



**ΕΘΝΙΚΟ  
ΜΕΤΣΟΒΙΟ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Α.Π. :  
Αθήνα,

ΚΟΣΜΗΤΟΡΑΣ

**Προς τα Μέλη ΔΕΠ της  
Σχολής Μηχ/γων  
Μηχ/κών**

**ΠΡΟΣΚΛΗΣΗ**

Σας προσκαλούμε στην παρουσίαση της Διδακτορικής Διατριβής του **Υ.Δ. κ. ΜΠΡΑΪΜΑΚΗ Κωνσταντίνου** του Λεωνίδα που εκπόνησε στον Τομέα Θερμότητας, διπλωματούχος Μηχανολόγος Μηχανικός του ΕΜΠ, η οποία θα πραγματοποιηθεί την Παρασκευή 9 Νοεμβρίου 2018, ώρα 12:00-16:00μ.μ. στο Αμφιθέατρο Πολυμέσων του κτιρίου της Κεντρικής Βιβλιοθήκης του ΕΜΠ - Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου. Ο ελληνικός τίτλος της Διδακτορικής Διατριβής είναι ο εξής :

**«ΘΕΡΜΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ RANCINE  
ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΜΕΣΟΥ ΣΕ ΠΟΛΛΑΠΛΕΣ ΚΛΙΜΑΚΕΣ ΙΣΧΥΟΣ ΚΑΙ  
ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΑΥΞΗΣΗΣ ΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΚΑΙ  
ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΤΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ»**

Και ο Αγγλικός ως εξής:

**«MULTI-SCALE THERMOECONOMIC OPTIMIZATION AND  
THERMODYNAMIC ASSESMENT OF ENERGETIC AND EXERGETIC  
EFFICIENCY IMPROVEMENT CONCEPTS OF ORGANIC RANCINE  
CYCLE»**

Ο Κοσμήτορας της Σχολής

**N. Μαρμαράς  
Καθηγητής Ε.Μ.Π**

## Περίληψη

Το αντικείμενο της παρούσας διατριβής αφορά στρατηγικές για την αύξηση της οικονομικής αποδοτικότητας των ενεργειακών συστημάτων κύκλου Rankine οργανικού μέσου (ORC). Οι στρατηγικές αυτές περιλαμβάνουν: 1) τη θερμο-οικονομική βελτιστοποίηση του συμβατικού ORC (SORC) (κεφάλαιο 3) και 2) τη θεωρητική διερεύνηση καινοτόμων προηγμένων διατάξεων του κύκλου και μεθόδων για τη βελτίωση του ενεργειακού και εξεργειακού του βαθμού απόδοσης (κεφάλαια 4, 5 και 6). Τέλος, στο κεφάλαιο 7 παρουσιάζεται η ανάπτυξη και η κατασκευή ενός καινοτόμου, οικιακής κλίμακας συστήματος τριπαραγωγής που τροφοδοτείται από βιομάζα και βασίζεται στη συνδυασμένη λειτουργία ενός υπερκρίσιμου ORC και ενός κύκλου συμπύεσης ατμού (VCC).

Το πρώτο κεφάλαιο περιέχει μια επισκόπηση της ιστορικής εξέλιξης και της τρέχουσας τεχνολογικής και εμπορικής κατάστασης της τεχνολογίας ORC, ενώ αναλύεται το μερίδιο αγοράς των μεγαλύτερων κατασκευαστών και οι βασικές εφαρμογές τους. Οι δυνατότητες και οι προοπτικές των συστημάτων ORC που προσανατολίζονται στην αξιοποίηση διαφορετικών ενεργειακών πηγών (γεωθερμία, απορριπτόμενη θερμότητα, βιομάζα, ηλιακή ενέργεια και οικιακά συστήματα μικροσυμπαραγωγής) παρουσιάζονται εν συντομία, ενώ εκτίθενται τα κυριότερα πλεονεκτήματα και εμπόδια ανά περίπτωση. Το κεφάλαιο κλείνει μια πιο λεπτομερή ανάλυση του στόχου της διδακτορικής διατριβής και την παρουσίαση της δομής της.

