



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΗΛΙΟΘΕΡΜΙΚΟ
ΣΤΑΘΜΟ ΜΕ ΠΥΡΓΟ ΙΣΧΥΟΣ**

**HEAT STORAGE IN SOLAR POWER TOWER
WITH CENTRAL RECEIVER**

υπό
ΗΛΙΑ ΑΣΛΑΝΙΔΗ

Διπλωματική Εργασία

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους
των απαιτήσεων για την απόκτηση του
Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης

Βόλος, 2024

© 2024 ΗΛΙΑΣ ΑΣΛΑΝΙΔΗΣ

Η έγκριση της μεταπτυχιακής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων)	Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Δεύτερος Εξεταστής	Δρ. Παναγιώτης Τσιακάρας Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Τρίτος Εξεταστής	Δρ. Ολυμπία Ζώγου Μέλος ΙΔΑΧ, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση της μεταπτυχιακής διπλωματικής μου εργασίας, θα ήθελα να εκφράσω τις θερμές μου ευχαριστίες στον επιβλέπων καθηγητή μου κύριο Βαλουγεώργη Δημήτριο για τη διαρκή επιστημονική του καθοδήγηση, το αμείωτο ενδιαφέρον του και την αμέριστη κατανόηση που μου έδειξε τους τελευταίους μήνες. Επίσης, θέλω να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στην οικογένειά μου για την πολύπλευρη στήριξη που μου παρείχε καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΗΛΙΟΘΕΡΜΙΚΟ ΣΤΑΘΜΟ ΜΕ ΠΥΡΓΟ ΙΣΧΥΟΣ

ΑΣΛΑΝΙΔΗΣ ΗΛΙΑΣ

Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Τεχνολογίας Υπολογιστών, Πολυτεχνική Σχολή
Πανεπιστημίου Πατρών, 2020

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί μετάφραση στα ελληνικά του άρθρου [1] και παρουσιάζει μία ανασκόπηση των μεθοδολογιών σχεδίασης συστημάτων αποθήκευσης θερμικής σε ηλιοθερμικούς σταθμούς με πύργο ισχύος. Η αποθήκευση θερμικής ενέργειας αποτελεί βασικό συστατικό ενός σταθμού παραγωγής ενέργειας για τη βελτίωση της ικανότητας διανομής του. Παρότι έχουν γίνει πολλές αναφορές στα μέσα αποθήκευσης, ελάχιστες εστιάζουν στον σχεδιασμό τους και στους τρόπους ενσωμάτωσής τους στη μονάδα παραγωγής ενέργειας. Επίσης, γίνεται τεχνικοοικονομική ανάλυση των συστημάτων αποθήκευσης και καταγράφονται δεδομένα για τη θερμική και ενεργειακή τους απόδοση.

Abstract

This paper presents a review of thermal energy storage system design methodologies and the factors to be considered at different hierarchical levels for concentrating solar power (CSP) plants. Thermal energy storage forms a key component of a power plant for improvement of its dispatchability. Though there have been many reviews of storage media, there are not many that focus on storage system design along with its integration into the power plant. This paper discusses the thermal energy storage system designs presented in the literature along with thermal and exergy efficiency analyses of various thermal energy storage systems integrated into the power plant. Economic aspects of these systems and the relevant publications in literature are also summarized in this effort.

Πίνακας περιεχομένων

1.	Εισαγωγή.....	7
2.	Σχεδιασμός σε επίπεδο εγκαταστάσεων.....	11
2.1.	Συγκεντρωτικά ηλιοθερμικά συστήματα (CSP).....	11
2.2.	Ενσωμάτωση της αποθήκευσης θερμικής ενέργειας	11
2.2.1.	Εκτιμήσεις σχεδιασμού με αποθήκευση	14
2.3.	Βασικά συμπεράσματα	15
3.	Σχεδιασμός σε επίπεδο συστατικών στοιχείων	19
3.1.	Επιλογή μέσων αποθήκευσης.....	19
3.1.1.	Τύποι αποθήκευσης.....	19
3.1.2.	Σταθερότητα.....	23
3.1.3.	Χαρακτηρισμός υλικών	24
3.2.	Συμβατότητα των υλικών.....	25
3.3.	Εξαρτήματα δεξαμενής αποθήκευσης.....	26
3.4.	Ρευστά μεταφοράς θερμότητας	27
3.5.	Κόστος	27
3.6.	Εξέλιξη της τεχνολογίας αποθήκευσης.....	28
4.	Σχεδιασμός σε επίπεδο συστήματος	34
4.1.	Κατηγορίες συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (TES).....	34
4.1.1.	Συστήματα αποθήκευσης ενεργητικού τύπου	35
4.1.2.	Συστήματα αποθήκευσης παθητικού τύπου	37
4.1.3.	Συνδυαστικά συστήματα	40
4.2.	Θεωρητική ανάλυση των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (TES).....	41
4.2.1.	Συστήματα δύο δεξαμενών ενεργητικού τύπου.....	41
4.2.2.	Συσσωρευτές ατμού.....	42
4.2.3.	Συστήματα με ενσωματωμένες δομές μεταφοράς θερμότητας	43
4.2.4.	Συστήματα σταθερής κλίνης.....	45
4.3.	Ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας.....	47
4.3.1.	Εξεργειακή αποτελεσματικότητα συστημάτων TES	48
4.4.	Διαδικασίες βελτιστοποίησης για δεξαμενές αποθήκευσης θερμικής ενέργειας.....	53
4.5.	Τεχνικοοικονομική ανάλυση.....	54
4.6.	Αξιολόγηση κύκλου ζωής	55
4.7.	Μελέτη περίπτωσης.....	56
5.	Συμπεράσματα	76
6.	Αναφορές	78

1. Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί μετάφραση του άρθρου των S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman και El. K. Stefanakos με τίτλο Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants που δημοσιεύτηκε στο περιοδικό Progress in Energy and Combustion Science το 2013 [1].

Η συγκέντρωση της ηλιακής θερμικής ενέργειας, που παρουσιάζεται με τον ευρέως διαδεδομένο όρο CSP, είναι μοναδική μεταξύ των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, διότι παρόλο που είναι μεταβλητή, όπως τα φωτοβολταϊκά και η αιολική ενέργεια, μπορεί εύκολα να συνδυαστεί με την αποθήκευση της θερμικής ενέργειας (TES) καθώς και με συμβατικά καύσιμα, καθιστώντας την με αυτόν τον τρόπο εξαιρετικά διανεμητική. Τα τελευταία χρόνια έχουν γίνει πολλές βελτιώσεις σε μια προσπάθεια να γίνει η CSP πιο αποδοτική από πλευράς κόστους. Οι τρέχουσες ερευνητικές προσπάθειες αφορούν τον σχεδιασμό και τα υλικά των ανακλαστήρων και των συλλεκτών, την απορρόφηση και τη μεταφορά θερμότητας, την παραγωγή ενέργειας και τη θερμική αποθήκευση. Η αποθηκευτική ικανότητα αναμένεται να διαδραματίσει σημαντικό ρόλο στην υλοποίηση μονάδων CSP. Με τη σύνδεση της αποθήκευσης της θερμικής ενέργειας με τη μονάδα ηλιακής θερμικής ενέργειας, η θερμική ενέργεια μπορεί να αποθηκευτεί προκειμένου να χρησιμοποιηθεί σε μεταγενέστερο στάδιο για την κίνηση μιας μηχανής θερμότητας.

Η αποθήκευση θερμικής ενέργειας (TES) έχει πολλά πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τις μηχανικές ή χημικές τεχνολογίες αποθήκευσης. Η TES έχει γενικά χαμηλότερο κόστος κεφαλαίου σε σχέση με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης, αλλά την ίδια στιγμή και ιδιαίτερα υψηλές αποδόσεις λειτουργίας. Ένα πρωτότυπο σύστημα TES που ενσωματώθηκε στο έργο Solar Two στο Daggett της Καλιφόρνιας κατέδειξε απόδοση κυκλικής διαδρομής μεγαλύτερη από 97%, [2-3] η οποία ορίστηκε ως ο λόγος της ενέργειας που εκλύεται προς την ενέργεια που αποθηκεύεται στο σύστημα TES. Το σύστημα θερμικής αποθήκευσης στις παραπάνω αναφορές ήταν ένα σύστημα δύο δεξαμενών σχεδιασμένο να παρέχει θερμική ενέργεια σε πλήρη ονομαστική λειτουργία της ατμογεννήτριας για τρεις ώρες στις καθορισμένες θερμοκρασίες θερμού και ψυχρού άλατος 565 °C και 288 °C, αντίστοιχα. Έτσι, μετά τον πρώτο κύκλο, το αλάτι από την ψυχρή δεξαμενή θερμαίνεται από τους 288 °C στη θερμοκρασία της θερμής δεξαμενής των 565 °C κατά τη διάρκεια της φόρτισης και η διαδικασία αντιστρέφεται κατά την εκφόρτιση. Οι μόνες απώλειες είναι προς το περιβάλλον μέσω της μόνωσης, οι οποίες μπορούν να περιοριστούν με βάση την ποσότητα και την ποιότητα της μόνωσης, γεγονός που είναι ο λόγος για τις πολύ υψηλές αποδόσεις κυκλικού ταξιδιού που αναφέρθηκαν παραπάνω. Αναφορά στις αποδόσεις του συστήματος TES γίνεται στην ενότητα 4.

Ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας αποτελείται κυρίως από τρία μέρη, το μέσο αποθήκευσης, το μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας και το σύστημα συγκράτησης. Το μέσο αποθήκευσης θερμικής ενέργειας αποθηκεύει τη θερμική ενέργεια είτε με τη μορφή αισθητής θερμότητας, λανθάνουσας θερμότητας σύντηξης ή εξάτμισης, είτε με τη μορφή αντιστρεπτών χημικών αντιδράσεων. Σήμερα, τα υλικά αισθητής θερμότητας με τη μορφή συνθετικού πετρελαίου και τηγμένου άλατος είναι τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα υλικά αποθήκευσης σε συστήματα CSP μεγάλης κλίμακας (βλ. Πίνακα 2), ενώ τα συστήματα που χρησιμοποιούν λανθάνουσα θερμότητα, θερμοχημικά και άλλα υλικά αισθητής θερμότητας εξακολουθούν να αναπτύσσονται. Σκοπός του μηχανισμού μεταφοράς ενέργειας είναι η παροχή ή η εξαγωγή θερμότητας από το μέσο αποθήκευσης. Το σύστημα συγκράτησης συγκρατεί το μέσο αποθήκευσης καθώς και τον εξοπλισμό μεταφοράς ενέργειας και μονώνει το

σύστημα από το περιβάλλον. Ανάλογα με τον τύπο αποθήκευσης, υπάρχουν διάφορες απαιτήσεις που πρέπει να ληφθούν υπόψη για να εξασφαλιστεί η βέλτιστη αποθήκευση, δυναμική και μακροζωία. Οι απαιτήσεις αυτές έχουν προσδιοριστεί ως εξής [1]:

1. Υψηλή πυκνότητα ενέργειας στο υλικό αποθήκευσης
2. Ικανοποιητική μεταφορά θερμότητας μεταξύ του ρευστού μεταφοράς θερμότητας (HTF) και του μέσου αποθήκευσης
3. Μηχανική και χημική σταθερότητα του μέσου αποθήκευσης
4. Χημική συμβατότητα μεταξύ HTF, εναλλάκτη θερμότητας και μέσου αποθήκευσης
5. Πλήρης αντιστρεψιμότητα για μεγάλο αριθμό κύκλων φόρτισης/εκφόρτισης
6. Χαμηλές θερμικές απώλειες
7. Χαμηλό κόστος
8. Χαμηλές περιβαλλοντικές επιπτώσεις.

Τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας πρέπει να σχεδιάζονται ώστε να πληρούν ορισμένα κριτήρια, τα οποία εξαρτώνται από τον τύπο, το μέγεθος και τον σχεδιασμό του σταθμού CSP. Τα κριτήρια αυτά μπορούν να συνοψιστούν ως εξής:

1. Ονομαστική θερμοκρασία και πτώση ειδικής ενθαλπίας στο φορτίο (πλευρά εκκένωσης και μετατροπής)
2. Μέγιστο φορτίο
3. Επιχειρησιακή στρατηγική, και
4. Ενσωμάτωση στην μονάδα CSP

Όλες αυτές οι απαιτήσεις και τα κριτήρια πρέπει να λαμβάνονται υπόψη όταν αποφασίζεται ο τύπος και ο σχεδιασμός του συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας.

Η παρούσα διπλωματική εργασία θα εστιάσει στην ανασκόπηση των διαφόρων εννοιών αποθήκευσης θερμικής ενέργειας που υπάρχουν στη βιβλιογραφία και οι οποίες χρησιμοποιούνται ή μπορούν να χρησιμοποιηθούν για μονάδες CSP. Για τον πρακτικό σχεδιασμό μιας μονάδας CSP με αποθήκευση, προηγούνται οι στρατηγικές και οι σχεδιαστικές εκτιμήσεις σε επίπεδο μονάδας, ακολουθεί η επιλογή του υλικού αποθήκευσης και ο σχεδιασμός των εξαρτημάτων που περιλαμβάνουν τα υλικά αποθήκευσης, και ο σχεδιασμός του συστήματος που αποτελείται από δεξαμενές αποθήκευσης, εναλλάκτες θερμότητας, σωληνώσεις και αντλίες, αντίστοιχα, που πληρούν τις απαιτήσεις της μονάδας παραγωγής ενέργειας. Ο συνολικός σχεδιασμός του συστήματος TES περιλαμβάνει ζητήματα απόδοσης, χώρου και κόστους. Ως εκ τούτου, η παρούσα ανασκόπηση του TES βασίζεται στις ανωτέρω εκτιμήσεις ως εξής:

1. Επίπεδο μονάδας: Αυτό το επίπεδο σχεδιασμού επικεντρώνεται στις συνολικές απαιτήσεις της μονάδας CSP, στη στρατηγική σχεδιασμού για την ικανοποίηση των απαιτήσεων της μονάδας, στην ενσωμάτωση του συστήματος TES καθώς και στην ικανότητά του να είναι συμβατό με τις άλλες μονάδες/συστήματα του συστήματος ηλεκτροπαραγωγής. Σε μια μονάδα CSP πρέπει να ληφθεί υπόψη η ανάπτυξη μιας στρατηγικής σχεδιασμού και λειτουργίας για την ικανοποίηση των απαιτήσεων της μονάδας. Για παράδειγμα, η μακροπρόθεσμη έναντι της βραχυπρόθεσμης αποθήκευσης, ο αριθμός των ωρών αποθήκευσης, οι ρυθμοί φόρτισης/εκφόρτισης και ο τρόπος ενσωμάτωσης της αποθήκευσης με το ηλιακό σύστημα συλλογής από τη μία πλευρά και το μπλοκ ισχύος από την άλλη. Αυτό το επίπεδο σχεδιασμού μελετάται πριν από την έναρξη οποιουδήποτε σχεδιασμού σε επίπεδο συστήματος ή εξαρτημάτων. Ως εκ τούτου, εξετάζονται πρώτα οι εκτιμήσεις σε επίπεδο εγκατάστασης και στη συνέχεια οι εκτιμήσεις σε επίπεδο εξαρτημάτων και σε επίπεδο συστήματος.

2. Επίπεδο εξαρτημάτων: Αυτό το επίπεδο σχεδιασμού αφορά την επιλογή των βασικών εξαρτημάτων που χρησιμοποιούνται για τη διαμόρφωση του συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, συμπεριλαμβανομένου του υλικού αποθήκευσης, και της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του υλικού αποθήκευσης και του HTF.

3. Επίπεδο συστήματος: Ο σχεδιασμός του συστήματος TES επικεντρώνεται στην ενσωμάτωση εξαρτημάτων όπως δεξαμενές αποθήκευσης, αντλίες και μετατροπείς θερμότητας, καθώς και ελέγχους για τις λειτουργίες φόρτισης και εκφόρτισης, μειώνοντας τις απώλειες σε επίπεδο συστήματος, βελτιώνοντας την απόδοση και το κόστος του συστήματος.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία θα παρουσιαστούν οι τρέχουσες επιλογές που είναι διαθέσιμες σε κάθε ένα από αυτά τα επίπεδα και θα δοθεί έμφαση στις απαιτήσεις που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη σε κάθε επίπεδο για το σχεδιασμό ενσωμάτωσης μονάδας θερμικής αποθήκευσης σε μονάδα παραγωγής ενέργειας από CSP (Σχήμα 1).

Ο σχεδιασμός περιλαμβάνει τις εκτιμήσεις για τα φορτία, την αναντιστοιχία μεταξύ των φορτίων και των διαθέσιμων πόρων, τη λειτουργική στρατηγική, τη διαθεσιμότητα χώρου για την αποθήκευση, το απαιτούμενο μέγεθος του ηλιακού πεδίου, το κόστος κεφαλαίου, τις επιπτώσεις του στο ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας (LCOE) και την απόδοση της επένδυσης (ROI). Αυτές οι εκτιμήσεις καθορίζουν τη χωρητικότητα του απαιτούμενου συστήματος TES, η οποία ορίζεται από την ποσότητα ενέργειας που μπορεί να αποθηκευτεί σε kWh_{th} (θερμική) και ο μέγιστος ρυθμός με τον οποίο μπορεί να εκφορτιστεί η ενέργεια (kW_{th}). Οι εκτιμήσεις σε επίπεδο μονάδας, συμπεριλαμβανομένων των απαιτούμενων θερμοκρασιών και ρυθμών μεταφοράς ενέργειας για το μπλοκ ισχύος, καθώς και των πιθανών θερμοκρασιών και ρυθμών μεταφοράς ενέργειας από το ηλιακό πεδίο, βοηθούν στον καθορισμό του τύπου αποθήκευσης (αισθητή θερμότητα, λανθάνουσα θερμότητα, θερμοχημική), ο οποίος στη συνέχεια οδηγεί στην επιλογή του υλικού αποθήκευσης. Η επιλογή του υλικού αποθήκευσης βασίζεται σε χαρακτηριστικά όπως η ενεργειακή πυκνότητα, οι ρυθμοί φόρτισης και εκφόρτισης, η κυκλική διάρκεια ζωής, η σταθερότητα, η συμβατότητα μεταξύ του μέσου αποθήκευσης και του ρευστού μεταφοράς θερμότητας, το κόστος και η διαθεσιμότητα. Για την ενσωμάτωση μιας μονάδας αποθήκευσης σε έναν ηλιακό σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, πρέπει να ληφθεί υπόψη ο σχεδιασμός του ηλιακού πεδίου και το μπλοκ ισχύος.

Πίνακας 1: Περιγραφή και βαθμός ανάπτυξης των τεχνολογιών συγκεντρωμένων ηλιοθερμικών συστημάτων

	Parabolic trough	Solar tower	Linear Fresnel	Dish-Stirling
Maturity of technology	Commercially proven	Pilot Plants, commercial projects under construction	Pilot projects	Demonstration projects
Key technology providers	Abengoa Solar, Sener Group, Acciona, Siemens, NextEra, ACS, SAMCA, etc.	Abengoa Solar, BrightSource Energy, eSolar, SolarReserve, Torresol, SunBorne Energy	Novatec Solar, Areva	
Technology development risk	Low	Medium	Medium	Medium
Operating temperature of solar field (°C)	290–550	250–650	250–390	550–750
Plant peak efficiency (%)	14–20	23–35 ^a	~18	~30
Annual solar-to-electricity efficiency (net) (%)	11–16	7–20	13	12–25
Annual capacity factor (%)	25–28 (no TES) 29–43 (7 h TES)	55 (10 h TES)	22–24	25–28
Collector concentration	70–80 suns	>1000 suns	>60 suns (depends on secondary reflector)	>1300 suns
Receiver/absorber	Absorber attached to collector, moves with collector, complex design	External surface or cavity receiver, fixed	Fixed absorber, no evacuation, secondary reflector	Absorber attached to collector, moves with collector
Storage system	Indirect 2-tank molten salt at 380 °C ($\Delta T = 100$ °C) or Direct 2-tank molten salt at 550 °C ($\Delta T = 300$ °C)	Direct 2-tank molten salt at 550 °C ($\Delta T = 300$ °C)	Short-term pressurized steam storage (<10 min)	No storage, chemical storage under development
Grid stability	Medium to high (TES or hybridization)	High (large TES)	Medium (back-up firing possible)	Low
Cycle	Superheated steam Rankine	Superheated steam Rankine	Saturated steam Rankine	Stirling
Steam conditions (°C/bar)	380 to 540/100	540/100 to 160	260/50	n.a.
Water requirement (m ³ /MWh)	3 (wet cooling) 0.3 (dry cooling)	2–3 (wet cooling) 0.25 (dry cooling)	3 (wet cooling) 0.2 (dry cooling)	0.05–0.1 (mirror washing)
Suitability for air cooling	Low to good	Good	Low	Best
Storage with molten salt	Commercially available	Commercially available	Possible, but not proven	Possible, but not proven

^a Upper limit for solar tower with combined cycle turbine. Adapted from Ref. [8] and updated.

2. Σχεδιασμός σε επίπεδο εγκαταστάσεων

2.1. Συγκεντρωτικά ηλιοθερμικά συστήματα (CSP)

Οι μονάδες CSP συγκεντρώνουν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία για τη θέρμανση ενός ρευστού (που συνήθως ονομάζεται ρευστό μεταφοράς θερμότητας - HTF) και την παραγωγή ατμού (ή ατμού άλλου εργαζόμενου ρευστού). Το εργαζόμενο ρευστό κινεί έναν κινητήρα (ατμοστρόβιλος, μηχανή Stirling κ.λπ.) που συνδέεται με μια γεννήτρια, παράγοντας ηλεκτρική ενέργεια. Υπάρχουν τέσσερις βασικοί τύποι τεχνολογιών CSP: παραβολικές γούρνες, πύργοι κεντρικού δέκτη (επίσης γνωστοί ως πύργοι ισχύος), συστήματα παραβολικού πιάτου-μηχανής Stirling και γραμμικοί ανακλαστήρες Fresnel, οι οποίοι μπορούν να ενσωματωθούν με θερμική αποθήκευση, αν και το σύστημα πιάτου απαιτεί ειδικό σχεδιασμό. Στο Σχήμα 2 παρουσιάζονται ορισμένες λεπτομέρειες για τα στοιχεία των τριών κύριων τμημάτων μιας μονάδας CSP: Το ηλιακό, το πεδίο, η θερμική αποθήκευση και το μπλοκ ισχύος.

Ο πίνακας 1 παρέχει μια σύγκριση των κύριων χαρακτηριστικών των τεχνολογιών CSP.

2.2. Ενσωμάτωση της αποθήκευσης θερμικής ενέργειας

Τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας μειώνουν την αναντιστοιχία μεταξύ της παροχής ενέργειας από τον ήλιο και της ζήτησης ενέργειας [1]. Ανάλογα με τη διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας κατά τη διάρκεια της ημέρας και του έτους, καθώς και τη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας, τα συστήματα TES μπορούν να ενσωματωθούν ώστε να εκτελούν μία ή περισσότερες από τις ακόλουθες λειτουργίες:

1. **Απομόνωση.** Η νεφοκάλυψη ή οι περίοδοι κακοκαιρίας αναγκάζουν τον στροβιλοπαραγωγό σε μεταβατική λειτουργία, μειώνοντας έτσι την απόδοση του στροβίλου λόγω απωλειών εκκίνησης. Αν και τα ρευστά μεταφοράς θερμότητας (HTF) έχουν κάποια θερμική αδράνεια που βοηθά τη μονάδα να "ξεπεράσει" τις σύντομες περιόδους συννεφιάς [9], οι εμπειρίες με εγκαταστάσεις μεγάλης κλίμακας έχουν δείξει ότι μπορεί να μην είναι επαρκής για να αποτρέψει τη διακοπή λειτουργίας του στροβίλου [10]. Η προσθήκη ενός συστήματος αποθήκευσης μικρής δυναμικότητας μπορεί να συμβάλει στην άμβλυνση των σύντομων διακυμάνσεων της ηλιακής ακτινοβολίας

2. **Προσαρμογή φόρτισης - εκφόρτισης.** Η αιχμή της ζήτησης ισχύος μπορεί να μην συμπίπτει με την αιχμή της ηλιακής ακτινοβολίας. Ένα σύστημα TES μπορεί να βελτιώσει τη δυνατότητα κατανομής μιας μονάδας συλλέγοντας ενέργεια από το ηλιακό πεδίο κατά τις ώρες εκτός αιχμής, όπως τις πρωινές ώρες, και στη συνέχεια εκφορτίζει ενέργεια κατά τις ώρες αιχμής που μπορεί να παρέχει υψηλότερες τιμές ηλεκτρικής ενέργειας [1].

3. **Βελτίωση του ετήσιου συντελεστή δυναμικότητας.** Ο συντελεστής δυναμικότητας ενός σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι μια παράμετρος απόδοσης που συγκρίνει την καθαρή ηλεκτρική ενέργεια που παραδίδεται από τον σταθμό με την ενέργεια που θα μπορούσε να είχε παραχθεί υπό συνεχή λειτουργία πλήρους ισχύος κατά την ίδια χρονική περίοδο. Δεδομένου ότι η ηλιακή ενέργεια είναι διαθέσιμη μόνο κατά τη διάρκεια ενός μέρους της ημέρας, ένας ηλιακός σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας χωρίς αποθήκευση έχει πολύ χαμηλό συντελεστή δυναμικότητας. Ένα σύστημα TES μπορεί να επιτρέψει σε μια μονάδα να λειτουργεί όταν ο ήλιος δεν είναι διαθέσιμος και, αν είναι αρκετά μεγάλο, η μονάδα μπορεί να λειτουργεί ακόμα και για 24 ώρες. Όπως φαίνεται στον Πίνακα 1, επτά ώρες αποθήκευσης μπορούν να αυξήσουν τον συντελεστή δυναμικότητας ή το ηλιακό κλάσμα από ένα τυπικό 25 έως 28% σε 43%. Τα συστήματα αποθήκευσης που προορίζονται για αυτή τη χρήση θα

απαιτούσαν μεγαλύτερο ηλιακό πεδίο από ό,τι απαιτείται για εγκαταστάσεις χωρίς αποθήκευση [1].

Ένα σύστημα TES πρέπει να λειτουργεί σε συνδυασμό τόσο με το ηλιακό πεδίο όσο και με το μπλοκ ισχύος. Λεπτομερή μοντέλα αυτών των τριών υποσυστημάτων ενσωματώνονται συχνά σε μια προσομοίωση προκειμένου να προβλεφθεί και να βελτιωθεί η στρατηγική λειτουργίας και η απόδοση των μονάδων CSP [11-13]. Οι στρατηγικές λειτουργίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης, αυξάνοντας έτσι την ηλεκτρική παραγωγή της μονάδας, η οποία βελτιώνει την οικονομική της αξία [14]. Για τη λήψη επενδυτικών αποφάσεων σχετικά με την CSP και την ενσωμάτωση θερμικής αποθήκευσης, είναι απαραίτητο να αξιολογούνται οι συμβιβασμοί μεταξύ της ετήσιας ηλεκτρικής παραγωγής, του πρόσθετου κόστους κεφαλαίου, του LCOE και της αξίας του χρόνου χρήσης της ηλεκτρικής ενέργειας [13-15]. Συνεπώς, είναι σημαντικό να μελετηθούν τόσο οι τεχνικές όσο και οι οικονομικές πτυχές της CSP.

Ένα σύστημα CSP χρησιμοποιεί συμβατικούς θερμοδυναμικούς κύκλους ισχύος και, ως εκ τούτου, η απόδοση του μπλοκ ισχύος εξαρτάται κυρίως από τη θερμοκρασία λειτουργίας. Η ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από μια μονάδα εξαρτάται από την ετήσια άμεση κανονική ηλιακή ακτινοβολία (MWh/m^2) που είναι διαθέσιμη στη μονάδα, την ετήσια απόδοση συλλογής ηλιακού πεδίου, τις θερμικές απώλειες και την καθαρή απόδοση του κύκλου ισχύος μαζί με την απόδοση της αποθήκευσης όταν χρησιμοποιείται [13-16]. Η απόδοση ενός ηλιακού συλλεκτικού πεδίου ορίζεται ως ο λόγος της χρήσιμης θερμικής ενέργειας που συλλέγεται προς την προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια. Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ισχύος είναι ο λόγος της καθαρής ισχύος που εξάγεται προς την εισερχόμενη θερμότητα. Ο βαθμός απόδοσης της μονάδας TES ορίζεται με διάφορους τρόπους ανάλογα με τον τύπο αποθήκευσης και θα συζητηθεί στην ενότητα 4, η οποία ασχολείται με τα ζητήματα σχεδιασμού μιας μονάδας TES.

Η ποσότητα θερμότητας Q που απαιτείται για τη λειτουργία του μπλοκ ισχύος εξαρτάται από την απόδοση του κύκλου ισχύος, η_{cycle} [12]:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{W}}{\eta_{cycle}} \quad (1)$$

Οι ονομαστικές θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ηλιακού πεδίου, οι οποίες εξαρτώνται από την τεχνολογία CSP και τον τύπο του HTF που χρησιμοποιείται, καθώς και ο ρυθμός ροής μάζας του HTF καθορίζουν τη θερμότητα που παρέχεται από το ηλιακό πεδίο [12].

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HTF} C_{HTF,ave} (T_{HTF,out} - T_{HTF,in}) \quad (2)$$

Η ειδική θερμότητα θεωρείται ότι μεταβάλλεται γραμμικά με την θερμοκρασία του HTF, επομένως μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια μέση τιμή [12]. Ο ρυθμός ροής μάζας του HTF ρυθμίζεται καθ' όλη τη διάρκεια της ημέρας για να προσαρμοστεί στην κατάσταση λειτουργίας της μονάδας, π.χ. αναμονή, προθέρμανση και κανονική λειτουργία [16], και για να εξασφαλιστεί ότι το ρευστό παραμένει εντός του εύρους θερμοκρασίας σχεδιασμού.

Η θερμοκρασία εξόδου HTF από το ηλιακό πεδίο καθορίζει επίσης τη θερμοκρασία φόρτισης του συστήματος αποθήκευσης. Μία από τις πρωταρχικές απαιτήσεις για την επιλογή ενός κατάλληλου συστήματος αποθήκευσης είναι η ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας HTF του ηλιακού πεδίου. Στις πρόσθετες απαιτήσεις περιλαμβάνονται η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται από τη μονάδα, ο επιθυμητός τρόπος λειτουργίας του συστήματος

αποθήκευσης, ο τρόπος με τον οποίο το σύστημα αποθήκευσης θα ενσωματωθεί στο ηλιακό πεδίο και το μπλοκ ισχύος και το μέγεθος του ηλιακού πεδίου [17]. Για επίδειξη, στο Σχήμα 3 παρουσιάζεται το σχηματικό διάγραμμα ενός σύγχρονου συστήματος TES δύο δεξαμενών λιωμένου άλατος τελευταίας τεχνολογίας, το οποίο ενσωματώνεται σε μια μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παραβολικής γούρνας με το συμβατικό ρευστό μεταφοράς θερμότητας [2]. Η μονάδα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας φορτίζεται με τη λήψη θερμού ρευστού μεταφοράς θερμότητας πετρελαίου (HTF) (με ονομαστική θερμοκρασία σχεδιασμού 393°C) από το ηλιακό πεδίο και τη διοχέτευσή του μέσω εναλλακτών θερμότητας πετρελαίου προς αλάτι. Λιωμένο αλάτι θερμοκρασίας 292°C λαμβάνεται από τη δεξαμενή ψυχρής αποθήκευσης και ρέει αντίθετα από τους εναλλάκτες θερμότητας για να επιτευχθεί μέγιστη θερμοκρασία αποθήκευσης 385°C. Το θερμαινόμενο ρευστό αποθηκεύεται στη δεξαμενή θερμής αποθήκευσης. Όταν απαιτείται η αποθηκευμένη ενέργεια, το σύστημα λειτουργεί απλά αντίστροφα για να θερμάνει το HTF, το οποίο παράγει ατμό για τη λειτουργία του σταθμού παραγωγής ενέργειας. Σε αυτό το σενάριο, το εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας του συστήματος αποθήκευσης κυμαίνεται μεταξύ 292°C και 385°C και το σύστημα αποθήκευσης βασίζεται στην εξαναγκασμένη συναγωγή για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του HTF και ενός υγρού μέσου. Το ρευστό αποθήκευσης πρέπει να έχει θερμοκρασία στερεοποίησης που είναι ασφαλώς χαμηλότερη από τη χαμηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος αποθήκευσης και θερμοκρασία αποσύνθεσης.

Όταν η αποθηκευμένη ενέργεια είναι απαραίτητη, το σύστημα απλά λειτουργεί αντίστροφα για να θερμάνει το HTF, το οποίο παράγει ατμό για να λειτουργήσει τη μονάδα ηλεκτροπαραγωγής. Σε αυτό το σενάριο, το εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας του συστήματος αποθήκευσης είναι μεταξύ 292°C και 385°C και το σύστημα αποθήκευσης βασίζεται στην εξαναγκασμένη συναγωγή για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του HTF και ενός υγρού μέσου. Το ρευστό αποθήκευσης πρέπει να έχει σταθερή θερμοκρασία που είναι ασφαλώς κάτω από τη χαμηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος αποθήκευσης και θερμοκρασία αποσύνθεσης/διάσπασης, η οποία βρίσκεται με ασφάλεια πάνω από την υψηλότερη θερμοκρασία του συστήματος αποθήκευσης. Το μέγεθος του ηλιακού πεδίου πρέπει να αυξηθεί έτσι ώστε να μπορεί να φορτίσει το σύστημα αποθήκευσης, ενώ παρέχει θερμική ενέργεια στο μπλοκ ισχύος. Ο αριθμός των ωρών που μπορεί να παρέχει το σύστημα αποθήκευσης εξαρτάται από το εύρος θερμοκρασίας του συστήματος αποθήκευσης, την ποσότητα του υλικού που υπάρχει στο σύστημα αποθήκευσης, καθώς και τις θερμικές ιδιότητες του υλικού, και την ενεργειακή απαίτηση του μπλοκ ισχύος, βάσει της εξίσωσης (1).

Σε μια προσπάθεια αξιολόγησης της απόδοσης και των συμβιβασμών μεταξύ του κόστους, της απόδοσης και των οικονομικών παραμέτρων ενός σταθμού παραβολικής γούρνας που χρησιμοποιεί το σχεδιασμό TES δύο δεξαμενών, οι Price και Kearney [13] παρουσίασαν ένα μοντέλο προσομοίωσης σε υπολογιστή και συνέκριναν την ετήσια απόδοση ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής 50 MW_e με βάση την παραβολική γούρνα με 6 ώρες θερμικής αποθήκευσης και χωρίς θερμική αποθήκευση. Η μελέτη αποκάλυψε ότι η προσθήκη ενός συστήματος TES θα είχε ως αποτέλεσμα τα εξής:

1. Λαμβάνοντας υπόψη τις αποδόσεις όλων των στοιχείων της μονάδας, το TES μπορεί να βελτιώσει την ετήσια απόδοση από ηλιακή σε ηλεκτρική ενέργεια (13,2% έναντι 12,4%), αν και μειώνει ελαφρώς την απόδοση του κύκλου ατμού (37,5% έναντι 37,9%) λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών ατμού που εμφανίζονται κατά τη χρήση του TES. Οι δύο κύριοι

λόγοι για την αυξημένη ετήσια απόδοση ήταν (α) η πολύ μειωμένη ανάγκη απόρριψης ενέργειας κατά τις περιόδους πολύ υψηλής ηλιοφάνειας και (β) οι χαμηλότερες απώλειες εκκίνησης του στροβίλου λόγω της απομόνωσης των περιόδων διαλείψεων.

2. Το ετήσιο LCOE μειώνεται κατά 10% λόγω του υψηλότερου συντελεστή παραγωγικής ικανότητας.

3. Αυξάνει ελαφρώς τις θερμικές απώλειες στο δέκτη λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας επιστροφής HTF στο ηλιακό πεδίο.

4. Εισάγει δύο τύπους απωλειών: θερμικές απώλειες από το σύστημα αποθήκευσης TES και απώλειες όταν το σύστημα αποθήκευσης είναι πλήρες και ο σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας δεν μπορεί να δεχθεί περισσότερη ενέργεια επειδή βρίσκεται ήδη στο μέγιστο φορτίο.

5. Απαιτεί μεγαλύτερο ηλιακό πεδίο σε σύγκριση με εκείνο χωρίς αποθήκευση.

6. Αυξάνει το κόστος κεφαλαίου αλλά παράγει περισσότερη ενέργεια με αποτέλεσμα χαμηλότερο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας.

7. Τα ηλεκτρικά παράσιτα είναι ελαφρώς χαμηλότερα με το TES λόγω της υψηλότερης ετήσιας παραγωγής και του χαμηλότερου ποσοστού παρασιτικής κατανάλωσης εκτός γραμμής

8. Η εκκίνηση της τουρμπίνας γίνεται μικρότερο κλάσμα της συνολικής χρήσης ενέργειας, δεδομένου ότι λειτουργεί για περισσότερες ώρες με λιγότερες εκκινήσεις

Η ηλιακή ενέργεια είναι ένας μεταβλητός πόρος που απαιτεί σημαντικές ποσότητες αποθήκευσης για τη δημιουργία αξιόπιστης και σταθερής παροχής ηλεκτρικής ενέργειας. Τα οφέλη από την προσθήκη οποιασδήποτε ποσότητας αποθήκευσης πρέπει να σταθμίζονται με το κόστος. Στον πίνακα 2 περιγράφονται οι υφιστάμενοι ηλιοθερμικοί σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής που διαθέτουν ενσωματωμένη αποθήκευση.

2.2.1. Εκτιμήσεις σχεδιασμού με αποθήκευση

Η παρουσία TES μπορεί να θέσει πρόσθετα ζητήματα σχεδιασμού στη μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και η βελτιστοποίηση πρέπει να γίνει με βάση αυτό το δεδομένο. Για παράδειγμα, στην περίπτωση ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής με παραβολική γούρνα, η μέγιστη θερμοκρασία του HTF θα είναι αποτέλεσμα της θερμοκρασίας από το ηλιακό πεδίο. Κατά τη διάρκεια της νύχτας, όταν το σύστημα εκφορτίζεται, η υψηλότερη θερμοκρασία του HTF δεν θα είναι η ίδια με εκείνη της ημέρας και μπορεί να οδηγήσει σε χαμηλότερους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας και, συνεπώς, σε παραγωγή λιγότερου ατμού σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Για να ξεπεραστεί αυτό, η πίεση του ατμού μπορεί να μειωθεί για να μειωθεί η θερμοκρασία κορεσμού του νερού με αποτέλεσμα να αυξηθούν οι ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας και παραγωγής ατμού. Κατά την εκτίμηση της απόδοσης του κύκλου, οι αλλαγές αυτές πρέπει να λαμβάνονται υπόψη.

Αφού σχεδιαστεί το σύστημα TES σε επίπεδο συστήματος, χρησιμοποιούνται τεχνικές βελτιστοποίησης του σχεδιασμού για την προσομοίωση της απόδοσης της εγκατάστασης. Όπως συμβαίνει με κάθε σχεδιασμό, είναι σημαντικό να καθοριστούν πρώτα οι βασικές παράμετροι της εγκατάστασης, όπως η θερμοκρασία και η πίεση εισόδου του στροβίλου, η θερμοκρασία εξόδου του ηλιακού πεδίου, η ηλιακή ακτινοβολία και το μέγεθος της μονάδας

ηλεκτροπαραγωγής. Υπάρχουν διάφορα μοντέλα/λογισμικά για τη βελτιστοποίηση του συστήματος ηλεκτρικής ενέργειας με αποθήκευση.

Η διαστασιολόγηση του συστήματος TES πρέπει να γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε η μονάδα να μπορεί να λειτουργεί συνεχώς χωρίς σπατάλη ενέργειας. Ο σχεδιασμός θα βασιστεί στις εκτιμήσεις των απαιτήσεων αιχμής για την εξαγωγή όλων των υπό εξέταση θέσεων, ενσωματωμένες στον κύκλο λειτουργίας. Οι ερευνητές έχουν υιοθετήσει διαφορετικούς τρόπους για τη βελτιστοποίηση της μονάδας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με αποθήκευση θερμικής ενέργειας. Μια έκθεση των Sandia National Laboratories [31] παρέχει πληροφορίες σχετικά με τα διάφορα προγράμματα λογισμικού που χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση των διαφόρων στοιχείων των μονάδων CSP. Στον πίνακα 3 παρατίθεται κατάλογος των κωδικών λογισμικού που χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση των διαφόρων στοιχείων.

2.3. Βασικά συμπεράσματα

Η παρουσία ενός συστήματος TES στη μονάδα θα επηρεάσει την τελική απόδοση της μονάδας τόσο από θερμική όσο και από οικονομική άποψη. Για να μπορέσει το σύστημα TES να ενσωματωθεί στη μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, πρέπει να πληρούνται διάφοροι σημαντικοί περιορισμοί σχεδιασμού. Επίσης, ανάλογα με τα εξαρτήματα που χρησιμοποιούνται στη μονάδα ηλεκτροπαραγωγής και τις θερμοδυναμικές απαιτήσεις, η απόδοση της μονάδας ηλεκτροπαραγωγής ποικίλλει. Για υψηλότερη απόδοση, οι σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής πρέπει να μπορούν να φτάσουν σε υψηλότερες θερμοκρασίες και το σύστημα TES πρέπει να είναι σε θέση να αποθηκεύει ενέργεια στις απαιτούμενες θερμοκρασίες και να είναι συμβατό με άλλες θερμοδυναμικές εκτιμήσεις των εξαρτημάτων.

Πίνακας 2: Ενεργές εγκαταστάσεις συγκεντρωμενων ηλιοθερμικών συστημάτων με αποθήκευση ενέργειας

Project	Type	Storage medium	Nominal temperature (°C)		Storage concept	Plant capacity	Storage capacity	Ref.
			Cold	Hot				
SSPS-DCS test facility Almeria, Spain	Parabolic trough	Santotherm 55	225	295	1 tank thermocline	1.2 MWth	5 MWht	[18,19]
Nevada Solar One Nevada, USA	Parabolic trough	Dowtherm A	318	393	Oversized field piping	64 MWe	0.5 h	[20,21]
Holaniku at Keahole Point Hawaii, USA	Parabolic trough	Water	n.a. ^a	200	Indirect storage	2 MWth, 500 kW _e	2 h	[22,23]
Planta Solar-10 Sevilla, Spain	Central receiver	Pressurized water	240	260	Steam accumulator	11 MWe	50 min/20 MWht	[20,24–26]
Planta Solar-20 Sevilla, Spain	Central receiver	Pressurized water	n.a.	250–300	Steam accumulator	20 MWe	50 min	[20]
La Florida Badajoz, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt ^b	292	386	2-tank Indirect	50 MWe	7.5 h	[20,27]
Andasol-1 Granada, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h/1010 MWht	[20,27,28]
Andasol-2 Granada, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h/1010 MWht	[20,27,28]
Extresol-1 Badajoz, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h/1010 MWht	[20,27]
Manchasol-1 Ciudad Real, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h	[20,27]
Manchasol-2 Ciudad Real, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h	[20,27]
La Dehesa Badajoz, Spain	Parabolic trough	Molten solar salt	292	386	2-tank indirect	50 MWe	7.5 h	[20,27]
Puerto Errado 1 Murcia, Spain	Linear Fresnel	Saturated steam	n.a.	270	Steam accumulator	1.4 MWe	n.a.	[20]
Archimede Sicily, Italy	Parabolic trough	Molten solar salt	290	550	2-tank direct	5 MWe	8 h/100 MWht	[20]
Torresol Gemasolar Seville, Spain	Central receiver	Molten solar salt	292	565	2-tank direct	17 MWe	15 h	[27]
Dahan Beijing, China	Central receiver	Saturated steam/oil	220	350	Combined steam accumulator/concrete	1 MWe	1 MWht	[29,30]

^a n.a. = not available.

