ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών

«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΑΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΥΓΡΩΝ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΜΕ ΣΤΟΧΟ ΤΗΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ»

Της Μεταπτυχιακής Φοιτήτριας

ΓΙΑΝΝΑΚΑΡΗ ΕΛΕΝΗΣ

Επιβλέπων

ΒΟΥΤΣΑΣ ΕΠΑΜΕΙΝΩΝΔΑΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ, ΤΜΗΜΑ ΧΗΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2018

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να έκφρασω τις ειλικρινείς μου ευχαριστίες σε όλους όσοι στάθηκαν πρακτικά και ηθικά δίπλα μου κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της μεταπτυχιακής μου εργασίας.

Συγκεκριμένα:

Θα ήθελα να εκφράσω την εκτίμηση και το σεβασμό μου στον καθηγητή, κύριο Επαμεινώνδα Βουτσά, καθηγητή της σχολής Χημικών Μηχανικών, με τον οποίο είχαμε άριστη συνεργασία. Από την πρώτη στιγμή μου έδειξε την εμπιστοσύνη του, αναθέτοντάς μου την παρούσα εργασία, και όλον τον καιρό υπήρξε πολύτιμος σύμβουλος και ήταν πάντα πρόθυμος να με βοηθήσει.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά την κυρία Γεωργία Παππά, μέλος του Εργαστηριακού Διδακτικού Προσωπικού της σχολής Χημικών Μηχανικών, για το σημαντικό όγκο πληροφοριών που μου μετέφερε καθώς και για την αμέριστη συμπαράσταση, ανοχή και βοήθειά της κατά τη συγγραφή της εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στους γονείς και τους φίλους μου, και ιδιαίτερα στη Μάρω, που όλους αυτούς τους μήνες ήταν το στήριγμά μου. Η εργασία αυτή αφιερώνεται σε εκείνη.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Το φυσικό αέριο αποτελεί μια από τις πλέον βασικότερες πηγές ενέργειας με ολοένα και αυξανόμενη χρήση σε παγκόσμιο επίπεδο. Βασικό συστατικό του είναι το μεθάνιο, ενώ συνυπάρχουν σε αυτό σημαντικές ποσότητες «βαρύτερων» υδρογονανθράκων καθώς και διοξείδιο του άνθρακα, άζωτο, κ.ά. Τα υγρά προϊόντα φυσικού αερίου (Natural Gas Liquids, **NGL**) είναι υδρογονάνθρακες μεγαλύτερου μοριακού βάρους από το μεθάνιο, που διαχωρίζονται από το φυσικό αέριο με τη μορφή υγρών, ενώ το μεθάνιο που ανακτάται προωθείται προς πώληση. Υπάρχουν χρήσεις των NGL που καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών (πρώτες ύλες στις πετροχημικές εγκαταστάσεις, καύσιμα οχημάτων, καύσιμα για θέρμανση) που καθιστούν το διαχωρισμό τους οικονομικά απαραίτητο.

Ο διαχωρισμός των συστατικών του φυσικού αερίου γίνεται σε συστήματα με αποστακτικές στήλες, όπου το φυσικό αέριο ψύχεται για να μεταβεί σε υγρή μορφή, και μέσω μιας αλληλουχίας διεργασιών φτάνει σε τέτοιες συνθήκες, ώστε να είναι δυνατή η απομάκρυνση του εκάστοτε συστατικού του. Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη της διεργασίας ανάκτησης των NGL και η ενεργειακή της βελτιστοποίηση με έμφαση στο εξωτερικό ψυκτικό φορτίο που απαιτείται.

Οι διεργασίες ανάκτησης συστατικών απαρτίζονται από αποστακτικές στήλες, στροβίλους, εξωτερικούς ψυκτικούς κύκλους, εναλλάκτες κ.ά., ενώ οι συνθήκες διαχωρισμού είναι κρυογενικές, καθώς απαιτούνται θερμοκρασίες χαμηλότερες από -85°C. Η αλληλεπίδραση των διαφορετικών μονάδων και οι ακραίες συνθήκες λειτουργίας καθιστούν αυτού του είδους τις διεργασίες ενεργειακά και οικονομικά «ακριβές», καθιστώντας απαραίτητο το βέλτιστο σχεδιασμό τους.