Στο δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι βασικές αρχές της τεχνολογίας ORC και η γενική μεθοδολογία που ακολουθείται στα κεφάλαια που ακολουθούν. Κατ' αρχάς, αναλύονται τα πλεονεκτήματα της τεχνολογίας σε σχέση με τη συμβατική τεχνολογία κύκλου Rankine νερού-ατμού. Έπειτα, συνοψίζονται οι ιδιότητες διαφόρων οργανικών ουσιών, που αποτελούν κύριο στοιχείο σχεδιασμού συστημάτων ORC, ενώ επισημαίνονται τα βασικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των υδρογονανθράκων ως εργαζόμενων μέσων. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι σημαντικότερες αρχές καθώς και η μεθοδολογία σχεδιασμού συστημάτων ORC που ακολουθείται στα επόμενα κεφάλαια της εργασίας. Επιπλέον, ορίζονται οι χρησιμοποιούμενοι δείκτες θερμοδυναμικής απόδοσης, ενώ γίνεται σύντομη αναφορά σε βασικές στρατηγικές αύξησής της. Στο τέλος του κεφαλαίου δίνεται η λίστα των εργαζόμενων μέσων που εξετάζονται στην εργασία με τις βασικές τους ιδιότητες.

Το τρίτο κεφάλαιο εστιάζει στην ανάπτυξη μιας ολοκληρωμένης μεθοδολογίας με στόχο τη θερμο-οικονομική βελτιστοποίηση συστημάτων ORC προοριζόμενων κυρίως για αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας. Εντός της εξεταζόμενης κλίμακας ισχύος (1-700 kW<sub>e</sub>), το ειδικό κόστος επένδυσης (EKE) των συστημάτων κυμαίνεται από κατ' ελάχιστον 2000 €/kW<sub>e</sub> σε μεσαίου και μεγάλης κλίμακας εφαρμογές έως και 12000 €/kW<sub>e</sub> σε μικρής κλίμακας ισχύος. Συγκεκριμένα, σε πολύ μικρές (<10 kW<sub>e</sub>) εφαρμογές, το EKE είναι πολύ υψηλό, καθώς κυμαίνεται από περίπου 4000 €/kW<sub>e</sub> μέχρι 8000 €/kW<sub>e</sub>. Στα 50 kW<sub>e</sub>, το EKE κυμαίνεται από 3000 €/kW<sub>e</sub> μέχρι 6000-7000 €/kW<sub>e</sub>, ενώ στα 100 kW<sub>e</sub> συνήθως κυμαίνεται από 2500 €/kW<sub>e</sub> μέχρι 6000 €/kW<sub>e</sub>. Σε γενικές γραμμές, παρατηρείται ένα έντονο φαινόμενο οικονομίας κλίμακας για συστήματα ισχύος μέχρι 50-100 kW<sub>e</sub>. Για συστήματα εγκατεστημένης ισχύος άνω των 100 kW<sub>e</sub>, το φαινόμενο οικονομίας κλίμακας γίνεται ολοένα και ασθενέστερο και ουσιαστικά εξαφανίζεται σε κλίμακες ισχύος άνω των 300 kW<sub>e</sub>, με το EKE να σταθεροποιείται περίπου στα 2000 €/kW<sub>e</sub>. Λόγω της μεγάλης συνεισφοράς τους στο συνολικό κόστος εξοπλισμού, οι εκτονωτές και κατ' επέκταση η επιλογή του είδους και της διάταξής τους επηρεάζουν σημαντικά το συνολικό κόστος επένδυσης. Για εργαζόμενα μέσα χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας, οι κοχλιωτοί εκτονωτές είναι περισσότερο ανταγωνιστικοί από τις στροβιλομηχανές, λόγω της υψηλότερης πυκνότητας του αποτονωμένου αερίου. Από την άλλη, για ρευστά υψηλής κρίσιμης θερμοκρασίας, οι στροβιλομηχανές είναι πιο ελκυστικές από τεχνοοικονομική άποψη. Οι πιο σημαντικές μεταβλητές σχεδιασμού είναι η πίεση ατμοποίησης καθώς και η θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου, ακολουθούμενες από το βαθμό υπερθέρμανσης, ο οποίος μπορεί να συντελέσει στη μείωση του κόστους των εκτονωτικών μηχανών. Επιπλέον, η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά (ΕΘΔ) έχει ουδέτερο χαρακτήρα, καθώς δεν επηρεάζει σημαντικά τα κόστη, με εξαίρεση τις εφαρμογές χαμηλής

θερμοκρασίας. Τέλος, βρέθηκε πως παρά την ενδεχομένως θετική επίπτωση που μπορεί να έχει στην παραγόμενη ισχύ, η προσθήκη εναλλακτών ανακόμισης θερμότητας (ανακομιστών) δεν είναι γενικά προτιμητέα από οικονομική άποψη για εφαρμογές απορριπτόμενης θερμότητας.

