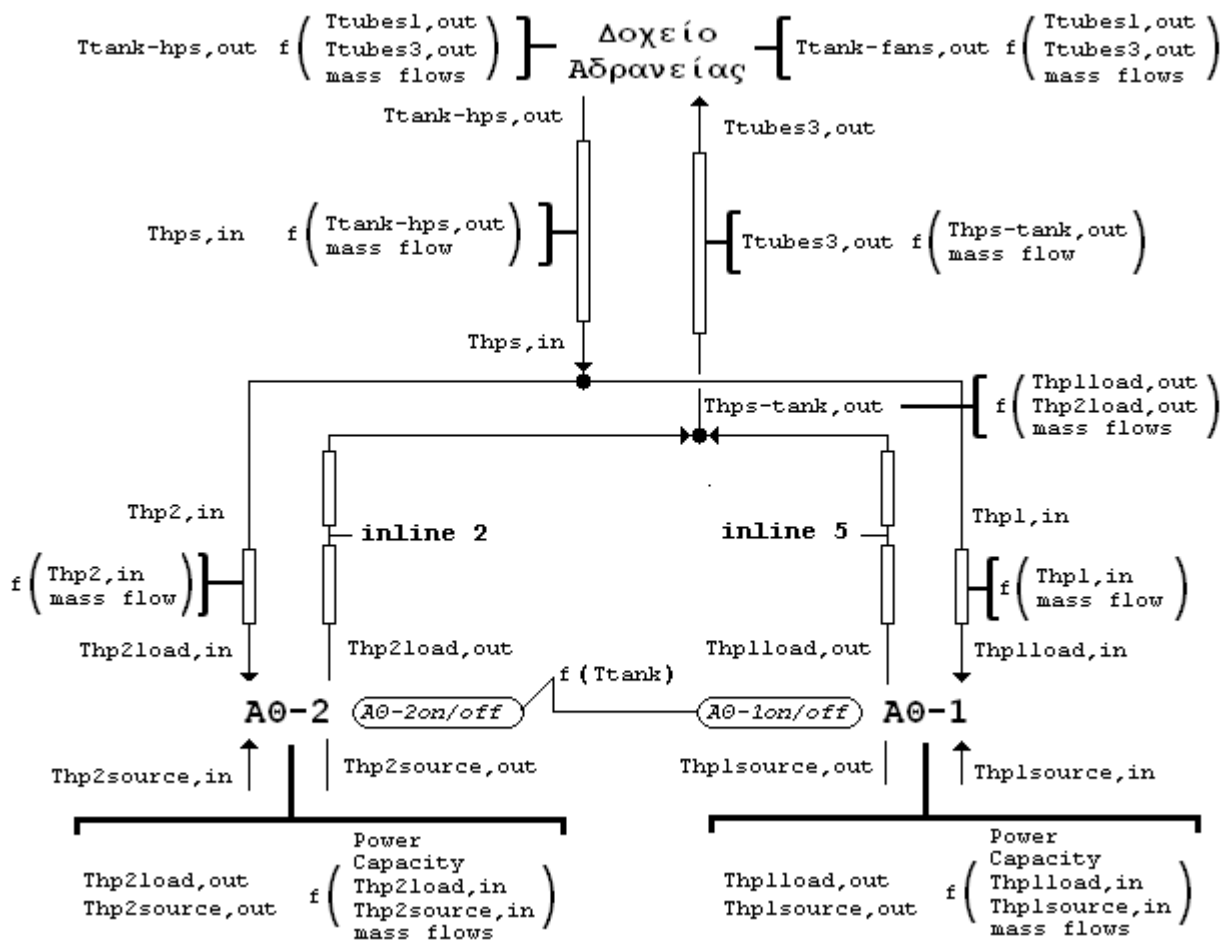
Στον κόμβο συσσώρευσης του δοχείου αδρανείας, η θερμική του κατάσταση ( $T_{buffer}$ ), καθορίζεται, μεταξύ άλλων, από την παροχή στα δυο επιμέρους κυκλώματά του και από τις μεταβλητές εισόδου:  $T_{tubes1,out}$ , και  $T_{tubes3,out}$ , όπου  $T_{tubes3,out}$  η θερμοκρασία εισόδου, στον αντίστοιχο κόμβο, του ρευστού κυκλοφορίας από τη σωλήνωση μεταξύ δοχείου αδρανείας και κυκλοφορητών των αντλιών θερμότητας του συστήματος. Η πληροφορία της θερμικής κατάστασης του δοχείου αδρανείας στον κόμβο εξόδου προς τις αντλίες θερμότητας ( $T_{tank-hps,out}$ ) διοχετεύεται στη σωλήνωση μεταξύ δοχείου αδρανείας και αντλιών θερμότητας.

Η ανταπόκριση των αντλιών θερμότητας του συστήματος και των επιμέρους στοιχείων των κυκλωμάτων τους καθορίζεται μέσω δυο διαφορικών συναρτήσεων ελέγχου του θερμοκρασιακού εύρους του δοχείου αδρανείας:  $A\theta-1on/off$  και  $A\theta-2on/off$ .

Η σωλήνωση προσαγωγής του ρευστού από το δοχείο αδρανείας στις αντλίες θερμότητας είναι κοινή, καταλήγοντας σε ένα διανομέα στο μηχανοστάσιο, ενώ στον κλάδο του διανομέα προς την ΑΘ-2, υπάρχει ηλεκτροβάννα αποκλεισμού της ροής, η λειτουργία της οποίας καθορίζεται από τη διαφορική εξίσωση *AΘ-2on/off*.

Έτσι, η πληροφορία της διεργασίας στο διανομέα (*Thp1,in* και *Thp2,in*), διοχετεύεται αντίστοιχα: στη σωλήνωση μεταξύ διανομέα και ΑΘ-1, (*Thp1,in*), και στη σωλήνωση μεταξύ διανομέα και ΑΘ-2, (*Thp2,in*), με την παροχή στις αντίστοιχες σωληνώσεις να καθορίζεται από τις αντίστοιχες διαφορικές εξισώσεις ελέγχου των αντλιών θερμότητας.

Η πληροφορία της διεργασίας στη σωλήνωση μεταξύ διανομέα και ΑΘ-1 (*Thp1load,in*), διοχετεύεται ως μεταβλητή εισόδου στον κόμβο συσσώρευσης της ΑΘ-1, , ενώ αντίστοιχα, η πληροφορία της διεργασίας στη σωλήνωση μεταξύ διανομέα και ΑΘ-2 (*Thp2load,in*), διοχετεύεται ως μεταβλητή εισόδου στον κόμβο συσσώρευσης της ΑΘ-2 (Εικόνα 5-4).



Εικόνα 5-4: Ροή πληροφορίας μεταξύ Δοχείου Αδρανείας και Αντλιών Θερμότητας του συστήματος

Το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης της ΑΘ-1 καθορίζεται, μεταξύ άλλων, από τις μεταβλητές εισόδου  $Thp1load,in$  και  $Thp1source,in$ , όπου:  $Thp1source,in$  η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού κυκλοφορίας από τη σωλήνωση μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του σημείου ανάμειξης των ρευστών του πεδίου κάθετων γεωεναλλακτών και του ΠΕ-1 αντίστοιχα. Η πληροφορία της ανταπόκρισης ( $Thp1load,out$  και  $Thp1source,out$ ), διοχετεύεται αντίστοιχα, στον κλάδο μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του κυκλοφορητή προς το δοχείο αδρανείας, ( $Thp1load,out$ ), και στη σωλήνωση μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του διανομέα προς το πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών και τον ΠΕ-1 ( $Thp1source,out$ ).

Αντίστοιχα, το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης της ΑΘ-2 καθορίζεται, μεταξύ άλλων, από τις μεταβλητές εισόδου  $Thp2load,in$  και  $Thp2source,in$ , όπου:  $Thp2source,in$  η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού κυκλοφορίας από τη σωλήνωση μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του κυκλοφορητή του ΠΕ-2 αντίστοιχα. Η πληροφορία της ανταπόκρισης ( $Thp2load,out$  και  $Thp2source,out$ ), διοχετεύεται αντίστοιχα, στον κλάδο μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του κυκλοφορητή προς το δοχείο αδρανείας, ( $Thp2load,out$ ), και στη σωλήνωση μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του ΠΕ-2 αντίστοιχα ( $Thp2source,out$ ). Η πληροφορία της διεργασίας στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ ΑΘ-2 και ΠΕ-2 ( $Thpe2cold,in$ ), διοχετεύεται στον κόμβο συσσώρευσης του ΠΕ-2.

Η κυκλική ροή πληροφορίας μεταξύ των κόμβων συσσώρευσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος και του δοχείου αδρανείας ολοκληρώνεται με τη διοχέτευση της πληροφορίας της ανάμειξης των ρευστών των αντίστοιχων τμημάτων σωλήνωσης μεταξύ των αντλιών θερμότητας και των αντίστοιχων κυκλοφορητών ( $Thps-tank,out$ ), στο υπόλοιπο τμήμα της σωλήνωσης μέχρι το δοχείο αδρανείας.

Το αποτέλεσμα της κυκλικής ροής πληροφορίας μεταξύ δοχείου αδρανείας-fancoils και δοχείου αδρανείας-αντλιών θερμότητας αποτελεί η διαρκής ενημέρωση του δοχείου αδρανείας για την προκύπτουσα θερμική του κατάσταση και η διαρκής διαμόρφωση των οριακών συνθηκών λειτουργίας στο κύκλωμα νερού των fan-coils και στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας σε κάθε χρονικό βήμα.

- Η πληροφορία της διεργασίας στη σωλήνωση μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του διανομέα προς το πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών και τον ΠΕ-1

(*Thp1tobhes,out* και *Thp1tophe1,out*) διοχετεύεται αντίστοιχα, στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ του διανομέα και των συλλεκτών του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών (*Thp1tobhes,out*) και στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ του διανομέα και του ΠΕ-1 (*Thp1tophe1,out*).

Η πληροφορία από τη διεργασία στη σωλήνωση μεταξύ του διανομέα και των συλλεκτών του πεδίου γεωεναλλακτών (*Tcollectors,in*), διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ συλλεκτών και κάθετων γεωεναλλακτών (η απόσταση μεταξύ συλλεκτών και γεωτρήσεων). Η πληροφορία της τελευταίας διεργασίας (*Tbhes,in*) διοχετεύεται στον κόμβο συσσώρευσης του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών.

Αντίστοιχα, η πληροφορία της διεργασίας στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ διανομέα και ΠΕ-1 (*Trphe1cold,in*), διοχετεύεται στον κόμβο συσσώρευσης του ΠΕ-1.

Το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών καθορίζεται, μεταξύ άλλων, από τις μεταβλητές εισόδου, (*Tbhes,in*) και (*Tground, i to j*), όπου (*Tground, i to j*) η διαμόρφωση της θερμοκρασίας του υπεδάφους.

Η πληροφορία της ανταπόκρισης του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών (*Tbhes,out*), διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ των γεωτρήσεων και των συλλεκτών του πεδίου γεωεναλλακτών, η πληροφορία της διεργασίας στο τμήμα αυτό (*Tcollectors,out*) διοχετεύεται στο τμήμα μεταξύ συλλεκτών και κυκλοφορητή του πεδίου γεωεναλλακτών, και η πληροφορία της διεργασίας στο τελευταίο τμήμα διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ του κυκλοφορητή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του σημείου ανάμειξης του σκέλους αυτού με το αντίστοιχο σκέλος του πρωτεύοντος κυκλώματος του ΠΕ-1. Η πληροφορία της διεργασίας σε αυτό το τμήμα της σωλήνωσης (*Ttubes7,out*) διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης από το σημείο ανάμειξης των ρευστών των γεωεναλλακτών και του ΠΕ-1 στην είσοδο της αντλίας θερμότητας.

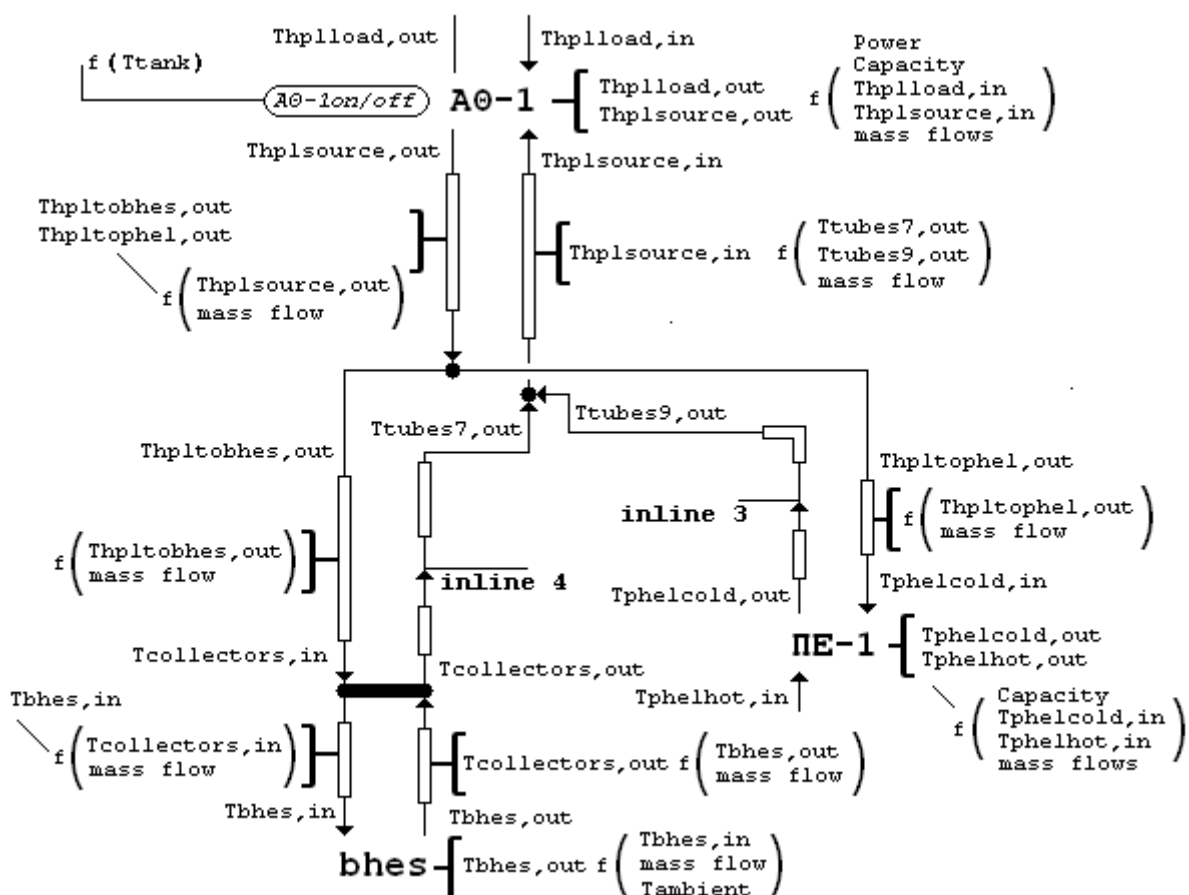
Το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης του ΠΕ-1 καθορίζεται, μεταξύ άλλων, από τις μεταβλητές εισόδου (*Trphe1cold,in*) και (*Trphe1hot,in*), όπου (*Trphe1hot,in*) η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού του ανοικτού κυκλώματος των υδρογεωτρήσεων.

Η πληροφορία της ανταπόκρισης του ΠΕ-1 (*Trphe1cold,out*) διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μέχρι τον κυκλοφορητή του και η πληροφορία της διεργασίας στο

τμήμα αυτό της σωλήνωσης διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ του κυκλοφορητή του ΠΕ-1 και του σημείου ανάμειξης του σκέλους αυτού με το αντίστοιχο σκέλος των κάθετων γεωεναλλακτών.

Η κυκλική ροή πληροφορίας μεταξύ των κόμβων συσσώρευσης της αντλίας θερμότητας 1, του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του ΠΕ-1 κλείνει με τη διοχέτευση της πληροφορίας της τελευταίας διεργασίας ( $T_{tubes9,out}$ ) στο τμήμα της σωλήνωσης από το σημείο ανάμειξης των ρευστών του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του ΠΕ-1 στην είσοδο της ΑΘ-1.

Το αποτέλεσμα αυτής της κυκλικής διαδικασίας είναι η διαρκής ενημέρωση των οριακών συνθηκών λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, στο υπεδαφικό κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (Εικόνα 5-5).

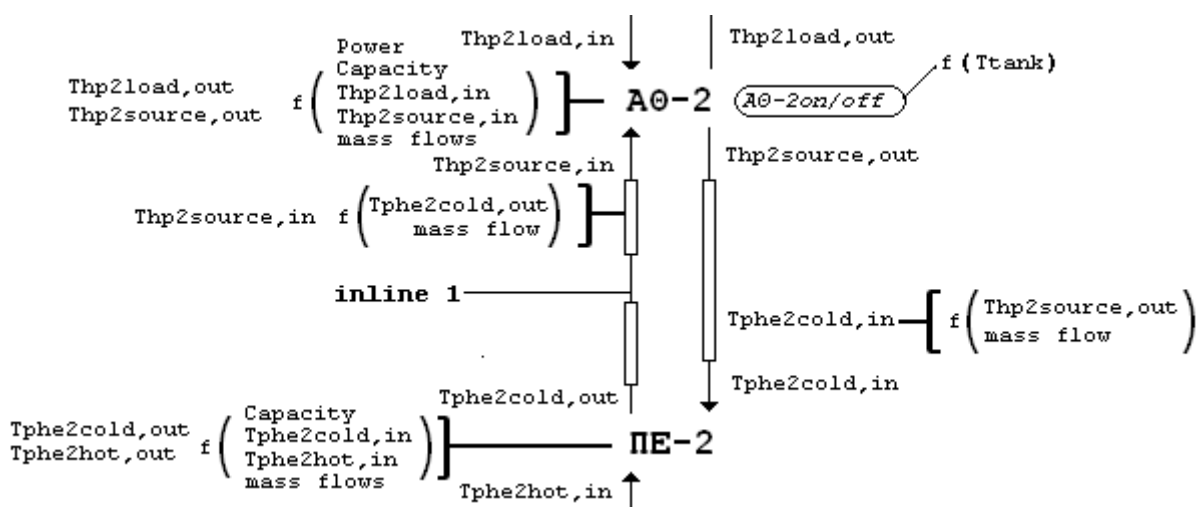


Εικόνα 5-5: Ροή πληροφορίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, το πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών και τον ΠΕ-1

- Το αποτέλεσμα της ανταπόκρισης του ΠΕ-2 καθορίζεται από τις μεταβλητές εισόδου ( $T_{phe2cold,in}$ ) και ( $T_{phe2hot,in}$ ), όπου ( $T_{phe2hot,in}$ ) η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού του ανοικτού κυκλώματος των υδρογεωτρήσεων.

Η πληροφορία της ανταπόκρισης του ΠΕ-2 ( $T_{phe2cold,out}$ ) διοχετεύεται στο τμήμα της σωλήνωσης μέχρι τον κυκλοφορητή του και η κυκλική ροή πληροφορίας μεταξύ των κόμβων συσσώρευσης της ΑΘ-2 και του ΠΕ-2 ολοκληρώνεται με τη διοχέτευση της πληροφορίας της τελευταίας διεργασίας στο τμήμα της σωλήνωσης μεταξύ του κυκλοφορητή του ΠΕ-2 και της ΑΘ-2.

Το αποτέλεσμα αυτής της κυκλικής διαδικασίας είναι η διαρκής ενημέρωση των οριακών συνθηκών λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-2 (Εικόνα 5-6).



Εικόνα 5-6: Ροή πληροφορίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 και τον ΠΕ-2

## 5.2. Μοντελοποίηση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος

### 5.2.1. Ανεξάρτητες μεταβλητές (κλιματολογικά δεδομένα)

Το ποσό ενέργειας που χρησιμοποιείται σε ένα κτίριο είναι άμεσο αποτέλεσμα του κλίματος, μεταξύ άλλων παραγόντων, όπως η συμπεριφορά των κατοίκων, τα υλικά του κτιρίου και τα συστήματα θέρμανσης-ψύξης.

Σε μια ολοκληρωμένη ενεργειακή προσομοίωση ενός κτιρίου απαιτούνται πληροφορίες κλίματος, όσον αφορά τον υπολογισμό των θερμικών και των ψυκτικών φορτίων, υπό τη μορφή χρονικών σειρών ωριαίων τιμών, για ένα υποθετικά τυπικό έτος, για διάφορες κλιματικές παραμέτρους οι σημαντικότερες των οποίων είναι: η θερμοκρασία αέρα, η ηλιακή ακτινοβολία, η υγρασία και η ταχύτητα και κατεύθυνση του αέρα.

Τα ωριαία δεδομένα για την περίοδο ενός έτους, διαμορφώνονται κατά τέτοιο τρόπο ώστε να αντιπροσωπεύουν τις κλιματολογικές συνθήκες που θεωρούνται χαρακτηριστικές κατά τη διάρκεια μιας μακράς χρονικής περιόδου. Ως εκ τούτου, δεν αποτελούν δείκτη των



καιρικών συνθηκών που θα επικρατήσουν κατά τη διάρκεια του επόμενου έτους ή τα επόμενα πέντε έτη, αλλά αντιπροσωπεύουν συνθήκες που υπολογίζονται να είναι μέσες κατά τη διάρκεια μιας μακράς χρονικής περιόδου.

Στο μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε, οι ωριαίες σειρές μετεωρολογικών δεδομένων που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των θερμικών φορτίων του κτιρίου δημιουργήθηκαν τεχνητά μέσω μιας γεννήτριας καιρικών δεδομένων που περιλαμβάνεται στο υπολογιστικό εργαλείο του TRNSYS, και η οποία παράγει ωριαία καιρικά δεδομένα για ένα τυπικό έτος, δεδομένων των μέσων μηνιαίων τιμών θερμοκρασίας, σχετικής υγρασίας, ταχύτητας ανέμου και της ολικής μηνιαίας ηλιακής ακτινοβολίας. Τα μετεωρολογικά δεδομένα αφορούν στα έτη 1993-2003 και προέρχονται από μετρήσεις του μετεωρολογικού σταθμού του Αστεροσκοπίου Αθηνών (Τ.Ε.Ε., 2010).

### **5.2.2. Μοντελοποίηση του κτιρίου ΗΜΜΥ (Β' Φάση)**

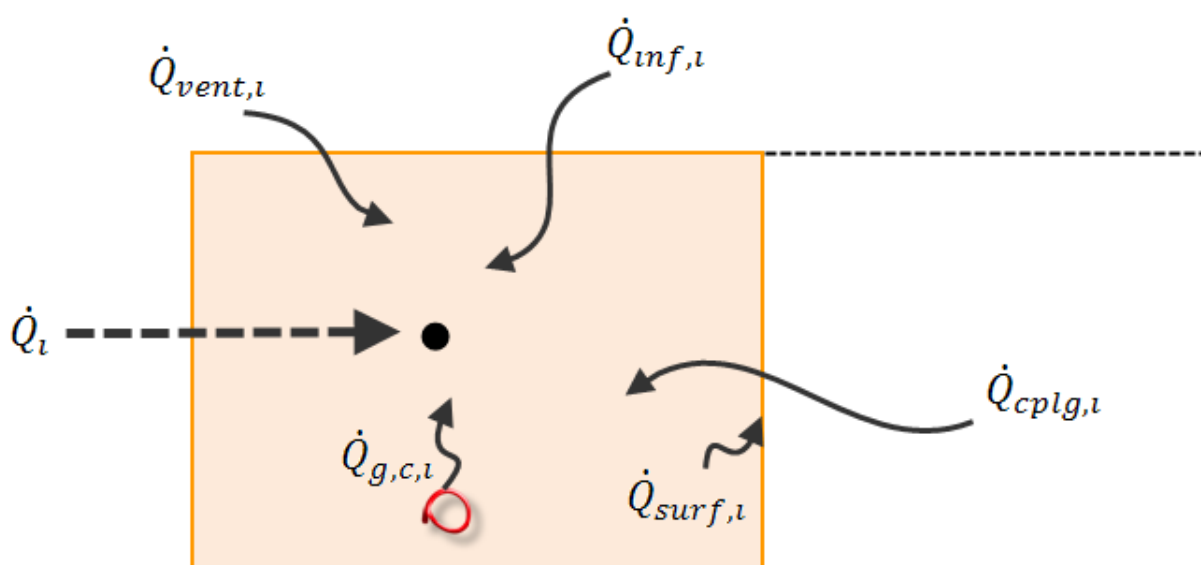
Κάθε κτίριο, ανάλογα με τη χρήση του (κατοικία, κτίριο γραφείων, σχολείο, ξενοδοχείο κλπ), παρουσιάζει διαφορετικές ανάγκες κλιματισμού, οι οποίες διαμορφώνονται από τη δυναμική θερμική αλληλεπίδρασή του με τα συστήματα θέρμανσης/ψύξης υπό την επίδραση των εξωτερικών κλιματικών συνθηκών και των προτύπων διαβίωσης των ενοίκων (προσανατολισμός, εξωτερικές συνθήκες, επιθυμητές θερμοκρασίες στο εσωτερικό των κτιρίων για την περίοδο ψύξης και θέρμανσης, χρονοδιάγραμμα απασχόλησης, συνθήκες φωτισμού κ.λ.π.). Σε μια ολοκληρωμένη ενεργειακή προσέγγιση, η παραπάνω διαφοροποίηση επεκτείνεται και στους επιμέρους χώρους ενός κτιρίου, ενώ ο ακριβής καθορισμός τόσο των κατασκευαστικών, όσο και των λειτουργικών παραμέτρων στο σύνολό του, αποτελεί προϋπόθεση για τη ρεαλιστική απόδοση των θερμικών και ψυκτικών του αναγκών.

#### **5.2.2.1. Υλοποίηση Τρισδιάστατου Θερμικού Μοντέλου του Κτιρίου**

Για την ακριβέστερη και πιο αποτελεσματική μοντελοποίηση της θερμικής συμπεριφοράς του κτιρίου έγινε διαχωρισμός του σε θερμικές ζώνες. Ως θερμική ζώνη ορίζεται μια περιοχή που λειτουργεί με βάση ένα σημείο ή κόμβο ελέγχου που μπορεί να διαφοροποιείται ανάλογα με τη χρήση, είναι, επομένως, ένας χώρος ή ένα σύνολο χώρων σε ένα κτίριο όπου υπάρχει διαφορετική συμπεριφορά φορτίου από τους υπόλοιπους. Βάσει αυτού του διαχωρισμού προκύπτει η έννοια ενός πολυζωνικού κτιρίου. Με στόχο τη βέλτιστη δυνατή μοντελοποίηση των θερμικών και ψυκτικών απαιτήσεων, κάθε επιμέρους χώρος αποτυπώθηκε ως ξεχωριστή θερμική ζώνη.

Ο διαχωρισμός του κτιρίου σε θερμικές ζώνες πραγματοποιήθηκε στο περιβάλλον του λογισμικού SimCad (Εικόνα 5-8) όπου διαμορφώθηκε τρισδιάστατο θερμικό μοντέλο στη γλώσσα περιγραφής κτιρίων BID (Building Input Description) προκειμένου να εισαχθεί στο περιβάλλον προσομοίωσης του υπολογιστικού εργαλείου TRNSYS ως εξωτερική είσοδος ενός δομικού στοιχείου υπολογισμού των θερμικών φορτίων κάθε επιμέρους ζώνης.

Στο θερμικό μοντέλο του πολυζωνικού κτιρίου, κάθε θερμική ζώνη του κτιρίου αποτελεί έναν ξεχωριστό υπολογιστικό κόμβο, ο οποίος αναπαριστά το θερμικό δυναμικό του αέριου όγκου της ζώνης, καθώς και τα θερμικά δυναμικά που συνδέονται άμεσα με αυτόν (Εικόνα 5-7).



Εικόνα 5-7: Θερμική ισορροπία στον κόμβο μιας ζώνης

Στην Εικόνα 5-7, τα μεγέθη που συμβολίζονται είναι τα εξής:

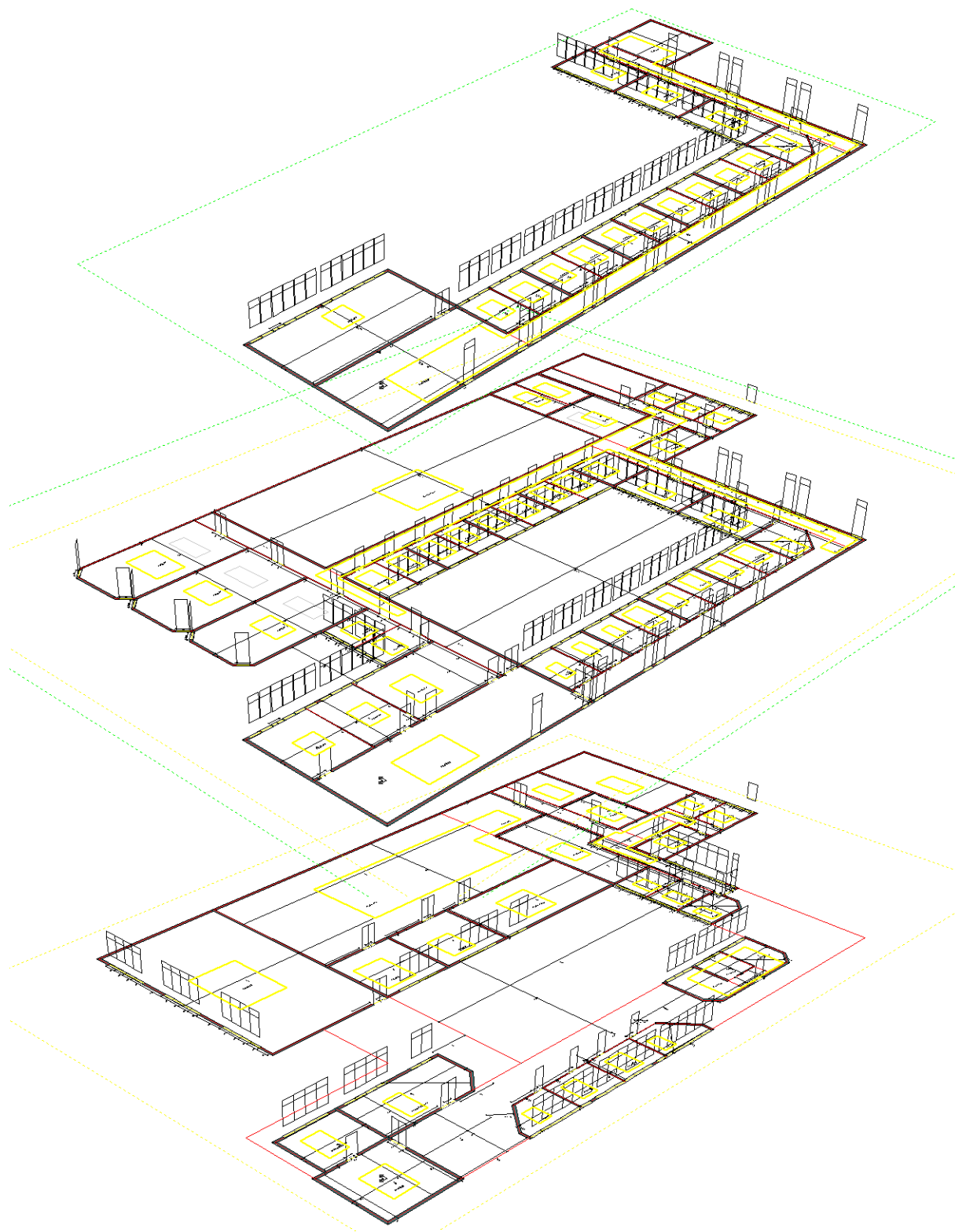
$\dot{Q}_{surf,i}$  : Θερμικό φορτίο δια συναγωγής από όλες τις εσωτερικές επιφάνειες

$\dot{Q}_{inf,i}$  : Θερμικό κέρδος λόγω διείσδυσης αέρα από το εξωτερικό του κτιρίου

$\dot{Q}_{vent,i}$  : Φορτίο αερισμού λόγω ροής αέρα από το σύστημα αερισμού

$\dot{Q}_{g,c,i}$  : Θερμικό κέρδος δια συναγωγής από εσωτερικές πηγές (άτομα, φωτισμός κλπ)

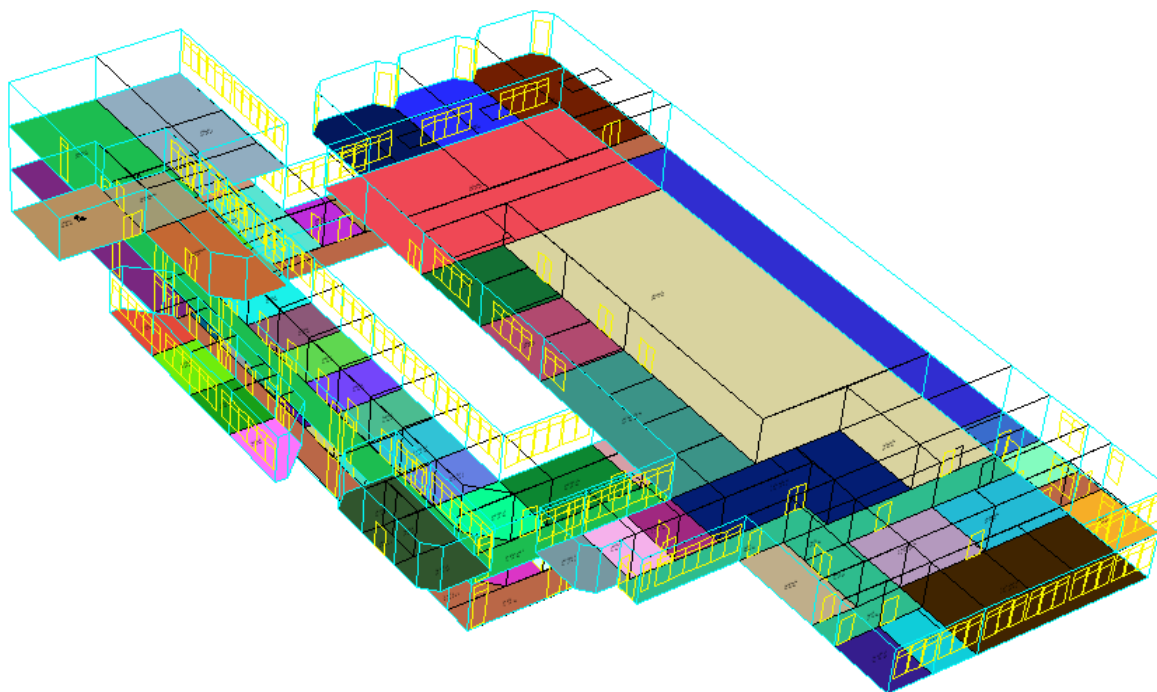
$\dot{Q}_{cplg,i}$  : Θερμικό φορτίο δια συναγωγής λόγω ροής αέρα από γειτονικές ζώνες



Εικόνα 5-8: Επιμέρους θερμικά μοντέλα για κάθε όροφο του κτιρίου

Στο τρισδιάστατο θερμικό μοντέλο που διαμορφώθηκε (Εικόνα 5-9), πέρα από την ακριβή γεωμετρία του κτιρίου, τόσο εσωτερική όσο και εξωτερική, αποδόθηκε λεπτομερώς το σύνολο των κατασκευαστικών του χαρακτηριστικών (τοιχοποιία, παράθυρα, ανοίγματα, διάδρομοι, κλιμακοστάσια, προσβάσεις κλπ), προκειμένου να μοντελοποιηθεί τόσο η

επίδραση κάθε δομικού στοιχείου στη διαμόρφωση των φορτίων του κτιρίου, όσο και η επίδραση της κυκλοφορίας αέριων μαζών μεταξύ των ζωνών του κτιρίου (πχ μεταξύ των ορόφων του κτιρίου μέσω των κλιμακοστασίων).



Εικόνα 5-9: Τελικό τρισδιάστατο θερμικό μοντέλο του κτιρίου

Για την ενσωμάτωση του παραθθέντος τρισδιάστατου θερμικού μοντέλου του κτιρίου στο δομικό στοιχείο υπολογισμού των θερμικών φορτίων στο κεντρικό περιβάλλον προσομοίωσης, απαιτήθηκε η παρέμβαση στον ανοικτό κώδικα του TRNSYS, καθώς ο συνολικός αριθμός των στοιχείων απόδοσης της γεωμετρίας υπερέβαινε το μέγιστο διαχειρίσιμο αριθμό από τη μητρική αρχιτεκτονική του δομή.

Στη συνέχεια, και προκειμένου να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των θερμικών φορτίων του κτιρίου, προσδιορίστηκε ο συντελεστής θερμοπερατότητας των δομικών του στοιχείων.

### 5.2.2.2. Συντελεστής θερμοπερατότητας των δομικών στοιχείων του κτιρίου

Η αντίσταση που προβάλλει μία ομογενής στρώση ενός δομικού στοιχείου στη ροή θερμότητας υπολογίζεται από το γενικό τύπο:

$$R=d/\lambda \quad (5-1)$$

όπου,  $R [m^2 \cdot K/W]$  η αντίσταση που προβάλλει στη ροή θερμότητας η συγκεκριμένη στρώση,  $d [m]$  το πάχος της στρώσης,  $\lambda [W/(m \cdot K)]$  ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού της στρώσης.

Σε ένα πολυστρωματικό δομικό στοιχείο, που αποτελείται από ομογενείς στρώσεις υλικών, η αντίσταση θερμοδιαφυγής ( $R_A$ ) προκύπτει από το άθροισμα των επιμέρους αντιστάσεων της κάθε στρώσης σύμφωνα με τη σχέση:

$$R_A = \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j} = \sum_j R_j \quad (5-2)$$

Η συνολική θερμική αντίσταση που προβάλλει ένα πολυστρωματικό δομικό στοιχείο, που αποτελείται από ομογενείς στρώσεις υλικών, ορίζεται από το άθροισμα της αντίστασης θερμοδιαφυγής του δομικού στοιχείου και των αντιστάσεων του στρώματος αέρα εκατέρωθεν των όψεων του κατά τη σχέση:

$$R_T = R_i + R_A + R_a \quad (5-3)$$

όπου:  $R_T$  η συνολική αντίσταση που προβάλλει στη ροή θερμότητας το δομικό στοιχείο,  $R_i$  η αντίσταση θερμικής μετάβασης που προβάλλει το επιφανειακό στρώμα αέρα στη μετάδοση της θερμότητας από τον εσωτερικό χώρο προς το δομικό στοιχείο,  $R_a$  η αντίσταση θερμικής μετάβασης που προβάλλει το επιφανειακό στρώμα αέρα στη μετάδοση της θερμότητας από το δομικό στοιχείο προς το εξωτερικό περιβάλλον.

Οι τιμές των αντιστάσεων  $R_i$  και  $R_a$  λαμβάνονται κατά το ISO 6946 από τον Πίνακα 5-1.

Πίνακας 5-1: Τιμές συντελεστών θερμικής μετάβασης και αντιστάσεων θερμικής μετάβασης κατά ISO 6946, εξειδικευμένες ανά δομικό στοιχείο (Πηγή:ΚΕΝΑΚ)

α/α	Δομικό στοιχείο	Συντελεστές θερμικής μετάβασης		Αντιστάσεις θερμικής μετάβασης	
		$1/R_i$	$1/R_a$	$R_i$	$R_a$
		W/(m <sup>2</sup> K)	W/(m <sup>2</sup> K)	(m <sup>2</sup> K)/W	(m <sup>2</sup> K)/W
1	Εξωτερικοί τοίχοι και παράθυρα (προς εξωτ. αέρα)	7.70	25.00	0.13	0.04
2	Τοίχος που συνορεύει με μη θερμαινόμενο χώρο	7.70	7.70	0.13	0.13
3	Τοίχος σε επαφή με το έδαφος	7.70	-	0.13	0.00
4	Στέγη, δώμα (ανερχόμενη ροή θερμότητας)	10.00	25.00	0.10	0.04
5	Οροφή που συνορεύει με μη θερμαινόμενο χώρο (ανερχόμενη ροή θερμότητας)	10.00	10.00	0.10	0.10
6	Δάπεδο επάνω από ανοικτή διάβαση (πυλωτή) (κατερχόμενη ροή θερμότητας)	5.88	25.00	0.17	0.04
7	Δάπεδο επάνω από μη θερμαινόμενο χώρο (κατερχόμενη ροή θερμότητας)	5.88	5.88	0.17	0.17
8	Δάπεδο σε επαφή με το έδαφος	5.88	-	0.17	0.00

Ο συντελεστής θερμοπερατότητας ενός δομικού στοιχείου ορίζεται από τη σχέση:

$$U = 1/R_T \quad (5-4)$$

και αντιστοιχεί στην ποσότητα θερμότητας που μεταφέρεται στη μονάδα του χρόνου, σε σταθερό θερμοκρασιακό πεδίο, μέσω της μοναδιαίας επιφάνειας ενός δομικού στοιχείου, όταν η διαφορά θερμοκρασίας στις δύο όψεις του στοιχείου ισούται με τη μονάδα.

Στους πίνακες 5-2 έως 5-20 παρατίθενται οι υπολογισμοί της αντίστασης θερμοδιαφυγής και του συντελεστή θερμοπερατότητας των δομικών στοιχείων του κτιρίου.

- Εξωτερική τοιχοποιία (οπτοπλινθοδομή)

Στον Πίνακα 5-2 παρατίθενται τα υλικά της τοιχοποιίας, το πάχος κάθε υλικού d, ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητάς του και η προκύπτουσα θερμική αντίσταση. Το άθροισμα των επιμέρους θερμικών αντιστάσεων ορίζει την αντίσταση θερμοδιαφυγής  $R_A$ .

Πίνακας 5-2: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπτοπλινθοδομή)

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
επίχρισμα τριπτό τριβιδιστό	0.025	0.87	0.029
οπτόπλινθος	0.09	0.45	0.200
μονωτικό υλικό τύπου thicocol	0.05	0.035	1.429
οπτόπλινθος	0.09	0.45	0.200
επίχρισμα τριπτό τριβιδιστό	0.025	0.87	0.029
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>1.886</b>

Στον Πίνακα 5-3 παρατίθεται ο υπολογισμός του συντελεστή θερμοπερατότητας U της τοιχοποιίας με βάση τις σχέσεις (5-14) και (5-15).

Πίνακας 5-3: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπτοπλινθοδομή)

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	<i>Ri</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.13
αντίσταση θερμοδιαφυγής	<i>Rl</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	1.886
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	<i>Ra</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.04
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	<i>Rol</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>2.056</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>0.486</b>

- Εξωτερική τοιχοποιία (οπτοπλινθοδομή με κενό αέρος 5cm)

Πίνακας 5-4: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπτοπλινθοδομή με κενό αέρος 5cm)

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
επίχρισμα τριπτό τριβιδιστό	0.025	0.87	0.029
οπτόπλινθος	0.09	0.45	0.200
κενό αέρος	0.05	0.025	2.000
μονωτικό υλικό τύπου thicocol	0.025	0.035	1.429
οπτόπλινθος	0.09	0.45	0.200
επίχρισμα τριπτό τριβιδιστό	0.025	0.87	0.029
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>3.886</b>

Πίνακας 5-5: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπτοπλινθοδομή με κενό αέρος 5cm)

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	$m^2 \cdot K/W$	0.13
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	$m^2 \cdot K/W$	3.886
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	$m^2 \cdot K/W$	0.04
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{ολ}$	$m^2 \cdot K/W$	<b>4.056</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	$W/(m^2 \cdot K)$	<b>0.247</b>

- Εξωτερική τοιχοποιία (οπλισμένο σκυρόδεμα)

Πίνακας 5-6: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπλισμένο σκυρόδεμα)

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
οπλισμένο σκυρόδεμα	0.25	2.3	0.109
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.109</b>

Πίνακας 5-7: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U της εξωτερικής τοιχοποιίας (οπλισμένο σκυρόδεμα)

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	$m^2 \cdot K/W$	0.13
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	$m^2 \cdot K/W$	0.109
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	$m^2 \cdot K/W$	0.04
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{ολ}$	$m^2 \cdot K/W$	<b>0.279</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	$W/(m^2 \cdot K)$	<b>3.578</b>

Πίνακας 5-8: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U της εξωτερικής τοιχοποιίας που βρίσκεται σε επαφή με το έδαφος (οπλισμένο σκυρόδεμα)

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	$m^2 \cdot K/W$	0.13
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	$m^2 \cdot K/W$	0.109
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	$m^2 \cdot K/W$	0.00
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{ολ}$	$m^2 \cdot K/W$	<b>0.239</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	$W/(m^2 \cdot K)$	<b>4.189</b>



- Οροφή κτιρίου

Πίνακας 5-9: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής της οροφής του κτιρίου

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
χαλίκι	0.004	2.0	0.002
γεωύφασμα	0.002	0.1	0.020
ασφαλτόπανο	0.004	0.19	0.021
ελαφρό μπετόν	0.05	1.1	0.045
μόνωση	0.05	0.041	1.220
ανεπίχριστο σκυρόδεμα	0.15	2.03	0.074
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>1.382</b>

Πίνακας 5-10: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U της οροφής του κτιρίου

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	<i>Ri</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
αντίσταση θερμοδιαφυγής	<i>Rl</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	1.382
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	<i>Ra</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.00
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	<i>Rol</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>1.552</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>0.644</b>

- Δάπεδα σε επαφή με το έδαφος

Πίνακας 5-11: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής των δαπέδων που βρίσκονται σε επαφή με το έδαφος

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
οπλισμένη πλάκα μπετόν C25	0.12	1.2	0.100
ασφαλτόπανο	0.004	0.19	0.021
ελαφριά πλάκα μπετόν	0.052	1.112	0.047
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.168</b>

Πίνακας 5-12: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U των δαπέδων που βρίσκονται σε επαφή με το έδαφος

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	<i>Ri</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
αντίσταση θερμοδιαφυγής	<i>Rl</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.168
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	<i>Ra</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.00
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	<i>Rol</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>0.338</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>2.960</b>

- Δάπεδα ισογείου με πλακίδια επίστρωσης

Στον Πίνακα 5-13 παρατίθεται ο υπολογισμός της αντίστασης θερμοδιαφυγής για τα τμήματα του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται με πλακίδια επίστρωσης.

Πίνακας 5-13: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής των τμημάτων του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται με πλακίδια επίστρωσης

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
οπλισμένη πλάκα μπετόν C25	0.12	1.2	0.100
ασφαλτόπανο	0.004	0.19	0.021
ελαφριά πλάκα μπετόν	0.12	1.1	0.109
πλακίδια επίστρωσης	0.01	1.05	0.010
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.240</b>

Στον Πίνακα 5-14 υπολογίζεται η συνολική θερμική αντίσταση, ως άθροισμα των αντιστάσεων θερμικής μετάβασης (υπολογίζονται για επιφάνειες πάνω από μη θερμαινόμενο χώρο) και της αντίστασης θερμοδιαφυγής, και ο συντελεστής θερμοπερατότητας U.

Πίνακας 5-14: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U των τμημάτων του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται με πλακίδια επίστρωσης

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.240
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{ολ}$	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>0.580</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>1.725</b>

- Δάπεδα ισογείου (μωσαϊκό λευκού τσιμέντου με έγχρωμες ψηφίδες)

Οι αντίστοιχοι υπολογισμοί για τα τμήματα του δαπέδου του ισογείου που αποτελούνται από μωσαϊκό λευκού τσιμέντου με έγχρωμες ψηφίδες παρατίθενται στους Πίνακες 5-15 και 5-16.

Πίνακας 5-15: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής των τμημάτων του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται από μωσαϊκό

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως d (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας λ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση d/λ [m <sup>2</sup> ·K/W]
οπλισμένη πλάκα μπετόν C25	0.12	1.2	0.100
ασφαλτόπανο	0.004	0.19	0.021
ελαφριά πλάκα μπετόν	0.12	1.1	0.109
μωσαϊκό λευκού τσιμέντου με έγχρωμες ψηφίδες	0.01	1.2	0.008
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.238</b>

Πίνακας 5-16: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας U των τμημάτων του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται από μωσαϊκό

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	<i>Ri</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
αντίσταση θερμοδιαφυγής	<i>Rl</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.238
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	<i>Ra</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	<i>Rολ</i>	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>0.578</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>1.729</b>

- Δάπεδα 1<sup>ου</sup> και 2<sup>ου</sup> ορόφου πάνω από ανοικτές διαβάσεις (μωσαϊκό λευκού τσιμέντου με έγχρωμες ψηφίδες)

Ένα μέρος των δαπέδων του 1<sup>ου</sup> ορόφου βρίσκεται επάνω από την πυλωτή του ισογείου στο εμπρός και πίσω τμήμα του κτιρίου. Το ίδιο παρατηρείται πιο περιορισμένα και στον 2<sup>ο</sup> όροφο, όπου υπάρχουν δάπεδα πάνω από τις πυλωτές του εμπρός και πίσω τμήματος του 1<sup>ου</sup> ορόφου. Αυτές οι επιφάνειες καλύπτονται εν μέρει από μωσαϊκό και άλλες από πλακίδια επίστρωσης.

Στον Πίνακα 5-17 παρατίθεται ο υπολογισμός της αντίστασης θερμοδιαφυγής για τα αντίστοιχα τμήματα 1<sup>ου</sup> και 2<sup>ου</sup> ορόφου που καλύπτονται από μωσαϊκό λευκού τύπου με έγχρωμες ψηφίδες.

Πίνακας 5-17: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής των δαπέδων πάνω από ανοικτές διαβάσεις που καλύπτονται από μωσαϊκό

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως $d$ (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
σκυρόδεμα με συλλεκτά ή θραυστά αδρανή κλειστής δομής	0.15	1.51	0.099
μωσαϊκό λευκού τσιμέντου με έγχρωμες ψηφίδες	0.01	1.2	0.008
επίχρισμα εσωτερικό - ασβεστοκονίαμα	0.02	0.87	0.023
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.131</b>

Πίνακας 5-18: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας  $U$  των τμημάτων του δαπέδου του ισογείου που καλύπτονται από μωσαϊκό

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.17
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.131
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.04
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{o,l}$	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>0.341</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>2.935</b>

- Διαχωριστική τοιχοποιία (οπτοπλινθοδομή)

Στους Πίνακες 5-19 και 5-20 παρουσιάζεται ο υπολογισμός της αντίστασης θερμοδιαφυγής και του συντελεστή θερμοπερατότητας  $U$  για τους διαχωριστικούς τοίχους (οπτοπλινθοδομές) που χωρίζουν θερμαινόμενους από μη θερμαινόμενους χώρους.

Πίνακας 5-19: Υπολογισμός αντίστασης θερμοδιαφυγής της διαχωριστικής τοιχοποιίας που χωρίζει θερμαινόμενους από μη θερμαινόμενους χώρους (οπτοπλινθοδομή)

Στρώσεις δομικού υλικού	πάχος στρώσεως $d$ (m)	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας $\lambda$ [W/(m·K)]	Θερμική αντίσταση $d/\lambda$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
δρομική οπτοπλινθοδομή ανεπίχριστη από τη μια ή τις δυο όψεις	0.18	2.5	0.072
<b>αντίσταση θερμοδιαφυγής</b>			<b>0.072</b>

Πίνακας 5-20: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας  $U$  της διαχωριστικής τοιχοποιίας που χωρίζει θερμαινόμενους από μη θερμαινόμενους χώρους (οπτοπλινθοδομή)

αντίσταση θερμικής μετάβασης (εσωτερικά)	$R_i$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.13
αντίσταση θερμοδιαφυγής	$R_l$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.072
αντίσταση θερμικής μετάβασης (εξωτερικά)	$R_a$	m <sup>2</sup> ·K/W	0.13
<i>συνολική θερμική αντίσταση</i>	$R_{o,l}$	m <sup>2</sup> ·K/W	<b>0.332</b>
<b>συντελεστής θερμοπερατότητας</b>	<b>U</b>	W/(m <sup>2</sup> ·K)	<b>3.012</b>

- Παράθυρα και μεταλλικές θύρες

Η πλειοψηφία των παραθύρων του κτιρίου αποτελείται από μονό υαλοπίνακα με μεταλλικό κούφωμα και συντελεστές θερμοπερατότητας  $5,81\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ . Ο συντελεστής θερμοπερατότητας των διπλών υαλοπινάκων ανέρχεται σε  $3,79\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , ενώ για τις μεταλλικές πόρτες του κτιρίου ισούται με  $6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

### **5.2.2.3. Καθορισμός Λειτουργικών Παραμέτρων του Κτιρίου**

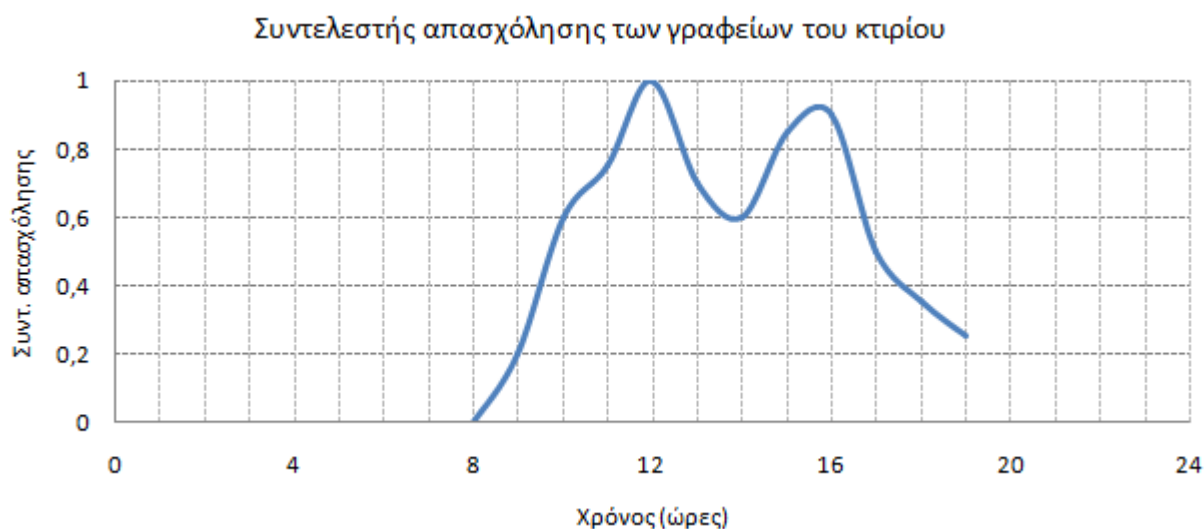
Οι χρήσεις στους χώρους του κτιρίου ΗΜΜΥ (Β' φάση) περιλαμβάνουν γραφεία, εργαστήρια, αίθουσες, διαδρόμους και υπόγειο. Η απασχόληση στους χώρους αυτούς δεν είναι προκαθορισμένη και μεταβάλλεται ανάλογα με το πρόγραμμα των εργαστηρίων και αιθουσών, και τη σχέση εργασίας των απασχολούμενων σε κάθε γραφείο. Το μέσο ωράριο λειτουργίας των γραφείων κυμαίνεται από τις 08:00 μέχρι τις 16:00, ωστόσο ένα μεγάλο ποσοστό των χώρων χρησιμοποιείται από τις 08:00 έως τις 20:00. Η πλειοψηφία των εργαστηριακών χώρων του κτιρίου διακόπτει τη λειτουργία της για διάστημα 2 εβδομάδων το καλοκαίρι, με μέσο όρο ημερήσιας λειτουργίας της τάξεως των 10 ωρών.

Ο φωτισμός του κτιρίου αποτελείται κυρίως από λαμπτήρες φθορισμού, στην πλειοψηφία τους παλαιού τύπου T8, με μαγνητικά στραγγαλιστικά πηνία, ενώ η συνολική εγκατεστημένη ισχύς ανέρχεται σε 65kW.

Οι χώροι των γραφείων και εργαστηρίων του κτιρίου περιλαμβάνουν υπολογιστές και αντίστοιχες μονάδες εκτυπωτών και εξειδικευμένο εργαστηριακό εξοπλισμό κατά περίπτωση.

Προκειμένου να υπολογιστούν με ρεαλιστικό τρόπο τα θερμικά κέρδη του κτιρίου, λόγω φωτισμού, ανθρώπινης δραστηριότητας και λειτουργικού εξοπλισμού, πέρα από τον ακριβή καθορισμό του αριθμού των απασχολούμενων σε κάθε ζώνη και της εγκατεστημένης ισχύος φωτισμού και μηχανημάτων σε αυτή, υιοθετήθηκαν συναρτήσεις προσδιορισμού της χρονικής μεταβολής των παραπάνω παραμέτρων ανάλογα με τη χρήση της ζώνης.

Στο Διάγραμμα 5-1, απεικονίζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απασχόλησης για τους χώρους των γραφείων.

