



## Υβριδικό σύστημα αβαθούς γεωθερμίας με ψυκτικό πύργο κλειστού κυκλώματος

Ζωή Σαγιά<sup>α</sup>, Κωνσταντίνος Ρακόπουλος<sup>α</sup>

<sup>α</sup>Τομέας Θερμότητας, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Ηρώων Πολυτεχνείου 9, Ζωγράφου, 15780, Ελλάδα

### Περίληψη

Εξετάζεται ένα υβριδικό σύστημα αβαθούς γεωθερμίας με ψυκτικό πύργο κλειστού κυκλώματος. Η μελέτη περίπτωσης είναι ένα γυάλινο κτήριο γραφείων στην Αθήνα. Μια νέα στρατηγική ελέγχου του υβριδικού συστήματος αναπτύσσεται, ώστε να ελαχιστοποιηθεί η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια της περιόδου που απαιτείται αποκλειστικά ψύξη των χώρων του κτηρίου. Η προσομοίωση επιτυγχάνεται με το λογισμικό TRNSYS 17 και η βελτιστοποίηση της λειτουργίας του συστήματος γίνεται με το εργαλείο TRNOPT 17, ώστε να ελαχιστοποιηθεί το μήκος των γεωεναλλακτών για δεδομένη ισχύ των αντλιών θερμότητας. Οι Στρατηγικές Ελέγχου που εφαρμόζονται στην παρούσα προσομοίωση καθορίζουν πότε ο ψυκτικός πύργος κλειστού κυκλώματος θα είναι σε λειτουργία και πότε όχι. Τρεις διαφορετικές στρατηγικές εξετάζονται. Σύμφωνα με την πρώτη, ο ψυκτικός πύργος λειτουργεί όταν η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού (νερού) από τις αντλίες θερμότητας υπερβαίνει κατά 10 °C τη θερμοκρασία υγρής σφαίρας του αέρα περιβάλλοντος. Σύμφωνα με τη δεύτερη, ο ψυκτικός πύργος λειτουργεί όταν η θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τους γεωεναλλάκτες είναι μεγαλύτερη των 28°C. Σύμφωνα με τη Στρατηγική Ελέγχου 3, ο ψυκτικός πύργος τίθεται σε λειτουργία όταν η θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τις αντλίες θερμότητας είναι μεγαλύτερη των 32°C. Οι παραπάνω τιμές ελέγχου κάθε στρατηγικής κανονικοποιούνται ως προς τη θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από το θερμή πλευρά του εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος παρεμβάλλεται μεταξύ του κυκλώματος των γεωεναλλακτών και του κυκλώματος του ψυκτικού πύργου. Οι νέες αυτές τιμές ορίζουν τρεις νέες Στρατηγικές Ελέγχου οι οποίες επιτυγχάνουν επιπρόσθετη βελτιστοποίηση του συστήματος.

© 2015 Πολυτεχνειακά Νέα

Λέξεις-κλειδιά: γεωθερμικό σύστημα, ψυκτικός πύργος, έλεγχος

Αριθμός DOI:

## 1. Εισαγωγή

Στην παρούσα εργασία εξετάζεται ένα υβριδικό σύστημα αβαθούς γεωθερμίας με ψυκτικό πύργο κλειστού κυκλώματος, το οποίο εγκαθίσταται για να καλύψει τις ενεργειακές ανάγκες πενταόροφου, γυάλινου κτηρίου γραφείων. Οι υαλοπίνακες είναι τύπου Ar, 4/16/4 με συντελεστή θερμοπερατότητας  $u = 1.4 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$  και συντελεστή ηλιακού θερμικού κέρδους  $g = 0.589$ . Η συνολική ψυχόμενη επιφάνεια είναι  $1000 \text{ m}^2$ .

Το κτήριο βρίσκεται στην Αθήνα και τα κλιματικά δεδομένα για τον υπολογισμό της ενεργειακής του κατανάλωσης προέρχονται από το Meteororm 6.1 [1]. Αυτή η κατανάλωση προσδιορίζεται με χρήση του TRNSYS 16.1 [2], ενώ η μοντελοποίηση γίνεται με βάση τη νέα ελληνική νομοθεσία για τα κτήρια [3], που εφαρμόζεται από τον Ιανουάριο του 2011.

Οι υπολογισμοί έδειξαν ότι τα ετήσια ψυκτικά φορτία είναι πολύ υψηλότερα από αυτά της θέρμανσης, γεγονός που οδηγεί σε σύστημα στο οποίο πρωτεύει η ψυκτική λειτουργία [4]. Η ετήσια κατανάλωση ενέργειας του κτηρίου για ψύξη ανέρχεται σε  $105.79 \text{ kWh/m}^2$ .