Στο τέταρτο κεφάλαιο, διερευνάται η διάταξη συστημάτων ORC διπλής βαθμίδας (DSORCs). Πιο συγκεκριμένα, αναπτύχθηκε ένα μοντέλο προσομοίωσης συστημάτων DSORC, τα οποία αποτελούνται από μία βαθμίδα υψηλής (ΥΘ) και μία βαθμίδα χαμηλής θερμοκρασίας (ΧΘ), στις οποίες χρησιμοποιείται το ίδιο ή διαφορετικά εργαζόμενα ρευστά. Επιπλέον, αναπτύχθηκε ένας αλγόριθμος για τον υπολογισμό των βέλτιστων τιμών των πιέσεων ατμοποίησης των δύο βαθμίδων καθώς και της ΕΘΔ στον ατμοποιητή και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης της βαθμίδας ΥΘ, με στόχο τη μεγιστοποίηση της συνολικά παραγόμενης ισχύος του συστήματος για ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών. Οι κύριες μεταβλητές σχεδιασμού που επηρεάζουν τη βελτιστοποίηση των συστημάτων DSORC είναι κυρίως οι πιέσεις ατμοποίησης σε κάθε βαθμίδα και, σε μικρότερο βαθμό, η τιμή της ΕΘΔ. Αποδείχθηκε ότι η επιλογή των βέλτιστων πιέσεων ατμοποίησης και της ΕΘΔ επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τη σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας εισόδου της πηγής θερμότητας και των κρίσιμων θερμοκρασιών των εργαζόμενων ρευστών του DSORC. Κατ' αρχήν, πρέπει να επιλέγονται χαμηλές πιέσεις ατμοποίησης και για τις δύο βαθμίδες όταν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι πολύ χαμηλή. Σε αυτή την περίπτωση, πρέπει να επιλέγονται χαμηλές τιμές ΕΘΔ για τον ατμοποιητή της βαθμίδας ΥΘ. Όταν, από την άλλη πλευρά, η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι πολύ υψηλή, θα πρέπει να επιλέγονται υψηλές και χαμηλές πιέσεις ατμοποίησης στις βαθμίδες ΥΘ και ΧΘ, αντίστοιχα, ενώ η ΕΘΔ θα πρέπει να αυξάνεται. Τέλος, όταν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας βρίσκεται ανάμεσα στις κρίσιμες θερμοκρασίες των εργαζόμενων ρευστών που χρησιμοποιούνται στις βαθμίδες, οι δύο πιέσεις ατμοποίησης θα πρέπει να αυξάνονται μερικώς, ενώ η ΕΘΔ θα πρέπει σε κάποιες περιπτώσεις να αυξάνεται. Τα συστήματα DSORC είναι ευνοϊκά σε σύγκριση με τα συστήματα ORC μίας βαθμίδας κυρίως όταν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι πολύ χαμηλότερη από τις κρίσιμες θερμοκρασίες των εργαζόμενων ρευστών ή δευτερευόντως όταν βρίσκεται εντός ενός συγκεκριμένου εύρους μεταξύ τους. Τα μέγιστα οφέλη στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης μπορούν να φτάσουν και το 20%. Τα συστήματα DSORC είναι ιδιαίτερα ελκυστικά για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, όταν εργαζόμενα ρευστά που θα μπορούσαν να είναι περισσότερο αποδοτικά σε συστήματα ORC μόνης βαθμίδας δεν είναι διαθέσιμα για τεχνικούς, οικονομικούς, περιβαλλοντικούς λόγους ή λόγους ασφάλειας. Σε αυτή την περίπτωση, εργαζόμενα ρευστά με χαμηλότερο κόστος ή με μεγαλύτερη διαθεσιμότητα με υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία μπορούν να συζευχθούν με αντίστοιχα ρευστά χαμηλότερης κρίσιμης θερμοκρασίας.