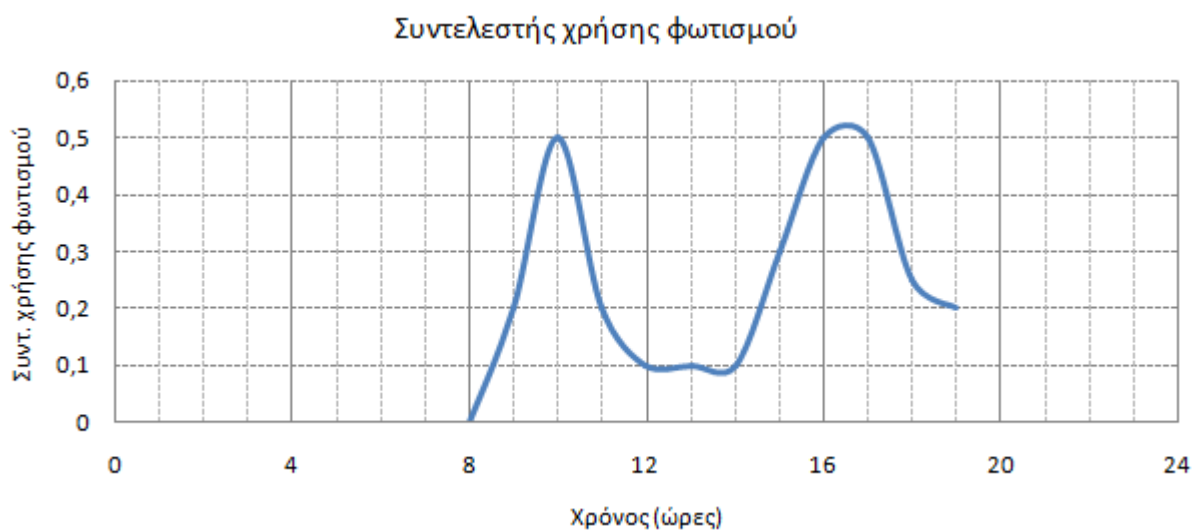


Διάγραμμα 5-1: Συντελεστής απασχόλησης για τους χώρους γραφείων του κτιρίου

Ο προσδιορισμός του θερμικού φορτίου των ατόμων σε κάθε ζώνη περιλαμβάνει την παραδοχή ότι η εργασία των ατόμων στους χώρους των γραφείων χαρακτηρίζεται ως ελαφρά εργασία γραφείου και η εργασία στους χώρους των εργαστηρίων χαρακτηρίζεται κατά περίπτωση, είτε ως ελαφρά εργασία γραφείου, είτε ως ελαφρά εργασία πάγκου.

Το σύνολο των θερμικών κερδών από τους απασχολούμενους σε κάθε ζώνη, υπολογίζεται από το γινόμενο του αντίστοιχου συντελεστή προσέλευσης, του αριθμού των απασχολούμενων στη ζώνη και της εκλυόμενης θερμότητας ανά άτομο.

Στο Διάγραμμα 5-2, απεικονίζεται η διαμόρφωση του συντελεστή χρήσης φωτισμού στους χώρους των γραφείων.



Διάγραμμα 5-2: Συντελεστής χρήσης φωτισμού στους χώρους απασχόλησης του κτιρίου

Το σύνολο των θερμικών κερδών λόγω φωτισμού σε κάθε ζώνη υπολογίζεται από το γινόμενο του συντελεστή χρήσης και της εγκατεστημένης ισχύος φωτισμού.

Αντίστοιχα, το σύνολο των θερμικών κερδών από τη λειτουργία των υπολογιστών και του λειτουργικού εξοπλισμού κάθε ζώνης υπολογίζεται από το γινόμενο του συντελεστή λειτουργίας, και της ισχύος των συσκευών κάθε ζώνης. Για τις μονάδες υπολογιστών και τον εργαστηριακό εξοπλισμό, υιοθετείται η λειτουργία τους με βάση το συντελεστή προσέλευσης, ενώ για τις οθόνες και τις εκτυπωτικές μονάδες προβλέπεται η λειτουργία τους σε κατάσταση αναμονής (standby) τις λοιπές ώρες του εικοσιτετραώρου.

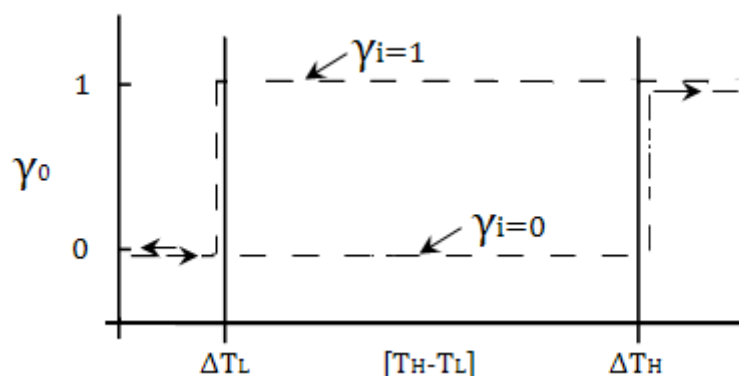
### 5.2.3. Ελεγκτές λειτουργίας (controllers)

Ο έλεγχος της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας του συστήματος επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός διαφορικού ελεγκτή με είσοδο τη θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας στο κόμβο του θερμοστάτη ( $T_{in}$ ).

Το μοντέλο του διαφορικού ελεγκτή παράγει μια δυαδική συνάρτηση ελέγχου  $\gamma_o$  [0..1], οι τιμές της οποίας καθορίζονται ανάλογα με τη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας ελέγχου  $T_{in}$  και των θερμοκρασιών  $T_H$  και  $T_L$  (ανώτερη και κατώτερη θερμοκρασία εισόδου αντίστοιχα), και τη σύγκριση αυτής με δύο όρια,  $\Delta T_H$  και  $\Delta T_L$  (ανώτερη και κατώτερη θερμοκρασιακή διαφορά αντίστοιχα). Η τιμή της εξερχόμενης συνάρτησης ελέγχου  $\gamma_o$  εξαρτάται από την τιμή της εισερχόμενης συνάρτησης ελέγχου  $\gamma_i$  [0..1]. Επιπλέον, καθορίζεται ένα ανώτερο θερμοκρασιακό όριο  $T_{max}$ , πάνω από το οποίο η συνάρτηση ελέγχου είναι μηδενική ανεξαρτήτως των ορίων  $\Delta T_H$  και  $\Delta T_L$ . Μαθηματικά το μοντέλο εκφράζεται ως εξής:

- Αν  $\gamma_i = 1$  και  $\Delta T_L \leq (T_H - T_L)$ ,  $\gamma_o = 1$
- Αν  $\gamma_i = 1$  και  $\Delta T_L > (T_H - T_L)$ ,  $\gamma_o = 0$
- Αν  $\gamma_i = 0$  και  $\Delta T_H \leq (T_H - T_L)$ ,  $\gamma_o = 1$
- Αν  $\gamma_i = 0$  και  $\Delta T_H > (T_H - T_L)$ ,  $\gamma_o = 0$

Η συνάρτηση ελέγχου απεικονίζεται γραφικά στην Εικόνα 5-10:



Εικόνα 5-10: Γραφική απεικόνιση της παραγόμενης συνάρτησης ελέγχου του διαφορικού ελεγκτή

Ο αντίστοιχος έλεγχος των fan-coils του κτιρίου υλοποιείται επίσης με χρήση διαφορικών ελεγκτών προσαρμοσμένων στην επιθυμητή θερμοκρασία κάθε επιμέρους ζώνης.

#### 5.2.4. Εναλλάκτες αέρος-νερού (fan-coils)

Η μοντελοποίηση των εναλλακτών αέρος-νερού του συστήματος βασίζεται στο συνδυασμό επιμέρους δομικών μονάδων της βιβλιοθήκης του TRNSYS. Ειδικότερα, σε κάθε fan-coil, συνδυάζονται ένα στοιχείο ανεμιστήρα και ένα υδρόψυκτο στοιχείο ψύξης (cooling coil) για την περίοδο ψύξης, και ένα υδρόψυκτο στοιχείο θέρμανσης (heating coil) για την περίοδο της θέρμανσης. Η είσοδος της κάθε δομικής μονάδας περιλαμβάνει τη μεταβαλλόμενη θερμοκρασία και σχετική υγρασία της αντίστοιχης θερμικής ζώνης και η έξοδός της επανατροφοδοτείται στην θερμική ζώνη του κτιρίου, ολοκληρώνοντας έτσι την κυκλική ροή πληροφορίας και τη διαρκή αλληλεπίδραση μεταξύ κτιρίου και fan-coils.

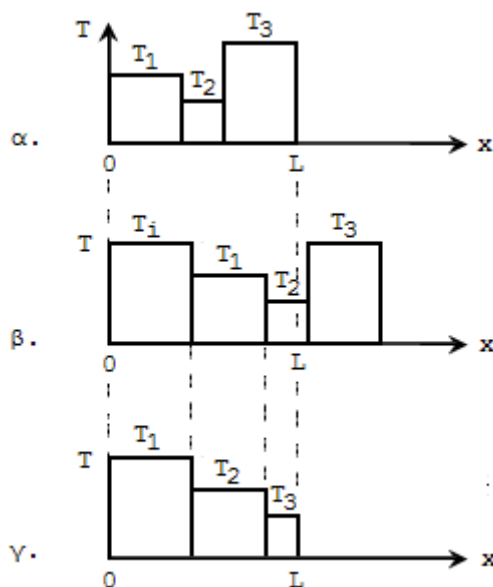
#### 5.2.5. Αγωγοί του συστήματος (σωληνώσεις)

Η ορθή μοντελοποίηση των αγωγών του συστήματος αποτελεί κρίσιμη παράμετρο για την ακρίβεια του μοντέλου προσομοίωσης, καθώς το σύνολο των μεταβατικών φαινομένων κατά τη λειτουργία του οφείλεται στις θερμοκρασιακές μεταβολές που λαμβάνουν χώρα κατά τη διάρκεια των παύσεων στο δίκτυο σωληνώσεων των δομικών του μονάδων.

Στην Εικόνα 5-11 απεικονίζεται γραφικά η προσέγγιση ενός αγωγού στο μοντέλο του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας. Στην περίπτωση της εικόνας, ο αγωγός χωρίζεται σε τρία τμήματα με θερμοκρασίες  $T_1$ ,  $T_2$  και  $T_3$  και αντίστοιχα μήκη  $x_1$ ,  $x_2$  και  $x_3$  (α). Σε μια χρονική περίοδο  $\Delta t$ , μάζα ρευστού  $\dot{m}\Delta t$  εισέρχεται στο αγωγό δημιουργώντας ένα νέο τμήμα (β). Η προηγούμενη διαμόρφωση μεταβάλλεται ώστε η ίδια ποσότητα ρευστού που εισέρχεται στον αγωγό, να εξέρχεται από αυτόν. Τα τμήματα ή τα μέρη των



τμημάτων που μετατίθενται εκτός του αγωγού δεν περιλαμβάνονται στη νέα διαμόρφωση (γ).



Εικόνα 5-11: Προσέγγιση ενός αγωγού στο μοντέλο προσομοίωσης

Η μέση θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον αγωγό υπολογίζεται ως ο σταθμισμένος μέσος όρος των τμημάτων μαζών που εξέρχονται του αγωγού.

Στο συγκεκριμένο παράδειγμα:

$$T_{out} = \frac{M_3 T_3 + (\dot{m} \Delta t - M_3) T_2}{\dot{m} \Delta t} \quad (5-5)$$

Γενικότερα, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον αγωγό δίνεται από τη σχέση:

$$T_{out} = \frac{1}{\dot{m} \Delta t} \left( \sum_{j=1}^{k-1} M_j T_j + a M_k T_k \right) \quad (5-6)$$

όπου,

$$0 < a < 1$$

$$\sum_{j=1}^{k-1} M_j + a M_k = \dot{m} \Delta t$$

Οι ενεργειακές απώλειες για κάθε στοιχείο υπολογίζονται με επίλυση της διαφορικής εξίσωσης:

$$M_j C_p \frac{dT_j}{dt} = -(UA)_j (T_j - T_{env}) \quad (5-7)$$

Οι συνολικές ενεργειακές απώλειες προς το περιβάλλον  $Q_{env}$ , προκύπτουν ως άθροισμα των ενεργειακών απωλειών των επιμέρους στοιχείων.

Η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας του αγωγού κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης προκύπτει από τη σχέση:

$$\Delta E = MC_p (\bar{T}_f - T_{initial}) \quad (5-8)$$

όπου:  $\bar{T}_f$ , η μέση θερμοκρασία του ρευστού στο τέλος του τρέχοντος χρονικού βήματος και  $T_{initial}$ , η αρχική θερμοκρασία του ρευστού στον αγωγό.

Ο ρυθμός ροής θερμότητας στον αγωγό ορίζεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{in,out} = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (5-9)$$

και ο ρυθμός μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας του αγωγού από τη σχέση:

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{MC_p (\bar{T}_f - T_{f,t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (5-10)$$

Το ενεργειακό ισοζύγιο στον αγωγό περιγράφεται από τη σχέση:

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = \dot{Q}_{in,out} - \dot{Q}_{env} \quad (5-11)$$

Η θερμοκρασία  $T_{env}$ , στο μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος υπολογίζεται από το θερμικό μοντέλο του κτιρίου, όπου και έχει αποδοθεί ο χώρος του μηχανοστασίου ως ελεύθερα μεταβαλλόμενη θερμική ζώνη.

### 5.2.6. Γεωθερμικές Αντλίες Θερμότητας

Τα μοντέλα προσομοίωσης αντλιών θερμότητας διακρίνονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες, και συγκεκριμένα, σε εμπειρικά και αναλυτικά μοντέλα (Sreedharan, 2001).

Τα εμπειρικά μοντέλα βασίζονται σε δεδομένα απόδοσης και στην πλειοψηφία τους περιλαμβάνουν πολυωνυμικές καμπύλες προσαρμογής (polynomial fit curves) και τεχνητά νευρωνικά δίκτυα (artificial neural networks). Η συσχέτιση των δεδομένων εισόδου και εξόδου πραγματοποιείται με τη χρήση εξισώσεων, χωρίς την απαραίτητη γνώση του πραγματικού συστήματος. Η ακρίβειά τους εξαρτάται από την πληρότητα και το σκοπό της παρεχόμενης πληροφορίας, ως εκ τούτου, η χρήση τους περιορίζεται σε ήδη εγκατεστημένα συστήματα αντλιών.

Ο Shao et al (2004) χρησιμοποίησε πολυωνυμικές καμπύλες για τον προσδιορισμό της απαιτούμενης παροχής του θερμικού φορέα και της παραγόμενης και καταναλισκόμενης ισχύος ενός συμπιεστή μεταβαλλόμενης ροής χρησιμοποιώντας δεδομένα κατασκευαστή. Η διαδικασία πραγματοποιήθηκε για επιλεγμένες συχνότητες στο συμπιεστή και η απόδοση σε ενδιάμεσες συχνότητες προσδιορίστηκε με παρεμβολή. Αντίστοιχα, οι Karlsson και Fahlen (2003) και οι Zhou *et al* (2005) χρησιμοποιούν πολυωνυμικές καμπύλες για το χαρακτηρισμό των στοιχείων ενός συστήματος αντλίας θερμότητας. Η επιθυμητή πληροφορία εξόδου αποδίδεται με χρήση εξισώσεων καμπυλών σε σχέση με μετρήσιμες μεταβλητές του συστήματος, όπως οι θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου στην αντλία θερμότητας και η παροχή στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα. Βιβλιογραφικά, πέραν των μεμονωμένων μοντέλων προσέγγισης, απαντάται η σύνδεση αντίστοιχων μοντέλων αντλιών θερμότητας και υδραυλικών συστημάτων με εργαλεία μοντελοποίησης κτιρίων Cui et al, (2008) και Sakellari et al, (2006). Οι πληροφορίες εξόδου της αντλίας θερμότητας διοχετεύονται ως μεταβλητές εισόδου στο αντίστοιχο εργαλείο προσομοίωσης και οι παράμετροι εξόδου ορίζονται ως είσοδοι στο μοντέλο της αντλίας θερμότητας, εξασφαλίζοντας κυκλική ροή πληροφορίας της αλληλεπίδρασης στο παραγόμενο σύνολο.

Σε μελέτες των Esen et al, (2007) και Esen and Inalli (2009) τεχνητά νευρωνικά δίκτυα χρησιμοποιούνται για το χαρακτηρισμό της απόδοσης μιας αντλίας θερμότητας. Τα δεδομένα εισόδου σε ένα μοντέλο τεχνητών νευρωνικών δικτύων είναι παρόμοια με τα αντίστοιχα σε πολυωνυμικές καμπύλες προσαρμογής, ωστόσο διαφέρουν στο ότι τα δεδομένα εισόδου/εξόδου συνδέονται αυτόματα μέσω λογισμικού. Ο βασικός περιορισμός σε αυτή την προσέγγιση μοντελοποίησης είναι το ότι δεν υπάρχει γνώση του πραγματικού συστήματος και, ως εκ τούτου, απαιτείται σημαντικός όγκος πληροφορίας για την εξασφάλιση ικανοποιητικής ακρίβειας.

Γενικότερα, η χρήση χαρτογραφημένων αποδόσεων προσφέρει ικανοποιητική σύγκλιση με την πραγματική απόδοση μιας αντλίας θερμότητας, ωστόσο βασικό μειονέκτημα αυτής της μεθόδου αποτελεί το ότι η εφαρμοσιμότητά της, με παρεμβολή μεταξύ των τιμών, περιορίζεται σε συγκεκριμένο εύρος τιμών στις οποίες πραγματοποιήθηκε η χαρτογράφηση (ashrae, review of literature). Έτσι, σημαντικά σφάλματα μπορούν να προκύψουν όταν οι πραγματικές συνθήκες για τις οποίες προορίζονται δεν καλύπτονται από τα πειραματικά δεδομένα (Spindler and Norford 2008).

Τα αναλυτικά μοντέλα αντλιών θερμότητας βασίζονται στην απόδοση του πραγματικού συστήματος μέσω θεμελιωμένων επιστημονικών εξισώσεων (Spindler and Norford 2008). Σημαντικό πλεονέκτημα αποτελεί η δυνατότητα χρησιμοποίησής τους στον πρωταρχικό

σχεδιασμό ενός συστήματος και ο έλεγχος των πιθανών επιλογών διαμόρφωσής του. Σε αρκετές περιπτώσεις είναι απαραίτητη η βαθμονόμησή τους με χρήση πραγματικών δεδομένων όταν η πολυπλοκότητα των διεργασιών δεν αποδίδεται στο σύνολό της στις γενικευμένες εξισώσεις. Οι Cuevas and Lebrun (2009) ανέπτυξαν το μοντέλο ενός συμπίεστη μεταβλητής ροής, με χρήση εξισώσεων, βάσει των χαρακτηριστικών ροής του θερμικού φορέα. Άλλες αντίστοιχες προσεγγίσεις, όπως αυτές των Ma και Wang (2009), Albieri et al (2008) και Yang και Pedersen (2007) χρησιμοποιούν θεμελιώδεις εξισώσεις βάσει των αρχών της θερμοδυναμικής για τη μοντελοποίηση όλων των επιμέρους στοιχείων ενός συστήματος αντλίας θερμότητας.

Συνοψίζοντας, μια αντλία θερμότητας μπορεί να μοντελοποιηθεί είτε βάσει της χαρτογραφημένης απόδοσής της, η οποία παρέχεται από την πλειοψηφία των κατασκευαστών, είτε εφαρμόζοντας βασικούς μηχανολογικούς κανόνες.

Στο μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος, η μοντελοποίηση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας του συστήματος βασίζεται στα στοιχεία απόδοσης τους, όπως αυτά παρέχονται από τον κατασκευαστή (*Interklima*). Συγκεκριμένα, το μοντέλο τροφοδοτείται από δυο εξωτερικά αρχεία στα οποία παρέχεται η παραγόμενη ( $Capacity_{heating}$ ,  $Capacity_{cooling}$ ) και καταναλισκόμενη ( $\dot{P}_{heating}$ ,  $\dot{P}_{cooling}$ ) ισχύς των αντλιών θερμότητας, ως συνάρτηση των θερμοκρασιών των ρευστών εισόδου στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα τους. Σε κάθε χρονικό βήμα, με χρήση μιας υπορουτίνας ανάκλησης δεδομένων, με γραμμική παρεμβολή στα στοιχεία καταλόγου, προσδιορίζονται τα αντίστοιχα ζεύγη τιμών παραγόμενης και καταναλισκόμενης ισχύος και υπολογίζεται ο αντίστοιχος συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας.

Στη λειτουργία θέρμανσης ο συντελεστής απόδοσης προκύπτει από τη σχέση:

$$COP = Capacity_{heating} / \dot{P}_{heating} \quad (5-12)$$

Το ποσό της απορροφούμενης ενέργειας,  $\dot{Q}_{absorbed}$ , στο πρωτεύον κύκλωμα της κάθε αντλίας θερμότητας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{absorbed} = Capacity_{heating} - \dot{P}_{heating} \quad (5-13)$$

Οι θερμοκρασίες εξόδου των ρευστών στο πρωτεύον κύκλωμα,  $T_{source,out}$ , και δευτερεύον κύκλωμα,  $T_{load,out}$ , των αντλιών θερμότητας προσδιορίζονται από τις σχέσεις:

$$T_{source,out} = T_{source,in} - \dot{Q}_{absorbed} / (\dot{m}_{source} \cdot C_{p_{source}}) \quad (5-14)$$

$$T_{load,out} = T_{load,in} - Capacity_{heating}/(\dot{m}_{load} \cdot C_{p_{load}}) \quad (5-15)$$

Όπου:  $T_{source,in}$ ,  $T_{load,in}$ , οι θερμοκρασίες εισόδου των ρευστών στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας αντίστοιχα,  $C_{p_{source}}$ ,  $C_{p_{load}}$ , η ειδική θερμοχωρητικότητα των ρευστών στα αντίστοιχα κυκλώματα και  $\dot{m}_{source}$ ,  $\dot{m}_{load}$ , η αντίστοιχη παροχή.

Στη λειτουργία ψύξης ο συντελεστής απόδοσης προκύπτει από τη σχέση:

$$COP = Capacity_{cooling}/\dot{P}_{cooling} \quad (5-16)$$

Το ποσό της αποδιδόμενης ενέργειας,  $\dot{Q}_{rejected}$ , στο πρωτεύον κύκλωμα της κάθε αντλίας θερμότητας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{rejected} = Capacity_{cooling} + \dot{P}_{cooling} \quad (5-17)$$

Οι θερμοκρασίες εξόδου των ρευστών στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας προσδιορίζονται από τις σχέσεις:

$$T_{source,out} = T_{source,in} + \dot{Q}_{rejected}/(\dot{m}_{source} \cdot C_{p_{source}}) \quad (5-18)$$

$$T_{load,out} = T_{load,in} + Capacity_{cooling}/(\dot{m}_{load} \cdot C_{p_{load}}) \quad (5-19)$$

### 5.2.7. Δοχείο Αδρανείας

Οι δύο κύριες παράμετροι που επηρεάζουν και καθορίζουν την συμπεριφορά ενός δοχείου αδρανείας, και κατά συνέπεια την απόδοση του συστήματος, είναι: οι θερμικές απώλειες από τα τοιχώματα της δοχείου αδρανείας προς το περιβάλλον και η θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση του νερού εντός του δοχείου αδρανείας.

Οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον ενός δοχείου αδρανείας δεδομένου αποθηκευτικού όγκου, εξαρτώνται από την γεωμετρία του (κυκλική, παραλληλόγραμμη), από τις μονωτικές ιδιότητες και το πάχος του περιβλήματος και του μονωτικού υλικού, και από τη διάταξη των τμημάτων εισόδου και εξόδου του νερού προς και από αυτό αντίστοιχα.

Οι ολικές θερμικές απώλειες εκφράζονται γενικά από το συντελεστή θερμικών απωλειών  $U_s$  (Zurigat and Ghajar, 2002):

$$U_s = \frac{m_s C_p}{\Delta t} \ln \left[ \frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_a}{\bar{T}_2 - \bar{T}_a} \right] \quad (5-20)$$

όπου:  $\bar{T}_1$  και  $\bar{T}_2$ , η μέση θερμοκρασία του νερού της δεξαμενής κατά την έναρξη και τη λήξη μιας χρονικής περιόδου  $\Delta t$  αντίστοιχα,  $\bar{T}_a$ , η μέση θερμοκρασία του περιβάλλοντος της δεξαμενής κατά την ίδια χρονική περίοδο  $\Delta t$ , και  $m_s, C_p$  η μάζα και η ειδική θερμοχωρητικότητα του αποθηκευτικού μέσου αντίστοιχα. Η σχέση αυτή είναι γενικής μορφής και δεν περιλαμβάνει ειδικότερες παραμέτρους που επηρεάζουν το φαινόμενο των απωλειών, ωστόσο θεωρείται ικανοποιητική για ισχυρά μονωμένες διατάξεις, στο βαθμό που η θερμική αντίσταση του μονωτικού υλικού είναι σταθερή και κατά πολύ μεγαλύτερη των μεταβαλλόμενων αντιστάσεων λόγω συναγωγής ή ακτινοβολίας.

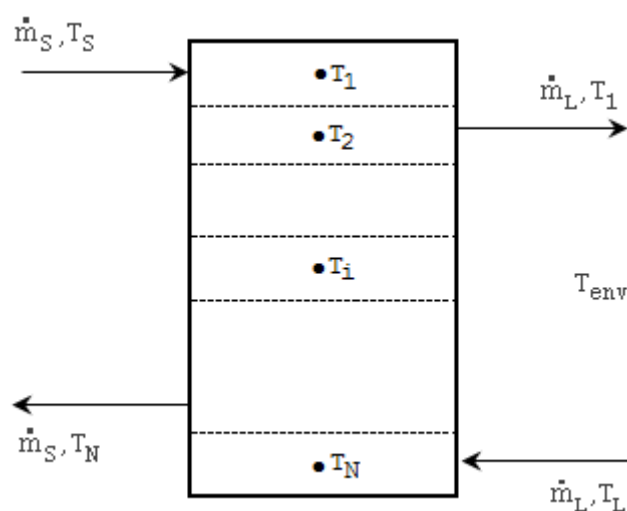
Βασική επιδίωξη σε κάθε περίπτωση αποτελεί η επίτευξη της μέγιστης δυνατής θερμοκρασιακής διαστρωμάτωσης, με το νερό υψηλής θερμοκρασίας που προέρχεται από τις αντλίες θερμότητας να εισέρχεται στο ανώτερο τμήμα του δοχείου αδρανείας, και το νερό χαμηλής θερμοκρασίας που προέρχεται από το δίκτυο διανομής να εισέρχεται στο κατώτερο τμήμα (λειτουργία θέρμανσης). Ενδιάμεσα, και εφόσον δεν υπάρχει τεχνητός διαχωρισμός μεταξύ των δύο αυτών τμημάτων, αναπτύσσεται ένα στρώμα θερμοκρασιακής διαβάθμισης, η ακριβής μορφή του οποίου εξαρτάται από τις συνθήκες φόρτισης. Ωστόσο, στην πράξη η διαστρωμάτωση δεν είναι τέλεια, ως αποτέλεσμα της ύπαρξης ανακυκλοφοριών στα τμήματα εισαγωγής του νερού, αλλά και λόγω της διάχυσης για την εξισορρόπηση της πυκνότητας (συνεπώς και της θερμοκρασίας), η οποία συντελείται αργά στα τμήματα της στατικής κατάστασης διαστρωμάτωσης (Johannes et al., 2005; Oliveski et al., 2003). Αυτή η διάταξη εφαρμόζεται και στο δοχείο αδρανείας του συστήματος (βλ. Εικόνα 4-5).

Οι προσεγγίσεις μοντελοποίησης των δοχείων αδρανείας και των θερμικών δεξαμενών γενικότερα, διαχωρίζονται ανάλογα με τον τρόπο χειρισμού των θερμοκρασιακών κατανομών στο εσωτερικό τους. Μια δεξαμενή αποθήκευσης αναπτύσσεται στο χώρο και, κατά συνέπεια, η λεπτομερής θεώρηση του θερμοκρασιακού πεδίου στο εσωτερικό της απαιτεί τη χρήση μοντέλων περισσότερο της μιας διαστάσεων. Τα πολυδιάστατα μοντέλα προσφέρουν μεγαλύτερη ακρίβεια, ιδιαίτερα σε ότι αφορά την μελέτη ανακυκλοφοριών στο εσωτερικό της δεξαμενής και των φαινομένων ανάμειξης κοντά στις διατάξεις προσαγωγής και απαγωγής νερού. Η σχετική μεθοδολογία βασίζεται στην επίλυση των εξισώσεων της συνέχειας, ορμής και ενέργειας σε δύο ή τρεις διαστάσεις. Ωστόσο, παρουσιάζουν το μειονέκτημα του δύσκολου συνδυασμού των υπολογιστικών τεχνικών CFD (Computational Fluid Dynamics) που χρησιμοποιούν με τις συνήθεις τεχνικές μονοδιάστατης επίλυσης των μοντέλων των υπολοίπων (Shah et al., 2005).

Τα μονοδιάστατα μοντέλα αντιμετωπίζουν το πρόβλημα της ροής και της μεταφοράς θερμότητας βασιζόμενα στην παραδοχή ομοιόμορφου πεδίου θερμοκρασίας και ταχύτητας ρευστού σε κάθε διατομή που είναι κάθετη στον κεντρικό άξονα της δεξαμενής (ο οποίος συνήθως συμπίπτει με τον κύριο άξονα ροής του θερμικού φορέα). Γενικότερα, κατατάσσονται σε δύο κατηγορίες: αυτά που αναφέρονται σε διαστρωματωμένες δεξαμενές, όπου η θερμοκρασία του νερού θεωρείται ότι μεταβάλλεται κατά μήκος του κύριου άξονα της δεξαμενής, και σε αυτά που αφορούν πλήρως ομογενοποιημένες δεξαμενές, όπου η θερμοκρασία κατά μήκος του κύριου άξονα θεωρείται ότι παραμένει σταθερή (Zurigat and Ghajar, 2002).

Με βάση τα παραπάνω, είναι προφανές ότι για τη επιτυχή μοντελοποίηση του δοχείου αδρανείας του συστήματος, επομένως και των παραγόμενων σημάτων παύσης και εκκίνησης των αντλιών θερμότητας, από το θερμοστάτη που είναι τοποθετημένος σε αυτό, αποτελεί η απόδοση της θερμικής διαστρωμάτωσης του δοχείου κατά τη λειτουργία του συστήματος, όπως αυτή προκύπτει από τους εισερχόμενους και εξερχόμενους όγκους ρευστού κατά την παράλληλη ή μη λειτουργία των αντλιών θερμότητας και των fan coil του κτιρίου.

Στη βάση αυτής της προσέγγισης ο όγκος του δοχείου διαχωρίζεται σε  $N$  τμήματα ίσου μεταξύ τους όγκου, ενώ καθορίζονται οι ακριβείς θέσεις εισόδου και εξόδου των ρευστών των δυο επιμέρους κυκλωμάτων του. Στο Σχήμα 5-1 απεικονίζεται ο παραπάνω διαχωρισμός και οι αντίστοιχες ροές και συσσωρεύσεις κάθε κόμβου στην προσέγγιση του δοχείου αδρανείας του συστήματος.

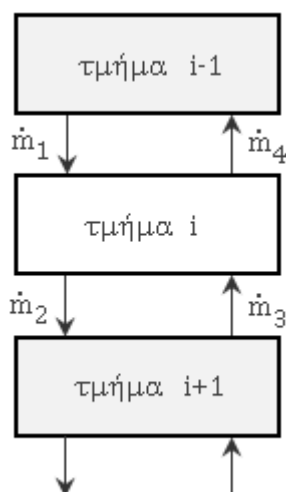


Σχήμα 5-1: Διαστρωμάτωση δοχείου αδρανείας, ροές και συσσωρεύσεις κάθε κόμβου

Η βασική παραδοχή στην παρούσα προσέγγιση, αφορά στο ότι οι καθοδικοί και ανοδικοί όγκοι ρευστού από κάθε υπολογιστικό κόμβο έχουν αναμειχθεί πλήρως προτού εισέλθουν στο αντίστοιχο επόμενο τμήμα. Αναλυτικότερα, στην περίπτωση του σχήματος 5-2, η ροή  $\dot{m}_1$  προστίθεται στη ροή  $\dot{m}_4$ , η ροή  $\dot{m}_2$  προστίθεται στη ροή  $\dot{m}_3$  και η προκύπτουσα ροή σε κάθε επιμέρους τμήμα, ανοδική ή καθοδική, χρησιμοποιείται για τη μαθηματική επίλυση στον αντίστοιχο υπολογιστικό κόμβο. Το ενεργειακό ισοζύγιο στο τμήμα  $i$ , θεωρώντας αμελητέες απώλειες θερμότητας, εκφράζεται από τη σχέση:

$$M_i \cdot C_{p_f} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3)C_{p_f}(T_{i-1} - T_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1)C_{p_f}(T_{i+1} - T_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases} \quad (5-21)$$

όπου  $M_i$  η μάζα του ρευστού στο τμήμα  $i$  και  $C_{p_f}$  η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού του δοχείου αδρανείας.



Σχήμα 5-2: Απεικόνιση των ροών σε ένα τμήμα επίλυσης του δοχείου αδρανείας

Το τελικό ενεργειακό ισοζύγιο σε οποιοδήποτε τμήμα  $i$  εκφράζεται από τη σχέση Newton et al., 1995:

$$M_i \cdot C_{p_f} \frac{dT_i}{dt} = a_i \dot{m}_S C_{p_f} (T_S - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{p_f} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) + \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{p_f} \quad (5-22)$$

όταν, η προκύπτουσα ροή στο τμήμα  $i$ , με βάση την προηγούμενη παραδοχή, είναι καθοδική, και από τη σχέση:

$$M_i \cdot C_{p_f} \frac{dT_i}{dt} = a_i \dot{m}_S C_{p_f} (T_S - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{p_f} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) + \gamma_i (T_i - T_{i+1}) C_{p_f} \quad (5-23)$$

όταν, η προκύπτουσα ροή στο τμήμα  $i$ , βάσει της προηγούμενης παραδοχής είναι *ανοδική*.



Στις παραπάνω σχέσεις οι παράμετροι  $\alpha_i$  και  $\beta_i$  αποτελούν δυαδικές συναρτήσεις ελέγχου του υπολογιστικού κόμβου  $i$  στον οποίο πραγματοποιούνται οι υπολογισμοί, και εκφράζονται από τις σχέσεις:

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 & , \quad i = node_S \\ 0 & , \quad i \neq node_S \end{cases} \quad (5-24)$$

$$\beta_i = \begin{cases} 1 & , \quad i = node_L \\ 0 & , \quad i \neq node_L \end{cases} \quad (5-25)$$

όπου:  $node_S$ , ο αριθμός του κόμβου στον οποίο έχει καθοριστεί η είσοδος του ρευστού από τις γεωθερμικές αντλίες θερμότητας και  $node_L$ , ο αριθμός του κόμβου στον οποίο έχει καθοριστεί η είσοδος του ρευστού από το δίκτυο διανομής του κτιρίου. Η αρίθμηση των κόμβων ξεκινά πάντα από το ανώτερο τμήμα του δοχείου αδρανείας.

Η συνάρτηση ελέγχου  $\gamma_i$  εκφράζεται από τη σχέση:

$$\gamma_i = \dot{m}_S \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j \quad (5-26)$$

Στις παραπάνω σχέσεις, ως  $T_{env}$  ορίζεται η θερμοκρασία του περιβάλλοντος χώρου του δοχείου αδρανείας. Η εν λόγω θερμοκρασία, στο μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος υπολογίζεται από το θερμικό μοντέλο του κτιρίου, όπου και έχει αποδοθεί ο χώρος ως ελεύθερα μεταβαλλόμενη θερμική ζώνη με κυκλοφορητές ισχύος 9.7kW.

### 5.2.8. Πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών

Η επιτυχής μοντελοποίηση του πεδίου των γεωεναλλακτών αποτελεί κρίσιμη παράμετρο για την απόδοση της αλληλεπίδρασης της θερμικής αποθήκης με την αντλία θερμότητας. Ο ακριβής προσδιορισμός της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής αποθήκης, αλλά και η απόδοση των μεταβατικών φαινομένων κατά τη διάρκεια των παύσεων λειτουργίας της αντλίας θερμότητας αποτελούν κρίσιμη παράμετρο για την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος σε όλη τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας.

Η μοντελοποίηση του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών βασίζεται στο μοντέλο DST του Hellstrom, το οποίο και περιγράφηκε αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3.

Ωστόσο, η μοντελοποίηση ενός κάθετου γεωεναλλάκτη, και κατ'επέκταση ενός πεδίου γεωεναλλακτών, δεν περιορίζεται στο κάθετο τμήμα της γεώτρησης, αλλά επεκτείνεται στην οριζόντια υπεδαφική διαδρομή των αγωγών του γεωεναλλάκτη στο τμήμα μεταξύ της

γεώτρησης και του μηχανοστασίου της εγκατάστασης. Τα μοντέλα κάθετων γεωεναλλακτών, συμπεριλαμβανομένου και του μοντέλου DST, δεν αντιμετωπίζουν το τμήμα μεταξύ γεωτρήσεων και συλλεκτών, επομένως και την εναλλαγή θερμότητας σε αυτό, τόσο κατά τη λειτουργία του συστήματος, όσο και κατά τη διάρκεια των παύσεων μεταξύ των κύκλων λειτουργίας του.

Ειδικά στο σύστημα που μελετάται, όπου η απόσταση των εν λόγω τμημάτων είναι της τάξεως των 10-15m, ενώ παράλληλα οι αγωγοί στα τμήματα αυτά είναι πλήρως αμόνωτοι, η τελική εναλλαγή θερμότητας μεταξύ υπεδάφους και ρευστού στο σύνολο των γεωεναλλακτών, παρουσιάζει σημαντικές διαφοροποιήσεις. Επιπλέον, τα έντονα μεταβατικά φαινόμενα από την εναλλαγή θερμότητας στα τμήματα αυτά κατά τη διάρκεια των παύσεων λειτουργίας του συστήματος έχουν σημαντική επίδραση τόσο στην απόδοσή του, όσο και στη θερμοκρασιακή απόκριση του κάθετου τμήματος των γεωεναλλακτών κατά τα πρώτα μεταβατικά λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας.

Η μεταφορά θερμότητας από και προς το υπεδάφος στα οριζόντια τμήματα μπορεί να μοντελοποιηθεί θεωρώντας δυο υπεδαφικούς αγωγούς, έναν για την προσαγωγή του ρευστού στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και έναν για την επιστροφή του από το πεδίο γεωεναλλακτών, στους συλλέκτες του μηχανοστασίου. Σε κάθε χρονικό βήμα, υπολογίζεται η μεταφορά θερμότητας με βάση τη θερμοκρασία του υπεδάφους που περιβάλλει τους αγωγούς.

Για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο οριζόντιο τμήμα των σωληνώσεων του πεδίου των γεωεναλλακτών, χρησιμοποιείται η σχέση των Kusuda και Achenbach (1965), με βάση την οποία προσδιορίζεται η θερμοκρασία του υπεδάφους ως συνάρτηση του χρόνου και του βάθους από την επιφάνεια.

$$T(z, t) = T_{mean} - T_{amp} \cdot e^{-z \left( \frac{\pi \alpha}{365} \right)^{0,5}} \cdot \cos \left[ \left( \frac{2\pi}{365} \right) \cdot \left( t_{now} - t_{shift} - \frac{z}{2} \cdot \left( \frac{365a}{\pi} \right)^{0,5} \right) \right] \quad (5-27)$$

όπου,  $T(z, t)$  η θερμοκρασία του υπεδάφους συναρτήσει του βάθους  $z$  κάτω από την επιφάνεια και του χρόνου  $t$ ,  $T_{mean}$  η μέση ετήσια ατμοσφαιρική θερμοκρασία,  $T_{amp}$  το ήμισυ του ετήσιου θερμοκρασιακού εύρους της ατμόσφαιρας,  $a$  η θερμική διαχυτότητα του εδαφικού σχηματισμού και  $t_{shift}$ , η ημέρα του έτους όπου σημειώνεται η ελάχιστη ετήσια ατμοσφαιρική θερμοκρασία.

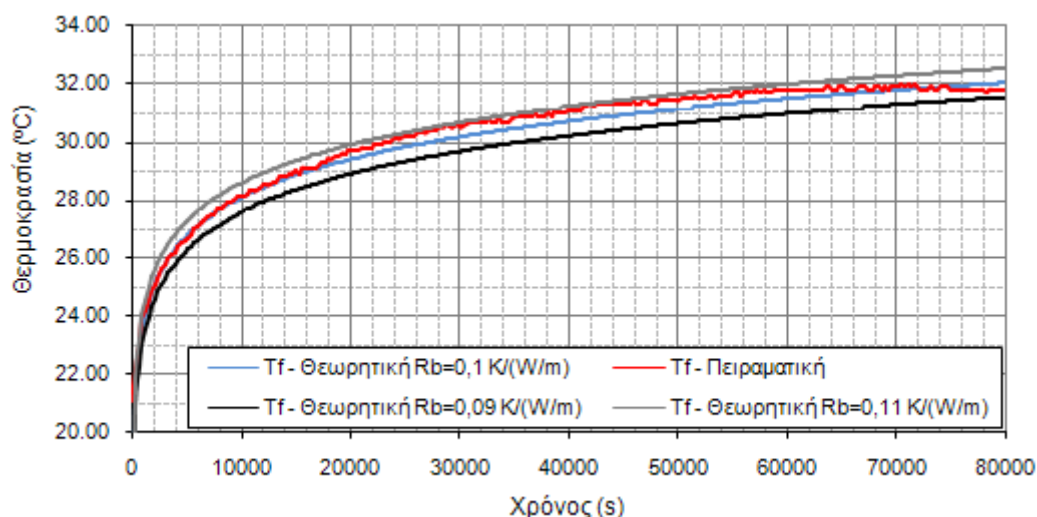
### 5.2.9. Πλακοειδείς εναλλάκτες

Η μοντελοποίηση των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος βασίζεται στη δομική μονάδα της βιβλιοθήκης του TRNSYS.

### 5.3. Επαλήθευση Μοντέλου Προσομοίωσης

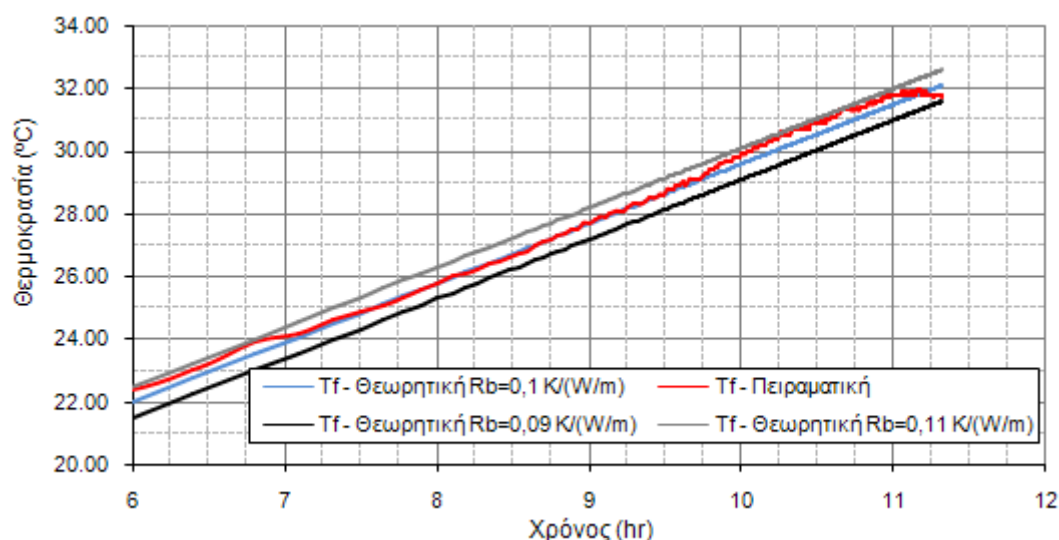
Στα πλαίσια της παρούσης διδακτορικής διατριβής, πραγματοποιήθηκε ένα Thermal Response Test διάρκειας δυο ημερών, σε έναν από τους γεωεναλλάκτες της εγκατάστασης.

Το πείραμα πραγματοποιήθηκε με επιβολή συνεχούς φορτίου  $Q=5,562$  kW, ενώ κατεγράφησαν οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του κυκλοφορούντος ρευστού στο γεωεναλλάκτη. Η θερμική αγωγιμότητα του σχηματισμού υπολογίστηκε από το διάγραμμα της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού ως προς τον εκθετικό λογάριθμο του χρόνου, με προβολή καμπυλών της σχέσης (2-8) για διαφορετικές θερμικές αντιστάσεις. Η τιμή της θερμικής αγωγιμότητας του σχηματισμού προέκυψε από την κλίση της καμπύλης που προσεγγίζει καλύτερα τις πειραματικές μετρήσεις, και την αντικατάστασή της στη σχέση (2-10). Στο Διάγραμμα 5-3 παρατίθενται οι πειραματικές τιμές της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού στο γεωεναλλάκτη και αντιπαραβάλλονται με υπολογισθείσες τιμές με εφαρμογή της σχέσης (2-8) για μια σειρά τιμών θερμικών αντιστάσεων.



Διάγραμμα 5-3: Μέση θερμοκρασία κυκλοφορούντος ρευστού και αντιπαραβολή θεωρητικών καμπυλών για μια σειρά τιμών θερμικής αντίστασης.

Στο Διάγραμμα 5-4, γίνεται προβολή των παραπάνω τιμών ως προς τον εκθετικό λογάριθμο του χρόνου προκειμένου να υπολογιστεί από την κλίση της καμπύλης το ζεύγος τιμών θερμικής αγωγιμότητας και θερμικής αντίστασης που προσεγγίζει τα πειραματικά δεδομένα.



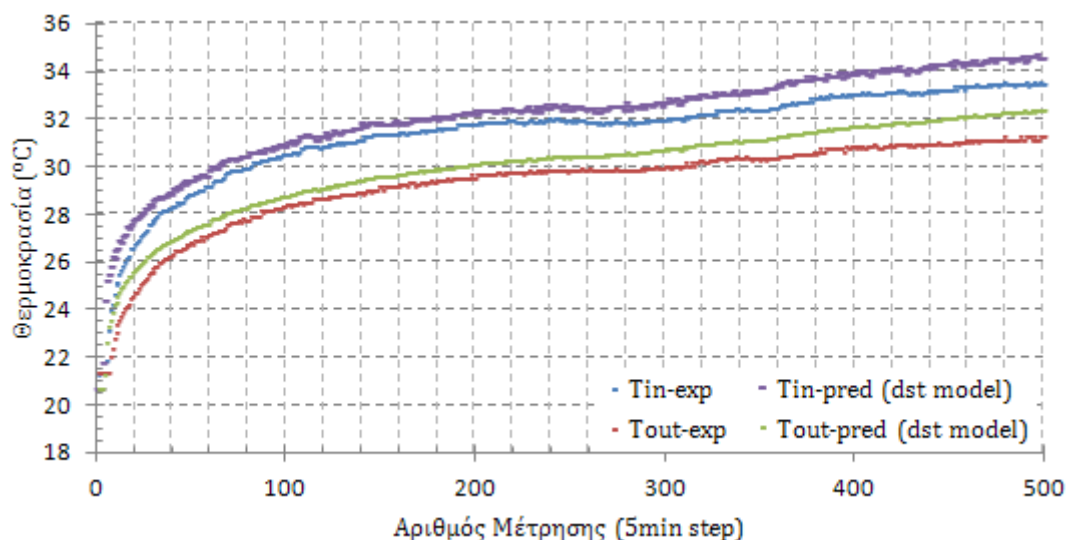
Διάγραμμα 5-4: Μέση θερμοκρασία κυκλοφορούντος ρευστού ως προς τον εκθετικό λογάριθμο του χρόνου και αντιπαραβολή θεωρητικών καμπυλών για μια σειρά τιμών θερμικής αντίστασης.

Η θερμική αγωγιμότητα του σχηματισμού προσδιορίστηκε στα 2,1 W/mK, και η θερμική αντίσταση της γεώτρησης στα 0,1 mK/W.

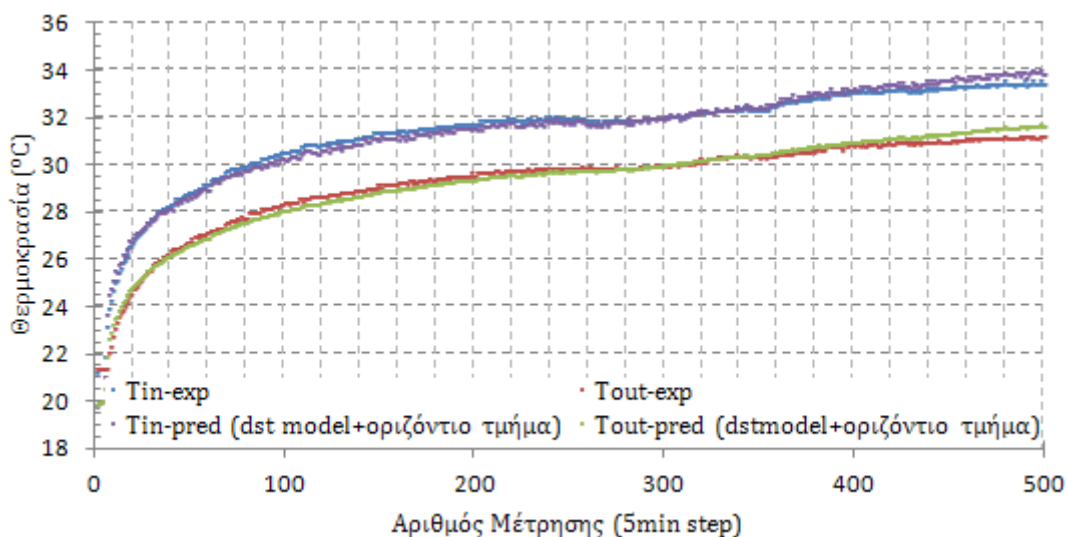
Τα δεδομένα των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του κυκλοφορούντος ρευστού στο γεωεναλλάκτη αξιοποιήθηκαν για την επαλήθευση της προσέγγισης του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών στο μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος, όπως αυτή περιγράφηκε στην ενότητα 5.2.8.

Η μεθοδολογία της επαλήθευσης αφορούσε στην ανάπτυξη ενός μοντέλου προσομοίωσης του πειράματος, όπου ο γεωεναλλάκτης προσεγγίζεται με το μοντέλο dst. Επιπλέον, αναπτύχθηκε μοντέλο προσομοίωσης του ίδιου πειράματος με μόνη διαφορά τη συνδυαστική προσέγγιση του γεωεναλλάκτη μέσω του μοντέλου dst και μιας υπόγειας σωλήνωσης για την απόδοση του οριζόντιου υπεδαφικού τμήματός του μεταξύ της κεφαλής της γεώτρησης και του συλλέκτη στο εσωτερικό του μηχανοστασίου.

Στα διαγράμματα 5-5 και 5-6, παρατίθενται τα αντίστοιχα αποτελέσματα των ανωτέρω προσεγγίσεων όσον αφορά τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ρευστού από το γεωεναλλάκτη, ενώ αντιπαραβάλλονται με τις μετρηθείσες τιμές, όπως προέκυψαν από το Thermal Response Test.

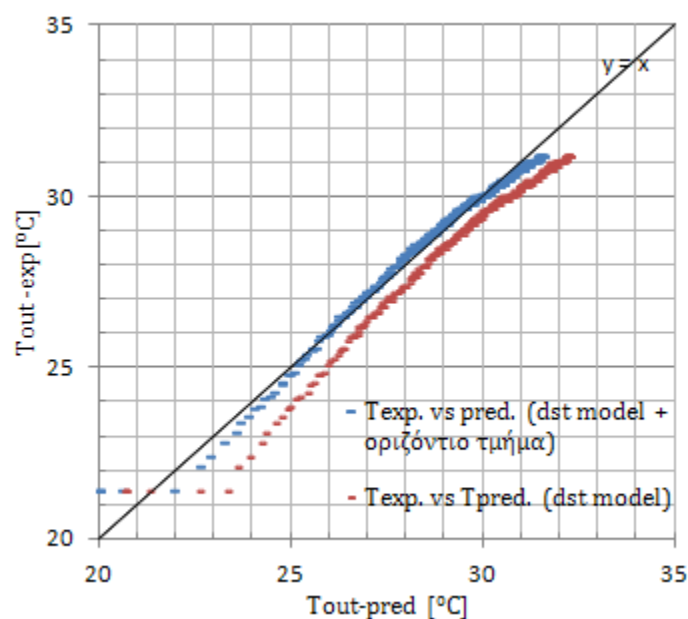


Διάγραμμα 5-5: Πειραματικές τιμές των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του ρευστού από το γεωναλλάκτη και αποτελέσματα μοντέλου προσομοίωσης με την προσέγγιση του μοντέλου dst



Διάγραμμα 5-6: Πειραματικές τιμές των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του ρευστού από το γεωναλλάκτη και αποτελέσματα μοντέλου προσομοίωσης με τη συνδυαστική προσέγγιση του dst και του υπεδαφικού τμήματος αγωγών

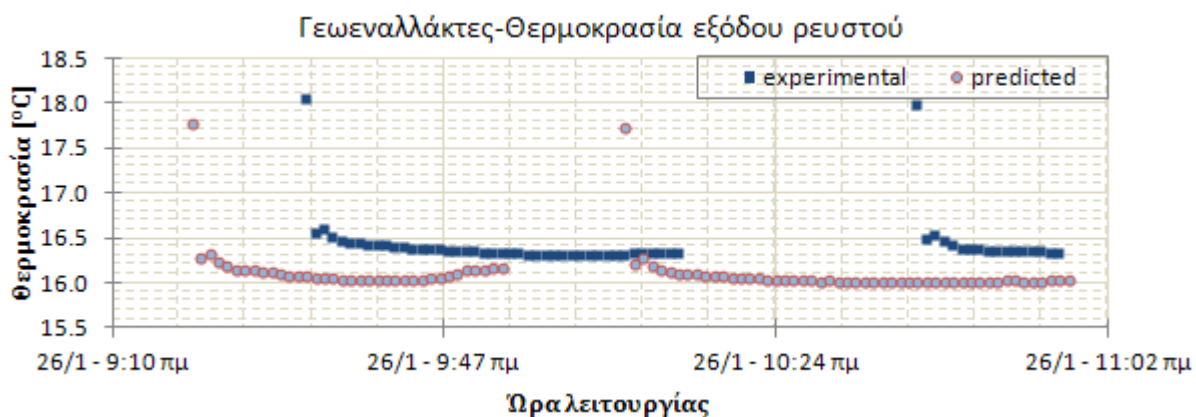
Αντίστοιχα, στο διάγραμμα 5-7, παρουσιάζεται η σχέση μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των τιμών της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού από το γεωναλλάκτη όπως προέκυψαν από τις δυο προσεγγίσεις.



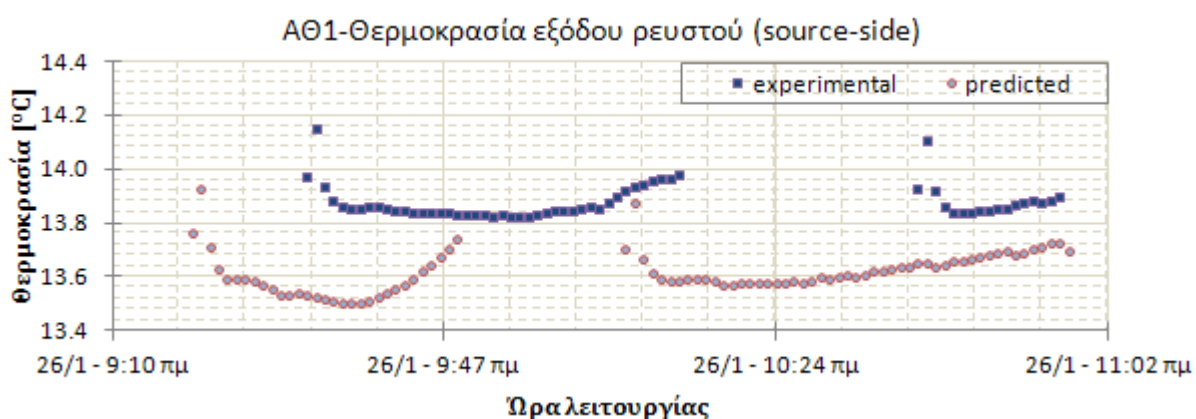
Διάγραμμα 5-7: Διάγραμμα συσχέτισης μεταξύ πειραματικών μετρήσεων της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού από το γεωεναλλάκτη και των αντίστοιχων αποτελεσμάτων των δυο προσεγγίσεων

Από τα διαγράμματα 5-5 και 5-6 επιβεβαιώνεται η ορθότητα της προσέγγισης που αναπτύχθηκε στην ενότητα 5.2.8. Συγκεκριμένα, διαπιστώνεται η καλύτερη πρόρρηση των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του ρευστού από το γεωεναλλάκτη, έναντι των αντίστοιχων τιμών από την προσέγγιση στην οποία δεν λαμβάνεται υπόψη το οριζόντιο υπεδαφικό τμήμα του. Η συστηματική υπερεκτίμηση των τιμών σε ποσοστό 3-4% στη δεύτερη περίπτωση, οφείλεται στο ότι δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες προς το περιβάλλον του αγωγού, κατά τη διαδρομή του ρευστού στο τμήμα αυτό. Έτσι, η σχέση απόδοσης μεταξύ της ηλεκτρικής αντίστασης και του κάθετου γεωεναλλάκτη μεταβιβάζει το επίπεδο των θερμοκρασιακών αποκρίσεων σε υψηλότερα επίπεδα. Το εύρος των αποκλίσεων στα πλαίσια της συστηματικής προσέγγισης κυμαίνεται σε ποσοστά της τάξεως του  $\pm 2\%$ . Οι παραπάνω διαπιστώσεις αποτυπώνονται στο διάγραμμα συσχέτισης μεταξύ πειραματικών και θεωρητικών τιμών για τις δυο προσεγγίσεις (Διάγραμμα 5-7).