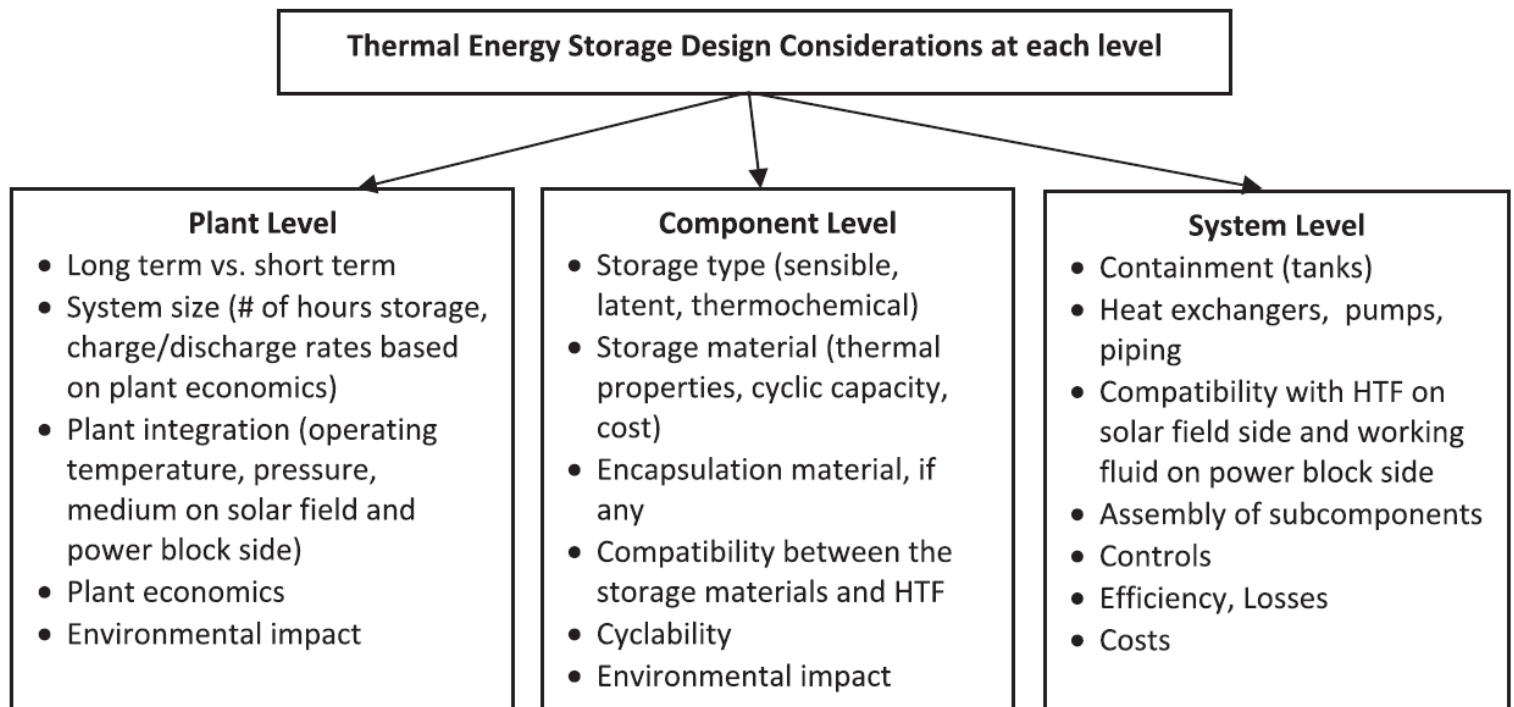
^b Molten solar salt = 60% sodium nitrate/40% potassium nitrate.

Πίνακας 3: Εργαλεία προσομοίωσης για τον σχεδιασμό συγκεντρωμενων ηλιοθερμικών συστημάτων

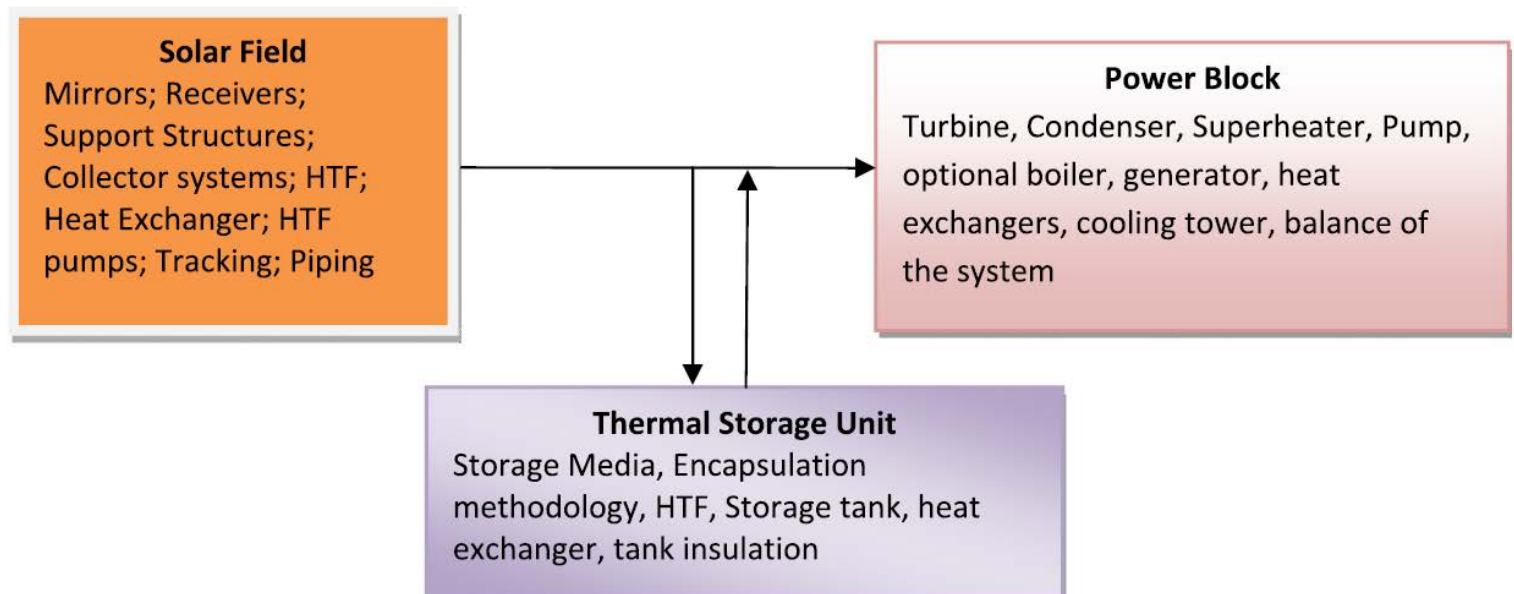
Power plant type	Components	Software/Codes used
Power tower	Optical design and performance of heliostat	ASAP [37], DELSOL [38–40], HELIOS, MIRVAL [39,41], SOLTRACE [42], Stress Analysis Codes such as ANSYS® [43] and CosmosWorks® [44], HFLCAL [45]
	Central receiver performance	CAVITY ^a [39], DRAC ^a and TOPAZ ^a [39,46,47], FLUENT [48], RADSOLVER ^a [39], Thermal Stress Analysis Codes such as ANSYS® [43] and CosmosWorks® [44]
	Heat transfer fluid (HTF) transport, exchange, and storage	FLUENT [48], SAM [32,49], SOLERGY [39,50], TRNSYS [51]
	Power cycle	GATECYCLE [52], IPSEPRO [53], STEAM PRO [54], Epsilon [45]
Linear concentrator systems (troughs and linear reflectors)	Total system performance	DELSOL [38,39,55], SAM [32,49], SOLERGY [39,50], TRNSYS [51]
	Solar collectors	ASAP [56], CIRCE [57,58], FLUENT [48], SOLTRACE [42], TROUGH HELIOS ^a
	Dish receiver	AAETES [59], FLUENT [48]
	Power cycle	GATECYCLE [52], IPSEPRO [53], STEAM PRO [54]
Dish engine systems	Total system performance	EXCELERGY ^a , SAM [32,49], SOLERGY [39,50], TRNSYS [51]
	Dish solar collector	ASAP [56], CIRCE [57,58], SOLTRACE [42]
	Heat transfer fluid (HTF) transport, exchange, and storage	FLUENT [48], SAM [32,49], SOLERGY [39,50], TRNSYS [51]
	Dish field system performance	Dish Field System Model [60] (an Excel-based model)

^a Program is no longer maintained.

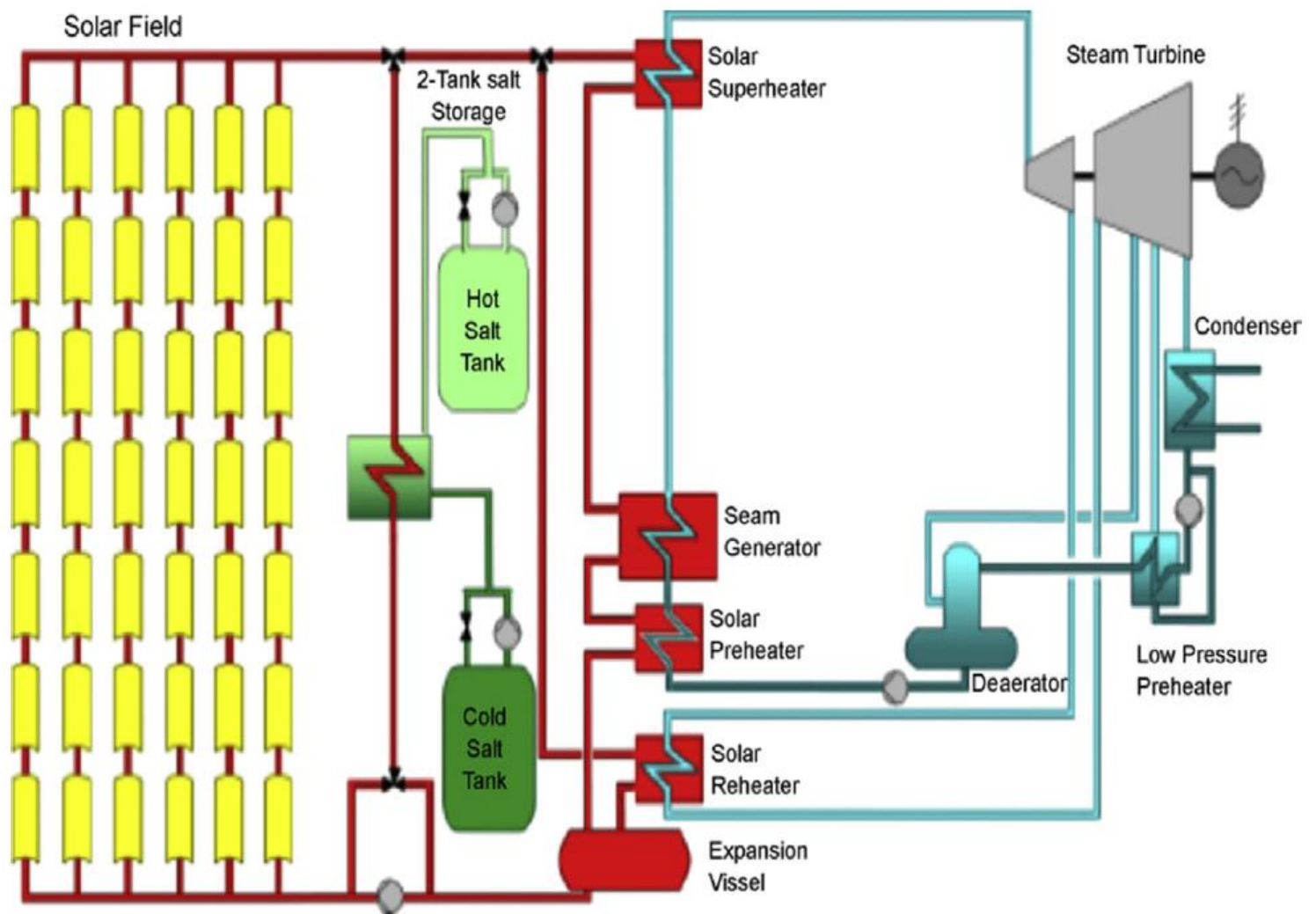
Σχήμα 1: Ζητήματα σχεδιασμού συστημάτων θερμικής αποθήκευσης ενέργειας σε κάθε επίπεδο



Σχήμα 2 : Κύρια τμήματα συγκεντρικών ηλιοθερμικών συστημάτων



Σχήμα 3: Σχηματικό διάγραμμα παραβολικού συλλέκτη με διπλή δεξαμενή αποθήκευσης τετηγμένου αλατιού



3. Σχεδιασμός σε επίπεδο συστατικών στοιχείων

Η απόδοση ενός Συστήματος Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας (TES system) εξαρτάται από τον τύπο των εξαρτημάτων και τη γενικότερη ικανότητα απόδοσής τους. Σε επίπεδο λοιπόν των κομματιών που αποτελούν το σύστημα, η επιλογή των υλικών αποθήκευσης, τα υλικά συγκράτησης, τα υγρά μεταφοράς της θερμότητας αλλά και ενδο-συμβατότητά τους είναι οι βασικοί σχεδιαστικοί προβληματισμοί.

3.1 Επιλογή μέσων αποθήκευσης

Το βασικό υπο-εξάρτημα κάθε Συστήματος Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας είναι το επιλεγμένο μέσο αποθήκευσης ενέργειας. Το συγκεκριμένο υλικό οφείλει να επιλεχθεί συνετά, προκειμένου το κόστος, οι ιδιότητες των υλικών, η αντιδραστικότητα και η θερμική και χημική σταθερότητα να δημιουργούν ένα ισχυρό δίκτυο, ικανό να αντέξει χιλιάδες θερμικούς κύκλους. Τα συγκεκριμένα κριτήρια διαδραματίζουν κρίσιμο ρόλο στην επιλογή των υλικών, περιορίζοντας αρκετά τη διαθεσιμότητα εκείνων που δύναται να χρησιμοποιηθούν για αποθήκευση. Οι σημαντικότερες θερμοφυσικές ιδιότητες για την επιλογή αυτή είναι η πυκνότητα, συγκεκριμένη η θερμοχωρητικότητα, η θερμική αγωγιμότητα, η συνδυαστική αποτελεσματικότητα της θερμικής επέκτασης και της κυκλικής σταθερότητας, όπως επίσης η διαθεσιμότητα των υλικών, το κόστος τους και οι μέθοδοι παραγωγής.

3.1.1 Τύποι αποθήκευσης

Τα Συστήματα Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας ομαδοποιούνται σε τρεις διακριτές κατηγορίες: την αισθητή θερμική αποθήκευση θερμοχημική αποθήκευση (sensible heat storage), τη λανθάνουσα θερμική αποθήκευση (latent heat storage) και τη θερμοχημική αποθήκευση (thermochemical storage). Τα συστήματα αισθητής θερμικής αποθήκευσης επιτυγχάνουν την αποθήκευση, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του μέσου (συνήθως στερεού ή υγρού) και κατά συνέπεια τα υλικά δεν υπόκεινται καμία αλλαγή καμία αλλαγή στο εύρος θερμοκρασίας της φάσης, κατά τη διαδικασία αποθήκευσης.

Η αισθητή αποθήκευση σε ένα υλικό εξαρτάται κυρίως από τη θερμοχωρητικότητά του, η οποία καθορίζει την ενεργειακή πυκνότητα και τη θερμική διάχυση, η οποία με τη σειρά της προσδιορίζει τον ρυθμό που δύναται η θερμότητα να απελευθερωθεί ή να εξαχθεί. Η ποσότητα της αποθηκευμένης ενέργειας δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$Q = mC_p\Delta T \quad (3)$$

όπου Q είναι η αποθηκευμένη ενέργεια, m είναι η μάζα του μέσου αποθήκευσης, C_p είναι η συγκεκριμένη θερμότητα του υλικού και ΔT είναι η αλλαγή της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της διαδικασίας. Όλα τα πρόσφατα εγκατεστημένα Συστήματα Αποθήκευσης Θερμικής Ενέργειας αποθηκεύουν ενέργεια χρησιμοποιώντας αισθητή θερμότητα. Τα συγκεκριμένα προηγμένα συστήματα κάνουν χρήση χρησιμοποιούν τηγμένων αλάτων σε έμμεσο σχέδιο δύο

δεξαμενών. Το βασικό πλεονέκτημα αυτού του μοντέλου είναι ότι η μεταφορά της θερμότητας τόσο κατά τη διάρκεια της φόρτισης όσο και κατά τη διάρκεια της αποφόρτισης συμβαίνει μέσω εξαναγκασμένης συναγωγής. Συνεπώς, η μεταφορά θερμότητας δεν συνιστά βασικό περιοριστικό παράγοντα για το σύστημα. Στον Πίνακα 4 περιλαμβάνονται και επιπρόσθετα υλικά όπως το σκυρόδεμα, η πέτρα, η άμμος και το μέταλλο.

Η χρήση των συστημάτων αισθητής θερμικής αποθήκευσης στους ηλιοθερμικούς σταθμούς παραγωγής (CSP), έχει ευνοήσει την ανάπτυξή τους, χάρη στην ευκολία μεταφοράς της θερμότητας και την απλή δομή του συστήματος αποθήκευσης. Επιπλέον, μία σειρά ερευνητικών προσπαθειών επικεντρώνονται επίσης στις τεχνικές που αξιοποιούν την λανθάνουσα ενέργεια για να αποθηκεύσουν θερμική ενέργεια. Αυτά τα συστήματα κάνουν χρήση υλικών που αλλάζουν φάση σε θερμοκρασία που πέφτει εν μέσω του ανώτερου και χαμηλότερου ορίου του ηλιακού πεδίου. Μέσω αυτής της διαδικασίας ουσιαστικά εκμεταλλεύονται τη λανθάνουσα θερμότητα ή ενθαλπία, που σχετίζεται με τη μετάβαση φάσης. Τα φαινόμενα της εναλλαγής φάσεων ποικίλουν από τη μετάβαση από στερεό σε στερεό, από υγρό σε υδρατμό και από στερεό σε υγρό. Η ενέργεια που αποθηκεύεται στη μάζα m στη μετάβαση από στερεό σε υγρό σε ένα υλικό αλλαγής φάσης (PCM) είναι:

$$Q = m[C_{ps}(T_m - T_s)] + h + C_{pl}(T_l - T_m) \quad (4)$$

όπου c_{ps} και c_{pl} είναι οι μέσες συγκεκριμένες θερμότητες στη φάση των στερεών και υγρών αντίστοιχα, h είναι η ενθαλπία των αλλαγών φάσης, T η θερμοκρασία τήξης, T_s είναι η θερμοκρασία του στερεού και T_l είναι η θερμοκρασία του υγρού.

Η αποθήκευση λανθάνουσας θερμότητας είναι μία σχεδόν ισοθερμική διαδικασία που μπορεί να αποδώσει σημαντικά βελτιωμένες ποσότητες αποθήκευσης συγκρινόμενη με τα συστήματα αισθητής αποθήκευσης του ίδιου βεληνικού θερμοκρασίας. Η ισοθερμική αποθήκευση είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό λόγω οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ηλιακού πεδίου είναι συγκεκριμένες λόγω των περιορισμών στο θερμικό υλικό (HTF), στον εξοπλισμό ηλιακού πεδίου και αλλά και στον τρόπο που επηρεάζει ο ηλιακός Οργανικός Κύκλος Rankine [69]. Με δεδομένο ότι η χωρητικότητα αποθήκευσης ενός συστήματος λανθάνουσας θερμότητας δεν διέπεται μόνο από την ειδική θερμότητα του υλικού αλλά και από την ενθαλπία της φάσης αλλαγής, αυτό μπορεί ενδεχομένως να επιτρέψει ένα μικρότερο, πιο αποτελεσματικό και χαμηλότερο σε κόστος σύστημα σε σχέση με τα συστήματα αισθητής θερμικής αποθήκευσης. Τα πιθανά υλικά αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.

Το θερμοχημικό σύστημα αποθήκευσης είναι αυτό που έχει λιγότερο ερευνηθεί στο τομέα της τεχνολογίας αποθήκευσης, παρότι έχει εν δυνάμει τη δυνατότητα να αποθηκεύσει περισσότερη ενέργεια από τα συστήματα αισθητής θερμότητας και τα συστήματα λανθάνουσας

θερμότητας, εξαιτίας της θερμότητας αντίδρασης. Αυτά τα συστήματα βασίζονται στη θερμότητα από το ηλιακό πεδίο, για να οδηγήσουν σε αναστρέψιμες χημικές αντιδράσεις. Επομένως το αποθηκευτικό μέσο πρέπει να έχει την ικανότητα να διαχωριστεί πλήρως στο εύρος θερμοκρασίας του ηλιακού πεδίου. Σε αυτή τη φιλοσοφία αποθήκευσης η αντίδραση προς την προς τα εμπρός κατεύθυνση είναι ενδόθερμη ενώ η αντίστροφη αντίδραση είναι εξώθερμη [71]. Η ποσότητα της θερμότητας που αποθηκεύεται σε μια χημική αντίδραση εξαρτάται από τη θερμότητα της αντίδρασης και την έκταση της μετατροπής που δίνεται από τον τύπο:

$$Q = a_r m \Delta H \quad (5)$$

όπου όπου a_r είναι το κομμάτι που αντέδρασε και ΔH είναι η θερμότητα της αντίδρασης ανά μονάδα μάζας, m.

Η θερμοχημική αποθήκευση θεωρείται ότι έχει περισσότερα πλεονεκτήματα σε σχέση με την αισθητή θερμική αποθήκευση διότι υπάρχει το ενδεχόμενο το χημικό προϊόν της αντίδρασης διάστασης να αποθηκευθεί επ' αόριστον στο περιβάλλον, μειώνοντας συνεπώς τις θερμικές απώλειες. Επιπρόσθετα, η εξωθερμική διαδικασία λαμβάνει χώρα σε συνεχή θερμοκρασία εάν η θερμότητα αφαιρεθεί με ρυθμό που θα αποφευχθεί η αυτό-θέρμανση. Δυστυχώς, αυτά τα συστήματα διέπονται από τις ανεπάρκειες που παρουσιάζουν και άλλα συστήματα, συμπεριλαμβανομένων τους περιορισμούς στη μεταφορά θερμότητας, τη σταθερότητα του κύκλου, την αναστρεψιμότητα και το κόστος. Επιπρόσθετα, τα θερμοχημικά συστήματα μπορεί να αντιμετωπίσουν απώλειες εξαιτίας της αποθήκευσης των αερίων και δύναται να περιοριστούν από την κινητική αντίδραση. Ο Πίνακας 6 παρουσιάζει τα υλικά που έχουν τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν για θερμοδυναμική αποθήκευση.

Αρκετές δημοσιευμένες έρευνες αναφέρονται σε ποικίλα θερμομονωτικά υλικά υψηλής θερμοκρασίας, ικανά προς χρήση για τα αντίστοιχα συστήματα αποθήκευσης. Το αποθηκευτικό υλικό οφείλει να διαθέτει υψηλή ενεργειακή πυκνότητα, που βασίζεται στις θερμικές ιδιότητες των υλικών. Όπως παρουσιάζεται στους Πίνακες 4-6, οι πηγές παρουσιάζουν ορισμένες από τις θερμοφυσικές ιδιότητες που θεωρούνται ουσιώδεις για την επιλογή των υλικών και τον σχεδιασμό του συστήματος. Η θερμική αγωγιμότητα, για παράδειγμα, επηρεάζει τη δυναμική της μεταφοράς θερμότητας και κατ' επέκταση την απόδοση του συστήματος. Οι Laing κ.ά. [78] αποδεικνύουν το συγκεκριμένο συμπέρασμα, παρουσιάζοντας το μήκος του αγωγού που απαιτείται για τη μεταφορά θερμότητας από ένα θερμικό υλικό σε υλικό αποθήκευσης σκυροδέματος για τις ποικίλες θερμικές αγωγιμότητες. Οι ερευνητές αποδεικνύουν ότι αυξάνοντας τη θερμική αγωγιμότητα του υλικού αποθήκευσης η θερμική μεταφορά βελτιώνεται, μετατρέποντας τη μεγαλύτερη απόσταση μεταξύ των αγωγών μεταφοράς θερμικής ενέργειας, προκειμένου να απαιτούνται λιγότεροι αγωγοί. Για ένα σύστημα, μία μόνο

μικρή αύξηση στη θερμική αγωγιμότητα από 1 W/m K σε 1.8 W/m K μείωσε το απαιτούμενο μήκος αγωγού κατά 46%. Οι Buschle κ.α. [79] παρουσιάζουν την επίδραση της λανθάνουσας θερμότητας σύντηξης και τη θερμική αγωγιμότητα των υλικών αλλαγής φάσης. Χρησιμοποιώντας μία αναλυτική τεχνική, καθόρισαν την απαιτούμενη πυκνότητα ενός υλικού αλλαγής φάσης γύρω από έναν αγωγό μεταφοράς θερμότητας για δύο υλικά αλλαγής φάσης διαφορετικής λανθάνουσας θερμικής σύντηξης (100 kJ/kg και 300 kJ/kg). Για την ίδια εξωτερική διάμετρο αγωγού και πάχος τοίχου ένα υλικό αλλαγής φάσης με τη υψηλότερη λανθάνουσα θερμότητα απαιτεί πάχος αγωγού 20mm, για να αποθηκεύσει την ίδια ποσότητα ενέργειας. Ερευνητικά ανακάλυψαν ότι είναι σημαντικές οι βελτιώσεις στους χρόνους στερεοποίησης όταν η θερμική αγωγιμότητα αυξάνεται στα 5 W/m K. Πάνω από αυτή την τιμή, οι βελτιώσεις δεν είναι σημαντικές [79].

Στα υλικά όπου η θερμική αγωγιμότητα είναι αρκετά χαμηλή, τα υψηλής αγωγιμότητας υλικά, όπως ο γραφίτης, οι μεταλλικές ίνες, μεταλλικά ή κεραμικά πλέγματα μπορούν να προστεθούν για τη βελτίωση της θερμικής αγωγιμότητας. Σε τέτοιες περιπτώσεις η αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα οφείλει να χρησιμοποιηθεί για θερμική ανάλυση. Η μεταφορά θερμότητας σε ένα υλικό αλλαγής φάσης είναι εφικτό να βελτιωθεί με την προσθήκη υλικών υψηλής θερμικής αγωγιμότητας. Ο γραφίτης παρουσιάζει διακριτά πλεονεκτήματα για αυτή τη χρήση, χάρη στις ανώτερες ιδιότητες του, συμπεριλαμβανομένων την υψηλή θερμική αγωγιμότητα, την καλή ικανότητα επεξεργασίας και χημική αδράνεια. Ανάλογα με τις απαιτήσεις της αντίστοιχης εφαρμογής, διάφορες λύσεις χρησιμοποιούνται για τον συνδυασμό υλικών αλλαγής φάσης και γραφίτη. Μια επισκόπηση των πραγματικών και πιθανών εφαρμογών των υλικών αλλαγής φάσης σε συνδυασμό με τα συστήματα αποθήκευσης θερμότητας γραφίτη που εστιάζουν στην αποθήκευση ηλιακής θερμότητας για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών, όπως η διαδικασία παραγωγής θερμότητας και οι **ηλιακοί θερμοηλεκτρικοί σταθμοί** παρουσιάζεται στις βιβλιογραφικές αναφορές 88-91.

Μία άλλη τεχνική ενίσχυσης της ικανότητας μεταφοράς θερμότητας των υλικών αλλαγής φάσης γίνεται με την μακρο- ή μικροενθυλάκωση των συγκεκριμένων υλικών. Υπάρχουν πολλά πλεονεκτήματα των ενθυλακωμένων υλικών αλλαγής φάσης, όπως η αύξηση της θερμότητας στην περιοχή μεταφοράς, μειώνοντας την αντιδραστικότητα των υλικών αλλαγής φάσης με το εξωτερικό περιβάλλον και ελέγχοντας τις αλλαγές στον όγκο του υλικού αποθήκευσης καθώς συμβαίνει η αλλαγή φάσης. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν μακροενθυλακωμένα υλικά αλλαγής φάσης σε συστήματα συσκευασμένων κρεβατιών. Οι συχνότερες χρησιμοποιούμενες μέθοδοι μικροενθυλάκωσης είναι οι εξής:

Φυσικές μέθοδοι:

- (i) επικάλυψη πλάκας
- (ii) επίστρωση ανάρτησης αέρα
- (iii) φυγοκεντρική εξώθηση
- (iv) ακροφύσιο δόνησης
- (v) ξήρανση με ψεκασμό και πήξη
- (vi) επίστρωση ρευστοποιημένης κλίνης

Χημικές μέθοδοι:

- (i) διεπιφανειακός πολυμερισμός
- (ii) πολυμερισμός επί τόπου
- (iii) πολυμερισμός μήτρας
- (iv) εξάτμιση διαλύτη

Ωστόσο, η δυνατότητα εφαρμογής αυτών των μεθόδων για υλικά υψηλής θερμοκρασίας πρέπει να διερευνηθεί περαιτέρω. Η ηλεκτρολυτική έχει επίσης χρησιμοποιηθεί για την ενθυλάκωση μεταλλικών υλικών αλλαγής φάσης με νικέλιο, για την αποθήκευση και επαναχρησιμοποίηση θερμικών απορριμμάτων υψηλής θερμοκρασίας από βιομηχανικές εφαρμογές.

3.1.2. Σταθερότητα

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η αντιδραστικότητα, η θερμική σταθερότητα και η χημική σταθερότητα ενός υλικού είναι σημαντικά κριτήρια για την επιλογή των μέσων, και επομένως αυτές οι ιδιότητες πρέπει να είναι επαρκώς τεκμηριωμένες. Δυστυχώς, η αξιολόγηση αυτών των κριτηρίων μπορεί να διαρκέσει σημαντικά χρονικό διάστημα λόγω της κυκλικής φύσης και της μεγάλης διάρκειας ζωής των θερμικών συστημάτων αποθήκευσης. Σε μια προσπάθεια αξιολόγησης της θερμικής σταθερότητας του σκυροδέματος υψηλής θερμοκρασίας, το Γερμανικό Αεροδιαστημικό Κέντρο, DLR, διεξήγαγε μια σειρά δοκιμών σε δομοστοιχεία σκυροδέματος που χρησιμοποιούν καταχωρητές των αγωγών για την αύξηση της μεταφοράς θερμότητας [94]. Το σκυρόδεμα είναι ένα ευνοϊκά ευαίσθητο υλικό αποθήκευσης αισθητής θερμότητας, καθώς έχει χαμηλό κόστος, υψηλή αντοχή, εύκολη διαχείριση και είναι άμεσα διαθέσιμο [95]. Η πρώτη δοκιμή του Γερμανικού Αεροδιαστημικού Κέντρου κατέληξε σε ζημιά που προκλήθηκε από την υπερβολική πίεση του ατμού κατά την εκκίνηση, εξαιτίας της ανεπαρκούς διαπερατότητας μέσα στο υλικό. Έχοντας βελτιώσει το μείγμα του σκυροδέματος για μεγαλύτερη διαπερατότητα, το Κέντρο, σε συνεργασία με την Κατασκευαστική Εταιρία Ed. Züblin AG, κατασκευάσε μια μεγάλης κλίμακας δοκιμή, που υποβλήθηκε σε κυκλικά τεστ, προκειμένου να προσομοιώσει τη φόρτιση και την αποφόρτιση σε διάφορες θερμοκρασίες. Πραγματοποιήθηκαν περισσότεροι από 370 θερμικοί κύκλοι σε 23 μήνες λειτουργίας, με το εύρος θερμοκρασίας να κυμαίνεται μεταξύ 200°C και 400°C με επιτυχή αποτελέσματα.

Επιπρόσθετες δοκιμές επεκτάθηκαν σε θερμοκρασίες μέχρι 500°C για αρκετές χιλιάδες ώρες, ούτως ώστε να διερευνηθούν οι επιπτώσεις της θερμοκρασίας στη σταθερότητα του υλικού και στην αντοχή του σκυροδέματος. Μετά από αρκετά χρόνια έρευνας και αξιολόγησης, τα τελικά αποτελέσματα υποδεικνύουν ότι το σκυρόδεμα υψηλής θερμοκρασίας είναι κατάλληλο για χρήση ως ευαίσθητο υλικό αποθήκευσης αισθητής θερμότητας για θερμοκρασίες έως 500°C [96,97].

Παρότι οι δοκιμές σκυροδέματος υψηλής θερμοκρασίας απέδειξαν ότι το συγκεκριμένο υλικό συνιστά εφικτή επιλογή αποθήκευσης, ορισμένα υλικά δεν έχουν ακόμα αξιολογηθεί αναφορικά με την πρακτική χρήση τους ως μέσα αποθήκευσης. Τα νιτρικά άλατα χρησιμοποιούνται εκτενώς τόσο σε αισθητής όσο και σε λανθάνουσας θερμότητας συστήματα, λόγω του κόστους, των ευνοϊκών θερμικών ιδιοτήτων τους, τη χαμηλή πίεση ατμού που δέχονται και τη χαμηλή χημική αντιδραστικότητα. Επομένως τα νιτρικά άλατα έχουν μελετηθεί εκτενώς [2]. Σημαντικό για μια μονάδα θερμοκλινών είναι εάν το υλικό πλήρωσης είναι συμβατό με το μέσο αποθήκευσης θερμικών υγρών (HTF). Όσον αφορά τα συστήματα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας, η θερμότητα της σύντηξης του υλικού αποθήκευσης δεν πρέπει να μειώνεται μετά από χιλιάδες θερμικούς κύκλους και το υλικό δεν μπορεί να αποσυντεθεί κατά τη θέρμανση. Η συμβατότητα με τα υλικά του δοχείου και το πόσο κρίσιμη είναι για όλους τους τύπους των μέσων αποθήκευσης αναλύεται περαιτέρω στην Υποενότητα 3.2.

3.1.3 Χαρακτηρισμός υλικών

Παρότι έχει γίνει μια εκτεταμένη προσπάθεια για τον χαρακτηρισμό των ιδιοτήτων των υλικών θερμικής ενεργειακής αποθήκευσης, πολλά είναι τα υλικά που δεν έχουν χαρακτηριστεί ακόμη. Συχνά στη βιβλιογραφία απαντώνται υπολογισμένες τιμές για τις θερμοφυσικές ιδιότητες που δεν είναι πειραματικά αποδεδειγμένες. Αυτό δεν μόνο συνιστά το μοναδικό πρόβλημα, διότι οι λανθασμένες τιμές καθιστούν δύσκολη την πραγματοποίηση μίας ακριβούς ανάλυσης κόστους. Επιπρόσθετα, τα υλικά που χρησιμοποιούνται σε βιομηχανική κλίμακα θα μπορούσαν να διαθέτουν χαμηλότερη καθαρότητα και ως εκ τούτου να μειωθούν περαιτέρω οι τιμές των θερμοφυσικών ιδιοτήτων. Η ασυμφωνία μεταξύ υπολογισμένων και μετρήσιμων τιμών της λανθάνουσας θερμότητας είναι ιδιαίτερα μεγάλη όταν πρόκειται για μείγματα και ευτηκτικές που δεν παρουσιάζουν την ιδανική συμπεριφορά ανάμειξης. Μερικά παραδείγματα των μετρήσιμων έναντι των θεωρητικών θερμοφυσικών ιδιοτήτων παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.

Ο χαρακτηρισμός των θερμικών ιδιοτήτων όπως η θερμοχωρητικότητα, η λανθάνουσα θερμότητα, το σημείο τήξης και η υποψύξη για τα υλικά αλλαγής φάσης πραγματοποιείται

γενικά με χρήση της διαφορικής θερμιδομετρίας σάρωσης (DSC) και της θερμοβαρυμετρικής ανάλυσης (TGA). Κατά τη διάρκεια των αξιολογήσεων, η συμβατότητα ή η σταθερότητα των χωνευτηριών με τα υλικά αποθήκευσης είναι πολύ σημαντικές. Για παράδειγμα, η παρουσία ανόργανων αλάτων που είναι από τη φύση τους διαβρωτικά, και η χρησιμοποίηση χωνευτηριών από οξείδιο του αλουμινίου θα οδηγήσουν σε πιο ερευνητικά ασφαλή αποτελέσματα, σε σύγκριση με τη χρήση ανοξείδωτου χάλυβα 316 χαμηλών εκπομπών άνθρακα (SS316L) ή χωνευτηριών αλουμινίου που είναι πιο συνηθισμένα για αυτά τα υλικά [115].

3.2. Συμβατότητα των υλικών

Μόλις επιλεγεί το μέσο αποθήκευσης, είναι σημαντικό να αναγνωριστούν τα υλικά που θα χρησιμοποιηθούν για τα υπόλοιπα εξαρτήματα του συστήματος, συμπεριλαμβανομένων της δεξαμενής αποθήκευσης, το υγρό μεταφοράς θερμότητας και, εάν χρησιμοποιείται, ενθυλάκωση καθώς και υλικά βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας. Σε ορισμένες περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα σε ένα σύστημα αισθητής θερμότητας θερμοκλίνης, η ενθυλάκωση ή ο περιορισμός του υλικού μπορεί να μην είναι απαραίτητα καθώς το μέσο αποθήκευσης δύναται να έρθει σε άμεση επαφή με το θερμικό υλικό. Ωστόσο, στα συστήματα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας τα υλικά αλλαγής φάσης πρέπει να περιέχονται στο θερμικό υλικό για την αποφυγή οποιοδήποτε προβλημάτων κατά τη διαδικασία της αλλαγής φάσης. Το υλικό συγκράτησης πρέπει να είναι συμβατό με το υλικό αποθήκευσης και σταθερό και δεν πρέπει να εμποδίζει τη μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στο μέσο αποθήκευσης και στο υγρό μεταφοράς θερμότητας. Στα υλικά αλλαγής φάσης, ο περιορισμός οφείλει να πληροί τα προαπαιτούμενα κριτήρια της αντοχής, ευελιξίας, αντοχής στη διάβρωση και θερμικής σταθερότητας. Είναι σημαντικό, να τίθενται εμπόδια για την προστασία των υλικών αλλαγής φάσης από επιβλαβείς αλληλεπιδράσεις με το περιβάλλον και να υφίσταται μία επαρκής επιφάνεια για τη μεταφορά θερμότητας. Τέλος, σημαντικά θεωρούνται και η εξασφάλιση της δομικής σταθερότητας και ο εύκολος χειρισμός.

Ένα από τα κύρια ζητήματα που σχετίζονται με την επιλογή υλικού είναι η διάβρωση. Η διάβρωση μειώνει τον κύκλο ζωής του συστήματος και αλλάζει τον θερμική απόδοση του. Ένα άλλο σημαντικό ζήτημα είναι και η θερμική σταθερότητα του συστήματος συγκράτησης κατά τη διάρκεια του επαναλαμβανόμενου θερμικού κύκλου, που γενικά επιδεινώνει την οξείδωση σε υψηλές θερμοκρασίες. Τα οργανικά υλικά ενθυλάκωσης, όπως για παράδειγμα τα πολυμερή μπορούν έχουν επίσης προβλήματα με την απελευθέρωση αερίων.

Ελάχιστα είναι τα ερευνητικά δεδομένα για τη διάβρωση των πυριτικών αλάτων υψηλής θερμοκρασίας με θερμικό κύκλο που αναμένονται στους ηλιακούς θερμοηλεκτρικούς σταθμούς CSP. Τα περισσότερα από τα διαθέσιμα δεδομένα αφορούν αραιωμένα ένυδρα άλατα, που

χρησιμοποιούνται συνήθως στη χημική βιομηχανία [116,117]. Ο Porisini [118] δοκίμασε το 1988 τη διάβρωση τεσσάρων εμπορικά διαθέσιμων υδριτών αλάτων που χρησιμοποιούνται ως υλικά αλλαγής φάσης με σημεία τήξης μεταξύ 15°C και 32°C σε ανοξειδωτο χάλυβα, ανθρακούχο χάλυβα, κράματα αλουμινίου και χαλκό και κατέληξε στο συμπέρασμα ότι ο ανοξειδωτος χάλυβας είναι ο πιο σταθερός. Οι Cabeza κ.ά. [119-122] μελέτησαν την αντίσταση στη διάβρωση πέντε κοινών μετάλλων ερχόμενα σε επαφή με τετηγμένα ένυδρα άλατα σε ένα τεστ διάβρωσης με εμβάπτιση. Οι Heine κ.ά. [123-125] μελέτησαν την απόδοση διάβρωσης έξι τηγμένων αλάτων (χλωρίδια, νιτρικά και φθοριούχα) σε διαδικασία τήξης μεταξύ 235°C και 857°C σε σύγκριση με τέσσερις διαφορετικούς χάλυβες που χρησιμοποιούνται σε αυτές τις θερμοκρασίες. Άλλες μελέτες σχετικά με τη διάβρωση σε χάλυβα συμπέραναν ότι οι ακαθαρσίες που συνήθως περιέχονται στα εμπορικά νιτρικά αλκάλια έχουν σχετικά μικρές επιπτώσεις σε διάβρωση ανοξειδωτων και ανθρακούχων χαλύβων σε λιωμένα άλατα που παρασκευάζονται από αυτά τα συστατικά [126-128].

Οι Bradshaw και Goods [133, 134] ασχολήθηκαν με την αντίσταση των ανοξειδωτων χαλύβων (χρησιμοποιούνται για την κατασκευή της καυτής δεξαμενής σε σύστημα αποθήκευσης δύο δεξαμενών) σε διάβρωση κατά τη διάρκεια θερμικού κύκλου σε μείγματα νιτρικών τηγμένων αλάτων. Σε εφαρμογές όπου η έκθεση σε νιτρικά άλατα μπορεί να είναι περιορισμένη στους 400 C ή λιγότερο, μπορεί να εξεταστεί η χρήση ανθρακούχων χαλύβων. Από τις δοκιμές που έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι τώρα, διαπιστώθηκε ότι η χρήση των ανθρακούχων χαλύβων είναι αποδεκτή όταν λειτουργεί με νιτρικά άλατα σε θερμοκρασίες κάτω από 400 C. Για υψηλότερες θερμοκρασίες, είναι χρήσιμο να χρησιμοποιείται ανοξειδωτος χάλυβας για τα υλικά της δεξαμενής ή άλλα εξαρτήματα του συστήματος. Ο Πίνακας 9 δείχνει μερικά από τα συστήματα συγκράτησης που χρησιμοποιούνται με άλατα υψηλής θερμοκρασίας.