Στο πέμπτο κεφάλαιο διερευνάται η χρήση δυαδικών ζεοτροπικών μιγμάτων 7 φυσικών υδρογονανθράκων σε διάφορες αναλογίες μοριακής συγκέντρωσης των συστατικών τους σε συστήματα ZORC. Η σχετική βελτίωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης σε σύγκριση με τα αντίστοιχα συστήματα ORC καθαρών εργαζόμενων μέσων (PORC) κυμαίνεται από 3.6% έως και 48.3%. Κατ' αρχήν, η αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για τα περισσότερα μίγματα μεγιστοποιείται σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες πηγής θερμότητας, που κυμαίνονται από 100 °C έως 140 °C. Εντούτοις, σε θερμοκρασίες υψηλότερες από 200-260 °C (ανάλογα με το μίγμα), η βελτίωση του βαθμού απόδοσης των ZORC σε σύγκριση με τα συστήματα PORC ελαχιστοποιείται. Αυτό συμβαίνει διότι η αύξηση του βαθμού εκμετάλλευσης της πηγής θερμότητας που επιτυγχάνεται από τα συστήματα ZORC είναι σχετικά πιο σημαντική σε χαμηλότερες θερμοκρασίες πηγής θερμότητας, ενώ καθίσταται αμελητέα για πηγές θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας. Για κάθε ένα δυαδικό μίγμα, τα συστήματα ZORC είναι κατά κύριο λόγο ευνοϊκότερα σε σύγκριση με τα συστήματα PORC που λειτουργούν έχοντας ως εργαζόμενα μέσα τα συστατικά των μιγμάτων τους όταν α) η θερμοκρασία πηγής θερμότητας είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του συστατικού χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας και, σε μικρότερο βαθμό, β) όταν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας βρίσκεται εντός ενός θερμοκρασιακού εύρους μεταξύ των κρίσιμων θερμοκρασιών των συστατικών υψηλής και χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας. Γενικά, τα συστήματα ZORC μπορούν να είναι ιδιαίτερα ελκυστικά για εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (100-140 °C), για τις οποίες παρατηρείται σημαντική βελτίωση της παραγόμενης ισχύος τους με παρόμοιες

ταχύτητες περιστροφής και παραμέτρους μεγέθους των στροβιλομηχανών σε σύγκριση με τα συστήματα PORC. Επιπλέον, θα μπορούσαν να είναι οικονομικά ελκυστικά στη θερμοκρασιακή περιοχή μεταξύ 180 και 240 °C, όπου παρά το μικρότερο περιθώριο βελτίωσης του βαθμού απόδοσης που προσφέρουν, η παρατηρούμενη δυνατότητα μείωσης του κόστους των στροβιλομηχανών θα μπορούσε να αντισταθμίσει το αυξημένο κόστος των εναλλακτών θερμότητας που σχετίζεται με την εφαρμογή τους.