Το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος επαληθεύτηκε στη βάση πειραματικών μετρήσεων οι οποίες πραγματοποιήθηκαν για χρονικό διάστημα δυο ετών. Ενδεικτικά, παρουσιάζονται τα διαγράμματα των πειραματικών μετρήσεων και των τιμών των θερμοκρασιών εξόδου από το κύκλωμα των κάθετων γεωεναλλακτών και το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (Διαγράμματα 5-8 και 5-9).



Διάγραμμα 5-8: Πειραματικές τιμές των θερμοκρασιών εξόδου του ρευστού από το γεωεναλλάκτη και αποτελέσματα μοντέλου προσομοίωσης



Διάγραμμα 5-9: Πειραματικές τιμές των θερμοκρασιών εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 και αποτελέσματα μοντέλου προσομοίωσης

Οι αποκλίσεις μεταξύ πειραματικών και υπολογιζόμενων τιμών από το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος, και ειδικότερα όσον αφορά στη διαφοροποίηση των χρονικών διαστημάτων εξέλιξης των κύκλων λειτουργίας είναι απολύτως αναμενόμενες, δεδομένου ότι τα μετεωρολογικά δεδομένα στα δυο αυτά διαστήματα, είναι αδύνατο να συμπίπτουν. Αυτό που εξετάζεται είναι το εύρος των θερμοκρασιακών διακυμάνσεων και ασφαλώς το επίπεδο διαμόρφωσης των τιμών. Διαπιστώνεται η ικανοποιητική συσχέτιση μεταξύ πειραματικών και θεωρητικών θερμοκρασιών εξόδου των επιμέρους κυκλωμάτων με αποκλίσεις της τάξεως του 3-4% για το διάστημα αναφοράς.





## Κεφάλαιο 6

# Ανάλυση - Προσομοίωση Μεταβατικών Φαινομένων κατά τη Λειτουργία του Συστήματος

### 6.1. Εισαγωγή

**Ο** πλήρης κύκλος λειτουργίας ενός συστήματος θέρμανσης-ψύξης χαρακτηρίζεται από δύο κύριες χρονικές-καταστάσεις, αυτές της μεταβατικής και της σταθερής χρονικής κατάστασης. Στην τελευταία, οι παράμετροι εισόδου/εξόδου του συστήματος παραμένουν σταθερές στο χρόνο. Επαγωγικά επομένως, η μεταβατική λειτουργία αποτελεί μη σταθερή κατάσταση, ενώ εντοπίζεται στις περιόδους εκκίνησης και παύσης του συστήματος, ή σε περιόδους όπου διαταράσσεται η σταθερή κατάσταση λειτουργίας του. Στη δεύτερη περίπτωση, η διατάραξη μπορεί να οφείλεται είτε σε μεταβολές των εξωτερικών συνθηκών (θερμικά φορτία, θερμοκρασία περιβάλλοντος κλπ), είτε σε ρυθμίσεις ανάδρασης. Σε κάθε περίπτωση, το σύστημα προσπαθεί να κινηθεί από τη μια κατάσταση ισορροπίας στην άλλη. Μεταβατική μοντελοποίηση, είναι η προγνωστική ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος κατά τη διάρκεια τέτοιων συνθηκών. Στην πράξη, ωστόσο, υπάρχει μια τρίτη χρονική κατάσταση μεταξύ σταθερών και μεταβατικών προσεγγίσεων, η οποία καλείται «οιονεί σταθερή κατάσταση», στην οποία οι μεταβατικές αποκρίσεις είναι πολύ πιο γρήγορες από τη μεταβατικότητα των εισόδων. Πρακτικά, το

σύστημα κινείται γρήγορα μέσα από μια σειρά σταθερών καταστάσεων, ακόμα και όταν υποβάλλεται σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες. Η απόδοση αυτή είναι χρήσιμη όταν οι χρονικές σταθερές των παραμέτρων εισόδου και του συστήματος διαφέρουν σημαντικά ως προς την τάξη μεγέθους. Σε αυτές τις περιπτώσεις, οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη μελέτη της μεταβατικής συμπεριφοράς του συστήματος.

Η διαδικασία υλοποίησης του μοντέλου ενός μεταβατικού συστήματος συνίσταται κατά κύριο λόγο στη δημιουργία μεταβατικών μοντέλων των επιμέρους στοιχείων του και την ενσωμάτωσή τους σε ένα ενιαίο σύστημα. Η ακριβής απόδοση της πραγματικής συμπεριφοράς του συστήματος προϋποθέτει κάθε επιμέρους μοντέλο να είναι ακριβές. Αυτό απαιτεί καλή κατανόηση των φαινομένων που συμβαίνουν σε αυτά τα στοιχεία και τη δυνατότητα της μαθηματικής έκφρασης των φαινομένων στον απαιτούμενο βαθμό ακρίβειας.

Απαραίτητη προϋπόθεση για την οικοδόμηση ενός μαθηματικού μοντέλου είναι ο προσδιορισμός του μεγέθους των μεταβατικών φαινομένων. Σε γενικές γραμμές, τα μεταβατικά φαινόμενα ενός συστήματος μπορούν να χαρακτηριστούν ως μικρής και μεγάλης κλίμακας, με βάση τις σχετικές χρονικές σταθερές των αποκρίσεων και των αιτιών τους. Μεγάλης κλίμακας μεταβατικές συμπεριφορές προκαλούνται από μεταβολές φορτίου, εκκίνησης, τερματισμού, ελέγχου ανάδρασης, κλπ και οι αποκρίσεις μπορούν να είναι της ίδιας τάξης μεγέθους με τη συνολική διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Μικρής κλίμακας μεταβατικές συμπεριφορές προκαλούνται από, πιθανώς τυχαίες, διακυμάνσεις, ενώ αποκρίσεις σε αυτές τις περιπτώσεις εξελίσσονται σε πολύ μικρότερη χρονική κλίμακα.

Το σημαντικότερο τμήμα στην αποκωδικοποίηση του θερμικού προβλήματος κατά τη λειτουργία ενός Γεωθερμικού Συστήματος Αντλιών Θερμότητας, αποτελεί η συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση / εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος ως αποτέλεσμα των μεταβαλλόμενων κτιριακών φορτίων. Χαρακτηριστικά, στο σύστημα που μελετάται, στο κύκλωμα των κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών το φαινόμενο εξελίσσεται σε συνθήκες πλήρους ή μηδενικής ροής.

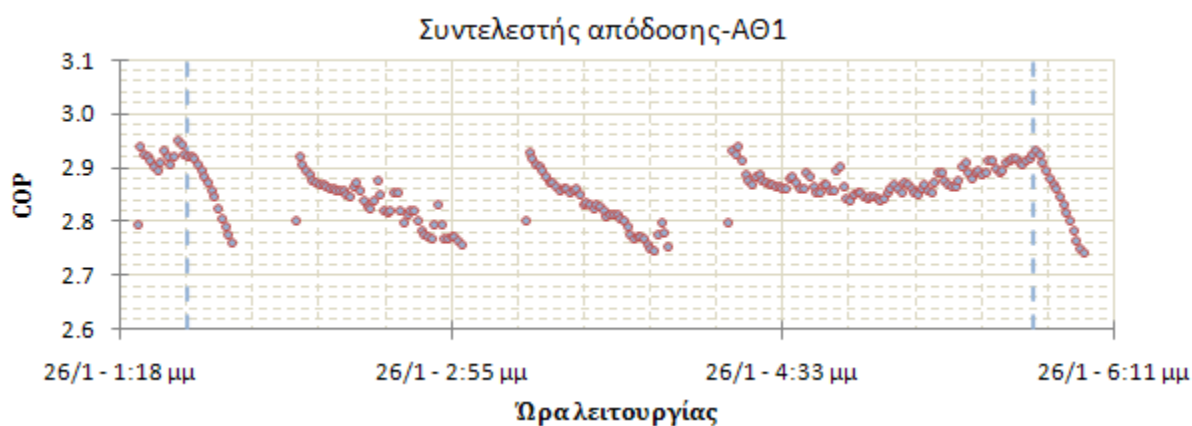
Οι μεταβατικές περίοδοι στη λειτουργία ενός γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, μπορούν να έχουν σημαντική επίδραση στη συνολική του απόδοση, ενώ αποτελούν σημαντικό παράγοντα σφάλματος στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Αυτό οφείλεται στο ότι κατά τη διάρκεια των μεταβατικών περιόδων παρατηρούνται ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας που αποκλίνουν σημαντικά από τις αντίστοιχους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας όταν το σύστημα έχει περάσει σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας

(Hern, 2004). Οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης (steady-state models), είτε αγνοούν τις μεταβατικές αυτές επιδράσεις, είτε χρησιμοποιούν συντελεστές συνόρθωσης στους τελικούς τους υπολογισμούς. Στη φάση του σχεδιασμού, τα συστηματικά σφάλματα που υπεισέρχονται σε μια τέτοια προσέγγιση μπορούν να οδηγήσουν σε εντελώς διαφορετικό σχεδιασμό από εκείνον που θα ακολουθούταν βάσει δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης (Kummert, Bernier, 2008).

Στη συνέχεια αναλύονται τα μεταβατικά φαινόμενα κατά τη λειτουργία του εν λόγω γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας. Η παραπάνω ανάλυση επιτρέπει την κατανόηση της δυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος, σε κάθε επιμέρους φάση λειτουργίας, και αναδεικνύει την αναγκαιότητα των δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης για τον ακριβή και ρεαλιστικό σχεδιασμό αντίστοιχων συστημάτων, με σκοπό την εξασφάλιση της οικονομικής και λειτουργικής τους βιωσιμότητας σε βάθος χρόνου.

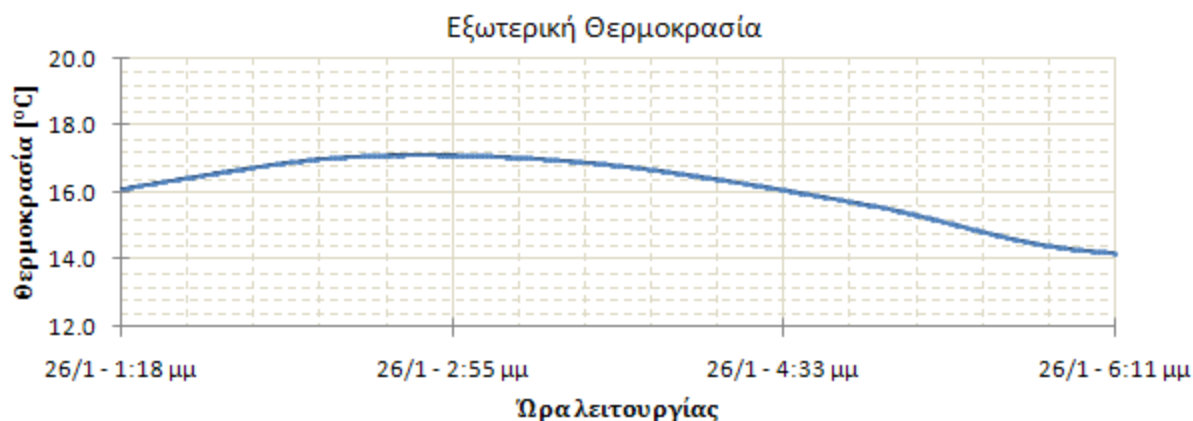
### 6.1.1. Λειτουργία Θέρμανσης - Ανάλυση Μεταβατικών Φαινομένων

Στο Διάγραμμα 6-1 απεικονίζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 κατά τη διάρκεια μιας τυπικής λειτουργίας θέρμανσης, ενώ παράλληλα, με διακεκομμένη γραμμή, υποδεικνύεται η χρονική στιγμή ενεργοποίησης της δεύτερης αντλίας θερμότητας.



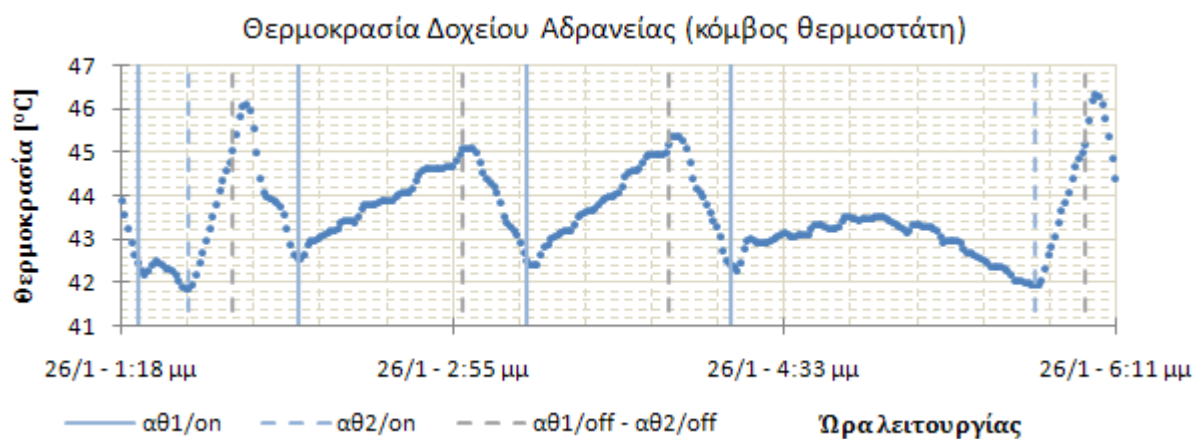
Διάγραμμα 6-1: Διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1

Αναλύοντας το παραπάνω διάγραμμα, και σε συνδυασμό με την εξωτερική θερμοκρασία στη διάρκεια αυτού του τμήματος λειτουργίας (Διάγραμμα 6-2), αποτυπώνεται σαφώς ο πρωτεύον ρόλος της ΑΘ-1 στην κάλυψη των φορτίων του κτιρίου και η υποστηρικτική λειτουργία της ΑΘ-2 στις περιόδους αυξημένης θερμικής απαίτησης.



Διάγραμμα 6-2: Διακύμανση της εξωτερικής θερμοκρασίας στην εξεταζόμενη περίοδο λειτουργίας

Επιπλέον, παρατηρείται η έντονη διακύμανση του συντελεστή απόδοσης, ειδικά κατά την εκκίνηση της αντλίας θερμότητας, και η μετέπειτα διαμόρφωσή του από υψηλά σε χαμηλότερα επίπεδα τιμών, στα τμήματα που ικανοποιούνται τα θερμικά φορτία του κτιρίου, ή ακριβέστερα στα τμήματα που επιτυγχάνεται η αύξηση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας, επομένως και της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας. Η διακύμανση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας στην αντίστοιχη περίοδο λειτουργίας απεικονίζεται στο Διάγραμμα 6-3.



Διάγραμμα 6-3: Θερμοκρασιακή μεταβολή του ρευστού του δοχείου αδρανείας κατά τη λειτουργία του συστήματος

Στο παραπάνω διάγραμμα, αξίζει να σημειωθεί η προσωρινή αύξηση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας στα πρώτα λεπτά μετά από κάθε παύση λειτουργίας του συστήματος, λόγω της ανάμειξης του θερμού όγκου νερού που εισέρχεται κατά τη διάρκεια του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας, με τον υπόλοιπο όγκο του δοχείου, και της αντίστοιχης μετάδοσης θερμότητας στο σύνολό του. Χαρακτηριστικό επίσης είναι το μικρότερο εύρος της αντίστοιχης μεταβολής στις περιόδους μεμονωμένης λειτουργίας της ΑΘ-1, όπου ο θερμός όγκος νερού που αναμειγνύεται είναι σημαντικά μικρότερος.

Από τη συγκριτική αξιολόγηση των Διαγραμμάτων 6-1 και 6-3, διαπιστώνεται ότι υπάρχει μια αντιστρόφως ανάλογη σχέση μεταξύ της θερμοκρασιακής μεταβολής του δοχείου αδρανείας, που αντανακλά την επίδραση των θερμικών φορτίων του κτιρίου, και του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας.

Η ίδια περίπου αναλογία παρατηρείται και στη διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2, όπως αυτή παρατίθεται στο Διάγραμμα 6-4. Ωστόσο, το εύρος της διακύμανσης κατά την εκκίνηση της αντλίας θερμότητας, είναι κατά πολύ μικρότερο σε σχέση με το αντίστοιχο εύρος διακύμανσης του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1.



Διάγραμμα 6-4: Διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2

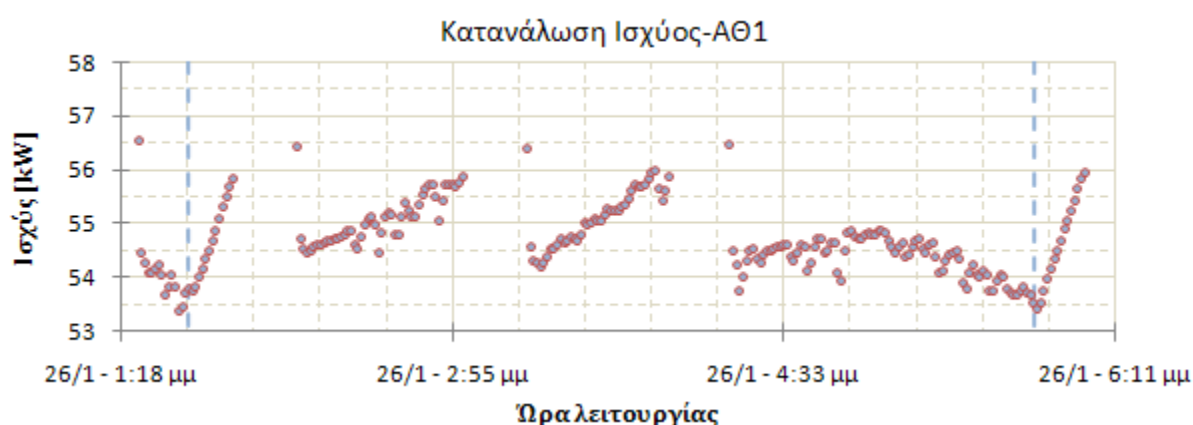
Αναλυτικότερα, στην αρχή κάθε κύκλου λειτουργίας, η θερμοκρασία εισόδου στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 κινείται στα επίπεδα που βρίσκονταν κατά την παύση του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας. Σε αυτό συμβάλλει καθοριστικά το μεγάλο τμήμα σωλήνωσης μεταξύ του μηχανοστασίου και του δοχείου αδρανείας. Έτσι, παρά τη μείωση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας υπό τη δράση των fan-coils του κτιρίου, ο πρώτος εισερχόμενος όγκος ρευστού στην ΑΘ-1 έχει θερμοκρασία περίπου 45°C.

Επιπλέον, το εισερχόμενο ρευστό στο πρωτεύον κύκλωμά της, παρουσιάζει σχετικά αυξημένη θερμοκρασία, ωστόσο χωρίς αντίστοιχα μεγάλη θερμοκρασιακή μεταβολή, κυρίως λόγω της εναλλαγής θερμότητας με το υπέδαφος στο τμήμα των κάθετων γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια της προηγούμενης παύσης.

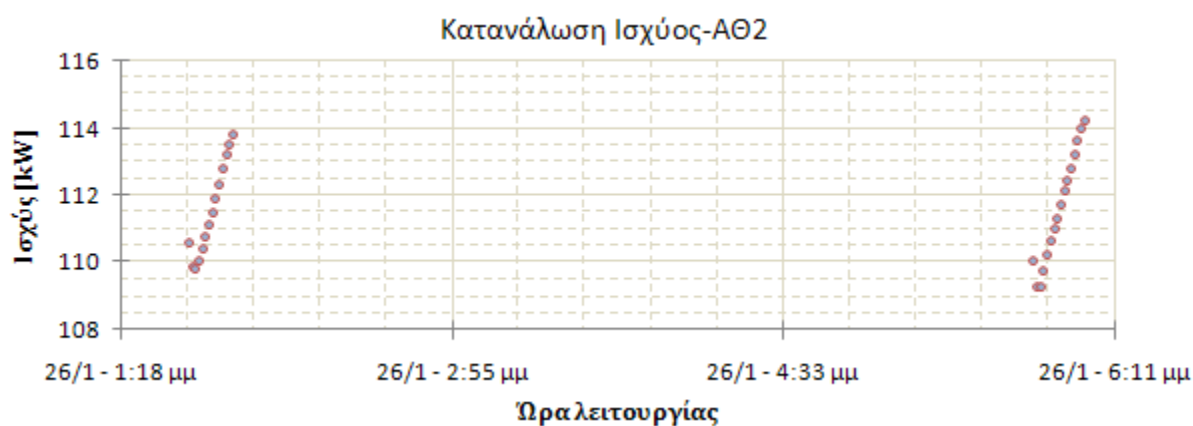
Η μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δυο ρευστών οδηγεί, λόγω της υψηλής απαίτησης σε συμπίεση, σε χαμηλό συντελεστή απόδοσης, ενώ η απότομη πτώση της θερμοκρασίας στο δευτερεύον κύκλωμα της αντλίας, μετά τη διέλευση του "παγιδευμένου" νερού της σωλήνωσης, οδηγεί σε αντίστοιχα απότομη αύξηση του συντελεστή απόδοσής της.

Το αντίστοιχο εύρος μεταβολής για την ΑΘ-2 είναι σημαντικά μικρότερο, καθώς η επίδραση του παραπάνω φαινομένου κατά τη μεταγενέστερη εκκίνησή της περιορίζεται πλέον στον κλάδο της σωλήνωσης μεταξύ του σημείου διαχωρισμού του ρευστού του δοχείου αδρανείας προς τις αντλίες (μηχανοστάσιο) και την είσοδο του δευτερεύοντος κυκλώματός της.

Τα αντίστοιχα επίπεδα κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας του συστήματος παρατίθενται στα Διαγράμματα 6-5 και 6-6.



Διάγραμμα 6-5: Διακύμανση της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-1

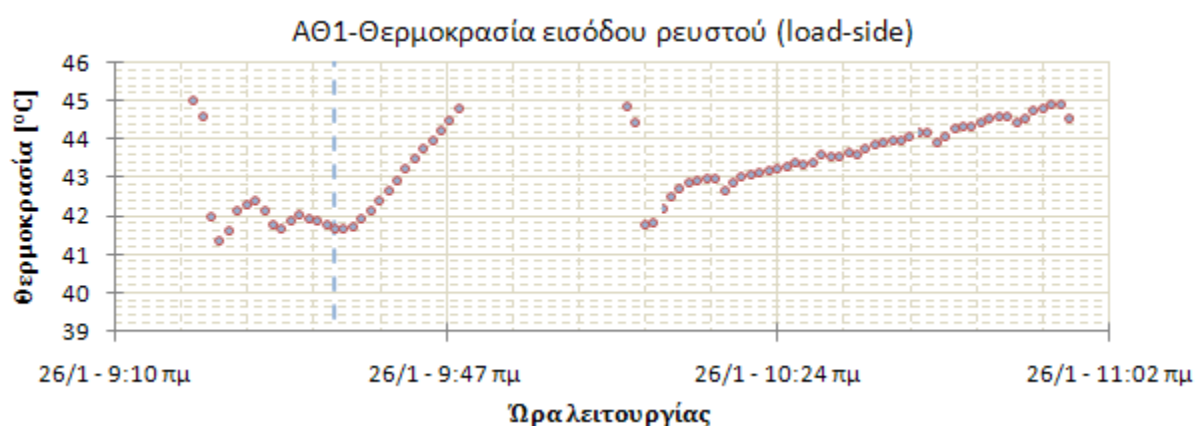


Διάγραμμα 6-6: Διακύμανση της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-2

Αξιολογώντας συνδυαστικά τα παραπάνω διαγράμματα, αποτυπώνεται σαφώς το μικρότερο εύρος μεταβολής της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-2 κατά την εκκίνησή της. Επιπλέον, παρατηρείται η αύξηση της κατανάλωσης ισχύος και των δυο αντλιών θερμότητας κατά την παράλληλη λειτουργία τους, στο διάστημα της οποίας η θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμά τους αυξάνεται προοδευτικά.

Στο Διάγραμμα 6-7 απεικονίζεται η θερμοκρασιακή διακύμανση του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 κατά τη διάρκεια δυο κύκλων λειτουργίας, όπου και

διαπιστώνεται η επαναληψιμότητα της υψηλής διακύμανσης κατά την εκκίνηση κάθε κύκλου λειτουργίας.

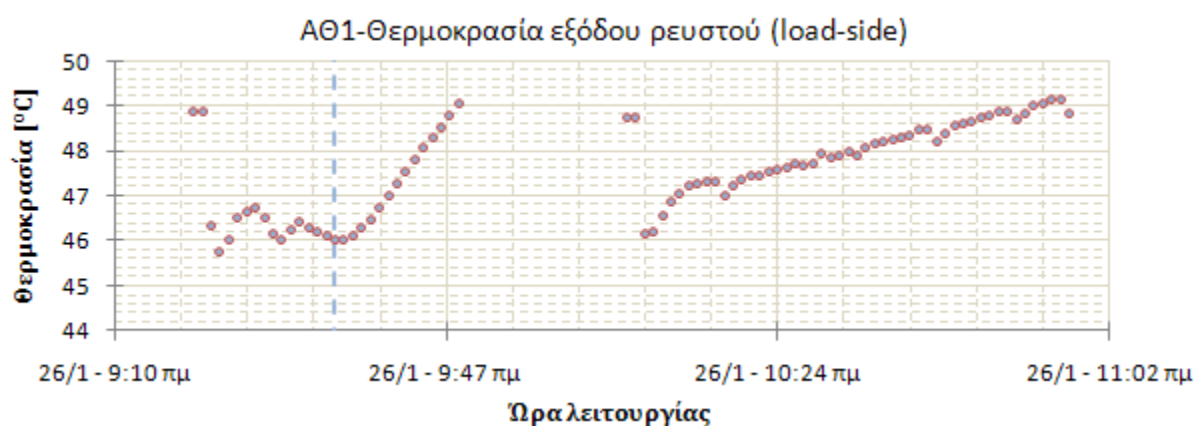


Διάγραμμα 6-7: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

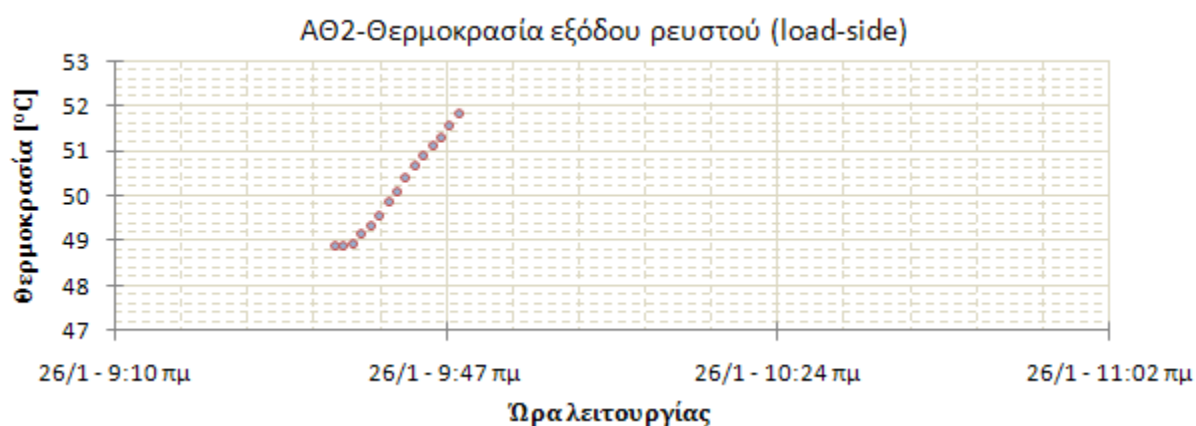
Στον πρώτο κύκλο λειτουργίας, υπό την επίδραση των υψηλών κτιριακών φορτίων, η θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας, επομένως και η θερμοκρασία εισόδου στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, μειώνεται οδηγώντας στην ενεργοποίηση της ΑΘ-2. Η παράλληλη λειτουργία των αντλιών θερμότητας, καλύπτοντας πλέον την υψηλή θερμική απαίτηση, αυξάνει τη θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας στα επιθυμητά όρια, οπότε και τερματίζεται, για να επαναληφθεί ο κύκλος όταν η θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας μειωθεί κατά 2°C.

Στο δεύτερο κύκλο λειτουργίας, η ισχύς της ΑΘ-1 είναι επαρκής για την κάλυψη των θερμικών απωλειών του κτιρίου, επιτυγχάνοντας την αύξηση της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας, χωρίς την παρέμβαση της δεύτερης αντλίας θερμότητας.

Η αντίστοιχη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα των ΑΘ-1 και ΑΘ-2, απεικονίζεται στα Διαγράμματα 6-8 και 6-9.



Διάγραμμα 6-8: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

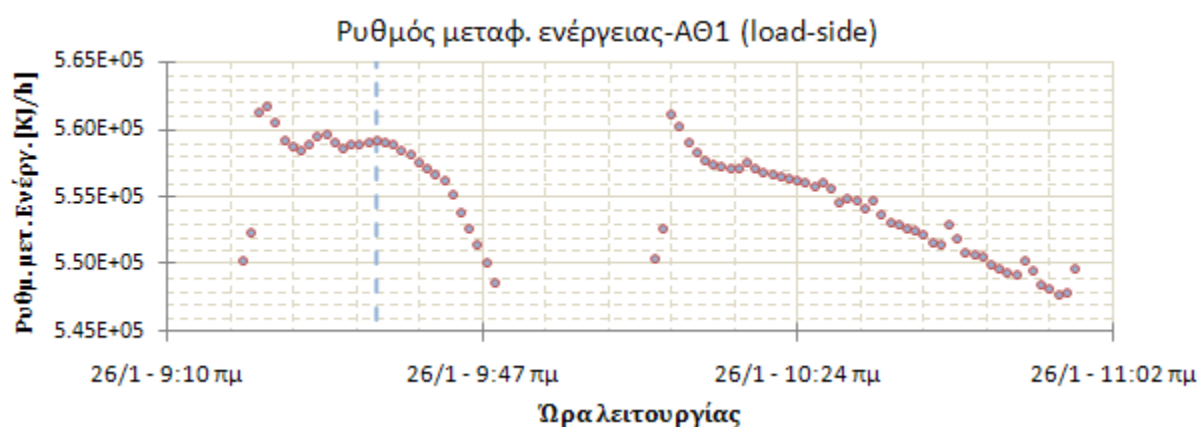


Διάγραμμα 6-9: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2

Οι παραπάνω θερμοκρασιακές μεταβολές, τόσο στα πρώτα μεταβατικά λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας, όσο και στο σύνολό τους, αποτυπώνονται αντίστοιχα στο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος (Διαγράμματα 6-10 και 6-11).

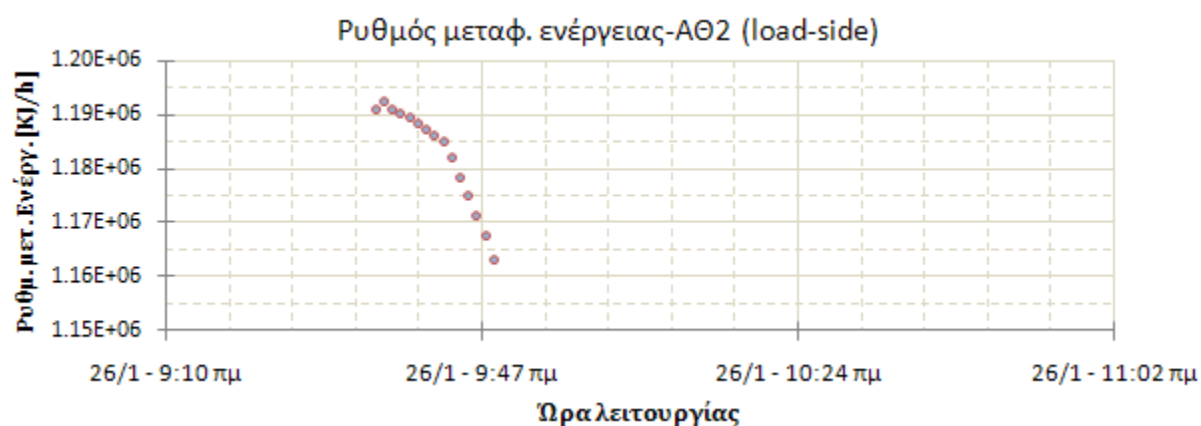
Στην εκκίνηση κάθε κύκλου λειτουργίας της ΑΘ-1, παρατηρείται η διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας, από αρχικά χαμηλό σε υψηλότερο επίπεδο τιμών, και η αυξομείωσή του ανάλογα με την κάλυψη των θερμικών απαιτήσεων, όπως αυτή εκφράζεται από την αντίστοιχη μεταβολή της θερμοκρασίας του δοχείου αδρανείας, επομένως και του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμά της.

Οι παραπάνω μεταβολές γίνονται ακόμα πιο κατανοητές, συγκρίνοντας στα εν λόγω διαγράμματα, τα μεταβατικά φαινόμενα κατά την εκκίνηση και των δυο αντλιών θερμότητας, όπου πράγματι διαπιστώνεται η επίδραση του "παγιδευμένου" ρευστού της σωλήνωσης μεταξύ μηχανοστασίου και δοχείου αδρανείας στην απόδοση της ΑΘ-1 και μόνο, λόγω της πρότερης ενεργοποίησής της σε σχέση με την ΑΘ-2.



Διάγραμμα 6-10: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

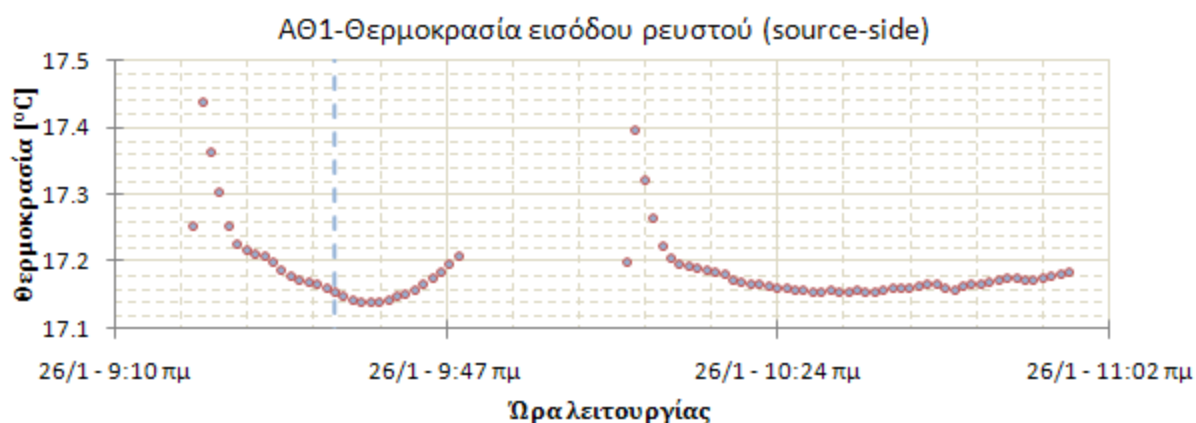




Διάγραμμα 6-11: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2

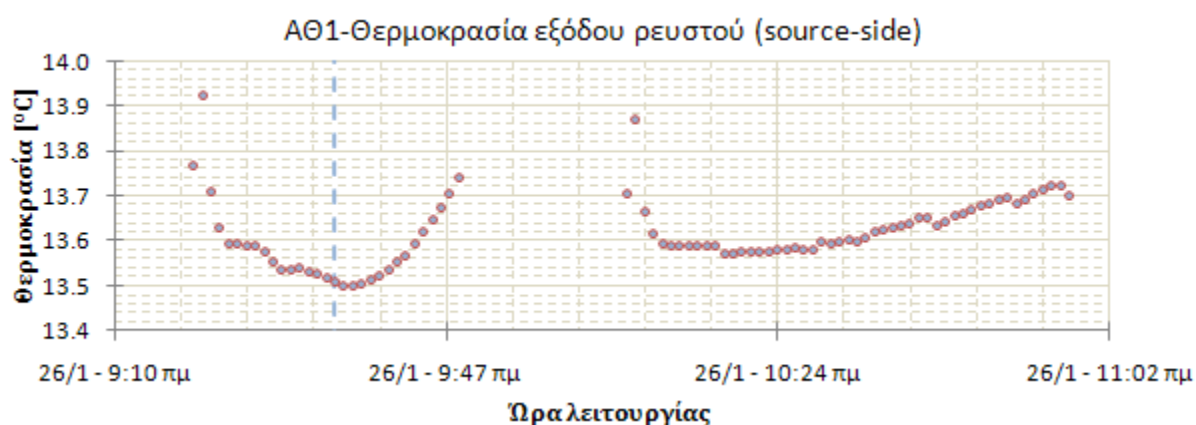
Όπως προαναφέρθηκε, κατά την εκκίνηση κάθε κύκλου λειτουργίας, το εισερχόμενο ρευστό στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 παρουσιάζει σχετικά αυξημένη θερμοκρασία. Η αρχική της τιμή καθορίζεται από τη θερμοκρασία του "παγιδευμένου" νερού της σωλήνωσης του πρωτεύοντος κυκλώματος και την εναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον κατά τη διάρκεια της προηγούμενης παύσης. Το "παγιδευμένο" νερό της σωλήνωσης ακολουθεί θερμότερος όγκος ρευστού, με το κύριο μέρος αυτής της μεταβολής, δεδομένου ότι το εισερχόμενο ρευστό προέρχεται από την ανάμειξη του σκέλους του ΠΕ-1 με αυτό των κάθετων γεωαναλακτών, να οφείλεται στην εναλλαγή θερμότητας στο υπέδαφος κατά τη διάρκεια της προηγούμενης παύσης.

Μετά τα πρώτα έντονα μεταβατικά λεπτά, η λειτουργία της ΑΘ-1 και η σχέση απόδοσής της με τα στοιχεία του πρωτεύοντος κυκλώματός της οδηγεί στη μείωση της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμά της. Ανάλογα με την κάλυψη ή μη των θερμικών απαιτήσεων, οδηγείται αντίστοιχα, είτε σε "σταθερή" κατάσταση λειτουργίας, με σταθεροποίηση της τιμής της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμά της σε ένα εύρος τιμών, είτε στην αύξηση της αντίστοιχης θερμοκρασίας από την παράλληλη δράση της ΑΘ-2. Στην πρώτη περίπτωση, η παράλληλη αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμά της οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης, ενώ αντίστοιχα, στη δεύτερη περίπτωση, η σχέση της θερμοκρασιακής μεταβολής στα δυο κυκλώματά της οδηγεί σε εντονότερη μείωση του συντελεστή απόδοσής της.



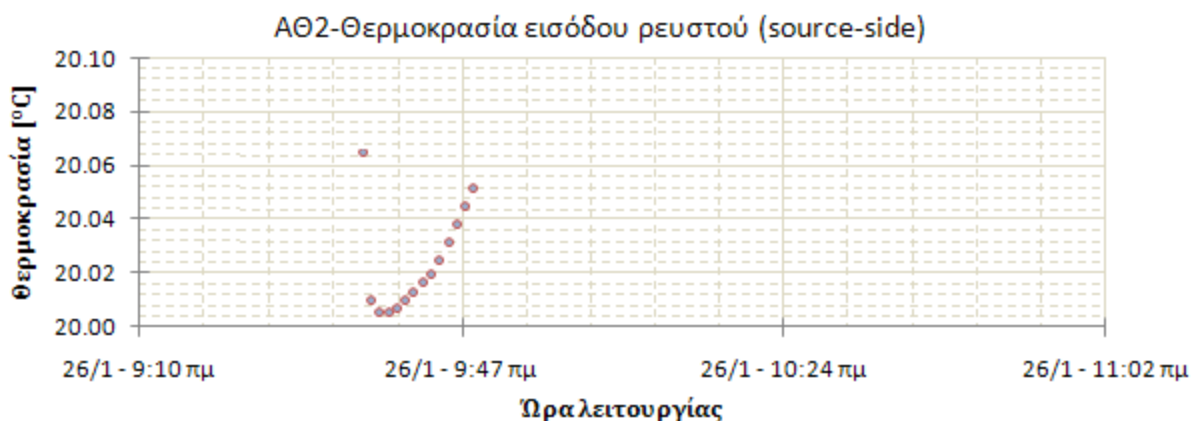
Διάγραμμα 6-12: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

Η αξιολόγηση της μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, και η επίδραση αυτής της μεταβολής στη μεταφορά θερμότητας στα επιμέρους κυκλώματα της αντλίας, απαιτεί εκτενέστερη ανάλυση, καθώς η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμά της (Διάγραμμα 6-13), επομένως και η θερμοκρασία εισόδου τόσο στους κάθετους γεωναλλάκτες όσο και στον ΠΕ-1, προκύπτει ως αποτέλεσμα της απόδοσης της αντλίας θερμότητας στο προϊόν της ανάμειξης των δυο κυκλωμάτων. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αντίστοιχα σύνθετη διαμόρφωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας, τόσο στο πεδίο των γεωναλλακτών, όσο και στον ΠΕ-1, επομένως και της θερμοκρασίας των εξερχόμενων ρευστών από τα αντίστοιχα κυκλώματα, η ανάμειξη των οποίων επανακαθορίζει τη θερμοκρασία εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1.



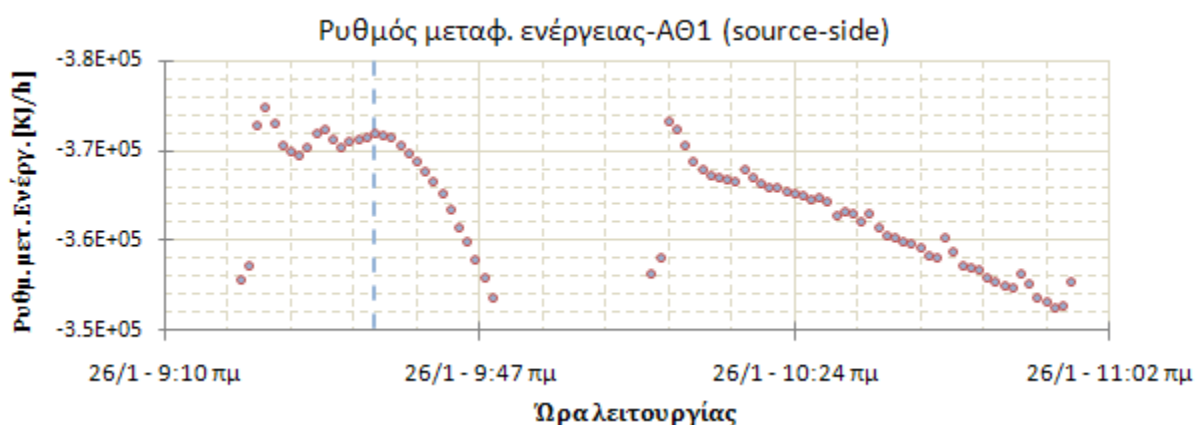
Διάγραμμα 6-13: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

Η αντίστοιχη θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμά της ΑΘ-2 (Διάγραμμα 6-14) κατά την εκκίνησή της, εμφανίζεται επίσης αυξημένη, σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή της κατά την προηγούμενη παύση λειτουργίας, κυρίως λόγω της μεταφοράς θερμότητας από το νερό της υδρογεώτρησης, το οποίο διατρέχει το ένα σκέλος του ΠΕ-2 κατά το διάστημα της μεμονωμένης λειτουργίας της ΑΘ-1.

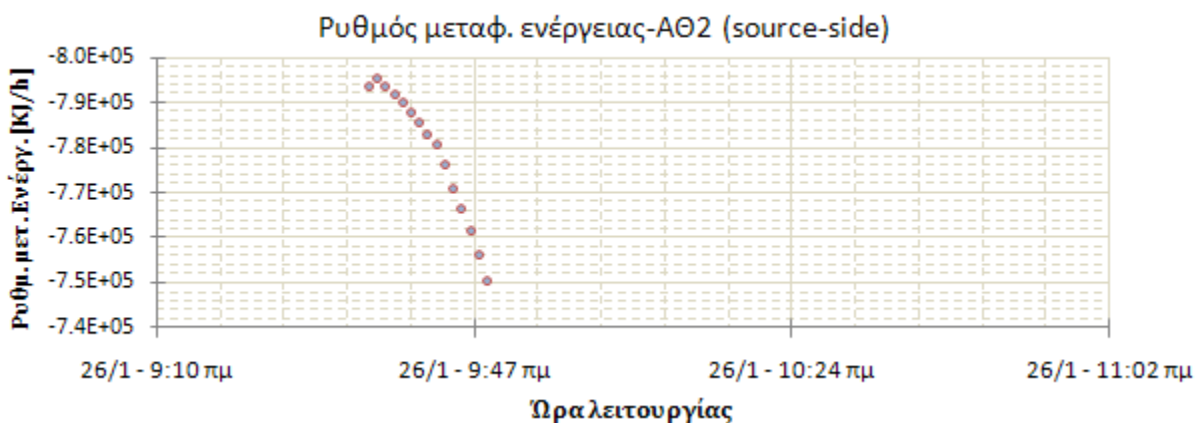


Διάγραμμα 6-14: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2

Ο αντίστοιχος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα πρωτεύοντα κυκλώματα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, παρατίθεται στα Διαγράμματα 6-15 και 6-16, όπου επίσης διαπιστώνεται η έντονη επίδραση των μεταβατικών φαινομένων κατά την εκκίνηση της ΑΘ-1, λόγω των αντίστοιχα έντονων θερμοκρασιακών μεταβολών στα επιμέρους κυκλώματά της.

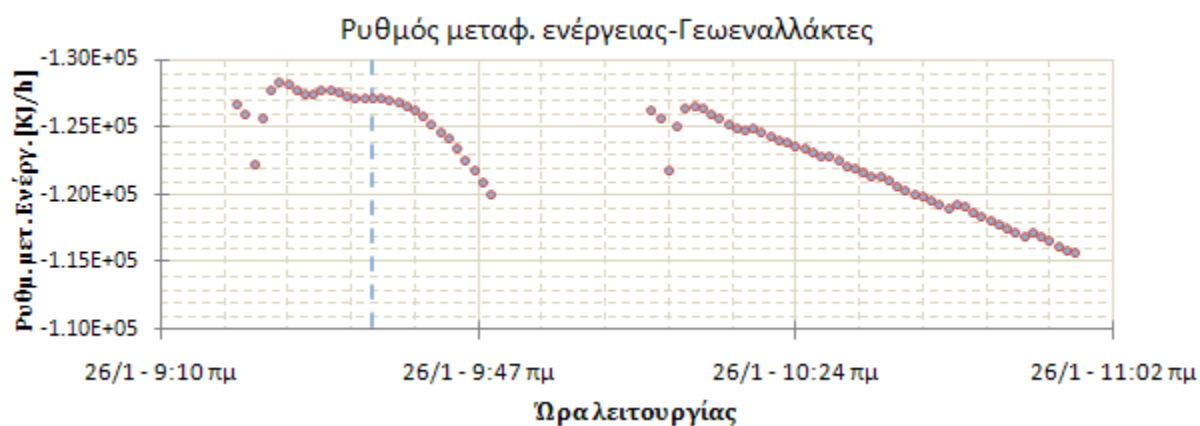


Διάγραμμα 6-15: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

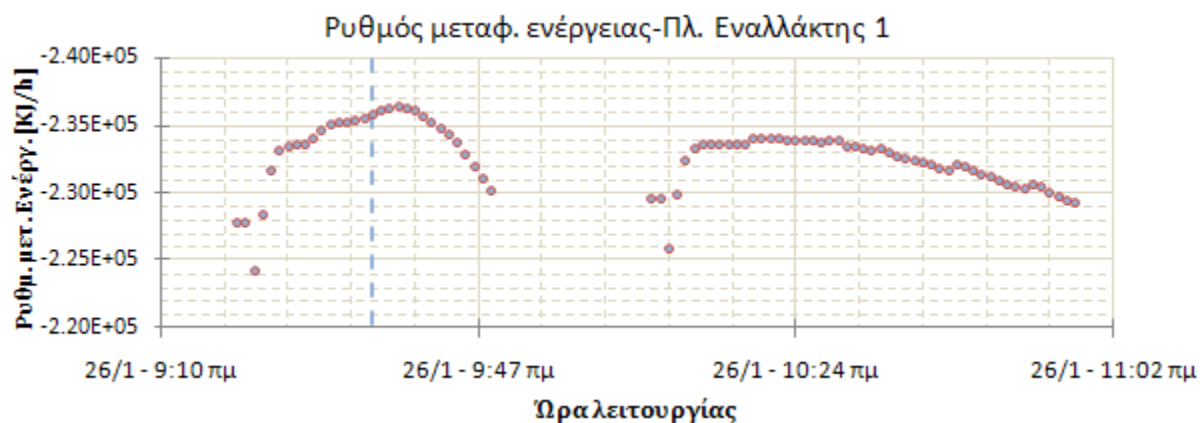


Διάγραμμα 6-16: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2

Η επίδραση της εναλλαγής θερμότητας στο υπεδάφικό κύκλωμα κατά τη διάρκεια των παύσεων λειτουργίας της ΑΘ-1, και η επόμενη αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμά της, επεκτείνεται, όπως προαναφέρθηκε, και στο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στον ΠΕ-1. Έτσι, στα πρώτα μεταβατικά λεπτά λειτουργίας, ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας κινείται προς χαμηλό εύρος τιμών και εν συνεχεία αυξάνεται προς την αποκατάσταση σταθερών συνθηκών λειτουργίας. Στο διάστημα που εξετάζεται, η αναλογία της μεταφερόμενης ενέργειας από το κύκλωμα των γεωεναλλακτών και τον ΠΕ-1, για τη λειτουργία του εξατμιστή της ΑΘ-1, είναι περίπου 40% προς 60% αντίστοιχα. Ωστόσο, όπως αναλύεται διεξοδικά στη συνέχεια, λόγω της περιοδικής μεταβολής της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών, σε συνδυασμό με τη θερμοκρασιακή σταθερότητα του υπόγειου υδροφορέα, το θερμικό περιεχόμενο του οποίου εκμεταλλεύεται ο ΠΕ-1, η παραπάνω αναλογία δεν είναι σταθερή κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος. Στα Διαγράμματα 6-17 και 6-18, παρατίθεται ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 αντίστοιχα.

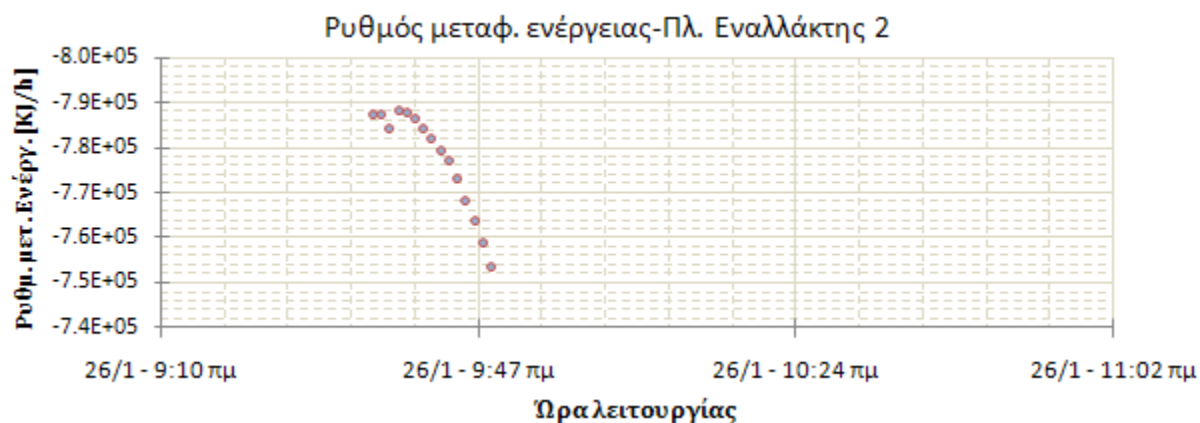


Διάγραμμα 6-17: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών



Διάγραμμα 6-18: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1

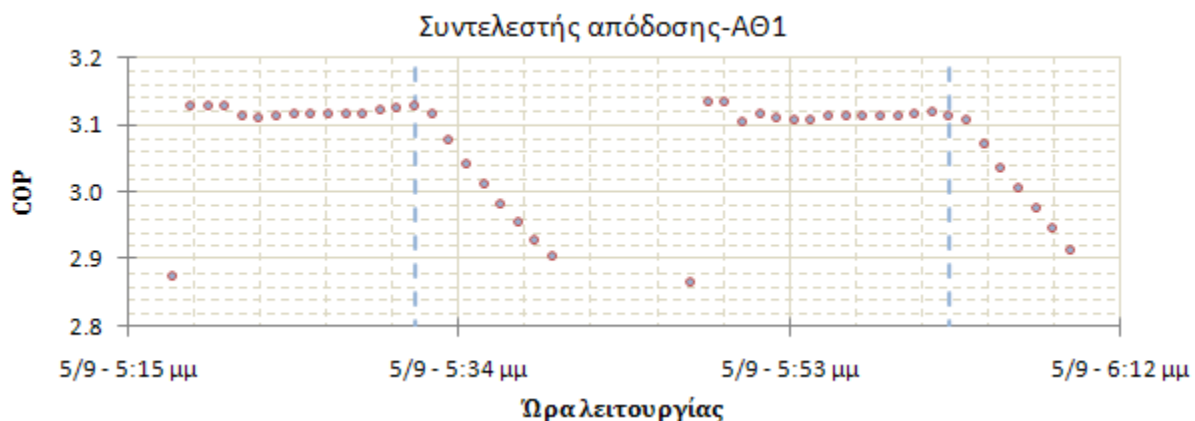
Ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-2 παρουσιάζει αντίστοιχη διακύμανση (Διάγραμμα 6-19) στα πρώτα μεταβατικά λεπτά λειτουργίας. Στη συνέχεια του κύκλου λειτουργίας η σχέση απόδοσής του με την ΑΘ-2 οδηγεί σε σταδιακή μείωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμά του.



Διάγραμμα 6-19: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-2

### 6.1.2. Λειτουργία Ψύξης - Ανάλυση Μεταβατικών Φαινομένων

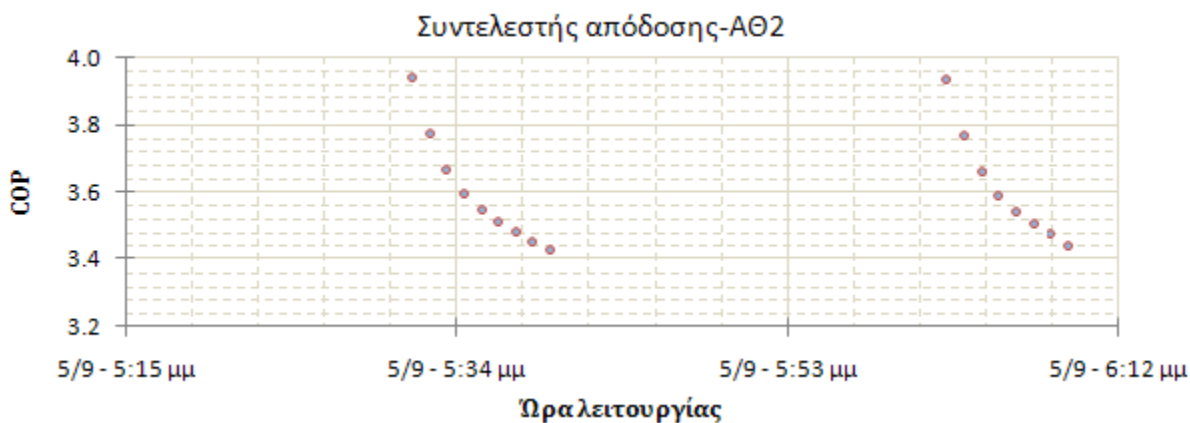
Στο Διάγραμμα 6-20 παρουσιάζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 κατά τη διάρκεια μιας τυπικής λειτουργίας ψύξης. Επιπλέον, με διακεκομμένη γραμμή, υποδεικνύονται οι χρονικές στιγμές ενεργοποίησης της ΑΘ-2.



Διάγραμμα 6-20: Διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 κατά τη λειτουργία ψύξης

Αναλύοντας το παραπάνω διάγραμμα, διαπιστώνεται η έντονη διακύμανση του συντελεστή απόδοσης, ειδικά κατά την εκκίνηση της αντλίας θερμότητας. Η ενεργοποίηση της ΑΘ-2, λόγω της αδυναμίας της ΑΘ-1 να καλύψει τα ψυκτικά φορτία του κτιρίου, οδηγεί σε περαιτέρω μείωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1.