Μια νέα στρατηγική ελέγχου του υβριδικού συστήματος αναπτύσσεται, ώστε να ελαχιστοποιηθεί η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια της περιόδου που απαιτείται αποκλειστικά ψύξη των χώρων του.

## 2. Περιγραφή μοντελοποίησης κτηρίου και υβριδικού γεωθερμικού συστήματος

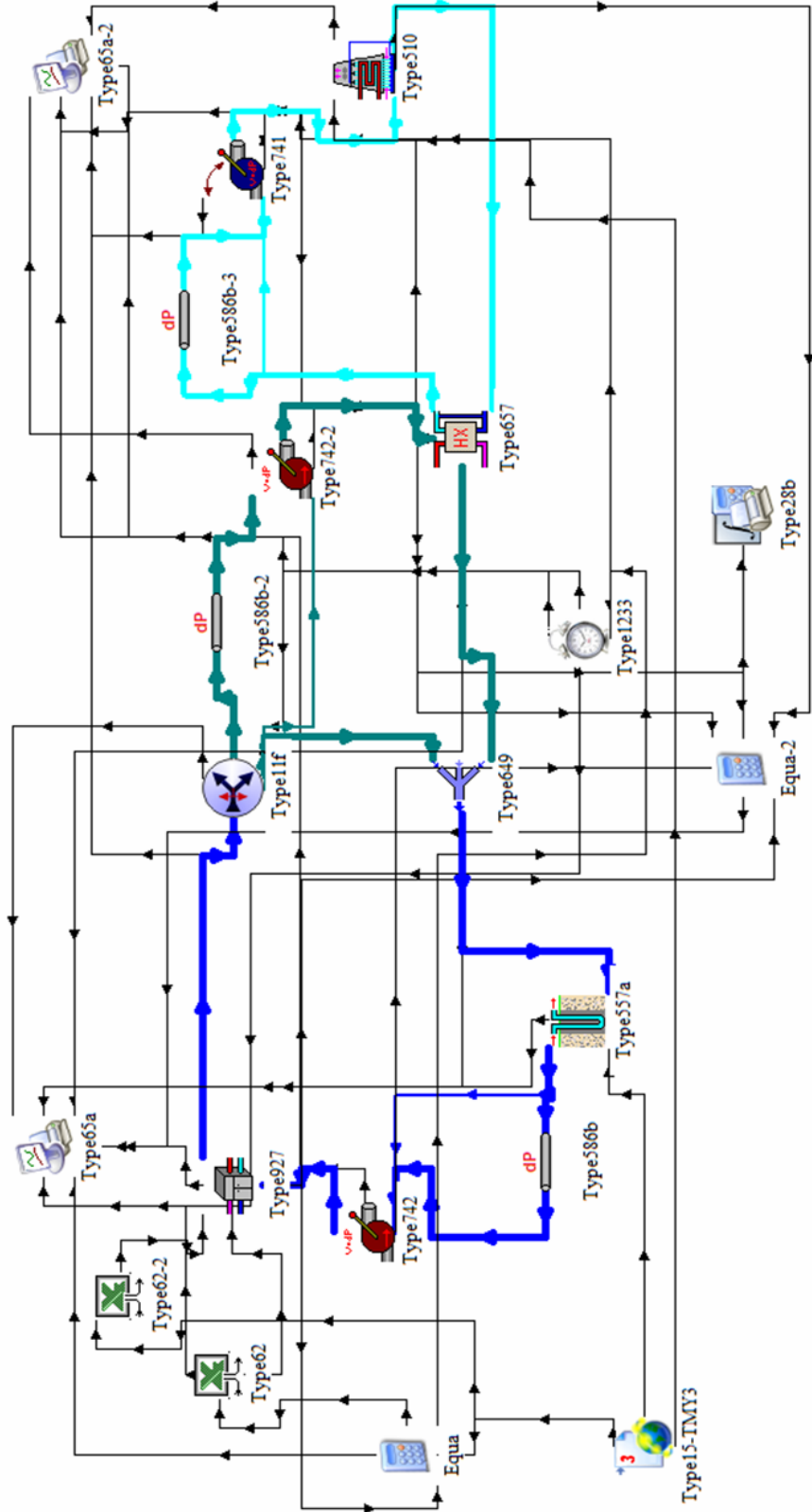
Με δεδομένη τη δυνατότητα να αναβαθμίσουμε το TRNSYS 16.1 σε TRNSYS 17 [5, 6], όλοι οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται στο αναβαθμισμένο περιβάλλον. Ωστόσο, για τη μείωση του απαιτούμενου υπολογιστικού χρόνου δημιουργούνται δύο trf αρχεία. Το πρώτο υπολογίζει τα φορτία του κτηρίου ενώ, το δεύτερο προσομοιώνει τη λειτουργία του υβριδικού συστήματος αβαθούς γεωθερμίας, λαμβάνοντας ως δεδομένα τα αποτελέσματα του πρώτου. Η συνολική ζήτηση για ψύξη την περίοδο μελέτης ανέρχεται σε  $74 \text{ kWh/m}^2$  και αποτελεί το 70% της ετήσιας ενεργειακής κατανάλωσης για ψύξη του κτηρίου. Το ψυκτικό φορτίο σχεδιασμού είναι  $70.3 \text{ kW}$ .