Στόχος της παρούσας εργασίας είναι η προσομοίωση και βελτιστοποίηση της διεργασίας ανάκτησης μεθανίου και NGL. Η προσομοίωση πραγματοποιείται με χρήση του λογισμικού UniSim Design® της εταιρείας Honeywell. Πραγματοποιείται διερεύνηση των συνθηκών που ικανοποιούν την απαίτηση ανάκτησης αερίου πώλησης με περιεκτικότητα σε μεθάνιο 96%, με όσο το δυνατόν χαμηλότερη ενεργειακή κατανάλωση. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στο σύστημα εξωτερικής ψύξης του εισερχόμενου αερίου, διότι σε αυτό το τμήμα της διεργασίας εντοπίζεται η μεγαλύτερη κατανάλωση ισχύος. Για το λόγο αυτό αρχικά διερευνάται ποιος συνδυασμός ψυκτικού κύκλου και εργαζόμενου μέσου συμβάλλει στην ελαχιστοποίηση του έργου που καταναλώνεται στον κύκλο ψύξης, εξετάζοντας ταυτόχρονα διάφορες συνθήκες λειτουργίας και μεθόδους προσέγγισης.

Ο ψυκτικός κύκλος που επιλέγεται είναι ένας κύκλος με διβάθμια συμπίεση ατμών, με χρήση ψυκτικού μέσου που εξατμίζεται και συμπυκνώνεται εναλλάξ, και θάλαμο ανάμιξης, που λειτουργεί σαν εξατμιστήρας ή σαν συμπυκνωτής για το συνδυασμό των δύο βαθμίδων. Τα ψυκτικά μέσα που μελετώνται αποτελούν χαρακτηριστικά δείγματα από την κατηγορία που αντιπροσωπεύουν, δεδομένου ότι ανάλογα με τη σύνθεσή τους κατηγοριοποιούνται σε αντίστοιχες ομάδες. Τα εργαζόμενα μέσα εξετάζονται και αξιολογούνται για τις ίδιες αρχικές συνθήκες που αφορούν είτε τις πίεσεις λειτουργίας των συμπιεστών είτε τις ακραίες θερμοκρασίες του ψυκτικού κύκλου και για την ίδια

τιμή ψυκτικού καθήκοντος του κύκλου. Τα μεγέθη που συγκρίνονται συμπεριλαμβάνουν τις τάσεις ατμών, τις πυκνότητες των μέσων, το συνολικό έργο των δύο συμπιεστών και κατ' επέκταση το COP του κύκλου.

Η σωστή αξιολόγηση των ψυκτικών μέσων προϋποθέτει τη σωστή περιγραφή της συμπεριφοράς τους. Πριν γίνει αξιολόγηση των μέσων, προηγείται αξιολόγηση δύο καταστατικών εξισώσεων συγκρίνοντας πειραματικές τιμές βασικών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων με αυτές που υπολογίζονται από τις δύο καταστατικές, στο θερμοκρασιακό εύρος που έχει οριστεί. Η καταστατική εξίσωση με το μικρότερο μέσο σχετικό σφάλμα σε σχέση με τις πειραματικές τιμές είναι η Peng- Robinson, ενώ το προπάνιο αναδεικνύεται ως το καταλληλότερο εργαζόμενο μέσο στις συνθήκες που εξετάζονται.