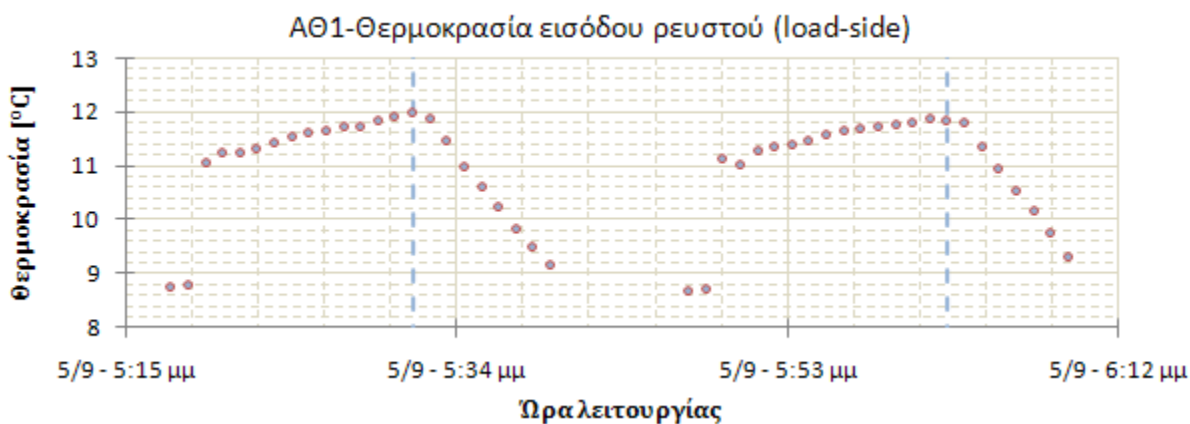
Η διακύμανση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2 για το αντίστοιχο διάστημα λειτουργίας παρατίθεται στο Διάγραμμα 6-21, όπου παρατηρείται η διαμόρφωσή του από αρχικά υψηλό σε χαμηλότερο εύρος τιμών.



Διάγραμμα 6-21: Διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2 κατά τη λειτουργία ψύξης

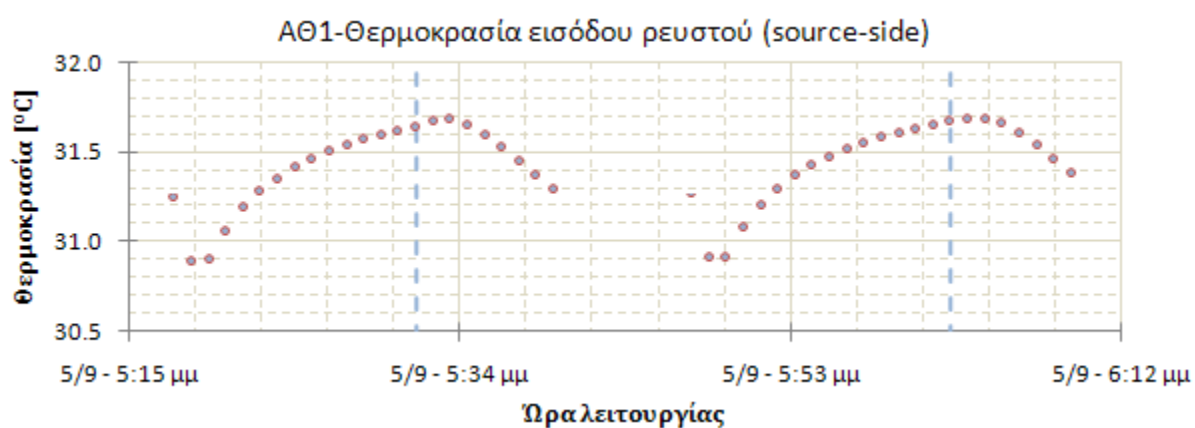
Αναλυτικότερα, όπως και στην περίπτωση της λειτουργίας θέρμανσης, στην αρχή κάθε κύκλου λειτουργίας, η θερμοκρασία εισόδου στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 κινείται στα επίπεδα που βρίσκονταν κατά την παύση του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας, λόγω του μεγάλου τμήματος σωλήνωσης μεταξύ του μηχανοστασίου και του δοχείου αδρανείας. Έτσι, ενώ η θερμοκρασία του δοχείου αδρανείας, υπό τη επίδραση των φορτίων του κτιρίου, αυξάνεται κατά τη διάρκεια της παύσης, ο πρώτος εισερχόμενος όγκος ρευστού στην αντλία θερμότητας έχει θερμοκρασία περίπου  $9^{\circ}\text{C}$  (Διάγραμμα 6-22).

Το αντίστοιχο εύρος μεταβολής για την ΑΘ-2 είναι σχεδόν αμελητέο, δεδομένου ότι η επίδραση του παραπάνω φαινομένου, λόγω της μεταγενέστερης εκκίνησής της, περιορίζεται πλέον στον κλάδο της σωλήνωσης μεταξύ του διαχωρισμού του ρευστού του δοχείου αδρανείας προς τις αντλίες (μηχανοστάσιο) και την είσοδο του δευτερεύοντος κυκλώματός της.



Διάγραμμα 6-22: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

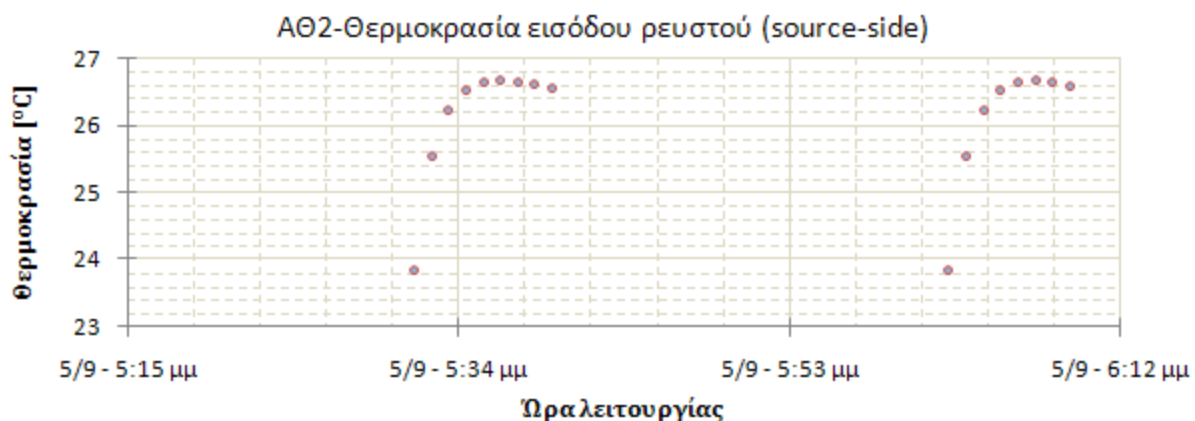
Επιπλέον, το εισερχόμενο ρευστό στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 παρουσιάζει σχετικά μειωμένη θερμοκρασία (Διάγραμμα 6-23). Η αρχική της τιμή καθορίζεται από τη θερμοκρασία του "παγιδευμένου" νερού της σωλήνωσης του πρωτεύοντος κυκλώματος και την εναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον κατά τη διάρκεια της προηγούμενης παύσης. Το "παγιδευμένο" νερό της σωλήνωσης ακολουθεί ψυχρότερος όγκος ρευστού, με το κύριο μέρος αυτής της μεταβολής, δεδομένου ότι το εισερχόμενο ρευστό προέρχεται από την ανάμειξη του σκέλους του ΠΕ-1 με αυτό των κάθετων γεωεναλλακτών, να οφείλεται στην εναλλαγή θερμότητας στο υπέδαφος κατά τη διάρκεια της προηγούμενης παύσης.



Διάγραμμα 6-23: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

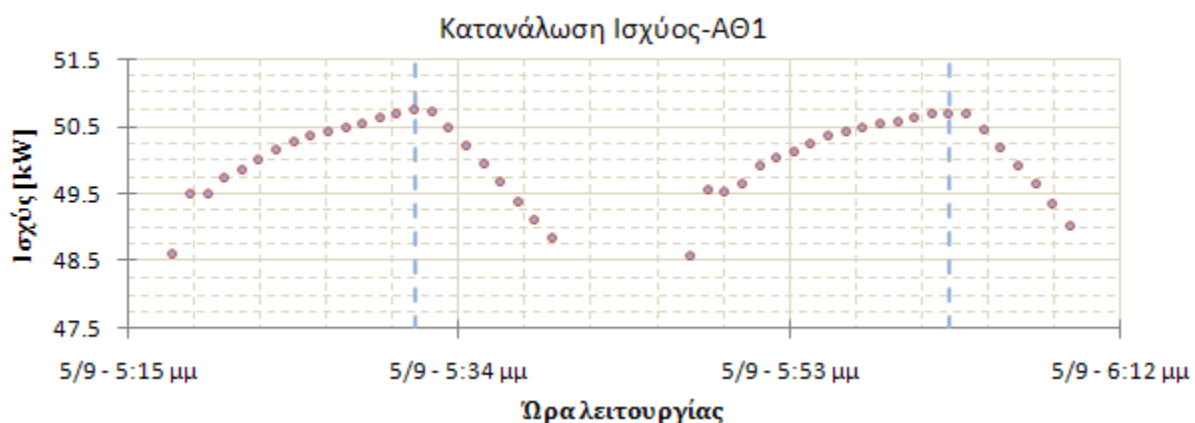
Μετά τα πρώτα έντονα μεταβατικά λεπτά, η λειτουργία της ΑΘ-1 και η σχέση απόδοσής της με τα στοιχεία του πρωτεύοντος κυκλώματός της οδηγεί στην αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμά της. Ανάλογα με την κάλυψη ή μη των θερμικών απαιτήσεων, οδηγείται αντίστοιχα, είτε σε "σταθερή" κατάσταση λειτουργίας, με σταθεροποίηση της τιμής της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμά της σε ένα εύρος τιμών, είτε στη μείωση της αντίστοιχης θερμοκρασίας από την παράλληλη δράση της ΑΘ-2. Στην πρώτη περίπτωση, η παράλληλη μείωση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο δευτερεύον κύκλωμά της οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης, ενώ αντίστοιχα, στη δεύτερη περίπτωση, η σχέση της θερμοκρασιακής μεταβολής στα δυο κυκλώματά της οδηγεί σε εντονότερη μείωση του συντελεστή απόδοσής της.

Όσον αφορά στη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (Διάγραμμα 6-24), εμφανίζεται επίσης μειωμένη σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή της κατά την προηγούμενη παύση λειτουργίας, κυρίως λόγω της εναλλαγής θερμότητας με το νερό της υδρογεώτρησης, το οποίο διατρέχει το ένα σκέλος του ΠΕ-2 κατά το διάστημα της μεμονωμένης λειτουργίας της ΑΘ-1.

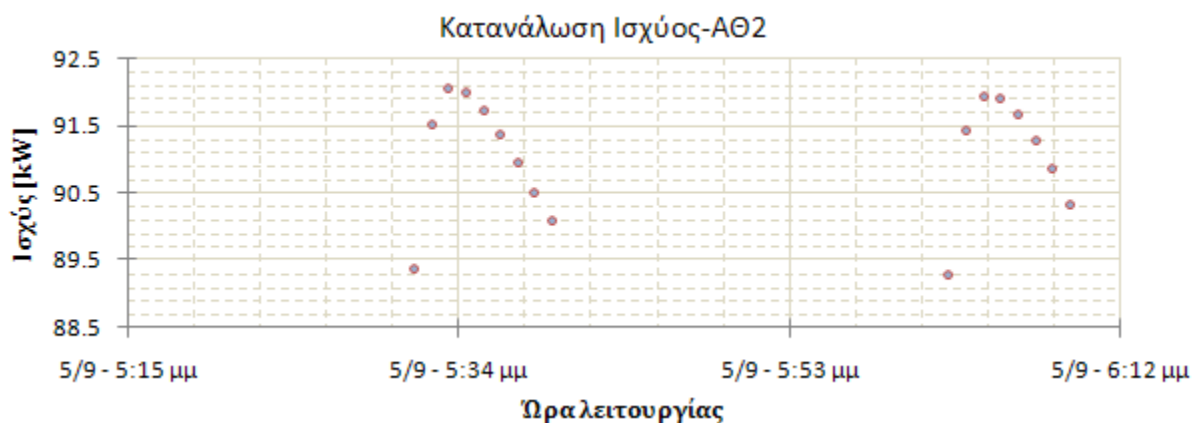


Διάγραμμα 6-24: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

Τα αντίστοιχα επίπεδα κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας του συστήματος παρατίθενται στα Διαγράμματα 6-25 και 6-26, όπου πράγματι διαπιστώνεται η επίδραση των παραπάνω θερμοκρασιακών μεταβολών στη διαμόρφωσή τους.



Διάγραμμα 6-25: Διακύμανση της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-1



Διάγραμμα 6-26: Διακύμανση της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-2

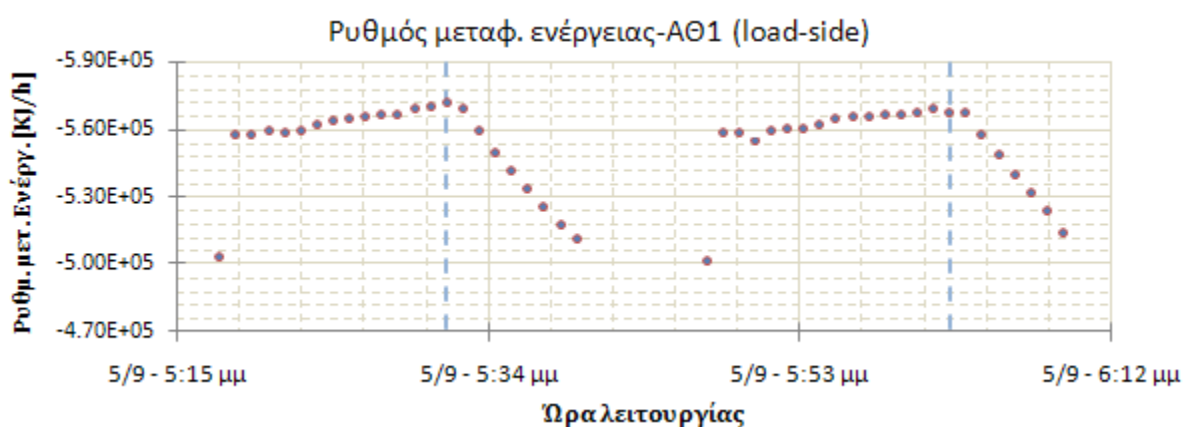
Αναλυτικότερα, διαπιστώνεται η αυξανόμενη απαίτηση συμπίεσης κατά τη μεμονωμένη λειτουργία της ΑΘ-1, ως συνέπεια των θερμοκρασιακών μεταβολών στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμά της, όπως αυτές συζητήθηκαν παραπάνω. Μετά την επέμβαση της



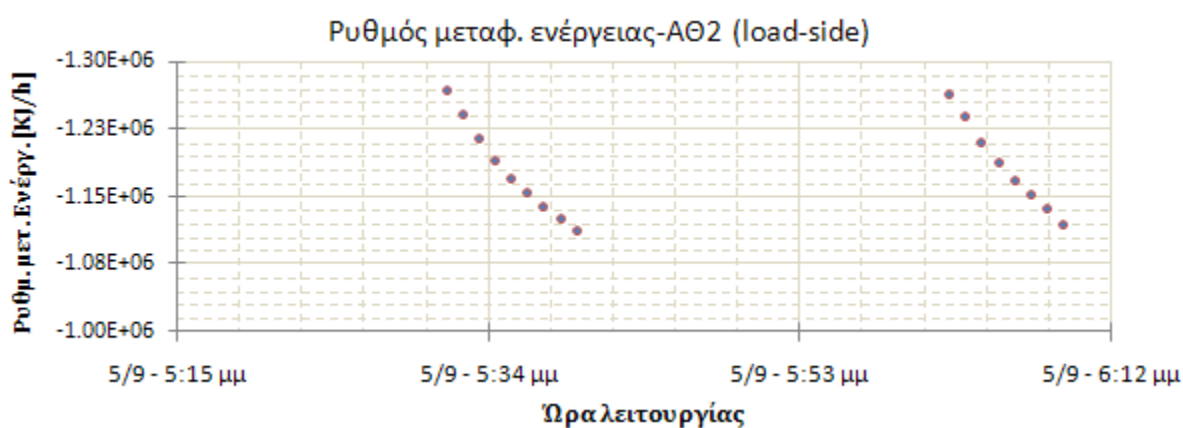
ΑΘ-2, η πτώση της θερμοκρασίας του ρευστού εισόδου στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 και η παράλληλη μείωση της θερμοκρασίας του ρευστού εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμά της, οδηγεί σε μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας στο συμπιεστή της.

Η αυξητική διαμόρφωση της κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-2 στα πρώτα λεπτά λειτουργίας, και η μετέπειτα διακύμανσή της σε χαμηλότερα εύρη τιμών, αναδεικνύει ξεκάθαρα την επίδραση των μεταβατικών φαινομένων στην τελική της απόδοση.

Οι έντονες θερμοκρασιακές μεταβολές, τόσο στα πρώτα μεταβατικά λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας, όσο και στο σύνολό τους, αποτυπώνονται αντίστοιχα στο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος (Διαγράμματα 6-27 και 6-28).



Διάγραμμα 6-27: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1



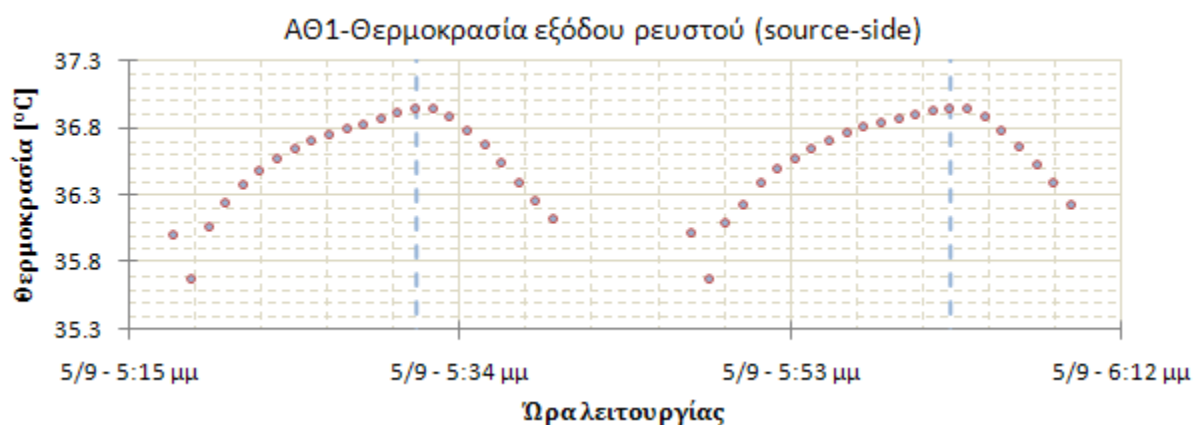
Διάγραμμα 6-28: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2

Στην εκκίνηση κάθε κύκλου λειτουργίας της ΑΘ-1, παρατηρείται η έντονη διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας, από αρχικά χαμηλό σε υψηλότερο επίπεδο τιμών, και η μετέπειτα αυξομείωσή του ανάλογα με την κάλυψη ή μη των ψυκτικών φορτίων το κτιρίου.

Οι παραπάνω μεταβολές γίνονται ακόμα περισσότερο αντιληπτές, συγκρίνοντας στα παραπάνω διαγράμματα τα μεταβατικά φαινόμενα κατά την εκκίνηση των δυο αντλιών, όπου πράγματι διαπιστώνεται η επίδραση του "παγιδευμένου" ρευστού της σωλήνωσης μεταξύ μηχανοστασίου και δοχείου αδρανείας στην απόδοση της ΑΘ-1 και μόνο, λόγω της πρότερης ενεργοποίησής της σε σχέση με την ΑΘ-2.

Η αξιολόγηση της μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, και η επίδραση αυτής της μεταβολής στη μεταφορά θερμότητας στα επιμέρους κυκλώματα της αντλίας, αναλύεται διεξοδικότερα, καθώς η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμά της (Διάγραμμα 6-29), επομένως και η θερμοκρασία εισόδου τόσο στους κάθετους γεωεναλλάκτες όσο και στον ΠΕ-1, προκύπτει ως αποτέλεσμα της απόδοσης της αντλίας θερμότητας στο προϊόν της ανάμειξης των δυο κυκλωμάτων.

Η σύνθετη διαμόρφωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας, τόσο στο πεδίο των γεωεναλλακτών, όσο και στον ΠΕ-1, επομένως και της θερμοκρασίας των εξερχόμενων ρευστών από τα αντίστοιχα κυκλώματα, η ανάμειξη των οποίων επανακαθορίζει τη θερμοκρασία εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, αναδεικνύει, όπως και στη λειτουργία θέρμανσης, τη διαρκώς εξαρτώμενη σχέση απόδοσης μεταξύ γεωεναλλακτών και ΠΕ-1.



Διάγραμμα 6-29: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1

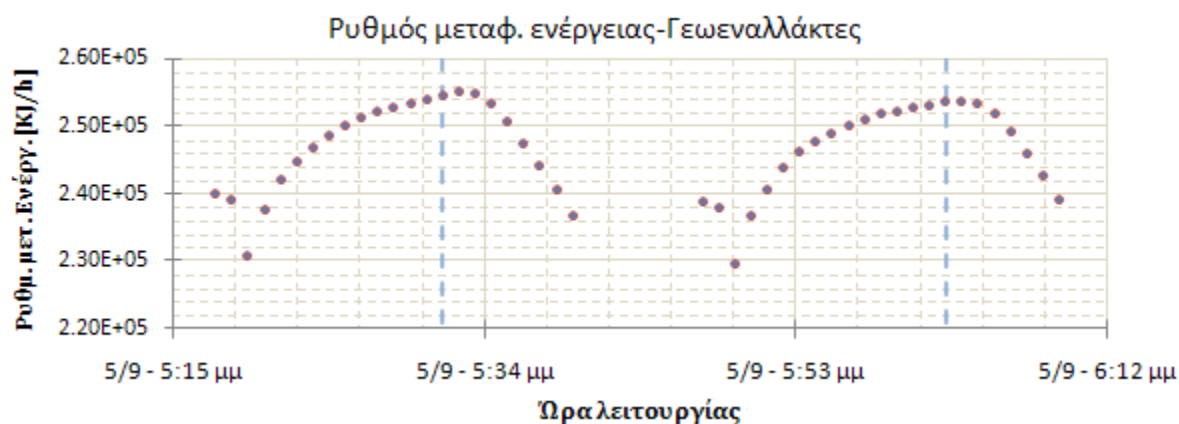
Η επίδραση της εναλλαγής θερμότητας στο υπεδαφικό κύκλωμα κατά τη διάρκεια των παύσεων λειτουργίας της ΑΘ-1, και η επόμενη μείωση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμά της, επεκτείνεται και στο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στον ΠΕ-1.

Έτσι, στα πρώτα μεταβατικά λεπτά λειτουργίας, λόγω της μικρής θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ του κυκλοφορούντος ρευστού και της αποθήκης θερμότητας, ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας κινείται σε χαμηλό εύρος τιμών και αυξάνεται μέχρι την αποκατάσταση σταθερών συνθηκών λειτουργίας.

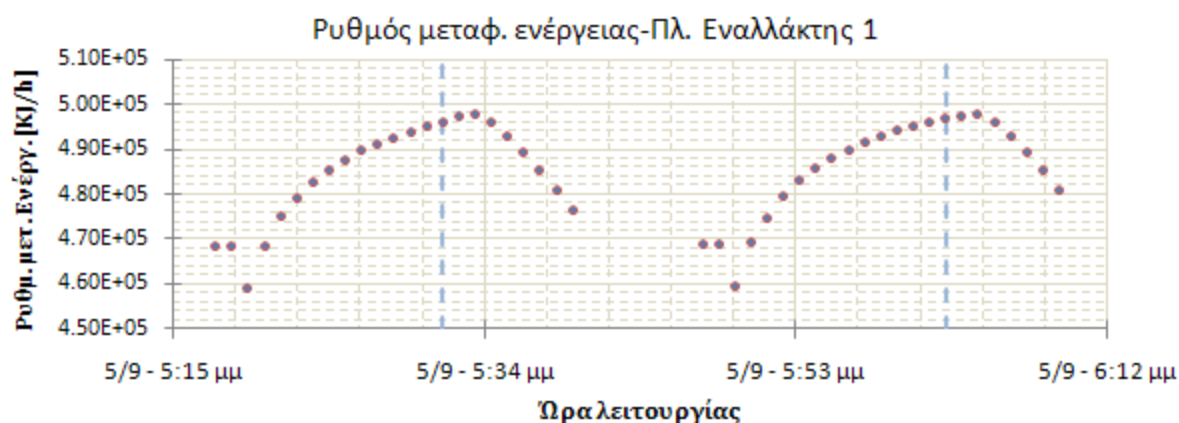
Στο διάστημα που εξετάζεται, η αναλογία της μεταφερόμενης ενέργειας στο υπέδαφος και τον υπόγειο υδροφόρα, από το συμπυκνωτή της ΑΘ-1, είναι περίπου 44% προς 56% αντίστοιχα. Ωστόσο, όπως αναλύεται διεξοδικά στη συνέχεια, λόγω της περιοδικής μεταβολής της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών, σε συνδυασμό με τη θερμοκρασιακή σταθερότητα του υπόγειου υδροφόρα, η παραπάνω αναλογία δεν είναι σταθερή κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.

Στα Διαγράμματα 6-30 και 6-31, παρατίθεται ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στον ΠΕ-1 αντίστοιχα.

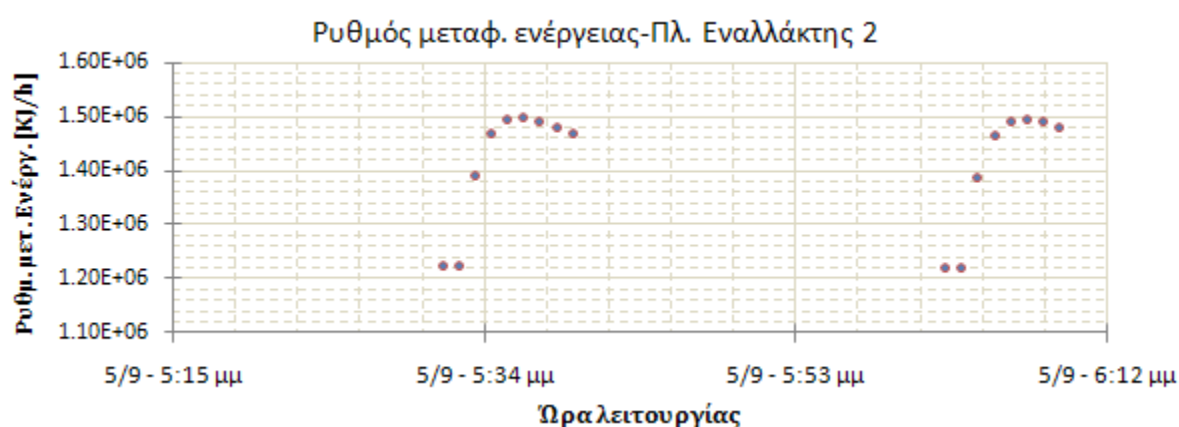
Ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-2 (Διάγραμμα 6-32) παρουσιάζει αντίστοιχα έντονη διακύμανση ως αποτέλεσμα της μεταβατικής λειτουργίας και των συνεχώς μεταβαλλόμενων θερμοκρασιακών επιπέδων στα επιμέρους κυκλώματα της ΑΘ-2.



Διάγραμμα 6-30: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών



Διάγραμμα 6-31: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1



Διάγραμμα 6-32: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-2

Συνοψίζοντας, από τα παραπάνω, διαπιστώνεται η σημαντική επίδραση των μεταβατικών περιόδων λειτουργίας του συστήματος, λόγω της συχνής εναλλαγής της κατάστασης λειτουργίας των δομικών του μονάδων μεταξύ έναρξης και παύσης, στη συνολική του απόδοση. Η μεταφορά θερμότητας που λαμβάνει χώρα στα επιμέρους τμήματά του κατά τη διάρκεια των παύσεων, καθορίζει εκ νέου τα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας του, επηρεάζοντας σημαντικά τη διαμόρφωση της απόδοσής του στα πρώτα λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας. Επιπλέον, τα διαρκώς μεταβαλλόμενα φορτία που καλείται να εξυπηρετήσει το σύστημα, ολοκληρώνουν την εικόνα του ως δυναμικού συστήματος και ενισχύουν την ανάγκη ρεαλιστικών μοντέλων προσομοίωσης για την ακριβή απόδοση της λειτουργίας του, και επομένως τη σωστή διαστασιολόγησή του στη φάση του σχεδιασμού.

Είναι προφανές, ότι η προσέγγιση αντίστοιχων συστημάτων, και των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία τους, ως «σταθερής κατάστασης» ενέχει σημαντικούς παράγοντες σφάλματος κατά τη διαστασιολόγησή τους και τον υπολογισμό της συνολικής ενεργειακής τους απόδοσης. Η απλή θεώρηση ενός σταθερού συντελεστή απόδοσης κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος σε κάθε φάση (ψύξη και θέρμανση), οδηγεί σε

εσφαλμένες εκτιμήσεις, τόσο όσον αφορά στην τελική ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος, όσο και στον προσδιορισμό της απόδοσης όλων των επιμέρους τμημάτων του. Επιπλέον, δεν καθιστά δυνατό τον έλεγχο οριακών καταστάσεων λειτουργίας του συστήματος, όπως αυτές διαμορφώνονται από τα διαρκώς μεταβαλλόμενα θερμικά φορτία του κτιρίου, το κεντρικό σύστημα θερμοκρασιακής διαχείρισης στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης και ασφαλώς τα πολύπλοκα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας από και προς την υπεδαφική αποθήκη.



# Κεφάλαιο 7

## Βιωσιμότητα - Εποχική Διακύμανση της Απόδοσης του Συστήματος

### 7.1. Εισαγωγή

**Η** έννοια της ανανεωσιμότητας των ενεργειακών πόρων συχνά δρα «καθησυχαστικά» όσον αφορά στη μακροπρόθεσμη λειτουργία των συστημάτων εκμετάλλευσής τους. Ωστόσο, μια έννοια συνδεδεμένη με την «ανανεωσιμότητα» ενός ενεργειακού πόρου είναι η «αιιφορία». Η ανανεωσιμότητα αποτελεί ιδιότητα του ενεργειακού πόρου, ενώ η αιιφορία περιγράφει τον τρόπο με τον οποίο χρησιμοποιείται οποιοσδήποτε φυσικός πόρος, σχετίζεται με την ορθολογική διαχείριση των πόρων και χαρακτηρίζεται από κάποια μορφή ισορροπίας.

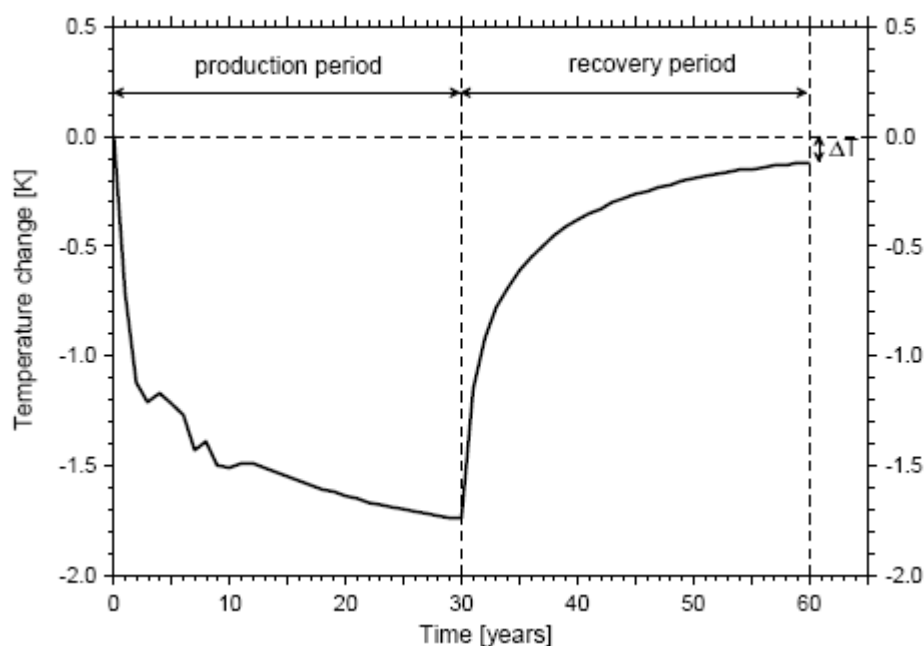
Η βιώσιμη αξιοποίηση του υπεδάφους ως πηγής και αποθήκης θερμότητας, προϋποθέτει τη διατήρηση στα πλαίσια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας, μιας ισορροπίας μεταξύ της αφαιρούμενης και αποδιδόμενης από και προς το υπέδαφος ενέργειας αντίστοιχα. Η έντονη «φόρτιση» ή «αποφόρτιση» της υπεδαφικής αποθήκης ως αποτέλεσμα της μη τήρησης του παραπάνω ισοζυγίου σε ένα ετήσιο κύκλο λειτουργίας, μπορεί να καταστήσει

ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας, μη παραγωγικό από τα πρώτα κιόλας χρόνια της λειτουργίας του.

Η αξιοπιστία της μακροπρόθεσμης απόδοσης των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας που αξιοποιούν το υπέδαφος ως θερμική πηγή ή/και αποθήκη αποτελεί εξαιρετικά επίκαιρο ζήτημα. Άλλωστε, η υπεδαφική αποθήκευση θερμότητας, ως σχετικά νέα τεχνολογία, βρίσκεται σε μια ιδιαίτερα κρίσιμη χρονική στιγμή, με τον κύριο όγκο των υφιστάμενων εφαρμογών να δίνει «εξετάσεις» σε αυτό τον τομέα. Δεν είναι τυχαίο ότι η μεγάλη πτώση του μεριδίου των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας τα τελευταία χρόνια έναντι των αντίστοιχων αερόψυκτων, αποδίδεται εν μέρει σε προβλήματα μη σωστής αξιοποίησης της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης.

Η πρώτη μεγάλης κλίμακας θεωρητική και πειραματική μελέτη της μακροπρόθεσμης αξιοπιστίας των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας με κάθετους γεωεναλλάκτες, πραγματοποιήθηκε το 2000, σε υφιστάμενη εγκατάσταση στο Elgg της Ελβετίας, κοντά στη Ζυρίχη (Eugster & Rybach, 2000). Σε άρθρο τους σε ημερίδα του Stanford, οι Rybach και Eugster παρουσίασαν τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης, συνδυάζοντας πειραματικά δεδομένα και αριθμητικές προσεγγίσεις του συστήματος, στο οποίο αξιοποιείται ένας και μόνο γεωεναλλάκτης αποκλειστικά για θέρμανση. Τα συμπεράσματα από αυτή την προσέγγιση κατέδειξαν την επίδραση της συνεχούς άντλησης θερμότητας από το υπέδαφος στη διαμόρφωση της θερμοκρασίας του στην περιοχή του κάθετου γεωεναλλάκτη κατά τη διάρκεια ενός πολυετούς κύκλου λειτουργίας, και αποτύπωσαν το ρυθμό επαναφοράς της στα αρχικά της επίπεδα, μετά τη διακοπή της λειτουργίας του, λόγω της φυσικής ροής θερμότητας από το κέντρο της γης (Rybach & Eugster, 2002).

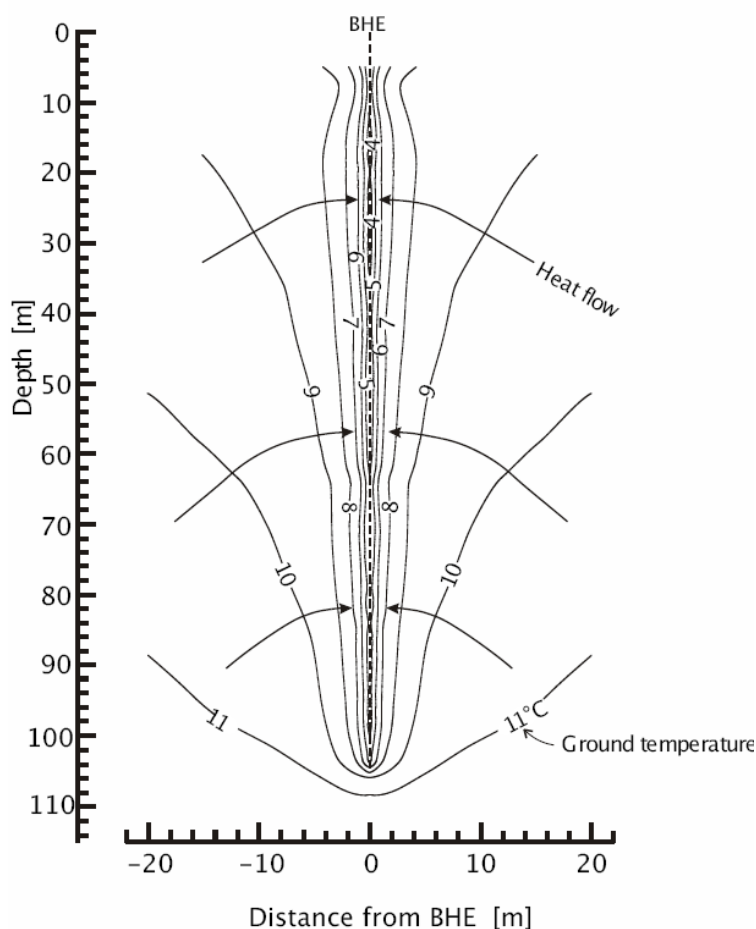




Διάγραμμα 7-1: Μεταβολή της θερμοκρασίας του υπεδάφους σε βάθος 50m και σε απόσταση 1m από κάθετο γεωεναλλάκτη βάθους 100m. (πειραματικές τιμές για τα πρώτα 10 χρόνια) (Rybach & Eugster, 2002)

Στο Διάγραμμα 7-1, χαρακτηριστική είναι η απότομη μείωση της θερμοκρασίας του υπεδάφους κατά τα πρώτα χρόνια λειτουργίας και η ασυμπτωτική διαμόρφωση της παραπάνω μεταβολής με το πέρασμα του χρόνου. Επιπλέον, χαρακτηριστική είναι η αντίστοιχη διαμόρφωση του ρυθμού μεταβολής της θερμοκρασίας του υπεδάφους μετά τη διακοπή της λειτουργίας του συστήματος. Συγκεκριμένα, παρατηρείται η απότομη αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στα πρώτα χρόνια της αντίστοιχης περιόδου και η «εκθετική» μείωση της μεταβολής μέχρι την επαναφορά του υπεδάφους στην αρχική θερμοκρασιακή του κατάσταση.

Μετά από μια μακρά περίοδο λειτουργίας, η θερμοκρασιακή διαμόρφωση του υπεδάφους στην περιοχή του κάθετου γεωεναλλάκτη παρομοιάζεται με τη μορφή ενός πούρου (Rybach & Mongillo, 2006), λόγω της πυκνής συγκέντρωσης των ισοθερμοκρασιακών καμπυλών περιμετρικά της γεώτρησης (Διάγραμμα 7-2).



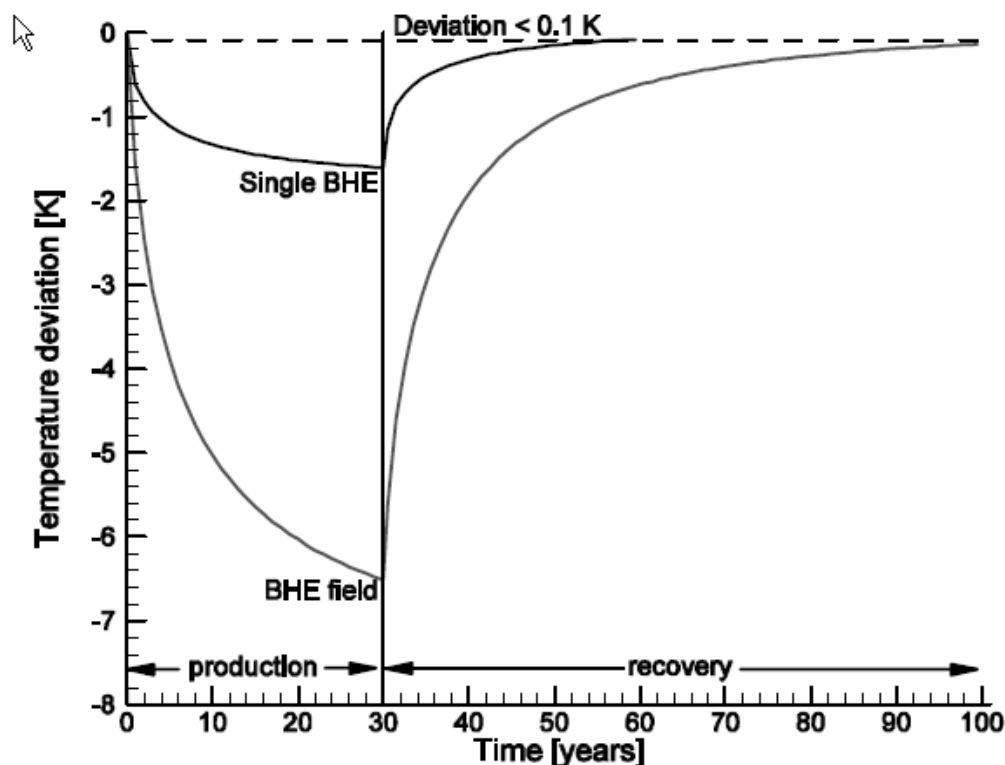
Διάγραμμα 7-2: Θερμοκρασιακές καμπύλες στην περιοχή κάθετου γεωεναλλάκτη βάθους 105m στο Elgg, της Ελβετίας. Η ακτινική ροή θερμότητας ανέρχεται σε  $3\text{W/m}^2$ . (Rybach & Eugster, 2002)

Αυτή η διαμόρφωση με τη σειρά της οδηγεί σε μια έντονη ροή θερμότητας ακτινικά και προς τη γεώτρηση, προκειμένου να αναπληρωθεί το έλλειμμα από τη συνεχή απαγωγή θερμότητας κατά τη λειτουργία του γεωεναλλάκτη. Έτσι, μετά τη διακοπή της λειτουργίας του συστήματος, ξεκινά μια μακρά περίοδος επαναφοράς της θερμοκρασίας του υπεδάφους στην αρχική της κατάσταση. Ο απαιτούμενος χρόνος για την πλήρη επαναφορά της θερμικής αποθήκης εξαρτάται από το αντίστοιχο χρόνο λειτουργίας που προηγήθηκε, ενώ θεωρητικά σχεδόν ταυτίζεται με αυτόν.

Τα αποτελέσματα της αριθμητικής προσομοίωσης ανέδειξαν επίσης ότι η απόδοση του γεωθερμικού συστήματος αντλίας θερμότητας/γεωεναλλάκτη σταθεροποιείται, ασφαλώς σε χαμηλότερο επίπεδο από αυτό κατά την εκκίνησή του, μετά από περίπου δέκα χρόνια λειτουργίας (Rybach & Kohl, 2003).

Αντίστοιχες μελέτες ακολούθησαν για συστήματα πεδίου γεωεναλλακτών (Signorelli, et al., 2005). Τα αποτελέσματα αυτών των μελετών κατέδειξαν την παρόμοια διαμόρφωση των θερμοκρασιακών μεταβολών στο υπέδαφος τόσο κατά τη λειτουργία του συστήματος, όσο

και κατά την περίοδο επαναφοράς, διαπιστώνοντας ωστόσο το μεγαλύτερο εύρος μεταβολής, και τη σημαντικά αυξημένη περίοδο επαναφοράς του υπεδάφους στην αρχική θερμοκρασιακή του κατάσταση.



Διάγραμμα 7-3: της θερμοκρασίας του υπεδάφους σε βάθος 50m και απόσταση 0.12m από κάθετο γεωεναλλάκτη και από πεδίο κάθετων γεωεναλλακτών (Signorelli et al, 2004)

Στα πλαίσια του παρόντος Κεφαλαίου διερευνάται η μεταβολή της υπεδαφικής πηγής αποθήκης στο σύστημα της Πολυτεχνειούπολης Ζωγράφου και η διαμόρφωσή της ως αποτέλεσμα της περιοδικής άντλησης και απόδοσης θερμότητας από και προς το υπέδαφος κατά τις περιόδους θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα.

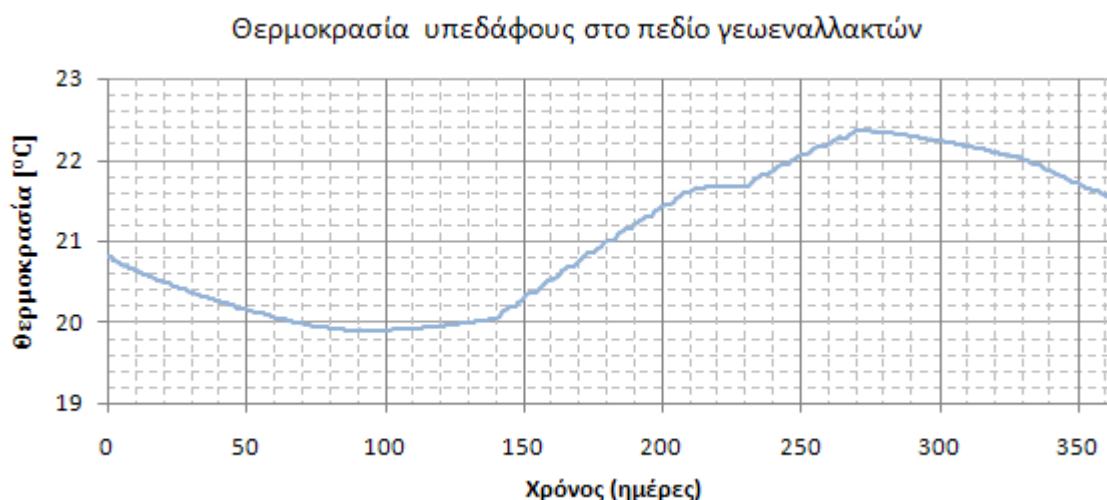
Ωστόσο, όπως έχει ήδη αναφερθεί, ο συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία στην οποία αντλείται (λειτουργία θέρμανσης) ή απορρίπτεται (λειτουργία ψύξης) θερμότητα από και προς την υπεδαφική πηγή/αποθήκη αντίστοιχα.

Έτσι, πέρα από την τελική ετήσια θερμοκρασιακή διακύμανση της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης, η οποία και καθορίζει τη λειτουργική βιωσιμότητα ενός συστήματος σε βάθος χρόνου, εξαιρετικά σημαντική είναι η αξιολόγηση της περιοδικής μεταβολής της απόδοσης του συστήματος καθ' όλη τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας. Σε αυτό το πλαίσιο, η ανάλυση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης, η

οποία παρουσιάζεται στη συνέχεια, επεκτείνεται στην επίδραση της εν λόγω μεταβολής στην εποχική απόδοση του συστήματος και των επιμέρους στοιχείων του, τόσο κατά την περίοδο της θέρμανσης, όσο και κατά την ψυκτική τους λειτουργία.

### 7.1.1. Θερμοκρασιακή Μεταβολή της Υπεδαφικής Πηγής/Αποθήκης

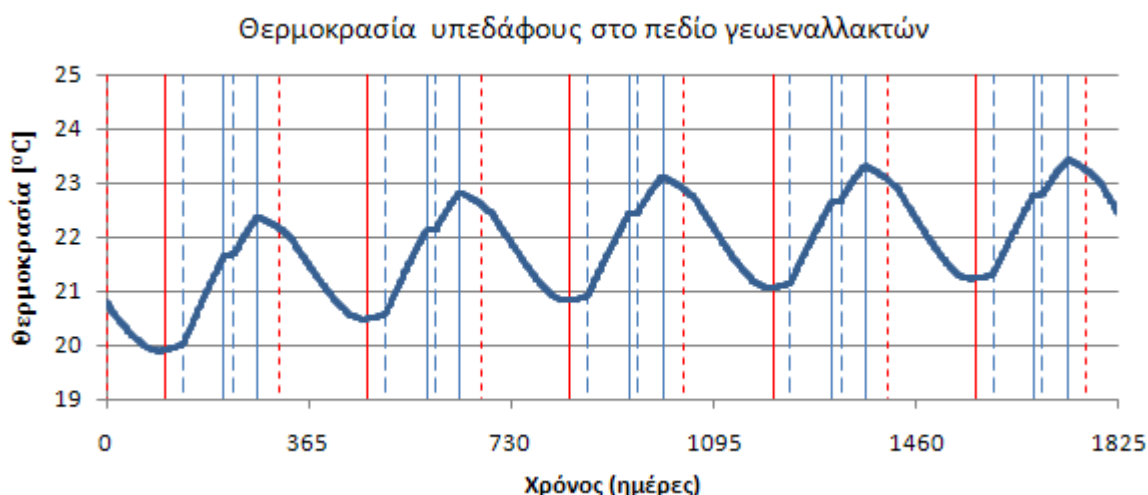
Στο Διάγραμμα 7-4 παρατίθεται η διακύμανση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.



Διάγραμμα 7-4: Διακύμανση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών

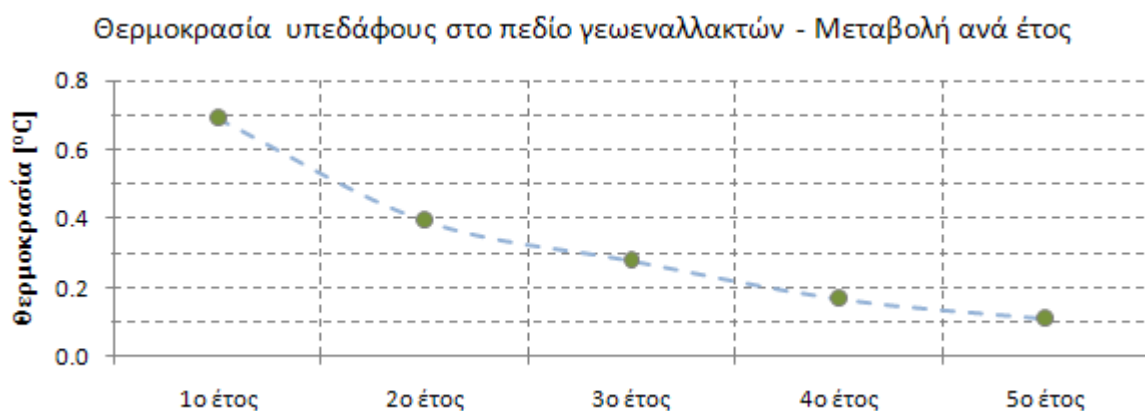
Αναλυτικότερα, παρατηρείται πτώση της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης κατά την πρώτη περίοδο θέρμανσης, λόγω της άντλησης θερμότητας μέσω του κυκλώματος των γεωεναλλακτών, από τους 20.80°C στους 19.89°C, ενώ η "φόρτιση" του υπεδάφους κατά τη λειτουργία ψύξης οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του στους 22.37°C, στο τέλος της ψυκτικής περιόδου. Στο τέλος του ετήσιου κύκλου λειτουργίας, μετά και τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, η θερμοκρασία στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 21.49°C παρουσιάζοντας συνολική αύξηση της τάξεως των 0.69°C.

Η τελική αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών είναι απόλυτα αναμενόμενη, δεδομένων των υψηλών ψυκτικών φορτίων που καλείται να εξυπηρετήσει το σύστημα, ωστόσο κρίθηκε απαραίτητη η εξέταση της μεταβολής της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης σε πλήρη πενταετή κύκλο λειτουργίας (Διάγραμμα 7-5), προκειμένου να αξιολογηθεί η γενικότερη διαμόρφωση της παραπάνω μεταβολής, επομένως και η βιωσιμότητα της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας, σε βάθος χρόνου.



Διάγραμμα 7-5: Διακύμανση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια ενός πενταετούς κύκλου λειτουργίας.

Στο τέλος ενός πλήρους πενταετούς κύκλου λειτουργίας του συστήματος, η θερμοκρασία του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 22.44°C, παρουσιάζοντας συνολική αύξηση της τάξεως των 1.64°C. Η διαμόρφωση της ετήσιας θερμοκρασιακής μεταβολής για το παραπάνω διάστημα παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 7-6.



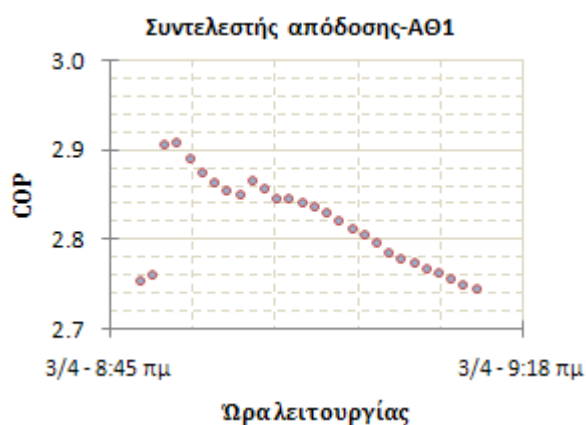
Διάγραμμα 7-6: Ετήσια μεταβολή της θερμοκρασίας του εδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών

Από το Διάγραμμα 7-6 διαπιστώνεται η εκθετική μείωση της ετήσιας θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης θερμότητας, με τη θερμοκρασία, στην αρχή κάθε έτους μετά από ένα πλήρη πενταετή κύκλο λειτουργίας, να σταθεροποιείται στην περιοχή των 22.5°C (βλ. διάγραμμα 7-5).

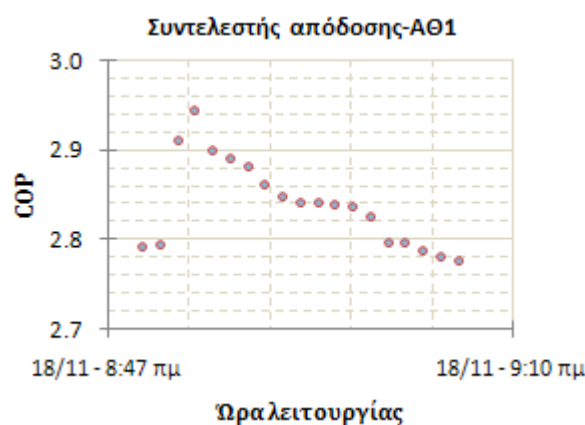
Η επίδραση των παραπάνω μεταβολών στην απόδοση του συστήματος αναλύεται διεξοδικά στη συνέχεια.

### 7.1.2. Εποχική Μεταβολή της Απόδοσης του Συστήματος στη Λειτουργία Θέρμανσης

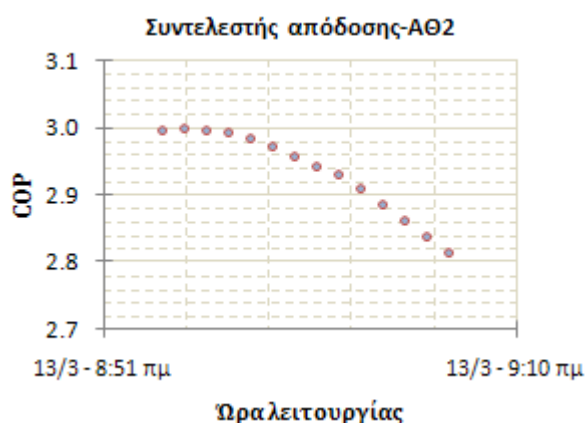
Η επίδραση της περιοδικής "φόρτισης" και "αποφόρτισης" της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης, στην απόδοση των αντλιών θερμότητας του υπό μελέτη συστήματος κατά τη λειτουργία θέρμανσης, εξετάζεται διεξοδικά στα Διαγράμματα 7-7 έως 7-10, όπου και γίνεται σύγκριση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας του συστήματος και των επιμέρους αποδόσεων σε δυο διαφορετικές περιόδους θέρμανσης. Η μια περίοδος αφορά στα τέλη της πρώτης περιόδου θέρμανσης, πριν τη μετάβαση του συστήματος στη θερινή λειτουργία, και η άλλη περίοδος αφορά στην αρχή της δεύτερης περιόδου θέρμανσης, μετά τη θερινή λειτουργία του συστήματος στη φάση ψύξης.