3.3. Εξαρτήματα δεξαμενής αποθήκευσης

Μόλις προσδιοριστεί το υλικό της δεξαμενής, τα εναπομείναντα εξαρτήματα του συστήματος δεξαμενής μπορούν να επιλεγούν με κριτήριο το εύρος θερμοκρασίας. Το μονωτικό υλικό πρέπει να έχει τη δυνατότητα να μονώνει τη δεξαμενή από το περιβάλλον για την ελαχιστοποίηση των απωλειών. Το Σχήμα 4 δείχνει τα διαφορετικά εξαρτήματα ενός συστήματος θερμικής αποθήκευσης 2 δεξαμενών που χρησιμοποιείται στο έργο επίδειξης δύο κεντρικών δεκτών Solar [135,136]. Ξεκινώντας από το κάτω μέρος και κινούμενο προς τα πάνω, η βάση της δεξαμενής αποτελείται από πλάκα σκυροδέματος, μονωτική βάση από σκυρόδεμα, μόνωση αφρού, μονωτικά πυρότουβλα και χαλύβδινη πλάκα ολίσθησης. Η περίμετρος των

θεμελίων είναι διαφορετική, αποτελούμενη από ένα κυκλικό τοίχο με πυρότουβλα για τη στήριξη των μεγάλων φορτίων από τους τοίχους και την οροφή.

3.4. Ρευστά μεταφοράς θερμότητας

Τα υγρά μεταφοράς θερμότητας πρέπει να είναι συμβατά με τα υλικά συγκράτησης και τα μέσα αποθήκευσης και να μπορούν να λειτουργούν στο απαιτούμενο εύρος θερμοκρασίας. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, τα θερμικά υγρά με βάση το οργανικό έλαιο, ο αέρας, το νερό και τα τηγμένα άλατα έχουν χρησιμοποιηθεί για τη μεταφορά θερμότητας στους ηλιακούς θερμοηλεκτρικούς σταθμούς. Τα θερμικά υγρά με βάση το οργανικό λάδι τείνουν προς το παρόν να διασπώνται σε υψηλές θερμοκρασίες (περίπου 400°C). Τα ανόργανα άλατα διατηρούν σταθερότητα σε υψηλές θερμοκρασίες, αλλά στερεοποιούνται εύκολα σε θερμοκρασίες τόσο υψηλές όσο 230 C. Επομένως τα εργοστάσια που λειτουργούν σε υψηλή θερμοκρασία είναι σε θέση να χρησιμοποιούν αέρα, ατμό ή τηγμένα άλατα ως υγρά μεταφοράς θερμότητας. Επί του παρόντος, η έρευνα σε αυτόν τον τομέα επικεντρώνεται στην ανάπτυξη προηγμένων θερμικών υγρών που μπορούν να λειτουργήσουν σε θερμοκρασίες που κυμαίνονται από 80 C έως 500 C. Οι ερευνητικές εξελίξεις περιλαμβάνουν [137]:

- Τη χρήση υγρών με βάση νανοσωματίδια ως θερμικά υγρά και υλικά αλλαγής φάσης για την τροποποίηση του σημείου τήξης και της ικανότητας μεταφοράς θερμότητας
- Τη δημιουργία τυπικών ευτηκτικών αλάτων που είναι λιγότερο διαβρωτικά από το συνδυασμό δύο ή περισσότερων αλάτων που μπορούν να παγώσουν ταυτόχρονα στην ίδια θερμοκρασία
- Ανάπτυξη «ενθυλακωμένων» δομών νανοκλίμακας 50-500 ατόμων που μπορούν στη συνέχεια να αιωρηθούν σε υγρά και να χρησιμοποιηθούν τόσο για υλικά αλλαγής φάσης όσο και για θερμικά υγρά και μπορούν να αντέξουν τους επαναλαμβανόμενους κύκλους μεταξύ θέρμανσης και ψύξης.

Αυτά τα υγρά μεταφοράς θερμότητας, όταν χρησιμοποιούνται με άλλες προηγμένες τεχνολογίες, θα μπορούσαν να μειώσουν σημαντικά το κόστος ηλιακής ηλεκτρικής ενέργειας σε μόλις US\$0,05-0,07/kWh. Το χαμηλότερο κόστος θα συνιστούσε την ηλιακή θερμική ηλεκτρική ενέργεια ανταγωνιστική με το φυσικό αέριο και τον άνθρακα.

3.5. Κόστος

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 5, το μεγαλύτερο κόστος της πιο εξελιγμένης τεχνολογίας του συστήματος 2 δεξαμενών οφείλεται στο υλικό αποθήκευσης. Το κόστος των υλικών είναι πολύ σημαντικό, καθώς το βασικό κίνητρο που διέπει τις ερευνητικές προσπάθειες και τις ευκαιρίες χρηματοδότησης είναι η αποθήκευση ενέργειας με το χαμηλότερο δυνατό κόστος, μειώνοντας

έτσι το ισοπεδωμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας της συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας. Στην περίπτωση των συστημάτων αποθήκευσης υψηλής θερμοκρασίας στα οποία προτείνονται ως μέσο αποθήκευσης πολλά ανόργανα άλατα, η προκαταρκτική εκτίμηση του μεγάλου κόστους του υλικού είναι δύσκολο να επιτευχθεί. Σε αντίθεση με τα μέταλλα και τα προϊόντα πετρελαίου που πωλούνται μέσω διεθνών ανταλλαγών, τα βιομηχανικά άλατα παράγονται σε περιφερειακό επίπεδο και οι παραγωγοί ανταγωνίζονται άμεσα μεταξύ τους, προκειμένου να ορίσουν την τιμή [138]. Οι τιμές ποικίλλουν επίσης μεταξύ διαφορετικών αλάτων και μεταξύ των επιπέδων καθαρότητας ακόμα και για το ίδιο άλας. Εκτός από το κόστος των υλικών πρέπει να ληφθούν υπόψη τα έξοδα παράδοσης, η ενέργεια για την τήξη του αλατιού, εάν χρησιμοποιείται σε λιωμένη μορφή, και το κόστος διεκπεραίωσης [139].

Το Σχήμα 5 δείχνει επίσης ότι μπορούν να προκύψουν μεγάλες μειώσεις από την ελαχιστοποίηση του αριθμού των δεξαμενών και των εναλλακτών θερμότητας που χρησιμοποιούνται στο Σύστημα. Για συστήματα που απαιτούν μηχανισμούς βελτίωσης μεταφοράς θερμότητας, το σχετικό κόστος πρέπει να συμπεριληφθεί στην ανάλυση.

3.6. Εξέλιξη της τεχνολογίας αποθήκευσης

Το 2011, ο Tamme [140] ασχολήθηκε με την κατάσταση εξέλιξης των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6, οι λιγότερο εξελιγμένες τεχνολογίες έχουν τη μεγαλύτερη δυνατότητα να μειώσουν την ποσότητα των υλικών που απαιτείται για την αποθήκευση. Ένας σημαντικός όγκος ερευνητικών προσπαθειών επί του παρόντος επικεντρώνονται στη μείωση του κόστους των ηλιακών θερμοηλεκτρικών σταθμών CSP, αναπτύσσοντας συστήματα αποθήκευσης που χρησιμοποιούν υλικά με υψηλή ενεργειακή πυκνότητα ή είναι χαμηλότερα σε κόστος από τα σημερινά εξελιγμένα συστήματα. Σημαντικές προσπάθειες γίνονται σε ΗΠΑ και Ευρώπη λόγω των μεγάλων ευκαιριών χρηματοδότησης από τα εκάστοτε εθνικά τμήματα ενέργειας [17]. Για παράδειγμα, το οικονομικό έτος 2011, το Υπουργείο των Ενέργειας των ΗΠΑ έδωσε 15 επιχορηγήσεις συνολικού ύψους 37,3 εκατομμυρίων δολαρίων για έργα που αφορούσαν την αποθήκευση θερμικής ενέργειας μέσω του Προγράμματος ARPA-E [141]. Στόχος του προγράμματος χρηματοδότησης είναι να «αναπτύξουν επαναστατικούς και οικονομικά αποδοτικούς τρόπους αποθήκευσης θερμικής ενέργειας». Οι υπό διερεύνηση έννοιες αποθήκευσης εκτείνονται σε τρεις κατηγορίες: αισθητή, λανθάνουσα και θερμοχημική αποθήκευση θερμότητας. Το 2012, στο πλαίσιο της Ευρωπαϊκής Ενεργειακής Έρευνας, η Ευρωπαϊκή Ένωση χορήγησε 8,65 δισεκατομμύρια σε ένα έργο ηλιακής ενέργειας με τον τίτλο «Βελτιστοποίηση συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με ενσωματωμένη γεννήτρια ατμού» (OPTS). Πολλαπλά ευρωπαϊκά ερευνητικά ιδρύματα θα συνεργαστούν για περίοδο τριών ετών για να αναπτύξουν μια ενιαία δεξαμενή με στρωματοποιημένο σύστημα αποθήκευσης τηγμένου αλατιού που μπορεί να αποθηκεύσει θερμότητα έως 550 C για μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεις ηλιακών θερμοηλεκτρικών σταθμών CSP [142]. Ωστόσο, αντί να μειώσει το κόστος χρησιμοποιώντας διαφορετικά υλικά αποθήκευσης, αυτό το έργο εστιάζει στην ανάπτυξη του σχεδιασμού ενός νέου συστήματος που θα ενσωματώσει τη γεννήτρια ατμού με το σύστημα αποθήκευσης χρησιμοποιώντας το ίδιο τηγμένο αλάτι που χρησιμοποιείται στο σύστημα 2 δεξαμενών. Διαφορετικές έννοιες σχεδιασμού σε επίπεδο συστήματος συζητούνται παρακάτω στην Ενότητα 4.

Πίνακας 4: Δημοσιευμένα δεδομένα δυνητικών υλικών αισθητής θερμικής αποθήκευσης [1, 80]

$T_{\text{cold}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{hot}} (^{\circ}\text{C})$	Material	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m ³)	Average specific heat capacity c_p (kJ/kg K)	Volumetric specific heat capacity (kWh _{th} /m ³)	Type of medium
200	300	Sand–rock–oil	1	1700	1.3	60	Solid
200	400	Reinforced concrete	1.5	2200	0.85	100	Solid
200	400	Cast iron	37	7200	0.56	160	Solid
200	500	NaCl	7	2160	0.85	150	Solid
200	700	Cast steel	40	7800	0.6	450	Solid
200	700	Silica fire bricks	1.5	1820	1	150	Solid
200	1200	Magnesia fire bricks	5	3000	1.15	600	Solid
250	350	Synthetic oil	0.11	900	2.3	57	Liquid
250	450	Nitrite salts	0.57	1825	1.5	152	Liquid
270	530	Liquid sodium	71	853	1.3	80	Liquid
300	400	Silicone oil	0.1	900	2.1	52	Liquid
180	1300	Lithium liquid salt	38.1	510	4.19		Liquid
15	400	Dowtherm A	0.1171 at 155 °C	867	2.2		Liquid
0	345	Therminol 66		750	2.1		Liquid

Πίνακας 5: Δημοσιευμένα δεδομένα δυνητικών υλικών λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης [76, 77]

$T_{\text{melt}} (^{\circ}\text{C})$	Material	Latent heat of fusion (J/g)	Thermal conductivity (W/m K)
307	NaNO ₃	177	0.5
318	77.2 mol% NaOH–16.2% NaCl–6.6% Na ₂ CO ₃	290	
320	54.2 mol% LiCl–6.4% BaCl ₂ –39.4% KCl	170	
335	KNO ₃	88	0.5
340	52 wt% Zn–48% Mg	180	
348	58 mol% LiCl–42% KCl	170	
380	KOH	149.7	0.5
380	45.4 mol% MgCl ₂ –21.6% KCl–33% NaCl	284	
381	96 wt% Zn–4% Al	138	
397	37 wt% Na ₂ CO ₃ –35% K ₂ CO ₃ –Li ₂ CO ₃	275	2.04
443	59 wt% Al–35% Mg–6% Zn	310	
450	48 wt% NaCl–52% MgCl ₂	430	0.96
470	36 wt% KCl–64% MgCl ₂	388	0.83
487	56 wt% Na ₂ CO ₃ –44% Li ₂ CO ₃	368	2.11
500	33 wt% NaCl–67% CaCl ₂	281	1.02
550	LiBr	203	
632	46 wt% LiF–44% NaF ₂ –10% MgF ₂	858	1.20
660	Al	398	250
714	MgCl ₂	452	

Πίνακας 6: Θερμοχημικά μέσα αποθήκευσης

Compound	Temperature (°C)	Reaction	ΔH (kJ/mol)	ΔH (GJ/m ³)
Manganese oxide [73]	530 (at 1 bar of reactant)	$\text{MnO}_2 + \Delta H \leftrightarrow 0.5\text{Mn}_2\text{O}_3 + 0.25\text{O}_2$	42	
Calcium hydroxide [73]	505 (at 1 bar of reactant)	$\text{Ca(OH)}_2 + \Delta H \leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	112	
Calcium carbonate [73]	896 (at 1 bar of reactant)	$\text{CaCO}_3 + \Delta H \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	167	4.4
Magnesium hydride [81]	250–500	$\text{MgH}_2 + \Delta H \leftrightarrow \text{Mg} + \text{H}_2$	75	
Ammonia [82]	400–500	$\text{NH}_3 + \Delta H \leftrightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2$	67	
Methane/Water [83]	500–1000	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	n.a.	
Magnesium oxide [84]	250–400	$\text{MgO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Mg(OH)}_2$	81	3.3
Iron carbonate [85]	180	$\text{FeCO}_3 \leftrightarrow \text{FeO} + \text{CO}_2$		2.6
Metal hydride [83]	200–300	$\text{Metal } x\text{H}_2 \leftrightarrow \text{metal } y\text{H}_2 + (x - y)\text{H}_2$		4
Methanolation–demethanolation [86]	200–250	$\text{CH}_3\text{OH} \leftrightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	n.a.	

Πίνακας 7: Υλικά για χρήση ως μέσου αποθήκευσης για συστήματα θερμικής αποθήκευσης ενέργειας αξιολογημένα με βάση τον κύκλο ζωής και την χημική σταθερότητα

Material	Storage type	Number of cycles/hours tested	Temperature, °C	Notes/Conclusions	Ref.
High temperature concrete	Sensible	370 cycles	200–400	Suitable for use as storage material.	[97]
60 wt% NaNO ₃ /40% KNO ₃ (solar salt)	Sensible	30,000 h	290–565	Impurities in salt (98% pure) required pretreatment to remove toxic NO _x . Composition changed over time and melting point slightly decreased but these changes did not have an effect on salt's performance. Proven to be suitable for use as storage medium. Should maintain integrity as filler material for years in nitrate salts	[10,98]
Taconite (iron ore pellets)	Sensible ^a		550		[99]
Taconite (iron ore pellets)	Sensible ^a	350 thermal cycles	290–400	Porous pellets held together fairly well after cycling. Acceptable for use as filler material in molten salt.	[98,100]
Barium carbonate (mineral name – witherite)	Sensible ^a	10 h	400	Reacted with Ca(NO ₃) ₂ during 10 h exposure to Hitec XL nitrate salt ^b .	[98]
Barium sulfate (mineral name – barite)	Sensible ^a	10 h	400	Reacted with Ca(NO ₃) ₂ during 10 h exposure to Hitec XL ^b .	[98]
Aluminum oxyhydroxide (mineral name – bauxite)	Sensible ^a	1000 h	400	Crumbled after exposure to Hitec XL nitrate salt ^b	[98]
Iron titanate (mineral name – ilmenite)	Sensible ^a	1000 h	400	Crumbled after exposure to Hitec XL nitrate salt ^b	[98]
Calcium carbonate (mineral name – KS limestone)	Sensible ^a	1000 h	400	Crumbled after exposure to Hitec XL nitrate salt ^b	[98]
Calcium sulfate (mineral name – anhydrite)	Sensible ^a	1000 h	400	Experienced significant weight loss after exposure to Hitec XL nitrate salt ^b	[98]
Silicon carbide (mineral name – carborundum)	Sensible ^a	1000 h	400	Gained weight after exposure to Hitec XL nitrate salt, most likely due to porosity.	[98]
Silicon dioxide (mineral name – quartzite)	Sensible ^a	553 thermal cycles	290–400	No compatibility issues with Hitec XL. Only slight changes in color. Held up well and suitable for use as filler material.	[98]
Apatite	Sensible ^a	1000 h	400	No compatibility issues with Hitec XL at tested temperature	[98]
Calcium carbonate (mineral name – marble)	Sensible ^a	350 thermal cycles	290–400	After thermal cycling, material softened and fared poorly. Unacceptable as a filler material.	[98]
Hydrated calcium carbonate (mineral name – NM limestone)	Sensible ^a	365 thermal cycles	290–400	After thermal cycling, material became soft and looked like mud. Unacceptable as a filler material.	[98]
Aluminum oxide (mineral name –corundum)	Sensible ^a	1000 h	400	No compatibility issues with Hitec XL at tested temperature	[98]
Scheelite	Sensible ^a	1000 h	400	No compatibility issues with Hitec XL at tested temperature	[98]
Tin oxide (mineral name – cassiterite)	Sensible ^a	1000 h	400	No compatibility issues with Hitec XL at tested temperature	[98]
16 wt% Ca(NO ₃) ₂ /34% NaNO ₃ /50% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	531	Reagent grade salts heated in air. Minor amount of CaCO ₃ and nitrites detected due to decomposition. Water did not affect chemical stability. Stable up to 500 °C.	[101]
30 wt% Ca(NO ₃) ₂ /24% NaNO ₃ /46% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	504	Reagent grade salts heated in air. Minor amount of CaCO ₃ and nitrites detected due to decomposition. Water did not affect chemical stability. Salt stable up to 480 °C.	[101]
42 wt% Ca(NO ₃) ₂ /15% NaNO ₃ /43% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	501	Reagent grade salts heated in air. Minor amount of CaCO ₃ and nitrites detected due to decomposition. Water did not affect chemical stability. Salt stable up to 460 °C.	[101]
12 wt% LiNO ₃ /18% NaNO ₃ /70% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	601	Reagent grade salts heated in oxygen. Minor amount of oxides detected due to decomposition. Salt stable up to 550 °C in absence of atmospheric CO ₂ .	[101]
20 wt% LiNO ₃ /28 % NaNO ₃ /52% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	600	Reagent grade salts heated in oxygen. Minor amount of oxides detected due to decomposition. Salt stable up to 550 °C in absence of atmospheric CO ₂ .	[101]
27 wt% LiNO ₃ /33% NaNO ₃ /40% KNO ₃ mixture	Sensible	>72 h	600	Reagent grade salts heated in oxygen. Minor amount of oxides detected due to decomposition. Salt stable up to 550 °C in absence of atmospheric CO ₂ .	[101]

60 wt% Al/34% Mg/6% Zn alloy	Latent	1000 thermal cycles	25–550	Latent heat decreased by 10.98% and melting point decreased by 5.3 °C after 1000 cycles. Overall good thermal stability	[103]
50 mol% NaNO ₃ /KNO ₃	Latent	>100 thermal cycles	175–275	20 different samples were cycled more than 100 times at rate of 5 °C/min. Neither subcooling nor thermochemical instability was observed.	[104]
Sodium nitrate	Latent	2600 h	350	99% purity material tested isothermally. Small amounts of Nitrite formed at 350 °C. Overall thermally stable.	[105]
LiKCO ₃ (intermediate compound of 35 wt% Li ₂ CO ₃ /65% K ₂ CO ₃ mixture)	Latent	5650 h/129 cycles	430–535	Cycled in 316SS vessel. Salt showed high degree of stability. Very slight decrease in melting point and no change in composition due to decomposition or chemical rxn. Very thin stable oxide layer formed on container.	[106]
18.5 mol% NaNO ₃ –81.5% NaOH	Latent	1000 cycles	230–300	Industrial grade material which generally contains trace amounts of NaCl was tested. Observed a small peak that was attributed to formation of ternary eutectic with NaCl. Authors concluded that little change occurred after cycling and material would be good for storage.	[107]
Li ₂ CO ₃	Latent	408 h/13 cycles	676–776	Tested in a welded container of 316SS. Small salt leakage through weld due to oxidation and carburization of canister. Recycled in CO ₂ cover gas which reduced this effect.	[108]
Na ₂ CO ₃	Latent	288 h/21 cycles	808–908	Tested in welded 316SS container. Slight leakage around thermocouple fittings. Corrosion layer and subscale carburization observed on heat exchanger tube due to salt interactions.	[108]
52.2 wt% BaCO ₃ –47.8% Na ₂ CO ₃	Latent	984 h/36 cycles	636–736	Observed melting pt. around 712–717 °C instead of 686 °C published value. Salt showed stable performance and good compatibility with containment material	[108]
81.3 wt% Na ₂ CO ₃ –18.7% K ₂ CO ₃	Latent	1032 h/38 cycles	737–797	The system was stable during operation. Salt melted incongruently, resulting in “slush-type” behavior, indicated by lack of columnar crystals on heat exchanger and by radial temp distribution.	[108]
MgH ₂ /Mg	Thermochemical	700 cycles	475–522	Tested under pressure of 115–130 bar. Particles of Mg agglomerate and fused together at tested temps due to high vapor pressure and low melting point of Mg. Resulted in particles not completely reacting with hydrogen.	[109]

^a For use as thermocline filler material.

^b Hitec XL nitrate salt is a commercially available salt containing 42 wt% Ca(NO₃)₂/15% NaNO₃/45% KNO₃.

Πίνακας 8: Ικανότητα θερμικής αποθήκευσης υλικών

Material	Measured				Theoretical		
	Latent heat (kJ/kg)	T _{melt} (°C)	Purity of material tested	Ref.	Latent heat (kJ/kg)	T _{melt} (°C)	Ref.
29 mol% Zn/71% Mg eutectic alloy	138	343	Commercially pure	[110]	247–464	–	[110]
37.5 mol% Mg/62.5% Al eutectic alloy	310	451	Commercially pure	[110]	458–477	–	[110]
17.5 mol% Cu/82.5% Al eutectic alloy	351	548	Commercially pure	[110]	359–380	–	[110]
13 mol% Si/87% Al eutectic alloy	515	579	Commercially pure	[110]	571	–	[110]
17 mol% Cu/16.2% Mg/Al ternary eutectic alloy	360	506	Commercially pure	[110]	400–406	–	[110]
12.6 mol% Cu/5.1% Mg/Al ternary eutectic alloy	545	560	Commercially pure	[110]	449–549	–	[110]
59 mol% LiCl/41% KCl	234.6	352	Reagent grade, vacuum dried for 6 h.	[111]	242–272, 170	348	[76,111]
KNO ₃	98.9	337	Analytical reagent grade, vacuum dried for 16 h.	[111]	95.2–120.4	337	[111,112]
58.7 mol% LiCl/41.3% KCl	218.32	354.4	99.5% pure KCl/99% pure LiCl	[113]	234.9	355	[112]
95.5 wt% KNO ₃ –4.5% KCl	82.86	319.68	>99%	[114]	74	320	[114]
80.69 wt% KNO ₃ –7.44% KCl–11.87% KBr	76.6	N/A ^a	>99%	[114]	140	342	[114]
34.81 wt% NaCl–32.29% KCl–32.9% LiCl	138	352.89	>99%	[114]	281	346	[114]
60 wt% MgCl ₂ –20.4% KCl–19.6% NaCl	199	387.60	>99%	[114]	400	380	[114]

^a N/A – this mixture melted over a range of temperatures and did not form a eutectic.

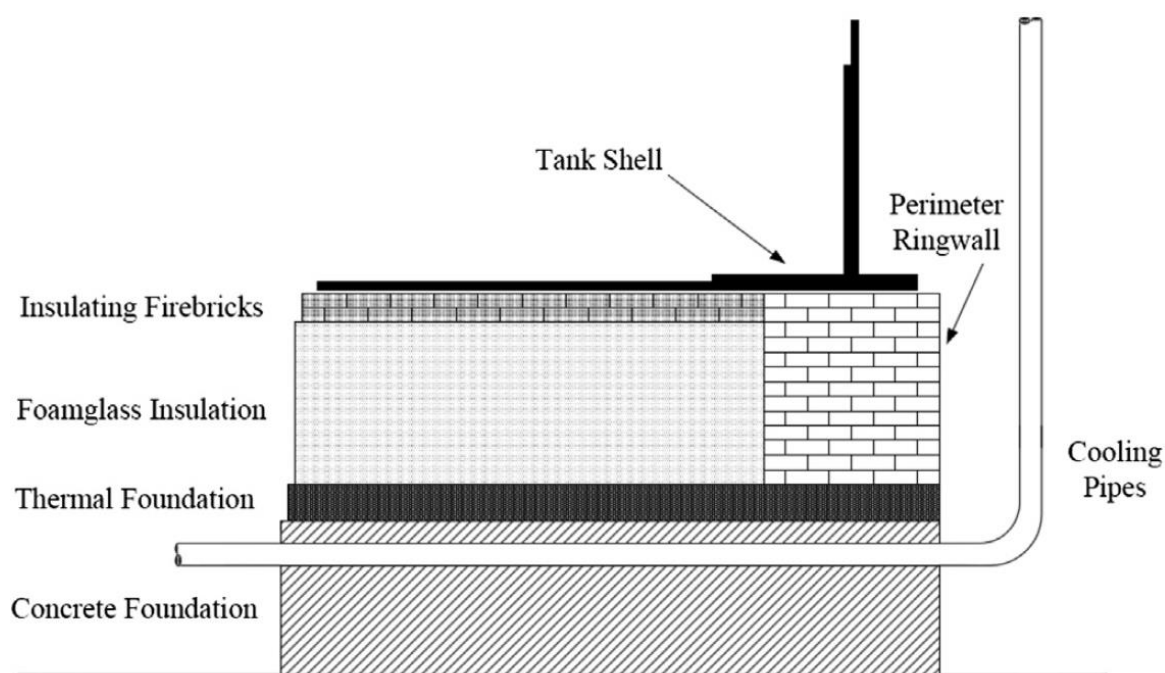
Πίνακας 9: Υλικά δεξαμενής για χρήση αλάτων υψηλής θερμοκρασίας

Salt used	Container material	Operating temperatures	Reference
KNO ₃ ; KNO ₃ /KCl; NaNO ₃	AISI 1015 (PCM) AISI K01200 (Tank)	$T_{\min} = 270\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{\max} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$	[129]
KNO ₃ /NaNO ₃ /Ca(NO ₃) ₂ binary and ternary mix	304 and 316SS and A36 carbon steel	570 °C for SS; 316 °C for C steel	[126]
KNO ₃ /NaNO ₃ /Ca(NO ₃) ₂	316SS	450 °C and 500 °C	[130]
MgCl ₂ /KCl	316SS and high nickel alloys	850 °C for 100 h	[131]
Fluoride salt eutectics	Inconel 617	727 °C for 20,000 to 30,000 h	[132]

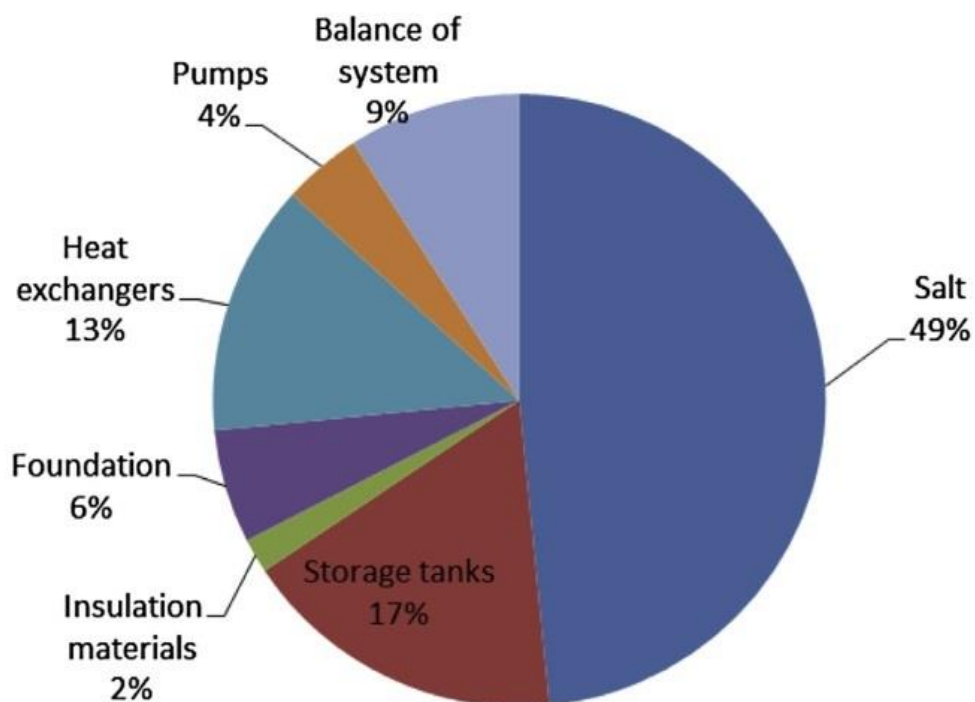
Πίνακας 10: Βασικές απαιτήσεις για ανάπτυξη συστημάτων θερμικής αποθήκευσης ενέργειας για μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας

1	High energy density capability of storage material
2	Efficient heat transfer between the storage material and HTF provided by properly designed heat exchange equipment.
3	Fast response to load changes in the discharge mode
4	Low chemical activity of storage material and HTF towards the materials of construction
5	Good chemical stability of storage material/HTF and temperature reversibility in a large number of thermal charge/discharge cycles comparable to a lifespan of the power plant, 30 years
6	High thermal efficiency and low parasitic electric power for the system
7	Low potential contamination of the environment caused by an accidental spill of large amounts of chemicals used in the TES system
8	Low cost of storage material, taking into account the embodied energy (carbon)
9	Ease of operation and low operational and maintenance costs
10	Feasibility of scaling up TES designs to provide at least 10 full load operation hours for large-scale solar power plants of 50 MW electrical generation capacity and larger

Σχήμα 4: Θεμελίωση δεξαμενής αποθήκευσης [135]



Σχήμα 5: Ανάλυση κόστους Συστημάτων θερμικής αποθήκευσης ενέργειας με διπλή δεξαμενή αποθήκευσης έμμεσης αισθητής θερμότητα



4. Σχεδιασμός σε επίπεδο συστήματος

Από τις προηγούμενες ενότητες είναι φανερό ότι η αποτελεσματικότητα και η απόδοση των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας είναι πολύ σημαντικά για τον καθορισμό της αποδοτικότητας της μονάδας παραγωγής ενέργειας. Η συγκέντρωση επιλεγμένων στοιχείων παίζει πρωταρχικό ρόλο στην επίτευξη της στοχευμένης πυκνότητας αποθήκευσης, των δυνατοτήτων φόρτισης και εκφόρτισης και των απαιτήσεων κόστους του συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Σε επίπεδο συστήματος, αρκετοί παράγοντες καθορίζουν την θερμική συμπεριφορά και ως εκ τούτου την ενέργεια και την ενεργειακή απόδοση της μονάδας.

Οι βασικές απαιτήσεις για την ανάπτυξη ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας είναι [πίνακας 10, 143]:

1. Ικανότητα υψηλής ενεργειακής πυκνότητας του υλικού αποθήκευσης
2. Αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας μεταξύ του υλικού αποθήκευσης και του HTF με κατάλληλα σχεδιασμένο εξοπλισμό ανταλλαγής θερμότητας.
3. Γρήγορη απόκριση στις μεταβολές του φορτίου κατά τη λειτουργία εκφόρτισης
4. Χαμηλή χημική δραστηριότητα του υλικού αποθήκευσης και του HTF προς τα υλικά κατασκευής
5. Υψηλή χημική σταθερότητα του υλικού αποθήκευσης/HTF και της θερμοκρασίας αναστρεψιμότητας σε μεγάλο αριθμό θερμικών κύκλων φόρτισης/εκφόρτισης - συγκρίσιμη με τη διάρκεια ζωής του σταθμού ηλεκτροπαραγωγής, 30 έτη
6. Υψηλή θερμική απόδοση και χαμηλή παρασιτική ηλεκτρική ισχύς για το σύστημα
7. Χαμηλή δυνητική μόλυνση του περιβάλλοντος που προκαλείται από μια τυχαία διαρροή μεγάλων ποσοτήτων χημικών ουσιών που χρησιμοποιούνται στο σύστημα TES
8. Χαμηλό κόστος του υλικού αποθήκευσης, λαμβανομένου υπόψη του ενσωματωμένου ενέργειας (άνθρακα)
9. Μη σύνθετη λειτουργία και χαμηλό κόστος λειτουργίας και συντήρησης
10. Δυνατότητα τροποποίησης - επέκτασης του σχεδιασμού συστημάτων TES ώστε να παρέχουν τουλάχιστον 10 πλήρη φορτία ώρες λειτουργίας για μεγάλης κλίμακας ηλιακούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής 50 MW ηλεκτρικής παραγωγικής ικανότητας και ακόμα μεγαλύτερων

4.1 Κατηγορίες συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (TES)

Τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ως ενεργητικά ή παθητικά. Όταν το μέσο αποθήκευσης είναι ρευστό και μπορεί να ρέει μεταξύ των δεξαμενών, τα συστήματα αναφέρονται ως συστήματα ενεργού τύπου. Εάν το μέσο αποθήκευσης χρησιμοποιείται επίσης ως υγρό μεταφοράς θερμότητας, τότε το σύστημα αναφέρεται ως σύστημα άμεσης ενεργοποίησης. Όταν το υγρό αποθήκευσης και το υγρό μεταφοράς θερμότητας είναι διαφορετικά, απαιτείται ένας επιπρόσθετος εναλλάκτης θερμότητας και σε αυτήν την περίπτωση η μονάδα θεωρείται μονάδα έμμεσα ενεργητικού τύπου. Στις περιπτώσεις όπου το μέσο αποθήκευσης είναι στερεό, το ρευστό μεταφοράς θερμότητας περνά μέσα από το αποθηκευτικό υλικό μόνο για φόρτιση και εκφόρτιση. Αυτού του είδους τα συστήματα είναι συστήματα παθητικού τύπου. Ο πίνακας 7 δείχνει διάφορες διαμορφώσεις συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, κατηγοριοποιημένες ως ενεργητικά και παθητικά συστήματα αποθήκευσης. Καθένα από αυτά τα συστήματα έχει τα δικά του πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα συγκριτικά με άλλους τύπους συστημάτων.

Ανάλογα με τον επιλεγμένο τύπο αποθήκευσης, κάθε διαμόρφωση πρέπει να μπορεί να αποθηκεύει την απαιτούμενη ποσότητα ενέργειας κατά την διάρκεια της εφαρμογής καθώς και να είναι οικονομική. Αναφορικά με την θερμική απόδοση, είναι ζωτικής σημασίας το σύστημα αποθήκευσης να έχει υψηλή ενεργειακή πυκνότητα και επαρκή ικανότητα φόρτισης και εκφόρτισης. Για παράδειγμα, στην περίπτωση των ενεργών συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, χρησιμοποιούνται υγρά αντί για αέρια ως υλικά αποθήκευσης, επειδή τα υγρά έχουν υψηλή ενεργειακή πυκνότητα και θερμική αγωγιμότητα συγκριτικά με τα αέρια. Ωστόσο, η χρήση ενός υγρού που είναι σταθερό στην θερμοκρασία χρήσης ενός συστήματος μπορεί να μην είναι οικονομική. Ομοίως, εάν επιλεγεί ένα φθινό στερεό υλικό με υψηλή ενεργειακή πυκνότητα, το σύστημα μπορεί να μην διαθέτει υψηλή θερμική διάχυση ώστε να φορτίζει και να εκφορτίζει αποτελεσματικά την ενέργεια. Ως εκ τούτου, για την βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας ενσωματώνονται υλικά υψηλής θερμικής αγωγιμότητας. Στις επόμενες ενότητες, θα περιγραφούν αρχικά οι ποικίλοι τύποι ενεργητικών και παθητικών συστημάτων ακολουθούμενοι από συζήτηση για την θεωρητική ανάλυση αυτών.

4.1.1 Συστήματα αποθήκευσης ενεργητικού τύπου

Σε ένα σύστημα αποθήκευσης ενεργητικού τύπου, το ίδιο το αποθηκευτικό υλικό κινείται μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας για την μεταφορά ενέργειας. Οι χρησιμοποιούμενοι εναλλάκτες μπορούν επίσης να είναι ηλιακοί δέκτες ή ατμολέβητες.

4.1.1.1 Συστήματα δύο δεξαμενών

Τα υγρά μέσα αποθήκευσης που χρησιμοποιούνται για υψηλής θερμοκρασίας συστήματα CSP (παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με συγκεντρωτικά κάτοπτρα) είναι συνήθως τηγμένα άλατα ή συνθετικά έλαια. Μία άμεση αποθήκευση με σύστημα δύο δεξαμενών (όπου το αποθηκευτικό υλικό λειτουργεί και ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας) χρησιμοποιήθηκε σε πρώιμους παραβολικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής (όπως το Solar Electric Generating System I) και ο πύργος ενέργειας Solar Two στην Καλιφόρνια. Αρκετοί παραβολικοί σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής υπό ανάπτυξη αλλά και λειτουργία, τόσο στην Ισπανία όσο και στις ΗΠΑ, χρησιμοποιούν την έννοια της έμμεσης αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με το σύστημα των δυο δεξαμενών (πίνακας 2). Οι μονάδες θα χρησιμοποιούν οργανικό έλαιο ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας και τηγμένο αλάτι ως υγρό αποθήκευσης. Επί του παρόντος, το σύστημα αποθήκευσης δυο δεξαμενών είναι η πιο ώριμη εμπορικά τεχνολογία και χρησιμοποιείται στην βιομηχανία, ενώ άλλοι τύποι διαφέρουν ως προς το επίπεδο ωριμότητάς τους.

4.1.1.2 Συστήματα θερμοκλίνης

Τα ρευστά μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν σε ένα σύστημα ενιαίας δεξαμενής όπου ένα ζεστό υγρό, όπως το συνθετικό έλαιο, διοχετεύεται στην κορυφή της δεξαμενής κατά την διάρκεια της λειτουργίας φόρτισης, μετατοπίζοντας σταδιακά ένα ψυχρότερο υγρό. Μία θερμοβαθμίδα δημιουργείται μέσα στο σύστημα, η οποία σταθεροποιείται και διατηρείται ιδανικά από τις επιδράσεις της άνωσης. Για αυτού του είδους το σύστημα έχει επινοηθεί ο όρος «σύστημα θερμοκλίνης» εξαιτίας της θερμοβαθμίδας που δημιουργείται μέσα σε αυτό. Το ζεστό υγρό παραμένει στην κορυφή ενώ το ψυχρό στο κάτω μέρος, ωστόσο, σε αυτά τα συστήματα ο διαχωρισμός του ζεστού από το ψυχρό υγρό είναι δύσκολος. Ένα ιδανικό θερμοκλίνιο, όπως φαίνεται στην εικόνα 8 έχει ένα φανταστικό και κάθετα κινούμενο τέλειο θερμομονωτικό στρώμα το οποίο προστατεύει από την ανάμειξη των ζεστών και των ψυχρών

ρευστών. Το θερμομονωτικό αυτό στρώμα μπορεί να κινηθεί ανάλογα με το εάν αποθηκεύεται στο σύστημα ένα ζεστό ή ένα ψυχρό υγρό. Τυπικά, ένα υλικό πλήρωσης εισάγεται στο σύστημα. Η παρουσία του υλικού πλήρωσης βοηθά στην διατήρηση της θερμοβαθμίδας και μειώνει την φυσική μετάδοση θερμότητας μέσα στο υγρό. Το υλικό πλήρωσης λειτουργεί ως βασικό υλικό αποθήκευσης σε αυτά τα συστήματα γι' αυτό και εντάσσονται στην κατηγορία των παθητικών συστημάτων αποθήκευσης και θα συζητηθούν αργότερα.

4.1.1.3 Συσσωρευτές ατμού

Εκτός από την χρήση συνθετικών ελαίων και τηγμένων αλάτων σε συστήματα αποθήκευσης ενεργού τύπου, το νερό μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί ως αποθηκευτικό μέσο σε συστήματα που ονομάζονται συσσωρευτές ατμού. Σε αυτά τα συστήματα, η φόρτιση γίνεται όταν υπερθερμασμένος ατμός ή κορεσμένο νερό εισέρχεται υπό πίεση σε μια δεξαμενή αποθήκευσης που αρχικά περιέχει κορεσμένο ατμό ή κορεσμένο νερό.

Εάν το σύστημα φορτίζεται με υπερθερμασμένο ατμό, η θερμοκρασία και η πίεση του νερού στην δεξαμενή αυξάνονται, μεταβάλλοντας έτσι την κατάσταση κορεσμού της αρχικής μάζας [148, 149]. Από την άλλη μεριά, εάν για την φόρτιση του συστήματος χρησιμοποιείται κορεσμένο υγρό, η πίεση και η θερμοκρασία παραμένουν σταθερές ενώ η μάζα στον όγκο αυξάνεται [149]. Η διαδικασία εκφόρτισης πραγματοποιείται με μείωση της πίεσης στην δεξαμενή αποθήκευσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την παραγωγή κορεσμένου ατμού ο οποίος μειώνεται σε πίεση καθώς προχωρά η διαδικασία εκφόρτισης. Εάν το ζητούμενο είναι υπέρθερμος ατμός, τότε χρειάζεται ένα δευτερεύον σύστημα αποθήκευσης για την αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού. Οι συσσωρευτές ατμού είναι κατάλληλοι για εγκαταστάσεις άμεσης παραγωγής ατμού (DSG) με συστήματα CSP όπου ο ατμός παράγεται απευθείας στην φωτοβολταϊκή εγκατάσταση και έπειτα χρησιμοποιείται στον πύργο ισχύος για την παραγωγή ενέργειας. Ο πλεονάζων ατμός που παράγεται και δεν χρειάζεται για την τουρμπίνα μπορεί να εκτραπεί στον συσσωρευτή ατμού. Αυτά τα συστήματα μπορούν επίσης να λειτουργήσουν τόσο ως συστήματα αποθήκευσης όσο ως διαχωριστές φάσης σε εγκαταστάσεις DSG που λειτουργούν σε λειτουργία ανακυκλοφορίας [149]. Σε αυτή την λειτουργία, ο κορεσμένος ατμός διαχωρίζεται από το κορεσμένο υγρό σε ένα διαχωριστικό τύμπανο και στη συνέχεια στέλνεται μέσω άλλου συλλέκτη για να υπερθερμανθεί. Όπως φαίνεται και από το σχήμα στην εικόνα 9, αντί να χρησιμοποιηθούν δυο ξεχωριστά κομμάτια εξοπλισμού, ο υγρός ατμός φεύγει από την φωτοβολταϊκή εγκατάσταση και εισέρχεται στον συσσωρευτή που λειτουργεί και ως διαχωριστής. Εδώ οι φάσεις διαχωρίζονται και η πίεση παραμένει σταθερή.