Στη συνέχεια, εφόσον έχει επιλεγεί ο βέλτιστος ενεργειακά ψυκτικός κύκλος, γίνεται η ενσωμάτωσή του στη διεργασία διαχωρισμού του μεθανίου και των NGL από το φυσικό αέριο. Κύριο ρόλο της διεργασίας κατέχει η στήλη απόσταξης και οι συνθήκες λειτουργίας της. Ξεκινώντας απο ένα αρχικό σενάριο για τις συνθήκες λειτουργίας της διεργασίας, ακολουθεί παραμετρική ανάλυση των βασικότερων μεταβλητών που επηρεάζουν την απαίτηση καθαρότητας του λαμβανόμενου μεθανίου, που συμπεριλαμβάνουν την πίεση λειτουργίας της στήλης, την ποσότητα ατμοποιημένου φυσικού αερίου προς τα ανώτερα ρεύματα της στήλης, τη θερμοκρασία εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο και την ποσότητα του ρεύματος ανακυκλοφορίας. Αφού ληφθεί η ζητούμενη καθαρότητα του αερίου πώλησης, γίνεται αξιολόγηση των εναλλακτικών προσεγγίσεων και σχολιασμός των αποτελεσμάτων. Διαπιστώνεται πως η τιμή της πίεσης λειτουργίας της στήλης έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στην τελική καθαρότητα του λαμβανόμενου μεθανίου, ενώ οι υπόλοιπες μεταβλητές επηρεάζουν κυρίως το ποσό της απαιτούμενης ισχύος της διεργασίας. Η συνολική ισχύς που απαιτείται για επίτευξη του στόχου ορίζεται ως το άθροισμα της ισχύος του επανασυμπιεστή και της ισχύος στον ψυκτικό κύκλο, το οποίο καθορίζει το ενεργειακό και οικονομικό κόστος της διεργασίας. Στο τελικό σενάριο που προκύπτει από την παραμετρική ανάλυση, το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο καθώς και η συνολική απαιτούμενη ισχύς αυξάνονται κατά ένα πολύ μικρό ποσό σε σχέση με το αρχικό σενάριο, στο οποίο δεν ικανοποιείται η απαίτηση καθαρότητας του μεθανίου, γεγονός που επιβεβαιώνει ότι οι μεταβολές που έγιναν ως προς τις αρχικές συνθήκες είναι ικανοποιητικές.

Τέλος, προτείνεται η ανάλυση της διεργασίας με προσθήκη μιας επιπλέον απαίτησης ως προς την περιεκτικότητα του αιθανίου στο ρεύμα NGL, συνθήκη που εφαρμόζεται αρκετά συχνά στη βιομηχανία.

ABSTRACT

Natural gas is one of the most basic sources of energy with increasing worldwide use. Its main component is methane, but it also contains significant amounts of "heavier" hydrocarbons, as well as carbon dioxide, nitrogen, etc. Natural Gas Liquids (NGL) are hydrocarbons with higher molecular weight than methane, and are separated from the natural gas in the form of liquids, while the recovered methane is promoted for sale. There are uses of NGLs covering a wide range of applications (raw materials in petrochemical plants, vehicle fuels, heating fuels) that make their separation economically indispensable.

The separation of natural gas' components takes place in systems with distillation columns, where natural gas is cooled in orded to turn into liquid, and through a series of processes reaches such conditions so that it is possible to remove the individual components. The purpose of this paper is to study the NGL recovery process and its energy optimization, with emphasis on the external refrigerant load required.

Component recovery processes consist of distillation columns, expanders, external refrigeration cycles, heat exchangers, etc. The separation conditions are cryogenic as temperatures below -85 ° C are required. The interaction of the different units and the extreme operating conditions make these processes "expensive", from both an energy and economical point of view, making their optimal design necessary.

The aim of this paper is to simulate and optimize the methane and NGL recovery process. The simulation is done using Honeywell's UniSim Design® software. An exploration of the conditions that meet the demand for gas recovery with a methane content of 96%, with the lowest possible energy consumption, is being analyzed. Special emphasis is given to the external cooling system of the incoming gas, because in this part of the process the greatest power consumption is detected. For this reason, it is first investigated which combination of refrigeration cycle and refrigerant contributes to minimizing the work consumed in the cooling cycle. At the same time various operating conditions and approaches are examined.