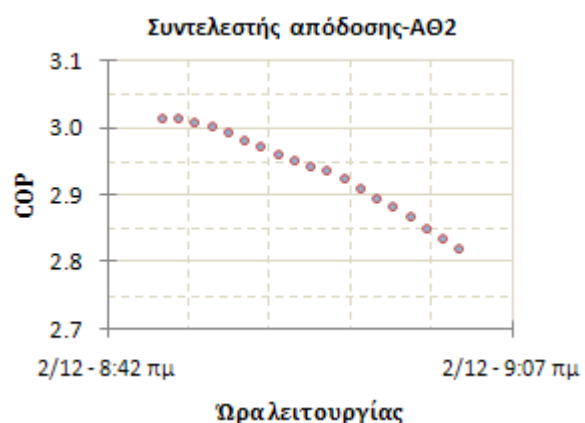
Διάγραμμα 7-7: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (τέλη πρώτης περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-8: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (αρχή δεύτερης περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-9: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (τέλη πρώτης περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-10: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (αρχή δεύτερης περιόδου θέρμανσης)

Στα Διαγράμματα 7-7 έως 7-10, παρατίθεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας, στα τέλη της πρώτης περιόδου θέρμανσης και στις αρχές της δεύτερης περιόδου θέρμανσης αντίστοιχα. Για τις δυο αντλίες θερμότητας επιλέχθηκαν

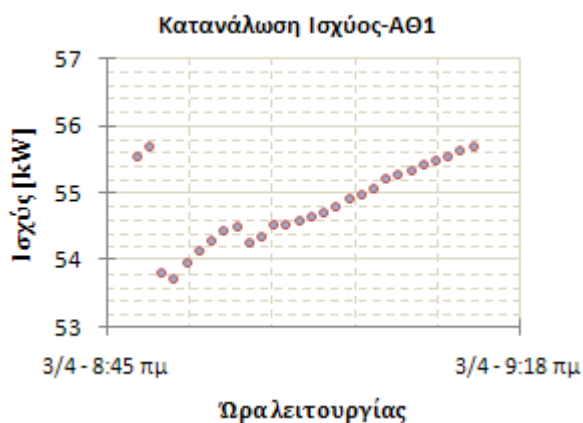
διαφορετικές περιόδους σύγκρισης, δεδομένου ότι στα τέλη της πρώτης περιόδου θέρμανσης και στις αρχές της αντίστοιχης δεύτερης περιόδου, δεν ενεργοποιείται η ΑΘ-2.

Βάση της σύγκρισης αποτελεί το ότι το τέλος της πρώτης περιόδου θέρμανσης σηματοδοτεί και το πέρας ενός διαστήματος έντονης "αποφόρτισης" της υπεδαφικής αποθήκης (η θερμοκρασία στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών έχει μειωθεί στους 19,89°C), ενώ αντίστοιχα μεταξύ αυτής της περιόδου και της επόμενης περιόδου θέρμανσης μεσολαβεί το διάστημα της ψυκτικής λειτουργίας του συστήματος, κατά το οποίο απορρίπτεται θερμότητα στο υπέδαφος (η θερμοκρασία του υπεδάφους στο τέλος της ψυκτικής περιόδου έχει αυξηθεί στους 22.37°C). Όσον αφορά στο θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, δεν υπάρχει ουσιαστική μεταβολή, λόγω του μεγάλου βάθους άντλησης και του συνολικού του όγκου, με τη θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στα πρωτεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος να παραμένει σχεδόν σταθερή, στο επίπεδο των 21°C, καθ' όλη τη διάρκεια του έτους.

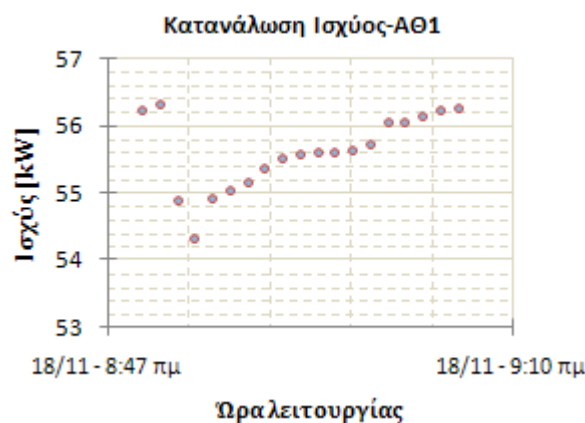
Από την ανάλυση των διαγραμμάτων επιβεβαιώνεται καταρχάς η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας στο συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρείται η οριακή αύξηση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, και η διατήρηση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2, η οποία εκμεταλλεύεται αποκλειστικά το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, στα ίδια επίπεδα.

Η μικρή ουσιαστικά αύξηση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1, παρά τη σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας της υπεδαφικής πηγής οφείλεται στο ότι στην είσοδο του πρωτεύοντος κυκλώματος της αντλίας θερμότητας πραγματοποιείται ανάμειξη των ρευστών εξόδου του υπεδαφικού κυκλώματος των γεωεναλλακτών και του δευτερεύοντος κυκλώματος του ΠΕ-1. Σε επόμενες παραγράφους αναλύεται διεξοδικά η επίδραση αυτής της ανάμειξης στην απόδοση της αντλίας θερμότητας και των επιμέρους κυκλωμάτων της.

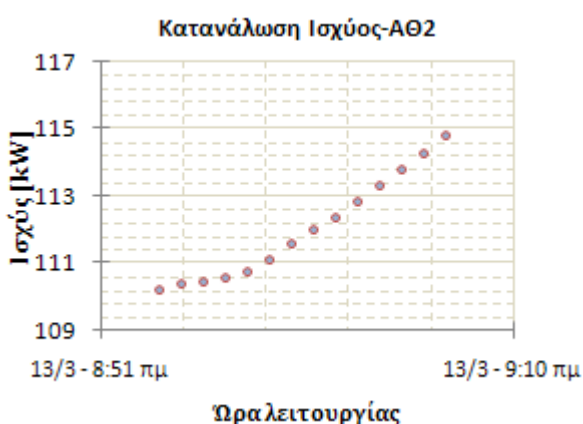
Η αντίστοιχη μεταβολή της κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας στα εξεταζόμενα διαστήματα παρατίθεται στα Διαγράμματα 7-11 έως 7-14.



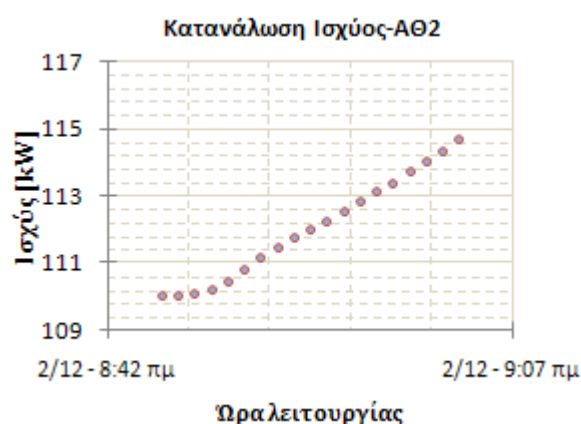
Διάγραμμα 7-11: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (τέλη πρώτης περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-12: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (αρχή δεύτερης περιόδου θέρμανσης)



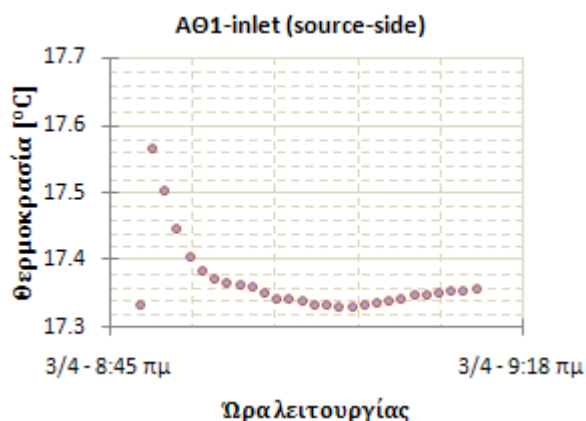
Διάγραμμα 7-13: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (τέλη πρώτης περιόδου θέρμανσης)



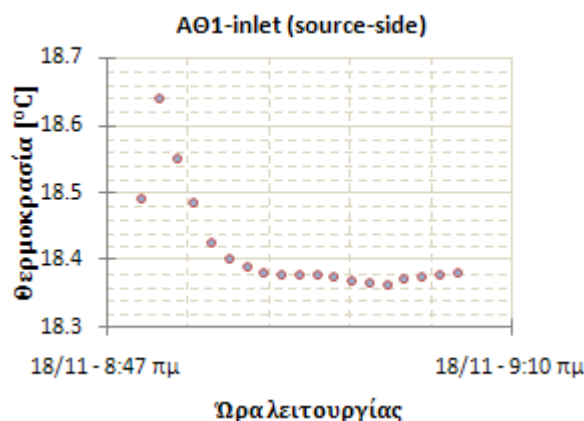
Διάγραμμα 7-14: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (αρχή δεύτερης περιόδου θέρμανσης)

Αναλύοντας τα Διαγράμματα αυτά, επαναδιαπιστώνεται η σταθερότητα λειτουργίας της ΑΘ-2, τα επίπεδα κατανάλωσης της οποίας εμφανίζονται θεωρητικά αμετάβλητα, σε αντίθεση με την ΑΘ-1, η οποία παρουσιάζει μικρή αύξηση της στιγμιαίας κατανάλωσης ισχύος στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης παρά την παράλληλη, ωστόσο οριακή, αύξηση του συντελεστή απόδοσής της. Τα αυξημένα επίπεδα κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-1 οφείλονται στη μετατόπιση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας, στο πρωτεύον κύκλωμά της, σε υψηλότερο εύρος τιμών (Διαγράμματα 7-15 έως 7-18), ως άμεση συνέπεια της αύξησης της θερμοκρασίας της υπεδαφικής πηγής. Συγκεκριμένα, η μέση θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 παρουσιάζει αύξηση της τάξης του 1.1°C.

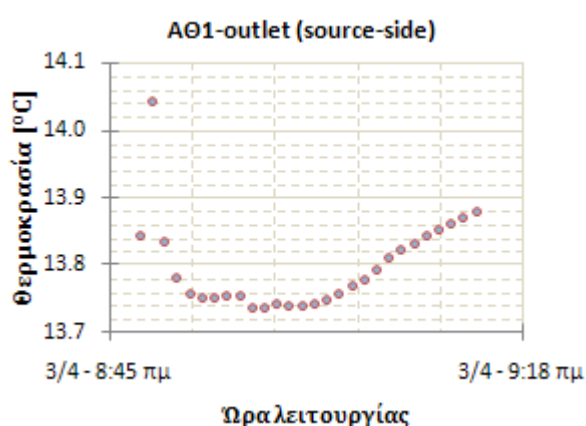




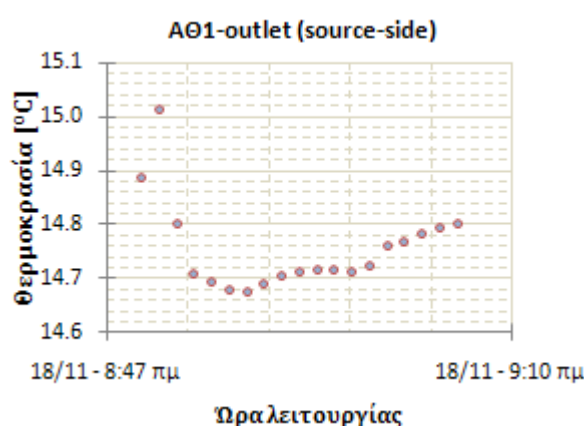
Διάγραμμα 7-15: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-16: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-17: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

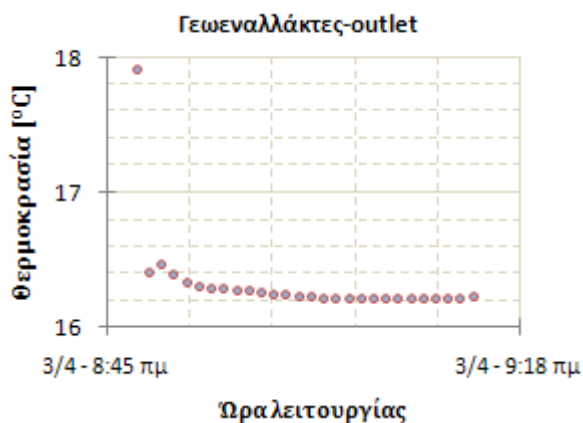


Διάγραμμα 7-18: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

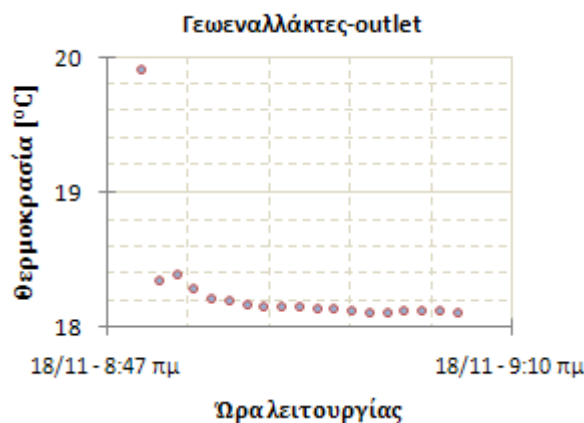
Η αξιολόγηση της εποχικής μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, όπως και κατά την ανάλυση των μεταβατικών φαινομένων σε κάθε κύκλο λειτουργίας, απαιτεί εκτενέστερη ανάλυση, δεδομένου ότι το εισερχόμενο ρευστό προέρχεται από την ανάμειξη του σκέλους του ΠΕ-1 με αυτό των κάθετων γεωεναλλακτών. Αναλυτικότερα, η μετατόπιση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 σε υψηλότερα επίπεδα τιμών, οφείλεται σχεδόν αποκλειστικά στην αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών.

Ωστόσο, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, επομένως και η θερμοκρασία εισόδου τόσο στους κάθετους γεωεναλλάκτες όσο και στον ΠΕ-1, προκύπτει ως αποτέλεσμα της απόδοσης της αντλίας θερμότητας στο προϊόν της ανάμειξης των δυο κυκλωμάτων στην είσοδό της. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μεταβολή του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας όχι μόνο στο πεδίο των γεωεναλλακτών αλλά και στο πρωτεύον κύκλωμα του ΠΕ-1, παρά τη θερμοκρασιακή σταθερότητα του υπόγειου

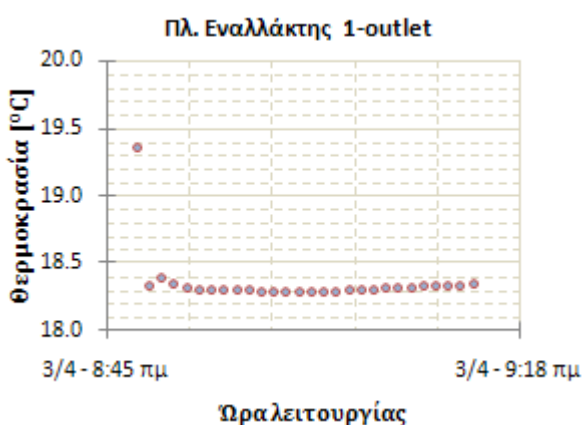
υδροφορέα, το θερμικό περιεχόμενο του οποίου εκμεταλλεύεται. Στα Διαγράμματα 7-19 έως 7-22 αποτυπώνεται το αποτέλεσμα της σύνθετης αυτής μεταβολής στη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τους γεωεναλλάκτες και τον ΠΕ-1 αντίστοιχα.



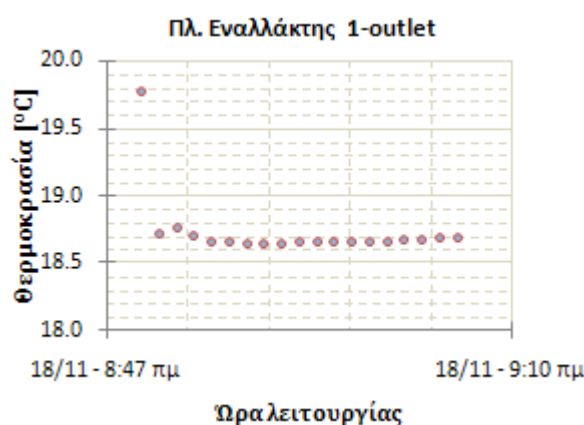
Διάγραμμα 7-19: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από τους γεωεναλλάκτες (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-20: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από τους γεωεναλλάκτες (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

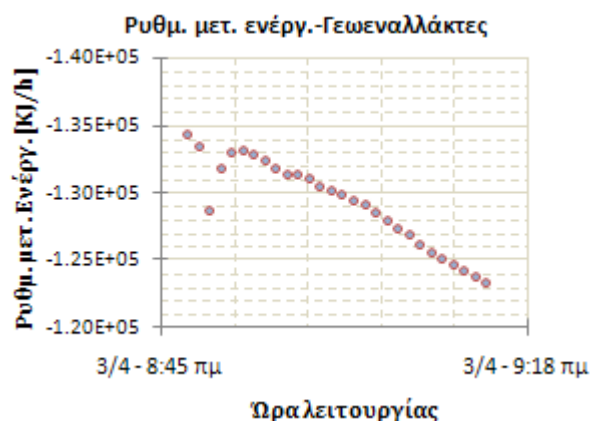


Διάγραμμα 7-21: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

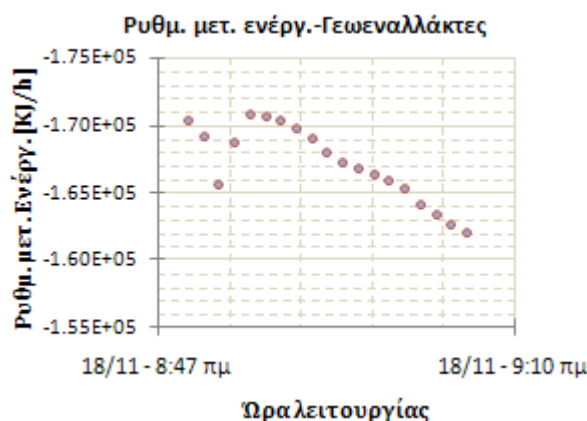


Διάγραμμα 7-22: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

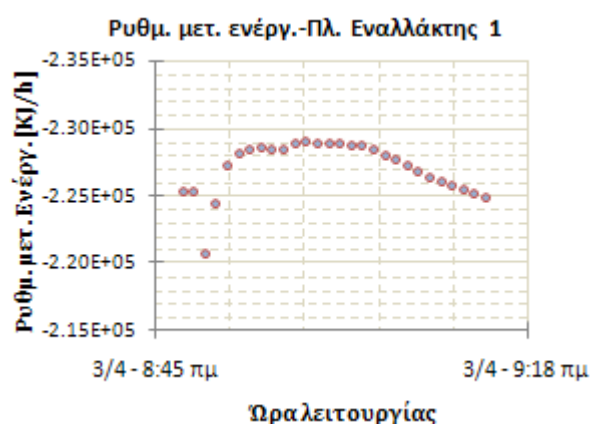
Συγκεκριμένα παρατηρείται η εποχική μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών, αυξάνεται κατά περίπου  $1.9^{\circ}\text{C}$  στις αρχές της δεύτερης περιόδου θέρμανσης, αλλά και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1, όπου επίσης αυξάνεται κατά περίπου  $0.4^{\circ}\text{C}$ . Διαπιστώνεται επομένως, ότι η ανάμειξη του ρευστού εξόδου από το πεδίο των γεωεναλλακτών, με το ρευστό εξόδου από τον ΠΕ-1, προκαλεί μια αλυσιδωτή μεταβολή της απόδοσης σε όλα τα επιμέρους κυκλώματα του συστήματος. Στα Διαγράμματα 7-23 έως 7-26, παρατίθεται η διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 για τις δυο εξεταζόμενες περιόδους θέρμανσης.



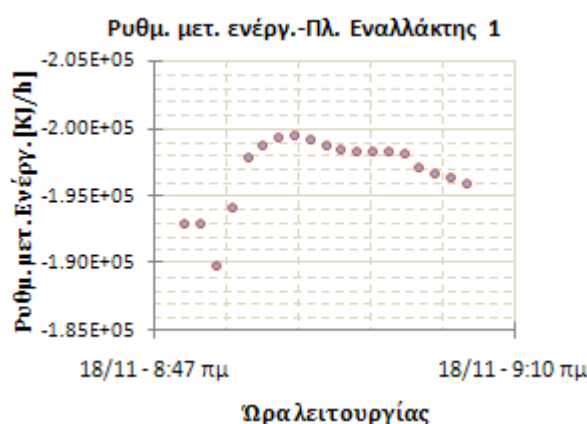
Διάγραμμα 7-23: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-24: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-25: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-26: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

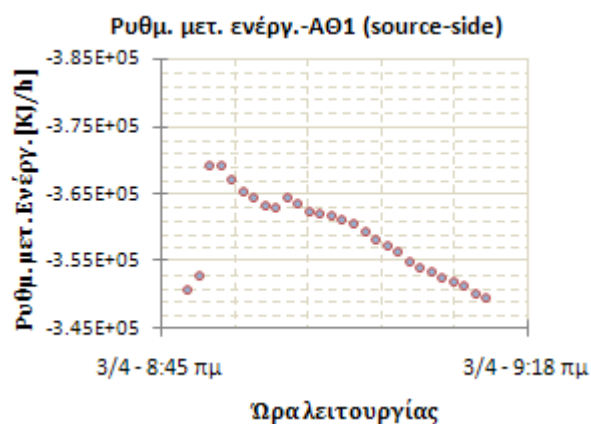
Από την ανάλυση των παραπάνω διαγραμμάτων προκύπτει η αύξηση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και η μείωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1, κατά τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης.

Πράγματι, παρά την αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο υπεδαφικό κύκλωμα και στον ΠΕ-1, κατά περίπου 1.1°C (βλ. Διαγράμματα 7-17 και 7-18), η αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους κατά περίπου 2.5°C, ως αποτέλεσμα της ψυκτικής λειτουργίας του συστήματος το καλοκαίρι, οδηγεί σε υψηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο υπεδαφικό τμήμα. Αντίθετα, η αντίστοιχη σχέση μεταβολής με τη σταθερή θερμοκρασία του ρευστού του υπόγειου υδροφορέα, οδηγεί σε μείωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1.

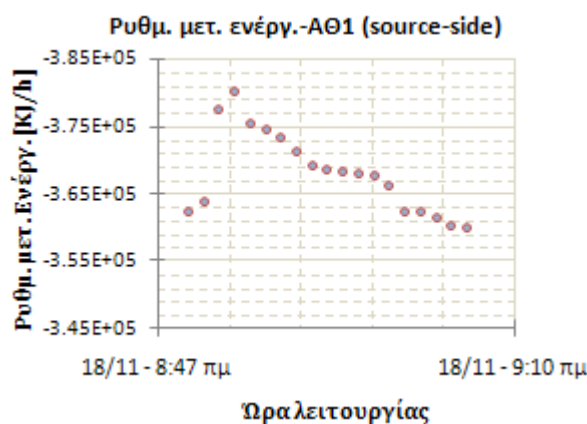
Η συνισταμένη των παραπάνω μεταβολών, η οποία καθορίζει τη συνολική μεταφερόμενη ενέργεια στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 είναι θετική. Τα επίσης αυξημένα επίπεδα μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, στα νέα

Θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας της δεύτερης περιόδου θέρμανσης, διαμορφώνουν την τιμή του συντελεστή απόδοσης σε οριακά υψηλότερα επίπεδα.

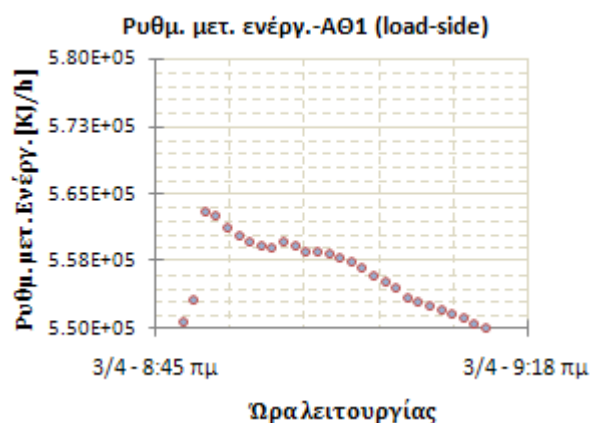
Στα Διαγράμματα 7-27 έως 7-30 παρατίθεται ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον και το δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 για τις εξεταζόμενες περιόδους λειτουργίας.



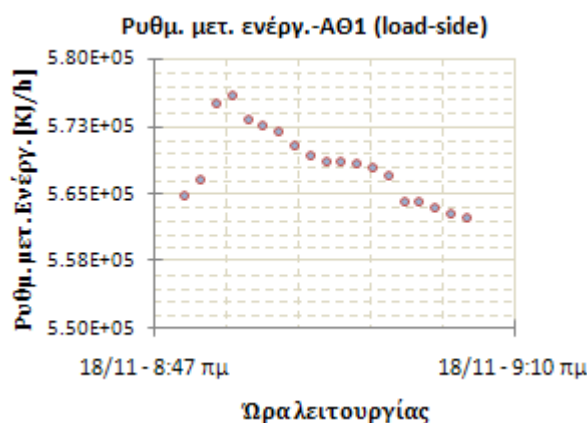
Διάγραμμα 7-27: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-28: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-29: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 7-30: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάστηκε η επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής στην απόδοση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος κατά τη λειτουργία θέρμανσης. Το μέγεθος της επίδρασης, καθορίζουν, τόσο η σταδιακή «αποφόρτιση» του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος, η οποία οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας, λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας του υπεδαφικού σχηματισμού στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών, όσο και η «φόρτιση» της υπεδαφικής αποθήκης κατά την ψυκτική λειτουργία του συστήματος, η οποία και διαμορφώνει τις «νέες» δυνατότητες εναλλαγής θερμότητας με το υπεδαφικό κύκλωμα στις αρχές της δεύτερης περιόδου θέρμανσης. Στη δεύτερη περίπτωση, η αυξημένη θερμοκρασία του υπεδαφικού σχηματισμού οδηγεί σε

υψηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, και επίσης αυξημένο συντελεστή απόδοσης κατά τη λειτουργία της. Η παραπάνω διαπίστωση ενισχύεται από τη χαρακτηριστική εποχική σταθερότητα του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας που εκμεταλλεύεται αποκλειστικά το θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, η θερμοκρασία του οποίου παραμένει σχεδόν αμετάβλητη στη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.

Όσον αφορά στην απόδοση του συστήματος στη λειτουργία θέρμανσης συνολικά, η ετήσια αύξηση της θερμοκρασιακής πηγής-αποθήκης στον πενταετή κύκλο λειτουργίας του συστήματος και η σταθεροποίηση της αρχικής της θερμοκρασίας στην αρχή κάθε επόμενου ετήσιου κύκλου οδηγεί στη σταδιακή αύξηση της ετήσιας απόδοσης του συστήματος και τον περιορισμό της μεταβολής αυτής σε εποχική πλέον κλίμακα μετά την παρέλευση της πενταετίας.

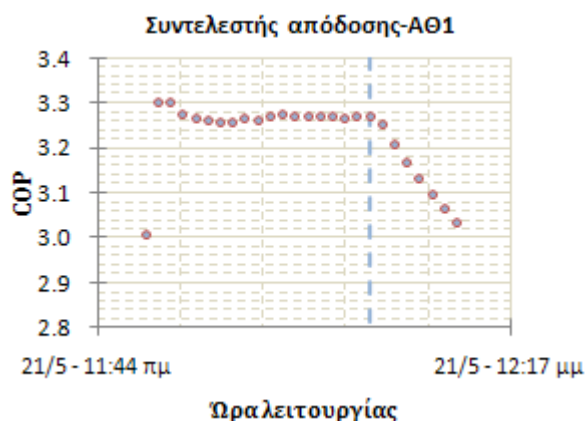
Το μέγεθος των παραπάνω διακυμάνσεων, για το σύστημα που μελετάται, κυμαίνεται σε αποδεκτά επίπεδα, με το ισοζύγιο μεταξύ αποληπτόμενης και αποδιδόμενης ενέργειας από και προς την υπεδαφική πηγή-αποθήκη να σταθεροποιείται σε βιώσιμα επίπεδα λειτουργίας στο τέλος της πρώτης πενταετίας.

Από τα παραπάνω καθίσταται προφανές πως η "ρύθμιση" του εν λόγω ισοζυγίου αποτελεί κρίσιμη παράμετρο κατά το σχεδιασμό αντίστοιχων συστημάτων, προκειμένου να εξασφαλίζεται η λειτουργική τους βιωσιμότητα τόσο εποχικά, όσο και σε βάθος χρόνου.

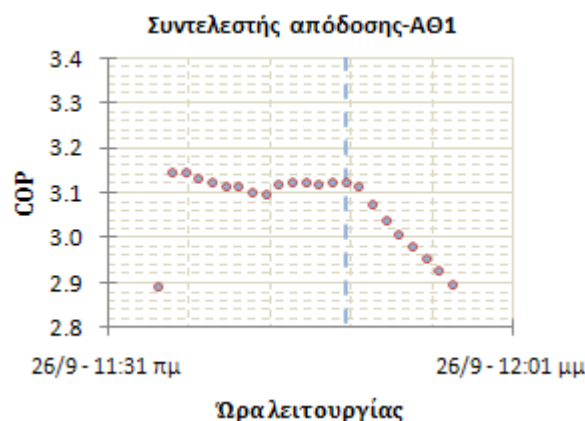
Στην ενότητα που ακολουθεί, αναλύονται διεξοδικά οι αντίστοιχες επιδράσεις στην απόδοση του συστήματος κατά τη λειτουργία ψύξης.

### **7.1.3. Εποχική Μεταβολή της Απόδοσης του Συστήματος στη Λειτουργία Ψύξης**

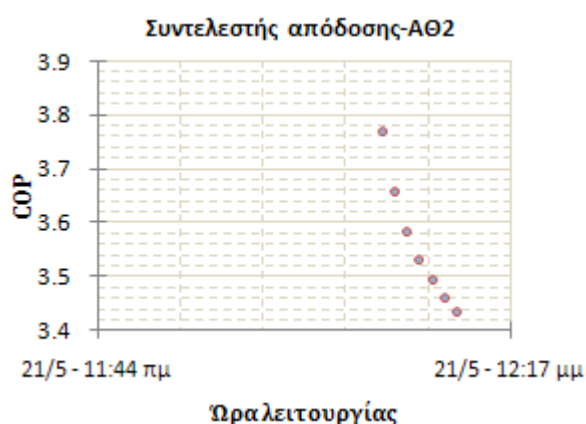
Η επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης κατά τη λειτουργία ψύξης, στην απόδοση των αντλιών θερμότητας του υπό μελέτη συστήματος, εξετάζεται διεξοδικά στα Διαγράμματα 7-31 έως 7-50, όπου και γίνεται σύγκριση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας και των επιμέρους αποδόσεων στην αρχή και το τέλος της περιόδου ψύξης.



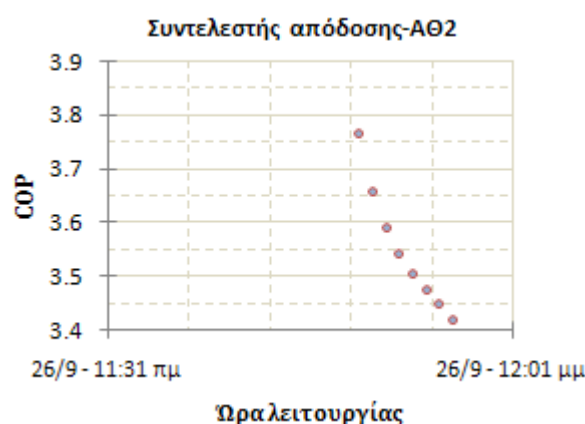
Διάγραμμα 7-31: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-32: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-33: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)

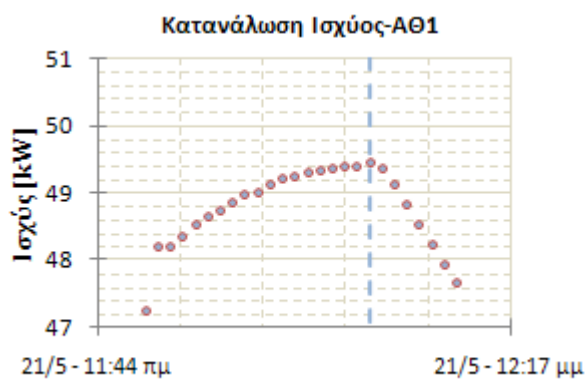


Διάγραμμα 7-34: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

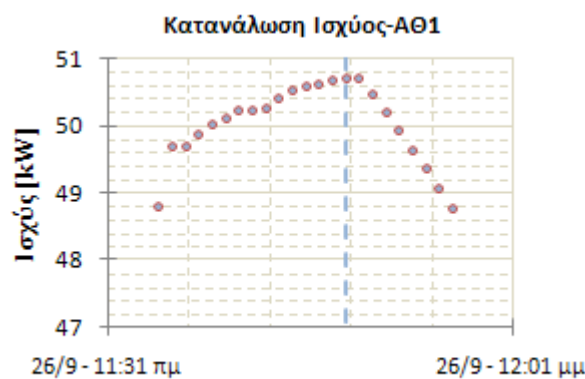
Στα Διαγράμματα 7-31 έως 7-34, απεικονίζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος, στην αρχή και το τέλος της περιόδου ψύξης αντίστοιχα. Η αρχή της περιόδου ψύξης έπεται της πρώτης περιόδου θέρμανσης, επομένως και ενός διαστήματος "αποφόρτισης" της υπεδαφικής αποθήκης (η θερμοκρασία στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών έχει μειωθεί στους 19,89°C). Αντίστοιχα, το τέλος της περιόδου ψύξης, ορίζει και το τέλος ενός διαστήματος έντονης "φόρτισης" του υπεδάφους λόγω της απόρριψης θερμότητας σε αυτό κατά τη λειτουργία του συστήματος. Όσον αφορά στο θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, δεν υπάρχει ουσιαστική μεταβολή, με τη θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στα πρωτεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος να παραμένει σταθερή, στο επίπεδο των 21°C, καθ' όλη τη διάρκεια του έτους.

Από την ανάλυση των διαγραμμάτων επιβεβαιώνεται καταρχάς η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης θερμότητας στο συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρείται η σημαντική

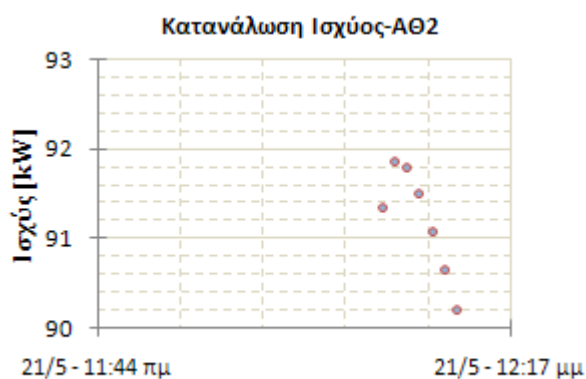
μείωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 στα τέλη της περιόδου ψύξης και η διατήρηση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2, η οποία εκμεταλλεύεται αποκλειστικά το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, στα ίδια επίπεδα. Η αντίστοιχη μεταβολή της κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας στα εξεταζόμενα διαστήματα παρατίθεται στα Διαγράμματα 7-35 έως 7-38.



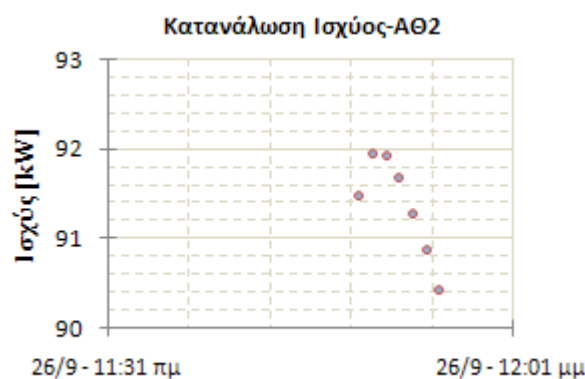
Διάγραμμα 7-35: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-36: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



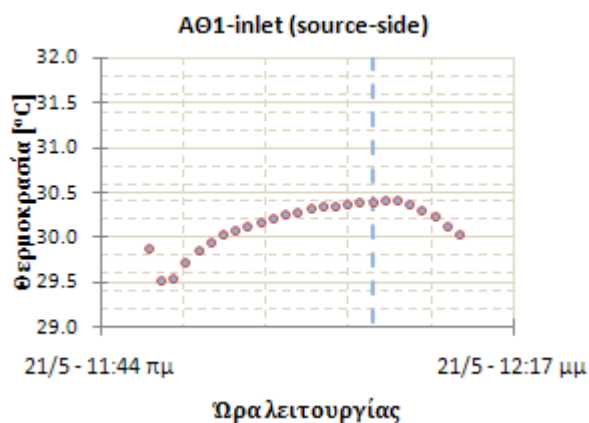
Διάγραμμα 7-37: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



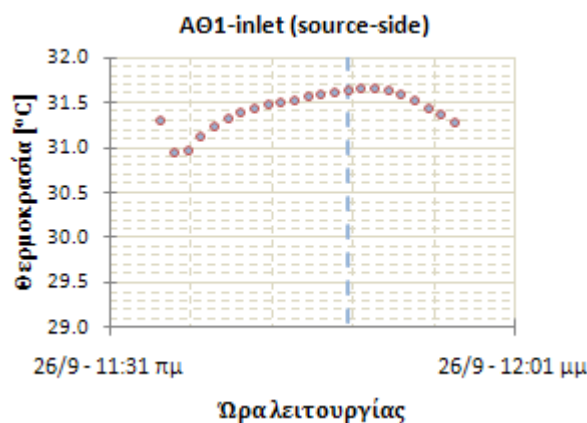
Διάγραμμα 7-38: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

Αναλύοντας τα παραπάνω Διαγράμματα, επιβεβαιώνεται καταρχάς η σταθερότητα λειτουργίας της ΑΘ-2, τα επίπεδα κατανάλωσης της οποίας εμφανίζονται θεωρητικά αμετάβλητα, σε αντίθεση με την ΑΘ-1, η οποία παρουσιάζει αύξηση των επιπέδων στιγμιαίας κατανάλωσης ισχύος στη δεύτερη περίοδο ψύξης. Αναλυτικότερα, η αύξηση της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης, και η προκύπτουσα σχέση απόδοσης μεταξύ της ΑΘ-1 και του κυκλώματος των γεωεναλλακτών, προκαλεί τη μετατόπιση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 σε υψηλότερα εύρη τιμών, με τη μέση θερμοκρασία του εισερχόμενου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 να παρουσιάζει αύξηση της τάξεως των  $1,2^{\circ}\text{C}$  (Διαγράμματα 7-39 και 7-40). Τα

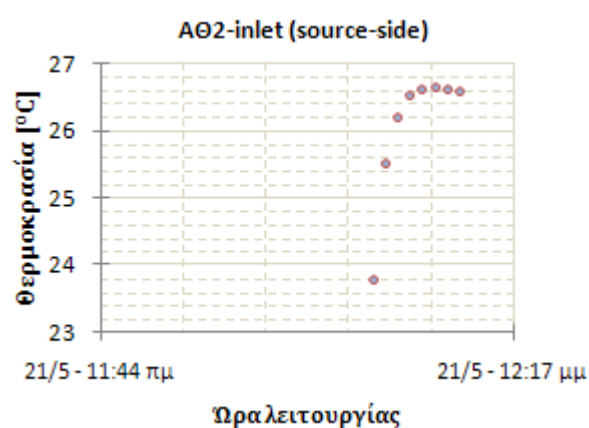
αντίστοιχα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας της ΑΘ-2 παραμένουν ουσιαστικά αμετάβλητα, ενισχύοντας την εικόνα της σταθερής διαχρονικά απόδοσης της μονάδος αντλίας λόγω της θερμοκρασιακής σταθερότητας της ενεργειακής αποθήκης (Διαγράμματα 7-41 και 7-42).



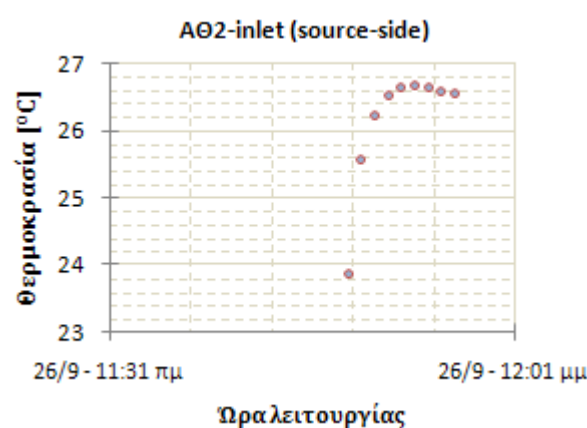
Διάγραμμα 7-39: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-40: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-41: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-42: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

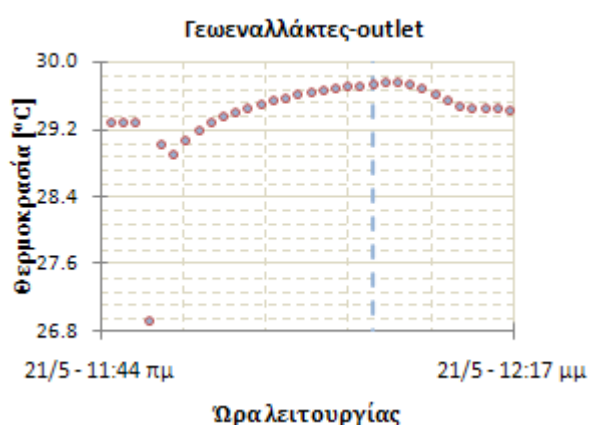
Όπως και στην αντίστοιχη σύγκριση για τη λειτουργία θέρμανσης, η αξιολόγηση της μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, και η επίδραση αυτής της μεταβολής στη μεταφορά θερμότητας στα επιμέρους κυκλώματα της αντλίας, απαιτεί εκτενέστερη ανάλυση, επισημαίνοντας ότι το εισερχόμενο ρευστό προέρχεται από την ανάμειξη του σκέλους του ΠΕ-1 με αυτό των κάθετων γεωεναλλακτών. Αναλυτικότερα, η μετατόπιση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 οφείλεται σχεδόν αποκλειστικά στην αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών.

Ωστόσο, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, επομένως και η θερμοκρασία εισόδου τόσο στους κάθετους γεωεναλλάκτες όσο και στον

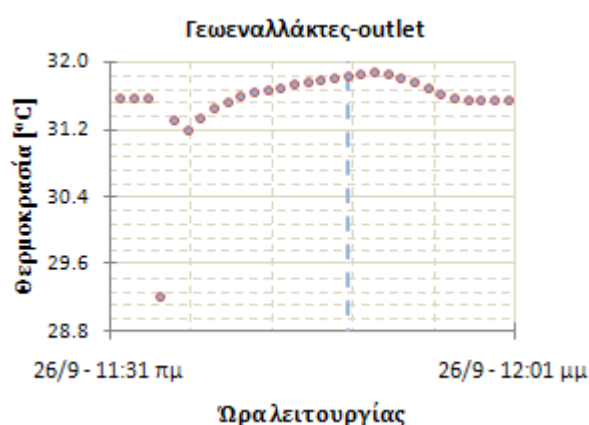


ΠΕ-1, προκύπτει ως αποτέλεσμα της απόδοσης της αντλίας θερμότητας στο προϊόν της ανάμειξης των δυο πηγών θερμότητας, με αποτέλεσμα τη μεταβολή του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας όχι μόνο στο πεδίο των γεωεναλλακτών αλλά και στο πρωτεύον κύκλωμα του ΠΕ-1, παρά τη θερμοκρασιακή σταθερότητα του υπόγειου υδροφορέα.

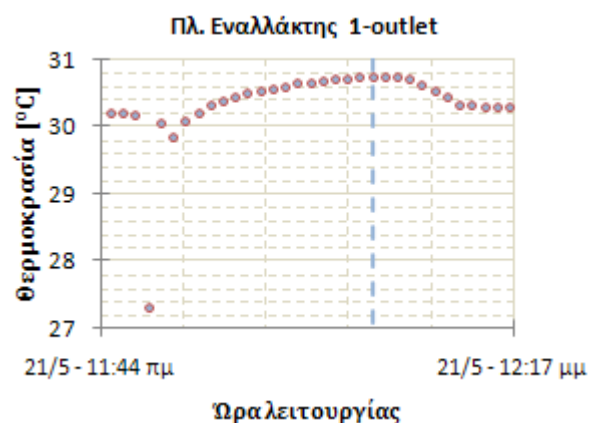
Στα Διαγράμματα 7-43 έως 7-46 αποτυπώνεται το αποτέλεσμα της σύνθετης αυτής μεταβολής στη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τους γεωεναλλάκτες και τον ΠΕ-1 αντίστοιχα.



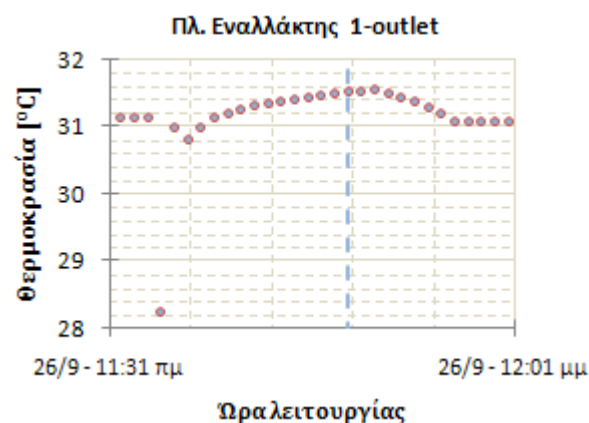
Διάγραμμα 7-43: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από τους γεωεναλλάκτες (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-44: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από τους γεωεναλλάκτες (τέλη περιόδου ψύξης)



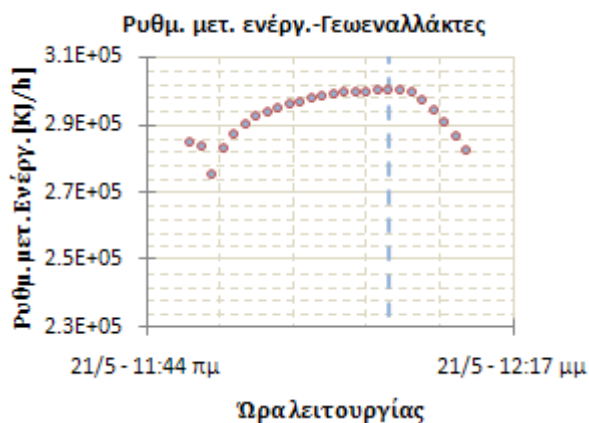
Διάγραμμα 7-45: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



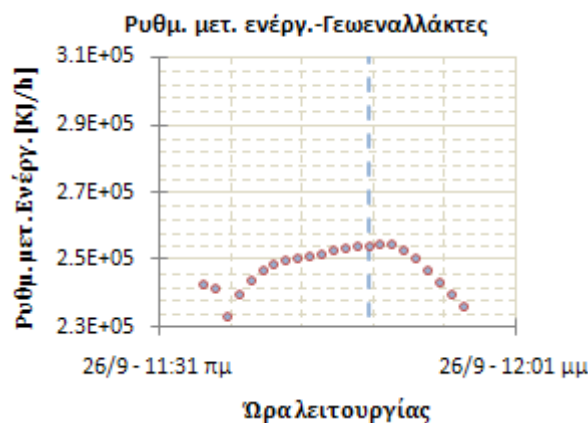
Διάγραμμα 7-46: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)

Συγκεκριμένα παρατηρείται η μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών, αυξάνεται κατά περίπου 2°C στα τέλη της περιόδου ψύξης, αλλά και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 που επίσης αυξάνεται κατά περίπου 0.8°C. Διαπιστώνεται επομένως, όπως και στην αντίστοιχη ανάλυση για τη λειτουργία θέρμανσης, ότι η ανάμειξη του ρευστού εξόδου από το πεδίο των γεωεναλλακτών, με το ρευστό εξόδου από τον ΠΕ-1, προκαλεί μια αλυσιδωτή μεταβολή της απόδοσης σε όλα τα επιμέρους κυκλώματα του συστήματος.

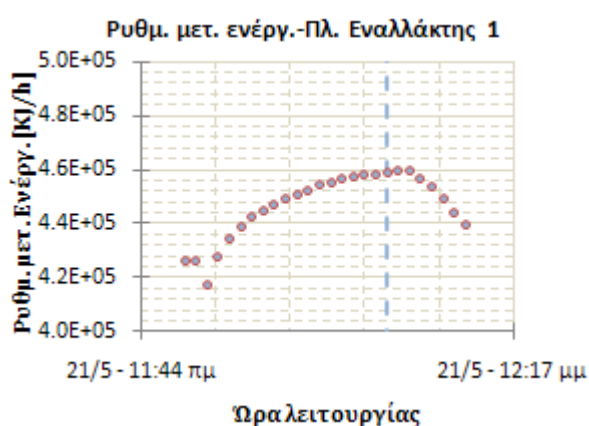
Στα Διαγράμματα 7-47 έως 7-50, παρατίθεται η διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 για τις δυο εξεταζόμενες περιόδους ψύξης.



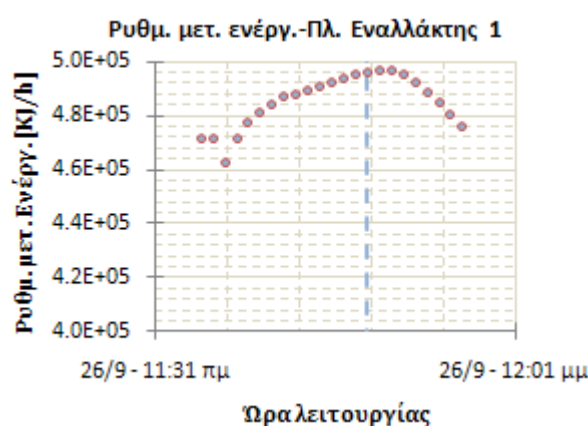
Διάγραμμα 7-47: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-48: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (τέλη περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-49: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)

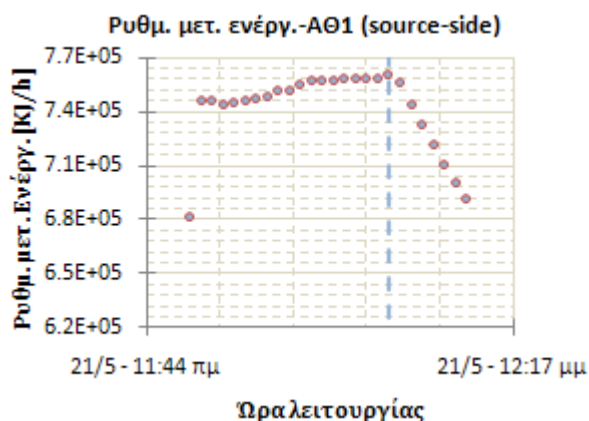


Διάγραμμα 7-50: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)

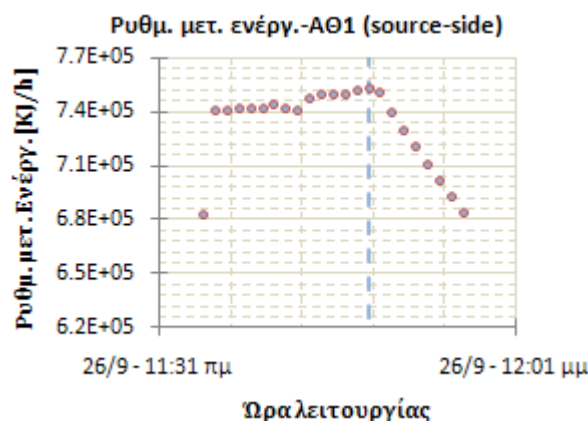
Από την ανάλυση των παραπάνω διαγραμμάτων προκύπτει η μείωση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και η αύξηση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1, στα τέλη της περιόδου ψύξης. Πράγματι, παρά την αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο υπεδαφικό κύκλωμα και στον ΠΕ-1, κατά περίπου  $1.2^{\circ}\text{C}$ , η αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους κατά περίπου  $2.6^{\circ}\text{C}$ , οδηγεί σε χαμηλότερα επίπεδα ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο υπεδαφικό τμήμα. Αντίθετα, η αντίστοιχη σχέση μεταβολής με τη σταθερή θερμοκρασία του ρευστού του υπόγειου υδροφορέα, οδηγεί σε αύξηση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1.

Η συνισταμένη των παραπάνω μεταβολών, η οποία και καθορίζει τη συνολική μεταφερόμενη ενέργεια στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 είναι αρνητική. Τα επίσης

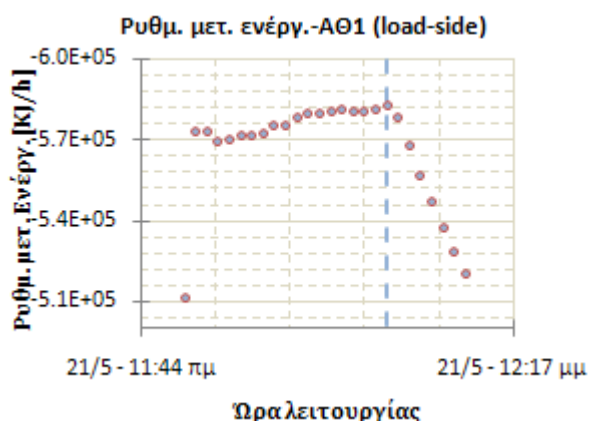
μειωμένα επίπεδα μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, στα νέα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας της δεύτερης περιόδου θέρμανσης, διαμορφώνουν την τιμή του συντελεστή απόδοσης σε χαμηλότερα επίπεδα. Στα Διαγράμματα 7-51 έως 7-54 παρατίθεται ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον και το δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 για τις εξεταζόμενες περιόδους λειτουργίας.



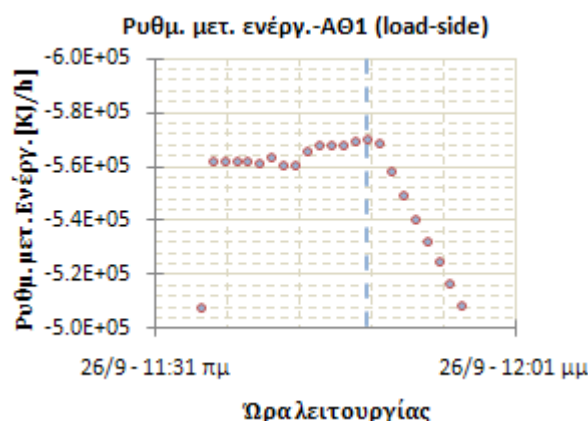
Διάγραμμα 7-51: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-52: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-53: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 7-54: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάστηκε η επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής στην απόδοση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος κατά τη λειτουργία ψύξης. Το μέγεθος της επίδρασης, καθορίζει, η σταδιακή «φόρτιση» του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος, η οποία οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του υπεδαφικού σχηματισμού στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών, διαμορφώνοντας τις «νέες» δυνατότητες εναλλαγής θερμότητας με το υπεδαφικό κύκλωμα στο τέλος της περιόδου. Η παραπάνω διαπίστωση, όπως και στην αντίστοιχη ανάλυση για τη απόδοση του συστήματος στη λειτουργία θέρμανσης ενισχύεται από τη χαρακτηριστική εποχική

σταθερότητα του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας που εκμεταλλεύεται αποκλειστικά το θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, η θερμοκρασία του οποίου παραμένει σχεδόν αμετάβλητη στη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.

Όσον αφορά στην απόδοση του συστήματος στη λειτουργία ψύξης συνολικά, η ετήσια αύξηση της θερμοκρασιακής πηγής-αποθήκης στον πενταετή κύκλο λειτουργίας του συστήματος και η σταθεροποίηση της αρχικής της θερμοκρασίας στην αρχή κάθε επόμενου ετήσιου κύκλου οδηγεί στη σταδιακή μείωση της ετήσιας απόδοσης του συστήματος και τον περιορισμό της μεταβολής αυτής σε εποχική πλέον κλίμακα μετά την παρέλευση της πενταετίας.

Το μέγεθος των παραπάνω διακυμάνσεων, για το σύστημα που μελετάται, κυμαίνεται σε αποδεκτά επίπεδα, με το ισοζύγιο μεταξύ αποληπτόμενης και αποδιδόμενης ενέργειας από και προς την υπεδαφική πηγή-αποθήκη να σταθεροποιείται σε βιώσιμα επίπεδα λειτουργίας στο τέλος της πρώτης πενταετίας.

Από την παραπάνω ανάλυση και την αντίστοιχη ανάλυση για τη λειτουργία θέρμανσης, καθίσταται προφανές το γιατί η διατήρηση ενός ισοζυγίου μεταξύ της αποληπτόμενης και αποδιδόμενης ενέργειας, από και προς το υπέδαφος αντίστοιχα, κατά τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας, αποτελεί πλέον ένα από τα κρισιμότερα ζητήματα στο σχεδιασμό των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας.

Επιπλέον, αναδεικνύεται η αναγκαιότητα ρεαλιστικών μοντέλων προσομοίωσης που να αποτυπώνουν την αλληλεπίδραση μεταξύ της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης και των αντλιών θερμότητας αντίστοιχων συστημάτων, επομένως και την περιοδική μεταβολή της απόδοσής τους, προκειμένου να αξιολογείται ορθά τόσο η λειτουργική όσο και η οικονομική τους βιωσιμότητα.