Δεδομένου ότι αυτά τα συστήματα χρειάζονται δεξαμενές αποθήκευσης υπό πίεση, οι οποίες είναι ακριβές, και έχουν χαμηλή ογκομετρική πυκνότητα ενέργειας (η ογκομετρική ικανότητα αποθήκευσης για το νερό είναι $20\text{e}30\text{ kWh/m}^3$ σε σύγκριση με περίπου 100 kWh/m^3 για τα υλικά με αλλαγή φάσης (PCMs)), είναι χρήσιμα όταν χρειάζεται χαμηλή θερμική χωρητικότητα αποθήκευσης, όπως στην περίπτωση αποθήκευσης ανάγκης [149]. Προκειμένου να αυξηθεί η χωρητικότητα αποθήκευσης, έχει προταθεί η αποθήκευση λανθάνουσας θερμότητας να χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με τους συσσωρευτές ατμού, είτε τοποθετώντας υλικά αλλαγής φάσης (PCMs) απευθείας στον συσσωρευτή είτε εξωτερικά αυτού [79]. Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν στην διαμόρφωση έμμεσης αποθήκευσης, στην οποία ένα μεμονωμένο ρευστό μεταφοράς θερμότητας, όπως κάποιο συνθετικό έλαιο, εισέρχεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας που επαφίεται με την μάζα του συσσωρευτή ατμού.

4.1.2 Συστήματα αποθήκευσης παθητικού τύπου

Στα συστήματα αποθήκευσης παθητικού τύπου, το ρευστό μεταφοράς θερμότητας (HTF) μεταφέρει ενέργεια που λαμβάνει από την πηγή ενέργειας στο αποθηκευτικό μέσο κατά την διάρκεια της φόρτισης και λαμβάνει ενέργεια από το σύστημα αποθήκευσης κατά την διάρκεια εκφόρτισης (αυτά τα συστήματα ονομάζονται επίσης και αναγεννητές).

Η διάταξη ώστε να μπορεί το HTF να διαπερνά το αποθηκευτικό μέσο είναι μια σημαντική παράμετρος που υπαγορεύει την μεταφορά θερμότητας στην μονάδα. Όταν το υγρό μεταφοράς θερμότητας είναι ρευστό και η θερμοχωρητικότητα των στερεών στο σύστημα αποθήκευσης δεν είναι αμελητέα, το σύστημα ονομάζεται σύστημα διπλής αποθήκευσης. Τα συστήματα παθητικής αποθήκευσης μπορούν να χρησιμοποιούν φθηνά στερεά όπως πέτρες, άμμος ή σκυρόδεμα για υλικά αποθήκευσης αισθητής θερμότητας ή υλικά αλλαγής φάσης για την αποθήκευση θερμικής ενέργειας.

Η μεταφορά θερμότητας μπορεί να είναι πιο προβληματική σε συστήματα αποθήκευσης παθητικού τύπου δεδομένου ότι το αποθηκευτικό μέσο βρίσκεται σε στερεή και όχι σε υγρή μορφή. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι μεταφοράς θερμότητας που ποικίλλουν από την ενσωμάτωση αγωγών ή σωλήνων στο αποθηκευτικό μέσο έως την χρήση ενός μέσου αποθήκευσης τύπου σταθερής κλίνης όπου το υγρό διαχέεται απευθείας μέσω του αποθηκευτικού μέσου χωρίς να είναι απαραίτητη η χρήση επιπρόσθετου εναλλάκτη θερμότητας. Εάν το μέσο αποθήκευσης είναι ένα στερεό-υγρό αλλαγής φάσης, τότε οι σχεδιαστικές εκτιμήσεις πρέπει να συμπεριλάβουν επίσης τον διαχωρισμό του υγρού μέσου από το ρευστό μεταφοράς θερμότητας. Οι τύποι περιορισμού που μελετήθηκαν είναι η μαζική αποθήκευση σε δεξαμενές εναλλάκτες θερμότητας, μακρο-ενθυλάκωση και μικρο-ενθυλάκωση. Το σχήμα 10. μας δείχνει διάφορα σχήματα περιορισμού που χρησιμοποιούνται σε συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με εναλλαγή στερεής-υγρής φάσης [150].

Το σχήμα 11 μας δείχνει την υλοποίηση μιας δοκιμαστικής μονάδας αποθήκευσης με σκυρόδεμα που χρησιμοποιείται από το Γερμανικό Αεροδιαστημικό Κέντρο για χρήση στην Άμεση Παραγωγή Ατμού. Η δοκιμαστική αυτή μονάδα περιλαμβάνει σωλήνες καταγραφής που χρησιμοποιούνται για την μεταφορά και την διανομή του ρευστού μεταφοράς θερμότητας σε όλη τη μονάδα διατηρώντας την πίεση του υγρού.

4.1.2.1 Συστήματα με ενσωματωμένες δομές μεταφοράς θερμότητας

Οι ενσωματωμένες δομές που χρησιμοποιούνται για την βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας έχουν μελετηθεί από πολλούς ερευνητές τόσο σε χαμηλές όσο και σε υψηλές θερμοκρασίες. Ωστόσο, όπως φαίνεται και από το κεφάλαιο 3 (Θεωρήσεις σε επίπεδο εξαρτημάτων), εάν χρησιμοποιούνται υλικά υψηλής θερμικής αγωγιμότητας, τότε αυτά πρέπει να είναι συμβατά τόσο με το αποθηκευτικό υλικό όσο και με το ρευστό μεταφοράς θερμότητας. Για αποθηκευτικά συστήματα αισθητής θερμότητας σε υψηλές θερμοκρασίες έχουν χρησιμοποιηθεί από τους Laing et al [94] συστήματα σκυροδέματος με ενσωματωμένους σωληνοειδείς εναλλάκτες θερμότητας. Το θερμαινόμενο μέσο μεταφοράς περνά μέσα από σωλήνες που είναι ενσωματωμένοι στο σκυρόδεμα αποθήκευσης για να το θερμάνει. Για την έκκριση θερμικής ενέργειας, το ψυχρό ρευστό μεταφοράς περνά μέσα από το σκυρόδεμα με αντίθετη κατεύθυνση και θερμαίνεται. Ένας σωληνοειδής εναλλάκτης θερμότητας ενσωματώνεται στο υλικό αποθήκευσης για την αποτελεσματική μεταφορά της θερμότητας. Ο εναλλάκτης θερμότητας απαιτεί ένα σημαντικό μερίδιο του επενδυτικού κόστους. Ωστόσο η

τεχνολογία επεκτείνεται και τα κόστη πέφτουν σημαντικά, ειδικά για μικρότερες μονάδες (γύρω στα 10MW).

Μεμονωμένες μονάδες καθώς και ιδέες για σπονδυλωτά συστήματα σκυροδέματος για φόρτιση και εκφόρτιση μελετώνται στις αναφορές [94, 96, 151]. Προτείνεται η τοποθέτηση μιας οριζόντιας κατασκευής μεταφοράς θερμότητας (πχ. Γραφίτης ή αλουμίνιο) ανάμεσα στα στρώματα προκατασκευασμένου σκυροδέματος (εικόνα 12). Η κατασκευή μεταφοράς θερμότητας περιβάλλει τους σωλήνες δημιουργώντας καλή επαφή και σαν αποτέλεσμα υψηλή μεταφορά θερμότητας.

Η σκοπιμότητα χρήσης διαφορετικών υλικών πτερυγίου είτε από αλουμίνιο είτε από γραφίτη με την μέθοδο του sandwich μελετήθηκε από τους Steinmann et al [152] για οικονομικά αποδοτικά συστήματα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας. Η μονάδα αποθήκευσης θερμότητας κελύφους και σωλήνα είναι ευρέως χρησιμοποιούμενη σε συστήματα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας λόγω της υψηλής αποδοτικότητάς της και του σχετικά μικρότερου όγκου της. Στη συγκεκριμένη μονάδα, το υλικό αλλαγής φάσης (PCM) γεμίζει τον χώρο του δακτυλιοειδούς κελύφους γύρω από τον σωλήνα, ενώ το υγρό μεταφοράς θερμότητας κινείται μέσα στον σωλήνα ανταλλάσσοντας θερμότητα με το PCM. Αυτός ο τύπος συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας έχει μελετηθεί από πολλούς συγγραφείς χρησιμοποιώντας αριθμητικές αλλά και πειραματικές μεθόδους [153].

Αντί της χρήσης υλικών υψηλής αγωγιμότητας, η μεταφορά θερμότητας μπορεί επίσης να βελτιωθεί με την χρήση ενός μηχανισμού ανταλλαγής θερμότητας υψηλής αγωγιμότητας. Η χρήση ενσωματωμένων σωλήνων θερμότητας (HPs) ή θερμοσίφωνων ανάμεσα στο υλικό αλλαγής φάσης και στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας ως μέσου για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμικής ενέργειας ανάμεσά τους έχει διερευνηθεί από την βιβλιογραφία [154, 157]. Η αρχή λειτουργίας ενός σωλήνα θερμότητας μπορεί να βρεθεί στον Faghri [158]. Οι σωλήνες θερμότητας έχουν υψηλά αποδοτική θερμική αγωγιμότητα, μπορούν να ρυθμιστούν ώστε να δουλεύουν παθητικά σε συγκεκριμένα εύρη θερμοκρασιών και να κατασκευαστούν σε διάφορα σχήματα.

Μία ιδέα για ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας που ονομάζεται RHTS (αποθήκευση μεταφοράς θερμότητας με παλινδρόμηση) αναπτύχθηκε για παραβολικούς συλλέκτες με CSP (παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με συγκεντρωτικά κάτοπτρα) όπου η θερμοκρασία του ηλιακά θερμαινόμενου συνθετικού ελαίου μπορεί να φτάσει και τους 400 °C, παρουσιάζεται στις αναφορές [61, 159] (εικόνα 13).

Βασίζεται στα συνδυασμένα αποτελέσματα αλλαγής φάσης της τήξης και της εξάτμισης που συμβαίνουν ταυτόχρονα στο σύστημα αποθήκευσης. Ένα υγρό μεταφοράς θερμότητας μέσα στο σύστημα χρησιμοποιείται για την μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στο υλικό αποθήκευσης (μπορεί να είναι υλικό αισθητής ή λανθάνουσας θερμότητας) και τους εξωτερικούς εναλλάκτες χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα της εξάτμισης μέσω του βρασμού και της υγροποίησης μέσω της παλινδρόμησης. Σε τεστ εργαστηριακής κλίμακας, η συνολική θερμική αγωγιμότητα ενός συστήματος RHTS προσδιορίστηκε γύρω στα 500 W/m-K, απόδοση συγκρίσιμη με αυτή των θερμοσίφωνων.

4.1.2.2 Συστήματα σταθερής κλίνης

Τα συστήματα σταθερής κλίνης αποτελούνται από στοιχεία αποθηκευτικού υλικού σε διάφορα σχήματα και μεγέθη καθώς και ένα υγρό μεταφοράς θερμότητας που ρέει ανάμεσα σε αυτά τα

στοιχεία για την μεταφορά θερμότητας στο αποθηκευτικό υλικό. Δεδομένου ότι το υγρό μεταφοράς θερμότητας βρίσκεται σε απευθείας επαφή με το αποθηκευτικό υλικό, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας μπορεί να είναι μεγάλοι. Αυτά τα συστήματα μπορούν να διατηρήσουν την θερμική κλίση όταν χρησιμοποιούνται υλικά με χαμηλή αγωγιμότητα όπως οι πέτρες. Οι θερμοκλίνες με υλικά πλήρωσης μπορούν να χαρακτηριστούν ως συστήματα σταθερής κλίνης.

Τα περισσότερα συστήματα σταθερής κλίνης είναι συστήματα μονής δεξαμενής που λειτουργούν ως θερμοκλίνες. Η χρήση σταθερού αποθηκευτικού μέσου και η ανάγκη μόνο μιας δεξαμενής μειώνει το κόστος του συστήματος αναλογικά με ένα σύστημα δύο δεξαμενών ενεργητικού τύπου. Η πιλοτική μονάδα κεντρικού δέκτη Solar One χρησιμοποίησε ως σύστημα αποθήκευσης θερμοκλίνης που αποτελείτο από ένα ευτηκτικό μείγμα νιτρικού νατρίου και νιτρικού καλίου ως μέσο αποθήκευσης μαζί με χαλαζίτη και πυριτική άμμο ως υλικό πλήρωσης χαμηλού κόστους [146]. Διαπιστώθηκε ότι σε θερμοκρασίες 400 °C το κόστος ενός συστήματος αποθήκευσης θερμότητας θερμοκλινών έρχεται στα 2/3 του κόστους ενός συστήματος με δύο δεξαμενές παρόλο που και τα δύο χρησιμοποιούν τα ίδια τηγμένα άλατα. Οι λεπτομέρειες για την αποθήκευση τετηγμένου αλατιού όπου η δεξαμενή είναι γεμάτη με πετρώματα χαλαζίτη μεγέθους 2,5 εκατοστών και σωματίδια άμμου μεγέθους περίπου 0,5 εκατοστού μελετήθηκαν από τους Bharathan και Glatzmaier. Αυτά τα υλικά πλήρωσης προβλέπεται να καταλαμβάνουν το 75% του όγκου της δεξαμενής.

Μία πρόσφατη έρευνα από την Abengoa Solar, Inc. [161] ανέλυσε και συνέκρινε σχέδια υπερκρίσιμων δεκτών χρησιμοποιώντας μια θερμοκλίνη σταθερής κλίνης και ένα σύστημα θερμικής αποθήκευσης δύο δεξαμενών. Το σύστημα δύο δεξαμενών αποτελείται από μια δεξαμενή με ψυχρό άλας που λειτουργεί στους 288 °C και μια δεξαμενή με θερμό άλας που λειτουργεί στους 565 °C. Το σύστημα θερμοκλίνης αποτελείται από ένα κάθετο δοχείο γεμάτο με κοκκώδες κεραμικό υλικό όπως ο χαλαζίτης. Η έρευνα έδειξε ότι δεν είναι εφικτό να χρησιμοποιηθεί υπερκρίσιμος ατμός ως υγρό μεταφοράς θερμότητας στα συστήματα θερμοκλινών, αλλά μπορεί όμως να χρησιμοποιηθεί υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα. Επίσης, η έκθεση προτείνει ότι τα συστήματα θερμικής αποθήκευσης νιτρικού άλατος δύο δεξαμενών προτιμώνται έντονα έναντι των συστημάτων θερμοκλινών όταν γίνεται χρήση υπερκρίσιμων υγρών μεταφοράς θερμότητας. Μια ιδέα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας δύο δεξαμενών για λειτουργία σε πύργους ισχύος χρησιμοποιώντας άμμο χαλαζία ως αποθηκευτικό μέσο παρουσιάζεται από τους Warerkar et al [162]. Η άμμος είναι αποθηκευτικό υλικό χαμηλού κόστους, κάτι το οποίο μπορεί να μειώσει το κόστος του συστήματος ανάλογα με την επιτυχία του εναλλάκτη αέρα-θερμότητας, ο οποίος βρίσκεται υπό ανάπτυξη. Οι Warerkar et al [144] περιγράφουν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων καθώς και μερικές πειραματικές μετρήσεις του εναλλάκτη θερμότητας και συζητούν επιλογές κλιμάκωσης. Μια σχηματική εικόνα του προτεινόμενου συστήματος δίνεται στην εικόνα 14.

Οι Hanchen et al [163] μοντελοποίησαν και παρουσίασαν ένα σύστημα θερμικής αποθήκευσης σε υψηλές θερμοκρασίες που χρησιμοποιεί ένα σύστημα σταθερής κλίνης από πέτρες για μονάδες κεντρικού δέκτη CSP με βάση τον αέρα. Επικύρωσαν τις προσομοιώσεις τους με πειράματα που πραγματοποιήθηκαν με πετρώματα πυριτικού μαγνησίου ως αποθηκευτικό υλικό στα 800 K. Σύμφωνα με την έρευνά τους, η ισχύς άντλησης για σωματίδια μεγέθους άνω των 10 mm ήταν μικρότερη από το 1% της παραγόμενης ισχύος.

Ο Φουρνάς [164] διεξήγαγε μια πειραματική μελέτη μεταφοράς θερμότητας από τον αέρα σε ένα στρώμα σφαιριδίων σιδηρομεταλλεύματος σε θερμοκρασίες έως 750 °C καθώς και μελέτες σε χαμηλότερες θερμοκρασίες χρησιμοποιώντας ασβεστόλιθο και άνθρακα ως μέσα αποθήκευσης. Συμπέρανε ότι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ποικίλει γραμμικά με την ταχύτητα του αερίου. Οι Bradshaw et al [165] μελέτησαν την μεταφορά θερμότητας μεταξύ αέρα και αζώτου σε συστήματα σταθερής κλίνης χρησιμοποιώντας σφαιρίδια αλουμινίου, χάλυβα και αιματίτη με μέγιστη θερμοκρασία 800 °C. Πραγματοποιήθηκαν μοντελοποίηση καθώς και πειραματικές μελέτες πάνω σε ένα σύστημα σταθερής κλίνης για αποθήκευση ενέργειας σε υψηλές θερμοκρασίες χρησιμοποιώντας σφαιρίδια οξειδίου του ζirkονίου ως υλικό αποθήκευσης. Η μέγιστη θερμοκρασία για την κλίνη ήταν περίπου 1000 °C με καυσάεριο ως υγρό φόρτισης και ατμοσφαιρικό αέρα ως υγρό εκφόρτισης.

4.1.3 Συνδυαστικά συστήματα

Παρόλο που η υπερσύγχρονη τεχνολογία στον τομέα των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας χρησιμοποιεί έναν τύπο συστήματος, την αποθήκευση αισθητής θερμότητας 2 δεξαμενών, η χρήση πολλών συστημάτων έχει αρκετά πλεονεκτήματα. Σε ένα παραδοσιακό μπλοκ ισχύος Rankine με υπέρθερμο ατμό είναι επιθυμητό να μειωθεί η διαφορά θερμοκρασίας ανάμεσα στο μέσο αποθήκευσης και του ρευστού που λειτουργεί εκείνη την ώρα ώστε να μειωθεί η απώλεια ενέργειας. Ένα τυπικό διάγραμμα ενός TES για την φόρτιση και την εκφόρτιση ατμού σε μια μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παρέχεται στην εικόνα 15.

Όπως φαίνεται και από το σχήμα 16, η θερμική αντιστοιχία ανάμεσα στο μέσο αποθήκευσης και στο ρευστό εργασίας μεγιστοποιείται όταν η παραγωγή ατμού, η οποία είναι μια ισοθερμική διαδικασία, συνδυάζεται με μια διαδικασία ισοθερμικής αποθήκευσης. Δεδομένου ότι η αποθήκευση λανθάνουσας ενέργειας είναι ισοθερμική, κρίνεται πλεονεκτική η χρήση αυτού του συστήματος για την εξάτμιση του ατμού. Από την στιγμή που τα στάδια προθέρμανσης και υπερθέρμανσης είναι διαδικασίες αισθητής θέρμανσης, επωφελούνται όταν συνδυάζονται με συστήματα αποθήκευσης αισθητής θερμότητας.

Οι Laing et al. [168] προτείνουν ένα σύστημα αποθήκευσης που αποτελείται από τρία μέρη (δίνεται στην εικόνα 17) και στο οποίο ένα υλικό αλλαγής φάσης χρησιμοποιείται για εξάτμιση δύο φάσεων σε μια μονάδα DSG, ενώ η αποθήκευση σκυροδέματος χρησιμοποιείται για την αποθήκευση αισθητής θερμότητας, πχ. την προθέρμανση του νερού και την υπερθέρμανση του ατμού. Παρουσιάζονται εργαστηριακά αποτελέσματα από τεστ σε δοκιμαστικά υλικά αλλαγής φάσης με 140 κιλά νιτρικό νάτριο (NaNO_3) στα οποία εφαρμόζεται η μέθοδος sandwich για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας, αποδεικνύοντας έτσι την αναμενόμενη χωρητικότητα και πυκνότητα ισχύος.

Ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας δύο φάσεων θα χρησιμοποιηθεί στον πύργο ισχύος 1 MW Dahan στην Κίνα. Το στάδιο χαμηλής θερμοκρασίας αποτελείται από έναν συσσωρευτή ατμού που θα αποθηκεύει κορεσμένο ατμό στα 2.35 MPa, 220.7 °C. Κατά την διάρκεια της εκφόρτισης, ο κορεσμένος ατμός θα μετατρέπεται σε υπερθερμασμένο ατμό μέσω ενός συστήματος έμμεσης αποθήκευσης δύο δεξαμενών που χρησιμοποιεί έλαια ως μέσο αποθήκευσης.

Διενεργήθηκε μια θερμική ανάλυση ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας δύο φάσεων στην οποία χρησιμοποιήθηκε σκυρόδεμα στο τμήμα αποθήκευσης θερμότητας υψηλής

θερμοκρασίας και ο συσσωρευτής ατμού χρησιμοποιήθηκε στο τμήμα χαμηλής θερμοκρασίας. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η απόδοση της μονάδας αποθήκευσης σκυροδέματος υψηλής θερμοκρασίας εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την θερμική αγωγιμότητα του σκυροδέματος και την απόσταση ανάμεσα σε γειτονικούς χαλύβδινους σωλήνες.

4.2 Θεωρητική ανάλυση των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (TES)

Για το σχεδιασμό συστημάτων TES για οποιαδήποτε εφαρμογή, η μεταφορά θερμότητας και η υδραυλική ανάλυση είναι πολύ σημαντικές για τον προσδιορισμό της βέλτιστης διαμόρφωσης. Η συμπεριφορά οποιουδήποτε συστήματος TES εξαρτάται από τα υποεξαρτήματα και τη συναρμολόγηση/αλληλεπίδρασή τους. Είναι γνωστό ότι το σύστημα θερμικής αποθήκευσης θα πρέπει να αποθηκεύει τη θερμότητα στην υψηλότερη θερμοκρασία που απαιτείται στο σύστημα και να την εκκρίνει στη χαμηλότερη επιτρεπόμενη θερμοκρασία στο σύστημα. Οι παρακάτω ενότητες παρέχουν τις μεθοδολογίες που χρησιμοποιούνται συνήθως για την ανάλυση μεταφοράς θερμότητας των συστημάτων TES.

4.2.1 Συστήματα δύο δεξαμενών ενεργητικού τύπου

Τα κύρια στοιχεία για ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας δύο δεξαμενών είναι το απόθεμα υλικών, το ρευστό μεταφοράς θερμότητας, οι εναλλάκτες θερμότητας και οι δεξαμενές αποθήκευσης, εκτός από τις αντλίες κυκλοφορίας του αποθηκευτικού υλικού. Κατά την διάρκεια της φόρτισης, η ποσότητα θερμότητας που αποθηκεύεται στο ρευστό εξαρτάται από τη θερμότητα που παρέχεται από το ηλιακό πεδίο. Η επιλογή του υλικού αποθήκευσης εξαρτάται από διάφορους παράγοντες, συμπεριλαμβανομένων των θερμοκρασιών λειτουργίας της εγκατάστασης. Οι εναλλάκτες θερμότητας πρέπει να σχεδιάζονται με πολύ μικρή προσέγγιση θερμοκρασιών για να ελαχιστοποιείται οποιοδήποτε λάθος στην απόδοση του κύκλου ισχύος κατά την εκφόρτιση θερμικής αποθήκευσης και να διατηρούν λογικές θερμοκρασίες παροχής ρευστού μεταφοράς θερμότητας στο πεδίο συλλέκτη κατά την φόρτιση θερμικής αποθήκευσης. Ο σχεδιασμός θα πρέπει επίσης να λάβει υπόψη την διαφορά πίεσης που προκύπτει στους εναλλάκτες ανάμεσα στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας και στο ρευστό αποθήκευσης. Οι εναλλάκτες θερμότητας κελύφους σωλήνα συχνά προτιμώνται για αυτές τις εφαρμογές, στις οποίες το ρευστό μεταφοράς θερμότητας υψηλής πίεσης τοποθετείται στα πλάγια του σωλήνα και το ρευστό αποθήκευσης ρέει στην πλευρά του κελύφους. Για τον σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιούνται αναλυτικά μοντέλα θερμικής αντίστασης. Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ενός εναλλάκτη θερμότητας κελύφους και σωλήνα δίνεται ως [169]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{R''_{fi}}{A_i} + \frac{R''_{fo}}{A_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} \quad (6)$$

όπου h είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, A είναι η επιφάνεια, R''_{fi} είναι ο συντελεστής ρύπανσης, D είναι η διάμετρος του σωλήνα και οι δείκτες i και o αντιπροσωπεύουν τους εσωτερικούς και εξωτερικούς σωλήνες, αντίστοιχα. Αυτή η εξίσωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για συνθήκες σχεδιασμού. Ωστόσο, λόγω της μεταβλητότητας της ηλιακής πηγής ενέργειας, συχνά προκύπτουν συνθήκες που δεν προβλέπονται από το σχέδιο και σε αυτή την περίπτωση, ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προσεγγίζεται με την εξίσωση:

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^{0.8} \quad (7)$$

Η δεξαμενή αποθήκευσης θα πρέπει να μπορεί να μονώνει τη ζεστή ή κρύα δεξαμενή από το περιβάλλον, να αποθηκεύει την απαιτούμενη ποσότητα υγρού και να αντέχει στη θερμική διαστολή και συστολή που σχετίζεται με χιλιάδες κύκλους θερμότητας. Το μέγεθος και το σχήμα της δεξαμενής θα βελτιστοποιηθούν βασιζόμενα σε θερμικές αναλύσεις και αναλύσεις ροής. Οι δεξαμενές που χρησιμοποιούνται σε υψηλής θερμοκρασίας παραβολικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής CSP κατασκευάζονται από διάφορες ποιότητες χάλυβα. Αφού επιλεγεί το υλικό της δεξαμενής, μια δομική ανάλυση αυτής μπορεί να αποκαλύψει εάν η δεξαμενή μπορεί να αντέξει τον κατάλληλο αριθμό κυλινδρικής φόρτισης και εκφόρτισης. Η ανάλυση συστημάτων δύο δεξαμενών βρίσκεται στις αναφορές [2,170,171].

4.2.2 Συσσωρευτές ατμού

Οι συσσωρευτές ατμού είναι δυναμικά συστήματα δύο φάσεων που επωφελούνται από την πολυετή πρακτική εμπειρία ως αποτέλεσμα της χρήσης τους σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με καύση ορυκτών καυσίμων [149]. Ο σχεδιασμός αποθήκευσης της Ruth εμφανίζεται συνήθως σε εφαρμογές CSP. Αυτό το σύστημα μεταβλητής πίεσης (Σχήμα 18) χαρακτηρίζεται από ένα δοχείο που είναι γεμάτο με κορεσμένο ζεστό νερό και ένα μικρό μαξιλάρι ατμού κατά τη λειτουργία φόρτισης. Κατά την εκφόρτιση, ο κορεσμένος ατμός απομακρύνεται απευθείας από το πάνω μέρος της δεξαμενής, μειώνοντας έτσι την πίεση στο δοχείο, η οποία προκαλεί το νερό στη δεξαμενή να αναβρασθή. Η σταδιακή μείωση της πίεσης ατμού και της θερμοκρασίας απαιτούν σχεδιασμό και επιχειρησιακές στρατηγικές που ανταποκρίνονται στις ανάγκες του αεριοστρόβιλου.

Οι Bai και Xu [148] συζητούν το σχεδιασμό ενός συσσωρευτή ατμού που θα χρησιμοποιεί ένα δευτερεύον σύστημα αποθήκευσης αισθητής θερμότητας για να υπερθερμαίνει τον ατμό που εξέρχεται του συσσωρευτή, για χρήση στην πρώτη μονάδα επίδειξης ισχύος CSP, 1 MW της Κίνας. Η διαδικασία εκφόρτισης συζητείται λεπτομερώς και θεωρείται ότι μέσα στον συσσωρευτή, ο ατμός και το νερό βρίσκονται πάντα σε ισορροπία και επομένως έχουν την ίδια κορεσμένη θερμοκρασία και πίεση, καθώς και ότι η διακύμανση της πίεσης εξαρτάται από τις απαιτήσεις εξόδου. Οι κύριες εξισώσεις διατήρησης της μάζας και της ενέργειας αντίστοιχα είναι:

$$p_{s1}(V - V_1) + p_{w1}V_1 = p_{s2}(V - V_2) + p_{w2}V_2 + G_{\Delta\tau} \quad (8)$$

$$p_{s1}H_{s1}(V - V_1) + p_{w1}H_{w1}V_1 = p_{s2}(V - V_2)H_{s2} + p_{w2}V_2 + G_{\Delta\tau}H_{w2} + \int_0^{\Delta\tau} H_{(\tau)}\dot{G}_{\tau}d\tau \quad (9)$$

όπου s αντιπροσωπεύει ατμό, w αντιπροσωπεύει νερό, V είναι ο όγκος, H είναι η ενθαλπία, $\dot{G}$ είναι ο ρυθμός ροής μάζας, G είναι η μάζα, τ είναι χρόνος, 1 αντιπροσωπεύει την αρχική κατάσταση και 2 αντιπροσωπεύει την τελική κατάσταση του συσσωρευτή ατμού. Παρουσιάζονται δύο διαφορετικές μέθοδοι μοντελοποίησης: α) ο συσσωρευτής λειτουργεί με έλεγχο της πίεσης του ατμού, και β) ο συσσωρευτής λειτουργεί ελέγχοντας τον ρυθμό ροής της μάζας του ατμού. Στην πρώτη περίπτωση, η διακύμανση της πίεσης με τον χρόνο χρησιμοποιείται σαν εισακτέα τιμή και οι άγνωστοι είναι τα V_2 , $G_{\Delta\tau}$. Για το μοντέλο ελέγχου του

ρυθμού ροής της μάζας του ατμού, ο ρυθμός ροής της μάζας είναι γνωστός και θεωρείται σταθερός ενώ οι τιμές V_2 και p_2 πρέπει να βρεθούν.

Οι O'Brien και Pye μοντελοποίησαν έναν συσσωρευτή ατμού της Ruth υποθέτοντας ότι α) η πλήρης θερμότητα εξάτμισης παρέχεται από την υγρή φάση, β) η ειδική θερμοχωρητικότητα προσεγγίζονται από την μέση τιμή για το κορεσμένο υγρό νερό σε μέση πίεση : $p_m = \frac{(p_{start} + p_{end})}{2}$ και γ) η μεταβολή της μάζας υγρού m_{liquid} κατά την αποσυμπίεση παραμελείται. Όταν το υγρό βρίσκεται στην περιοχή υγρού/ατμού δύο φάσεων, η αναδιάρθρωση της εξίσωσης διατήρησης ενέργειας έχει ως αποτέλεσμα τον ακόλουθο τύπο:

$$T_{sat}(p_{end}) = T_{sat}(p_{start}) + \frac{dm(h - u) - Q_{loss}}{m_{vessel} C p_{vessel}} \quad (10)$$

Μόλις προσδιοριστεί η θερμοκρασία κορεσμού, η μεταβολή της πίεσης καθώς και όλες οι ιδιότητες του υγρού που απομένουν μπορούν να βρεθούν αφού ο συνολικός όγκος είναι σταθερός. Για να λειτουργήσει το μοντέλο, εγχύθηκε ατμός στο δοχείο σε σταθερή θερμοκρασία, και το σύστημα βρισκόταν σε διαδικασία εκφόρτισης μέχρι να επιτευχθεί ελάχιστη πίεση.

4.2.3 Συστήματα με ενσωματωμένες ή βελτιωμένες δομές μεταφοράς θερμότητας

Πτερύγια η εκτεταμένες επιφάνειες χρησιμοποιούνται για να δώσουν επιπρόσθετη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας στα θερμικά συστήματα. Αυτές οι επιφάνειες μπορούν να είναι σε μορφή κυλινδρικών σωλήνων, ράβδων, πλακών κλπ. Το σχήμα 19 δείχνει ένα παράδειγμα ενός κυλινδρικού συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας όπου το ρευστό μεταφοράς θερμότητας ρέει μέσα στους σωλήνες αρθρωτά. Το υλικό αποθήκευσης περικλείει τους σωλήνες με αποτέλεσμα σημαντική αύξηση της διεπιφανειακής επιφανειακής ενέργειας για την μεταφορά θερμότητας ανάμεσα στο ίδιο και στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας.

Στην περίπτωση των υλικών αλλαγής φάσης τα πτερύγια βοηθούν επίσης στην προστασία των υλικών αυτών από το ρευστό μεταφοράς θερμότητας περικλείοντας τα. Εφόσον τα PCM αλλάζουν τη φάση τους, είναι σημαντικό να είναι ενθυλακωμένα. Τα PCM είναι συνήθως τοποθετημένα σε μικρούς λεπτούς σωλήνες θερμότητας [154], κυλινδρικά δοχεία [173, 174], ή ορθογώνια δοχεία [175-177]. Ο ρόλος αυτών των διαφορετικών διαμορφώσεων των πτερυγίων για την ενίσχυση της απόδοσης έχει μελετηθεί εκτενώς από διάφορους ερευνητές. Το σύστημα διαμορφώνεται ως εναλλάκτης θερμότητας με το ρευστό στην μια πλευρά και το αποθηκευτικό μέσο στην άλλη. Το πρόβλημα θεωρείται ότι έχει μια, δυο ή τρεις διαστάσεις ανάλογα με την πολυπλοκότητα του συστήματος. Για παράδειγμα, το προφίλ θερμοκρασίας μέσα σε έναν σωλήνα σε οποιοδήποτε ύψος, μπορεί να ληφθεί λύνοντας την εξίσωση ενέργειας με κυλινδρικές συντεταγμένες σε ένα δισδιάστατο επίπεδο, όπως δίνεται από τον τύπο:

$$\rho \frac{dH}{dt} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) + \frac{1}{r} \frac{d}{d\theta} \left(kr \frac{dT}{d\theta} \right) \quad (11)$$

όπου H ισούται με $Cp * T$ στην περίπτωση υλικού αποθήκευσης αισθητής θερμότητας: για ένα PCM, το H είναι η ενθαλπία του υλικού είτε σε στερεά (H_s) είτε σε υγρή (H_l) φάση και ισούται με $H_f - H_s$ κατά την αλλαγή φάσης.

Οι παράμετροι που μελετώνται συνήθως περιλαμβάνουν το μέγεθος των σωλήνων, την απόσταση μεταξύ των σωλήνων, το πάχος των εκτεταμένων επιφανειών, το ύψος του δοχείου αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, τον ρυθμό ροής μάζας του ρευστού μεταφοράς θερμότητας καθώς και την πτώση πίεσης στο σύστημα.

Η πιο εντατικά αναλυμένη μονάδα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας (LHTES) είναι το σύστημα κελύφους σωλήνα, που αντιπροσωπεύει περισσότερο από το 70%. Αυτό συμβαίνει πιθανώς εξαιτίας του γεγονότος ότι τα περισσότερα συστήματα μηχανικής χρησιμοποιούν κυλινδρικούς σωλήνες και έτσι η απώλεια θερμότητας από το σύστημα κελύφους σωλήνα είναι ελάχιστη. Έχει διεξαχθεί ένας αριθμός μελετών για την ανάλυση της συνολικής θερμικής συμπεριφοράς των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας [179, 184]. Μια ανασκόπηση αριθμητικών μελετών για την μεταφορά θερμότητας και τα υλικά των συστημάτων LHTES μπορεί να βρεθεί στις αναφορές [185, 188]. Η ανάλυση των προβλημάτων μεταφοράς θερμότητας σε διαδικασίες αλλαγής φάσης είναι πολύπλοκη εξαιτίας του γεγονότος ότι το σύνολο στερεού-υγρού κινείται ανάλογα με την ταχύτητα με την οποία η λανθάνουσα θερμότητα απορροφάται ή χάνεται σε αυτό. Η θέση του συνόρου είναι άγνωστη και αποτελεί μέρος της λύσης.

Ο σχεδιασμός των συστημάτων PCM απαιτεί καλή κατανόηση των θεμελιωδών διαδικασιών που εμπλέκονται στην μεταφορά θερμότητας για την ακριβή πρόβλεψη της θερμικής απόδοσης των συστημάτων αυτών. Έχουν προταθεί διάφοροι συσχετισμοί αναφορικά με την θερμική απόδοση με αδιάστατους αριθμούς, που βασίζονται τόσο σε πειραματικές όσο και σε αριθμητικές έρευνες που έχουν διεξαχθεί.

Οι Shabgard et al. [156] ανέλυσαν ένα σύστημα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμικής ενέργειας σε υψηλές θερμοκρασίες που περιέχει πολλαπλούς σωλήνες θερμότητας ανάμεσα στο ρευστό μεταφοράς θερμότητας και στο PCM, χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο δικτύου θερμότητας. Οι σωλήνες αυτοί μεταφέρουν θερμότητα ανάμεσα στο HTF και στο PCM με την εξάτμιση και συμπύκνωση του ρευστού που βρίσκεται στις άκρες του σωλήνα θερμότητας (εικόνα 20). Εξετάστηκαν δύο διαμορφώσεις (εικόνα 21): μια με το PCM να περικλείει έναν σωλήνα που μεταφέρει το ρευστό μεταφοράς θερμότητας και μια δεύτερη με το PCM να βρίσκεται μέσα στον σωλήνα πάνω από τον οποίο ρέει το ρευστό μεταφοράς θερμότητας. Η αποτελεσματικότητα και των δύο περιπτώσεων καθώς και η γενικευμένη αποτελεσματικότητα των σωλήνων θερμότητας παρουσιάζονται ώστε να ποσοτικοποιηθεί η αύξηση που σχετίζεται με την ενσωμάτωση σωλήνων θερμότητας κατά τις διαδικασίες τήξης και στερεοποίησης. Αποδεικνύεται ότι η προσθήκη σωλήνων θερμότητας ενισχύει τη θερμική απόδοση, η οποία ποσοτικοποιείται ως προς την αδιάστατη αποτελεσματικότητα των σωλήνων.

Οι Nithyanandam και Pitchumani [157] ανέλυσαν περαιτέρω το σύστημα χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο δικτύου θερμικής αντίστασης για να περιγράψουν το σύστημα αυτό κατά τη διάρκεια των διαδικασιών φόρτισης και εκφόρτισης (Εικ. 22). Συνδύασαν το φυσικό μοντέλο με ένα σχήμα αριθμητικής βελτιστοποίησης ώστε να καθοριστεί ο βέλτιστος σχεδιασμός του συστήματος για τη μεγιστοποίηση της μεταφερόμενης ενέργειας, της αποτελεσματικότητας και του ρυθμού μεταφοράς ενέργειας κατά τη διάρκεια των διαδικασιών φόρτισης και εκφόρτισης μεμονωμένα, καθώς και βάσει συνδυασμένων παραμέτρων φόρτισης και εκφόρτισης. Γενικά, διαπιστώθηκε ότι η αύξηση του ρυθμού ροής της μάζας του HTF, του μήκους της μονάδας και της ακτίνας του σωλήνα μείωσαν την αποτελεσματικότητα των

σωλήνων θερμότητας, ενώ μια αύξηση στο μήκος του τμήματος του συμπτυκνωτή, στο μήκος του τμήματος του εξατμιστή και στην ακτίνα του πυρήνα ατμού ενίσχυσε την αποτελεσματικότητά τους.

Εάν υπάρχουν αλλαγές στις ιδιότητες του υλικού αποθήκευσης λόγω της παρουσίας ενσωματωμένων δομών, πρέπει να χρησιμοποιηθούν οι μέσες ή αποτελεσματικές ιδιότητες. Για παράδειγμα, δεδομένου ότι τα περισσότερα ανόργανα PCM έχουν χαμηλή θερμική αγωγιμότητα, εκτός από την ενθυλάκωσή τους, υλικά υψηλής αγωγιμότητας όπως σωματίδια ή ίνες κ.λπ. αναμειγνύονται επίσης για τη βελτίωση της συνολικής θερμικής αγωγιμότητάς τους.

4.2.4 . Συστήματα σταθερής κλίνης

Σε ένα σύστημα σταθερής κλίνης, η κλίνη αποτελείται από υλικά αποθήκευσης όπως πέτρες, μεταλλεύματα ή ενθυλακωμένα PCM, ένα δοχείο και τη ροή του ρευστού μεταφοράς θερμότητας μέσω των κενών στην κλίνη. Τα περισσότερα από τα πειράματα που πραγματοποιούνται σε μια σταθερή κλίνη εστιάζουν στην εύρεση των συσχετισμών μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας σε διαφορετικές διαμορφώσεις και των σχημάτων των σωματιδίων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη θερμική ανάλυση του συστήματος. Στην περίπτωση ροής σταθερής κλίνης, το φαινόμενο της ροής του ρευστού καθώς και τα αποτελέσματα της ενδό-αλλά και εξωσωματιδιακής θερμικής αγωγιμότητας κάνουν πολύπλοκο τον μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας. Οι αναμενόμενοι τρόποι μεταφοράς θερμότητας σε μια σταθερή κλίνη μπορεί να είναι [193]: 1) μεταφορά θερμότητας με θερμοαγωγούς από τα τείχη της δεξαμενής σταθερής κλίνης προς το ρευστό, 2) μεταφορά θερμότητας με θερμοαγωγούς από τα σωματίδια προς το ρευστό που ρέει μέσα στην κλίνη, 3) μετάδοση θερμότητας από τα τοιχώματα της κλίνης στα σωματίδια που απαρτίζουν την κλίνη, 4) μετάδοση θερμότητας μεταξύ των μεμονωμένων σωματιδίων στην κλίνη, 5) μεταφορά ακτινοβολούμενης θερμότητας, 6) μεταφορά θερμότητας με ανάμειξη του ρευστού και 7) μεταφορά θερμότητας από το δοχείο προς το περιβάλλον.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η πτώση της πίεσης είναι οι δύο παράμετροι που χρησιμοποιούνται συνήθως για να εκφράσουν την απόδοση των σταθερών κλινών. Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας γενικά ενσωματώνει την θερμοσυναγωγή μεταξύ του ρευστού και των στοιχείων της κλίνης, την μετάδοση θερμότητας μεταξύ των στοιχείων κλίνης, την μετάδοση από την κλίνη προς τα τοιχώματα και την μετάδοση θερμότητας από το υγρό προς τα τοιχώματα. Οι περισσότερες από τις πειραματικές συσχετίσεις εκφράζουν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μόνο ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds. Επομένως, η δυνατότητα εφαρμογής αυτών των συσχετισμών περιορίζεται επίσης σε συγκεκριμένα στοιχεία κλίνης που χρησιμοποιούνται για την ανάπτυξή τους. Οι ακόλουθες συσχετίσεις παρέχονται από τη βιβλιογραφία ως παραδείγματα για την εκτίμηση των παραμέτρων απόδοσης. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας τη συσχέτιση που δίνεται για μία κλίνη με τυχαία συμπιεσμένες σφαίρες ως [194]:

$$\frac{h}{C_p G_0} = \frac{2.0}{Re_0 Pr} + \frac{2.031}{Re_0^{1/2} Pr^{1/2}} \quad 0 < Re_0 < 10000 \quad (12), \quad G_0 = \frac{\dot{m}}{A_0}, \quad Re_0 = \frac{D_s G_0}{\mu}$$

Η πτώση της πίεσης μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την εξίσωση που δίνεται στην αναφορά [195]:

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D_s} \right) \frac{\rho V^2}{g_c} \left(\frac{1 - \bar{\xi}}{\bar{\xi}^3} \right) \quad (13)$$

όπου, $\bar{\xi}$ είναι το μέσο πορώδες (κλάσμα κενού) της σταθερής κλίνης και f είναι ο συντελεστής της τριβής που δίνεται από τη σχέση: $f = \frac{A(1-\bar{\xi})}{Re_0} + B$. Οι τιμές A και B είναι σταθερές που παρέχονται ανάλογα με το εάν τα σωματίδια είναι λεία ή τραχιά [195].