The refrigeration cycle selected is a cycle with a two-stage vapor compression, where the refrigerant evaporates and is condensed circularly, and a mixing chamber, which acts as an evaporator or as a condenser for the combination of the two stages. The refrigerants studied are typical samples of the category they represent, since they are categorized according to their composition in corresponding groups. The refrigerants are examined and evaluated for the same initial conditions, concerning either the compressor operating pressures or the extreme temperatures of the refrigeration cycle, and the same value of the refrigeration cycle duty. The sizes to be compared include vapor pressures, densities, total work of the two compressors, and thus the COP of the cycle.

Proper evaluation of refrigerants requires a correct description of their behavior. Before the evaluation of the refrigerants is done, an evaluation of two equations of state is preceded by comparing experimental values of basic thermodynamic properties with those calculated by the two equations, in the temperature range that has been set. The

equation of state with the lowest average relative error in relation to the experimental values is Peng-Robinson, whereas propane emerges as the most appropriate working refrigerant in the conditions under consideration.

Continuing, once the optimal energy refrigeration cycle has been selected, it is embedded in the process of separating methane and NGL from natural gas. The distillation column and its operating conditions play a vital role in the process. Starting from an initial scenario for the operating conditions of the process, a parametric analysis of the basic variables which influence the purity requirement of the methane obtained follows, including the operating column pressure, the vaporized natural gas to the upper column layers, the exit temperature from the refrigeration cycle and the amount of the recirculation stream. After the required purity of the sales gas is obtained, alternative approaches are evaluated and the results are analyzed. It is found that the value of the operating column pressure has the greatest effect on the final purity of the methane obtained, while the other variables mainly affect the amount of the process power required. The total power required to achieve the target is defined as the sum of the compressor power and the refrigeration cycle power, which determines the energy and cost of the process. In the final scenario resulting from the parametric analysis, the required refrigerant power as well as the total required power are slightly increased compared to the initial scenario, in which the methane purity requirement is not met, which confirms that the changes made in the original conditions are satisfying.

Finally, it is proposed to analyze the process by adding one more requirement, which concerns the content of ethane in the NGL stream, a condition that is frequently applied in industry.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ 1

ΠΕΡΙΛΗΨΗ 2

ABSTRACT 4

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ 8

2. ΜΕΘΟΔΟΙ ΨΥΞΗΣ 10

2.1 Κύκλος ψύξης με συμπίεση (ιδανικός) 10

2.2 Κύκλος ψύξης με συμπίεση (πραγματικός) 13

2.3 Ιδανικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης 15

2.3.1 Ιδανικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης με θάλαμο ανάμιξης 16

2.4 Άλλα συστήματα ψύξης 17

2.4.1 Ψύξη με απορρόφηση 18

2.4.2 Ψύξη με εκτόνωση σε στρόβιλο 19

2.4.3 Ψύξη με εκτόνωση σε βαλβίδα 19

2.4.4 Μεικτά ψυκτικά μέσα 21

3. ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ 23

3.1 Συνήθη ψυκτικά μέσα 23

3.2 Επιθυμητές ιδιότητες ψυκτικών μέσων 24

3.3 Κριτήρια επιλογής ψυκτικού μέσου 28

3.3.1 Επιλογή ψυκτικών μέσων 28

4. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΥΓΡΩΝ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ 30