Στο Σχ. 1 απεικονίζεται η μοντελοποίηση του υβριδικού γεωθερμικού συστήματος. Το σύστημα χωρίζεται σε τρία επιμέρους κυκλώματα, τα οποία παρουσιάζονται με διαφορετικό χρώμα: το κύκλωμα των γεωεναλλακτών, που συνδέεται με τις αντλίες θερμότητας με μπλε, το κύκλωμα του εναλλάκτη θερμότητας, που παρεμβάλλεται ανάμεσα στο κύκλωμα των γεωεναλλακτών και αυτό του ψυκτικού πύργου, με πράσινο και το κύκλωμα του ψυκτικού πύργου με ανοιχτό γαλάζιο.



Το υβριδικό σύστημα σχεδιάζεται, ώστε να καλύπτει το μέγιστο ψυκτικό φορτίο κατά την περίοδο της αποκλειστικής ψύξης, δηλαδή από Ιούνιο έως και Σεπτέμβριο. Οι δύο αντλίες θερμότητας και ο ψυκτικός πύργος αποτελούν δεδομένα στην παρούσα μοντελοποίηση και έχουν επιλεγεί, ώστε να καλύπτουν την ψυκτική ζήτηση με συντελεστή ασφαλείας 20%. Το σύστημα διανομής της ψύξης δεν εξετάζεται.

Με χρήση του TRNOPT 17 [7] το σύστημα βελτιστοποιείται. Θεωρούνται ως παράμετροι η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού του εναλλάκτη θερμότητας, η παροχή του νερού ψυκτικού πύργου και η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον πύργο, με σκοπό την ελαχιστοποίηση του απαιτούμενου μήκους των γεωεναλλακτών. Ο Πίνακας 1 συνοψίζει τις κύριες παραμέτρους του βέλτιστου υβριδικού συστήματος στο οποίο θα εφαρμοσθούν οι στρατηγικές ελέγχου.



Σχ. 1. Προσομοίωση υβριδικού συστήματος αβαθούς γεωθερμίας με ψυκτικό πύργο κλειστού κυκλώματος με χρήση του TRNSYS 17.



**Πίνακας 1. Κύριες παράμετροι του βέλτιστου υβριδικού συστήματος στο οποίο θα εφαρμοσθούν οι στρατηγικές ελέγχου**

Παράμετρος	Τιμή
Αριθμός γεωτρήσεων	15
Βάθος γεωεναλλάκτη	130 m
Απόσταση γεωτρήσεων	4.5 m
Ακτίνα γεώτρησης	0.055 m
Παροχή αναφοράς γεωεναλλακτών	1032 kg/h
Εσωτερική διάμετρος του σωλήναU	0.0218 m
Εξωτερική διάμετρος του σωλήναU	0.0267 m
Βάθος κάτω από την επιφάνεια του εδάφους όπου βρίσκεται ο κεντρικός αγωγός τροφοδοσίας των γεωεναλλακτών	1 m
Όγκος θερμικής αποθήκευσης	34,164 m <sup>3</sup>
Θερμική αγωγιμότητα εδάφους	2.420 W/m K
Ογκομετρική θερμοχωρητικότητα εδάφους	2343 kJ/m <sup>3</sup> K
Αδιατάρακτη θερμοκρασία εδάφους	17 °C
Θερμική αγωγιμότητα ρευστοκονιάματος	1.51 W/m K
Θερμική αγωγιμότητα σωλήνα	0.4 W/m K
Ειδική θερμότητα του νερού τροφοδοσίας/ ζήτησης	4.19 kJ/ kg K
Πυκνότητα του νερού τροφοδοσίας/ ζήτησης	1000 kg/m <sup>3</sup>
Παροχή φορτίου	15,480 kg/h
Εκτιμώμενη ψυκτική ισχύς ανά αντλία θερμότητας	43kW
Εκτιμώμενη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ανά αντλία θερμότητας	8.98 kW
Εκτιμώμενη παροχή τροφοδοσίας/ ζήτησης ανά αντλία θερμότητας	4.3 L/s
Ολικός βαθμός απόδοσης των αντλιών κυκλοφορίας	0.6
Βαθμός απόδοσης του κινητήρα των αντλιών κυκλοφορίας	0.9
Αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη θερμότητας	0.65
Θερμοκρασία σχεδιασμού του νερού που εισέρχεται στον ψυκτικό πύργο	35 °C
Θερμοκρασία σχεδιασμού του νερού που εξέρχεται από τον ψυκτικό πύργο	29.44 °C