Η αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα της σταθερής κλίνης (η οποία χρησιμοποιείται επίσης για την έκφραση των ρυθμών μεταφοράς θερμότητας σε σταθερές κλίνες) είναι μια μέση παράμετρος που εξαρτάται τόσο από τις θερμικές ιδιότητες της κλίνης όσο και από τον ρυθμό ροής του ρευστού μεταφοράς θερμότητας. Διάφορα μοντέλα είναι διαθέσιμα για την προσομοίωση της μεταφοράς θερμότητας στο εσωτερικό της ροής μίας σταθερής κλίνης καθώς και των χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας [192, 219]. Ένα μοντέλο για ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας σταθερής κλίνης με χρήση σφαιρικών καψουλών αναπτύχθηκε από τους Regin et al. [220] για να προβλέψουν την θερμική συμπεριφορά του συστήματος. Η μελέτη διερευνά τις επιδράσεις της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού μεταφοράς θερμότητας, του ρυθμού ροής μάζας, του εύρους θερμοκρασίας αλλαγής φάσης και της ακτίνας της κάψουλας στη δυναμική απόκριση ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας σταθερής κλίνης χρησιμοποιώντας σφαιρικές κάψουλες για τους τρόπους φόρτισης και εκφόρτισης.

Η εφαρμογή της μεθόδου των χαρακτηριστικών για την αριθμητική πρόβλεψη της διαδικασίας φόρτισης ή εκφόρτισης σε δεξαμενή αποθήκευσης θερμοκλινών τύπου σταθερής κλίνης παρουσιάζεται στην αναφορά [147]. Αναπτύχθηκε από τους Jalalzadeh-Azar et al. [221] ένα αριθμητικό μοντέλο το οποίο επικυρώθηκε με πειράματα χρησιμοποιώντας σφαιρίδια διοξειδίου του ζirkονίου (ZrO_2) σε υψηλές θερμοκρασίες περίπου 900 °C. Τόσο η θερμοσυναγωγή όσο και η ακτινοβολία περιλαμβάνονται στο μοντέλο της συνολικής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αερίου και των σφαιριδίων. Διαπίστωσαν ότι η θερμική ακτινοβολία και η ενδοσωματιδιακή αγωγιμότητα δεν παίζουν σημαντικό ρόλο στη συνολική μεταφορά θερμότητας στην σταθερή κλίνη για την αποθήκευση αισθητής θερμότητας. Η θερμομηχανική συμπεριφορά μιας σταθερής κλίνης υψηλής θερμοκρασίας αναλύθηκε στην αναφορά 23. Για μια ανασκόπηση αναλυτικών μελετών καθώς και πειραματικών ερευνών συστημάτων θερμικής αποθήκευσης σταθερών κλινών, ανατρέξτε στο Singh et al [222].

Όταν μια θερμοκλίνη περιέχει υλικό πλήρωσης, το υλικό αυτό όχι μόνο λειτουργεί ως μέσο αποθήκευσης, αλλά βοηθά επίσης στη διατήρηση της θερμικής κλίσης. Υπάρχουν διαφορετικές μελέτες για τον προσδιορισμό της απόδοσης μεταφοράς θερμότητας των υγρών συστημάτων θερμοκλινών. Ο Schumann [223] το 1927 παρουσίασε ένα σύνολο εξισώσεων διατήρησης ενέργειας που διέπουν τη ροή του ρευστού μέσω ενός πορώδους μέσου. Αυτές οι εξισώσεις έχουν υιοθετηθεί ευρέως στην ανάλυση αποθήκευσης θερμότητας θερμοκλινών με στερεό υλικό πλήρωσης.

$$(\rho C_p)_f \varepsilon \frac{dT_f}{d\tau} = \frac{(mC_p)_f}{A} \frac{dT_f}{dy} + h_v(T_b - T_f) \quad (14)$$

$$(\rho C_p)_b (1 - \varepsilon) \frac{dT_b}{d\tau} = h_v(T_f - T_b) \quad (15)$$

όπου, οι μεταβλητές f υποδηλώνουν τις ιδιότητες του ρευστού, οι μεταβλητές b τις ιδιότητες της κλίνης και ε είναι το πορώδες της κλίνης. Το παραπάνω σύνολο μπορεί να επιλυθεί χρησιμοποιώντας τεχνικές διακριτοποίησης ή μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων και πεπερασμένου όγκου.

Κατά τη σχεδίαση ενός θερμοκλίνιου με χαλαρά υλικά πλήρωσης, θα πρέπει να σημειωθεί ότι το υλικό μπορεί να ασκήσει πρόσθετες στεφανιαίες τάσεις στη δεξαμενή που είναι πιθανό να είναι μη διαχειρίσιμες μακροπρόθεσμα λόγω του θερμικού κύκλου. Μια άλλη ανησυχία σχετικά με την αποθήκευση θερμοκλινών είναι το φαινόμενο της θερμικής πίεσης λόγω διαφοράς στη θερμική διαστολή του τοιχώματος της δεξαμενής και του υλικού πλήρωσης. Κατά τη διάρκεια επαναλαμβανόμενου θερμικού κύκλου, η δεξαμενή διαστέλλεται κατά τη θέρμανση, επιτρέποντας στα συμπιεσμένα σωματίδια της κλίνης να καθιζάνουν σε χαμηλότερα επίπεδα στη δεξαμενή. Καθώς η δεξαμενή ψύχεται κατά τη διαδικασία εκφόρτισης, οι θερμικές τάσεις στον τοίχο μετατρέπονται σε μηχανικές τάσεις καθώς το υλικό της δεξαμενής ανταποκρίνεται στην αντίσταση που προκαλείται από τον μεγαλύτερο όγκο που έχει το υλικό πλήρωσης που έχει κατακαθίσει και που δεν μπορεί πλέον να κινηθεί προς τα επάνω λόγω βαρύτητας. Πρόσφατα, οι Flueckiger et al. [224] μελέτησαν τη δυνατότητα αποτυχίας ενός σύνθετου τοιχώματος δεξαμενής με θερμική πίεση. Η επίδραση της θερμικής πίεσης μπορεί να μειωθεί αυξάνοντας το πάχος του τοιχώματος του κελύφους, βάζοντας μόνωση μεταξύ του υλικού πλήρωσης και του τοιχώματος του κελύφους ή επιτρέποντας απλώς περισσότερες απώλειες θερμότητας μέσω του τοιχώματος.

4.3. Ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας

Μόλις επιλεγεί ο μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας TES, πρέπει να αναλυθεί η απόδοση του συστήματος. Η μονάδα αποθήκευσης πρέπει να ικανοποιεί απαιτήσεις σχετικά με την ενέργεια που μεταφέρεται κατά τη διαδικασία φόρτισης και εκφόρτισης. Συνήθως, ένας υψηλότερος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σχετίζεται με αύξηση στις θερμοδυναμικές μη αναστρεψιμότητες, μειώνοντας έτσι τη χωρητικότητα του συστήματος. Υπάρχουν πολλοί διαφορετικοί αλλά έγκυροι ορισμοί της ενεργειακής απόδοσης των συστημάτων TES. Για παράδειγμα, η ενεργειακή απόδοση ενός συστήματος TES μπορεί να οριστεί ως:

$$n_{th} = \frac{\text{Energy recovered}}{\text{Energy input}} \quad (16)$$

$$n_{th} = \frac{\text{Energy recovered and remaining in a TES}}{\text{Energy input and originally in the TES}} \quad (17)$$

Και οι δύο ορισμοί είναι λογικοί, αλλά μπορούν να αποδώσουν διαφορετικές τιμές σε ορισμένες περιπτώσεις. Πολλοί ερευνητές πραγματοποίησαν υπολογισμούς απόδοσης ή μιας παρόμοιας παραμέτρου που χρησιμοποιήθηκε για διαφορετικές εφαρμογές. Αυτές οι έρευνες επικεντρώθηκαν είτε στις διαδικασίες φόρτισης και εκφόρτισης ξεχωριστά είτε στον πλήρη κύκλο εργασίας του συστήματος ανάλογα με την εφαρμογή. Ως αναφορά, οι Seeniraj et al. [225] ερεύνησαν τη θερμική απόδοση μιας μονάδας αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας (LHTS) κελύφους και σωλήνα που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ενέργειας στο διάστημα. Η θερμική απόδοση μελετήθηκε χρησιμοποιώντας μια ποσότητα που αντιστοιχεί στην αναλογία μεταξύ της συνολικής αποθηκευμένης θερμότητας και της μέγιστης λανθάνουσας θερμότητας που μπορεί να αποθηκευτεί. Ο Hamid [226] υπολόγισε την απόδοση

αποθήκευσης του LHTS που χρησιμοποιείται για έναν ηλιακό θερμοσίφωνα. Η απόδοση εκφράζεται ως αναλογία μεταξύ της λανθάνουσας θερμότητας που αποθηκεύεται στο PCM και της συνολικής ηλιακής ακτινοβολίας. Οι υψηλότεροι ρυθμοί ροής μάζας του ρευστού μεταφοράς θερμότητας (HTF) και ο μεγαλύτερος αριθμός σωλήνων που χρησιμοποιούνται στον εναλλάκτη θερμότητας είχαν ως αποτέλεσμα τη μέγιστη απόδοση αποθήκευσης.

Οι Hanchen et al. ερεύνησαν την αποτελεσματικότητα ενός συστήματος σταθερής κλίνης υψηλής θερμοκρασίας. Η φόρτιση, η εκφόρτιση και η συνολική απόδοση των συστημάτων ορίζονται ως εξής:

$$n_{th,charging} = \frac{Energy\ stored}{(Energy\ input + Pumping\ Energy)} \quad (18)$$

που περιγράφει το κλάσμα της ενέργειας εισόδου και άντλησης ενέργειας που απαιτείται για τη φόρτιση της δεξαμενής αποθήκευσης. Μια χαμηλή τιμή του $n_{th,charging}$ υποδηλώνει αναποτελεσματική μεταφορά θερμότητας ή απώλεια ενέργειας από το ζεστό ρευστό που φεύγει από τη δεξαμενή, δηλαδή μια δεξαμενή φορτισμένη με ενέργεια που δεν μπορεί πλέον να αποθηκευτεί. Η απόδοση εκφόρτισης μπορεί να οριστεί ως εξής:

$$n_{th,discharging} = \frac{Energy\ extracted}{(Energy\ stored + Pumping\ Energy)} \quad (19)$$

που περιγράφει την αναλογία της ενέργειας που εξάγεται από τη δεξαμενή αποθήκευσης σε σχέση με την αποθηκευμένη ενέργεια και την ενέργεια άντλησης που απαιτείται για την εξαγωγή. Μια τρίτη παράμετρος είναι η συνολική θερμική απόδοση

$$n_{th,overall} = \frac{Energy\ extracted}{(Energy\ input + Pumping\ Energy_{charging} + Pumping\ Energy_{discharging})} \quad (20)$$

και περιγράφει την αναλογία της ανακτώμενης ενέργειας για έναν μεμονωμένο κύκλο φόρτισης/εκφόρτισης με την ενέργεια εισόδου και άντλησης.

4.3.1. Εξεργειακή αποτελεσματικότητα συστημάτων TES

Ενώ οι περισσότεροι ορισμοί απόδοσης των συστημάτων TES βασίζονται στην ενέργεια, μια ανάλυση, η οποία εξαρτάται αποκλειστικά από τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής, είναι ανεπαρκής ως μέτρο αποθήκευσης ενέργειας, επειδή δεν λαμβάνει υπόψη τη διαθεσιμότητα ή την ποιότητα της ενέργειας, την επίδραση της χρονικής διάρκειας μέσω της οποίας παρέχεται θερμότητα, ούτε λαμβάνει υπόψη τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος χώρου.

Ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής επιτρέπει μια πιο λεπτομερή και ουσιαστική μέθοδο για τον προσδιορισμό της απόδοσης των συστημάτων TES [227] επειδή εισάγει την έννοια των μη αναστρέψιμων, που μειώνουν την ποσότητα της χρήσιμης ενέργειας που είναι διαθέσιμη για την εκτέλεση εργασίας. Η εξέργεια είναι ένας όρος που χρησιμοποιείται για να περιγράψει αυτή τη χρήσιμη ενέργεια και εξ ορισμού αντιπροσωπεύει τη μέγιστη θεωρητική ποσότητα εργασίας που μπορεί να εξαχθεί από ένα σύστημα καθώς έρχεται σε ισορροπία με το περιβάλλον του [228]. Μόλις ένα σύστημα φτάσει σε ισορροπία, δεν έχει πλέον τη δυνατότητα να εκτελέσει εργασία και εάν υπάρχουν μη αναστρέψιμα ενώ το σύστημα κινείται προς την

ισορροπία, η εξέργεια καταστρέφεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας. Επομένως, σε αντίθεση με την ενέργεια που διατηρείται πάντα, η εξέργεια μπορεί να καταστραφεί ή να καταναλωθεί. Ως παράδειγμα για το πώς διαφέρουν μια ανάλυση ενέργειας και μια ανάλυση εξέργειας, ο Bejan [229] δείχνει με ένα σύστημα αποθήκευσης αισθητής θερμότητας που χρησιμοποιεί αέριο ως μέσο μεταφοράς θερμότητας, ότι παρόλο που η αύξηση του χρόνου φόρτισης οδηγεί σε αύξηση της ικανότητας ενός συστήματος να αποθηκεύει ενέργεια, η ίδια τάση δεν ισχύει για την ικανότητα του συστήματος να αποθηκεύει εξέργεια. Αντίθετα, υπάρχει ένας βέλτιστος χρόνος φόρτισης κατά τον οποίο ελαχιστοποιούνται τα μη αντιστρέψιμα ενός συστήματος και πέρα από αυτό, καταστρέφεται το περιεχόμενο εξέργειας του ρεύματος αερίου. Έτσι, η χρήση της εξεργειακής ανάλυσης είναι πολύ σημαντική για την ανάπτυξη καλής κατανόησης της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, επειδή λαμβάνει σαφώς υπόψη την απώλεια χρήσιμης ενέργειας που είναι διαθέσιμη για εργασία σε εφαρμογές αποθήκευσης. Αντικατοπτρίζει ορθότερα τη θερμοδυναμική και οικονομική αξία της λειτουργίας αποθήκευσης και αναγνωρίζεται ως ισχυρό εργαλείο για την αξιολόγηση της απόδοσης των TES και άλλων συστημάτων [83,230-232]. Άλλα παραδείγματα μη αναστρέψιμων πηγών για συστήματα αποθήκευσης περιλαμβάνουν τη μεταφορά θερμότητας σε μια πεπερασμένη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του θερμού ρεύματος και του ψυχρότερου υλικού αποθήκευσης κατά τη φόρτιση, τη μεταφορά θερμότητας σε μια πεπερασμένη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εξαντλημένου HTF και του γύρω περιβάλλοντος, την ανάμειξη ρευστών αποθήκευσης διαφορετικών θερμοκρασιών και την πτώση πίεσης τριβής που συμβαίνει λόγω της ροής του HTF [229, 233].

Για να πραγματοποιηθεί μια ανάλυση εξέργειας σε ένα σύστημα, το γενικό ισοζύγιο εξέργειας για μια διεργασία μπορεί να γραφτεί ως [227]:

$$\text{Exergy input} - [\text{Exergy recovered} + \text{Exergy loss}] - \text{Exergy consumption} = \text{Exergy accumulation} \quad (21)$$

όπου οι ποσότητες σε αγκύλες αντιπροσωπεύουν τη συνολική έξοδο εξέργειας πέρα από τα όρια του συστήματος. Η κατανάλωση ενέργειας οφείλεται στα μη αναστρέψιμα, επομένως η κατανάλωση είναι ανάλογη με τη δημιουργία εντροπίας [234]. Κάθε όρος εξέργειας είναι το άθροισμα των κινητικών, δυναμικών, φυσικών και χημικών συστατικών της εξέργειας της ύλης και πρέπει να εφαρμόζεται κατάλληλα για το υπό εξέταση κάθε φορά σύστημα [235]. Επεκτείνοντας την εξίσωση (21) σε ένα σύστημα TES, ο Ereǵ (2009) παρέχει μια απλοποιημένη εξίσωση για το ισοζύγιο εξέργειας μιας διεργασίας ως

$$Ex_{HTF,in} + Ex_{Qgain} - Ex_{HTF,out} + Ex_{consumed} = \Delta Ex_{system,t} \quad (22)$$

Η ποσότητα Ex_{Qgain} υποδηλώνει εξέργεια που σχετίζεται με μεταφορά θερμότητας, $\Delta Ex_{system,t}$ υποδηλώνει συσώρευση εξέργειας στο σύστημα και $Ex_{HTF,in}$ και $Ex_{HTF,out}$ οφείλονται στην ροή εξέργειας. Η ροή εξέργειας, η μεταφορά εξέργειας με απώλεια θερμότητας και η συσώρευση εξέργειας μπορούν να υπολογιστούν αντίστοιχα ως εξής:

$$Ex_{HTF} = Ex_{HTF,out} - Ex_{HTF,in} = \dot{m} \int_{t=0}^t (\varepsilon_{out} - \varepsilon_{in}) dt \quad (23)$$

όπου το ε υποδηλώνει συγκεκριμένη ροή εξέργειας, $[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$

$$Ex_{Qgain} = \int_{t=0}^t \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) q dt \quad (24)$$

όπου το Ex_{Qgain} είναι θετικό και αντιπροσωπεύει την αποθηκευμένη εξέργεια όταν ο ρυθμός με τον οποίο μεταφέρεται η ενέργεια από το HTF στο αποθηκευτικό υλικό ορίζεται από το q , και το Ex_{Qgain} είναι αρνητικό και αντιπροσωπεύει την εξέργεια που χάνεται από το σύστημα προς το περιβάλλον όταν ο ρυθμός της ενέργειας που χάνεται στο περιβάλλον, q_{loss} , ορίζεται από το q [236] και

$$\Delta Ex_{system,t} = Ex_{sys,t} - Ex_{sys,i} = \iiint \rho [(u(t) - u_i) - T_0(s(t) - s_i)] dV \quad (25)$$

Πρέπει να σημειωθεί ότι σε μια ανάλυση εξέργειας, μπορούν να υπολογιστούν οι συνολικές απώλειες εξέργειας εξαιτίας των μη αναστρέψιμων στο σύστημα, αλλά δεν μπορούν να εντοπιστούν οι επιμέρους αιτίες για την κατανάλωση εξέργειας. Προκειμένου να ληφθούν πληροφορίες σχετικά με το πότε και πού συμβαίνουν μη αναστρέψιμα, μια ανάλυση εντροπίας είναι πιο κατάλληλη. Μια λεπτομερής περιγραφή των διαφόρων προσεγγίσεων για την ανάλυση του δεύτερου νόμου θερμοδυναμικής μπορεί να βρεθεί στην αναφορά [235].

Για μια αξιολόγηση της συνολικής διαδικασίας αποθήκευσης, συμπεριλαμβανομένης της φόρτισης, της αποθήκευσης και της εκφόρτισης, το συνολικό ισοζύγιο ενέργειας μπορεί να εκφραστεί ως:

$$\varepsilon_c - [\varepsilon_d + \varepsilon_1] - 1 = \Delta \Xi \quad (26)$$

όπου το ε_c υποδηλώνει μεταφορά εξέργειας λόγω της εισόδου θερμότητας κατά τη φόρτιση, το ε_d αντιπροσωπεύει τη μεταφορά εξέργειας που σχετίζεται με τη θερμότητα που ανακτάται κατά την εκφόρτιση, το ε_1 αντιπροσωπεύει τη μεταφορά εξέργειας που σχετίζεται με τη θερμότητα που χάνεται κατά τη διάρκεια ολόκληρης της διαδικασίας, I υποδηλώνει την κατανάλωση εξέργειας λόγω των μη αναστρέψιμων, και το $\Delta \Xi$ αντιπροσωπεύει τη συσσώρευση εξέργειας στο σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας [227].

Παρόμοια με την ενεργειακή απόδοση, η εξεργειακή απόδοση είναι μια αναλογία προϊόντων προς τις εισόδους, και δεδομένου ότι υπάρχουν διάφοροι τρόποι έκφρασης αυτών των τιμών, υπάρχουν και πολλές εκφράσεις για την ενεργειακή απόδοση [227]. Οι Jegadheeswaran et al. [236] παρουσιάζουν αρκετούς πιθανούς ορισμούς απόδοσης για συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με αποθήκευση λανθάνουσας θερμότητας, οι οποίοι δίνονται στον πίνακα 13, και εκφράζονται είτε ως προς την περίοδο φόρτισης και εκφόρτισης ξεχωριστά είτε ως προς ολόκληρο τον κύκλο εργασιών. Αποδεικνύεται ότι ορισμένοι συγγραφείς λαμβάνουν υπόψη την ισχύ άντλησης για να ορίσουν την τροφοδοσία, ενώ άλλοι μπορεί να την αποκλείσουν. Υπάρχουν επίσης παραλλαγές στον τρόπο που ορίζει κανείς πώς παρέχεται ο ρυθμός εξέργειας από το ρευστό μεταφοράς θερμότητας, π.χ. ορισμένοι συγγραφείς λαμβάνουν υπόψη μόνο την εξέργεια που παρέχεται χρησιμοποιώντας τη διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του ρευστού, ενώ είναι επίσης εφικτό να συμπεριληφθεί η μέγιστη δυνατή είσοδος εξέργειας χρησιμοποιώντας τη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού και τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Προκειμένου να δημιουργηθεί ένας κατάλληλος τύπος για την αποτελεσματικότητα της εξέργειας, θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί ορθή κρίση και θα πρέπει να υπάρχει σαφής κατανόηση του υπό αξιολόγηση συστήματος. Μόλις αξιολογηθούν οι όροι της εξέργειας, το σύστημα μπορεί να βελτιστοποιηθεί με τέτοιο τρόπο ώστε η απόδοση εξέργειας του συστήματος να βρίσκεται στη μέγιστη τιμή της.

Ένας τρόπος για να βελτιωθεί η εξεργητική απόδοση της διαδικασίας αποθήκευσης είναι να μειωθούν τα μη αναστρέψιμα που σχετίζονται με το κενό θερμοκρασίας που υπάρχει μεταξύ του ρεύματος εισόδου μεταφοράς θερμότητας και του μέσου αποθήκευσης, καθώς και μέσω του θερμοκρασιακού κενού που υπάρχει μεταξύ του ρεύματος εξόδου και του περιβάλλοντος [229]. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με την εφαρμογή μονάδων αποθήκευσης που είναι τοποθετημένες σε σειρά. Όπως φαίνεται στο Σχ. 23, η διαδοχική τοποθέτηση μονάδων αποθήκευσης μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα τη μονοτονική μείωση της θερμοκρασίας των μονάδων προς την κατεύθυνση της ροής. Αυτή η ιδέα μειώνει τα κενά θερμοκρασίας του υλικού ροής/αποθήκευσης και της εξάτμισης/περιβάλλοντος.

Τα συστήματα διαδοχικής αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας (CLHS) είναι μια πιθανή εναλλακτική λύση TES, η οποία χαρακτηρίζεται από μια ελάχιστη ποσότητα απαραίτητου υλικού αποθήκευσης. Η χρήση ενός καταρράκτη υλικών πολλαπλής αλλαγής φάσης (PCM) διασφαλίζει τη βέλτιστη χρήση του υλικού αποθήκευσης. Μια θεωρητική ανάλυση που βασίζεται σε ένα απλοποιημένο μοντέλο βελτιστοποίησης ενός συστήματος CLHS παρουσιάζεται από τους Aceves et al. [240]. Έχουν προτείνει η συνολική ενεργειακή απόδοση ενός συστήματος που περιέχει CLHS να δίνεται από:

$$\varphi_{ov} = \frac{t_d(T_{d,out} - 1 - \ln(T_{d,out}))}{(T_{c,in} - 1 - \ln(T_{c,in}))} \quad (27)$$

όπου $T_{d,out}(x)$ είναι η θερμοκρασία εξόδου της διαδικασίας εκφόρτισης στο $x = 0$, t_d είναι η χρονική διάρκεια της διαδικασίας εκφόρτισης που μπορεί να βρεθεί βελτιστοποιώντας τη μέγιστη εξεργειακή απόδοση, και $T_{c,in}(x)$ είναι η θερμοκρασία εισόδου κατά τη διάρκεια της διαδικασίας φόρτισης.

Για μεμονωμένες διεργασίες φόρτισης και εκφόρτισης αποδεικνύεται ότι ένα σύστημα CLHS αποδίδει ενεργειακά πλεονεκτήματα εάν λειτουργεί σε αντίθετη ροή σε σχέση με τη φόρτιση/εκφόρτιση και εάν μπορεί να πραγματοποιηθεί επαρκής καλή μεταφορά θερμότητας. Οι Domanski και Fellah [241] ανέπτυξαν ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας που χρησιμοποιεί πολλαπλά PCM, για να αναλύσουν την ενέργεια και την εξέργεια. Διερευνώνται τα σχετικά πλεονεκτήματα των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής εξέργειας που χρησιμοποιούν δύο, τρία και πέντε PCM. Αποδεικνύεται ότι η εξεργειακή αποτελεσματικότητα μπορεί να βελτιωθεί σημαντικά χρησιμοποιώντας πολλαπλά PCM, σε σύγκριση με τη χρήση ενός μόνο PCM σε ένα σύστημα.

Το σύστημα σταθερής κλίνης τύπου CLHS για χαμηλές θερμοκρασίες εξετάστηκε τόσο πειραματικά όσο και αριθμητικά [242-244]. Η εργασία τους περιοριζόταν σε μια μονάδα αποθήκευσης θερμότητας με κατακόρυφους κυλίνδρους γεμάτους με PCM και επίσης περιοριζόταν στη χρήση αέρα ως υγρού μεταφοράς θερμότητας. Ένα αριθμητικό, μονοδιάστατο μοντέλο μιας σταθερής κλίνης τύπου CLHS επικυρώνεται έναντι πειραματικών αποτελεσμάτων στους Watanabe et al [245]. Η μελέτη τους αποδεικνύει βελτιωμένους ρυθμούς φόρτισης και

εκφόρτισης όταν το μοντέλο λειτουργεί ως CLHS με τρία τμήματα PCM σε σύγκριση με ένα LHS(σύστημα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας) με μόνο ένα PCM. Ο λόγος είναι η πιο ομοιόμορφη κατανομή θερμοκρασίας μεταξύ του ρευστού μεταφοράς θερμότητας και του PCM.

Αλλά αυτή η μελέτη υποδεικνύει επίσης ευαισθησίες στη διακύμανση της θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού μεταφοράς θερμότητας και του ρυθμού ροής, στη θετική επίδραση που μπορεί να έχει ένα σύστημα CLHS. Οι ίδιες ευαισθησίες συζητούνται από τους Gong and Mujumdar [246] χρησιμοποιώντας ένα μονοδιάστατο αριθμητικό μοντέλο ενός CLHS. Εάν η θερμοκρασία εισόδου ή ο ρυθμός ροής του ρευστού μεταφοράς θερμότητας ή της εισροής θερμότητας ρυθμιστεί μειονεκτικά τότε η απόδοση ενός συστήματος CLHS μπορεί να αποδειχθεί χειρότερη σε σύγκριση με ένα σύστημα LHS χωρίς κλιμάκωση. Εάν οι παράμετροι λειτουργίας έχουν ρυθμιστεί σωστά, ένα σύστημα CLHS παράγει μειωμένη διακύμανση της θερμοκρασίας εξόδου μεταφοράς θερμότητας, η οποία βοηθά τη συνδεδεμένη θερμοδυναμική διαδικασία.

Πειραματικά και αριθμητικά αποτελέσματα από τη διερεύνηση της διαδοχικής αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας σε υψηλές θερμοκρασίες, με αλκαλικά άλατα όπως νιτρικό νάτριο (NaNO_3), νιτρικό κάλιο (KNO_3) και ένα μείγμα νιτρικού καλίου και χλωριούχου καλίου ($\text{KNO}_3 / \text{KCl}$), παρουσιάζονται από τους Michels και Pitz-Paal. Η θερμοκρασία τήξης αυτών των αλάτων κυμαίνεται μεταξύ 306°C και 335°C (Εικ. 24).

DD

Τα πειράματα διεξήχθησαν με συσκευές εναλλάκτη θερμότητας κάθετου τύπου κελύφους και σωλήνα υπό ρεαλιστικές παραμέτρους λειτουργίας. Η δοκιμαστική εγκατάσταση όπως φαίνεται στο Σχ. 25 χρησιμοποιεί ένα συνθετικό λάδι μεταφοράς θερμότητας (παρόμοιο με τις εγκαταστάσεις παραγωγής ηλιακής ενέργειας [SEGS]), έναν ηλεκτρικό θερμαντήρα για την περίοδο φόρτισης και έναν πύργο ψύξης για την περίοδο εκφόρτισης. Οι θερμοκρασίες λαδιού κυμαίνονταν μεταξύ 290°C και 350°C . Τα πειραματικά αποτελέσματα χρησιμοποιήθηκαν στο αριθμητικό μοντέλο Dymola/Modelica για την προσομοίωση διαφορετικών διαμορφώσεων CLHS. Το αποτέλεσμα αυτής της εργασίας δείχνει ότι ο σχεδιασμός του CLHS για αυτό το εύρος θερμοκρασίας είναι πολύπλοκος και η χαμηλή θερμική αγωγιμότητα των διαθέσιμων PCM είναι ένα εμπόδιο που πρέπει να ξεπεραστεί για να αξιοποιηθεί πλήρως αυτή η πολλά υποσχόμενη τεχνολογία αποθήκευσης.

Προτάσεις για CLHS που ισχύουν για παραβολικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με θερμικά έλαια μπορούν να βρεθούν στις αναφορές [247-249]. Όλες αυτές οι προτάσεις συνδυάζουν άλατα ή μείγματα αλάτων με αυξανόμενη θερμοκρασία τήξης, T_m , για να χρησιμοποιηθούν ως συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας σε διαφορετικά είδη σταθμών παραγωγής ενέργειας. Από τις αναλύσεις για συστήματα διαδοχικής λανθάνουσας θερμότητας, μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

1. Η χρήση ενός αριθμού από PCM θα βοηθήσει στην αύξηση της ενεργειακής απόδοσης του συστήματος.
2. Οι θερμοκρασίες του συστήματος θα είναι πιο ομοιόμορφες.
3. Η διαφορά θερμοκρασίας τήξης μεταξύ των πολλαπλών PCM παίζει σημαντικό ρόλο στην απόδοση της μονάδας διαδοχικής αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας (CLHS).

Επομένως, η επιλογή κατάλληλου αριθμού PCM είναι πολύ σημαντική για τη βελτίωση της απόδοσης της μονάδας CLHS.

Οι Laing et al. [78] πραγματοποίησαν μια ενεργειακή και ενεργητική ανάλυση των εννοιών λειτουργίας της σπονδυλωτής αποθήκευσης. Στην ανάλυση αυτή συμπεριέλαβαν και μια εκτίμηση κόστους των εννοιών του αρθρωτού συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Τα αποτελέσματα των αναλύσεων δείχνουν σημαντικές δυνατότητες οικονομικής βελτιστοποίησης.

4.4 Διαδικασίες βελτιστοποίησης για δεξαμενές αποθήκευσης θερμικής ενέργειας

Οι αναλύσεις μεταφοράς θερμότητας που αναφέρονται παραπάνω θα βοηθήσουν στον προσδιορισμό της θερμικής μεταβολής και των θερμοκρασιών εξόδου του ρευστού μεταφοράς θερμότητας από ένα σύστημα TES συγκεκριμένου μεγέθους. Ωστόσο, το μέγεθος των δεξαμενών είναι απαραίτητο προκειμένου το σύστημα TES να ενσωματωθεί στο εργοστάσιο παραγωγής ενέργειας. Αυτό θα εξαρτηθεί από την ικανότητα αποθήκευσης που απαιτείται για το σύστημα TES, τον χρόνο λειτουργίας, τις θερμοκρασίες λειτουργίας και την ίδια τη θερμική απόδοση. Μια απλή μεθοδολογία που μπορεί να χρησιμοποιηθεί φαίνεται στο Σχ. 26.

Εκτός από τη θερμική ανάλυση που μπορεί να παρέχει τις βαθμίδες θερμοκρασίας και τις απώλειες θερμότητας, η δομική ανάλυση είναι επίσης κρίσιμη για το σχεδιασμό του συστήματος, καθώς αυτή θα καθορίσει τις βέλτιστες ασφαλείς διαστάσεις της δεξαμενής. Μερικά ζητήματα που πρέπει να συμπεριληφθούν στην ανάλυση κατά τον σχεδιασμό των δεξαμενών TES είναι:

1. Προκύπτουσα καταπόνηση στις δεξαμενές λόγω των θερμικών κλίσεων στο σύστημα
2. Προκύπτουσα πίεση στο εσωτερικό της δεξαμενής λόγω της παρουσίας μέσων αποθήκευσης
3. Εκχώρηση χώρου για τη θερμική διαστολή του ρευστού μεταφοράς θερμότητας ή του μέσου αποθήκευσης
4. Θερμική διαστολή των στερεών μέσων σε περίπτωση θερμοκλίνης με υλικό πλήρωσης ή συστήματα σταθερή κλίνης
5. Θερμική καταπόνηση εντός του ενθυλακωμένου κελύφους, εάν τα ενθυλακωμένα PCM (υλικά αλλαγής φάσης) χρησιμοποιούνται ως μέσο αποθήκευσης
6. Μέγεθος και σχήμα της δεξαμενής
7. Μέγιστο επιτρεπόμενο ύψος των δεξαμενών με βάση τη δομική ανάλυση και την ικανότητα κατασκευής.

Οι Salomoni et al. [250] αναλύουν ένα σύστημα αποθήκευσης θερμότητας τετηγμένου αλατιού δύο δεξαμενών. Το σύστημα αυτό είναι σε σχήμα κώνου χαμηλότερης ποιότητας και χρησιμοποιεί ένα καινοτόμο σκυρόδεμα υψηλής απόδοσης για κατασκευές και θεμέλια. Η ανθεκτικότητα του σκυροδέματος όσον αφορά τα παρατεταμένα θερμικά φορτία και την αλληλεπίδραση μεταξύ της θερμής δεξαμενής και του περικλείοντος περιβάλλοντος (έδαφος) εξετάζεται και αξιολογείται χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων (FE). Το αναπτυγμένο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων προσομοιώνει ολόκληρο τον τομέα και μια σταθερή πηγή θερμότητας 100°C ανατίθεται στην εσωτερική επιφάνεια του σκυροδέματος. Η

ανάπτυξη των θερμικών και υγρών μετώπων εντός του πάχους της δεξαμενής αναλύεται και τα αποτελέσματα συζητούνται για μακροπρόθεσμα σενάρια.

4.5 Τεχνικοοικονομική ανάλυση

Από την προηγούμενη συζήτηση γίνεται φανερό ότι τα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας πρέπει να έχουν υψηλή ενεργειακή απόδοση και χαμηλό κόστος. Το κόστος λοιπόν ενός τέτοιου συστήματος εξαρτάται από τα ακόλουθα αντικείμενα:

- Το ίδιο το υλικό αποθήκευσης
- Τον εναλλάκτη θερμότητας για την φόρτιση και την εκφόρτιση του συστήματος
- Το κόστος για τον χώρο και/ή το περίφραξη του συστήματος

Ως μέρος μιας μελέτης [251] για την αξιολόγηση της εφαρμογής της ηλιακής ενέργειας στην εμπορική περιοχή, η Atomics International κατέληξε στο συμπέρασμα ότι το κόστος (σε δολάρια του 1976) της αποθήκευσης αισθητής θερμότητας χρησιμοποιώντας πετρέλαιο ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας θα μπορούσε να προσεγγιστεί από:

$$\text{storage cost} = \text{Tank cost}(\$) + \text{oil cost}(\$) = 352 \times (\text{vol}, \text{ft}^3)^{0.515} + \left(\frac{\text{oil cost}, \$}{\text{ft}^3} \right) \times (\text{vol}, \text{ft}^3) \quad (28)$$

Αυτή η σχέση θεωρείται ότι ισχύει για συστήματα αποθήκευσης για εκτάσεις από 4,2 m³ (150 ft³)-42.000 m³ (150.000 ft³). Το κεφαλαιουχικό κόστος της δεξαμενής πρέπει να ελεγχθεί από άποψη πληθωρισμού προκειμένου να χρησιμοποιηθεί η εξίσωση συμπεριλαμβάνοντας το τρέχον κόστος πετρελαίου. Μια λεπτομερής μελέτη του κόστους θερμικής αποθήκευσης και μια λεπτομερής μελέτη σχεδιασμού πραγματοποιήθηκε από τη Nexant για ένα σύστημα αποθήκευσης δύο δεξαμενών με τηγμένο άλας [252]. Αρκετοί ερευνητές έχουν χρησιμοποιήσει διαφορετικές τεχνικές βελτιστοποίησης για τον προσδιορισμό της πιο βιώσιμης διαμόρφωσης TES.

Οι Rovira et al. [253] προσομοίωσαν δύο διαμορφώσεις συστήματος: (α) μια διπλή αποθήκευση θερμικής ενέργειας (DTS) με διαφορετικές λειτουργίες για κάθε αποθήκευση και (β) την υποδιαίρεση του πεδίου ηλιακών συλλεκτών (SSF) σε εξειδικευμένους τομείς για ηλιακή θερμική ενέργεια (Εικ. 27). Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι, αν συγκριθούν με την υπό συζήτηση μονάδα, και οι δύο διαμορφώσεις ενδέχεται να αυξήσουν την ετήσια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (έως 1,7% για την περίπτωση DTS και 3,9% για την περίπτωση SSF).

Οι Pistocchini και Motta [254] πραγματοποίησαν την αξιολόγηση του οικονομικού δυναμικού ενός καινοτόμου υβριδικού συστήματος ψύξης για συμπύκνωση ατμού σε σταθμούς συγκέντρωσης ηλιακής ενέργειας. Το σύστημα αποτελείται από έναν αερόψυκτο συμπυκνωτή (ACC) που λειτουργεί παράλληλα με ένα σύστημα αποθήκευσης λανθάνουσας θερμότητας με υλικό αλλαγής φάσης (PCM). Ο σκοπός του υβριδικού συστήματος είναι να αποθηκεύσει μέρος της λανθάνουσας θερμότητας της συμπύκνωσης ατμού κατά τη λειτουργία της τουρμπίνας και να την απορρίψει τη νύχτα, προκειμένου να μετατοπιστεί ένα μερίδιο της εργασίας ψύξης και να εκμεταλλευτεί το εύρος υψηλής ημερήσιας θερμοκρασίας των περιοχών της ερήμου. Οι ενεργειακές και οικονομικές επιδόσεις του συστήματος αξιολογούνται με την παραμετρική ανάλυση μιας θεωρητικής μελέτης περίπτωσης, που αναφέρεται σε υφιστάμενο ηλιακό σταθμό και βασίζεται σε ιστορικά μετεωρολογικά δεδομένα.

Πραγματοποιήθηκε μια αξιολόγηση για τη διερεύνηση της σκοπιμότητας χρήσης τηγμένου άλατος ως ρευστού μεταφοράς θερμότητας (HTF) και για την θερμική αποθήκευση σε παραβολικό ηλιακό πεδίο με σκοπό την βελτίωση της απόδοσης του συστήματος και τη μείωση του σταθμισμένου κόστους ηλεκτρικής ενέργειας. Πραγματοποιήθηκε μια μελέτη από τα Εθνικά Εργαστήρια Sandia για τη σύγκριση της ετήσιας απόδοσης των εγκαταστάσεων παραβολικών κατόπτρων ισχύος 50 MW_e τύπου Andasol που χρησιμοποιούν είτε το σύστημα δύο δεξαμενών είτε ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας με τηγμένο άλας τύπου θερμοκλίνης[36]. Διαπιστώθηκε ότι η «θερμική κασάνια» θα μπορούσε ενδεχομένως να οδηγήσει σε αστοχία της δεξαμενής θερμοκλινών. Εάν επιλυθεί αυτό το ζήτημα, ο σχεδιασμός του θερμοκλινιού υπόσχεται μεγάλη μείωση του κεφαλαιουχικού κόστους των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας και τη μείωση του συνολικού σταθμισμένου κόστους παραγωγής ενέργειας των παραβολικών σταθμών ηλεκτροπαραγωγής.

Μια οικονομική αξιολόγηση ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας (LHTES) για εφαρμογές μεγάλης κλίμακας συγκέντρωσης ηλιακής ενέργειας (CSP) πραγματοποιήθηκε στην αναφορά [257]. Η έννοια της ενσωμάτωσης σωλήνων θερμότητας χωρίς φυτίλια (θερμοσούφωνα) που λειτουργούν με τη βοήθεια βαρύτητας σε ένα σύστημα LHTES εμπορικής κλίμακας διερευνάται μέσω της χρήσης ενός μοντέλου θερμικού δικτύου. Το μέγεθος και το κόστος του συστήματος LHTES εκτιμάται και συγκρίνεται με ένα σύστημα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας αισθητής θερμότητας δύο δεξαμενών (SHTES). Τα αποτελέσματα υποδηλώνουν ότι τα συστήματα LHTES με ενσωματωμένα θερμοσούφωνα είναι οικονομικά ανταγωνιστικά με την τρέχουσα τεχνολογία των SHTES, καθώς έχουν την δυνατότητα να μειώσουν το κόστος κεφαλαίου κατά τουλάχιστον 15%.

Ένα σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με συγκεντρωτικά κάτοπτρα με ενσωματωμένη αποθήκευση έχει παρουσιαστεί από τους Slocum et al. [258] όπου ηλιοστάτες τοποθετημένοι στην πλαγιά του λόφου κατευθύνουν το ηλιακό φως σε έναν δέκτη ογκομετρικής απορρόφησης τηγμένου αλατιού είτε κοντά στη βάση του λόφου όπου το ηλιακό φως μπορεί να διεισδύσει απευθείας στο αλάτι, είτε στην κορυφή του λόφου όπου το φως ανακατευθύνεται από το καπάκι του δέκτη πριν μπει στο αλάτι. Χρησιμοποιώντας το πρόγραμμα ηλιακής συμβουλευτικής NREL, το σύστημα εκτιμάται ότι πραγματοποιεί σταθμισμένο κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με ανταγωνιστικό κόστος.