4.1 Φυσικό αέριο 30

4.2 Υγρά προϊόντα φυσικού αερίου 31

4.3 Διεργασία κλασματοποίησης NGL 32

4.3.1 Εξωτερικός ψυκτικός κύκλος 34

4.3.2 Διεργασία ανάκτησης μεθανίου 36

4.3.3 Παραμετρική ανάλυση 38

5. ΜΕΘΟΔΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ 40

5.1 Καταστατικές εξισώσεις 40

5.1.1 Καταστατική εξίσωση Peng-Robinson 41

5.1.2 Καταστατική εξίσωση Benedict-Webb-Rubin-Starling 42

5.2 Θερμοδυναμικές ιδιότητες 44

5.2.1 Τάση ατμών 45

5.2.2 Πυκνότητα 46

5.3 Μέθοδοι αξιολόγησης ψυκτικών 48

5.3.1 1η μέθοδος αξιολόγησης 48

5.3.2 2η μέθοδος αξιολόγησης 48
6. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ 50
6.1 Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων 50
6.2 Επιλογή ψυκτικού μέσου 52
6.2.1 Επιλογή μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών 52
6.2.2 Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στην απαιτούμενη ισχύ 55
6.2.3 Επιλογή ψυκτικού μέσου 57
6.3 Εφαρμογή του ψυκτικού κύκλου στη διεργασία του απομεθανοποιητή 57
6.3.1 Αρχικές συνθήκες 57
6.3.2 Μεταβολή πίεσης αποστακτικής στήλης 59
6.3.3 Μεταβολή ποσότητας διαχωρισμού του ατμού 60
6.3.4 Μεταβολή θερμοκρασίας ρεύματος 2 (έξοδος από τον ψυκτικό κύκλο) 62
6.3.5 Μεταβολή ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας 64
6.3.6 Επιλογή συνθηκών λειτουργίας 66
7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ 68
8. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ 70
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ 71
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ 77
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ 78
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Δ: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ 79
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ 80

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η μετάβαση σε πράσινη ενέργεια επηρεάζει την ενεργειακή αποδοτικότητα και οικονομία παγκοσμίως, με τη συνεχώς αυξανόμενη χρήση πρώτιστα των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ΑΠΕ) και έπειτα του φυσικού αερίου, σε βάρος των υπόλοιπων ορυκτών καυσίμων. Η πληθώρα εφαρμογών που κάνουν χρήση φυσικού και υγροποιημένου φυσικού αερίου (ΥΦΑ) στις παγκόσμιες αγορές, έχουν οδηγήσει σε χαμηλές τιμές και υψηλή ζήτηση. Οι διεργασίες υγροποίησης του φυσικού αερίου και του διαχωρισμού του στα συστατικά που το απαρτίζουν γίνονται ολοένα και πιο σύνθετες λόγω της πολυπλοκότητας και αλληλεπίδρασης των επιμέρους συστημάτων. Τα συστήματα αυτά περιλαμβάνουν μονάδες όπως αποστακτικές στήλες, κύκλους ψύξης, στροβίλους, εναλλάκτες θερμότητας κ. ά., ο συνδυασμός των οποίων συνθέτει ένα μεγάλο αριθμό φύλλων ροής.

Ο διαχωρισμός του φυσικού αερίου στα συστατικά του έχει αποτελέσει αντικείμενο μελέτης πολλών ερευνητών και συγγραφέων, καθώς έχει γραφτεί μεγάλος αριθμός βιβλίων και δημοσιεύσεων με διάφορες προσεγγίσεις του προβλήματος. Γενικές αναφορές έχουν γίνει από τους Woodcock [1], Manning & Tomphson [2], Kindey & Paris [3], Mokhatab & Poe [4], Campbell & Wilkinson [5]. Πιο εκτενείς περιγραφές και αναλύσεις έχουν γίνει από τους Soave [6], Yang & Xu [7], Lee [8], Nawaz [9], Luyben[10], οι οποίες αποτελούν σημείο αναφοράς σε αρκετές παραδοχές της παρούσας εργασίας.