## Κεφάλαιο 8

# Ενεργειακή Ανάλυση και Απόδοση του Συστήματος

**A**πό τις προηγούμενες αναλύσεις, είναι σαφές ότι η απόδοση του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας παρουσιάζει έντονες διαφοροποιήσεις, το εύρος των οποίων εξαρτάται άμεσα από τη μεταβολή της θερμοκρασίας της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης στη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας και ασφαλώς από τις μεταβαλλόμενες θερμικές απαιτήσεις του κτιρίου, άλλοτε έχουμε μόνο λειτουργία της ΑΘ-1 και άλλοτε την παράλληλη λειτουργία των ΑΘ-1 και ΑΘ-2. Στις παραγράφους που ακολουθούν παρατίθεται η ετήσια απόδοση του συστήματος, σε επίπεδο μήνα, και συγκεκριμένα η μεταφερόμενη ενέργεια και ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας σε κάθε επιμέρους τμήμα του, και η ενεργειακή κατανάλωση των δομικών του μονάδων.

### **8.1.1. Μεταφορά Ενέργειας - Συντελεστής Απόδοσης των Αντλιών Θερμότητας**

Στον Πίνακα 8-1, παρατίθεται η μεταφερόμενη ενέργεια στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, σε μηνιαία βάση για το σύνολο του ετήσιου κύκλου λειτουργίας.

Πίνακας 8-1: Μεταφορά Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας

	Μετ. ενέργειας-ΑΘ-1 [KJ]		Μετ. ενέργειας-ΑΘ-2 [KJ]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
<b>Ιαν</b>	-5.98E+07	9.24E+07	-3.09E+07	4.68E+07
<b>Φεβ</b>	-5.31E+07	8.21E+07	-2.07E+07	3.14E+07
<b>Μάρ</b>	-3.61E+07	5.58E+07	-1.18E+07	1.79E+07
<b>Απρ</b>	-4.27E+06	6.56E+06	-8.51E+05	1.28E+06
<b>Μάι</b>	6.28E+07	-4.78E+07	2.65E+07	-2.08E+07
<b>Ιούν</b>	1.38E+08	-1.05E+08	1.15E+08	-9.00E+07
<b>Ιούλ</b>	1.41E+08	-1.07E+08	1.93E+08	-1.51E+08
<b>Αύγ</b>	6.56E+07	-4.96E+07	9.51E+07	-7.44E+07
<b>Σεπ</b>	1.37E+08	-1.03E+08	7.08E+07	-5.54E+07
<b>Οκτ</b>	-	-	-	-
<b>Νοέ</b>	-9.31E+06	1.43E+07	-1.21E+06	1.81E+06
<b>Δεκ</b>	-5.24E+07	8.08E+07	-2.22E+07	3.36E+07
<b>Σύνολο (θέρμανση)</b>	-2.15E+08	3.32E+08	-8.77E+07	1.33E+08
<b>Σύνολο (ψύξη)</b>	5.44E+08	-4.12E+08	5.00E+08	-3.91E+08
<b>Ετήσιο Σύνολο (απόλυτο άθροισμα)</b>		<b>7.44E+08</b>		<b>5.24E+08</b>

Το ποσό της μεταφερόμενης ενέργειας αποτελεί άμεσο δείκτη των θερμικών απαιτήσεων που καλύπτει το σύστημα και του ποσοστού συνεισφοράς καθεμιάς εκ των αντλιών θερμότητας στην κάλυψή τους.

Αναλύοντας τις παραπάνω τιμές, επιβεβαιώνεται ο πρωτεύων ρόλος της ΑΘ-1 στην κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων του κτιρίου, με το μεγαλύτερο μέρος του συνολικού ποσού ενέργειας να μεταφέρεται μέσω των επιμέρους κυκλωμάτων της. Εστιάζοντας σε επίπεδο μήνα, η αναλογία μειώνεται στις περιόδους υψηλών θερμικών φορτίων, ενώ αντιστρέφεται στις περιόδους υψηλών ψυκτικών φορτίων (Ιούλιος-Αύγουστος), όπου ο συνολικός αριθμός επεμβάσεων της ΑΘ-2 είναι μεγαλύτερος, και ταυτόχρονα η συνολική διάρκεια μεμονωμένης λειτουργίας της ΑΘ-1 είναι μικρότερη λόγω της ταχείας ενεργοποίησης της ΑΘ-2.

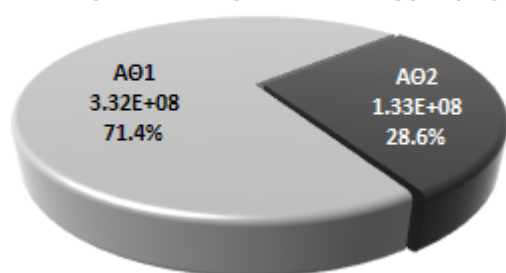
Στον Πίνακα 8-2, παρατίθενται τα μηνιαία ποσά μεταφερόμενης ενέργειας στο κύκλωμα των κάθετων γεωεναλλακτών και στα δευτερεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας του συστήματος.

Πίνακας 8-2: Μεταφορά Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες

	Γεωεναλλάκτες [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ]
Ιαν	-2.09E+07	-3.85E+07	-3.08E+07
Φεβ	-1.78E+07	-3.49E+07	-2.07E+07
Μάρ	-1.22E+07	-2.36E+07	-1.18E+07
Απρ	-1.57E+06	-2.70E+06	-8.77E+05
Μάι	2.41E+07	3.85E+07	2.47E+07
Ιούν	5.09E+07	8.65E+07	1.09E+08
Ιούλ	5.06E+07	8.95E+07	1.84E+08
Αύγ	2.34E+07	4.20E+07	9.12E+07
Σεπ	4.68E+07	8.98E+07	6.68E+07
Οκτ	-	-	-
Νοέ	-4.08E+06	-4.97E+06	-1.16E+06
Δεκ	-2.09E+07	-3.10E+07	-2.20E+07
<b>Σύνολο (θέρμανση)</b>	<b>-7.74E+07</b>	<b>-1.36E+08</b>	<b>-8.74E+07</b>
<b>Σύνολο (ψύξη)</b>	<b>1.96E+08</b>	<b>3.46E+08</b>	<b>4.75E+08</b>

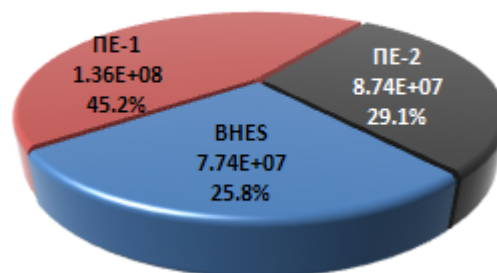
Η αναλογία της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, καθώς και της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας σε κάθε επιμέρους κύκλωμα, τόσο κατά την περίοδο θέρμανσης, όσο και κατά την περίοδο ψύξης, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 8-1 έως 8-4.

Θέρμανση-μεταφορά ενέργειας [KJ]  
Δευτερεύον κύκλωμα Αντλιών Θερμότητας



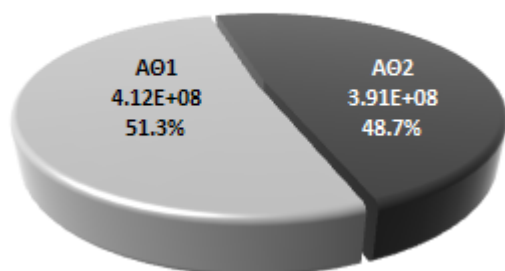
Διάγραμμα 8-1: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας (περίοδος θέρμανσης)

Θέρμανση-μεταφορά ενέργειας [KJ]  
Γεωεναλλάκτες - Πλ. Εναλλάκτες



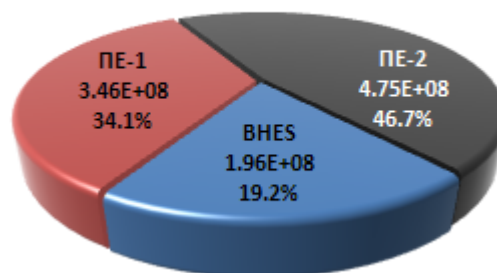
Διάγραμμα 8-2: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα των πλακοειδών εναλλακτών (περίοδος θέρμανσης)

ψύξη-μεταφορά ενέργειας [KJ]  
Δευτερεύον κύκλωμα Αντλιών Θερμότητας



Διάγραμμα 8-3: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας (περίοδος ψύξης)

ψύξη-μεταφορά ενέργειας [KJ]  
Γεωεναλλάκτες - Πλ. Εναλλάκτες



Διάγραμμα 8-4: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα των πλακοειδών εναλλακτών (περίοδος ψύξης)

Στον Πίνακα 8-3 παρατίθενται οι μηνιαίες τιμές του συντελεστή απόδοσης των ΑΘ-1 και ΑΘ-2, όπως αυτές διαμορφώνονται από τα μεταφερόμενα ποσά ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματά τους.

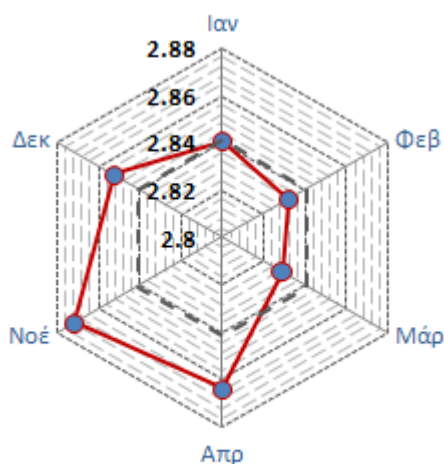
Πίνακας 8-3: Μηνιαίος Συντελεστής Απόδοσης των Αντλιών Θερμότητας

	Συντ. Απόδοσης - ΑΘ-1	Συντ. Απόδοσης - ΑΘ-2
Ιαν	2.840	2.949
Φεβ	2.832	2.941
Μάρ	2.829	2.941
Απρ	2.864	2.971
Μάι	3.184	3.607
Ιούν	3.145	3.595
Ιούλ	3.114	3.584
Αύγ	3.103	3.579
Σεπ	3.072	3.596
Οκτ	-	-
Νοέ	2.872	3.022
Δεκ	2.853	2.944

Αναλύοντας τις τιμές του παραπάνω Πίνακα, δεν διαπιστώνονται ιδιαίτερες μεταβολές στο συντελεστή απόδοσης και των δυο αντλιών θερμότητας σε κάθε περίοδο λειτουργίας. Η συγκεκριμένη διαπίστωση είναι αναμενόμενη για την ΑΘ-2, η οποία εκμεταλλεύεται το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα. Όσον αφορά στην ΑΘ-1, η επίδραση της εποχικής θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής αποθήκης στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών αλλοιώνεται από την εξαρτημένη σχέση λειτουργίας μεταξύ γεωεναλλακτών και ΠΕ-1, λόγω της ανάμειξης των ρευστών των εξόδων τους στην είσοδο του πρωτεύοντος κυκλώματός της.

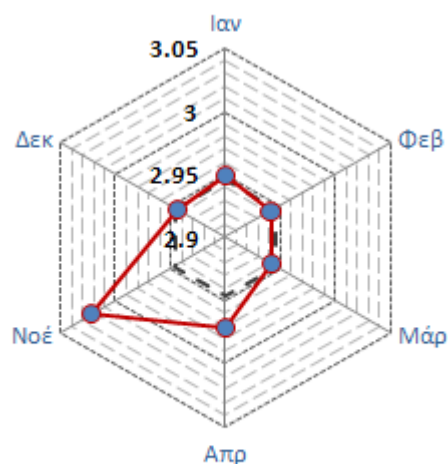


Στα Διαγράμματα που ακολουθούν παρατίθεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των δυο αντλιών θερμότητας στις περιόδους θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα, ενώ με διακεκομμένη γραμμή απεικονίζεται ο εποχικός συντελεστής απόδοσης της αντίστοιχης αντλίας θερμότητας για την κάθε περίοδο.



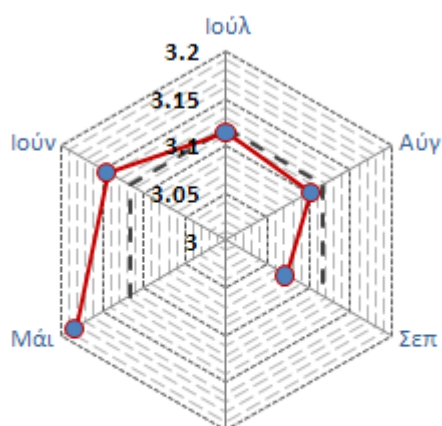
—●— Συντ. Απόδοσης ΑΘ1 - Θέρμανση

Διάγραμμα 8-5: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (μηνιαίες τιμές – περίοδος θέρμανσης)



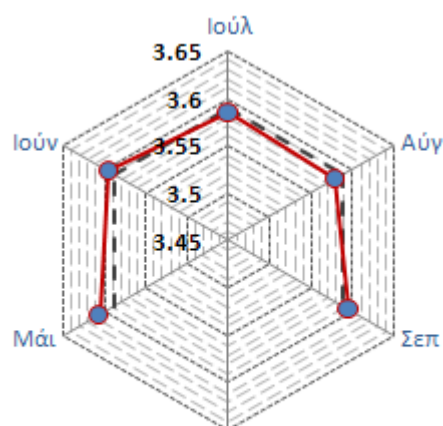
—●— Συντ. Απόδοσης ΑΘ2 - Θέρμανση

Διάγραμμα 8-6: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (μηνιαίες τιμές – περίοδος θέρμανσης)



—●— Συντ. Απόδοσης ΑΘ1 - Ψύξη

Διάγραμμα 8-7: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (μηνιαίες τιμές – περίοδος ψύξης)



—●— Συντ. Απόδοσης ΑΘ2 - Ψύξη

Διάγραμμα 8-8: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (μηνιαίες τιμές – περίοδος ψύξης)

Στα παραπάνω Διαγράμματα οπτικοποιείται η γενικότερη τάση μεταβολής του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας κατά τη διάρκεια κάθε περιόδου λειτουργίας, χωρίς ωστόσο, τουλάχιστον για την περίοδο θέρμανσης της ΑΘ-1, οι μεταβολές να είναι ικανές να αποδώσουν την πραγματική επίδραση της υπεδαφικής αποθήκης σε αυτή τη διαμόρφωση.

Ωστόσο, δίνουν μια σαφή εικόνα της επίδρασης των πρώτων μεταβατικών λεπτών λειτουργίας στη συνολική ετήσια απόδοσή τους. Όπως αναλύθηκε στις παραγράφους 6.1.1. και 6.1.2. τα πρώτα λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας της ΑΘ-2 χαρακτηρίζονται από υψηλό συντελεστή απόδοσης. Χαρακτηριστική, αλλά ως εκ τούτου απολύτως αναμενόμενη, είναι η μεγαλύτερη απόκλιση των τιμών της ΑΘ-2 κατά τους μήνες χαμηλών θερμικών φορτίων (βλ. Διάγραμμα 8-6), όπου ο αριθμός επεμβάσεων της αντλίας θερμότητας είναι εξαιρετικά μικρός, με το ποσοστό της διάρκειας των μεταβατικών λεπτών λειτουργίας, λόγω της μικρής διάρκειας κάθε κύκλου, να είναι σημαντικά υψηλό.

### 8.1.2. Ρυθμός Μεταφοράς Ενέργειας στα Επιμέρους Κυκλώματα του Συστήματος

Στον Πίνακα 8-4, παρατίθεται ο μέσος μηνιαίος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των αντλιών θερμότητας του συστήματος.

Πίνακας 8-4: Μέσος Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας

	Ρυθμ. μετ. Ενέργειας-ΑΘ-1 [KJ/h]		Ρυθμ. μετ. Ενέργειας-ΑΘ-2 [KJ/h]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
<b>Ιαν</b>	-3.60E+05	5.56E+05	-7.83E+05	1.18E+06
<b>Φεβ</b>	-3.58E+05	5.54E+05	-7.81E+05	1.18E+06
<b>Μάρ</b>	-3.58E+05	5.54E+05	-7.81E+05	1.18E+06
<b>Απρ</b>	-3.63E+05	5.58E+05	-7.86E+05	1.18E+06
<b>Μάι</b>	7.36E+05	-5.60E+05	1.51E+06	-1.18E+06
<b>Ιούν</b>	7.33E+05	-5.56E+05	1.51E+06	-1.18E+06
<b>Ιούλ</b>	7.28E+05	-5.51E+05	1.51E+06	-1.18E+06
<b>Αύγ</b>	7.28E+05	-5.50E+05	1.50E+06	-1.18E+06
<b>Σεπ</b>	7.30E+05	-5.50E+05	1.51E+06	-1.18E+06
<b>Οκτ</b>	-	-	-	-
<b>Νοέ</b>	-3.71E+05	5.70E+05	-7.99E+05	1.19E+06
<b>Δεκ</b>	-3.65E+05	5.63E+05	-7.82E+05	1.18E+06
<b>μ.ό. (θέρμανση)</b>	<b>-3.63E+05</b>	<b>5.59E+05</b>	<b>-7.85E+05</b>	<b>1.19E+06</b>
<b>μ.ό. (ψύξη)</b>	<b>7.31E+05</b>	<b>-5.54E+05</b>	<b>1.51E+06</b>	<b>-1.18E+06</b>

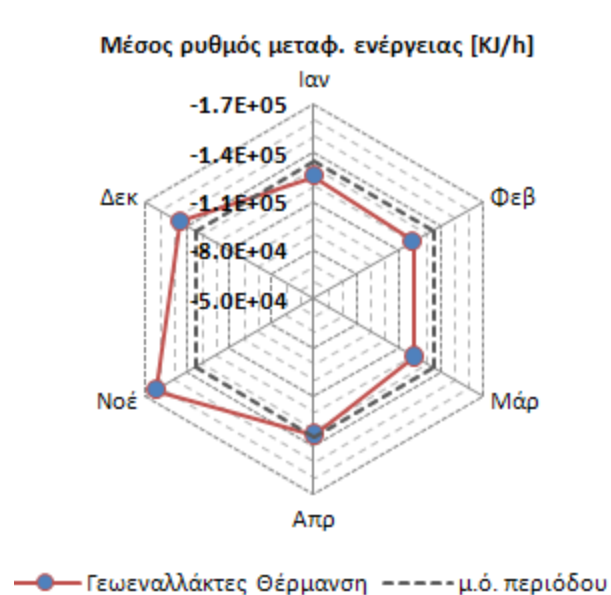
Επιπλέον, στον Πίνακα 8-5 παρατίθεται ο μέσος μηνιαίος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στα δευτερεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος.

Πίνακας 8-5: Μέσος Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες

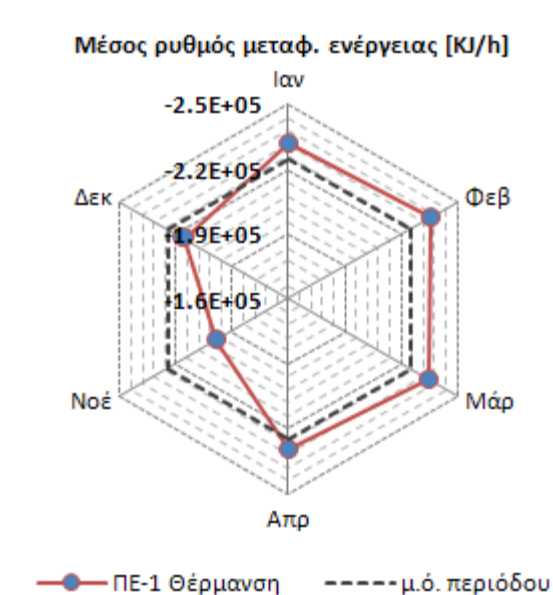
	Γεωεναλλάκτες [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ/h]
<b>Ιαν</b>	-1.26E+05	-2.32E+05	-7.81E+05
<b>Φεβ</b>	-1.20E+05	-2.36E+05	-7.80E+05
<b>Μάρ</b>	-1.21E+05	-2.35E+05	-7.82E+05
<b>Απρ</b>	-1.34E+05	-2.30E+05	-8.10E+05
<b>Μάι</b>	2.82E+05	4.52E+05	1.41E+06
<b>Ιούν</b>	2.70E+05	4.59E+05	1.42E+06
<b>Ιούλ</b>	2.62E+05	4.63E+05	1.44E+06
<b>Αύγ</b>	2.59E+05	4.66E+05	1.44E+06
<b>Σεπ</b>	2.50E+05	4.80E+05	1.42E+06
<b>Οκτ</b>			
<b>Νοέ</b>	-1.63E+05	-1.98E+05	-7.66E+05
<b>Δεκ</b>	-1.45E+05	-2.16E+05	-7.76E+05
<b>μ.ό. (θέρμανση)</b>	-1.35E+05	-2.24E+05	-7.82E+05
<b>μ.ό. (ψύξη)</b>	<b>2.65E+05</b>	<b>4.64E+05</b>	<b>1.43E+06</b>

Στις παραγράφους 7.1.2 και 7.1.3, μελετήθηκε διεξοδικά η επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής αποθήκης θερμότητας στην απόδοση της ΑΘ-1, και αποκωδικοποιήθηκε η εξαρτημένη σχέση λειτουργίας μεταξύ γεωεναλλακτών και ΠΕ-1, λόγω της ανάμειξης των ρευστών εξόδου των δυο κυκλωμάτων, η οποία προκαλεί μια αλυσιδωτή επίδραση στη σταθερότητα του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας και στα δυο κυκλώματα κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.

Στα Διαγράμματα 8-9 και 8-10 παρουσιάζεται η μηνιαία διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στον ΠΕ-1 κατά τη λειτουργία του συστήματος στη φάση θέρμανσης, όπου και διαπιστώνεται σαφώς η παραπάνω επίδραση.



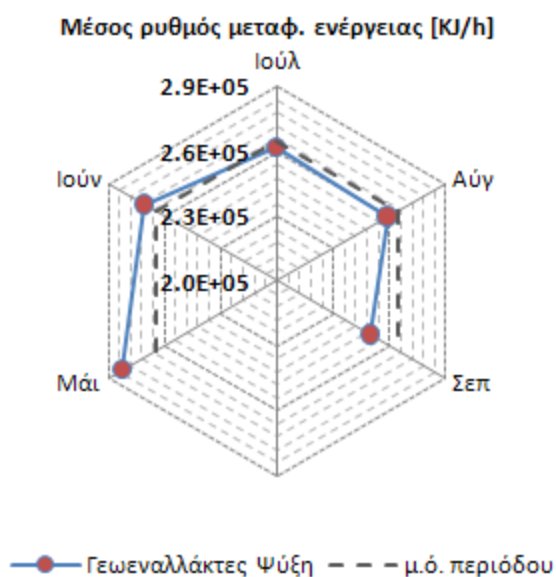
Διάγραμμα 8-9: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών (περίοδος θέρμανσης)



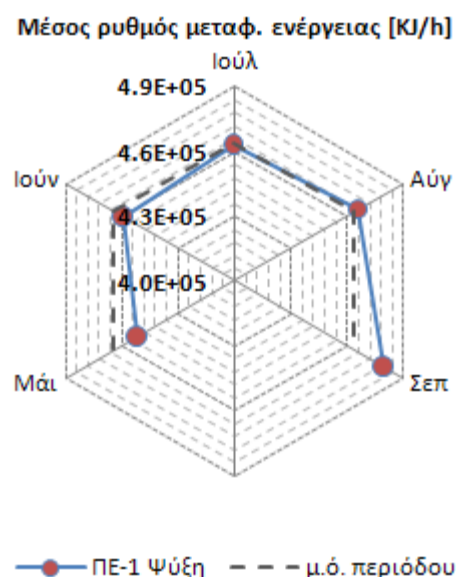
Διάγραμμα 8-10: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (περίοδος θέρμανσης)

Αναλυτικότερα, παρατηρείται η προοδευτική μείωση του ρυθμού μεταφοράς στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών κατά την πρώτη περίοδο θέρμανσης ως αποτέλεσμα της σταδιακής αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης από τη λειτουργία του συστήματος, και η αντίστοιχη αυξητική τάση στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 από την εξαρτημένη σχέση λειτουργίας του με το πεδίο των γεωεναλλακτών. Στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, η έντονη φόρτιση της υπεδαφικής αποθήκης οδηγεί σε υψηλότερα επίπεδα ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στη σταδιακή μείωσή τους λόγω της σταδιακής αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης, με τον αντίστοιχο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο ΠΕ-1 να παρουσιάζει αντίρροπες τάσεις μεταβολής.

Η αντίστοιχη μεταβολή του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας για την περίοδο της ψύξης παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 8-11 και 8-12, όπου και διαπιστώνεται η προοδευτική μείωση του ρυθμού μεταφοράς στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια της περιόδου ψύξης, ως αποτέλεσμα της σταδιακής φόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης από τη λειτουργία του συστήματος, και η αντίστοιχη αυξητική τάση στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 από την εξαρτημένη σχέση λειτουργίας του με το πεδίο των γεωεναλλακτών.



Διάγραμμα 8-11: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών (περίοδος ψύξης)



Διάγραμμα 8-12: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του PE-1 (περίοδος ψύξης)

### 8.1.3. Ώρες Λειτουργίας – Ενεργειακή Κατανάλωση

Στον Πίνακα 8-6 παρατίθενται οι ώρες λειτουργίας των αντλιών θερμότητας του συστήματος σε θέρμανση και ψύξη και η αντίστοιχη κατανάλωση ενέργειας ανά μήνα.

Πίνακας 8-6: Μηνιαίες Ώρες Λειτουργίας και Ενεργειακή Κατανάλωση των Αντλιών Θερμότητας του Συστήματος

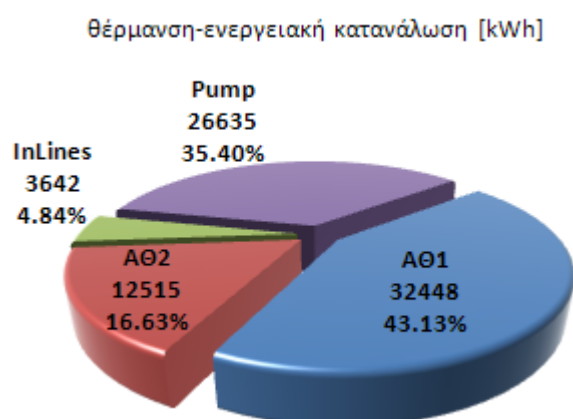
	ΑΘ-1 – Ώρες λειτουργίας / Κατανάλωση				ΑΘ-2 – Ώρες λειτουργίας / Κατανάλωση			
	Θέρμανση		Ψύξη		Θέρμανση		Ψύξη	
	[hours]	[KWh]	[hours]	[KWh]	[hours]	[KWh]	[hours]	[KWh]
<b>Ιαν</b>	166	9034	0	0	39	4405	0	0
<b>Φεβ</b>	148	8055	0	0	27	2964	0	0
<b>Μάρ</b>	101	5477	0	0	15	1688	0	0
<b>Απρ</b>	12	636	0	0	1	120	0	0
<b>Μάι</b>	0	0	85	4170	0	0	18	1599
<b>Ιούν</b>	0	0	188	9251	0	0	76	6956
<b>Ιούλ</b>	0	0	193	9508	0	0	128	11671
<b>Αύγ</b>	0	0	90	4442	0	0	63	5771
<b>Σεπτ</b>	0	0	187	9316	0	0	47	4281
<b>Οκτ</b>	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>Νοέ</b>	25	1382	0	0	2	167	0	0
<b>Δεκ</b>	144	7863	0	0	28	3172	0	0
<b>Σύνολο</b>	<b>595</b>	<b>32448</b>	<b>744</b>	<b>36686</b>	<b>112</b>	<b>12515</b>	<b>332</b>	<b>30278</b>

Η αντίστοιχη ενεργειακή κατανάλωση των κυκλοφορητών και της αντλίας της υδρογεώτρησης του συστήματος παρατίθενται στον Πίνακα 8-7.

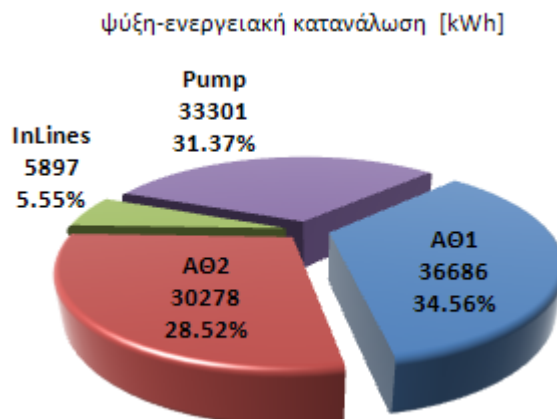
Πίνακας 8-7: Ενεργειακή Κατανάλωση των κυκλοφορητών και της αντλίας της υδρογεώτρησης του συστήματος

	Θέρμανση [kWh]	Ψύξη [kWh]	Θέρμανση [kWh]	Ψύξη [kWh]
Ιαν	1074		7432	
Φεβ	897		6631	
Μάρ	589		4503	
Απρ	64		526	
Μάι	0	532		3816
Ιούν	0	1438		8428
Ιούλ	0	1824		8650
Αύγ	0	875		4033
Σεπτ	0	1227		8375
Οκτ	0	0	0	0
Νοέ	131	0	1122	
Δεκ	888	0	6422	
<b>Σύνολο</b>	<b>3642</b>	<b>5897</b>	<b>26635</b>	<b>33301</b>

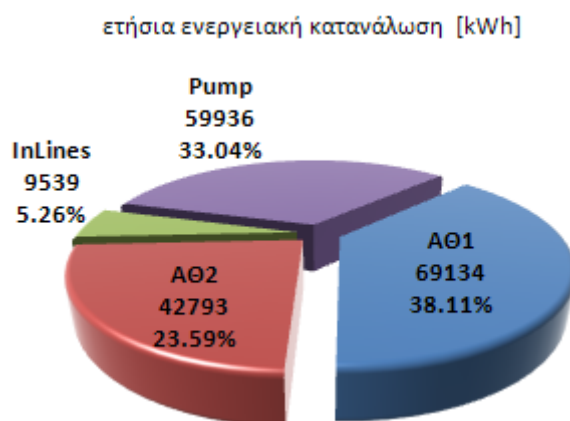
Το ποσοστό της κατανάλωσης των επιμέρους στοιχείων του συστήματος επί της συνολικής κατανάλωσης του συστήματος σε κάθε περίοδο λειτουργίας και στο σύνολο ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας παρατίθενται στα Διαγράμματα 8-13 έως 8-16.



Διάγραμμα 8-13: Κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος (περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 8-14: Κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος (περίοδος ψύξης)



Διάγραμμα 8-15: Ετήσια κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος

Στα παραπάνω Διαγράμματα, χαρακτηριστικό είναι το ποσοστό της κατανάλωσης της αντλίας της υδρογεώτρησης του ανοικτού κυκλώματος του συστήματος, το οποίο ανέρχεται στο 1/3 περίπου της συνολικής κατανάλωσης. Στο σημείο αυτό εντοπίζεται η μεγαλύτερη παθογένεια του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας που μελετάται και η οποία χαρακτηρίζεται από δυο βασικά σημεία:

- Το πρώτο αφορά στο βάθος άντλησης από την υδρογεώτρηση παραγωγής, το οποίο δεν συνάδει με την ευρύτερη πρακτική στα γεωθερμικά συστήματα γεωθερμικών αντλιών θερμότητας ανοικτού βρόγχου, καθώς προϋποθέτει μεγάλη αντλητική ισχύ. Ωστόσο, στην παρούσα εγκατάσταση η υδρογεώτρηση παραγωγής δεν κατασκευάστηκε αποκλειστικά για την εκμετάλλευση του υπόγειου υδροφορέα από τη λειτουργία του συστήματος, αλλά για την ενίσχυση του δικτύου ύδρευσης της Πολυτεχνειούπολης. Έτσι, θεωρητικά, το κόστος άντλησης δεν μπορεί να αποδοθεί αποκλειστικά στο λειτουργικό κόστος της γεωθερμικής εγκατάστασης.
- Το δεύτερο σημείο αφορά στο σχεδιασμό του συστήματος, με βάση τον οποίο, η αντλία του ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων ενεργοποιείται τόσο σε υψηλά όσο και σε χαμηλά φορτία ψύξης και θέρμανσης. Η τροποποίηση του αρχικού σχεδιασμού, όπου στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 προβλέπονταν η σύνδεση ενός πεδίου 19 κάθετων γεωεναλλακτών και μόνο, και η σύζευξη του ΠΕ-1 στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 καθορίζει το χρόνο λειτουργίας της αντλίας της υδρογεώτρησης με βάση τη λειτουργία της ΑΘ-1 αυξάνοντας σημαντικά τη συνολική διάρκεια λειτουργίας της, επομένως και την αντίστοιχη κατανάλωσή της.

Ο συνδυασμός των δυο αυτών στοιχείων οδηγεί στη διαμόρφωση των παραπάνω ποσοστών, με την αντλία της υδρογεώτρησης να υπερβαίνει σε κατανάλωση την ΑΘ-2.





# Κεφάλαιο 9

## Παρεμβάσεις Βελτίωσης της Λειτουργίας του Συστήματος

### 9.1. Σκοπιμότητα – Περιγραφή Σεναρίου

**Σ**τα πλαίσια της παρούσης διδακτορικής διατριβής, μελετήθηκε η δυνατότητα βελτιστοποίησης του γεωθερμικού συστήματος στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, μέσω της χρήσης αντλιών θερμότητας νέας τεχνολογίας. Η σκοπιμότητα μιας τέτοιας ανάλυσης βασίζεται σε δυο άξονες.

Ο **πρώτος άξονας** αφορά στη συγκριτική αξιολόγηση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας νέας τεχνολογίας σε σχέση με τα συμβατικά λειτουργικά πρότυπα, καθώς και τον έλεγχο της δυνατότητας εξοικονόμησης ενέργειας μέσω της χρήσης των παραπάνω προτύπων σε ήδη υφιστάμενα συστήματα γεωθερμικών αντλιών θερμότητας.

Ο **δεύτερος άξονας**, αφορά κυρίως στη βελτιστοποίηση του λειτουργικού σχεδιασμού της ήδη υπάρχουσας εγκατάστασης στο ΕΜΠ, όσον αφορά στο σκέλος ανάμειξης του κυκλώματος των γεωεναλλακτών με το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1. Ο υπάρχον σχεδιασμός, όπως αναδείχθηκε στα αποτελέσματα της προσομοίωσης, αλλοιώνει την πραγματική επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής αποθήκης, όπως σε ένα κλασικό σύστημα Αντλίας Θερμότητας-Γεωεναλλακτών και αντίστροφα. Ο διαχωρισμός

των επιμέρους κυκλωμάτων, εξασφαλίζει τη δυνατότητα ανάλυσης της παραπάνω επίδρασης και προάγει την αξιοποίηση της παρούσης μονάδας ως πιλοτικής για την περαιτέρω έρευνα αντίστοιχων συστημάτων.

Στα πλαίσια της ανωτέρω προσέγγισης δημιουργήθηκε ένα σενάριο βελτιστοποίησης, με στόχο την κατάργηση της ανάμειξης της εξόδου του δευτερεύοντος κυκλώματος του ΠΕ-1 με την έξοδο του κυκλώματος των κάθετων γεωεναλλακτών και την σύνδεση καθενός εξ' αυτών με αντλία θερμότητας νέας τεχνολογίας.

Αναλυτικότερα, για τη σύνδεση τόσο του κυκλώματος γεωεναλλακτών όσο και του ΠΕ-1, επιλέχθηκε η αντλία θερμότητας DynaCIAT-ILG(300V). Πρόκειται για αντλία θερμότητας νέας τεχνολογίας η οποία εξελίχθηκε μέσα από τα τεχνολογικά πρότυπα που προέκυψαν μέσω του προγράμματος GROUNDHIT.

Στους Πίνακες 9-1 και 9-2 παρατίθενται τα στοιχεία απόδοσης της αντλίας θερμότητας DynaCIAT-ILG(300V) στη λειτουργία θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα.

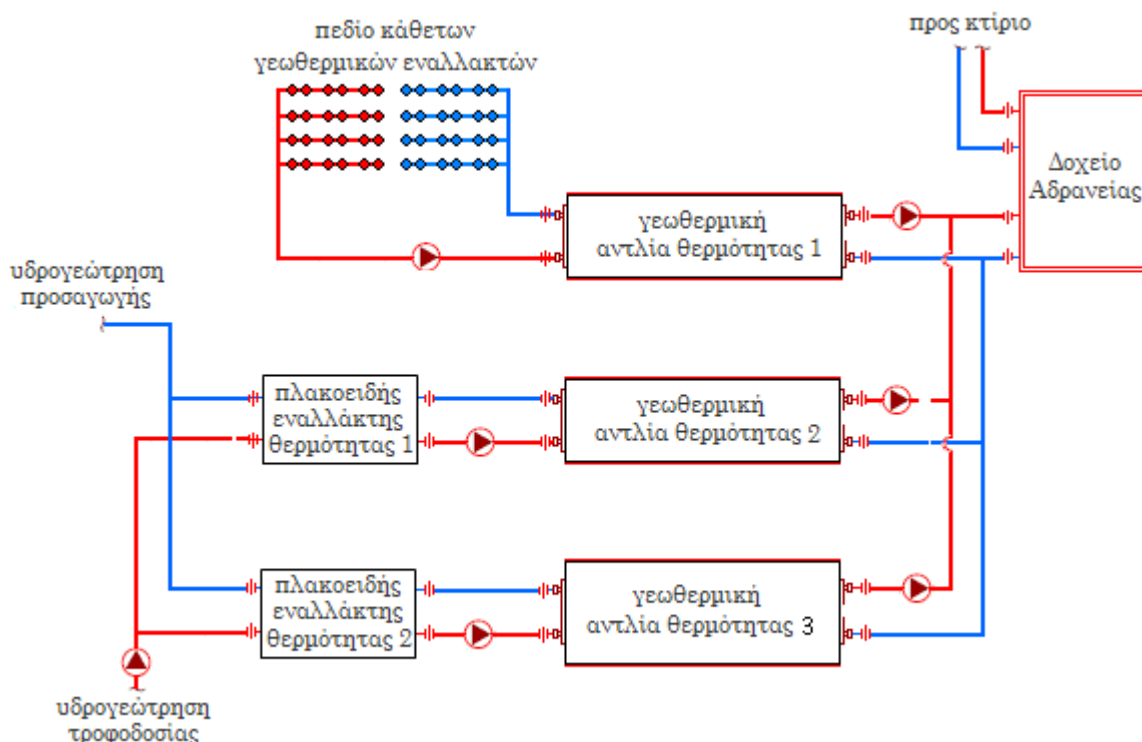
Πίνακας 9-1: Στοιχεία απόδοσης της DynaCIAT-ILG(300V) στη λειτουργία θέρμανσης

Θέρμανση Έξοδος εξατμιστή °C	Έξοδος συμπυκνωτή °C											
	30		35		40		45		50		55	
	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>h</sub>	P <sub>a</sub>
5	103,3	17,0	101,4	18,8	99,4	20,9	97,2	23,3	94,5	26,0	91,5	29,7
7	107,9	17,1	106,3	18,8	104,1	20,9	101,5	23,3	98,9	26,1	95,1	29,8
10	117,2	17,4	114,6	19,1	112,1	21,1	109,1	23,4	106,2	26,2	101,6	29,9
12	124,1	17,5	121,3	19,3	118,6	21,3	115,7	23,4	112,5	26,3	107,7	29,9

Πίνακας 9-2: Στοιχεία απόδοσης της DynaCIAT-ILG(300V) στη λειτουργία ψύξης

Ψύξη Έξοδος εξατμιστή °C	Έξοδος συμπυκνωτή °C											
	30		35		40		45		50		55	
	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>	P <sub>c</sub>	P <sub>a</sub>
5	76,0	18,2	72,0	20,2	68,0	22,4	64,0	25,0	59,4	28,0	55,0	30,6
7	80,7	18,2	77,0	20,2	73,0	22,6	68,7	25,2	64,0	28,0	59,0	30,8
12	95,0	18,6	91,0	20,4	86,0	22,8	81,0	25,4	75,6	28,4	70,7	31,2
15	104,0	18,8	100,0	20,6	95,0	22,8	89,2	25,4	83,7	28,4	78,0	31,4
18	113,5	19,0	109,0	20,8	104,0	23,0	98,0	25,6	92,0	28,6	86,0	31,4

Στην Εικόνα 9-1, απεικονίζεται σχηματικά το εναλλακτικό σενάριο λειτουργίας που μελετάται.

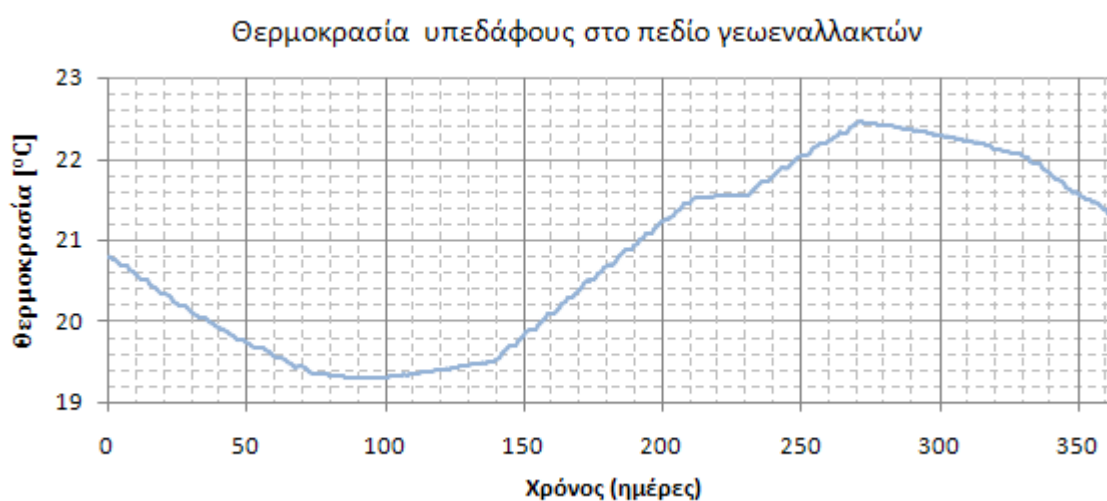


Εικόνα 9-1: Σχηματική αναπαράσταση του εναλλακτικού σεναρίου λειτουργίας

## 9.2. Ανάλυση Αποτελεσμάτων Σεναρίου

### 9.2.1. Θερμοκρασιακή Μεταβολή της Υπεδαφικής Πηγής/Αποθήκης

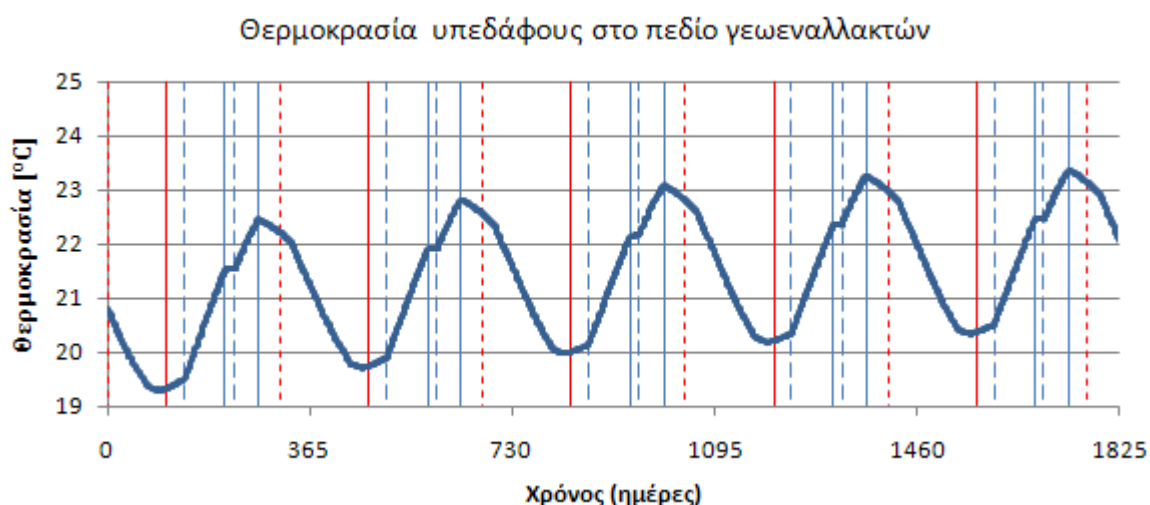
Στο Διάγραμμα 9-1 παρατίθεται η διακύμανση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας του συστήματος.



Διάγραμμα 9-1: Διακύμανση της θερμοκρασίας του εδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών

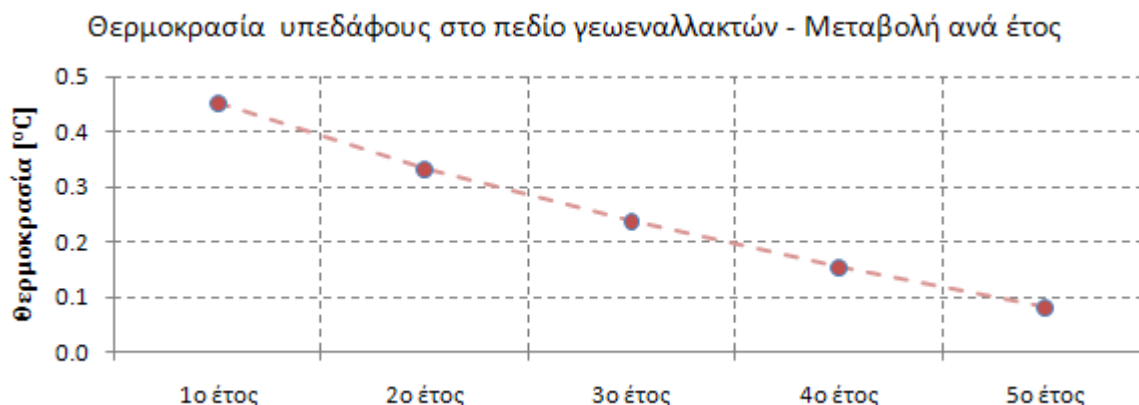
Αναλυτικότερα, η πρώτη περίοδος θέρμανσης έχει ως αποτέλεσμα την πτώση της μέσης θερμοκρασίας της υπεδάφικης αποθήκης, λόγω της άντλησης θερμότητας μέσω του κυκλώματος των γεωεναλλακτών, από τους 20.80°C στους 19.29°C, ενώ η "φόρτιση" του υπεδάφους κατά τη λειτουργία ψύξης οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του στους 22.46°C, στο τέλος της ψυκτικής περιόδου. Στο τέλος του ετήσιου κύκλου λειτουργίας, μετά και τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, η θερμοκρασία στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 21.25°C, παρουσιάζοντας συνολική αύξηση της τάξεως των 0.45°C.

Όπως και στην υπάρχουσα εγκατάσταση, η τελική αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών είναι απόλυτα αναμενόμενη, δεδομένων των υψηλών ψυκτικών φορτίων που καλείται να εξυπηρετήσει το σύστημα, ωστόσο κρίθηκε απαραίτητη η εξέταση της μεταβολής της θερμοκρασίας της υπεδάφικης αποθήκης σε πλήρη πενταετή κύκλο λειτουργίας (Διάγραμμα 9-2), προκειμένου να αξιολογηθεί η γενικότερη διαμόρφωση της παραπάνω μεταβολής, επομένως και η βιωσιμότητα της υπεδάφικης αποθήκευσης θερμότητας, σε βάθος χρόνου.



Διάγραμμα 9-2: Μεταβολή της θερμοκρασίας του εδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια της πενταετούς λειτουργίας του συστήματος

Στο τέλος ενός πλήρους πενταετούς κύκλου λειτουργίας του συστήματος, η θερμοκρασία του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 22.1°C, παρουσιάζοντας συνολική αύξηση της τάξεως των 1.3°C. Η διαμόρφωση της ετήσιας θερμοκρασιακής μεταβολής για το παραπάνω διάστημα παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 9-3.



Διάγραμμα 9-3: Ετήσια μεταβολή της θερμοκρασίας του εδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών

Από το παραπάνω διάγραμμα διαπιστώνεται η μείωση της ετήσιας θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης θερμότητας, με τη θερμοκρασία, στην αρχή κάθε έτους μετά από ένα πλήρη πενταετή κύκλο λειτουργίας, να σταθεροποιείται ουσιαστικά στην περιοχή των 22.1 °C (βλ. Διάγραμμα 9-2).

Στις επόμενες ενότητες αναλύεται διεξοδικά η επίδραση των παραπάνω μεταβολών στην απόδοση του συστήματος.

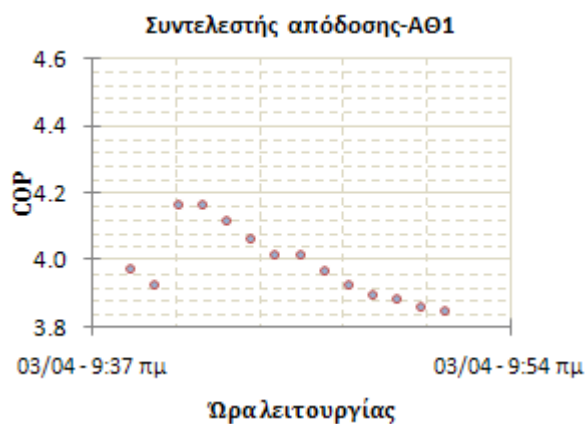
### 9.2.2. Μεταβατικές Περίοδοι & Εποχική Διακύμανση της Απόδοσης του Συστήματος

Προκειμένου να εξεταστεί η επίδραση της εποχικής διακύμανσης της υπεδαφικής πηγής/αποθήκης θερμότητας στην απόδοση της ΑΘ-1, η οποία και εκμεταλλεύεται αποκλειστικά το θερμικό περιεχόμενο του υπεδάφους στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών, πραγματοποιήθηκε ανάλυση της λειτουργίας της στις αντίστοιχες περιόδους που χρησιμοποιήθηκαν για την αντίστοιχη ανάλυση της υφιστάμενης εγκατάστασης. Πλέον, μετά το διαχωρισμό των εξόδων του ΠΕ-1 και των γεωεναλλακτών, η παραπάνω ανάλυση, "απομονώνεται" από τις παράλληλες έμμεσες επιδράσεις της ανάμειξης των δυο εξόδων στα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας του συστήματος.

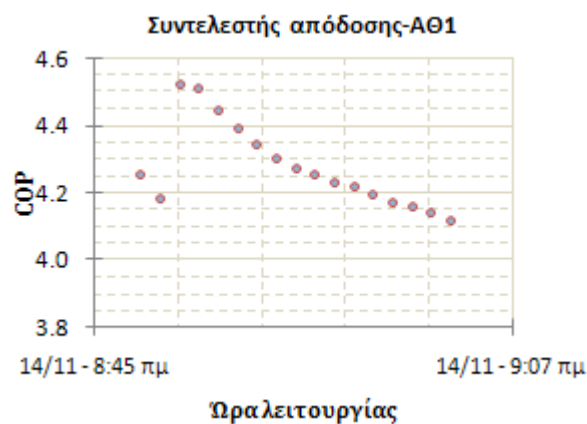
Επιπλέον, δεδομένου ότι στο σενάριο βελτιστοποίησης, η πρόβλεψη για την αντλία θερμότητας που αξιοποιεί το θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα μέσω του ΠΕ-1, αφορά στη χρήση της ίδιας ακριβώς μονάδας με την ΑΘ-1, κρίθηκε σκόπιμη η παράλληλη σύγκριση της λειτουργίας των δυο αντλιών θερμότητας στα παραπάνω χρονικά διαστήματα, προκειμένου να αναλυθεί η επίδραση της ενεργειακής πηγής/αποθήκης, τόσο από πλευράς θερμοκρασιακής σταθερότητας, όσο και από πλευράς θερμικού

περιεχομένου, στην απόδοση της ίδιας μονάδας αντλίας, υπό τις ίδιες κτιριακές θερμικές απαιτήσεις.

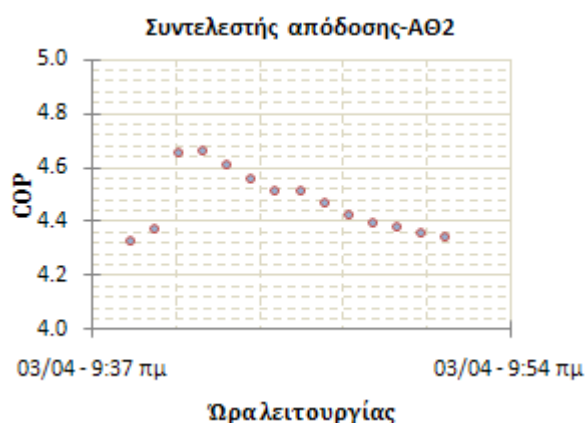
### 9.2.2.1. Λειτουργία Θέρμανσης



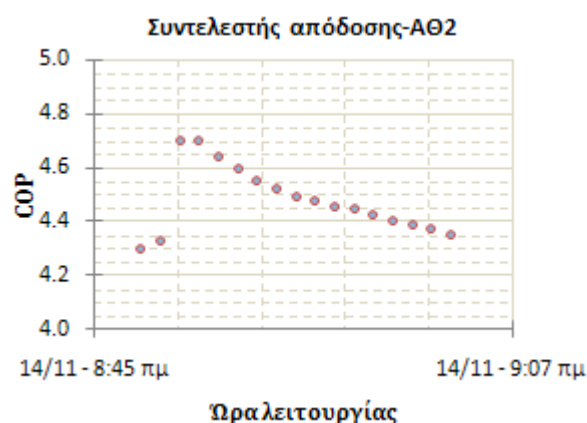
Διάγραμμα 9-4: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (τέλη 1<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-5: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (αρχή 2<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-6: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (τέλη 1<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)



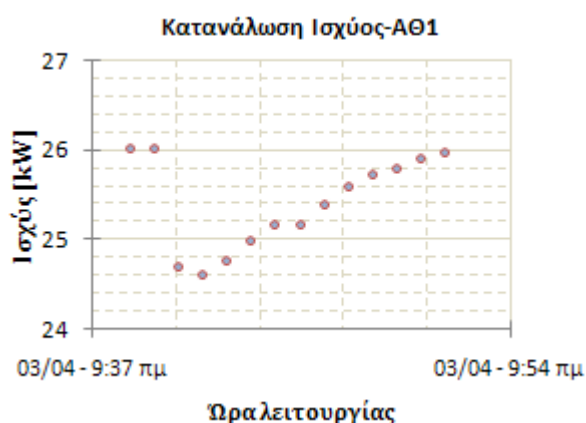
Διάγραμμα 9-7: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (αρχή 2<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)

Στα Διαγράμματα 9-4 έως 9-7 παρουσιάζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας που εξετάζονται, στα επιλεγμένα διαστήματα θέρμανσης.

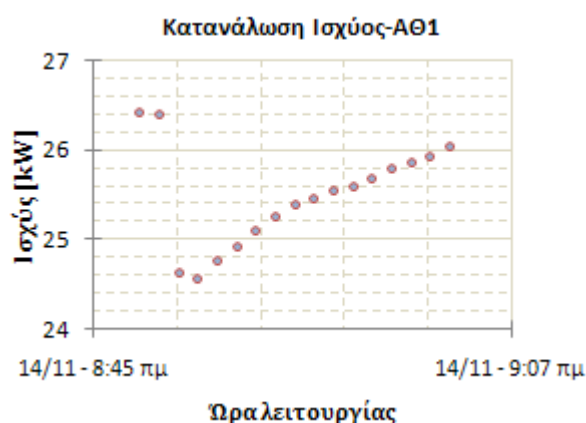
Αναλυτικότερα, διαπιστώνεται καταρχάς η σταθερότητα του επιπέδου τιμών του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-2, η οποία εκμεταλλεύεται, μέσω του ΠΕ-1, τη σχεδόν αμετάβλητη διαχρονικά θερμοκρασία του υπόγειου υδροφορέα. Επιπλέον, διαπιστώνεται η σημαντική αύξηση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, όπου για το σενάριο που εξετάζεται η θερμοκρασία του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 22.5°C, έναντι 19.5°C στην πρώτη περίοδο θέρμανσης.

Συγκρίνοντας τον συντελεστή απόδοσης των δυο αντλιών θερμότητας και επισημαίνοντας ότι πρόκειται για τις ίδιες ακριβώς λειτουργικές μονάδες, διαπιστώνεται ότι και στις δυο περιόδους η ΑΘ-1 κινείται σε χαμηλότερα επίπεδα τιμών.

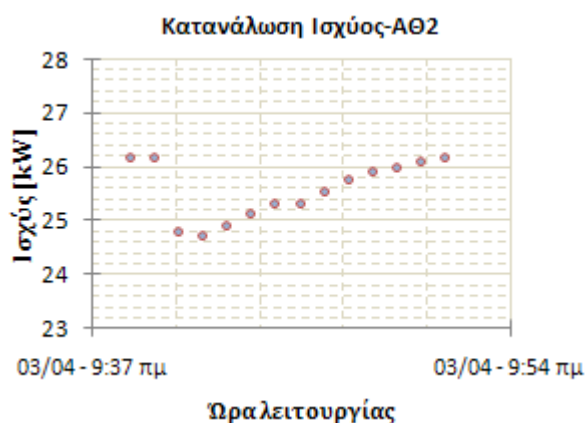
Τα αντίστοιχα επίπεδα κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας παρατίθενται στα Διαγράμματα 9-8 έως 9-11.