4.6 Αξιολόγηση κύκλου ζωής

Η αξιολόγηση του κύκλου ζωής (LCA), επίσης γνωστή και ως ανάλυση κύκλου ζωής, είναι μια τεχνική για την αξιολόγηση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων που σχετίζονται με όλα τα στάδια της ζωής ενός προϊόντος (δηλαδή, από την εξόρυξη πρώτων υλών έως την επεξεργασία, την κατασκευή, τη διανομή, τη χρήση, την επισκευή και συντήρηση και απόρριψη ή ανακύκλωση). Οι αξιολογήσεις κύκλων ζωής μπορούν να βοηθήσουν στην αποφυγή μιας πιο περιορισμένης στάσης αναφορικά με τις περιβαλλοντικές ανησυχίες [259] ώστε:

- Η σύνταξη ενός καταλόγου των σχετικών εισροών ενέργειας και υλικών αλλά και των περιβαλλοντικών εκκρίσεων και
- Η αξιολόγηση πιθανών επιπτώσεων που σχετίζονται με αναγνωρισμένες εισροές και εκκρίσεις να συνεισφέρουν για,
- Την ερμηνεία των αποτελεσμάτων ώστε να βοηθηθείτε στην λήψη μιας πιο εμπεριστατωμένης απόφασης

Αυτή η μεθοδολογία χρησιμοποιείται από τους ερευνητές για να αναλυθεί ο περιβαλλοντικός αντίκτυπος των συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας καθ' όλη τη διάρκεια της ζωής τους.

Οι Oro et al. [260] χρησιμοποίησαν μια αξιολόγηση κύκλου ζωής συστημάτων αποθήκευσης θερμικής ενέργειας για ηλιακούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής ώστε να αναλύσουν και να συγκρίνουν την εξοικονόμηση ενέργειας που σχετίζεται με την αποθηκευμένη ενέργεια, και τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις που προκύπτουν κατά τις φάσεις παραγωγής και λειτουργίας κάθε συστήματος. Μερικά υποθετικά σενάρια μελετώνται χρησιμοποιώντας την μεθοδολογία της αξιολόγησης κύκλου ζωής για να αναδειχθούν οι διαφορές ανάμεσα στα συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας.

Οι Burkhardt et al. [261] αξιολόγησαν τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις ενός υποθετικού σταθμού συγκέντρωσης ηλιακής ενέργειας (CSP) με σύστημα υγρής ψύξης και παραβολικά κάτοπτρα, ισχύος 103 MW, στις νοτιοδυτικές ΗΠΑ με αποθήκευση θερμικής ενέργειας 6,3 ωρών, μέσω μιας υβριδικής αξιολόγησης κύκλου ζωής. Οι εκπομπές αερίων θερμοκηπίου του κύκλου ζωής, η αθροιστική ζήτηση ενέργειας και η κατανάλωση νερού που σχετίζονται με την παραγωγή, την κατασκευή, τη λειτουργία, την αποσυναρμολόγηση και την απόρριψη του σταθμού ηλεκτροπαραγωγής αξιολογούνται και αναλύονται από κύρια συστήματα και εξαρτήματα.

Οι Giuliano et al. [262] ανέλυσε επιλεγμένους σταθμούς ηλιακής-υβριδικής ενέργειας για λειτουργία με βασικό φορτίο καθώς και μεσαίο φορτίο όσον αφορά την ασφάλεια εφοδιασμού (αποσπώμενη ισχύς λόγω υβριδισμού με ορυκτά καύσιμα) και χαμηλές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα CO₂ (λόγω ενσωμάτωσης αποθήκευσης θερμικής ενέργειας). Οι σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής μοντελοποιήθηκαν με διαφορετικά μεγέθη ηλιακών πεδίων και διαφορετικές αποθηκευτικές δυνατότητες και αναλύθηκαν σε ετήσια βάση. Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν μεταξύ τους και με έναν συμβατικό συνδυασμένο κύκλο ορυκτών καυσίμων από άποψη τεχνικών, οικονομικών και οικολογικών μεγεθών. Τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης έδειξαν ότι σε σύγκριση με έναν συμβατικό συνδυασμένο κύκλο ορυκτών καυσίμων, η δυνατότητα μείωσης των εκπομπών CO₂ είναι υψηλή για ηλιακούς-θερμικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής που λειτουργούν με βασικό φορτίο, ειδικά με μεγάλα ηλιακά πεδία και υψηλές αποθηκευτικές δυνατότητες.

Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις του κύκλου ζωής ενός συστήματος TES δύο δεξαμενών, έμμεσου τηγμένου άλατος και μιας έμμεσης θερμοκλίνης αναλύονται από τους Heath et al. [263]. Διαπιστώθηκε ότι η μείωση του αποθέματος αλατιού που σχετίζεται με τη σχεδίαση θερμοκλινών μειώνει τόσο το κόστος αποθήκευσης όσο και τις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου στον κύκλο ζωής. Οι Lechon et al. [264] πραγματοποίησε την αξιολόγηση κύκλου ζωής ενός συστήματος TES δύο δεξαμενών, έμμεσου λιωμένου άλατος σε μια μονάδα CSP με παραβολικά κάτοπτρα και διαπίστωσε ότι το στοιχείο αποθήκευσης θερμικής ενέργειας μπορεί να αντιπροσωπεύει περίπου το 40% των μη λειτουργικών εκπομπών αερίου του θερμοκηπίου της μονάδας.

4.7 Μελέτη Περίπτωσης

Εδώ συζητιέται η μελέτη μιας περίπτωσης ενός συστήματος δύο δεξαμενών ισχύος 600 MWh για ένα ηλιακό πεδίο με παραβολικά κάτοπτρα που παρουσιάστηκε από τους Gabrielli και Zamparelli [171]. Ο παραβολικός ηλιακός θερμοηλεκτρικός σταθμός που μελετήθηκε αποτελείται από τα ακόλουθα κύρια στοιχεία:

- i. ένα παραβολικό ηλιακό πεδίο, όπου το μείγμα ψυχρού τηγμένου αλάτος που αποτελείται από νιτρικό κάλιο και νάτριο, θερμαίνεται στους 550 °C
- ii. μια δεξαμενή αποθήκευσης υψηλής θερμοκρασίας στην ατμόσφαιρα, όπου το ζεστό τηγμένο αλάτι συλλέγεται κατάντη από το ηλιακό πεδίο
- iii. ένας εναλλάκτης θερμότητας τηγμένου αλατιού- νερού/ατμού, όπου το θερμικό ρευστό ψύχεται στους 290°C στη διαδικασία της υπερθέρμανσης του ατμού και
- iv. μια δεξαμενή αποθήκευσης χαμηλής θερμοκρασίας, όπου το ψυχρό θερμικό ρευστό συλλέγεται κατάντη από τον εναλλάκτη θερμότητας.

Ο σταθμός ηλεκτροπαραγωγής έχει ονομαστική θερμική ισχύ 60 MW_{th}, λειτουργεί συνεχώς σε διάστημα 10 ωρών ανά ημέρα, απαιτεί 600 MW_{th} θερμική ικανότητα του συστήματος αποθήκευσης, που αντιστοιχεί σε περίπου 5500 τόνους τηγμένο αλάτι. Υποτίθεται ότι το αλάτι αποστραγγίζεται πλήρως από τη μια δεξαμενή και αντλείται στην άλλη ανάλογα με τη φόρτιση ή την εκφόρτιση. Οι δεξαμενές υποτίθεται ότι είναι κατασκευασμένες από ανθρακούχο χάλυβα για τη μείωση του κόστους του συστήματος αποθήκευσης. Ένας περιορισμός σχεδιασμού για το μέγιστο ύψος της δεξαμενής, H, καθορίζεται με βάση το μέγιστο επιτρεπόμενο μήκος άξονα που είναι τα 12 m. Η επαναληπτική διαδικασία βελτιστοποίησης που χρησιμοποιείται για το σχεδιασμό της δεξαμενής φαίνεται στο Σχ. 28.

Περιγράφονται τα ακόλουθα επαναληπτικά βήματα για τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού της δεξαμενής:

- i. καθορισμός των δομικών χαρακτηριστικών της δεξαμενής αποθήκευσης και των συστατικών της στοιχείων,
- ii. υπολογισμός των θερμικών προφίλ στο εσωτερικό της δεξαμενής καθώς και της ασταθούς ανάλυσης ψύξης του τηγμένου αλατιού,
- iii. αξιολόγηση των τάσεων στις πλάκες των αγγείων μέσω της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων (FEM) και επιλογή του καταλληλότερου σχήματος για την οροφή, και
- iv. αξιολόγηση του συνολικού κόστους επένδυσης

Αφού αποφασίσουμε για τον τύπο κατασκευής που μπορεί να εγγυηθεί την αποτελεσματική, ασφαλή αποθήκευση του μίγματος τετηγμένου αλατιού σε υψηλή θερμοκρασία, εκχωρείται αρχικά στον θάλαμο αποθήκευσης αλατιού ύψος και διάμετρος. Στη συνέχεια, ορίζεται το πάχος κάθε προστατευτικής στρώσης, καθώς και η επιλογή των θερμομονωτικών υλικών.

Σύμφωνα με τη μελέτη, η βέλτιστη διαμόρφωση είναι η διαμόρφωση κατά την οποία και οι δύο δεξαμενές μπορούν να αποθηκεύσουν την απαιτούμενη ποσότητα ενέργειας στις προβλεπόμενες θερμοκρασίες, το πάχος των δεξαμενών αντέχει τη μέγιστη πίεση που μπορεί να προκύψει λόγω της θερμικής κλίσης κατά τη φόρτιση και την εκφόρτιση και τέλος, η καθορισμένη διαμόρφωση ελαχιστοποιεί το κόστος. Για την αξιολόγηση των θερμικών προφίλ της δεξαμενής χρησιμοποιήθηκε ανάλυση αντίστασης.

Εάν το ποσό των απωλειών θερμότητας από τη μόνωση είναι αποδεκτό, το επόμενο βήμα είναι να γίνει η ασταθής θερμική ανάλυση ψύξης των αλάτων, όταν δεν υπάρχει ηλιακή είσοδος. Αυτό το βήμα θα διασφάλιζε ότι τα τηγμένα άλατα δεν στερεοποιούνται ή δεν ψύχονται κάτω από την απαιτούμενη θερμοκρασία της εγκατάστασης, όταν το σύστημα βρίσκεται σε κατάσταση αναμονής. Μόλις οι διαστάσεις, η μόνωση και οι θερμικές απαιτήσεις είναι αποδεκτές, το επόμενο βήμα στη διαδικασία βελτιστοποίησης είναι να πραγματοποιηθεί η δομική ανάλυση των δεξαμενών. Αυτό έγινε χρησιμοποιώντας μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων και το λογισμικό SAP2000.

Κατά τη διάρκεια αυτής της ανάλυσης, το σχήμα της οροφής και του δοχείου λαμβάνονται υπόψη στην παραμετρική μελέτη. Οι περιορισμοί σε αυτό το βήμα είναι η προκύπτουσα τάση (όταν οι δεξαμενές είναι υπό πίεση, η τάση πρέπει να είναι κάτω από το όριο) και το φορτίο κενού (για την αποφυγήκατάρρευσης). Το τελευταίο βήμα στη διαδικασία βελτιστοποίησης είναι η οικονομική ανάλυση. Το συνολικό κόστος απογραφής περιλαμβάνει το κόστος κατασκευής και εγκατάστασης των δύο δεξαμενών, το λιωμένο αλάτι και το συνολικό κόστος των πραγματικών εργασιών που σχετίζονται με το περιβάλλον απώλειας θερμότητας. Με βάση την ανάλυση βρήκαν ότι η βέλτιστη σχεδίαση της δεξαμενής ανέρχεται σε ύψος 11 m (λόγω των περιορισμών του άξονα) και 22,4 m διαμέτρου ανθρακοχάλυβα με εσωτερική μόνωση όπως φαίνεται στον Πίνακα 15.

Πίνακας 11: Ορισμοί κάποιων κοινών αδιάστατων παραμετρών που χρησιμοποιούνται στην ανάλυση των προβλημάτων αλλαγής φάσης [178]

Dimensionless parameters	Formula	Nomenclature	Significance
Biot number, Bi	hl/k	h – heat transfer coefficient l – characteristic length k – thermal conductivity	Ratio of conductive resistance to convective resistance. Determines the uniformity of temperature in the solid.
Nusselt number, Nu	hd/k	d – characteristic length	Ratio of the conductive thermal resistance to convective thermal resistance. Determines the ratio of actual heat transferred by a moving fluid to the heat transfer that would occur by conduction.
Stefan number, Ste	$C_{p,l}\Delta T/\lambda$	$C_{p,l}$ – specific heat capacity ΔT – temperature difference λ – latent heat of melting	Ratio of thermal capacity of the melted solid to the latent heat.
Dimensionless time or Fourier number, Fo	$kt/(\rho C_p l^2)$	t – time ρ – density	Characterizes heat flux into a body or system.
Rayleigh number, Ra	$g\beta\Delta T l^3/\alpha\nu$	g – gravity β – coefficient of volume expansion α – thermal diffusivity ν – kinematic viscosity	Determines the onset of natural convection. Below a critical value, heat transfer is primarily conduction. The critical value is determined by the geometry and boundary conditions.
Prandtl number, Pr	ν/α		Approximates the ratio of momentum diffusivity to thermal diffusivity. Low Pr means effective heat conduction with dominant thermal diffusivity. High Pr means effective heat convection with dominant momentum diffusivity.
Reynolds number, Re	vd/ν	v – velocity	Ratio of inertial forces to viscous forces. Determines whether flow is laminar or turbulent.
Grashof number, Gr	$g\beta\Delta T l^3/\nu^2$		Approximates the ratio of buoyancy force to the viscous force.

Πίνακας 12: Λίστα με συσχετίσεις ερευνητών υπό διαφορετικές συνθήκες μελετών

Correlation	Interpretation of correlation	Ref.
$V/V_o = b(t - t_c)$	Linear function of the melted volume of PCM with time.	[190]
$V/V_o = 4.73Fo^{0.906}Ste^{1.538}Ra^{0.002}$	Melted volume fraction for the entire duration of test runs in terms of Fo , Ste and Ra .	[190]
$\bar{Nu} = 0.0219Ra^{0.387}Pr^{0.019}(H/\delta)^{0.062}$	Time averaged Nusselt number for the entire melting process.	[190]
$t_f = \frac{L^2}{2\alpha(1+w)Ste}\{1 + (0.25 + 0.17w^{0.7})Ste\}$	Total heat input per unit surface area Q and average heat flux at $r = 1$ over the duration of the melting process t_f .	[191]
$\bar{q} = \frac{-2K\Delta T}{L}\{1 + (0.121 + 0.0424w)Ste^{(0.7645-0.2022w)}\}$		
$k_{eq}(\tau) = 0.228\phi Ra(\tau)^{1/4}\left[1 - \frac{d(\tau)}{d}\right]^{1/4}$	Equivalent thermal conductivity and dimensionless melting rate.	[183]
$A(\tau)[1 - \ln A(\tau)] = 1 - 4 \int_0^\tau k_{eq}(\tau)d\tau$		
$M(\bar{t}) = \frac{1}{St} \int_0^1 \bar{\mu}_0(\bar{y}, \bar{t})d\bar{y}$	With $M = He-C$, instantaneous melting rate, instantaneous heating rate and instantaneous cooling.	[192]
$He(\bar{t}) = \int_0^1 2\frac{d\bar{y}}{\delta}$		
$C(\bar{t}) = \int_0^1 2B\frac{d\bar{y}}{\lambda}$		

Πίνακας 13: Ορισμοί ενεργειακής απόδοσης [236]

Efficiency	Expression	Description
Charging (ψ_{char})	1. $\frac{\dot{E}x_{\text{stored}}}{\dot{E}x_{\text{HTF}}}$	Presents the exergy efficiency defined as the amount of exergy stored out of total exergy supplied during charging
	2. $\frac{\dot{E}x_{\text{stored}}}{\dot{E}x_{\text{HTF}}}$	Presents time-wise variation of exergy efficiency
	3. $\frac{\dot{E}x_{\text{stored}}}{\dot{E}x_{\text{HTF}} + \text{Pump } \dot{W}}$	Takes into account the pumping power
	4. $\frac{\dot{E}x_{\text{stored}}}{\dot{E}x_{\text{HTF,init}}}$	Presents the maximum possible exergy stored
Discharging (ψ_{dis})	1. $\frac{\dot{E}x_{\text{HTF}}}{\dot{E}x_{\text{PCM, init}}}$	Presents the exergy efficiency defined as the amount of exergy recovered out of total exergy stored in the storage medium
	2. $\frac{\dot{E}x_{\text{HTF}}}{\dot{E}x_{\text{PCM}}}$	Presents the maximum possible exergy recovered
Overall (ψ_{overall})	1. $\frac{\dot{E}x_{\text{recovered}}}{\dot{E}x_{\text{supplied}}}$	Presents the total amount of exergy recovered out of total exergy supplied
	2. $\psi_{\text{char}} \psi_{\text{dis}}$	–
Charging/discharging/overall	1. $1 - N_s$	Presents the quantity of exergy destroyed

Πίνακας 14: Παραδείγματα ενεργειακών παραστάσεων για τον υπολογισμό της ενεργειακής απόδοσης

Process	Expression	Description	Ref.
Exergy stored	$\dot{m}_{\text{HTF}} C_{\text{HTF}} (T_{\text{HTF,out}} - T_{\text{HTF,in}}) \left[1 - \left(\frac{T_o}{T_{\text{PCM}}} \right) \right]^a$	Rate of exergy stored by phase change material (PCM).	[236]
	$\dot{m}_{\text{HTF}} C_{\text{HTF}} (T_{\text{HTF,out}} - T_{\text{HTF,in}}) \left[1 - \left(\frac{T_o}{T_{\text{PCM}}} \right) \right] + Q_{\text{gain}} \left[1 - \left(\frac{T_o}{T_{\text{PCM}}} \right) \right]$	Rate of exergy stored by PCM. Considers heat gain from surroundings.	[236]
	$[\Delta G_f + \sum (n \epsilon_{\text{chne}})]_{\text{prod, tot}} - [\Delta G_f + \sum (n \epsilon_{\text{chne}})]_{\text{react, tot}}^b$	Exergy stored in reaction of thermochemical material. ^c	[237]
	$\rho V C T_o \int_0^L \left(\frac{T(t, Z)}{T_o} - 1 - \ln \left[\frac{T(t, Z)}{T_o} \right] \right) dz^d$	Exergy stored in thermocline sensible heat material.	[238]
Exergy supplied during charging	$\dot{m}_{\text{CP}} \int_0^t \left(T_{\text{HTF,in}} - T_o - T_o \ln \left(\frac{T_{\text{HTF,in}}}{T_o} \right) \right) dt$	Exergy supplied by HTF for packed bed PCM storage system.	[239]
	$\dot{m}_h \frac{p_o}{(\rho f)_o} \ln \left(1 + \frac{\Delta p h}{p_o} \right) t_s + \dot{m}_c \frac{p_o}{(\rho f)_o} \ln \left(1 + \frac{\Delta p c}{p_o} \right) t_R^e$	Minimum fan work for packed bed PCM system (charging and discharging).	[239]

^a T_o denotes reference temperature. T_{PCM} denotes melting temperature of PCM.

^b The first term represents the total exergy of products and the second term represents total exergy of reactants. ΔG_f denotes the Gibbs energy of formation on a molar basis, n denotes the amount of element per amount of element whose standard chemical exergy is being evaluated (in kmol/kmol), and ϵ_{chne} denotes the standard chemical exergy of element on a molar basis.

^c Physical exergy components were neglected.

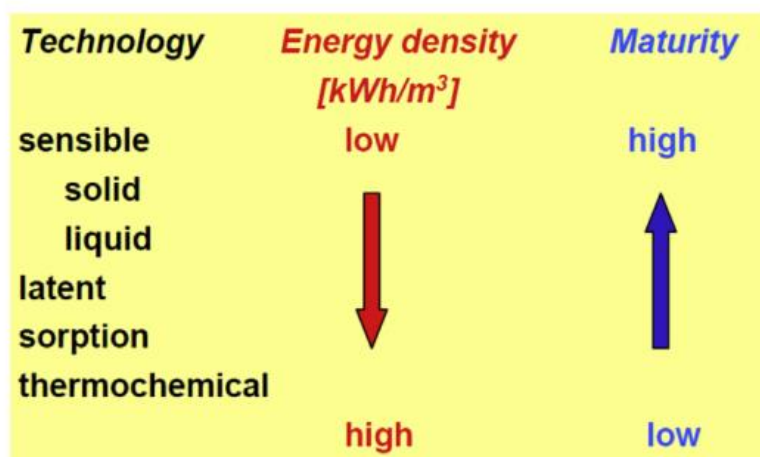
^d For a single medium stratified storage system, V represents tank volume, C represents the heat capacity of storage material, z represents vertical coordinate, and L represents the height of the tank.

^e h refers to hot fluid stream, c refers to cold fluid stream, S refers to storage period, R refers to removal period.

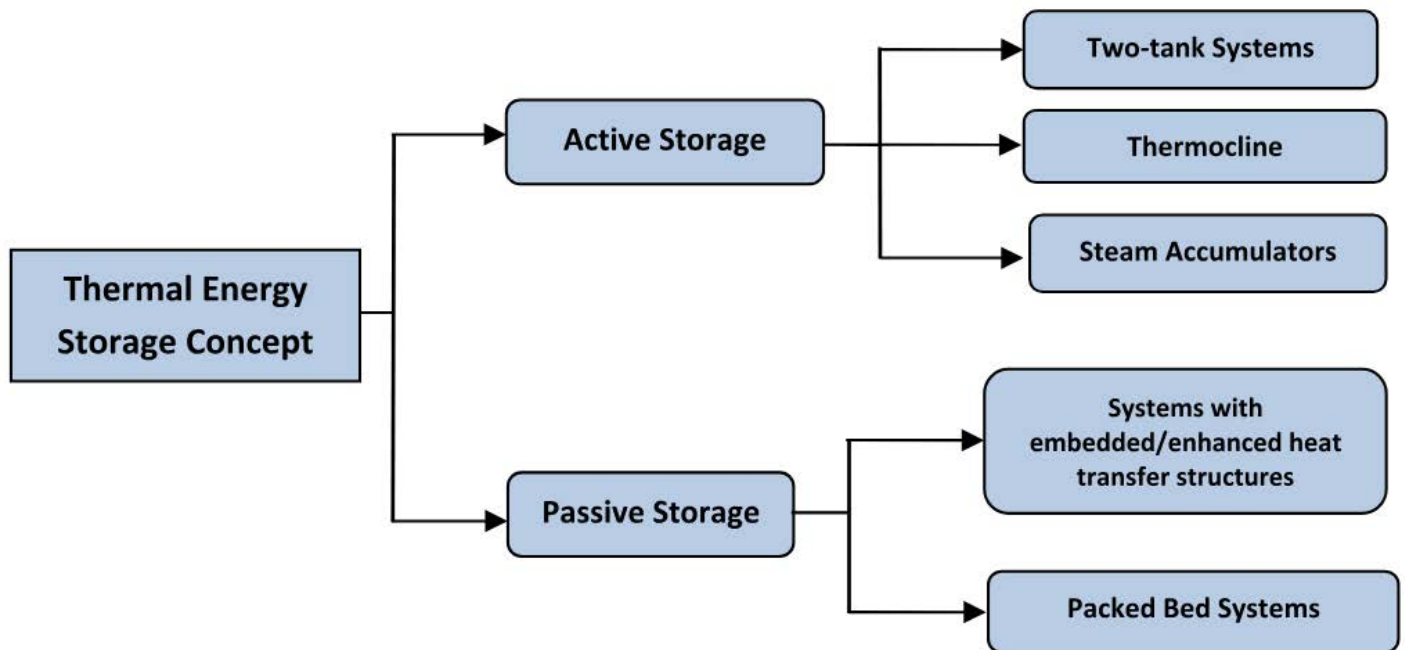
Πίνακας 15: Παράμετροι συστήματος θερμικής αποθήκευσης ενέργειας με παραβολικό συλλέκτη 600MWth [171]

	Internally insulated carbon steel storage tank	Stainless steel storage tank
Diameter, m	22.4	22.4
H, (m	11	11
Q_{total} , kW	187	187
Weight of steel, tons	279	410
Thickness of the lateral insulation material, mm	125	250
Roof insulating thickness, mm	125	200
Foamglas [®] thickness, mm	40	200
No. of brick_foundation	2	2
No. of brick_vessel (radially mounted)	1	0
No. of brick bottom	5	0
TIC, M€	7.45	9.13
Cost of steel, M€	1.04	3.27
Cost of flexible liner, k€	482	0

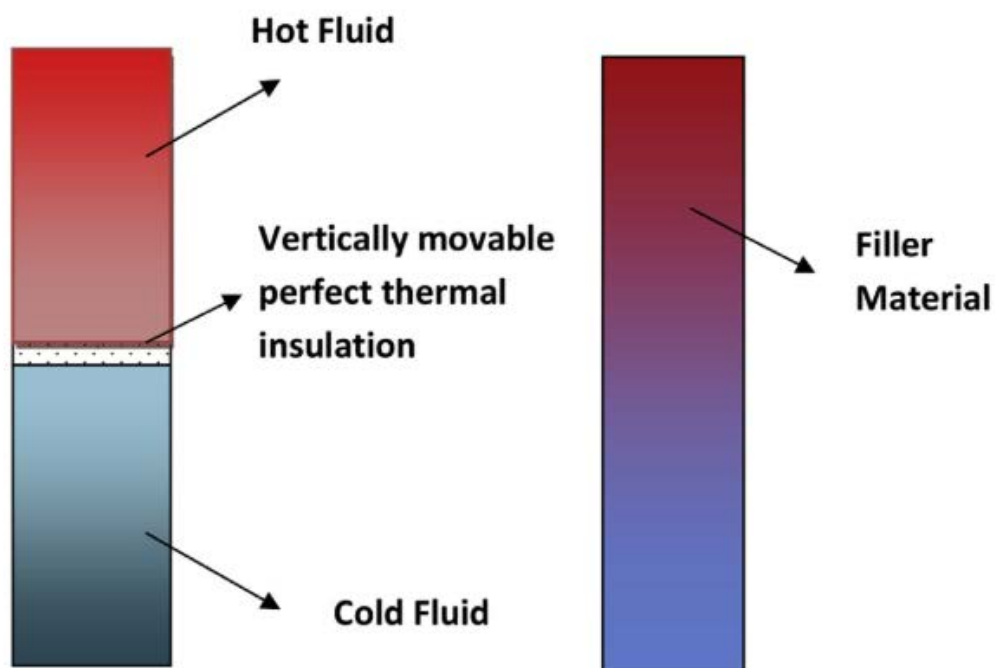
Σχήμα 6: Βαθμός ωριμότητας τεχνολογιών αποθήκευσης



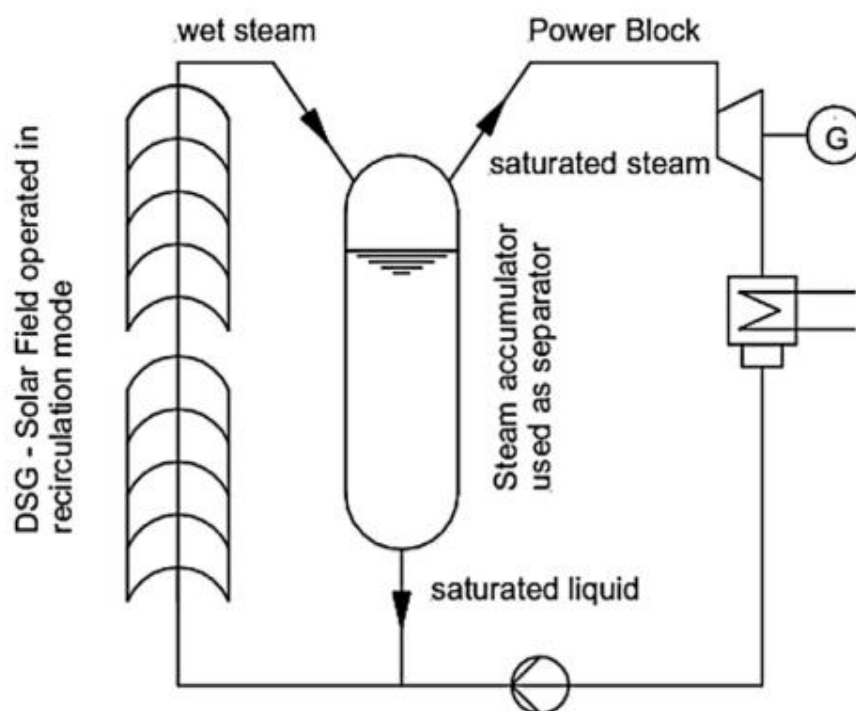
Σχήμα 7: Κατηγοριοποίηση συστημάτων θερμικής αποθήκευσης ενέργειας



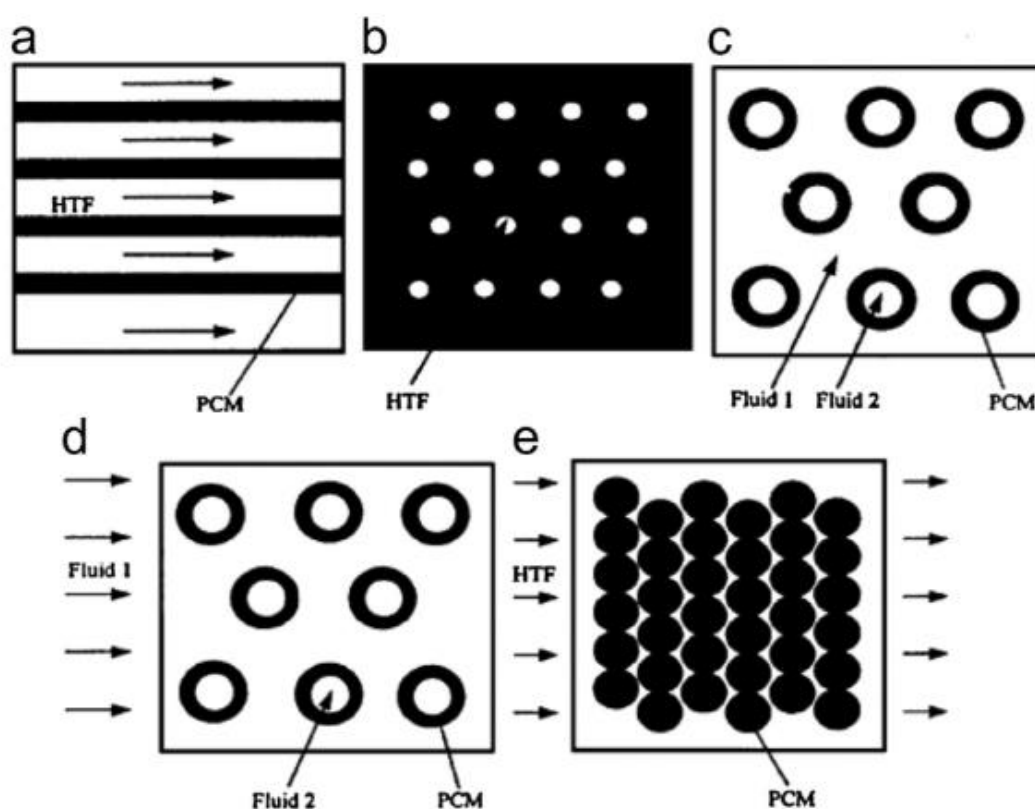
Σχήμα 8: Ενεργητικό ιδανικό θερμοκλινές στρώμα (αριστερά) και δεξαμενή παθητικού θερμοκλινούς στρώματος με υλικό πλήρωσης [147]



Σχήμα 9: Ενσωμάτωση συσσωρευτή ατμού σε σύστημα παραγωγής άμεσου ατμού. Ο συσσωρευτής ατμού λειτουργεί σαν διαχωριστής φάσης στον σχεδιασμό του συστήματος



Σχήμα 10: Σχήμα κοινής μονάδας αποθήκευσης λανθάνουσας θερμικής ενέργειας:(α) επίπεδη πλάκα, (β) κέλυφος και αγωγός εσωτερικής ροής, (γ) κέλυφος και αγωγός παράλληλης ροής, (δ) κέλυφος και αγωγός διασταυρωμένης ροής (ε) συσκευασμένη κλίνη με σφαίρες [150]



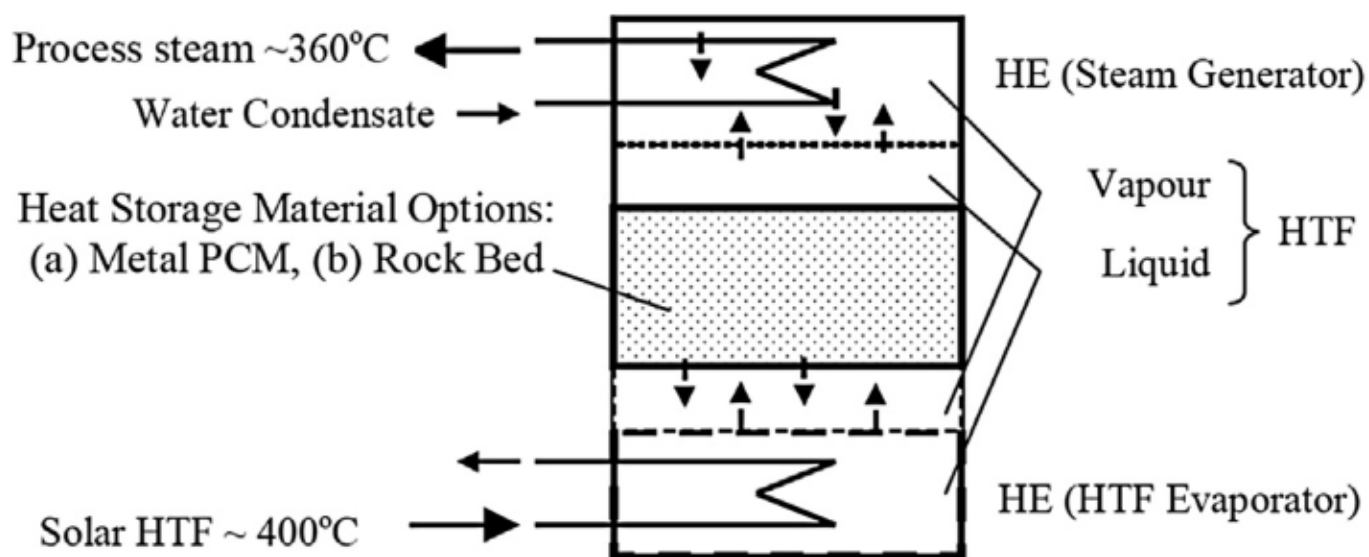
Σχήμα 11: Προκατασκευασμένοι καταχωρητές αγωγών εγκατεστημένοι σε δοκιμαστική διάταξη αποθήκευσης με σκυρόδεμα [97]



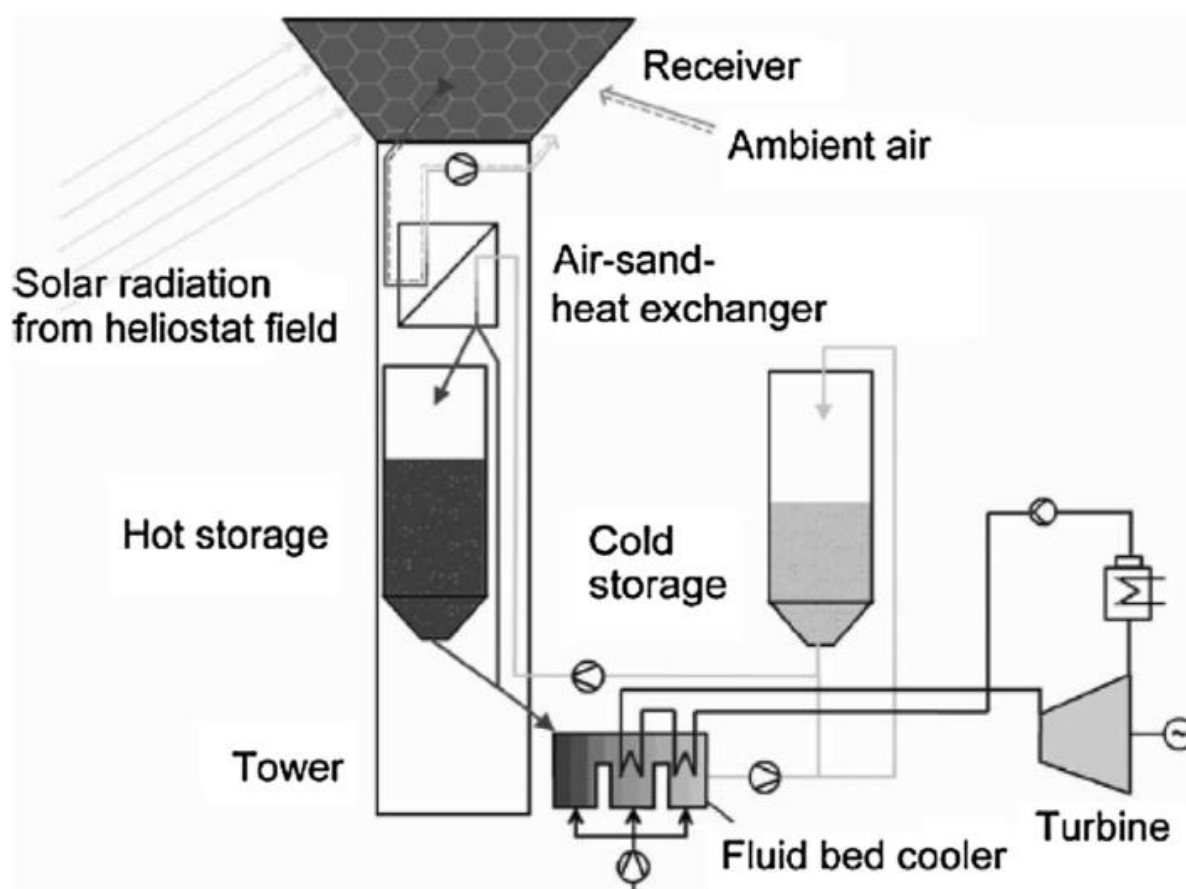
Σχήμα 12: Δοκιμαστική διάταξη (χωρίς θερμομόνωση) θερμικής αποθήκευσης με σκυρόδεμα με εντοιχισμένες κατασκευές



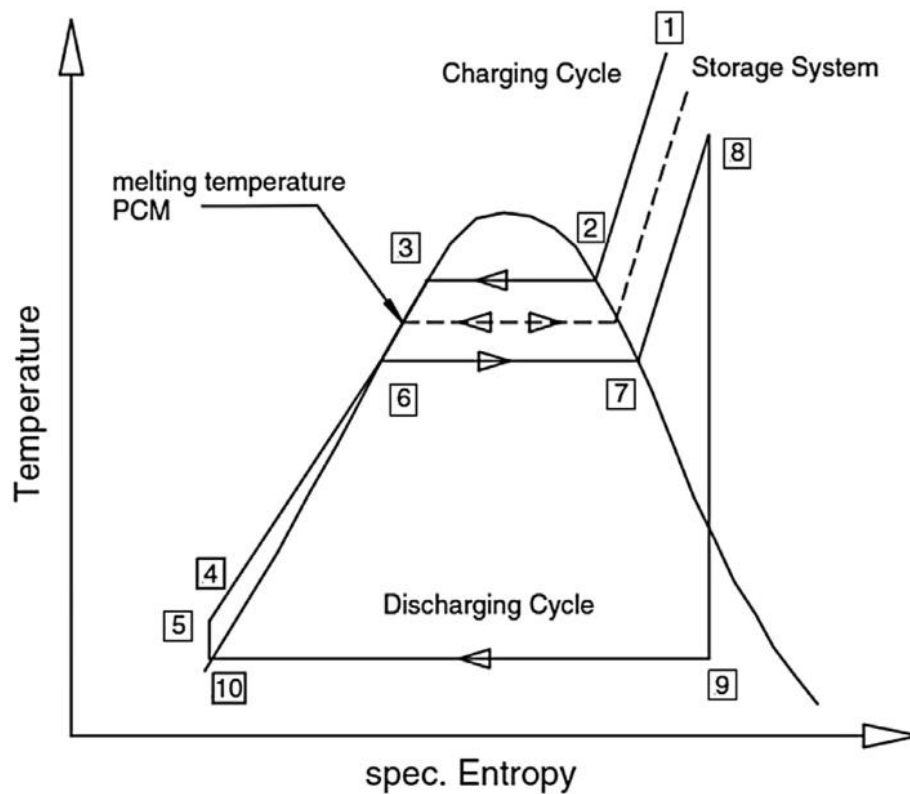
Σχήμα 13: Διάγραμμα μεταφοράς θερμότητας με παλινδρόμηση [61, 159]



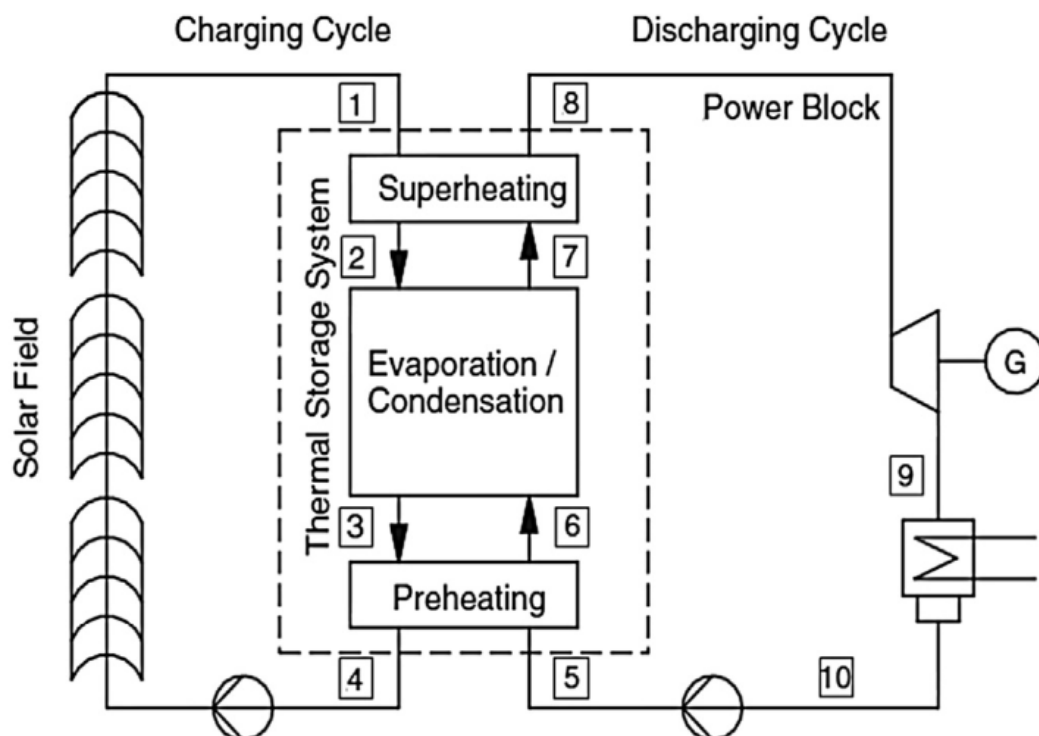
Σχήμα 14: Σύστημα αποθήκευσης άμμου σε ηλιοθερμικό σταθμό με πύργο ισχύος [162]