Παροχή σχεδιασμού νερού του ψυκτικού πύργου	7494 kg/h
Θερμοκρασία σχεδιασμού του αέρα περιβάλλοντος του ψυκτικού πύργου	35 °C
Θερμοκρασία σχεδιασμού υγρής σφαίρας ψυκτικού πύργου	25.56 °C
Παροχή σχεδιασμού αέρα του ψυκτικού πύργου	14,334 kg/h
Πίεση του αέρα του ψυκτικού πύργου σε συνθήκες σχεδιασμού	1 atm
Εκτιμώμενη ισχύς του ανεμιστήρα του ψυκτικού πύργου	2.24 kW
Περίοδος προσομοίωσης	15 έτη

### 3. Στρατηγικές ελέγχου

Οι στρατηγικές ελέγχου που εφαρμόζονται στην παρούσα προσομοίωση καθορίζουν πότε ο ψυκτικός πύργος κλειστού κυκλώματος θα είναι σε λειτουργία και πότε όχι. Αυτός ο πύργος χρησιμοποιείται για να ψύξει ένα ρευστό, στη συγκεκριμένη περίπτωση νερό, εξατμίζοντας νερό ακριβώς γύρω από τις σωληνώσεις που το περιέχουν. Το θερμό αυτό νερό είναι πλήρως απομονωμένο από το νερό που ψεκάζεται και εξατμίζεται στο ρεύμα αέρα προκειμένου να προσφέρει την επιθυμητή ψύξη.

Τρεις διαφορετικές στρατηγικές ελέγχου εξετάζονται, με σκοπό να ελαχιστοποιήσουν την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος κατά την περίοδο της αποκλειστικής ψύξης.

Η συνολική κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του υβριδικού συστήματος ορίζεται ως το άθροισμα πέντε όρων: της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνουν οι αντλίες θερμότητας, της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνουν οι αντλίες κυκλοφορίας του ρευστού (τρεις τιμές στην παρούσα προσομοίωση, μια ισοδύναμη για κάθε κύκλωμα) και την ηλεκτρική ενέργεια του ανεμιστήρα του ψυκτικού πύργου.

Εκτός από τις στρατηγικές ελέγχου, δύο άλλες ρυθμίσεις εφαρμόζονται στο κύκλωμα για να πετύχουν τον θερμοκρασιακό έλεγχο του κυκλώματος και τον έλεγχο των παροχών. Η πρώτη είναι ένα άνω όριο της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρεύματος του εναλλάκτη θερμότητας προς τους γεωεναλλάκτες:

$$T_{HEX,set} = 38^{\circ} C . \quad (1)$$



Η δεύτερη είναι μια επιθυμητή θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τον ψυκτικό πύργο και επιστρέφει στο κύκλωμα και την οποία ο πύργος προσπαθεί να επιτύχει:

$$T_{CT,set} = 28^{\circ} C . \quad (2)$$

Σύμφωνα με τη Στρατηγική Ελέγχου 1, ο ψυκτικός πύργος τίθεται σε λειτουργία όταν η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του νερού που εξέρχεται από τις αντλίες θερμότητας και της θερμοκρασίας υγρής σφαίρας του αέρα περιβάλλοντος υπερβαίνει μια ορισμένη τιμή:

$$\Delta T_1 = T_{source,out} - T_{wetbulb} > 10^{\circ} C . \quad (3)$$

Σύμφωνα με τη Στρατηγική Ελέγχου 2, ο ψυκτικός πύργος τίθεται σε λειτουργία όταν η θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τους γεωεναλλάκτες είναι μεγαλύτερη από μια συγκεκριμένη τιμή:

$$T_{GHE,out} > 28^{\circ} C . \quad (4)$$

Σύμφωνα με τη Στρατηγική Ελέγχου 3, ο ψυκτικός πύργος τίθεται σε λειτουργία όταν η θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τις αντλίες θερμότητας είναι μεγαλύτερη από μια συγκεκριμένη τιμή:

$$T_{source,out} > 32^{\circ} C . \quad (5)$$

Κάθε μια από τις παραπάνω στρατηγικές ελέγχου κανονικοποιείται ως προς τη θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από το θερμό ρεύμα του εναλλάκτη θερμότητας  $T_{HEX,hot,out}$  . Τα νέα όρια τιμών ελέγχου ορίζουν τρεις Νέες Στρατηγικές. Οι Εξισώσεις (3) έως (5) μετατρέπονται αντίστοιχα σε:

$$\frac{\Delta T_1}{T_{HEX,hot,out}} = \frac{T_{source,out} - T_{wetbulb}}{T_{HEX,hot,out}} > 0.3 \quad (6)$$

$$\frac{T_{GHE,out}}{T_{HEX,hot,out}} > 1.3 \quad (7)$$

$$\frac{T_{source,out}}{T_{HEX,hot,out}} > 1.3 \quad (8)$$

#### 4. Κύρια αποτελέσματα και συμπεράσματα

Από τις Στρατηγικές Ελέγχου που εξετάσθηκαν οι 1 και 3 δίνουν πολύ κοντινά αποτελέσματα, με τη Στρατηγική Ελέγχου 1 να δίνει τη μικρότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από τις τρεις. Για να επιβεβαιωθεί αυτό το συμπέρασμα, αξίζει να αναφερθεί ότι και σε προηγούμενες έρευνες στις οποίες εξετάστηκε αυτή η στρατηγική μαζί με άλλες έδωσε τα καλύτερα αποτελέσματα [8, 9].

Στο Σχ. 2 παρουσιάζεται η ολική κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργειας κατά την περίοδο αποκλειστικής ψύξης για ένα χρόνο λειτουργίας του υβριδικού γεωθερμικού συστήματος. Η συντεταγμένη του x-άξονα «Βέλτιστο Στρατηγικής» αναφέρεται στο σενάριο σύμφωνα με το οποιοδήποτε μήκος του γεωεναλλάκτη=130 m,  $T_{CT,set} = 28^{\circ}C$  και  $\dot{m}_{CT,set} = 3000kg/h$ , ενώ η συντεταγμένη «Βέλτιστο Νέας Στρατηγικής» αναφέρεται στο ίδιο σενάριο στο οποίο εφαρμόζονται οι Νέες Στρατηγικές Ελέγχου. Η Νέα Στρατηγική Ελέγχου 1 δίνει με διαφορά τη μικρότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από όλες τις εξεταζόμενες. Η τιμή αυτή είναι περίπου 28895 kW το χρόνο. Όλες οι Νέες Στρατηγικές Ελέγχου εμφανίζουν καλύτερα αποτελέσματα, δηλαδή μικρότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας σε σχέση με τις αρχικές. Το εύρος διακύμανσης των εξεταζόμενων τιμών ηλεκτρικής ενέργειας είναι μικρό και αυτό είναι λογικό, αφού αναφέρονται σε ένα ήδη βελτιστοποιημένο σύστημα.

Το Σχ. 3 δείχνει την κατανομή της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας για το βέλτιστο υβριδικό γεωθερμικό σύστημα που δημιουργείται και στο οποίο εφαρμόζονται η Στρατηγική Ελέγχου 1 και η Νέα Στρατηγική Ελέγχου 1 για την περίοδο αποκλειστικής ψύξης. Η κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργειας από τις αντλίες θερμότητας είναι η μεγαλύτερη από όλες και στα δύο διαγράμματα, ενώ η μείωση της ηλεκτρικής ενέργειας που δαπανούν οι κυκλοφορητές στο δεύτερο διάγραμμα είναι ενδεικτική της βελτίωσης της κυκλοφορίας των ρευστών στο κύκλωμα.

Στο Σχ. 4 απεικονίζονται οι συνθήκες λειτουργίας του βέλτιστου συστήματος κατά τη διάρκεια μιας πολύ θερμής εβδομάδας του Αυγούστου.