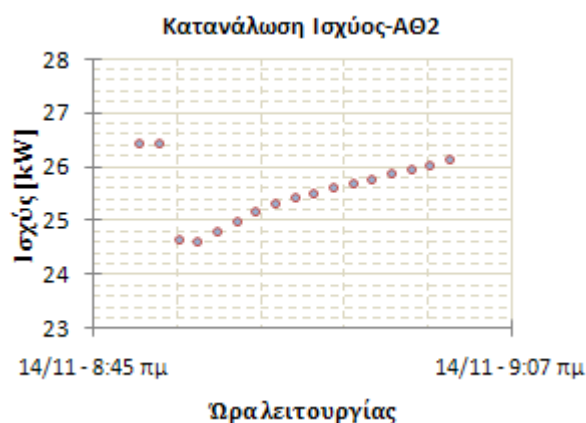
Διάγραμμα 9-8: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (τέλη 1<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-9: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-1 (αρχή 2<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-10: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (τέλη 1<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)

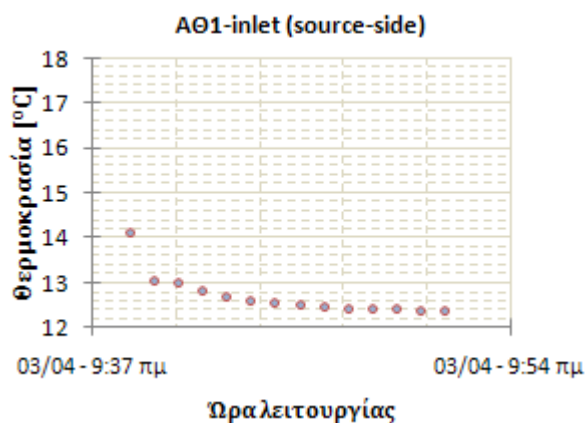


Διάγραμμα 9-11: Κατανάλωση ισχύος της ΑΘ-2 (αρχή 2<sup>ης</sup> περιόδου θέρμανσης)

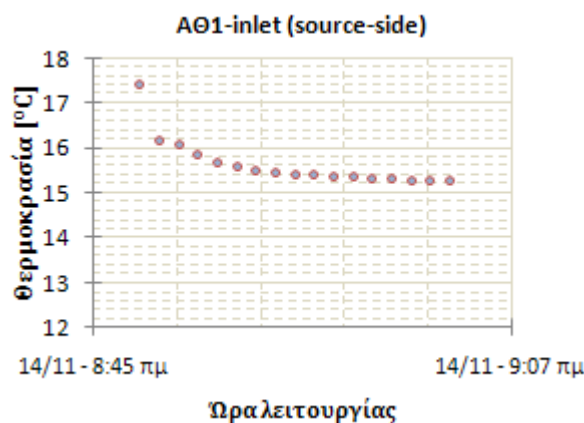
Αναλύοντας τα παραπάνω Διαγράμματα, δεν παρατηρείται ουσιαστική μεταβολή στα επίπεδα στιγμιαίας κατανάλωσης ισχύος των δυο αντλιών θερμότητας μεταξύ των περιόδων θέρμανσης, παρουσιάζοντας επιπλέον μεταξύ τους σχεδόν το ίδιο εύρος τιμών, με την ΑΘ-1 να κινείται σε οριακά χαμηλότερα επίπεδα.

Η συνολική διαφοροποίηση της σχέσης κατανάλωσης-απόδοσης τόσο της ΑΘ-1 ανά περίοδο θέρμανσης, όσο και μεταξύ των δυο μονάδων, διερευνάται στα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας, όπως αυτά διαμορφώνονται από τη σχέση απόδοσης μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του

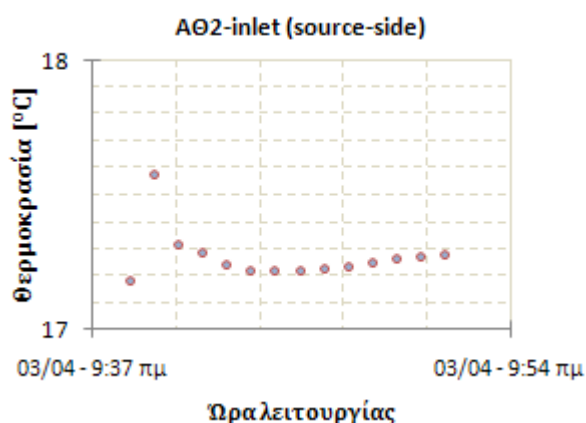
κυκλώματος εκμετάλλευσης της ενεργειακής πηγής κατά τη μεταβατική περίοδο των πρώτων λεπτών κάθε κύκλου λειτουργίας στο σύνολο της περιόδου θέρμανσης. Στα Διαγράμματα 9-12 έως 9-15 παρατίθεται η θερμοκρασία εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας στις περιόδους που αναλύονται.



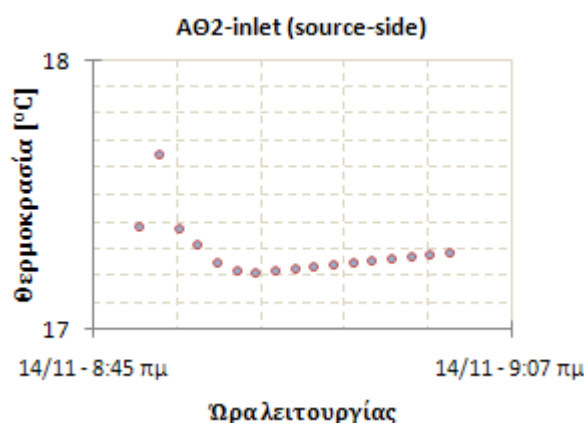
Διάγραμμα 9-12: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-13: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-14: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



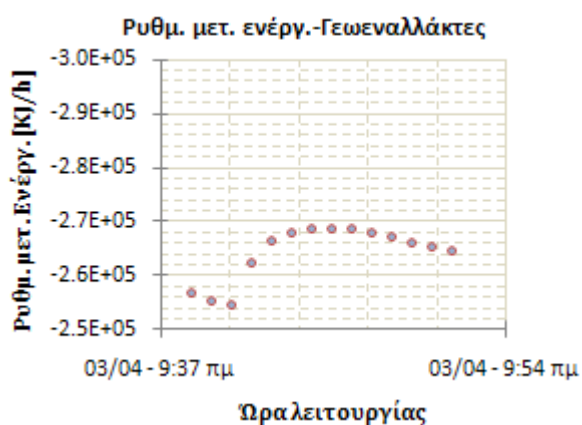
Διάγραμμα 9-15: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

Πράγματι, από την ανάλυση των παραπάνω διαγραμμάτων, πέρα από την έντονη διαφοροποίηση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας μεταξύ των πρωτευόντων κυκλωμάτων των αντλιών θερμότητας, διαπιστώνεται η αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 κατά τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, ως άμεση συνέπεια της "φόρτισης" του υπεδάφους κατά την περίοδο της ψύξης. Η διαμόρφωση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα των δυο αντλιών θερμότητας κατά τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης σε παραπλήσια εύρη τιμών, οδηγεί σε μείωση του χάσματος στην απόδοση των δυο μονάδων κατά την αντίστοιχη πρώτη περίοδο.

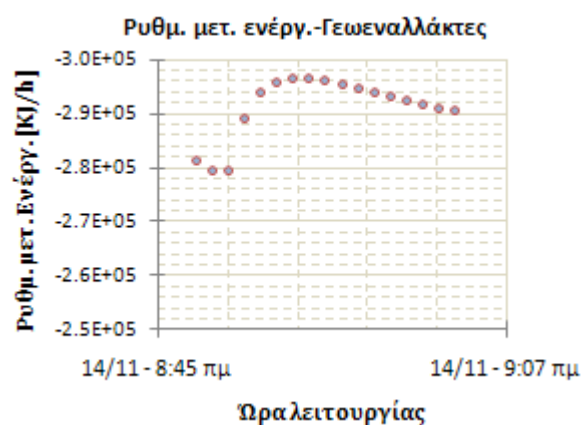


Στα Διαγράμματα 9-16 έως 9-19, παρατίθεται η διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 για τις εξεταζόμενες περιόδους λειτουργίας.

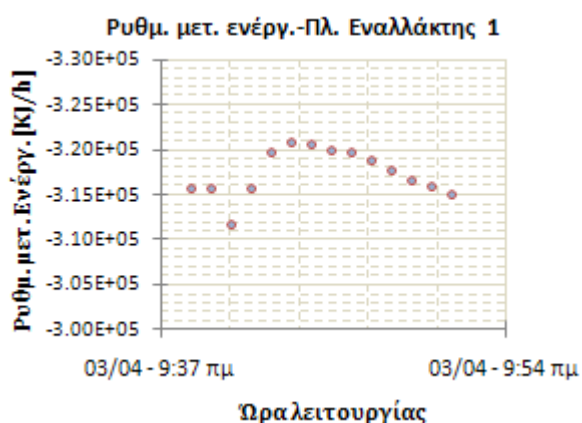
Αναλυτικότερα, διαφαίνεται η αύξηση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, ενώ χαρακτηριστική είναι η σταθερότητα της απόδοσης του ΠΕ-1, άμεση απόρροια της θερμοκρασιακής σταθερότητας του υπόγειου υδροφορέα. Πράγματι, παρά την αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών, κατά περίπου  $2.5^{\circ}\text{C}$ , η αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους κατά  $3^{\circ}\text{C}$  (Διάγραμμα 9-1), οδηγεί σε υψηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο υπεδαφικό τμήμα.



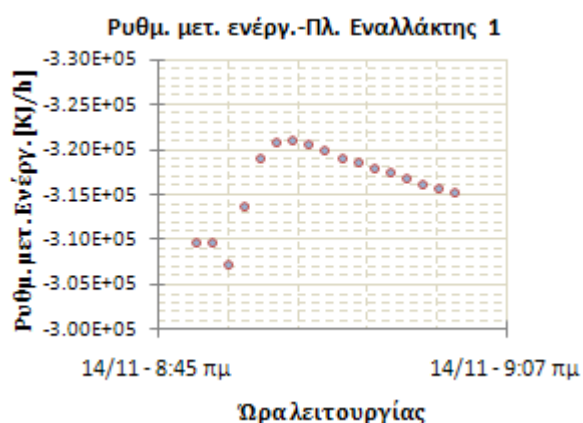
Διάγραμμα 9-16: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-17: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



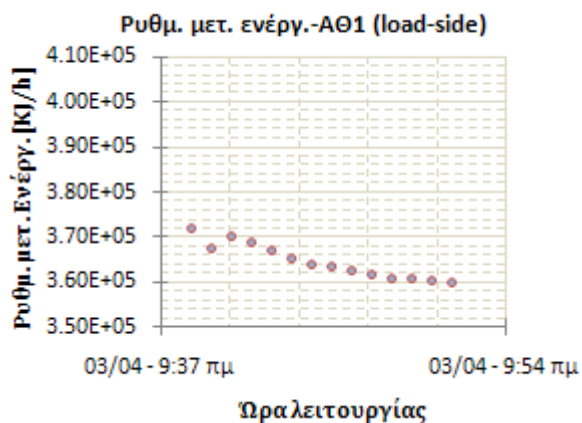
Διάγραμμα 9-18: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



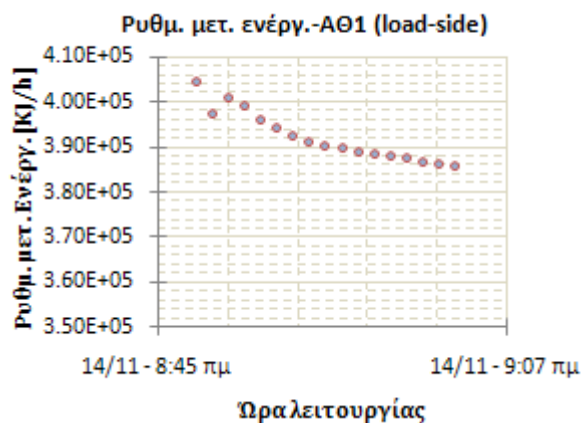
Διάγραμμα 9-19: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

Τα σημαντικά αυξημένα επίπεδα μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, στα νέα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας της δεύτερης περιόδου θέρμανσης, διαμορφώνουν την τιμή του συντελεστή απόδοσης σε σημαντικά υψηλότερα επίπεδα.

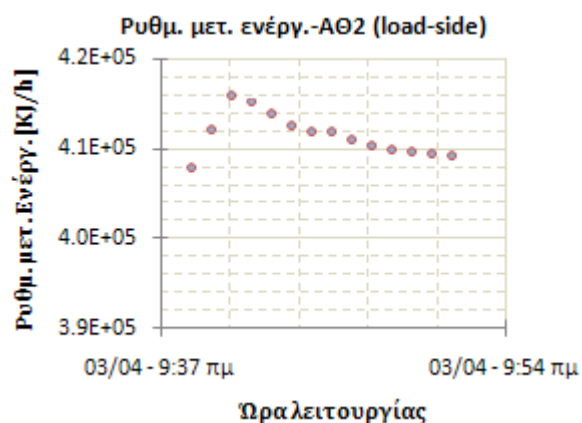
Ο αντίστοιχος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας για κάθε μια από τις περιόδους που εξετάζονται, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 9-20 έως 9-23.



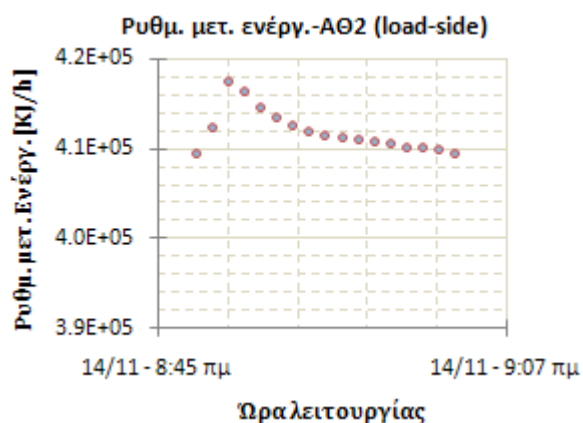
Διάγραμμα 9-20: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-21: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

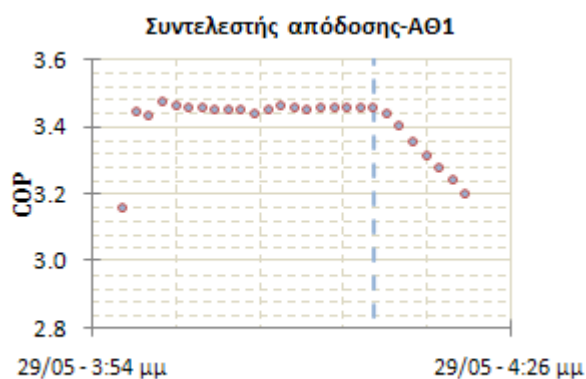


Διάγραμμα 9-22: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (1<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)



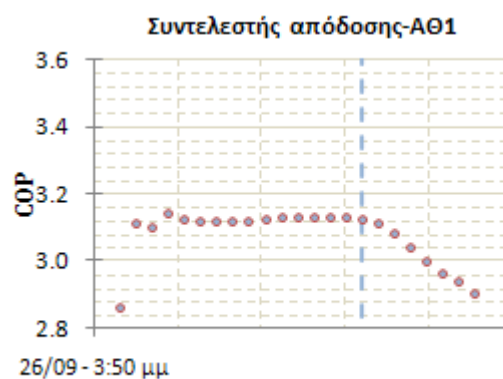
Διάγραμμα 9-23: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (2<sup>η</sup> περίοδος θέρμανσης)

### 9.2.2.2. Λειτουργία Ψύξης



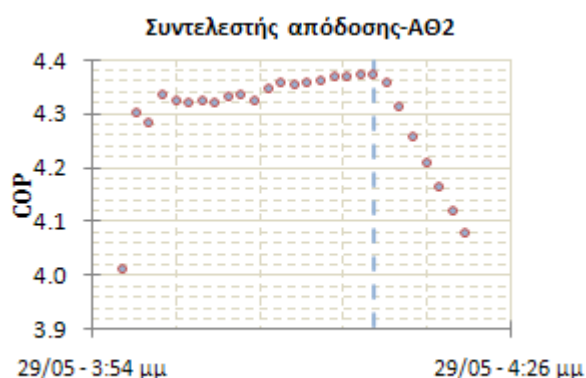
Ώρα λειτουργίας

Διάγραμμα 9-24: Συντελεστής απόδοσης της Α0-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



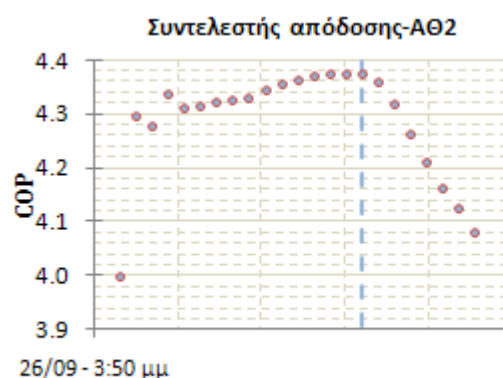
Ώρα λειτουργίας

Διάγραμμα 9-25: Συντελεστής απόδοσης της Α0-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



Ώρα λειτουργίας

Διάγραμμα 9-26: Συντελεστής απόδοσης της Α0-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



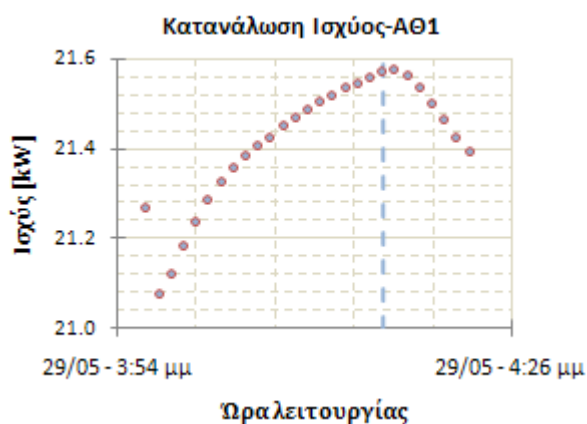
Ώρα λειτουργίας

Διάγραμμα 9-27: Συντελεστής απόδοσης της Α0-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

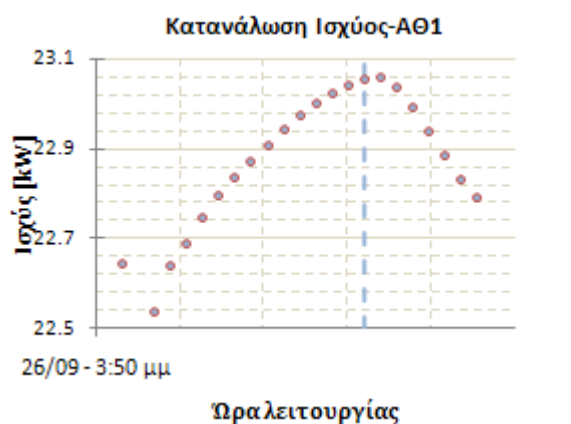
Στα Διαγράμματα 9-24 έως 9-27 παρουσιάζεται η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας που εξετάζονται, στα επιλεγμένα διαστήματα ψύξης. Αναλυτικότερα, διαπιστώνεται καταρχάς η εποχική σταθερότητα του επιπέδου τιμών του συντελεστή απόδοσης της Α0-2, η οποία εκμεταλλεύεται, μέσω του ΠΕ-1, τη σχεδόν αμετάβλητη διαχρονικά θερμοκρασία του υπόγειου υδροφορέα. Επιπλέον, διαπιστώνεται η ουσιαστική μείωση του συντελεστή απόδοσης της Α0-1 στα τέλη της περιόδου ψύξης, όπου για το σενάριο που εξετάζεται η θερμοκρασία του υπεδάφους στο πεδίο των γεωεναλλακτών ανέρχεται στους 22.4°C, έναντι 19.5°C στις αρχές της ψυκτικής περιόδου. Συγκρίνοντας τον συντελεστή απόδοσης των δυο αντλιών θερμότητας και επισημαίνοντας ότι πρόκειται για τις ίδιες ακριβώς λειτουργικές μονάδες, διαπιστώνεται ότι στην πρώτη περίοδο σύγκρισης, η Α0-1 κινείται σε σημαντικά χαμηλότερα επίπεδα τιμών, ενώ στη δεύτερη περίοδο, η αύξηση της θερμοκρασίας της υπεδάφους αποθήκης οδηγεί στη

διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 σε ακόμα χαμηλότερα επίπεδα τιμών σε σχέση με την ΑΘ-2.

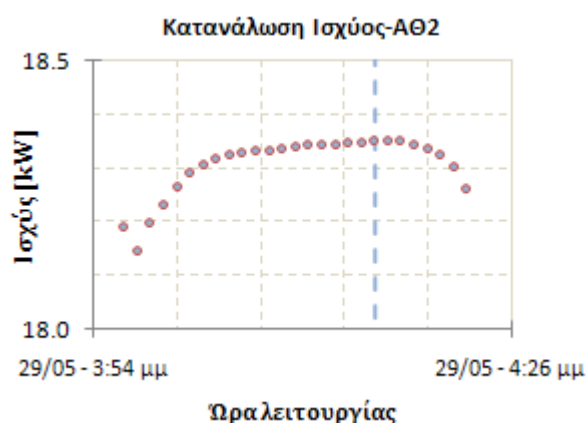
Τα αντίστοιχα επίπεδα κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας παρατίθενται στα Διαγράμματα 9-28 έως 9-31.



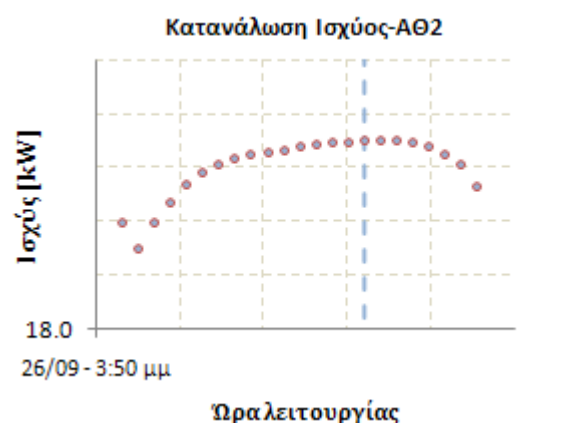
Διάγραμμα 9-28: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 9-29: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



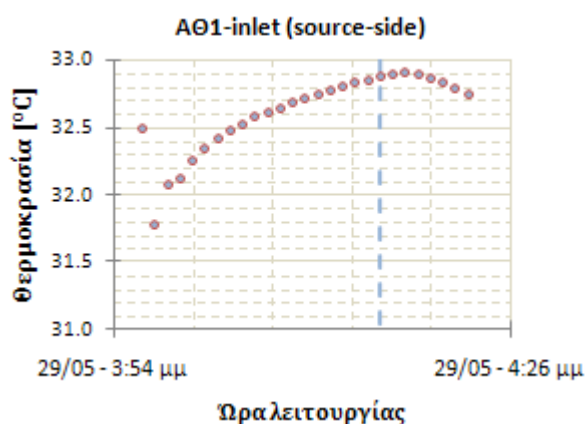
Διάγραμμα 9-30: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



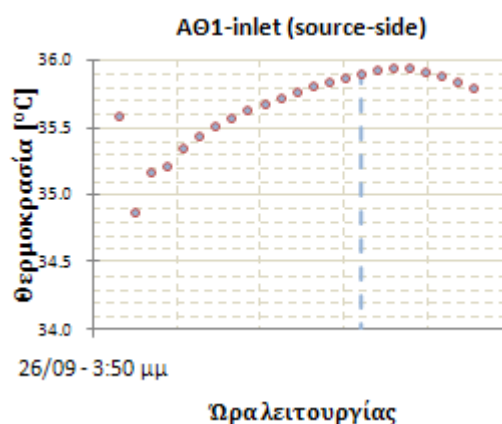
Διάγραμμα 9-31: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

Αναλύοντας τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται η ουσιαστική αύξηση των επιπέδων στιγμιαίας κατανάλωσης ισχύος της ΑΘ-1 στα τέλη της περιόδου ψύξης, με τα αντίστοιχα επίπεδα τιμών για την ΑΘ-2 να παραμένουν σχεδόν αμετάβλητα. Επιπλέον, από την άμεση σύγκριση της κατανάλωσης ισχύος των δυο αντλιών, προκύπτει ότι η λειτουργία της ΑΘ-2 κινείται σε χαμηλότερα επίπεδα κατανάλωσης σε σχέση με την ΑΘ-1. Η εν λόγω διαφοροποίηση διερευνάται στα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας στο πρωτεύον κύκλωμα των δυο αντλιών θερμότητας, όπως αυτά διαμορφώνονται από τη σχέση απόδοσης μεταξύ της αντλίας θερμότητας και του κυκλώματος απόρριψης θερμότητας στην ενεργειακή αποθήκη κατά τη μεταβατική περίοδο των πρώτων λεπτών κάθε κύκλου λειτουργίας στο σύνολο της περιόδου ψύξης.

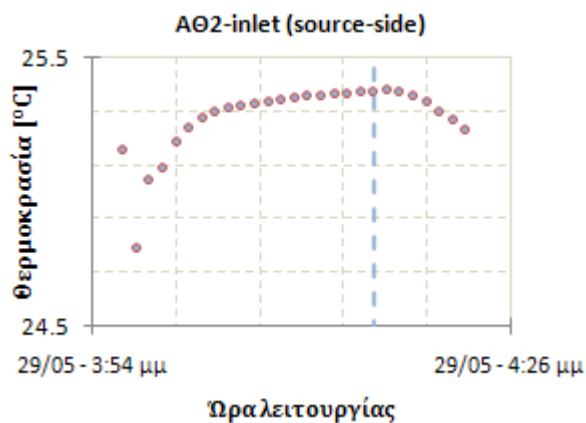
Στα Διαγράμματα 9-32 έως 9-35 παρατίθεται η θερμοκρασία εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας στα διαστήματα που αναλύονται.



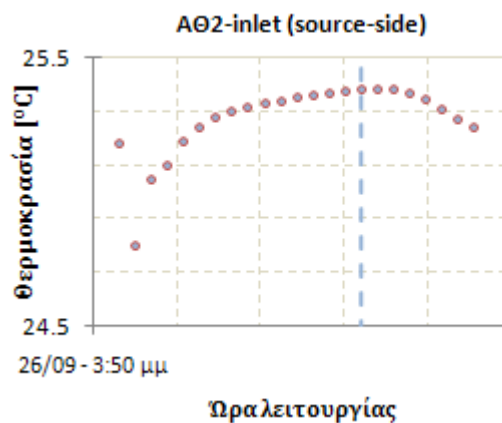
Διάγραμμα 9-32: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 9-33: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



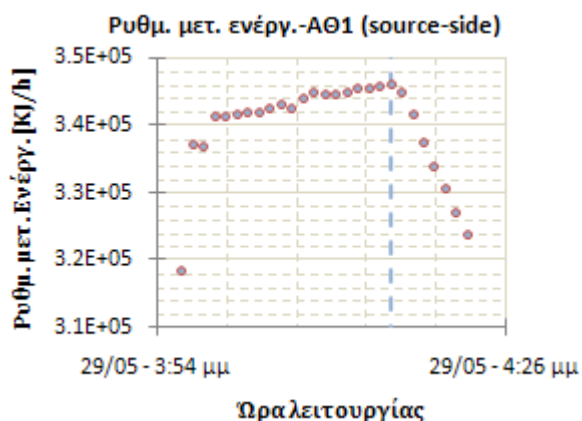
Διάγραμμα 9-34: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



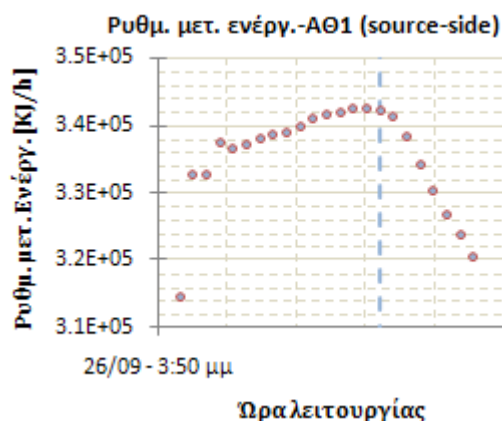
Διάγραμμα 9-35: Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

Από την ανάλυση των παραπάνω διαγραμμάτων, πέρα από την έντονη διαφοροποίηση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας μεταξύ των πρωτευόντων κυκλωμάτων των αντλιών θερμότητας, διαπιστώνεται η αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 στα τέλη της περιόδου ψύξης, ως άμεση συνέπεια της "φόρτισης" του υπεδάφους κατά την περίοδο της ψύξης. Η επόμενη μείωση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1, σε συνδυασμό με τα υψηλότερα επίπεδα κατανάλωσης, οδηγεί σε χαμηλότερα εύρη τιμών συντελεστή απόδοσης στα τέλη της περιόδου ψύξης.

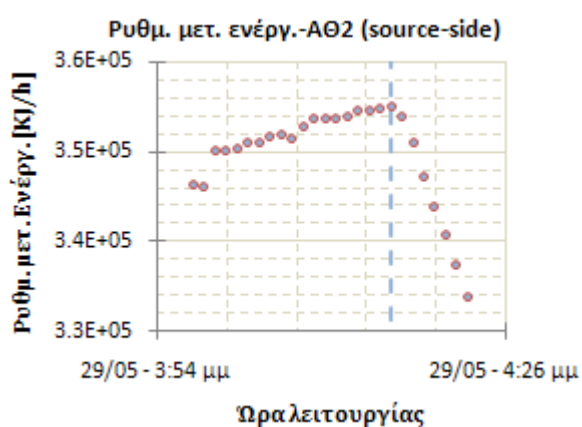
Στα Διαγράμματα 9-36 έως 9-43 παρατίθεται ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας που εξετάζονται.



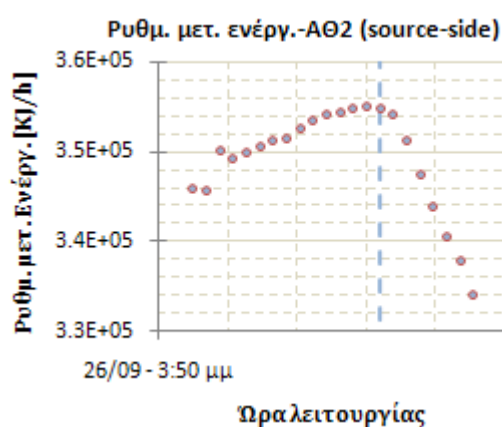
Διάγραμμα 9-36: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



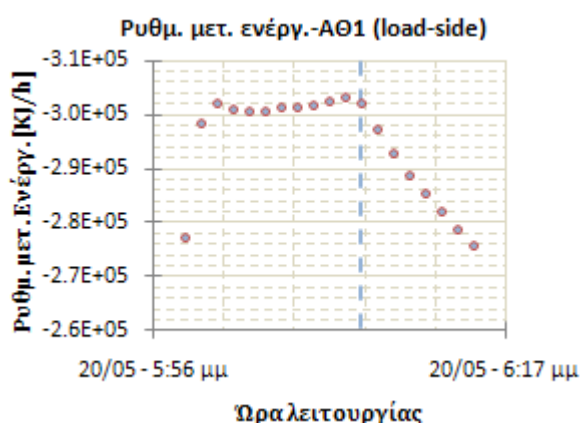
Διάγραμμα 9-37: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



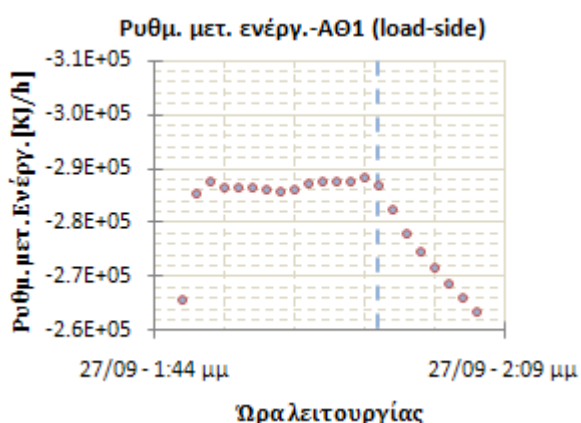
Διάγραμμα 9-38: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



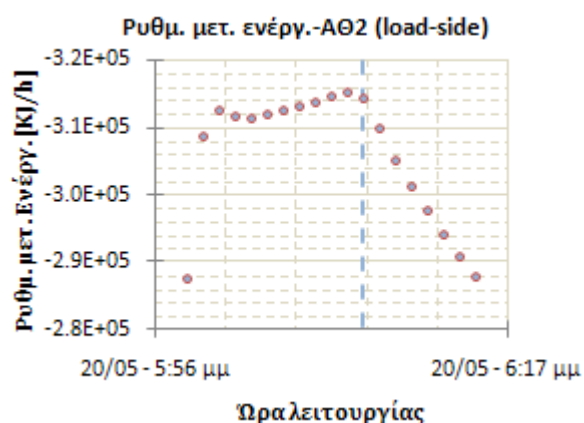
Διάγραμμα 9-39: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)



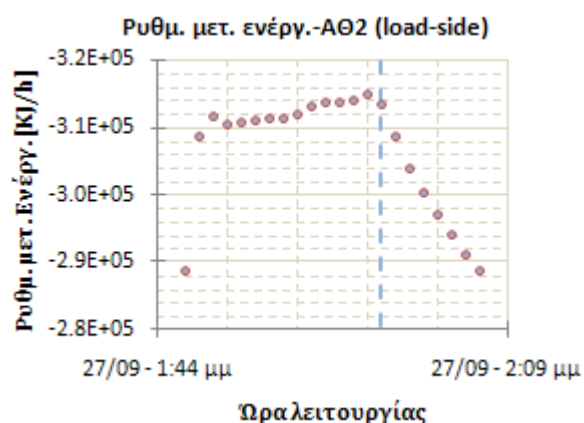
Διάγραμμα 9-40: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 9-41: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)



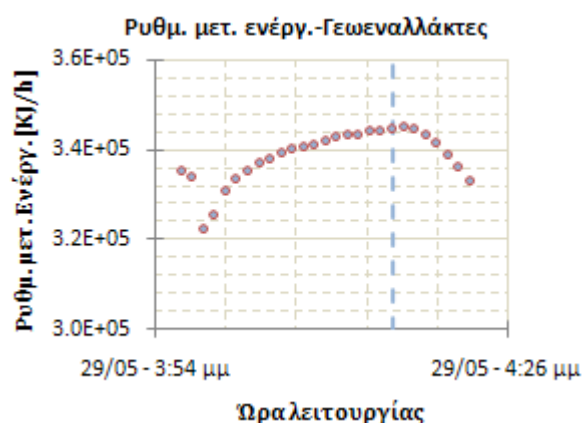
Διάγραμμα 9-42: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (αρχή περιόδου ψύξης)



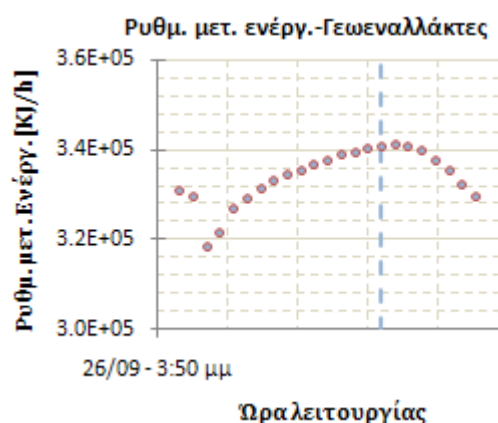
Διάγραμμα 9-43: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-2 (τέλη περιόδου ψύξης)

Αναλύοντας τα παραπάνω διαγράμματα, διαπιστώνεται ο υψηλότερος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-2, τόσο στις αρχές όσο και στα τέλη της περιόδου ψύξης, λόγω των αντίστοιχα χαμηλότερων θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας της σε σχέση με την ΑΘ-1. Επιπλέον, τα αντίστοιχα χαμηλότερα επίπεδα ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 στα τέλη της περιόδου, στα νέα θερμοκρασιακά επίπεδα λειτουργίας, διαμορφώνουν την τελική συσχέτιση των συντελεστών απόδοσης των δυο αντλιών όπως αυτή παρατέθηκε στα Διαγράμματα 9-24 έως 9-27, όπου η ΑΘ-2 παρουσιάζει υψηλότερο συντελεστή απόδοσης στις αρχές της περιόδου ψύξης, με τη διαφορά να αυξάνεται ακόμη περισσότερο στα τέλη της περιόδου.

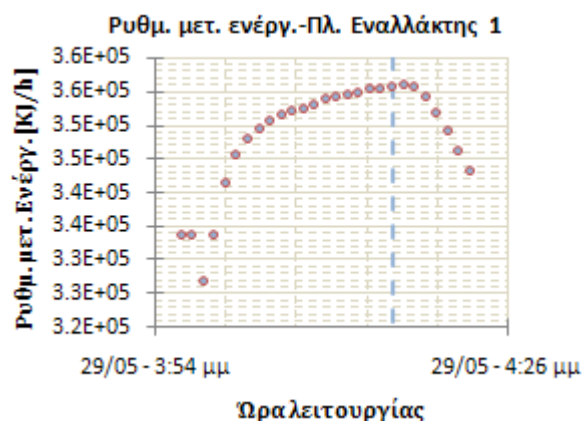
Στα Διαγράμματα 9-44 έως 9-47, παρατίθεται η διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 για τις εξεταζόμενες περιόδους λειτουργίας.



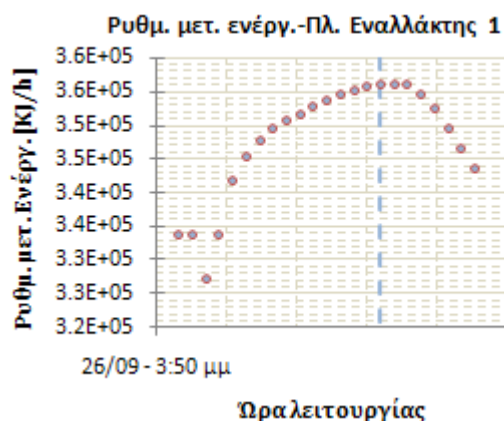
Διάγραμμα 9-44: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 9-45: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο γεωεναλλακτών (τέλη περιόδου ψύξης)



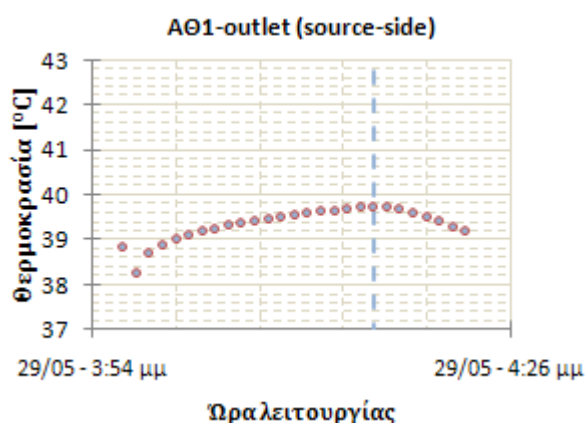
Διάγραμμα 9-46: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



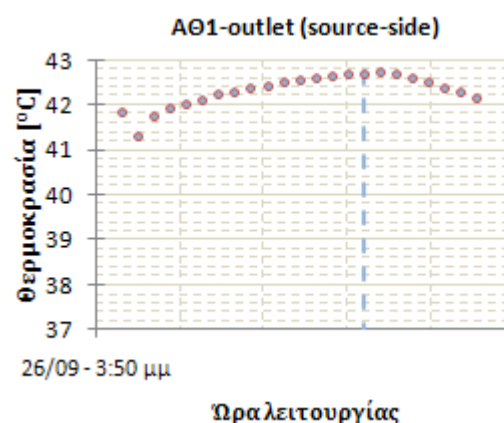
Διάγραμμα 9-47: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)

Αναλυτικότερα, παρατηρείται η οριακή πτώση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών κατά τη διάρκεια της περιόδου ψύξης, ενώ χαρακτηριστική είναι η σταθερότητα της απόδοσης του ΠΕ-1, άμεση απόρροια της θερμοκρασιακής σταθερότητας του υπόγειου υδροφορέα.

Πράγματι, παρά την αύξηση της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ρευστού στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών κατά  $2,7^{\circ}\text{C}$  (Διαγράμματα 9-48 και 9-49), η αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας του υπεδάφους κατά  $3^{\circ}\text{C}$ , οδηγεί σε οριακά χαμηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο υπεδάφικο τμήμα.



Διάγραμμα 9-48: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (αρχή περιόδου ψύξης)



Διάγραμμα 9-49: Θερμοκρασία εξόδου ρευστού στο πρωτεύον κύκλωμα της ΑΘ-1 (τέλη περιόδου ψύξης)

Από τις παραπάνω αναλύσεις, προκύπτει η έντονη επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδάφικης πηγής/αποθήκης στην απόδοση της ΑΘ-1, η οποία εκμεταλλεύεται τη θερμοχωρητικότητα των πετρωμάτων μέσω του πεδίου κάθετων γεωεναλλακτών, και η χαρακτηριστική σταθερότητα της απόδοσης της ΑΘ-2, η οποία εκμεταλλεύεται το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα.



Επιπλέον, αναδεικνύεται η σημαντική αλληλεπίδραση μεταξύ αντλίας θερμότητας και υπεδαφικής πηγής/αποθήκης στη διαμόρφωση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας του συστήματος. Χαρακτηριστικά, η ίδια μονάδα αντλίας θερμότητας, υπό την ίδια θερμική και ψυκτική απαίτηση παρουσιάζει σημαντικές αποκλίσεις τόσο ως προς τη διαμόρφωση της συνολικής της απόδοσης, όσο και ως προς την εποχική της ενεργειακή συμπεριφορά, ανάλογα με τη θερμική/πηγή αποθήκη η οποία επιλέγεται για τη λειτουργία της.

### 9.2.3. Ετήσια Διαμόρφωση της Απόδοσης του Συστήματος

#### 9.2.3.1. Μεταφορά Ενέργειας - Συντελεστής Απόδοσης των Αντλιών Θερμότητας

Στον Πίνακα 9-3, παρατίθεται η μεταφερόμενη ενέργεια στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, σε μηνιαία βάση για το σύνολο της περιόδου θέρμανσης.

Πίνακας 9-3: Μεταφορά Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας-Θέρμανση

	Μετ. ενέργειας-ΑΘ-1 [KJ]		Μετ. ενέργειας-ΑΘ-2 [KJ]		Μετ. ενέργειας-ΑΘ-3 [KJ]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
<b>Ιαν</b>	-3.80E+07	5.08E+07	-4.54E+07	5.82E+07	-1.84E+07	2.78E+07
<b>Φεβ</b>	-3.24E+07	4.34E+07	-3.92E+07	5.03E+07	-1.15E+07	1.74E+07
<b>Μάρ</b>	-2.16E+07	2.89E+07	-2.60E+07	3.33E+07	-6.36E+06	9.63E+06
<b>Απρ</b>	-2.54E+06	3.35E+06	-2.93E+06	3.74E+06	-2.90E+05	4.34E+05
<b>Μαΐ</b>	-5.48E+06	7.11E+06	-5.89E+06	7.53E+06	-1.08E+06	1.61E+06
<b>Δεκ</b>	-3.45E+07	4.57E+07	-3.95E+07	5.07E+07	-9.59E+06	1.45E+07
<b>Σύνολο</b>	<b>-1.34E+08</b>	<b>1.79E+08</b>	<b>-1.59E+08</b>	<b>2.04E+08</b>	<b>-4.72E+07</b>	<b>7.14E+07</b>

Αναλύοντας τις παραπάνω τιμές, προκύπτει ο πρωτεύων ρόλος των αντλιών θερμότητας ΑΘ-1 και ΑΘ-2 στην κάλυψη των θερμικών φορτίων του κτιρίου, με το μεγαλύτερο μέρος του συνολικού ποσού ενέργειας να μεταφέρεται μέσω των επιμέρους κυκλωμάτων τους.

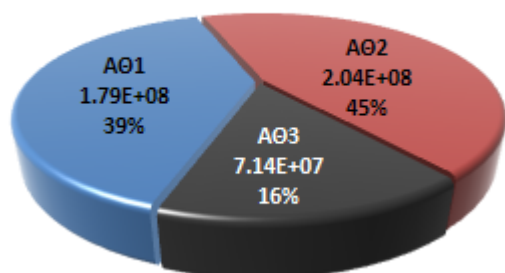
Στον Πίνακα 9-4, παρατίθενται τα αντίστοιχα μηνιαία ποσά μεταφερόμενης ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στα δευτερεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος.

Πίνακας 9-4: Μεταφορά Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες - Θέρμανση

	Γεωεναλλάκτες [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ]
Ιαν	-3.71E+07	-4.50E+07	-1.83E+07
Φεβ	-3.16E+07	-3.89E+07	-1.15E+07
Μάρ	-2.10E+07	-2.58E+07	-6.39E+06
Απρ	-2.43E+06	-2.93E+06	-3.09E+05
Νοέ	-5.24E+06	-5.70E+06	-1.03E+06
Δεκ	-3.37E+07	-3.91E+07	-9.49E+06
<b>Σύνολο</b>	<b>-1.31E+08</b>	<b>-1.57E+08</b>	<b>-4.71E+07</b>

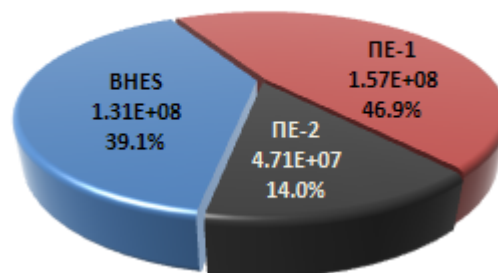
Η αναλογία της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, καθώς και της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας στους εξατμιστές από κάθε επιμέρους κύκλωμα, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 9-50 και 9-51 αντίστοιχα.

Θέρμανση-μεταφορά ενέργειας [kJ]  
Δευτερεύον κύκλωμα Αντλιών Θερμότητας



Διάγραμμα 9-50: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας (περίοδος θέρμανσης)

Θέρμανση-μεταφορά ενέργειας [kJ]  
Γεωεναλλάκτες - Πλ. Εναλλάκτες



Διάγραμμα 9-51: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα των πλακοειδών εναλλακτών (περίοδος θέρμανσης)

Αντίστοιχα, στον Πίνακα 9-5, παρατίθεται η μεταφερόμενη ενέργεια στο πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, σε μηνιαία βάση για το σύνολο της περιόδου ψύξης.

Πίνακας 9-5: Μεταφορά Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας - Ψύξη

	Μετ. ενέργειας-ΑΘ-1 [KJ]		Μετ. ενέργειας-ΑΘ-2 [KJ]		Μετ. ενέργειας-ΑΘ-3 [KJ]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
Μάι	2.81E+07	-2.19E+07	2.87E+07	-2.33E+07	3.18E+07	-2.49E+07
Ιούν	6.31E+07	-4.88E+07	6.49E+07	-5.25E+07	1.25E+08	-9.79E+07
Ιούλ	6.50E+07	-4.99E+07	6.70E+07	-5.42E+07	2.03E+08	-1.59E+08
Αύγ	3.04E+07	-2.33E+07	3.14E+07	-2.54E+07	1.00E+08	-7.82E+07
Σεπ	6.14E+07	-4.67E+07	6.36E+07	-5.15E+07	8.17E+07	-6.40E+07
<b>Σύνολο</b>	<b>2.48E+08</b>	<b>-1.91E+08</b>	<b>2.56E+08</b>	<b>-2.07E+08</b>	<b>5.42E+08</b>	<b>-4.24E+08</b>

Αναλύοντας τις παραπάνω τιμές, προκύπτει ότι παρά τον πρωτεύοντα ρόλο των ΑΘ-1 και ΑΘ-2 στην κάλυψη των ψυκτικών φορτίων του κτιρίου, το μεγαλύτερο μέρος του συνολικού ποσού ενέργειας μεταφέρεται μέσω των επιμέρους κυκλωμάτων της ΑΘ-3. Εστιάζοντας σε επίπεδο μήνα, η αναλογία επιβεβαιώνεται εντονότερα στις περιόδους υψηλών ψυκτικών φορτίων (Ιουν- Ιουλ- Αυγ), όπου ο συνολικός αριθμός επεμβάσεων της ΑΘ-3 είναι συγκριτικά μεγαλύτερος, ενώ ταυτόχρονα η συνολική διάρκεια μεμονωμένης λειτουργίας των ΑΘ-1 και ΑΘ-2 είναι μικρότερη λόγω της ταχείας ενεργοποίησης της ΑΘ-3.

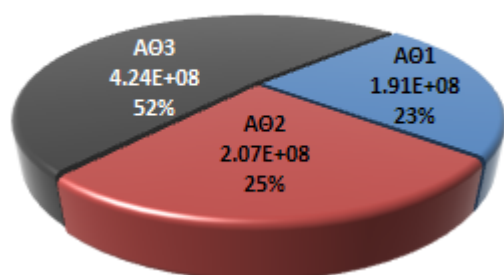
Στον Πίνακα 9-6, παρατίθενται τα αντίστοιχα μηνιαία ποσά μεταφερόμενης ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στα δευτερεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος.

Πίνακας 9-6: Μεταφορά Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες - Ψύξη

	Γεωεναλλάκτες [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ]
<b>Μάι</b>	2.79E+07	2.86E+07	2.97E+07
<b>Ιούν</b>	6.28E+07	6.47E+07	1.18E+08
<b>Ιούλ</b>	6.46E+07	6.68E+07	1.94E+08
<b>Αύγ</b>	3.03E+07	3.14E+07	9.63E+07
<b>Σεπ</b>	6.12E+07	6.37E+07	7.74E+07
<b>Σύνολο</b>	<b>2.47E+08</b>	<b>2.55E+08</b>	<b>5.16E+08</b>

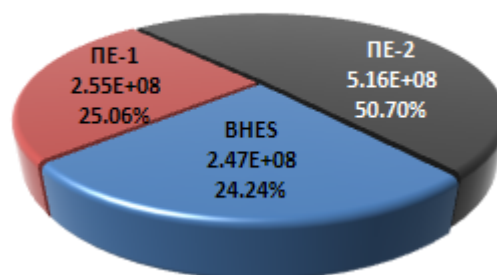
Η αναλογία της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος, καθώς και της συνολικά μεταφερόμενης ενέργειας στους εξατμιστές από κάθε επιμέρους κύκλωμα, παρουσιάζεται στα Διαγράμματα 9-52 και 9-53 αντίστοιχα.

Ψύξη-μεταφορά ενέργειας [kJ]  
Δευτερεύον κύκλωμα Αντλιών Θερμότητας



Διάγραμμα 9-52: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας (περίοδος ψύξης)

Ψύξη-μεταφορά ενέργειας [kJ]  
Γεωεναλλάκτες - Πλ.Εναλλάκτες



Διάγραμμα 9-53: Συνολική μεταφορά ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στο δευτερεύον κύκλωμα των πλακοειδών εναλλακτών (περίοδος ψύξης)

Στον Πίνακα 9-7 παρατίθενται οι μηνιαίες τιμές του συντελεστή απόδοσης των αντλιών θερμότητας του συστήματος κατά τη διάρκεια του ετήσιου κύκλου λειτουργίας, όπως

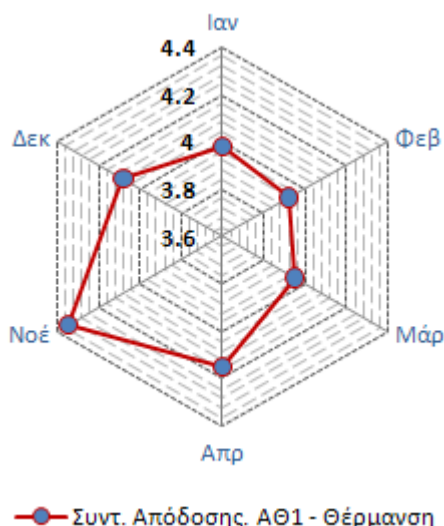
αυτές διαμορφώνονται από τα μεταφερόμενα ποσά ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματά τους.

Πίνακας 9-7: Μηνιαίος Συντελεστής Απόδοσης των Αντλιών Θερμότητας

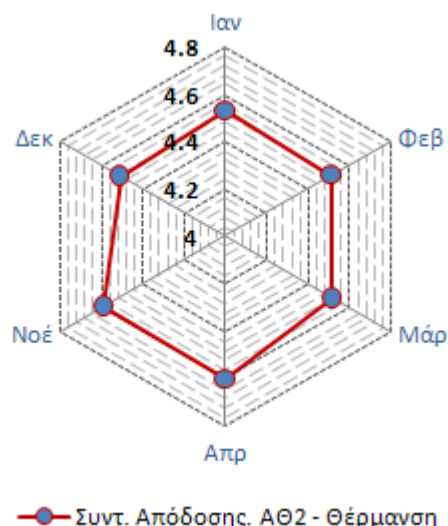
	Συντ. Απόδοσης - ΑΘ-1	Συντ. Απόδοσης - ΑΘ-2	Συντ. Απόδοσης - ΑΘ-3
<b>Ιαν</b>	3.976	4.531	2.947
<b>Φεβ</b>	3.926	4.514	2.945
<b>Μάρ</b>	3.950	4.521	2.949
<b>Απρ</b>	4.150	4.603	3.001
<b>Μάι</b>	3.535	4.275	3.605
<b>Ιούν</b>	3.393	4.257	3.593
<b>Ιούλ</b>	3.299	4.236	3.581
<b>Αύγ</b>	3.272	4.235	3.574
<b>Σεπ</b>	3.175	4.257	3.594
<b>Οκτ</b>	-	-	-
<b>Νοέ</b>	4.348	4.590	3.021
<b>Δεκ</b>	4.083	4.510	2.947

Αναλύοντας τις τιμές του παραπάνω πίνακα διαπιστώνεται η μείωση του συντελεστή απόδοσης της ΑΘ-1 στους τρεις πρώτους μήνες της πρώτης περιόδου θέρμανσης, λόγω της έντονης αποφόρτισης του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος και το αντίστοιχα υψηλότερο εύρος τιμών στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, όπου η θερμοκρασία της υπεδαφικής πηγής είναι αυξημένη. Η αύξηση του αντίστοιχου συντελεστή κατά το μήνα Απρίλιο, οφείλεται στα μικρότερα διαστήματα λειτουργίας λόγω των χαμηλών θερμικών απαιτήσεων και την αντίστοιχα μεγαλύτερη επίδραση των μεταβατικών περιόδων κάθε κύκλου λειτουργίας, όπου και παρατηρούνται υψηλές τιμές συντελεστή απόδοσης, στη διαμόρφωση της μηνιαίας τιμής του συντελεστή. Όσον αφορά στις ΑΘ-2 και ΑΘ-3 οι οποίες εκμεταλλεύονται το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, το εύρος των διακυμάνσεων είναι συγκριτικά αμελητέο και περιορίζεται στην επίδραση των μεταβατικών φαινομένων στα πρώτα λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας.

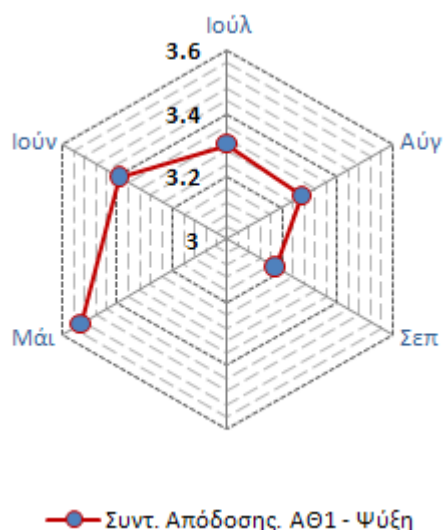
Στα Διαγράμματα 9-54 έως 9-57 παρατίθεται, για λόγους σύγκρισης, η διαμόρφωση του συντελεστή απόδοσης των ΑΘ-1 και ΑΘ-2 στις περιόδους θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα.



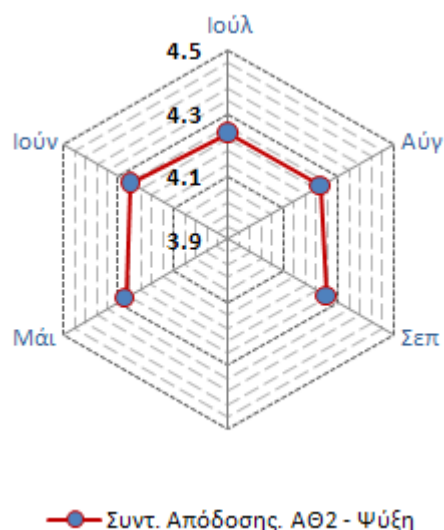
Διάγραμμα 9-54: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (μηνιαίες τιμές – περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-55: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (μηνιαίες τιμές – περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-56: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-1 (μηνιαίες τιμές – περίοδος ψύξης)



Διάγραμμα 9-57: Συντελεστής απόδοσης της ΑΘ-2 (μηνιαίες τιμές – περίοδος ψύξης)

Στα παραπάνω διαγράμματα οπτικοποιείται η γενικότερη τάση μεταβολής του συντελεστή απόδοσης των ΑΘ-1 και ΑΘ-2 κατά τη διάρκεια κάθε περιόδου λειτουργίας, όπου και διαπιστώνεται η έντονη επίδραση της θερμοκρασιακής μεταβολής του υπεδάφους στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών στην απόδοση της ΑΘ-1, σε αντίθεση με την ΑΘ-2, η οποία παρουσιάζει χαρακτηριστική σταθερότητα των παραπάνω τιμών με εξαίρεση, χωρίς ωστόσο σημαντικές αποκλίσεις, τις περιόδους χαμηλών θερμικών και ψυκτικών απαιτήσεων όπου η επίδραση των μεταβατικών φαινομένων είναι αθροιστικά εντονότερη.