Σχήμα 15: Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για παραγωγή ατμού σε μονάδα παραγωγής ενέργειας που αντιστοιχεί στο σχήμα 16 (η γραμμή αναπαριστά τη διαδικασία αποθήκευσης) [167]

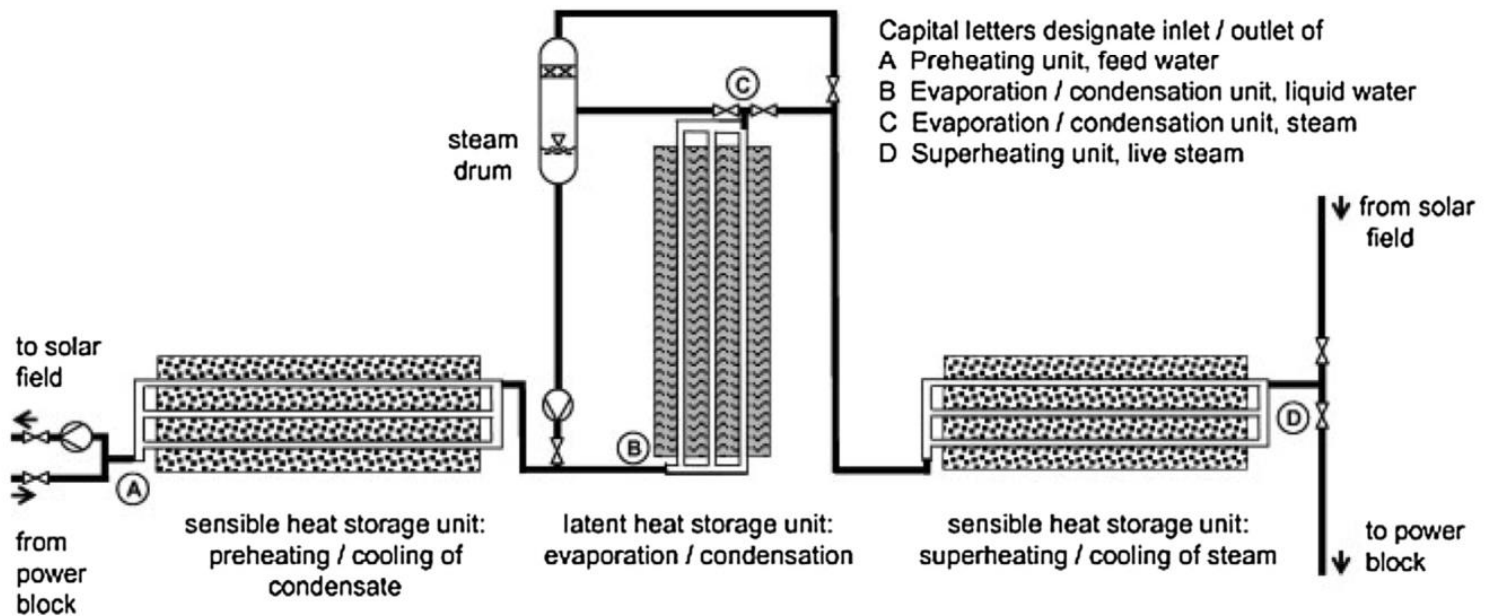


Σχήμα 16: Απλοποιημένο διάγραμμα της ενσωμάτωσης συνδυασμένου συστήματος αισθητής/λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης για σύστημα άμεσης παραγωγής ατμού [167]

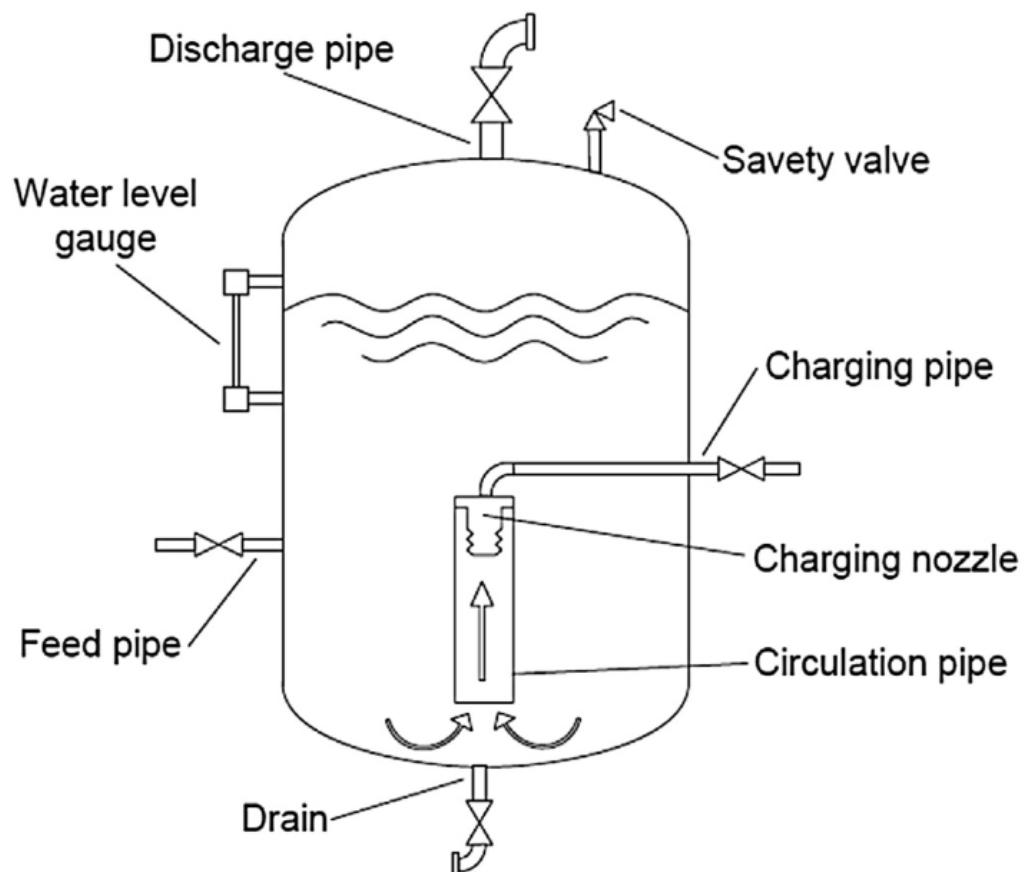


Σχήμα 17: Σύνοψη τριμερούς συστήματος θερμικής αποθήκευσης συνδυασμένου συστήματος αισθητής/λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης με άμεση παραγωγή ατμού [168]

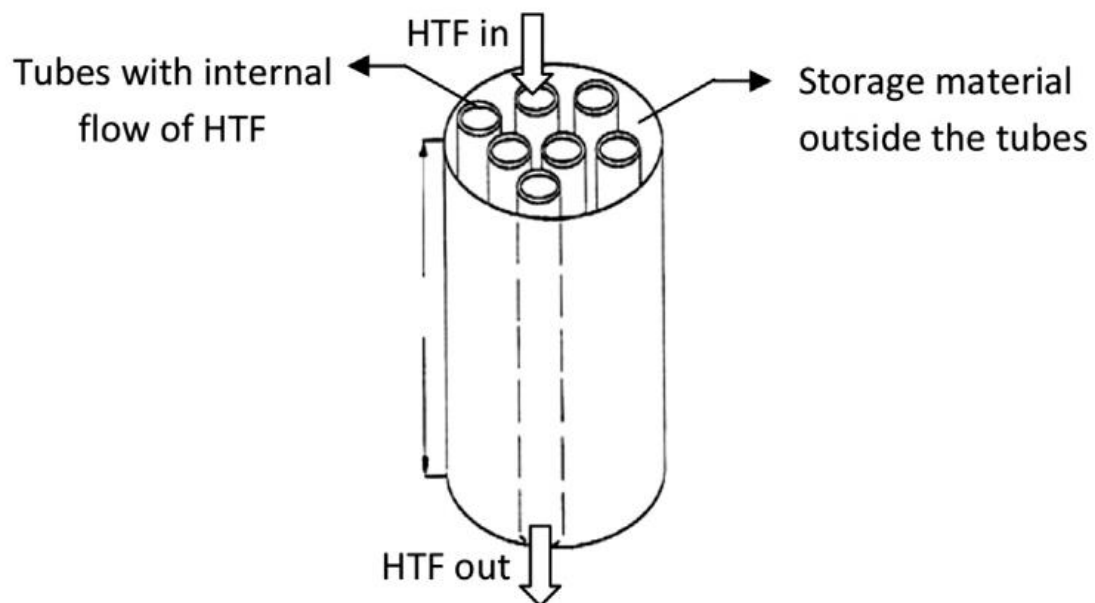
S. Kuravi et al. / Progress in Energy and Combustion Science 39 (2013) 285–319



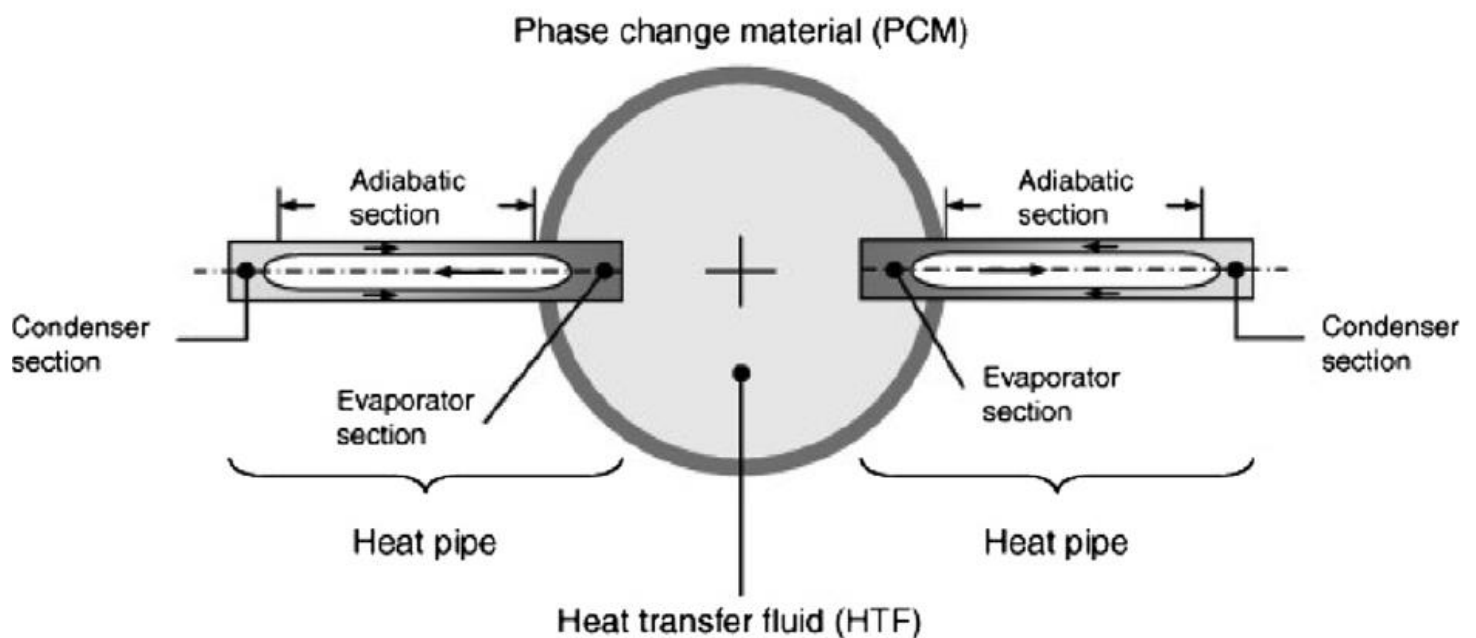
Σχήμα 18: Συσσωρευτής ατμού κυμαινόμενης πίεσης [79]. Το ακροφύσιο φόρτισης επινοήθηκε από τον Ruth για να τρέψει τη ροή του εισερχομένου ατμού προς τα πάνω



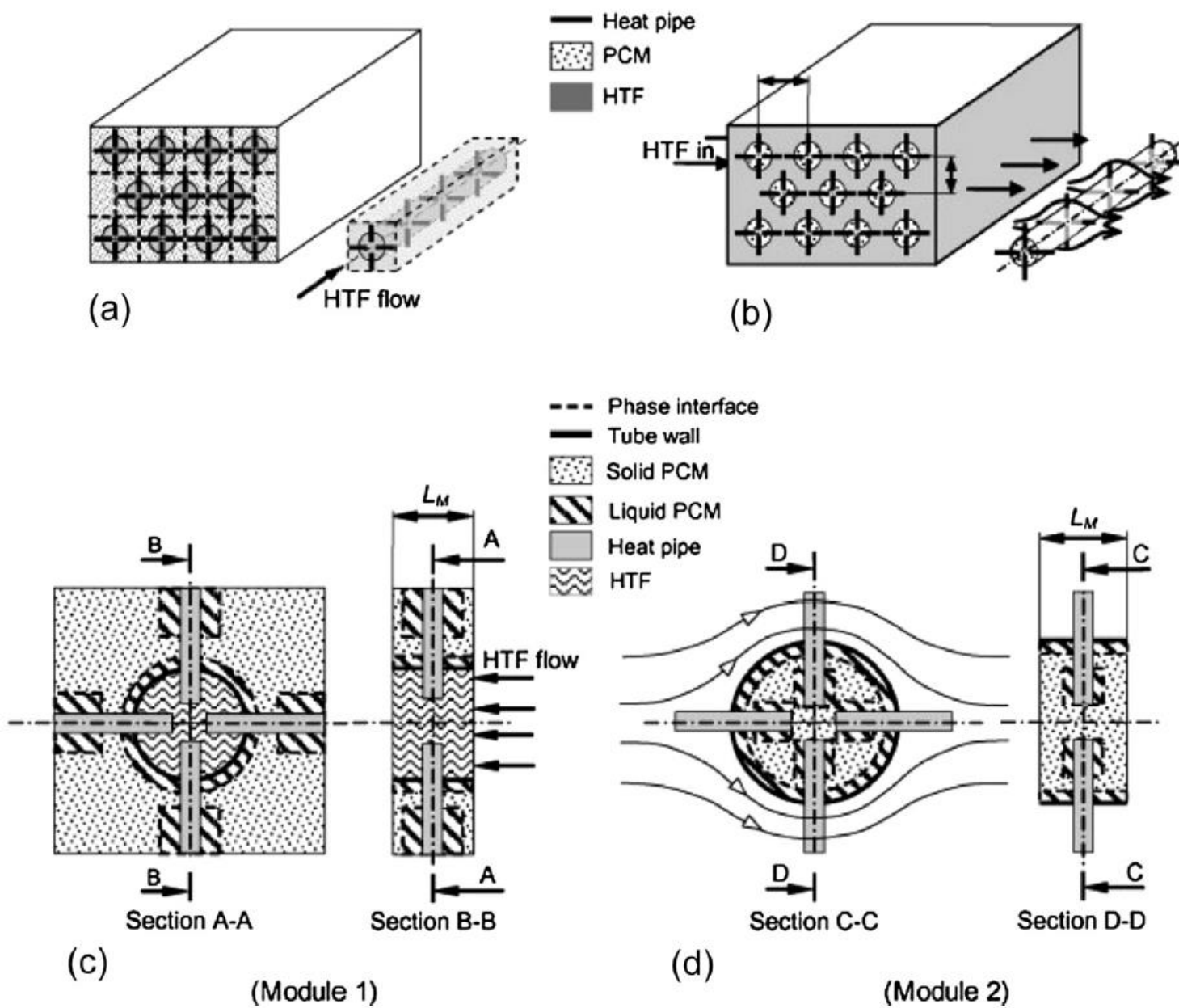
Σχήμα 19: Σύστημα θερμικής αποθήκευσης ενέργειας με ενσωματωμένους αγωγούς για αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας



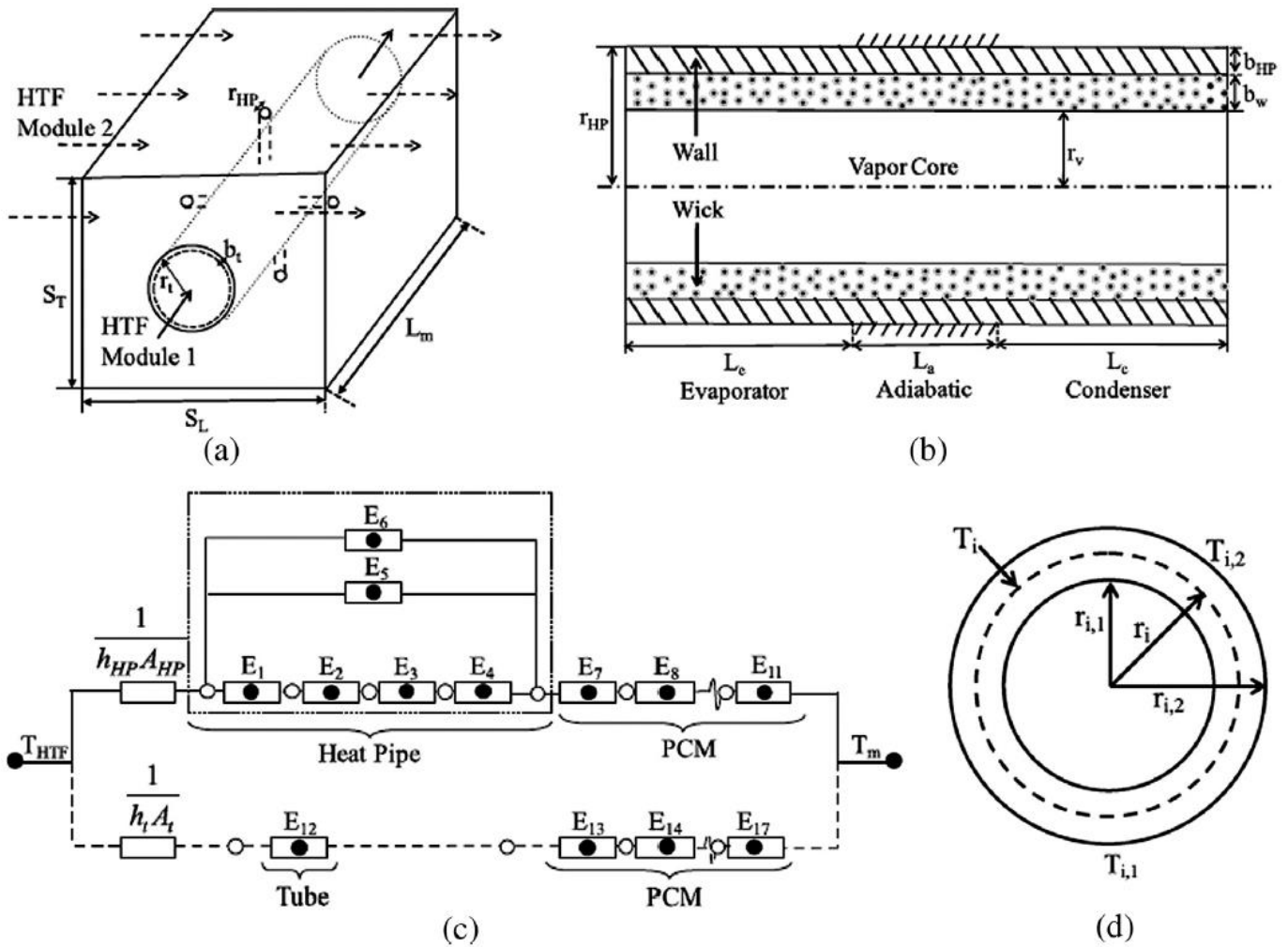
Σχήμα 20: Μεταφορά θερμότητας ανάμεσα σε υλικό με αλλαγή φάσης και ρευστού μεταφοράς θερμότητας [156]



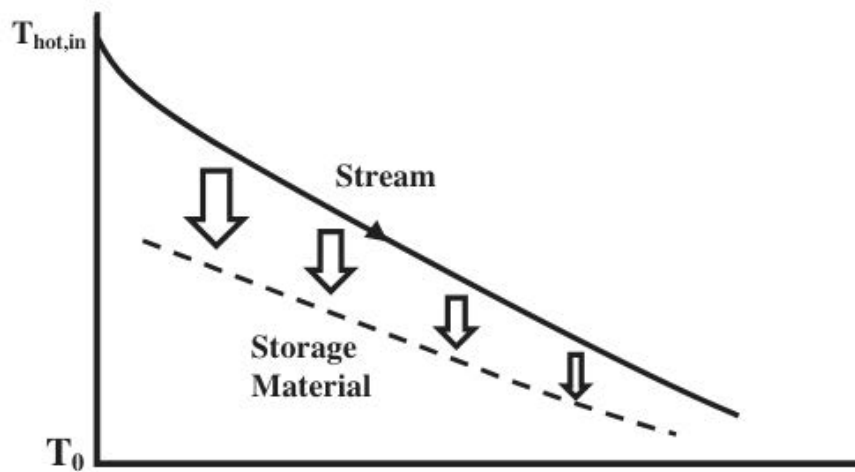
Σχήμα 21: Πρότυπα για την ανάλυση σε αντιστοιχία με την αναφορά [156]. Υλικό αποθήκευσης: (KNO₃). Ρευστό μεταφοράς θερμότητας: θερμινόλη



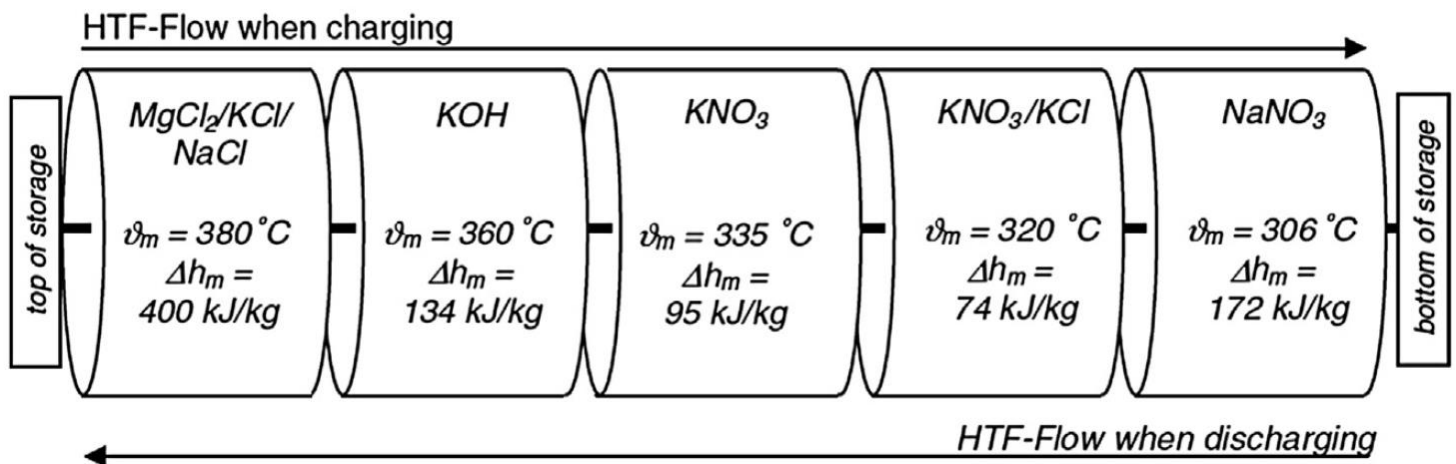
Σχήμα 22: Σχηματική αναπαράσταση ενός διάταξης ροής στο πρότυπο 1 και στο πρότυπο 2 ενός συστήματος λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης ενέργειας (β) τομή θερμικού αγωγού με εσωτερική γεωμετρία (γ) δίκτυο θερμικής αντίστασης ενός συστήματος λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης ενέργειας και (δ) θερμικά στοιχεία για ακτινική μετάδοση [157]



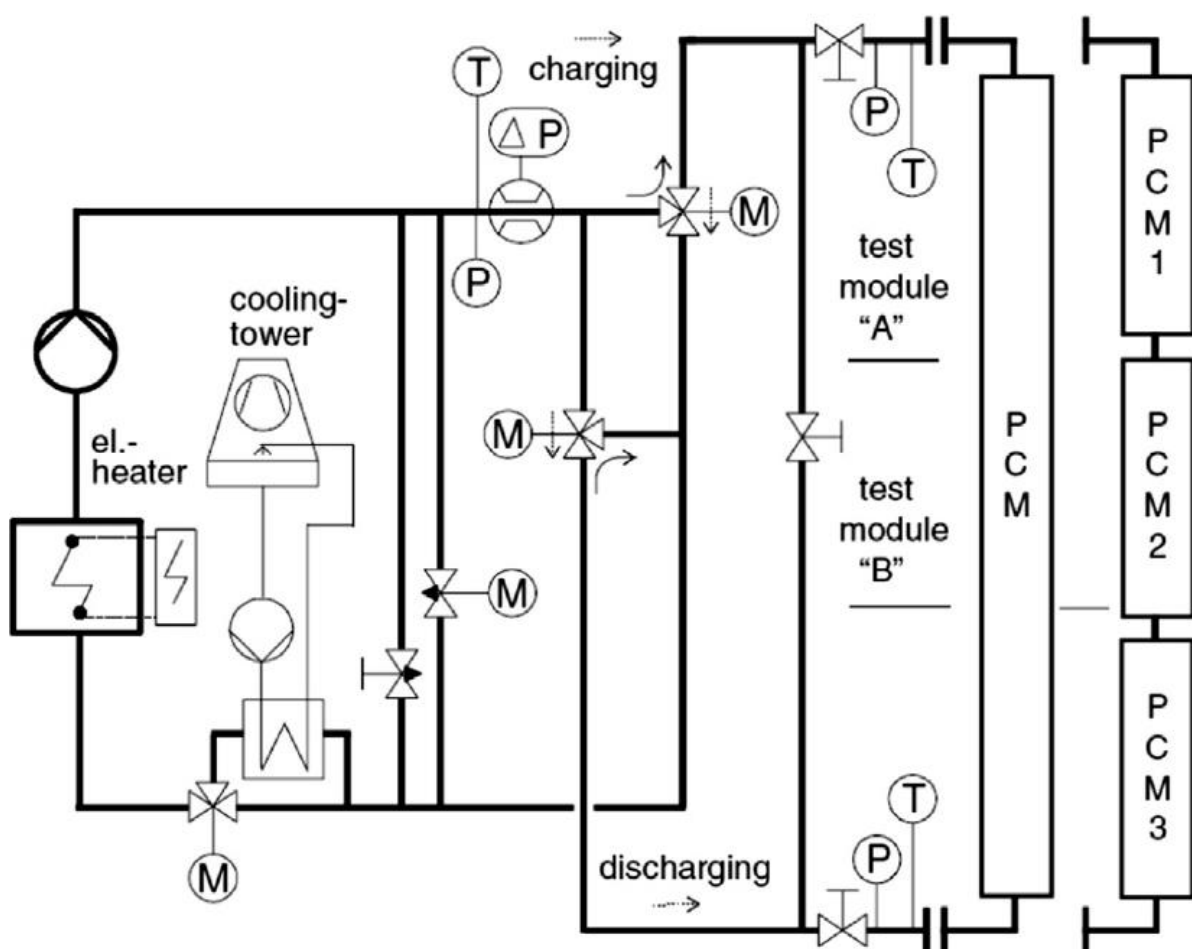
Σχήμα 23: Σχηματική αναπαράσταση σειράς μονάδων αισθητής θερμικής αποθήκευσης κατά τη διάρκεια φόρτισης [229]



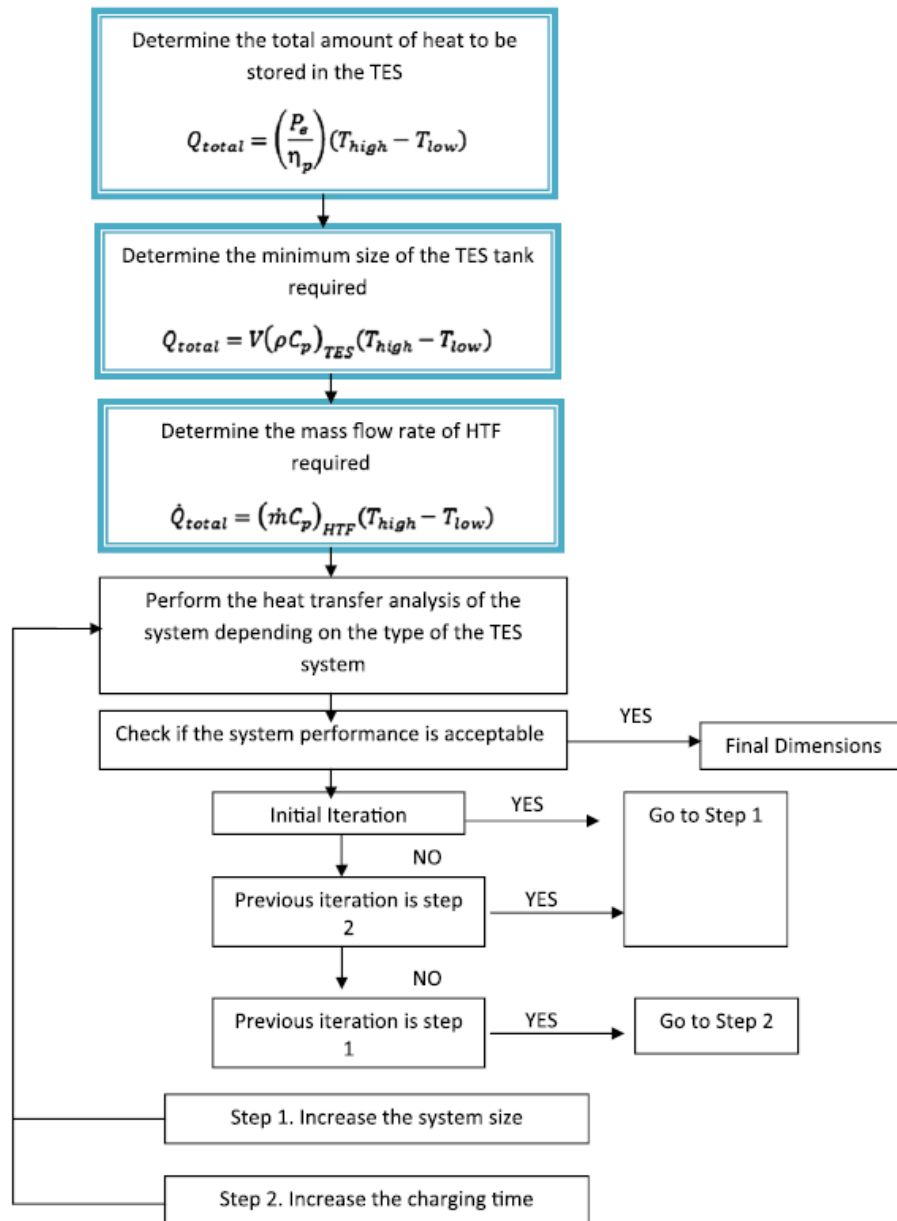
Σχήμα 24: Προτεινόμενο σχήμα διαδοχικής λανθάνουσας θερμικής αποθήκευσης με 5 υλικά με αλλαγή φάσης [247]



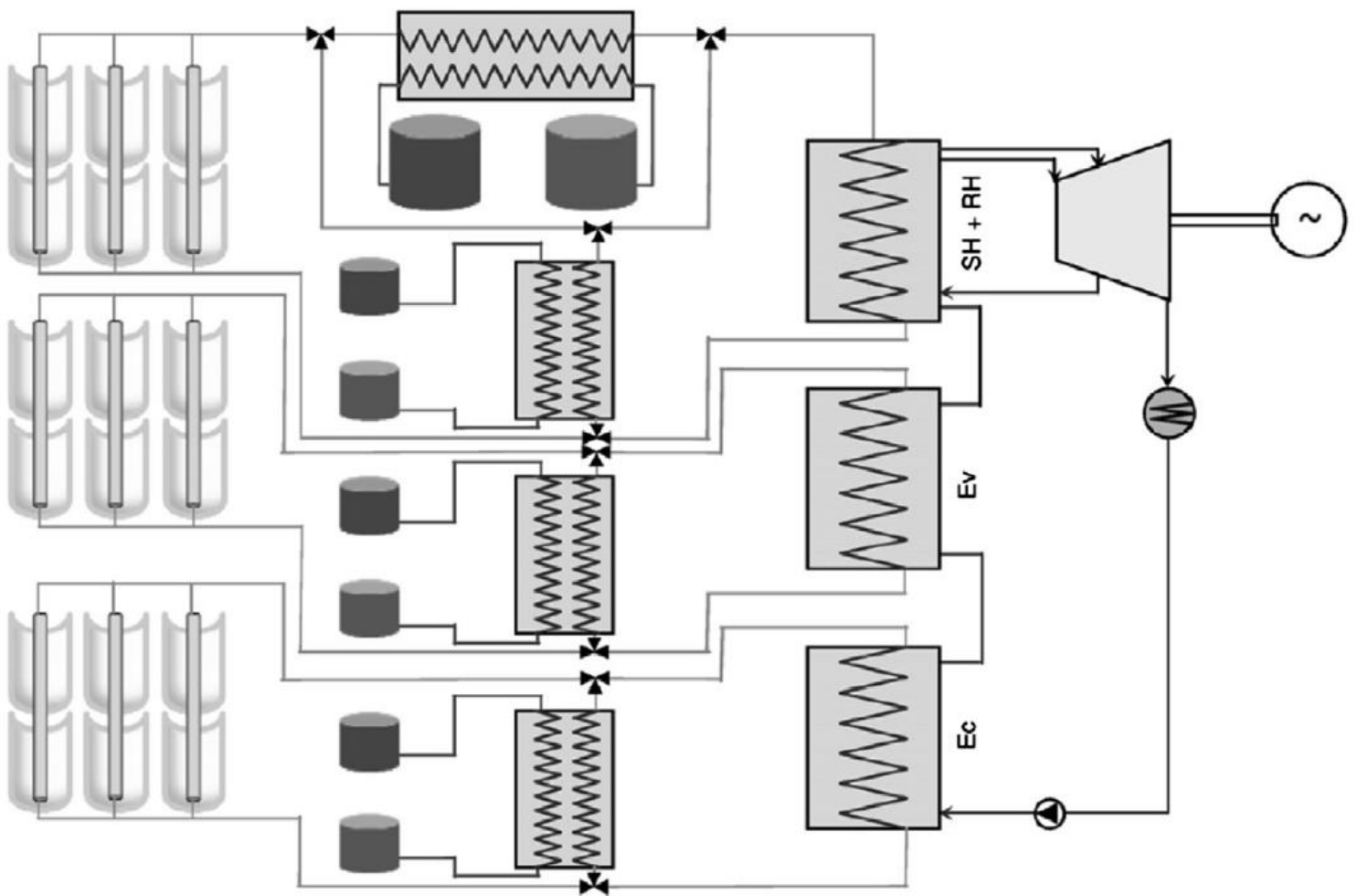
Σχήμα 25: Απλοποιημένο διάγραμμα ροής και διάταξη δοκιμής της αναφοράς [129]



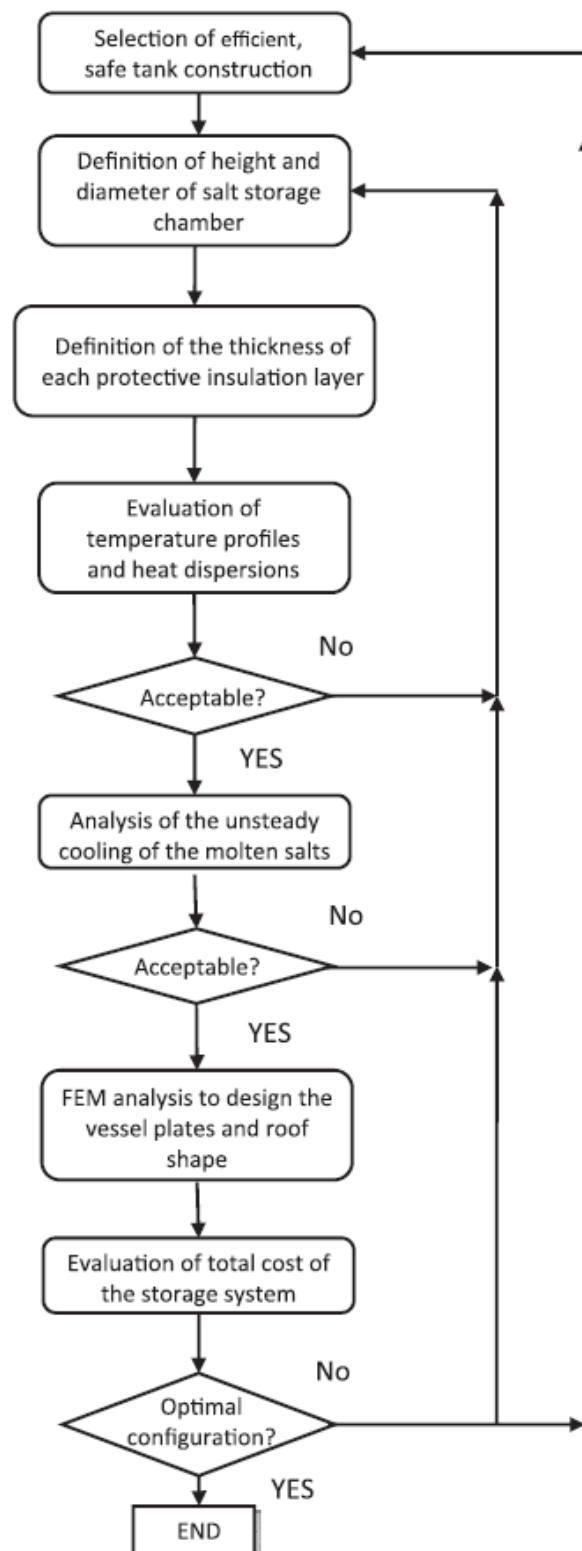
Σχήμα 26: Διάγραμμα της διαδικασίας διαστασιολόγησης της δεξαμενής (γενικευμένο, σύμφωνα με τη διαδικασία του van Iew [147])



Σχήμα 27: Ηλιοθερμικό σύστημα παραγωγής ενέργειας με δυναμική θερμική αποθήκευση και υποδιαϊρούμενο θερμικό πεδίο [253]



Σχήμα 28: Βελτιστοποίηση διαδικασίας σχεδιασμού δεξαμενής



5. Συμπεράσματα

Ο μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας σε επίπεδο συστήματος και η ενεργειακή απόδοση ενός συστήματος TES επηρεάζουν την απόδοση σε επίπεδο εγκατάστασης, ενώ το κόστος του συστήματος επηρεάζει το συνολικό κόστος της εγκατάστασης και την παραγωγή ενέργειας. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν διάφορα θερμικά μοντέλα με βάση τον μηχανισμό αποθήκευσης και ο σχεδιασμός της δεξαμενής πρέπει να γίνει έτσι ώστε τα συστήματα να διαθέτουν την υψηλότερη ενεργειακή απόδοση. Τα διαδοχικά συστήματα είναι μια επιλογή σε συστήματα αποθήκευσης θερμικής ενέργειας λανθάνουσας θερμότητας που μπορούν να βοηθήσουν στην επίτευξη της υψηλότερης ενεργειακής απόδοσης. Η θερμοοικονομική ανάλυση είναι πολύ σημαντική για τον προσδιορισμό της βέλτιστης διαμόρφωσης TES και του κόστους της εγκατάστασης. Η ανάλυση κόστους του συστήματος πρέπει να λάβει υπόψη όλα τα στοιχεία του συστήματος TES.

Αν και οι προαναφερθείσες τεχνολογίες βρίσκονται υπό έρευνα για πολλά χρόνια, μόνο συνθετικό λάδι, τηγμένο άλας και συστήματα συσσωρευτών ατμού χρησιμοποιούνται επί του παρόντος στο CSP. Οι υπόλοιπες τεχνολογίες δεν είναι αρκετά ώριμες για να χρησιμοποιηθούν σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής μεγάλης κλίμακας. Ωστόσο, ορισμένες από τις υπό ανάπτυξη τεχνολογίες, για παράδειγμα τα ενθυλακωμένα PCM, ενδέχεται να γίνουν εμπορικά στο πολύ εγγύς μέλλον [265].

Οι προσπάθειες χρηματοδότησης του Υπουργείου Ενέργειας των ΗΠΑ (DOE) αντικατοπτρίζουν τις τρέχουσες και βραχυπρόθεσμες αναπτυξιακές δραστηριότητες στο CSP. Το Τμήμα συνεργάζεται με μια σειρά από εταιρείες και ακαδημαϊκά ιδρύματα για την παροχή οικονομικής και τεχνικής υποστήριξης για έργα που επικεντρώνονται στη μείωση του κόστους τεχνολογίας και κατασκευής εξαρτημάτων και συστημάτων CSP. Αυτές οι αναπτυξιακές δραστηριότητες περιλαμβάνουν έργα που σχετίζονται με την ανάπτυξη ρευστών μεταφοράς θερμότητας τηγμένου άλατος, αντλίες λιωμένου αλατιού, συστήματα θερμικής αποθήκευσης που χρησιμοποιούν θερμοχημική αποθήκευση θερμότητας, αποθήκευση αισθητής θερμότητας και αποθήκευση λανθάνουσας θερμότητας, καθώς και μια σειρά ερευνητικών πρωτοβουλιών που προσπαθούν να ενσωματώσουν νέες τεχνικές αποθήκευσης για τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας στο μέσο αποθήκευσης [265].