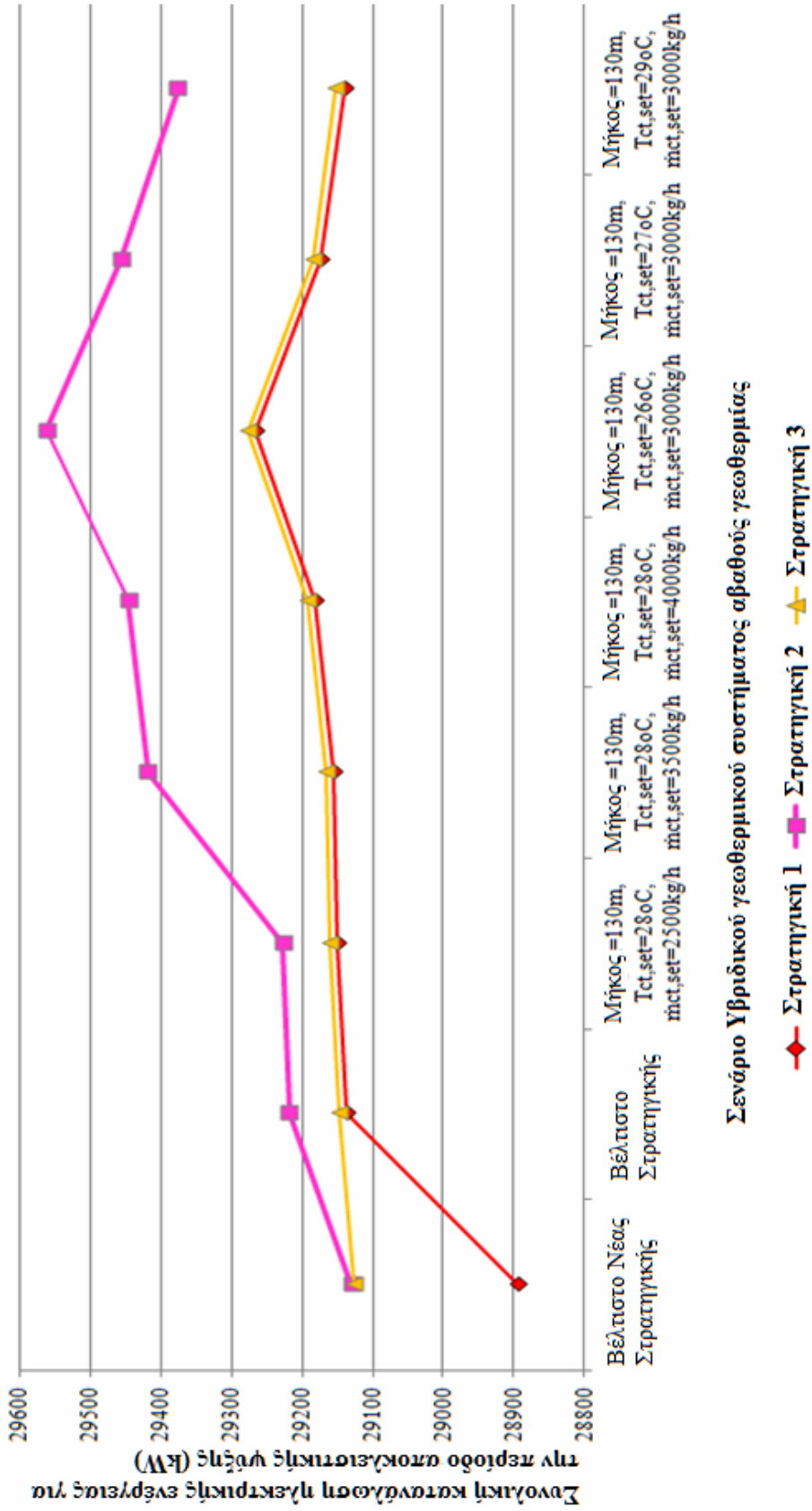
Η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του νερού που εισέρχεται και εξέρχεται από το γεωεναλλάκτη είναι περίπου  $2^{\circ}C$  υψηλότερη από αυτή που αναπτύσσεται στο κύκλωμα ζήτησης των αντλιών θερμότητας. Η θερμοκρασιακή διαφορά του νερού που εισέρχεται και εξέρχεται από τον ψυκτικό