### 9.2.3.2. Ρυθμός Μεταφοράς Ενέργειας στα Επιμέρους Τμήματα του Συστήματος

Στους Πίνακες 9-8 και 9-9, παρατίθεται ο μέσος μηνιαίος ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των αντλιών θερμότητας του συστήματος κατά τη λειτουργία θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα.

Πίνακας 9-8: Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας - Θέρμανση

	Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-1 [KJ/h]		Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-2 [KJ/h]		Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-3 [KJ/h]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
<b>Ιαν</b>	269065.8	359464.7	321437.7	412481.0	782372.6	1184108.1
<b>Φεβ</b>	265097.6	355708.9	320851.9	412167.0	782001.5	1183957.4
<b>Μάρ</b>	266994.3	357492.4	321041.0	412217.0	782534.1	1183957.2
<b>Απρ</b>	281096.1	370343.4	323348.2	413096.7	789837.2	1184477.0
<b>Μαέ</b>	301976.4	392165.5	324681.4	415125.4	800021.9	1195821.2
<b>Δεκ</b>	280409.4	371353.5	320932.2	412354.8	782893.8	1184958.0
<b>Μ.Ο.</b>	<b>277439.9</b>	<b>367754.7</b>	<b>322048.8</b>	<b>412907.0</b>	<b>786610.2</b>	<b>1186213.1</b>

Πίνακας 9-9: Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των Αντλιών Θερμότητας - Ψύξη

	Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-1 [KJ/h]		Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-2 [KJ/h]		Ρυθμ. μετ. Ενέργ.-ΑΘ-3 [KJ/h]	
	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)	Πρωτεύον κύκλωμα (source)	Δευτερεύον κύκλωμα (load)
<b>Μάι</b>	-339614	-264730	-347432	-281571	-1509513	-1181693
<b>Ιούν</b>	-336725	-260076	-345961	-280146	-1507562	-1179323
<b>Ιούλ</b>	-334225	-256487	-344403	-278623	-1504528	-1176083
<b>Αύγ</b>	-333990	-255814	-344518	-278705	-1502572	-1174044
<b>Σεπ</b>	-334606	-254467	-346305	-280429	-1507766	-1179529
<b>Μ.Ο.</b>	<b>-335832</b>	<b>-258315</b>	<b>-345724</b>	<b>-279895</b>	<b>-1506388</b>	<b>-1178134</b>

Οι αντίστοιχες μηνιαίες τιμές στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και στα δευτερεύοντα κυκλώματα των πλακοειδών εναλλακτών του συστήματος παρατίθενται στους Πίνακες 9-10 και 9-11.

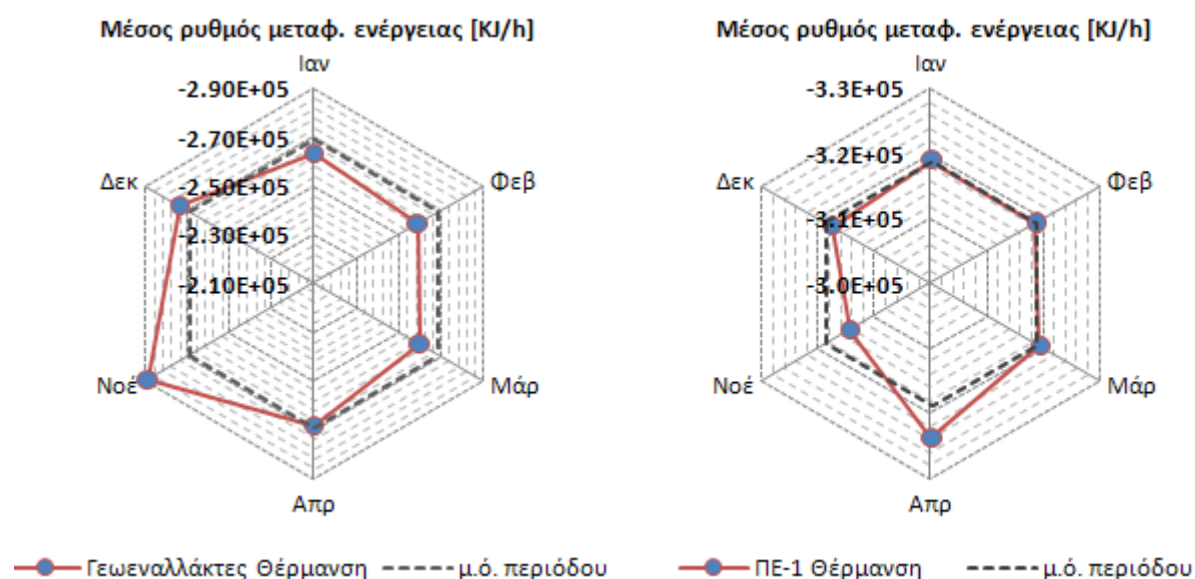
Πίνακας 9-10: Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες - Θέρμανση

	Γεωεναλλάκτες [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ/h]
Ιαν	-263002	318894.1	781543.6
Φεβ	-259054	318661.6	780824.5
Μάρ	-259774	319240.5	786204.1
Απρ	-268521	323667.3	842519.5
Νοέ	-289227	314371.3	762142.5
Δεκ	-273769	317566.3	774600.5
<b>Μ.Ο.</b>	<b>-268891</b>	<b>318733.5</b>	<b>787972.4</b>

Πίνακας 9-11: Ρυθμός μεταφοράς Ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στους Πλ. Εναλλάκτες - Θέρμανση

	Γεωεναλλάκτες [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 1 [KJ/h]	Πλ. Εναλλάκτης 2 [KJ/h]
Μάι	338001	-346523	-1409286
Ιούν	334718.6	-344845	-1426803
Ιούλ	331936.3	-343317	-1439332
Αύγ	332088.1	-344158	-1445732
Σεπ	333505.1	-346811	-1426804
<b>Μ.Ο.</b>	<b>334049.8</b>	<b>-345131</b>	<b>-1429591</b>

Στα Διαγράμματα 9-58 και 9-59 παρουσιάζεται η μηνιαία διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στους Γεωεναλλάκτες και στον ΠΕ-1 κατά τη λειτουργία του συστήματος στη φάση θέρμανσης όπου και οπτικοποιείται η επίδραση της θερμοκρασιακής σταθερότητας της θερμικής πηγής/αποθήκης στην ετήσια διαμόρφωση των αποδόσεων στα επιμέρους κυκλώματα αξιοποίησής της.

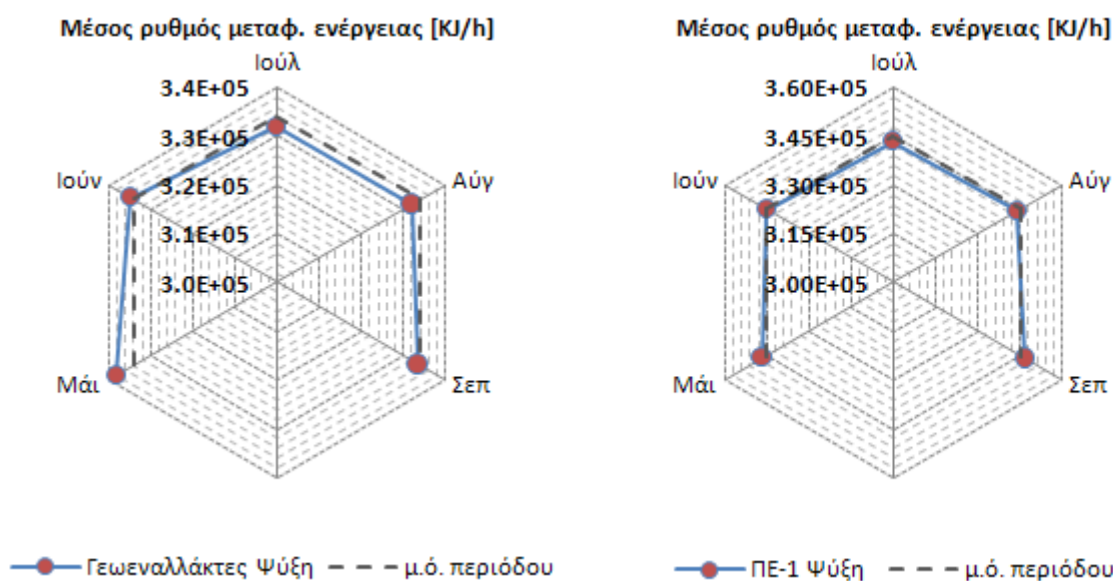


Διάγραμμα 9-58: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών (περίοδος θέρμανσης)

Διάγραμμα 9-59: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (περίοδος θέρμανσης)

Αναλυτικότερα, παρατηρείται η προοδευτική μείωση του ρυθμού μεταφοράς στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών κατά την πρώτη περίοδο θέρμανσης ως αποτέλεσμα της σταδιακής αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης από τη λειτουργία του συστήματος. Στη δεύτερη περίοδο θέρμανσης, η έντονη φόρτιση της υπεδαφικής αποθήκης οδηγεί σε υψηλότερα επίπεδα ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο πεδίο των γεωεναλλακτών και στη σταδιακή μείωσή τους λόγω της σταδιακής αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης. Χαρακτηριστική είναι η σταθερή διακύμανση του αντίστοιχου ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στον ΠΕ-1 με εξαίρεση τους μήνες χαμηλών θερμικών φορτίων όπου η συνολική διάρκεια των πρώτων μεταβατικών λεπτών λειτουργίας σε κάθε κύκλο είναι μεγαλύτερη, οδηγώντας αντίστοιχα σε μεγαλύτερες διακυμάνσεις των αποδόσεων.

Αντίστοιχη εικόνα με αυτή κατά την περίοδο θέρμανσης διαπιστώνεται και για την περίοδο της ψύξης, με το κύκλωμα των κάθετων γεωεναλλακτών να παρουσιάζει προοδευτική μείωση του ρυθμού μεταφοράς, ως αποτέλεσμα της σταδιακής φόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης από τη λειτουργία του συστήματος, και τον ΠΕ-1 να παρουσιάζει χαρακτηριστική σταθερότητα ρυθμού μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμά του (Διαγράμματα 9-60 και 9-61).



Διάγραμμα 9-60: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών (περίοδος ψύξης)

Διάγραμμα 9-61: Ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στο δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 (περίοδος ψύξης)

### 9.2.3.3. Ώρες λειτουργίας – Ενεργειακή κατανάλωση

Στον Πίνακα 9-12 παρατίθενται οι ώρες λειτουργίας των αντλιών θερμότητας του συστήματος σε θέρμανση και ψύξη και η αντίστοιχη κατανάλωση ενέργειας ανά μήνα.



Πίνακας 9-12: Μηνιαίες Ώρες Λειτουργίας και Ενεργειακή Κατανάλωση των αντλιών θερμότητας του συστήματος

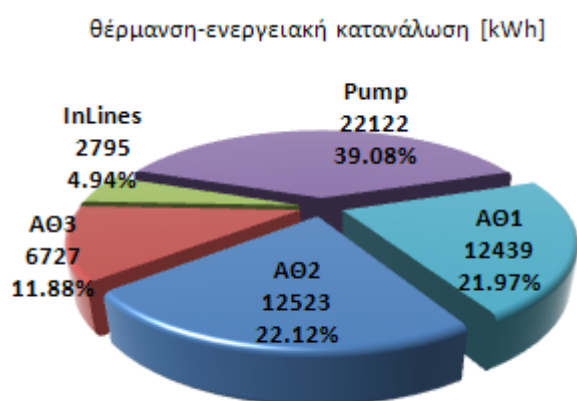
	ΑΘ-1		ΑΘ-2		ΑΘ-3	
	Ώρες λειτουργίας	Ενεργ. Καταν (kWh)	Ώρες λειτουργίας	Ενεργ. Καταν (kWh)	Ώρες λειτουργίας	Ενεργ. Καταν (kWh)
<b>Ιαν</b>	141	3546	141	3571	23	2619
<b>Φεβ</b>	122	3074	122	3098	15	1645
<b>Μάρ</b>	81	2034	81	2049	8	907
<b>Απρ</b>	9	224	9	226	1	40
<b>Μάι</b>	83	1718	83	1511	21	1920
<b>Ιούν</b>	188	3993	188	3428	83	7566
<b>Ιούλ</b>	195	4200	195	3554	135	12323
<b>Αύγ</b>	91	1980	91	1667	67	6081
<b>Σεπτ</b>	184	4087	184	3360	54	4943
<b>Οκτ</b>	0	0	0	0	0	0
<b>Νοέ</b>	18	454	18	456	1	148
<b>Δεκ</b>	123	3107	123	3124	12	1368
Σύνολο (θέρμανση)	494	12439	494	12523	60	6727
Σύνολο (ψύξη)	739	15978	739	13520	360	32833
<b>Σύνολο</b>		<b>28417</b>		<b>26043</b>		<b>39561</b>

Η αντίστοιχη ενεργειακή κατανάλωση των κυκλοφορητών και της αντλίας της υδρογεώτρησης του συστήματος παρατίθενται στον Πίνακα 9-13.

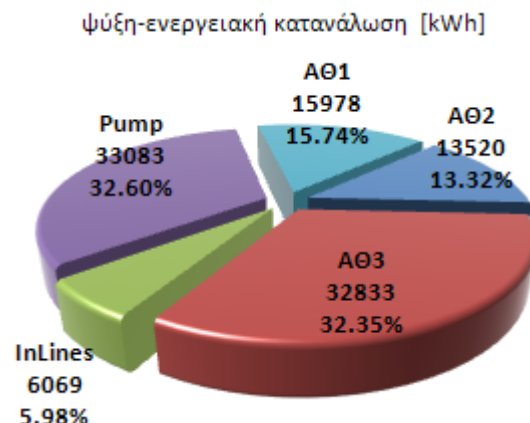
Πίνακας 9-13: Ενεργειακή Κατανάλωση των κυκλοφορητών και της αντλίας της υδρογεώτρησης του συστήματος

	Θέρμανση	Ψύξη	Θέρμανση	Ψύξη
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
<b>Ιαν</b>	842		6318	
<b>Φεβ</b>	689		5465	
<b>Μάρ</b>	445		3620	
<b>Απρ</b>	46		405	
<b>Μάι</b>		544		3696
<b>Ιούν</b>		1481		8390
<b>Ιούλ</b>		1879		8703
<b>Αύγ</b>		904		4079
<b>Σεπτ</b>		1261		8215
<b>Οκτ</b>	0		0	
<b>Νοέ</b>	96		811	
<b>Δεκ</b>	676		5503	
<b>Σύνολο</b>	<b>2795</b>	<b>6069</b>	<b>22122</b>	<b>33083</b>

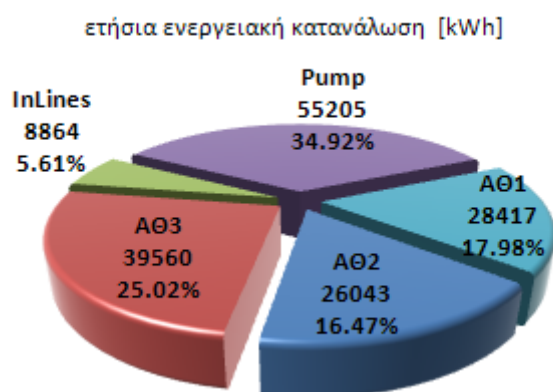
Το ποσοστό της κατανάλωσης των επιμέρους στοιχείων του συστήματος επί της συνολικής κατανάλωσης του συστήματος σε κάθε περίοδο λειτουργίας και στο σύνολο ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας παρατίθενται στα Διαγράμματα 9-62 έως 9-64.



Διάγραμμα 9-62: Κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος (περίοδος θέρμανσης)



Διάγραμμα 9-63: Κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος (περίοδος ψύξης)



Διάγραμμα 9-64: Ετήσια κατανάλωση ενέργειας των επιμέρους στοιχείων του συστήματος

Στα παραπάνω διαγράμματα, όπως διαπιστώθηκε κατά την ανάλυση του πραγματικού συστήματος, χαρακτηριστικό είναι το ποσοστό της κατανάλωσης της αντλίας της υδρογεώτρησης του ανοικτού κυκλώματος του συστήματος.

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα του σεναρίου βελτιστοποίησης με τα αντίστοιχα της πραγματικής εγκατάστασης, όπως παρουσιάστηκαν αναλυτικά σε προηγούμενες ενότητες, διαπιστώνεται η σημαντική συνολική εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του 12.8%.

Ειδικότερα, η εξοικονόμηση ενέργειας κατά τη λειτουργία του συστήματος στην περίοδο θέρμανσης ανέρχεται σε ποσοστό της τάξεως του 24,8%. Βασική συνιστώσα της παραπάνω εξοικονόμησης αποτελεί η υψηλή ενεργειακή απόδοση των δυο αντλιών θερμότητας νέας τεχνολογίας η οποία οδηγεί σε χαμηλότερα επίπεδα κατανάλωσης τόσο των ίδιων των

αντλιών, όσο και της ΑΘ-3, λόγω της μειωμένης απαίτησης της λειτουργίας της για την κάλυψη των φορτίων του κτιρίου. Το αντίστοιχο ποσοστό εξοικονόμησης ενέργειας για την περίοδο ψύξης είναι της τάξεως του 4,4%.



## Κεφάλαιο 10

### Συζήτηση - Συμπεράσματα

**Η** παρούσα διδακτορική διατριβή στοχεύει στη διερεύνηση, ανάλυση, αξιολόγηση της λειτουργίας και της απόδοσης υπεδαφικών αποθηκών θερμικής ενέργειας, σε συνδυασμό με τη χρήση γεωθερμικών αντλιών θερμότητας συμβατικής και νέας τεχνολογίας, ενώ συμπίπτει χρονικά με μια περίοδο όπου το μερίδιο των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας στη διεθνή αγορά αντλιών θερμότητας παρουσιάζει σημαντική κάμψη, με ένα μέρος της οποίας να αποδίδεται σε προβλήματα υπερδιαστασιολογήσεων και λανθασμένων πρακτικών αξιοποίησης του υπεδάφους ως θερμικής αποθήκης (Ochsner, 2010).

Σε αυτό το πλαίσιο, εστιάζει στην υιοθέτηση και αξιοποίηση μιας ολοκληρωμένης μεθοδολογίας για τη μοντελοποίηση των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, με στόχο την ταυτόχρονη απόδοση της συσχέτισης και της δυναμικής αλληλεπίδρασης του κτιρίου, των συστημάτων διανομής θερμότητας, των αντλιών θερμότητας και της υπεδαφικής αποθήκης, υπό την επίδραση των εξωτερικών κλιματικών συνθηκών και των προτύπων χρήσης του κτιρίου.

Μετά από μια κριτική ανασκόπηση των μεθοδολογιών προσομοίωσης σύνθετων συστημάτων και διεργασιών υιοθετήθηκε η χρήση της δυναμικής προσομοίωσης (dynamic simulation) ως βασικής μεθοδολογίας, η οποία παρέχει τη δυνατότητα ολοκληρωμένης προσέγγισης του συνόλου των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα, και των φυσικών

φαινομένων που εμπλέκονται σε αυτές, κατά τη λειτουργία των εν λόγω συστημάτων. Ένα γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας χαρακτηρίζεται από αλληλουχία και διασύνδεση υποσυστημάτων με βρογχοειδή και ανατροφοδοτούμενη ροή πληροφοριών. Ως εκ τούτου, πληρεί απόλυτα τα χαρακτηριστικά ενός «δυναμικού» συστήματος αλληλεπίδρασης πλήθους παραμέτρων που σχετίζονται με τις μεταβαλλόμενες συνθήκες διαμόρφωσης του θερμικού προβλήματος σε κάθε επιμέρους τμήμα του και στο σύνολό του. Η λεπτομερής μοντελοποίηση παρέχει δυνατότητα άντλησης γνώσης, θεωρητικής ανάλυσης και μαθηματικής αντιμετώπισης σε σειρά επιμέρους και ιδιαίτερων προβλημάτων που συνθέτουν το συνολικό πρόβλημα της λειτουργίας.

Στον τομέα της μοντελοποίησης των γεωθερμικών συστημάτων αντλιών θερμότητας, το σημαντικότερο ίσως θέμα στην αποκωδικοποίηση του θερμικού προβλήματος κατά τη λειτουργία τους αποτελεί η συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος ως αποτέλεσμα των μεταβαλλόμενων θερμικών φορτίων του κτιρίου (Bendarudi & Bernhard, 2002). Χαρακτηριστικά, σε ένα σύστημα κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών το φαινόμενο εξελίσσεται σε συνθήκες πλήρους ή μηδενικής ροής. Οι προσεγγίσεις σταθερής κατάστασης (steady-state models), είτε αγνοούν τις μεταβατικές αυτές επιδράσεις, είτε χρησιμοποιούν συντελεστές συνόρθωσης στους τελικούς τους υπολογισμούς. Στη φάση του σχεδιασμού, τα συστηματικά σφάλματα που υπεισέρχονται σε μια τέτοια προσέγγιση μπορούν να οδηγήσουν σε εντελώς διαφορετικό σχεδιασμό από εκείνον που θα ακολουθούσαν βάσει δυναμικών μοντέλων προσομοίωσης.

Στη βάση των διαπιστώσεων αυτών, αναπτύχθηκε ένα δυναμικό μοντέλο προσομοίωσης του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας, το οποίο καλύπτει μερικώς τις ανάγκες ψύξης και θέρμανσης του κτιρίου Μεταλλειολόγων-Ηλεκτρολόγων Β' Φάσης στην Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, αξιοποιώντας υβριδικά τόσο τη θερμοαποθηκευτική ικανότητα των πετρωμάτων, μέσω ενός κλειστού κυκλώματος κάθετων γεωθερμικών εναλλακτών, όσο και το θερμικό περιεχόμενο ενός υπόγειου υδροφορέα, μέσω ενός ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων.

Το δυναμικό μοντέλο προσομοίωσης, με ειδική και γενικότερη εφαρμογή:

- αντιμετωπίζει το γεωθερμικό σύστημα αντλιών θερμότητας ως ένα ενιαίο σύνολο διαρκώς μεταβαλλόμενων αλληλεπιδράσεων μεταξύ κτιρίου, συστήματος αντλιών θερμότητας και υπεδαφικής πηγής-αποθήκης, επιλύοντας και συνθέτοντας τα

επιμέρους θερμικά προβλήματα σε ένα ολοκληρωμένο, βρογχοειδές και ανατροφοδοτούμενο κύκλωμα ροής πληροφοριών,

- επιτρέπει την ανάλυση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε κάθε φάση λειτουργίας του συστήματος, τόσο κατά τις μεταβατικές, όσο και κατά τις περιόδους "σταθερής κατάστασης", και την πρόβλεψη των ενεργειακών επιδόσεων του συστήματος τόσο βραχυπρόθεσμα, όσο και μακροπρόθεσμα,
- εξασφαλίζει τη δυνατότητα της συστηματικής διερεύνησης τόσο της απόδοσης του συστήματος, όσο και της εποχικής διακύμανσής της λόγω της αλληλεπίδρασής του με την υπεδαφική πηγή-αποθήκη, το θερμικό περιεχόμενο της οποίας μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια ενός ετήσιου κύκλου λειτουργίας, και
- παρέχει τη δυνατότητα αποτύπωσης οριακών καταστάσεων λειτουργίας του συστήματος και την ανάπτυξη στρατηγικών ελέγχου ή/και παρέμβασης για τη βελτιστοποίησή του.

Το μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε αξιολογήθηκε στη βάση πειραματικών μετρήσεων κατά τη λειτουργία της εγκατάστασης και μετρήσεων της θερμικής απόκρισης των κάθετων γεωεναλλακτών (TRT). Επιβεβαιώθηκε η δυνατότητα του μοντέλου προσομοίωσης να αποδίδει ορθά το θερμικό πρόβλημα, τόσο στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών, όσο και στο σύνολο του συστήματος.

Αναλύθηκαν διεξοδικά τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας σε ένα πλήρη ετήσιο κύκλο, και η ανάλυση εστιάστηκε στη μεταβατική λειτουργία του συστήματος με κύριες συνιστώσες τα διαρκώς μεταβαλλόμενα θερμικά φορτία του κτιρίου, το κεντρικό σύστημα θερμοκρασιακής διαχείρισης στα επιμέρους τμήματα της εγκατάστασης (συχνή εναλλαγή της κατάστασης λειτουργίας (παύση/εκκίνηση) των αντλιών θερμότητας και των κυκλοφορητών του συστήματος) και ασφαλώς τα πολύπλοκα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας από και προς την υπεδαφική αποθήκη. Τα αποτελέσματα του μοντέλου αξιολογήθηκαν στη βάση των διακυμάνσεων που προσδιορίστηκαν για κρίσιμες παραμέτρους όπως, ο συντελεστής απόδοσης των αντλιών θερμότητας, η αντίστοιχη κατανάλωση ισχύος, ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας στα επιμέρους κυκλώματα των αντλιών θερμότητας και στα κυκλώματα του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας.

Στα πλαίσια αυτής της ανάλυσης διαπιστώθηκε η έντονη διακύμανση του συντελεστή απόδοσης και της κατανάλωσης ισχύος των αντλιών θερμότητας του συστήματος στα πρώτα λεπτά κάθε κύκλου λειτουργίας, και η αντίστοιχα σημαντική διακύμανση του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας και του θερμοκρασιακού εύρους λειτουργίας στα επιμέρους κυκλώματά τους. Οι παραπάνω διακυμάνσεις οφείλονται στη μεταφορά θερμότητας που λαμβάνει χώρα στα επιμέρους τμήματα του συστήματος κατά τη διάρκεια των παύσεων μεταξύ των κύκλων λειτουργίας, η οποία καθορίζει εκ νέου τις οριακές συνθήκες λειτουργίας κατά την έναρξη κάθε επόμενου κύκλου.

Στο σύνολό της, η ανάλυση αυτή κατέδειξε ότι, η προσέγγιση αντίστοιχων συστημάτων, και των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία τους, ως «σταθερής κατάστασης» ενέχει σημαντικούς παράγοντες σφάλματος κατά τη διαστασιολόγησή τους και τον υπολογισμό της συνολικής ενεργειακής τους απόδοσης. Η απλή θεώρηση ενός σταθερού συντελεστή απόδοσης κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος σε κάθε φάση (ψύξη και θέρμανση), οδηγεί σε εσφαλμένες εκτιμήσεις, τόσο όσον αφορά στην τελική ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος, όσο και στον προσδιορισμό της απόδοσης όλων των επιμέρους τμημάτων του.

Σε υψηλότερο επίπεδο ανάλυσης αξιολογήθηκε η επίδραση του αρχικού σχεδιασμού στην απόδοση του συστήματος και μελετήθηκε διεξοδικά η επίδραση της ανάμειξης των κυκλοφορούντων ρευστών του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του δευτερεύοντος κυκλώματος του ΠΕ-1, στην είσοδο του πρωτεύοντος κυκλώματος της ΑΘ-1, και της ανακατανομής προς τα επιμέρους κυκλώματα στην έξοδό της. Στην εν λόγω διαμόρφωση, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το πρωτεύον κύκλωμά της, επομένως και η θερμοκρασία εισόδου τόσο στους κάθετους γεωεναλλάκτες όσο και στον ΠΕ-1, προκύπτει ως αποτέλεσμα της απόδοσης της αντλίας θερμότητας στο προϊόν της ανάμειξης των δυο κυκλωμάτων. Διαπιστώθηκε μια εξαρτημένη σχέση απόδοσης μεταξύ του κυκλώματος των γεωεναλλακτών και του κυκλώματος του ΠΕ-1, η οποία αλλοιώνει την πραγματική συνεισφορά καθεμιάς εκ των δυο πηγών-αποθηκών, υπέδαφος και υπόγειος υδροφορέας αντίστοιχα, στην απόδοση της ΑΘ-1, ενώ παράλληλα στερεί τη δυνατότητα αποτύπωσης της επίδρασης της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής αποθήκης στην απόδοση του συστήματος, όπως σε ένα κλασικό σύστημα αντλίας θερμότητας-γεωεναλλακτών. Η μελέτη της λειτουργίας του συστήματος σε τέτοια κλίμακα, αναδεικνύει τη δυνατότητα που παρέχει το δυναμικό μοντέλο προσομοίωσης που αναπτύχθηκε για την αποτύπωση οριακών καταστάσεων λειτουργίας του συστήματος και την ανάπτυξη στρατηγικών ελέγχου ή/και παρέμβασης για τη βελτιστοποίησή του.



Η προγνωστική ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος επεκτάθηκε στον έλεγχο της μακροπρόθεσμης λειτουργίας του και της ορθολογικής αξιοποίησης της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης με κύριες συνιστώσες:

- Τον προσδιορισμό της θερμοκρασιακής διακύμανσης της υπεδαφικής αποθήκης σε ετήσιο και πενταετή κύκλο λειτουργίας και την αξιολόγηση της βιωσιμότητας της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας τόσο εποχικά όσο και σε βάθος χρόνου.
- Τη διερεύνηση και αξιολόγηση της επίδρασης της περιοδικής «φόρτισης» και «αποφόρτισης» της υπεδαφικής αποθήκης στην απόδοση των αντλιών θερμότητας του συστήματος.
- Την ενεργειακή ανάλυση των κύριων δομικών μονάδων του συστήματος, σε επίπεδο μεταφερόμενης ενέργειας, ρυθμού μεταφοράς ενέργειας και συνεισφοράς στην κάλυψη των ενεργειακών απαιτήσεων του κτιρίου.

Στα πλαίσια αυτά, αποτυπώθηκε η σταδιακή «φόρτιση» και «αποφόρτιση» του υπεδάφους στην περιοχή του πεδίου των γεωεναλλακτών κατά τη λειτουργία του συστήματος, ενώ διαπιστώθηκε αύξηση της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης κατά 0.7 °C, στο τέλος ενός πλήρους ετήσιου κύκλου λειτουργίας, λόγω της υψηλής κτιριακής απαίτησης σε ψύξη. Ωστόσο, η περαιτέρω διερεύνηση της διαμόρφωσης της εν λόγω θερμοκρασίας σε βάθος πενταετίας, κατέδειξε τη σταθεροποίησή της στους 22.4 °C στο τέλος κάθε επόμενου έτους, μετά την παρέλευση της πενταετίας.

Η αναλυτικότερη διερεύνηση της επίδρασης της θερμοκρασιακής μεταβολής της υπεδαφικής πηγής στην απόδοση των επιμέρους στοιχείων του συστήματος κατά τη λειτουργία θέρμανσης, ανέδειξε ότι το μέγεθος της επίδρασης, καθορίζεται, τόσο από τη σταδιακή «αποφόρτιση» του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος, η οποία οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας, λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας του υπεδαφικού σχηματισμού στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών, όσο και από τη «φόρτιση» της υπεδαφικής αποθήκης κατά την ψυκτική λειτουργία του συστήματος, η οποία και διαμορφώνει τις «νέες» δυνατότητες εναλλαγής θερμότητας με το υπεδαφικό κύκλωμα στις αρχές της δεύτερης περιόδου θέρμανσης. Στη δεύτερη περίπτωση, η αυξημένη θερμοκρασία του υπεδαφικού σχηματισμού οδηγεί σε υψηλότερο ρυθμό μεταφοράς ενέργειας στο πρωτεύον κύκλωμα της αντλίας θερμότητας, και επίσης αυξημένο συντελεστή απόδοσης κατά τη λειτουργία της.

Όσον αφορά στην απόδοση του συστήματος στη λειτουργία θέρμανσης συνολικά, η ετήσια αύξηση της θερμοκρασιακής πηγής-αποθήκης στον πενταετή κύκλο λειτουργίας του συστήματος και η σταθεροποίηση της αρχικής της θερμοκρασίας στην αρχή κάθε επόμενου ετήσιου κύκλου οδηγεί στη σταδιακή αύξηση της ετήσιας απόδοσης του συστήματος και τον περιορισμό της μεταβολής αυτής σε εποχική πλέον κλίμακα μετά την παρέλευση της πενταετίας.

Αντίστοιχα, για την περίοδο ψύξης, το μέγεθος της επίδρασης, καθορίζεται, από τη σταδιακή «φόρτιση» του υπεδάφους κατά τη λειτουργία του συστήματος, η οποία οδηγεί σε μείωση του συντελεστή απόδοσης της αντλίας θερμότητας, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του υπεδαφικού σχηματισμού στην περιοχή του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών, διαμορφώνοντας τις «νέες» δυνατότητες εναλλαγής θερμότητας με το υπεδαφικό κύκλωμα στο τέλος της περιόδου.

Όσον αφορά στην απόδοση του συστήματος στη λειτουργία ψύξης συνολικά, η ετήσια αύξηση της θερμοκρασιακής πηγής-αποθήκης στον πενταετή κύκλο λειτουργίας του συστήματος και η σταθεροποίηση της αρχικής της θερμοκρασίας στην αρχή κάθε επόμενου ετήσιου κύκλου οδηγεί στη σταδιακή μείωση της ετήσιας απόδοσης του συστήματος και τον περιορισμό της μεταβολής αυτής σε εποχική πλέον κλίμακα μετά την παρέλευση της πενταετίας.

Το μέγεθος των διακυμάνσεων αυτών, για το σύστημα που μελετάται, κυμαίνεται σε αποδεκτά επίπεδα, με το ισοζύγιο μεταξύ αποληπτόμενης και αποδιδόμενης ενέργειας από και προς την υπεδαφική πηγή-αποθήκη να σταθεροποιείται σε βιώσιμα επίπεδα λειτουργίας στο τέλος της πρώτης πενταετίας.

Η παραπάνω ανάλυση συνέβαλε σημαντικά στην κατανόηση του μηχανισμού της υπεδαφικής αποθήκευσης θερμότητας και καθόρισε το ρόλο της μακροπρόθεσμης λειτουργικής βιωσιμότητας ως κύριας παραμέτρου στο σχεδιασμό αντίστοιχων συστημάτων, αναδεικνύοντας ότι στα πλαίσια ενός ορθολογικού σχεδιασμού, πρέπει να εξασφαλίζεται το ισοζύγιο μεταξύ της εποχικής φόρτισης και αποφόρτισης της υπεδαφικής αποθήκης ή τουλάχιστον να περιορίζεται η ετήσια θερμοκρασιακή μεταβολή της υπεδαφικής αποθήκης σε επίπεδα που δεν επηρεάζουν τη μακρόχρονη βιωσιμότητα του συστήματος.

Η μελέτη της ενεργειακής απόδοσης του συστήματος και της διαμόρφωσης των μεταφερόμενων ποσών ενέργειας, και του αντίστοιχου ρυθμού μεταφοράς, σε κάθε επιμέρους κύκλωμα, επεκτάθηκε στη συνεισφορά καθεμιάς εκ των αντλιών θερμότητας

στην κάλυψη των ενεργειακών απαιτήσεων, σε μηνιαία και ετήσια βάση, καθώς και στην αντίστοιχη συνεισφορά της υπεδαφικής πηγής-αποθήκης στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών και του υπόγειου υδροφορέα, στο πρωτεύον κύκλωμα των αντλιών θερμότητας του συστήματος. Επιπλέον, υπολογίστηκε η καταναλισκόμενη ενέργεια ανά δομική μονάδα, συμπεριλαμβανομένων των κυκλοφορητών και της αντλίας της υδρογεώτρησης. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν συμπληρώνουν και ενισχύουν τις διαπιστώσεις των δυο προηγούμενων φάσεων. Ωστόσο, τα ποσοστά καταναλισκόμενης ενέργειας ανά δομική μονάδα καταδεικνύουν τη μεγαλύτερη παθογένεια του γεωθερμικού συστήματος αντλιών θερμότητας που μελετάται, με το ποσοστό της κατανάλωσης της αντλίας της υδρογεώτρησης του ανοικτού κυκλώματος του συστήματος, να ανέρχεται στο 1/3 περίπου της συνολικής κατανάλωσης, και η οποία συνίσταται από δυο βασικά στοιχεία:

- Το πρώτο, αφορά στο βάθος άντλησης από την υδρογεώτρηση παραγωγής, το οποίο δεν συνάδει με την ευρύτερη πρακτική στα γεωθερμικά συστήματα γεωθερμικών αντλιών θερμότητας ανοικτού βρόγχου, καθώς προϋποθέτει μεγάλη αντλητική ισχύ. Ωστόσο, στην παρούσα εγκατάσταση η υδρογεώτρηση παραγωγής δεν κατασκευάστηκε αποκλειστικά για την εκμετάλλευση του υπόγειου υδροφορέα στη λειτουργία του συστήματος, αλλά και για την ενίσχυση του δικτύου άρδευσης της Πολυτεχνειούπολης. Έτσι, θεωρητικά, το κόστος άντλησης δεν μπορεί να αποδοθεί αποκλειστικά στο λειτουργικό κόστος της γεωθερμικής εγκατάστασης.
- Το δεύτερο, αφορά στο σχεδιασμό του συστήματος, βάσει του οποίου, η αντλία του ανοικτού κυκλώματος υδρογεωτρήσεων ενεργοποιείται τόσο σε υψηλά όσο και σε χαμηλά φορτία ψύξης και θέρμανσης, αυξάνοντας σημαντικά τη συνολική διάρκεια λειτουργίας της, επομένως και την αντίστοιχη κατανάλωσή της.

Η διερεύνηση της εφαρμογής και της αποτελεσματικότητας βασικών παρεμβάσεων με στόχο την περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας και έλεγχο της συμπεριφοράς, της απόδοσης και της συνεισφοράς του πεδίου των γεωεναλλακτών, επικεντρώθηκε στην αντικατάσταση των υφιστάμενων αντλιών θερμότητας με αντλίες νέας τεχνολογίας υψηλότερου συντελεστή απόδοσης και στον πλήρη διαχωρισμό των κυκλωμάτων του πεδίου των κάθετων γεωεναλλακτών και του ΠΕ-1.

Το εναλλακτικό μοντέλο του συστήματος που διαμορφώθηκε περιλαμβάνει την αντικατάσταση της ΑΘ-1 με δυο αντλίες θερμότητας αθροιστικά ανάλογης θερμικής και ψυκτικής ισχύος, τη διασύνδεση της μιας αντλίας θερμότητας με το κύκλωμα των κάθετων γεωεναλλακτών και της δεύτερης αντλίας θερμότητας με το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1.

Επελέχθησαν αντλίες νέας τεχνολογίας οι οποίες έχουν προκύψει μέσα από τα τεχνολογικά πρότυπα του προγράμματος GROUNDHIT. Η ενσωμάτωση της ίδιας αντλίας θερμότητας, τόσο για το κύκλωμα των κάθετων γεωεναλλακτών που αξιοποιεί το υπέδαφος ως θερμική πηγή/αποθήκη, όσο και για το δευτερεύον κύκλωμα του ΠΕ-1 που εκμεταλλεύεται το σταθερό θερμικό περιεχόμενο του υπόγειου υδροφορέα, έδωσε τη δυνατότητα να αναδειχθεί η σημασία της θερμικής πηγής/αποθήκης. Από τα αποτελέσματα προέκυψε σημαντική διαφοροποίηση των θερμοκρασιακών επιπέδων λειτουργίας της ίδιας αντλίας θερμότητας ανάλογα με το θερμικό περιεχόμενο αλλά και τη θερμοκρασιακή σταθερότητα της θερμικής/πηγής αποθήκης που επιλέγεται, ενώ αναδείχθηκε με σαφέστερο τρόπο η εποχική διακύμανση των επιμέρους αποδόσεων λόγω της θερμοκρασιακής μεταβολής του υπεδάφους στο πεδίο των κάθετων γεωεναλλακτών, αλλά και η παραδοσιακά μεγάλη σταθερότητα των ανοικτών συστημάτων.

Με βάση το εναλλακτικό σενάριο που διαμορφώθηκε, εξασφαλίζεται περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του 24,8% για την περίοδο θέρμανσης, με το αντίστοιχο ποσοστό εξοικονόμησης για την περίοδο ψύξης να ανέρχεται σε 4,4%. Η συνολική εξοικονόμηση ενέργειας σε ετήσια βάση ανέρχεται σε 12,8% επί της ετήσιας κατανάλωσης ενέργειας του υφιστάμενου συστήματος. Το ποσοστό κρίνεται αρκετά υψηλό δεδομένου ότι αφορά σε εξοικονόμηση ενέργειας έναντι υφιστάμενου συστήματος εξοικονόμησης, όπως αυτό της Πολυτεχνειούπολης Ζωγράφου.

Από τη συνδυαστική ανάλυση της απόδοσης των δυο συστημάτων που εξετάστηκαν, προκύπτει η δυνατότητα εκσυγχρονισμού και βελτιστοποίησης υφιστάμενων εγκαταστάσεων εξοικονόμησης ενέργειας, είτε μέσω των νέων προτύπων αντλιών θερμότητας που διαμορφώνονται στην παγκόσμια αγορά των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, είτε μέσω της διερεύνησης και της ανάλυσης παθολογιών του αρχικού τους σχεδιασμού, όσον αφορά στη διασύνδεση των δομικών τους μονάδων, χρησιμοποιώντας δυναμικά μοντέλα προσομοίωσης για τη ρεαλιστική απόδοση και διερεύνηση της λειτουργικής τους συμπεριφοράς.

Στα πλαίσια της παρούσης διδακτορικής διατριβής αναδείχθηκε, μεταξύ άλλων, η διαρκής αλληλεπίδραση μεταξύ αντλιών θερμότητας και υπεδαφικής αποθήκης και ο καθοριστική επίδραση της εποχικής θερμοκρασιακής διακύμανσης του υπεδάφους στη διαμόρφωση της απόδοσης του συστήματος. Προτείνεται, η περαιτέρω διερεύνηση της χωρικής διαμόρφωσης της θερμοκρασίας της υπεδαφικής αποθήκης κατά τη λειτουργία του συστήματος, και η ενσωμάτωση, στο μοντέλο που διαμορφώθηκε στα πλαίσια της παρούσης διατριβής, μοντέλων προσδιορισμού της θερμικής αγωγιμότητας του

υπεδάφους σε πραγματικό χρόνο προσομοίωσης, βάσει εξωτερικών καιρικών συνθηκών και λιθολογίας. Μια τέτοια προσέγγιση θα επιτρέψει τη διερεύνηση και ποσοτικοποίηση των σφαλμάτων που υπεισέρχονται στη βάση παραδοχών για τη διακύμανση των θερμικών ιδιοτήτων του υπεδάφους, και την ακριβέστερη απόδοση της λειτουργίας του συστήματος.



## Βιβλιογραφία

---

Andersson, Johansson, Nordell, & Abyhammar. (1983). A Borehole Heat Store in Rock, Pilot Trials in Lulea and Preliminary Design of a Full-Scale Installation. *Swedish Council for Building Research, Report D6:1983* .

Andritsos, N., Arvanitis, A., Papachristou, M., Fytikas, M., & Dalambakis, P. (2010). Geothermal Activities in Greece During 2005-2009. *Proceedings of World Geothermal Congress 2010* . Bali, Indonesia, April 25-29, 2010.

Ausseau, & Vachaud. (1978). Le systeme "soltherm", fonctionnement et dimensionnement d'un mode de stockage de chaleur intersaisonnier pour l'habitat individuel. *Institut de mecanique* . Grenoble, France.

Austin, W. (1998). Development of an in situ system for measuring ground thermal properties. *M.S. Thesis. Oklahoma State University* . Stillwater, Oklahoma, USA.

Axelsson, G., Stefansson, V., & Xu, Y. (2002). Sustainable management of Geothermal Resources. *Proceedings of Beijing International Geothermal Symposium, October 2002, pp. 277-283* . Beijing, China.

Ball, D., Fischer, R., Talbert, S., Hodgett, D., & Auer, F. (1983). *State-of-the-art survey of existing knowledge for the design of ground-source heat pump systems*. Columbus, Ohio,: Battelle Columbus Laboratories.

Bendapudi, S., & Bernhard, R. (2002). *A Review of Literature on Dynamic Models of Vapor Compression Equipment*.

Berdal, V., Souyri, B., & Achard, G. (2007). Coupling of Geothermal Heat Pumps with Thermal Solar Collectors. *Applied Thermal Engineering* , 27, 1750-1755.

Bose, J., Parker, J., & McQuiston, F. (1985). Design/Data Manual for Closed-Loop Ground Coupled Heat Pump System. *Oklahoma State University for ASHRAE* .

Brun. (1965). La regularisation de l'energie solaire par le stockage thermique dans le sol. *Revue Generale de Thermique, n44* . France.

Carslaw, H., & Jaeger, J. (1959). Conduction of heat in solids. 2nd ed. *Oxford University Press, London* .

Chuard, van\_Gilst, Hadorn, & Mercier. (1983). The IEA Task VII Swiss Project in Vaulruz, Design and First Experience. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

Cuevas, C., & Lebrun, J. (2009). Testing and modelling of a variable speed scroll compressor. *Applied Thermal Engineering* , 29, 469–478.

Cui, P., Yang, H., Spitler, J., & Fang, Z. (2008). Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+. *Energy and Buildings* , 40, 1731–1736.

Dumas, P. (2011). Increasing deployment of GSHP in Europe - market, incentives, regulations - and savings. Peterborough, 7-8 June 2011: European Geothermal Energy Council.

Eklöf, C., & Gehlin, S. (1996). TED-a mobile equipment for thermal response tests. *M.S. Thesis 1996:198E. Lulea University of Technology* . Sweden.

Esen, H., & Inalli, M. (2009). Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks. *Expert Systems with Applications* , 36, 10229–10238.

Esen, H., Inalli, M., Sengur, A., & Esen, M. (2007). Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural networks. *Expert Systems with Applications* , 35, 1940–1948.

Eskilson, P. (1987). Thermal analysis of heat extraction boreholes. *PhD thesis, Lund University, Department of Mathematical Physics* . Sweden.

Eugster, W., & Rybach, L. (2000). Sustainable Production from Borehole Heat Exchanger Systems. *Proceedings World Geothermal Congress*, (σσ. p. 825-830).

Evans, L. (1980). Advances in process flow sheeting systems. Στο R. Mah, & W. Seider, *Foundations of computer-aided chemical process designed, vol. 1*. New York: American Institute of Chemical Engineers.

Guimbal. (1976). Lotissement de 16 villas a chauffage solaire integral. *Societe Generale d'Etudes et Construction* . Saint-Etienne, France.

Hellström, G. (1989). *Duct Ground Heat Storage Model-Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.



Hellström, G. (1991). Thermal Analysis of Duct Storage Systems. *Lund University, Department of Mathematical Physics* . Sweden.

Hlavacek, V. (1977). Analysis of a complex plant-steady state and transient behaviour. *Comput Chem Eng* , 1, pp. 75–100.

Hultmark. (1981). Sunclay Project-First Year Operation with a Seasonal Storage of 80,000 m<sup>3</sup> Clay. *Proceedings of International Conference on Seasonal Thermal Energy Storage and Compressed Air Storage* . Seattle, USA, October 19-21, 1981.

Hyden, & Matsson. (1983). Preliminary Design of a Sunstore Installation at Stora Skuggan Recreational Center. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research.

Ingersoll, L., & Plass, H. (1948). Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump. *Transactions of American Society of Heating and Ventilating Engineers, Vol. 47, pp.339-348* .

Ingersoll, L., Zobel, O., & Ingersoll, A. (1954). Heat Conduction with Engineering, Geological, and Other Applications. *New York: McGraw-Hill* .

Johannes, K., Fraise, G., Achard, G., & Rusaouen, G. (2005). Comparison of solar water tank storage modelling solutions. *Solar Energy* , 79, pp. 216–218.

Karlsson, F., & Fahlen, P. (2007). Capacity-controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems. *Building Services Engineering* , 30(2), 221-229.

Kelley, I. (September-October 2006). Ground-source heat pumps deliver both high efficiency and reliability-good news for both contractors and their customers. *Wisconsin Perspective* , 14-16.

Kummert, M., & Bernier, M. (2008). Sub-hourly simulation of residential ground coupled heat pump systems. *The International Building Performance Simulation Association Journal* , 27-44.

Kusuda, T., & Archenbach, P. (1965). Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States. *ASHRAE Trans., Vol. 71, Part 1, pp. 61-75* .

Lahtinen. (1983). Kerava Solar Village Project. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

Lazzari, S., Priarone, A., & Zanchini, E. (2010). Long-term Performance of BHE fields with negligible groundwater movement. *Energy*, 35 , pp. 4966-4974.

Lundin. (1985). Thermal Energy Storage Programme in Sweden. *Proceedings of III International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling* . Toronto, Canada, September 22-26, 1985.

Ma, Z., & Wang, S. (2009). An optimal control strategy for complex building central chilled water systems for practical and real-time application. *Building and Environment* , 44, 1188-1198.

Modin. (1977). Ackumulering av lagvardigt varme i mark, Avdelningen for installationsteknik. *Chalmers Tekniska Hogskola* . Goteborg, 1977.

Morgensen, P. (1983). Fluid to duct wall heat transfer in duct system heat storage. *Proceedings of the International Conference on Surface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983.

Morofsky. (2007). Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption: Fundamentals, Cases Studies and Design. *Nato Science series II* , σσ. 3-22.

Nafey, A. S. (2005). Simulation of solar heating systems—an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , 9, pp 576–591.

Nordell. (1987). The Borehole Heat Store in Rock at the Lulea University of Technology: Constructional and Operational Experience-The Lulevarme Project 1982-1985. *Swedish Council for Building Research, Report D6:1987* .

Ochsner, K. (2010). Time for rest in the heat pump industry? Not now! *European heat pump news* .

Oliveski, R., Krenzinger, A., & Vielmo, H. (2003). Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy* , 75, pp. 121–134.

Olsson. (1983). Kullavik Project-Ground Heat Storage with High Temperatures. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

Press, W., Teukolsky, S., Vetterling, W., & Flannery, B. (1996). *Numerical recipes, 2nd edn.* Oxford: Cambridge University Press.

Puntilla, & Saastamoinen. (1983). Annual Solar Heat Storage in the Bedrock. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

RETSCREEN. (2001-2005). *Clean Energy Project Analysis:RETSCREEN® Engineering & Cases Textbook*. Minister of Natural Resources Canada.

Rosenblad. (1983). Seasonal Heat Storing 1979-1983 in Utby Ground Heat Pump Project. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

Rybach, L., & Eugster, W. (2002). Sustainability Aspects of Geothermal Heat Pumps. *Proceedings 27th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering* (σσ. p. 50-64). Stanford, California: Stanford University.

Rybach, L., & Kohl, T. (2003). The geothermal heat pump boom in Switzerland and its background. *International Geothermal Conference*. Reykjavík, Sept. 2003.

Rybach, L., & Mongillo, M. (2006). Geothermal Sustainability-A Review with Identified Research Needs. *GRC Transactions, Vol. 30, 2006* .

Sakellari, D. M., Forsen, M., & Lundqvist, P. (2006). Investigating control strategies for a domestic low-temperature heat pump heating system. *International Journal of Refrigeration* , 29, 547–555.

Shah, L., Andersen, E., & Furbo, S. (2005). Theoretical and experimental investigations of inlet stratifiers for solar storage tanks. *Applied Thermal Engineering* , 25, pp. 2086–2099.

Shannon. (1998). Introduction to the Art of Science and Simulation. *Winter Simulation Conference*.

Shao S, S. W. (2004). Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data. *International Journal of Refrigeration* , 27, 805-815.

Spindler, H., & Norford, L. (2008). Naturally ventilated and mixed-mode buildings Part I: Thermal modeling. *Building and Environment* , 44, 736–749.

Spindler, H., & Norford, L. (2008). Naturally ventilated and mixed-mode buildings Part II: Optimal control. *Building and Environment* , 44, 750–761.

Spitler, J. (2005). Ground-source heat pump system research—past, present and future. *International Journal of HVAC & R Research* , 165-167.

Sreedharan, P. (2001). Evaluation of chiller modeling approaches and their usability for fault detection. *Thesis* . Berkeley, USA: University of California.

Wijsman. (1983). The Groningen Project, 100 Houses with Seasonal Solar Heat Storage in the Soil Using a Vertical Heat Exchanger. *Proceedings of Subsurface Heat Storage in Theory and Practice* . Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983: Swedish Council for Building Research, D16:1983.

Wikstrom, & Platell. (1981). Sunstore-projektet 1977-1980, Solvarmesystem med lag temperatur och sasongslagring for uppvarmning av lokaler. *Swedish Council for Building Research, Report R100:1981* .

Yang, Z., & Pedersen, G. K. (2007). Modelling and Control of Indoor Climate Using a Heat Pump Based Floor Heating System. *The 33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON)*. Nov. 5-8, Taipei, Taiwan.

Yavuzturk, C. (1999). *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*. Oklahoma State University, USA.

Zurigat, Y., & Ghajar, A. (2002). Heat transfer and stratification in sensible heat storage systems, in *Thermal Energy Storage-Systems and Application*. John Wiley & Sons Ltd.

Κυριάκης, Ν., Μιχόπουλος, Α., & Πάττας, Κ. (2002). Πρώτος Χρόνος Λειτουργίας του Γεωεναλλάκτη Πυλαίας. Ενεργειακή Αξιολόγηση. *Τεχν. Χρον. Επιστ. Έκδ. ΤΕΕ, IV, τεύχ. 1-2, 2002*.

Τ.Ε.Ε. (2010). *Κλιματικά Δεδομένα Ελληνικών Περιοχών*. Αθήνα: Υπουργείο Υποδομών Μεταφορών και Δικτύων - Γενική Γραμματεία Δημοσίων Έργων - Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας.

# **CURRICULUM VITAE**

## **Nick Papatheodorou**

### **Personal Details**

<b>Date of Birth</b>	20-09-1978
<b>Place of Birth</b>	Athens, Greece
<b>Address</b>	67 Zan Moreas str., 15234, Chalandri, Athens
<b>Telephone</b>	+30 6979 952851
<b>E-mail</b>	skylos_mavros@yahoo.gr
<b>Military Obligations</b>	Fulfilled

### **Studies**

#### **11/2005 -**

National Technical University of Athens – School of Mining Engineering and Metallurgy  
**Doctorate Thesis** entitled: "Simulation of Underground thermal energy storage utilizing conventional and new technology geothermal heat pumps", (Project Funded by the General Secretariat for Research & Technology)

#### **10/2005 - 10/2007**

National Technical University of Athens – School of Rural and Surveying Engineering  
**Master of Science: "Geoinformatics"**

Master Thesis entitled: "Development of a spatial decision support system, in the framework of Geographic Information Systems, using different analytical methods, to target potential geothermal resources - Implementation for Greece"

#### **10/1998 - 03/2005**

National Technical University of Athens – School of Mining Engineering and Metallurgy  
**Diploma in Mining Engineering and Metallurgy**  
Diploma thesis entitled: "Mapping of underground pipe networks and Quality certification of road constructions using ground penetrating radar"

### **Language Skills**

**Greek:** Native Language  
**English:** Certificate of Proficiency in English

## **Computer Skills**

Windows, Linux  
Microsoft office (Word, Excel, Access, Power Point)  
ArcGis 9.3 Desktop, Intergraph Geomedia, AutoCAD 2000  
Scripting Languages: Visual Basic, SQL, Html, Fortran, Python

## **Working Experience**

2010 – : GIS Expert - Department of Management and Maintenance of Cartographic Data (Greek Payment Agency - O.P.E.K.E.P.E.)  
2008 – 2010: GIS Expert – Department of Technical Services & Property Management (Agroland S.A.)  
2005 – 2010: Provision of assistant work in laboratory exercises (School of Mining Engineering and Metallurgy)

## **Publications**

N. Papatheodorou, G. Fragogiannis and S. Stamataki, "Transient Simulation of a Hybrid Ground Source Heat Pump System", 3rd International Conference "From Scientific Computing to Computational Engineering", Athens, 9-12 July, 2008.

G. Fragogiannis, N. Papatheodorou and S. Stamataki, "Evaluation of Thermal Performance of Ground - Source Energy Systems. A Geophysics Supported Approach", Renewable Energy Congress X, Glasgow, Scotland, 19-25 July 2008.

N. Papatheodorou, G. Fragogiannis and S. Stamataki, "Thermal Performance Simulation of a Hybrid Ground Source Heat Pump System", World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29 April 2010

G. Fragogiannis, N. Papatheodorou, S. Stamataki, and D. Rozos, "*Laboratory measurement of thermal conductivity for soils-Correlation with soil physical properties*" 6th Hellenic Conference of Geotechnology and Environmental Engineering, Volos, 2010