Συμπερασματικά, στην παρούσα διπλωματική εργασία παρουσιάζεται μία επισκόπηση των τεχνολογιών αποθήκευσης θερμικής ενέργειας που εφαρμόζονται σε συγκεντρωτικούς ηλιοθερμικούς σταθμούς με πύργο ψύξης, με βάση μια ολοκληρωμένη ανασκόπηση της βιβλιογραφίας. Συζητούνται οι έννοιες αποθήκευσης και οι μεθοδολογίες σχεδίασης αιχμής που χρησιμοποιούνται από διάφορους ερευνητές. Αν και οι τρεις βασικοί τύποι αποθηκευτικών μέσων (αισθητά, λανθάνοντα, θερμοχημικά) έχουν τη δυνατότητα να καταστήσουν βιώσιμους τους σταθμούς ηλιακής ενέργειας, χρειάζεται ακόμη περισσότερη έρευνα για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης και της οικονομίας αυτών των συστημάτων. Οι τρέχουσες ερευνητικές προσπάθειες στον τομέα της θερμικής αποθήκευσης επικεντρώνονται στην ανάπτυξη νέων τεχνολογιών που μπορούν να μειώσουν το κόστος από το σημερινό LCOE θερμικής αποθήκευσης 5¢/kWh σε 1¢/kWh έως το 2020 [266], με την τρέχουσα τάση να κινείται προς υψηλότερες θερμοκρασίες. Οι πρόσφατες εξελίξεις χρησιμοποιούν τεχνολογίες νανο-βασισμένες και προηγμένες μεθόδους κατασκευής για την επίτευξη αυτού του στόχου. Οι ερευνητές δίνουν έμφαση στην ενεργητική αποτελεσματικότητα στο σχεδιασμό συστημάτων

αποθήκευσης. Ένας συνδυασμός διαφορετικών τύπων αποθήκευσης μπορεί να είναι μια λύση για την επίτευξη της απαιτούμενης απόδοσης των σταθμών παραγωγής ενέργειας με χαμηλό κόστος

6. Αναφορές

- [1] Kuravi S, Trahan J, Goswami D Y, Rahman M M, Stefanakos E I K. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science* 2013; 39, 285-319.
- [2] Herrmann U, Kelly B, Price H. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. *Energy* 2004;29(5e6):883e93.
- [3] Pacheco JE, Gilbert R. Overview of recent results of the solar two test and evaluations program, renewable and advanced energy systems for the 21st century. In: *Proc. of 1999 ASME int. solar energy conf.* 1999.
- [4] Cabeza LF, Sole C, Castell A, Oro E, Gil A. Review of solar thermal storage techniques and associated heat transfer technologies. *Proceedings of the IEEE* 2012;100(2):525e38.
- [5] Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(7):1695e721.
- [6] Barlev D, Vidu R, Stroeve P. Innovation in concentrated solar power. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2011;95(10):2703e25.
- [7] Gil A, Medrano M, Martorell I, Lázaro A, Dolado P, Zalba B, et al. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 e concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(1):31e55.
- [8] International Renewable Energy Agency (IRENA). *Renewable energy technologies: cost analysis series e concentrating solar power* 2012.
- [9] Sioshansi R, Denholm P. The value of concentrating solar power and thermal energy storage. *NREL-TP-6A2-45833* 2010.
- [10] Reilly HE, Kolb WJ. Evaluation of molten salt power tower technology based on the experience of solar two. *SAND2001-3674*. Sandia National Laboratories; 2001.
- [11] Llorente Garcia I, Álvarez JL, Blanco D. Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: comparison to operating plant data. *Solar Energy* 2011;85(10):2443e60.
- [12] Ma Z, Glatzmaier G, Turchi C, Wagner M. Thermal energy storage performance metrics and use in thermal energy storage design. Colorado: *ASES World Renewable Energy Forum Denver*; 2012.
- [13] Price H, Kearney D. Reducing the cost of energy from parabolic trough solar power plants. In: *International solar energy conference Hawaii Island, Hawaii*, 2003.
- [14] Wittmann M, Eck M, Pitz-Paal R, Muller-Steinhagen H. Methodology for optimized operation strategies of solar thermal power plants with integrated heat storage. *Solar Energy* 2011;85:653e9.
- [15] Cavallaro F. Multi-criteria decision aid to assess concentrated solar thermal technologies. *Renewable Energy* 2009;34:1678e85.
- [16] Zavoico AB. *Nexant: solar power tower design basis document*. Sandia National Laboratories, *SAND2001-2100*.
- [17] Electric Power Research Institute (EPRI). *Program on technology innovation: evaluation of concentrating solar thermal energy storage systems*. Palo Alto, CA, 1018464 2009.
- [18] Plataforma Solar de Almeria (PSA). Chapter 1: PSA solar thermal technology 1997 milestones and international cooperation in solar power development. PSA; 1997.
- [19] Plataforma Solar de Almeria, Euro-Energy.Net, Available from: <http://www.euro-energy.net/infrastructures/25.html>.
- [20] Concentrating solar power projects. National Renewable Energy Laboratory. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm; 2011.
- [21] Mehos MA. Part 3: task 1: solar thermal electric systems. *Solar PACES*; 2011.
- [22] Stancich R. Weekly intelligence brief: September 13eSeptember 20. *CSP Today*. Available: <http://social.csptoday.com/taxonomy/term/83/weekly-intelligence-brief-september-13-september-20>; September 20, 2010.

- [23] Dreigacker V, Müller-Steinhagen H, Zunft S. Thermo-mechanical analysis of packed beds for large-scale storage of high temperature heat. *Heat and Mass Transfer* 2010;46(10):1199.
- [24] NREL. Concentrating solar power projects. National Renewable Energy Laboratory. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm; 2011.
- [25] Tamme R. Development of storage systems for SP plants. Brussels 2006.
- [26] Solucar. 10 MW solar thermal power plant for Southern Spain. Final report 2006.
- [27] Dunn RI, Hearps PJ, Wright MN. Molten-salt power towers: newly commercial concentrating solar storage. *Proceedings of the IEEE* 2012;100(2): 504e15.
- [28] Sener. Andasol 1 & 2: 50 MW, 7 h molten salt heat storage. National Renewable Energy Laboratory, NREL trough technology workshop, Available: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/2007/martin_andasol_pictures_storage.pdf.
- [29] Xu E, Yu Q, Wang Z, Yang C. Modeling and simulation of 1 MW DAHAN solar thermal power tower plant. *Renewable Energy* 2011;36:848e57.
- [30] ADB. People's Republic of China: concentrating solar thermal power development. American Development Bank; 2012.
- [31] Ho CK. Software and codes for analysis of concentrating solar power technologies. SAND2008-8053. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 2008.
- [32] Gilman P, Blair N, Mehos M, Christensen C, Janzou S. Solar Advisor Model user guide for version 2.0. NREL/TP-670-43704 2008.
- [33] Klein SA, Beckman WA, Duffie JA. TRNYSYS e a transient simulation program. *ASHRAE Transactions* 1976;82(1):623e33.
- [34] Lippke F. Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant. SAND95-1293. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 1995.
- [35] Patnode A. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. Madison: University of Wisconsin; 2006.
- [36] Kolb GJ. Evaluation of annual performance of 2-tank and thermocline thermal storage systems for trough plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 2011;133(3):031023e5.
- [37] ASAP Software. Breault Research Organization. Available: <http://www.breault.com/software/asap.php>; 2012.
- [38] Dellin TA, Fish MJ. User's manual for DELSOL: a computer code for calculating the optical performance, field layout and optimal system design for solar central receiver plants. SAND79-8215. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1979.
- [39] Falcone PK. A handbook for solar central receiver design. SAND86-8009. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1986. C-9.
- [40] Kistler BL. A user's manual for DELSOL3: a computer code for calculating the optical performance and optimal system design for solar thermal central receiver plants. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1987. SAND86- 8018.
- [41] Leary PL, Hankins JD. User's guide for MIRVAL e a computer code for modeling the optical behavior of reflecting solar concentrators. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1979. SAND77-8280.
- [42] NREL. Parabolic trough technology models and software tools. Available: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/models_tools.html#soltrace; 2012.
- [43] ANSYS I. ANSYS. Available: <http://www.ansys.com/>; 2012.
- [44] Solidworks. Available: <http://www.solidworks.com/sw/products/fea-cfd-simulation-software.htm>; 2012.
- [45] Schmitz M, Schwarzbozl P, Buck R, Pitz-Paal R. Assessment of the potential improvement due to multiple apertures in central receiver systems with secondary concentrators. *Solar Energy* 2006;80:111e20.
- [46] Winters WS. DRAC e a user friendly computer code for modeling transient thermohydraulic phenomena in solar receiver tubing. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1983. SAND82-8744.

- [47] Winters WS. TOPAZ e the transient one-dimensional pipe flow analyzer: an update on code improvements and increased capabilities. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1987. SAND87-8225.
- [48] ANSYS I. Fluid dynamics solutions. Available: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics>; 2012.
- [49] System Advisor Model (SAM). National Renewable Energy Laboratory. Available: <https://sam.nrel.gov/>; 2012.
- [50] Stoddard MC, Faas SE, Chiang CJ, Dirks JA. SOLERGY e a computer code for calculating the annual energy from central receiver power plants. Livermore, CA: Sandia National Laboratories; 1987. SAND86-8060.
- [51] TRNSYS. A transient systems simulation program. Available: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>; 2011.
- [52] GE Energy. Generation solutions. Available: http://www.ge-energy.com/solutions/generation_solutions.jsp; 2012.
- [53] GmbH S. IPSEpro. Available: <http://www.simtechnology.com/IPSEpro/english/IPSEpro.php>; 2011.
- [54] Thermoflow I. STREAM PRO. Available: http://www.thermoflow.com/ConvSteamCycle_STP.htm; 2011.
- [55] Vittitoe CN, Biggs F. User's guide to HELIOS: part 1, introduction and code input. A computer program for modeling the optical behavior of reflecting concentrators. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 1981. SAND81-1180.
- [56] Organization BR. Solar energy items. Available: <http://www.breault.com/multimedia-gallery.php?catTypeID=2&catID=89&mode=category>; 2012.
- [57] Ratzel AC, Boughton BD. CIRCE.001: a computer code for analysis of point- focus concentrators with flat targets. Albuquerque: Sandia National Laboratories; 1987. SAND86-1866.
- [58] Romero VJ. CIRCE2/DEKGEN2: a software package for facilitated optical analysis of 3-D distributed solar energy concentrators e theory and user manual. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 1994. SAND91-2238.
- [59] Hogan Jr. RE. AEETES e a solar reflux receiver thermal performance numerical model. In: Proceedings of the 1992 ASME international solar energy conference, Maui, HI; 1992.
- [60] Igo J, Andraka CE. Solar dish field system model for spacing optimization. In: Proceedings of the energy sustainability conference. Long Beach, CA; 2007. p. 981e87.
- [61] Adinberg R. Simulation analysis of thermal storage for concentrating solar power. Applied Thermal Engineering 2011;31(16):3588e94.
- [62] Arahal MR, Cirre CM, Berenguel M. Serial grey-box model of a stratified thermal tank for hierarchical control of a solar plant. Solar Energy 2008;82(5):441e51.
- [63] Powell KM, Edgar TF. Modeling and control of a solar thermal power plant with thermal energy storage. Chemical Engineering Science 2012;71(0):138e45.
- [64] Madaeni SH, Sioshansi R, Denholm P. How thermal energy storage enhances the economic viability of concentrating solar power. Proceedings of the IEEE 2011;PP(99):1e13.
- [69] Tamme R, Laing D, Steinmann WD. Advanced thermal energy storage technology for parabolic trough. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 2004;126(2):794e800.
- [70] Glatzmaier G. Summary report for concentrating solar power thermal storage workshop. NREL; 2011. NREL/TP-5500-52134.
- [71] Brown D, Lamarche J, Spanner G. Chemical energy storage system for solar electric generating system (SEGS) solar thermal power plant. Journal of Solar Energy Engineering 1992;114:212e8.
- [72] Harries DN, Paskevicius M, Sheppard DA, Price TEC, Buckley CE. Concentrating solar thermal heat storage using metal hydrides. Proceedings of the IEEE 2012;PP(99):1e11.
- [73] Schaube F, Worner A, Tamme R. High temperature thermochemical heat storage for concentrated solar power using gasesolid reactions. Journal of Solar Energy Engineering 2011;133(3):031006e7.
- [74] Bhatt VD, Gohil K, Mishra A. Thermal energy storage capacity of some phase changing materials and ionic liquids. International Journal of ChemTech Research 2010;2(3):1771e9.
- [75] Garg HP, Mullick SC, Bhargava AK. Solar thermal energy storage. Springer; 1985.

- [76] Kenisarin MM. High-temperature phase change materials for thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14:955e70.
- [77] Zalba B, Marin JM, Cabeza LF, Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering* 2003;23(3):251e83.
- [78] Laing D, Steinmann WD, FiB M, Tamme R, Brand T, Bahl C. Solid media thermal storage development and analysis of modular storage operation concepts for parabolic trough power plants. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 2008;130:0110061e5.
- [79] Buschle J, Steinmann WD, Tamme R. Analysis of steam storage systems using Modelica. *The Modelica Association*; 2006. p. 235e42.
- [80] Geyer MA, Winter CJ. Thermal storage for solar power plants. *Solar Power Plants* 1991;7:110e5.
- [81] Felderhoff M, Bogdanovic B. High temperature metal hydrides as heat storage materials for solar and related applications. *International Journal of Molecular Sciences* 2009;10(1):325e44.
- [82] Lovegrove K, Luzzi A, Kreetz H. A solar-driven ammonia-based thermo-chemical energy storage system. *Solar Energy* 1999;67(4e6):309e16.
- [83] Hahne E. Thermal energy storage: some views on some problems. In: *Proc. 8th int heat transfer conf.* 1986. p. 279e92.
- [84] Kato Y. Personal notes on solar chemical storage chapter 2004.
- [85] Visscher K. SolarCombi systems, heading for 100% solar fraction. In: *ECN presentation given at VSK Utrecht.* 2004.
- [86] Shiizaki S, Nagashima I, Iwata K, Hosoda T, Kameyama H. Development of plate fin reactor for heat recovery system using methanol decomposition. In: *Proceedings of Terrastock 2000, 8th international conference on thermal energy storage.* 2000.
- [87] Wu J, Li J, Xu X, Yang L, Wu J, Zhao F, et al. Molten salts/ceramic-foam matrix composites by melt infiltration method as energy storage material. *Journal of Wuhan University of Technology Materials Science Edition* 2009;24(4):651e3.
- [88] Schmitt R, Rommler M, Steinmann WD, Tamme R. High performance PCM- graphite heat storage systems for solar process heat. *ASME Conference Proceedings* 2009;2009(48906):567e71.
- [89] Fan L, Khodadadi JM. Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15(1):24e46.
- [90] Jegadheeswaran S, Pohekar SD. Performance enhancement in latent heat thermal storage system: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13(9):2225e44.
- [91] Liu M, Saman W, Bruno F. Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012;16(4):2118e32.
- [92] Tyagi VV, Kaushik SC, Tyagi SK, Akiyama T. Development of phase change materials based microencapsulated technology for buildings: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15:1373e91.
- [93] Maruoka N, Sato K, Yagi J, Akiyama T. Development of PCM for recovering high temperature waste heat and utilization for producing hydrogen by reforming reaction of methane. *ISIJ International* 2002;42(2):215e9.
- [94] Laing D, Lehmann D, FiB M, Bahl C. Test results of concrete thermal energy storage for parabolic trough power plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 2009;131:0410071e6.
- [95] Laing D, Steinmann WD, Tamme R, Richter C. Solid media thermal storage for parabolic trough power plants. *Solar Energy* 2006;80(10):1283e9.
- [96] Laing D, Bahl C, Bauer T, Fiss M, Breidenbach N, Hempel M. High-temperature solid-media thermal energy storage for solar thermal power plants. *Proceedings of the IEEE* 2012;PP(99):1e9.
- [97] Laing D, Bahl C, Bauer T, Lehmann D, Steinmann WD. Thermal energy storage for direct steam generation. *Solar Energy* 2011;85. 627e33.
- [98] Pacheco JE, Showalter S, Kolb W. Development of a molten salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 2002;124:7.

- [99] Burolla VP, Bartel JJ. High temperature compatibility of nitrate salts, granite rock and pelletized iron ore. SAND-79-8634 1979. p. 32.
- [100] Laurent SS. Thermocline thermal storage test for large-scale solar thermal power plants. Sandia National Laboratory; 2000. SAND2000-2059C.
- [101] Bradshaw RW, Meeker DD. High-temperature stability of ternary nitrate molten salts for solar thermal energy systems. Solar Energy Materials 1990;21:51e60.
- [102] Leiby CC, Ryan TG. Thermophysical properties of thermal energy storage materials e aluminum. Air Force Cambridge Research Labs; 1973.
- [103] Sun JQ, Zhang RY, Liu ZP, Lu GH. Thermal reliability test of Al₃₄Mg₆Zn alloy as latent heat storage material and corrosion of metal with respect to thermal cycling. Energy Conversion and Management 2007;48:619e24.
- [104] Lopez J, Acem Z, Palomo Del Barrio E. KNO₃/NaNO₃ e graphite materials for thermal energy storage at high temperature: part II. e phase transition properties. Applied Thermal Engineering 2010;30(13):1586e93.
- [105] Bauer T, Laing D, Kroner U, Tamme R. Sodium nitrate for high temperature latent heat storage. In: The 11th international conference on thermal energy storage. Effstock Stockholm, Sweden; 2009.
- [106] Maru HC, Dullea JF, Kardas A, Paul L. Molten salt thermal energy storage systems. Chicago, NASA: Institute of Gas Technology; 1978. CR135419.
- [107] Takahashi Y, Kamimoto M, Abe Y, Sakamoto R, Kanari K, Ozawa T. Investi- gation of latent heat thermal energy storage materials: V. Thermoanalytical evaluation of binary eutectic mixtures and compounds of NaOH with NaNO₃ OR NaNO₂. Thermochimica Acta 1988;123:233e45.
- [108] Petri R, Claar T, Marianowski L. Evaluation of molten carbonates as latent heat thermal energy storage materials. In: 14th intersociety energy con- version conference. 1979. p. 487e93.
- [109] Reiser A, Bogdanovic B, Schlichte K. The application of Mg-based metal-hy- drides as heat energy storage systems. International Journal of Hydrogen Energy 2000;25:425e30.

- [110] Birchneall C. Heat storage in eutectic alloys. Metallurgical and Materials Transaction. Physical Metallurgy and Materials Science 1980;11(8):1415e20.
- [111] Clark RP. Heats of fusion and heat capacities of Lithium Chloride-Potassium Chloride eutectic and potassium nitrate. Journal of Chemical and Engineering Data 1973;18(1):67e70.
- [112] Janz GJ, Allen CB, Bansal NP, Murphy RM, Tomkins RPY. Physical properties data compilations relevant to energy storage II. In: Molten salts: data on single and multi-component salt systems. NIST; 1969. NSRDS-NBS 61 part II.
- [113] Korin E, Soifer L. Thermal analysis of the system KCl-LiCl by differential scanning calorimetry. Journal of Thermal Analysis 1997;50:347e54.
- [114] Glatzmaier GC, Gomez J, Ortega J, Starace A, Turchi C. High temperature phase change materials for thermal energy storage applications. Granada, Spain: SolarPaces; 2011.
- [115] Gomez JC. High-temperature phase change materials (PCM) candidates for thermal energy storage (TES) applications. National Renewable Energy Laboratory; 2011. NREL/TP-5500-51446.
- [116] Heine D. The chemical compatibility of construction materials with latent heat storage materials. In: Proceedings of the international conference on energy storage. 1981.
- [117] Pettit FS. Molten salts, corrosion tests and standards, application and inter-pretation 2005.
- [118] Porisini FC. Salt hydrates used for latent heat storage: corrosion of metals and reliability of thermal performance. Solar Energy 1988;41(2):193e7.
- [119] Cabeza LF, Badia F, Illa J, Roca J, Mehling H, Ziegler F. Corrosion experiments on salt hydrates used as phase change materials in cold storage. In: IEA ECES IA annex 17 Kick-off workshop. 2001.
- [120] Cabeza LF, Illa J, Roca J, Badia F, Mehling H, Hiebler S, et al. Immersion corrosion tests on metal-salt hydrate pairs used for latent heat storage in the 32 to 36 °C temperature range. Werkstoffe und Korrosion 2001;52(2):140e6.
- [121] Cabeza LF, Illa J, Roca J, Badia F, Mehling H, Hiebler S, et al. Middle term immersion corrosion tests on metalsalt hydrate pairs used for latent heat storage in the 32 to 36 °C temperature range. Werkstoffe und Korrosion 2001;52(10):748e54.
- [122] Cabeza LF, Mehling H, Hiebler S. Immersion corrosion tests on metal-salt hydrate pairs used for latent heat storage in the 48 to 58 °C temperature range. Materials and Corrosion 2002.
- [123] Heine D, Groll M, Heess F. Physical and chemical properties of phase change materials for application in solar tower and solar farm plants. Electric Power Research Institute (report) EPRI EA 1979. p. 1187e91.
- [124] Heine D, Heess F, Groll M. Physical and chemical properties of latent heat storage materials. Heizen mit Sonne; 1980. p. 536e45.
- [125] Heine D, Heess F, Groll M. Investigation of the corrosion and melting/ freezing behavior of high temperature latent storage materials. In: Pro- ceedings of the intersociety energy conversion engineering conference. 1980: p. 459e66.
- [126] Goods SH, Bradshaw RW. Corrosion of stainless steels and carbon steel by molten mixtures of commercial nitrate salts. Journal of Materials Engineer- ing and Performance 2004;13(1):78e87.
- [127] Goods SH, Bradshaw RW, Prairie MR, Chavez JM. Corrosion of stainless and carbon steels in molten mixtures of industrial nitrates. SAND94-8211 1994.
- [128] Prairie MR, Dunkin SR, Chavez JM, Bradshaw RW, Goods SH. Isothermal corrosion testing of steels in molten nitrate salts. In: ASME-JSES-JSME in- ternational solar energy conference. 1994. p. 587e94.
- [129] Michels H, Pitz-Paal R. Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants. Solar Energy 2007;81(6):829e37.
- [130] Brousseau D, Hlava P, Kelly M. Testing thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems used in parabolic trough solar power plants. Sandia National Laboratory; 2004. SAND2004-3207.
- [131] Williams DF. Assessment of candidate molten salt coolants for the NGNP/NHI heat-transfer loop. Oak Ridge National Laboratory; 2006. DE-AC05- 00OR22725.
- [132] Fathollahnejad H, Tsao BH, Ponnappan R, Jacobson D. Post-test corrosion analysis of high-temperature thermal energy storage capsules. Journal of Materials Engineering and Performance 1993;2:125e34.

- [133] Bradshaw RW, Goods SH. Corrosion of alloys and metals molten nitrates 2000. Alberbeque, NM, SAND2000-8727.
- [134] Bradshaw RW, Goods SH. Corrosion resistance of stainless steels during thermal cycling in alkali nitrate molten salts. SAND2001-8518 2001.
- [135] Kelly B, Kearney D. Thermal storage commercial plant design study for a 2-tank indirect molten salt system. National Renewable Energy Laboratory; 2004. NREL/SR-550-40166.
- [136] Tyner C, Kolb G, Prairie M, Weinrebe G, Valverde A, Sanchez E. Solar power tower development: recent experiences. SAND96-2662C 1993.
- [137] Skumanich A. CSP: developments in heat transfer and storage materials. Available: <http://www.renewableenergyfocus.com/view/17095/csp-developments-in-heat-transfer-and-storage-materials/>; 2010.
- [138] Kogel JE, Trivedi NC, Barger JM, Krukowski ST. Industrial minerals and rocks: commodities, markets, and uses. 7th ed. Littleton, Colorado: Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.; 2006.
- [139] Kelly B, Kearney D. Thermal storage commercial plant design study for a 2- tank indirect molten salt system. National Renewable Energy Laboratory; 2006. Golden, Colorado, NREL/SR-550-40166.
- [140] Tamme R. Thermal energy storage for industrial applications. In: Presentation: storage for industrial applications IEA workshop. 2011.
- [141] ARPA-E. Heats thermal energy storage program sheet. Available: <http://arpa-e.energy.gov/Portals/0/Documents/FundedProjects/HEATS%20Slicksheets/HEATS ProgramSheet Final.pdf>; 2012.
- [142] Craik D. Thermal storage: OPTS to halve costs. Available: <http://social.csptoday.com/technology/thermal-storage-opts-halve-costs-0.CSP Today>; 2012.
- [143] Adinberg R. Report on the methodology to characterize various types of thermal storage systems. Deliverable 15.1 2010.
- [144] GmbH PSI. Survey of thermal storage for parabolic trough power plants. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory; 2000. NREL/SR-550- 27925.
- [145] Kearney D, Kroizer I, Miller CE, Steele D. Design and preliminary performance of solar electric generating Station I at Daggett, California. Montreal, Que, Can 1986. p. 1424e28.
- [146] Pacheco JE. Final test and evaluation results from the solar two project 2002.
- [147] Van Lew JT, Li P, Chan CL, Karaki W, Stephens J. Analysis of heat storage and delivery of a thermocline tank having solid filler material. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 2011;133(2): 021003e10.
- [148] Bai F, Xu C. Performance analysis of a two-stage thermal energy storage system using concrete and steam accumulator. Applied Thermal Engineering 2011;31(14e15):2764e71.
- [149] Steinmann WD, Eck M. Buffer storage for direct steam generation. Solar Energy 2006;80:1277e82.
- [150] Yanbing K, Yinping Z, Yi J, Yingxin Z. A general model for analyzing the thermal characteristics of a class of latent heat thermal energy storage systems. Journal of Solar Energy Engineering 1999;121(4):185e93.
- [151] Tamme R. Concrete storage: update on the German concrete TES program. In: Workshop on thermal storage for trough power systems. 2003.
- [152] Steinmann W-D, Laing D, Tamme R. Development of PCM storage for process heat and power generation. Journal of Solar Energy Engineering 2009;131(4):041009e14.
- [153] Fang M, Chen G. Effects of different multiple PCMs on the performance of a latent thermal energy storage system. Applied Thermal Engineering 2007;27(5e6):994e1000.
- [154] Horbaniuc B, Dumitrascu G, Popescu A. Mathematical models for the study of solidification within a longitudinally finned heat pipe latent heatthermalstorage system. Energy Conversion and Management 1999;40(15e16):1765e74.
- [155] Tardy F, Sami SM. Thermal analysis of heat pipes during thermal storage. Applied Thermal Engineering 2009;29(2e3):329e33.

- [156] Shabgard H, Bergman TL, Sharifi N, Faghri A. High temperature latent heat thermal energy storage using heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010;53(15e16):2979e88.
- [157] Nithyanandam K, Pitchumani R. Analysis and optimization of a latent thermal energy storage system with embedded heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2011;54(21e22):4596e610.
- [158] Faghri A. *Heat pipe science and technology*. New York: Taylor & Francis; 1995.
- [159] Adinberg R, Zvegilsky D, Epstein M. Heat transfer efficient thermal energy storage for steam generation. *Energy Conversion and Management* 2010;51(1):9e15.
- [160] Bharathan D, Glatzmaier GC. Progress in thermal energy storage modeling. *ASME Conference Proceedings* 2009;2009(48906):597e603.
- [161] Kelly B. Advanced thermal storage for central receivers with supercritical coolants. Abengoa Solar Inc.; 2010. DE-FG36-08GO18149.
- [162] Warerkar S, Schmitz S, Goettsche J, Hoffschmidt B, Reissel M, Tamme R. Air-sand heat exchanger for high-temperature storage. *Journal of Solar Energy Engineering* 2011;133(2):021010e7.
- [163] Hänchen M, Brückner S, Steinfeld A. High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks: heat transfer analysis and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011;31(10):1798e806.
- [164] Furnas CG. Heat transfer from a gas stream to bed of broken solids. *Industrial & Engineering Chemistry* 1930;22(1):26e31.
- [165] Bradshaw AV, Johnson A, McLachlan NH, Chiu YT. Heat transfer between air and nitrogen and packed beds of non-reacting solids. *Chemical Engineering Research and Design* 1970;48.
- [166] Nsofor EC, Adebisi GA. Measurements of the gas-particle convective heat transfer coefficient in a packed bed for high-temperature energy storage. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2001;24(1e2):1e9.
- [167] Tamme R, Bauer T, Buschle J, Laing D, Muller-Steinhagen H, Steinmann WD. Latent heat storage above 120 °C for applications in the industrial process heat sector and solar power generation. *International Journal of Energy Research* 2008;32:264e71.
- [168] Laing D, Bauer T, Lehmann D, Bahl C. Development of a thermal energy storage system for parabolic trough power plants with direct steam generation. *Journal of Solar Energy Engineering* 2010;132(2):021011.
- [169] Incropera FP, Dewitt DP, Bergman TL, Lavine AS. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, Inc.; 2007.
- [170] Kopp J, Boehm RF. Comparison of two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants. *ASME Conference Proceedings* 2009;2009(48906):683e8.
- [171] Gabbriellini R, Zamparelli C. Optimal design of a molten salt thermal storage tank for parabolic trough solar power plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 2009;131(4):041001e10.
- [172] O'Brien P, Pye J. Exergetic analysis of a steam-flashing thermal storage system. In: *Proceedings of Solar2010, 48th AuSES conference*. Canberra, Australia; 2010.
- [173] Agyenim F, Eames P, Smyth M. A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins. *Solar Energy* 2009;83(9):1509e20.
- [174] Papanicolaou E, Belessiotis V. Transient natural convection in a cylindrical enclosure at high Rayleigh numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002;45(7):1425e44.
- [175] Silva PD, Gonçalves LC, Pires L. Transient behaviour of a latent-heat thermal energy store: numerical and experimental studies. *Applied Energy* 2002;73(1):83e98.
- [176] Zivkovic B, Fujii I. An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers. *Solar Energy* 2001;70(1):51e61.
- [177] Kota K, Chow L, Leland Q. Laminar film condensation driven latent thermal energy storage in rectangular containers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012;55(4):1208e17.
- [178] Agyenim F, Hewitt N, Eames P, Smyth M. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTES). *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;14(2):615e28.

- [179] Brousseau P, Lacroix M. Numerical simulation of a multi-layer latent heat thermal energy storage system. *International Journal of Energy Research* 1998;22(1):1e15.
- [180] Esen M, Ayhan T. Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials. *Energy Conversion and Management* 1996;37(12):1775e85.
- [181] Esen M. Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump. *Solar Energy* 2000;69(1):15e25.
- [182] Gong Z-X, Mujumdar AS. Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger. *Applied Thermal Engineering* 1997;17(6):583e91.
- [183] Hirata T, Nishida K. An analysis of heat transfer using equivalent thermal conductivity of liquid phase during melting inside an isothermally heated horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989;32(9):1663e70.
- [184] Kuravi S, Trahan J, Rahman M, Goswami DY, Stefanakos E. Analysis of transient heat transfer in a thermal energy storage module. In: *ASME 2010 international mechanical engineering congress & exposition IMECE2010*. Vancouver; 2010.
- [185] Dutil Y, Rousse DR, Salah NB, Lassue S, Zalewski L. A review on phase-change materials: mathematical modeling and simulations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011;15(1):112e30.
- [186] Regin AF, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008;12(9):2438e58.
- [187] Sharma A, Tyagi VV, Chen CR, Buddhi D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13(2):318e45.
- [188] Verma P, Varun, Singal SK. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008;12(4):999e1031.
- [189] Li H, Hsieh CK, Goswami DY. Conjugate heat transfer analysis of fluid flow in a phase-change energy storage unit. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow* 1996;6(3):77e90.
- [190] Wang Y, Amiri A, Vafai K. An experimental investigation of the melting process in a rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1999;42:3659e72.
- [191] Solomon AD. Melt time and heat flux for a simple PCM body. *Solar Energy* 1979;22:251e7.
- [192] Zhang Z, Bejan A. The problem of time-dependent natural convection melting with conduction in the solid. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989;32(12):2447e57.
- [193] Balakrishnan AR, Pei DCT. Heat transfer in gas-solid packed bed systems. 3. Overall heat transfer rates in adiabatic beds. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* 1979;18(1):47e50.
- [194] Beasley DE, Clark JA. Transient response of a packed bed for thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1984;27(9):1659e69.
- [195] Ergun S. Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering Progress* 1952;48:89.
- [196] Borkink JGH, Westerterp KR. Influence of tube and particle diameter on heat transport in packed beds. *AIChE Journal* 1992;38(5):703e15.
- [197] Ahn BJ, Zoulalian A, Smith JM. Axial dispersion in packed beds with large wall effect. *AIChE Journal* 1986;32(1):170e4.
- [198] Aris R, Amundson NR. Some remarks on longitudinal mixing or diffusion in fixed beds. *AIChE Journal* 1957;3(3):280e2.
- [199] Babcock RE, Green DW, Perry RH. Longitudinal dispersion mechanisms in packed beds. *AIChE Journal* 1966;12(5):922e7.
- [200] Chao R, Hoelscher HE. Simultaneous axial dispersion and adsorption in a packed bed. *AIChE Journal* 1966;12:271e8.
- [201] Clement K, Jorgensen SB. Experimental investigation of axial and radial thermal dispersion in a packed bed. *Chemical Engineering Science* 1983;38(6):835e42.
- [202] Coutier JP, Farber EA. Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds. *Solar Energy* 1982;29(6):451e62.

- [203] Epstein N. Correction factor for axial mixing in the packed beds. *Canadian Journal of Chemical Engineering* 1958;36:210e2.
- [204] Gomezplata J. Axial dispersion coefficients in packed beds at low Reynolds number. *Canadian Journal of Chemical Engineering* 1969;47(4):353e9.
- [205] Gunn DJ. Axial and radial dispersion in fixed beds. *Chemical Engineering Science* 1987;42(2):363e73.
- [206] Gunn DJ, De Souza JFC. Heat transfer and axial dispersion in packed beds. *Chemical Engineering Science* 1974;29(6):1363e71.
- [207] Howell JR, Bannerot RB, Vliet GC. *Solar thermal energy systems*. Mc-Graw Hill; 1982.
- [208] Hsiang TCS, Haynes Jr HW. Axial dispersion in small diameter beds of large, spherical particles. *Chemical Engineering Science* 1977;32(6):678e81.
- [209] Hughes PJ, Klein SA, Close DJ. Packed bed thermal storage models for solar air heating and cooling systems. *Journal of Heat Transfer* 1976;98(Series C(2)):336e8.
- [210] Jeffreson CP. Prediction of breakthrough curves in packed beds e 1, 2. *AIChE Journal* 1972;18(2):409e20.
- [211] Jeffreson CP. Prediction of break through curves in packed beds e experi- mental evidence for axial dispersion and intraparticle effects. *AIChE Journal* 1972;18:416e20.
- [212] Levec J, Carbonell RG. Longitudinal and lateral thermal dispersion in packed beds. Part I: theory. *AIChE Journal* 1985;31(4):581e90.
- [213] Lof GOG, Hawley RW. Unsteady-state heat transfer between air and loose solids. *Industrial & Engineering Chemistry* 1948;40(6):1061e70.
- [214] Riaz M. Analytical solutions for single- and two-phase models of packed- bed thermal storage systems. *Journal of Heat Transfer* 1977;99(Series C(3)):489e92.
- [215] Saez AE, McCoy BJ. Transient analysis of packed-bed thermal storage systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1983;26(1): 49e54.
- [216] Sagara K, Nakahara N. Thermal performance and pressure drop of rock beds with large storage materials. *Solar Energy* 1991;47(3):157e63.
- [217] Singh R, Saini RP, Saini JS. Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes. *Solar Energy* 2006;80(7):760e71.
- [218] Sodha MS, Sawhney RL, Verma R, Bansal NK. Effect of finite thermal conductivity on the thermal performance of a storage medium. *Building and Environment* 1986;21(3e4):189e94.
- [219] Vortmeyer D, Schaefer RJ. Equivalence of one- and two-phase models for heat transfer processes in packed beds: one dimensional theory. *Chemical Engineering Science* 1974;29(2):485e91.
- [220] Regin AF, Solanki SC, Saini JS. An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: numerical investigation. *Renewable Energy* 2009;34(7):1765e73.
- [221] Jalalzadeh-Azar AA, Steele WG, Adebisi GA. Heat transfer in a high- temperature packed bed thermal energy storage system e roles of radiation and intraparticle conduction. *Journal of Energy Resources Technology* 1996;118(1):50e7.
- [222] Singh H, Saini RP, Saini JS. A review on packed bed solar energy storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(3):1059e69.
- [223] Schumann TEW. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute* 1929;208(3):405e16.
- [224] Flueckiger S, Yang Z, Garimella SV. An integrated thermal and mechanical investigation of molten-salt thermocline energy storage. *Applied Energy* 2011;88(6):2098e105.
- [225] Seeniraj RV, Velraj R, Lakshmi Narasimhan N. Thermal analysis of a finned- tube LHTS module for a solar dynamic power system. *Heat and Mass Transfer* 2002;38(4):409e17.
- [226] El Qarnia H. Numerical analysis of a coupled solar collector latent heat storage unit using various phase change materials for heating the water. *Energy Conversion and Management* 2009;50(2):247e54.
- [227] Rosen M. Appropriate thermodynamic performance measures for closed systems for thermal energy storage. *Journal of Solar Energy Engineering* 1992;114:100e5.
- [228] Bejan A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research* 2002;26:545e65.

- [229] Bejan A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes. New York: CRC Press; 1996.
- [230] Bejan A. Entropy generation through heat and fluid flow. New York: Wiley; 1982.
- [231] Goswami DY, Kreith F, Kreider JF. Principles of solar engineering. Taylor and Francis; 2000.
- [232] Krane RJ. A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987;30(1):43e57.
- [233] Rosen M, Dincer I. Exergy methods for assessing and comparing thermal storage systems. *International Journal of Energy Research* 2003;27: 415e30.
- [234] Ereǵ A, Dincer I. A new approach to energy and exergy analyses of latent heat storage unit. *Heat Transfer Engineering* 2009;30(6):506e15.
- [235] Rosen M. Second-law analysis: approaches and implications. *International Journal of Energy Research* 1999;23:415e29.
- [236] Jegadheeswaran S, Pohekar SD, Kousksou T. Exergy based performance evaluation of latent heat thermal storage system: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(9):2580e95.
- [237] Abedin A, Rosen M. Assessment of a closed thermochemical energy storage using energy and exergy methods. *Applied Energy* 2012;93:18e23.
- [238] Jack M, Wrobel J. Thermodynamic optimization of a stratified thermal storage device. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:2344e9.
- [239] Adebisi G. A second-law study on packed bed energy storage systems utilizing phase-change materials. *Journal of Solar Energy Engineering* 1991;113:146e56.
- [240] Aceves SM, Nakamura H, Reistad GM, Martinez-Frias J. Optimization of a class of latent thermal energy storage systems with multiple phase-change materials. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1998;120(1):14e9.
- [241] Domanski R, Fellah G. Exergy analysis for the evaluation of a thermal storage system employing PCMS with different melting temperatures. *Applied Thermal Engineering* 1996;16(11):907e19.
- [242] Farid MM, Chen XD. Domestic electrical space heating with heat storage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 1999;213(2):83e92.
- [243] Farid MM, Husian RM. An electrical storage heater using the phase-change method of heat storage. *Energy Conversion and Management* 1990;30(3): 219e30.
- [244] Farid MM, Kanzawa A. Thermal performance of a heat storage module using PCM's with different melting temperatures: mathematical modeling. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1989;111(2): 152e7.
- [245] Watanabe T, Kikuchi H, Kanzawa A. Enhancement of charging and discharging rates in a latent heat storage system by use of PCM with different melting temperatures. *Heat Recovery Systems and CHP* 1993;13(1):57e66.
- [246] Gong Z-X, Mujumdar AS. New solar receiver thermal store for space-based activities using multiple composite phase-change materials. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1995;117(3): 215e20.
- [247] Dinter F, Geyer M, Tamme R. Thermal energy storage for commercial applications. Springer Verlag; 1991.
- [248] Haslett RA, Kosson RL, Ferrara AA, Roukis JG. Thermal energy storage heat exchanger design. ASME Aerospace Division. In: *Proceedings of conference on environmental systems*. San Diego; 1978.
- [249] Steiner D, Heine D, Nonnenmacher A. Studie über thermische Energiespeicher für den Temperaturbereich 200 °C bis 500 °C. Germany: Study of the German Research Ministry; 1982. BMFT-FB-T. p. 82e105.
- [250] Salomoni VA, Majorana CE, Giannuzzi GM, Miliozzi A. Thermal-fluid flow within innovative heat storage concrete systems for solar power plants. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow* 2008;18(7e8):969e99.
- [251] Boobar MG, McFarland BL, Nalbandian SJ, Willcox WW, French EP, Smith KE. Commercial applications of solar total energy systems second quarterly report. Canoga Park, CA, report no. AI-ERDA-13200 1978.

- [252] Nextant. Thermal storage oil-to-salt heat exchanger design and safety analysis. San Francisco: National Renewable Energy Laboratory; 2000.
- [253] Rovira A, Montes MJ, Valdes M, Martinez-Val JM. Energy management in solar thermal power plants with double thermal storage system and sub- divided solar field. *Applied Energy* 2011;88(11):4055e66.
- [254] Pistocchini L, Motta M. Feasibility study of an innovative dry-cooling system with phase-change material storage for concentrated solar po- wer multi-MW size power plant. *Journal of Solar Energy Engineering* 2011;133(3):031010e8.
- [255] Kearney D, Herrmann U, Nava P, Kelly B, Mahoney R, Pacheco J, et al. Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 2003;125(2):170e6.
- [256] Kearney D, Kelly B, Herrmann U, Cable R, Pacheco J, Mahoney R, et al. En- gineering aspects of a molten salt heat transfer fluid in a trough solar field. *Energy* 2004;29(5e6):861e70.
- [257] Robak CW, Bergman TL, Faghri A. Economic evaluation of latent heat thermal energy storage using embedded thermosyphons for concentrating solar power applications. *Solar Energy* 2011;85(10):2461e73.
- [258] Slocum AH, Codd DS, Buongiorno J, Forsberg C, McKrell T, Nave J-C, et al. Concentrated solar power on demand. *Solar Energy* 2011;85(7):1519e29.
- [259] Scientific Applications International Corporation (SAIC). Life cycle assess- ment: principles and practice. U.S. Environmental Protection Agency; 2006. Contract no. 68-C02-067.
- [260] Oro E, Gil A, de Gracia A, Boer D, Cabeza LF. Comparative life cycle assess- ment of thermal energy storage systems for solar power plants. *Renewable Energy* 2012;44:166e73.
- [261] Burkhardt Iii JJ, Heath G, Turchi C. Life cycle assessment of a model parabolic trough concentrating solar power plant with thermal energy storage. *ASME Conference Proceedings* 2010;2010(43956):599e608.
- [262] Giuliano S, Buck R, Eguiguren S. Analysis of solar-thermal power plants with thermal energy storage and solar-hybrid operation strategy. *Journal of Solar Energy Engineering* 2011;133(3):031007.
- [263] Heath G, Turchi C, Decker T, Burkhardt J, Kutscher C. Life cycle assessment of thermal energy storage: two-tank indirect and thermocline. *ASME Confer- ence Proceedings* 2009;2009(48906):689e90.
- [264] Lechon Y, de la Rua C, Saez R. Life cycle environmental impacts of electricity production by solar thermal power plants in Spain. *Journal of Solar Energy Engineering* 2008;130(2):021012e7.
- [265] US Department Of Energy. Concentrating solar power industry projects. Available: http://www1.eere.energy.gov/solar/csp_industry_projects.html; 2012.
- [266] US DOE Sunshot Team. Revitalizing American competitiveness in solar technologies. US Department of Energy; Available: http://www1.eere.energy.gov/solar/pdfs/sssummit2012_plenary_ramesh.pdf.