Στο έκτο κεφάλαιο μελετάται η εφαρμογή της αναγεννητικής προθέρμανσης για την αύξηση της ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης των συστημάτων ORC. Συγκεκριμένα εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές διατάξεις αναγεννητικών συστημάτων ORC (RGORC) με και χωρίς ανακόμιση, οι οποίες είναι οι O-ORC, CB-ORC και CF-ORC. Οι παραπάνω διατάξεις βελτιστοποιήθηκαν και συγκρίθηκαν με το συμβατικό μη-αναγεννητικό σύστημα SORC. Βρέθηκε πως τα συστήματα SORC με ανακόμιση έχουν πάντοτε καλύτερη απόδοση από τα αναγεννητικά συστήματα. Συνεπώς, οι αναγεννητικές διατάξεις χωρίς ανακόμιση υστερούν έναντι των SORC, καθώς χαρακτηρίζονται από χαμηλότερη απόδοση ενώ παράλληλα έχουν αυξημένο κόστος λόγω του μεγαλύτερου πλήθους συνιστωσών εξοπλισμού που απαιτούν και της πολυπλοκότητας της κατασκευής τους. Εντούτοις, θα μπορούσαν να αποτελέσουν μια ελκυστική επιλογή όταν δεν είναι εφικτή η εφαρμογή SORC με ανακόμιση, κάτι που συμβαίνει σε εφαρμογές εργαζόμενων ρευστών χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας. Από την άλλη πλευρά, τα συστήματα RGORC με ανακόμιση υπερτερούν έναντι των SORC με ανακόμιση, με το περιθώριο βελτίωσης της απόδοσης τους να συσχετίζεται αρνητικά με τον βαθμό υπερθέρμανσης του κύκλου. Για παράδειγμα, όταν αυτός είναι 40 K η σχετική αύξηση της ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην περίπτωση της διάταξης CF-ORC κυμαίνεται από 2.59% έως 7.93%, ακολουθούμενη από αυτή της διάταξης O-ORC, που κυμαίνεται από 1.29% έως 6.45%. Όταν ο βαθμός υπερθέρμανσης είναι 10 K, η σχετική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην περίπτωση της διάταξης CF-ORC, κυμαίνεται από 2.78% έως 9.47%, ακολουθούμενη από αυτή της διάταξης O-ORC, που κυμαίνεται από 1.29% έως 14.40%. Η διάταξη CB-ORC παρουσιάζει τη χαμηλότερη απόδοση, επιτυγχάνοντας μια μέγιστη σχετική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης κατά 1.35% σε σύγκριση με το σύστημα SORC με ανακόμιση. Τέλος, η χρήση αναγεννητικών συστημάτων με ανακόμιση για τη βελτίωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης των συμβατικών συστημάτων ORC σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας δε συνιστάται, καθώς η βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης των αναγεννητικών ORC δε δύναται να αντισταθμίσει τις αυξημένες απώλειες πηγής θερμότητας που εμφανίζονται λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού στην είσοδο του ατμοποιητή. Παρόλα αυτά, η εφαρμογή των συστημάτων RGORC θα μπορούσε να δικαιολογηθεί εάν δεν είναι διαθέσιμα εργαζόμενα ρευστά υψηλότερης κρίσιμης θερμοκρασίας.

Στο έβδομο κεφάλαιο, παρουσιάζεται η προσομοίωση, ο σχεδιασμός και η ανάπτυξη ενός καινοτόμου, οικιακής κλίμακας συστήματος τριπαραγωγής με καύσιμο βιομάζα, το οποίο βασίζεται στη διασύνδεση ενός ORC με ένα VCC. Στο κεφάλαιο παρουσιάζεται η διαστασιολόγηση και η επιλογή των διαφόρων συνιστωσών μηχανολογικού και ηλεκτρολογικού εξοπλισμού της εγκατάστασης. Η αναπτυχθείσα πειραματική εγκατάσταση θα τεθεί σε πλήρη λειτουργία στο μέλλον ώστε να δειχθεί η τεχνική της βιωσιμότητα και η απόδοσή της και να προσδιοριστούν τροποποιήσεις βελτίωσής της.

Στο όγδοο κεφάλαιο, συνοψίζονται τα κύρια συμπεράσματα της παρούσας εργασίας ενώ παρατίθενται και προτάσεις για μελλοντική εργασία.

## Summary

The scope of the present thesis encompasses a number of strategies for enhancing the cost competitiveness of Organic Rankine Cycle (ORC) energy systems. These strategies include: 1) the thermoeconomic optimization of the standard ORC (SORC) (chapter 3) and 2) the theoretical investigation of innovative, advanced cycle configurations and concepts for improving its first and second law efficiency (chapters 4, 5 and 6). Finally, in chapter 7 the development and construction of an innovative domestic scale biomass-fueled trigeneration system based on the combined operation of a supercritical ORC and a vapor compression cycle (VCC) is presented.

In the first chapter, an overview of the historical growth and current technological and commercialization status of the ORC technology is presented, including an analysis of the market share of the largest companies which are active in the field and their main target applications. The potential and state-of-the-art of ORC systems oriented towards the utilization of different energy sources (geothermal, waste heat recovery, biomass, solar and domestic/micro-CHP) are briefly discussed, while the main advantages and barriers are outlined in each case. The chapter closes with a more detailed analysis of the motivation and goals that have driven the work undertaken throughout this thesis.