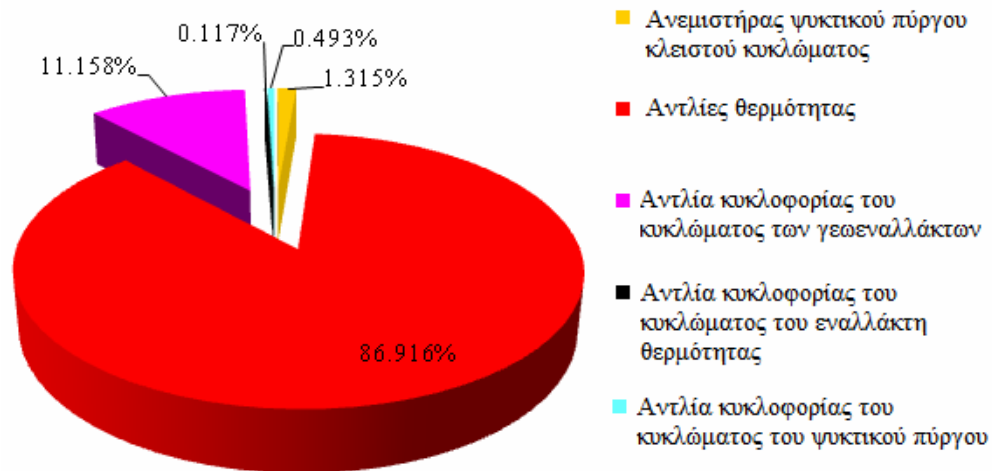


πύργο κλειστού κυκλώματος είναι κατά μέσο όρο  $6.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ενώ η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρεύματος του εναλλάκτη θερμότητας δεν καταφέρνει να διατηρηθεί κάτω από το όριο των  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$  τις τελευταίες εργάσιμες ημέρες της εβδομάδας.

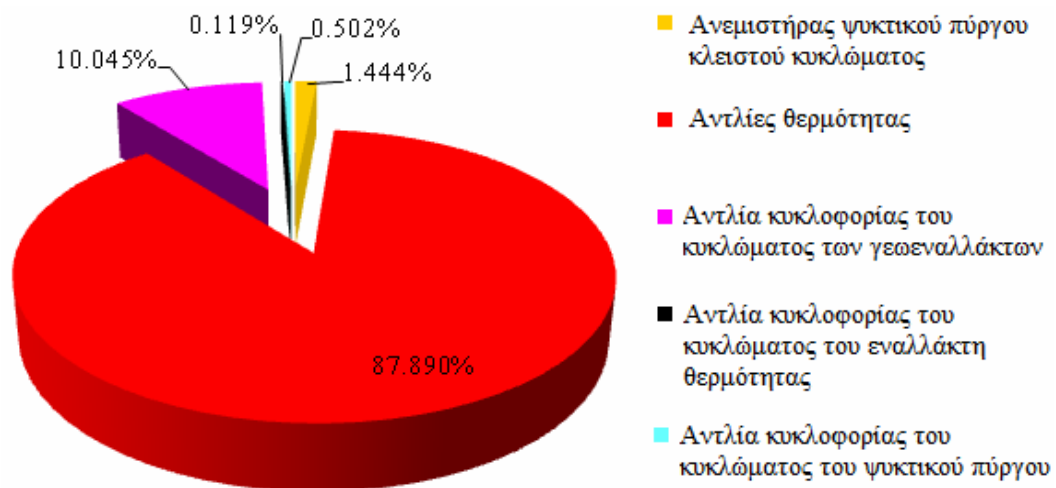
Παρά το γεγονός ότι σημαντικές παράμετροι, όπως η ψυκτική ικανότητα των αντλιών θερμότητας και του ψυκτικού πύργου έχουν θεωρηθεί δεδομένες, η μέθοδος βελτιστοποίησης που προτάθηκε μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καθοδήγηση σε μελλοντικές προσπάθειες ελέγχου και διαστασιολόγησης υβριδικών συστημάτων αυτής της κατηγορίας.



Σχ. 2. Συνολική ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την περίοδο της αποκλειστικής ψύξης.