In the second chapter, the fundamental principles of ORC technology and the general methodological guidelines followed in the thesis are presented. Firstly, the advantages of ORCs against the conventional water-steam Rankine cycle are summarized. Secondly, the properties of organic working fluids, which constitute a critical component of the design of ORC applications, are analyzed. The main advantages and potential drawbacks of hydrocarbon working fluids, which are considered in the present thesis, are highlighted. Subsequently, the main principles governing the design of ORC systems are introduced and the main aspects of the methodology followed in the subsequent chapters of the thesis are presented and discussed. Furthermore, the main thermodynamic performance evaluation indexes used in the thesis are defined and explained. The following section of the chapter involves a brief introduction into some commonly considered efficiency improvement strategies. In the last part of the chapter, a list of the working fluids that are examined is given and their main properties are presented.

The third chapter is focused on the development of an integrated, holistic methodology aiming at the thermoeconomic optimization of ORCs, oriented primarily towards waste heat recovery. Within the investigated scale range (1-700 kW<sub>e</sub>), the specific investment cost (SIC) of ORC modules varies from a minimum of approximately 2000 €/kW<sub>e</sub> at medium/higher scales to a maximum of over 12000 €/kW<sub>e</sub> at very low scales. More specifically, at very low (<10 kW<sub>e</sub>) capacities, which correspond to micro ORC systems, the SIC is very high, ranging from approximately 4000 €/kW<sub>e</sub> to 8000 €/kW<sub>e</sub>. At 50 kW<sub>e</sub>, the SIC ranges from 3000 €/kW<sub>e</sub> to 6000-7000 €/kW<sub>e</sub>, while at 100 kW<sub>e</sub> it typically ranges from 2500 €/kW<sub>e</sub> to 6000 €/kW<sub>e</sub>. There is a considerable economy of scale effect for power capacities of up to 50-100 kW<sub>e</sub>. For installed power capacities higher than 100 kW<sub>e</sub>, the economy of scale effect becomes progressively weaker and practically disappears at capacities above 300 kW<sub>e</sub>, as the SIC variation for higher power outputs becomes nearly flat, being stabilized at around 2000 €/kW<sub>e</sub>. Due to the increased contribution of the expanders into the total equipment cost, the expander type selection and configuration greatly influence the overall capital expenditure. For low critical temperature fluids, screw expanders are more cost-effective than turbines, due to their higher vapor densities. On the other hand, for high critical temperature fluids turbines are more favorable from a technoeconomic viewpoint. The most critical design variables are the evaporation pressure as well as the condensation temperature of the cycle, followed by the superheating degree, which can play a major role in reducing the costs of expansion machines. Furthermore, the evaporator pinch point is a neutral variable, having a minor influence on the total costs, with the exception of low temperature applications. Lastly, it was determined that while having the potential to increase the power output of ORCs, the addition recuperation is generally not favorable from a thermoeconomic standpoint in waste heat recovery applications.

In the fourth chapter, the concept of double stage ORCs (DSORCs) is investigated. More specifically, a DSORC is modeled, consisting of a high (HT) and a low temperature (LT) stage. Configurations including the same and different working fluids in the two stages have been examined. An optimization routine was developed to calculate the optimal values of the evaporation pressures of the two stages, as well as the pinch point in the evaporator and the condensation temperature of the HT stage in order to maximize the total power output of the system within a wide range of heat source temperatures. The main design variables affecting the optimization of DSORCs are primarily the evaporation pressures in each stage and, at a lesser extent, the pinch point value in the evaporator of the HT stage. It was shown that the optimal selection of the evaporation pressures in the two stages and the pinch point in the HT stage evaporator is largely influenced by the relation among the heat source inlet temperature and the critical temperatures of the working fluids of the DSORC. In principle, low evaporation pressures for both stages should be chosen when the heat source temperature is very low. In this case, low pinch point values should be set for the HT stage evaporator. When, on the other hand, the heat source temperature is very high, high and low pressures should be selected for the evaporators of the HT and LT stage respectively, while the pinch point value in the HT stage evaporator should be increased. Lastly, when the heat source temperature is located between the critical temperatures of the working fluids used in the DSORC stages, both evaporation pressures should be moderately increased, while the pinch point in the HT stage evaporator should be occasionally given high values. DSORCs are favorable compared to single stage cycles operating with the two respective working fluids used in their stages mainly when the heat source temperature is either far lower than the critical temperatures of these fluids, or, secondarily, within a specific range between them. The maximum relative exergetic efficiency benefits can be as high as about around 20 %. DSORCs can be an appealing option, especially for low temperature waste heat recovery applications, when working fluids that could produce more efficient single stage cycles (under the given heat source temperatures) are unavailable for technical, economic, environmental or safety reasons. In this case, less expensive or more easily available alternative high critical temperature fluids can be coupled with lower critical temperature fluids.

In the fifth chapter, binary zeotropic mixtures of 7 natural hydrocarbons at variable molar concentration ratios corresponding to a total of 196 different working fluid combinations are evaluated as working fluids of ORC systems. The relative exergetic efficiency improvement compared to optimized pure fluid ORCs (PORCs) ranges from a minimum of 3.6 % to up to 48.3 %. In principle, the highest exergetic efficiency benefits for most mixtures are attained at very low heat source temperatures, ranging from 100 °C to 140 °C. On the other hand, at heat source temperatures higher than 200-260 °C (depending on the mixture), the performance advantage of ZORCs compared to PORCs becomes insignificant. This happens because the increase of the heat source utilization efficiency attained by ZORCs is relatively more significant at lower heat source temperatures and becomes irrelevant for high grade heat sources. Considering a specific binary mixture, ZORCs are mostly favorable compared to the PORCs of its components when a) the heat source temperature is lower than the critical temperature of the low critical temperature component (LTC) and, at a lesser extent, b) within a region between the critical high critical temperature component (HTC) and LTC critical temperatures. ZORCs could be especially attractive within the low  $T_{hs}$  region between 100-140 °C, in which they have significantly improved performance and similar rotational speeds and size parameters compared to PORC. Furthermore, they could be economically feasible within the temperature region from 180 to 240 °C, in which despite their lower efficiency improvement potential, the turbine cost savings could make up for the increased cost of heat exchangers.

In the sixth chapter, the application of regeneration for increasing the energetic and exergetic performance of ORCs is investigated. Three non-recuperative and recuperative regenerative ORC (RGORC) configurations, the O-ORC, the CB-ORC and the CF-ORC, were investigated, optimized and compared to the standard cycle. The recuperative SORC always performs better than the non-recuperative regenerative cycles. As a result, non-recuperative regenerative configurations are not recommended as alternatives to recuperative SORC configurations since they lead to lower efficiency at increased costs,

due to the increased equipment components and construction complexity. However, they could constitute an appealing option when the implementation of recuperative standard ORCs is not possible, which is the case for low  $T_{crit}$  fluids. On the other hand, recuperative RGORCs are superior compared to the recuperative SORC, while their efficiency improvement potential is negatively correlated to the superheating degree. When a superheating degree of 40 K is assumed, the highest relative energetic efficiency increase is observed in the case of the CF-ORC, ranging from 2.59 % to 7.93 %, followed by the O-ORC, ranging from 1.29 % to 6.45 %. When a superheating degree of 10 K is assumed, the relative energetic efficiency increase in the case of the CF-ORC, ranges from 2.78 % to 9.47 %, followed by the O-ORC, ranging from 1.29 % to 14.40 %. The CB-ORC shows the lowest performance improvement, reaching a maximum relative energetic efficiency increase of 1.35 % compared to the recuperative SORC. The application of regenerative and recuperative cycles for improving the exergetic performance of standard ORC systems in waste heat recovery-type applications is not recommended, since the energetic efficiency improvement of regenerative ORCs fails to outbalance the increased exergy losses occurring due to the higher temperature of the working fluid at the evaporator inlet. Regardless, the implementation of RGORCs could be justified if higher  $T_{crit}$  fluids that could be thermodynamically superior are unavailable.

In the seventh chapter, the simulation, design and development of an innovative domestic scale biomass-powered trigeneration unit based on the interconnection of an ORC and a VCC is presented. The sizing and selection of the various mechanical and electrical equipment components is discussed. The system will be tested in the future to demonstrate its technical feasibility and actual performance potential and to determine efficiency improvement enhancements and modifications.

In the eighth chapter, the main conclusions of the present thesis are summarized along with proposals for future work.