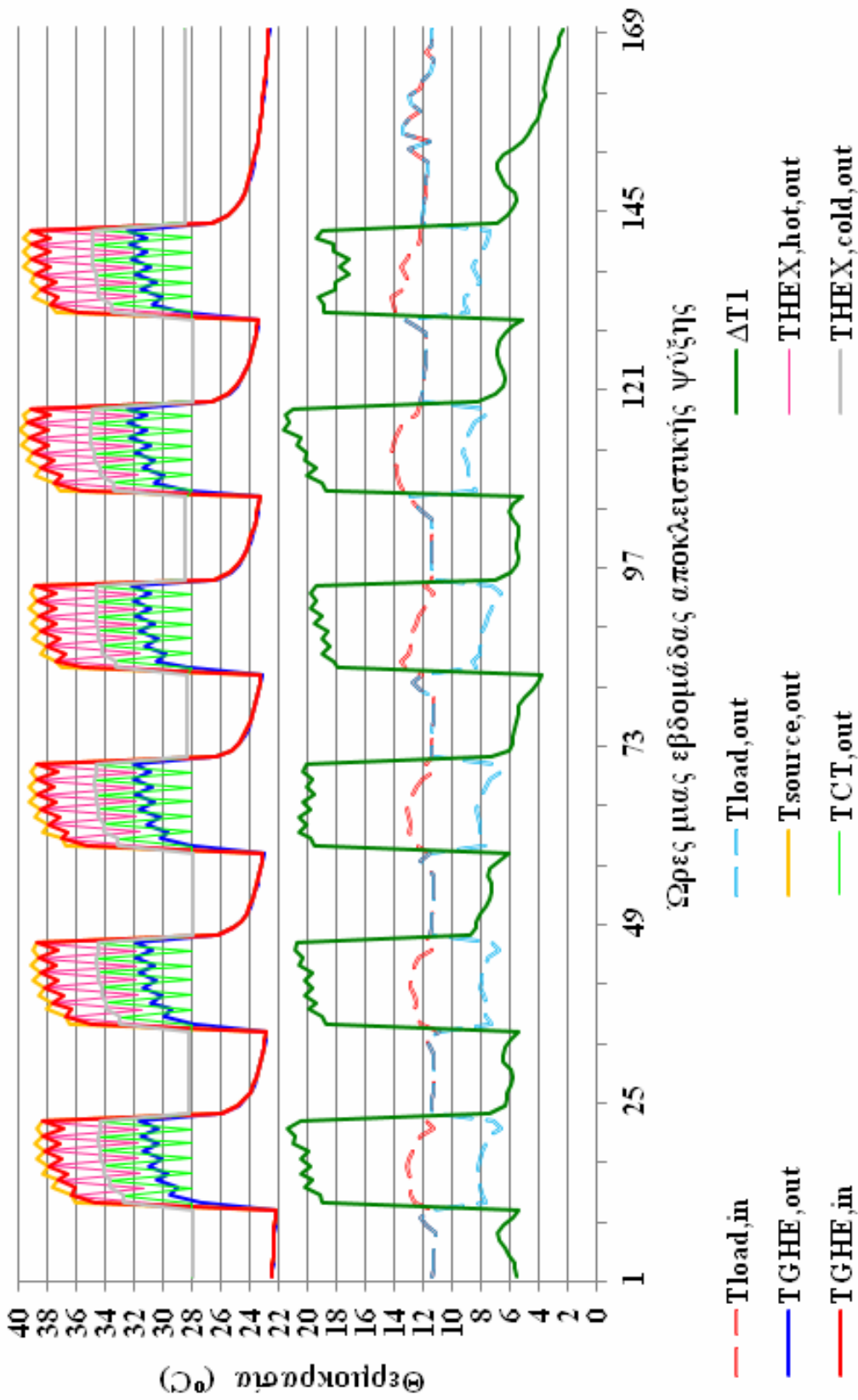


(α)



(β)

**Σχ. 3.** Κατανομή της συνολικής κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας του υβριδικού γεωθερμικού συστήματος για ένα χρόνο κατά την περίοδο της αποκλειστικής ψύξης, το οποίο ελέγχεται από τη Στρατηγική 1 (α), τη Νέα Στρατηγική 1 (β).



Σχ. 4. Κατανομή θερμοκρασιών στο υβριδικό σύστημα στο οποίο εφαρμόζεται η Νέα Στρατηγική Ελέγχου 1 για μία εβδομάδα λειτουργίας τον Αύγουστο.

## 5. Ορολογία

$T$	θερμοκρασία (°C)
<i>Δείκτες</i>	
CT	ψυκτικός πύργος
GHE	γεωεναλλάκτης
HEX	εναλλάκτης θερμότητας
<i>in , out</i>	είσοδος, έξοδος
<i>load , source</i>	πλευρά ζήτησης, τροφοδοσίας αντλιών θερμότητας
<i>set</i>	σημείο ρύθμισης ελέγχου
<i>wetbulb</i>	υγρή σφαίρα

## 6. Βιβλιογραφία

- [1] Meteonorm Software, v.6.1, **2010**.
- [2] TRNSYS Software, v.16.1, **2007**.
- [3] Προεδρικό Διάταγμα 100/2010. «Ενεργειακοί Επιθεωρητές Κτιρίων, Λεβήτων και Εγκαταστάσεων Θέρμανσης και Εγκαταστάσεων Κλιματισμού» (ΦΕΚ 177/Α/6.10.2010), **2010**.
- [4] Chou, S.K.; Wong, Y.W.; Chang, W.L.; Yap, C. Efficient energy performance of large commercial buildings in tropical climates. *Energy Conversion & Management*, **1994**, 35(9), 751-763.
- [5] TRNSYS Software, v.17, **2010**.
- [6] TESS Library, **2010**.
- [7] TRNOPT 17, **2010**
- [8] Yavuzturg, C.; Spitler, J.D. Comparative study to investigate operating and control strategies for Hybrid Ground Source Heat Pump Systems using a short time-step simulation model. *ASHRAE Transactions*, **2000**, 106(2), 192-209.
- [9] Thermal Energy Systems Specialists. *Hybrid Geothermal Heat Pumps at Fort Polk, Louisiana*, Final Report to Oak Ridge National Laboratory, **2005**