Τα συστήματα απόσταξης, όπως ονομάζονται τα συστήματα ανάκτησης των συστατικών του φυσικού αερίου, χαρακτηρίζονται από πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, καθιστώντας συχνά απαραίτητη τη χρήση ψυκτικών κύκλων, στους οποίους διαπιστώνεται μεγάλη κατανάλωση ενέργειας. Ο σχεδιασμός του ψυκτικού κύκλου με εφαρμογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου και των ιδανικότερων συνθηκών λειτουργίας, μπορεί να συντελέσει στη μείωση της απαιτούμενης ισχύος για το τμήμα αυτό. Το πρότυπο σύγκρισης όλων των ψυκτικών κύκλων είναι ο αντίστροφος κύκλος Carnot, ο οποίος δεν αποτελεί ρεαλιστική λύση αλλά χρησιμεύει ως μέτρο σύγκρισης για κάθε πραγματικό κύκλο. Ο πλέον χρησιμοποιούμενος ψυκτικός κύκλος είναι ο κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών, όπου το ψυκτικό εισέρχεται με μορφή κορεσμένου ατμού σε έναν συμπιεστή, ψύχεται σε ένα συμπυκνωτή σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, στραγγαλίζεται στην πίεση ενός εξατμιστήρα και εξατμίζεται απορροφώντας θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο. Για επιτεύξη χαμηλότερων θερμοκρασιών έχουν αναπτυχθεί κύκλοι λειτουργώντας με δύο ή περισσότερα συστήματα συμπίεσης ατμών, δηλαδή κύκλοι κλιμακοειδούς ή σταδιακής ψύξης, που εμφανίζουν υψηλότερους συντελεστές COP, ενώ μια άλλη μορφή ψύξης είναι η ψύξη με απορρόφηση, όταν διατίθεται φθηνή πηγή θερμικής ενέργειας μεταξύ 100-200 ^{o}C. [11] Ανάλογα με την εφαρμογή που εξετάζεται και τις συνθήκες λειτουργίας, επιλέγεται το σύστημα ψύξης που είναι καταλληλότερο για αυτές. Επίσης, το εργαζόμενο μέσο με το οποίο θα λειτουργεί ο κύκλος ψύξης επιλέγεται με κριτήριο τόσο τη χαμηλή ενεργειακή κατανάλωση αλλά και το μικρότερο δυνατό περιβαλλοντικό αντίκτυπο. Οι δείκτες GWP και ODP θα πρέπει να έχουν χαμηλές τιμές, όπως και η συνολικά απαιτούμενη ισχύς. Ταυτόχρονα, για την ανάλυση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των μέσων, που

καθορίζουν την ενεργειακή απαίτηση του κύκλου, πρέπει να γίνει προσεκτική επιλογή της καταστατικής εξίσωσης που τον περιγράφει, ανάλογα με το ψυκτικό μέσο που εφαρμόζεται. Για υδρογονάνθρακες είναι αρκετά συνήθης η χρήση καταστατικών όπως η Peng-Robinson ή η Benedict-Webb-Rubin-Starling, τη στιγμή που για αέρια θα ήταν πιο κατάλληλη η εξίσωση Virial.

Αφού ολοκληρωθεί η ανάλυση όλων των παραμέτρων που καθορίζουν τη λειτουργία και την αποδοτικότητα του ψυκτικού κύκλου, σε επόμενο βήμα ακολουθεί ο σχεδιασμός της συνολικής διεργασίας κλασματοποίησης του φυσικού αερίου, στην οποία και ενσωματώνεται. Οι συνθήκες που ορίζονται για τη λειτουργία της στήλης καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό εάν θα επιτευχθεί η απαίτηση που έχει τεθεί, ενώ η λειτουργία των υπόλοιπων μονάδων καθορίζει το ενεργειακό κόστος. Οι εναλλάκτες θερμότητας, ο στρόβιλος, οι συμπιεστές και τα υπόλοιπα μέρη πρέπει να λειτουργούν με τέτοιο τρόπο ώστε να επιτυγχάνεται η ικανοποίηση της αρχικής απαίτησης με το μικρότερο δυνατό κόστος ενέργειας. Επειδή ο συνδυασμός αυτός είναι χρονοβόρος και έχει αμέτρητες δυνατότητες μετατροπών, οι αρχικές συνθήκες πρέπει να είναι προσεκτικά επιλεγμένες για να περιοριστούν οι ανάγκες δοκιμών.

Η παρούσα εργασία έχει βασιστεί σε προηγούμενες μελέτες που έχουν αναπτυχθεί και ερευνά ορισμένες από τις μεταβλητές που θεωρούνται κρίσιμες για την επίτευξη του στόχου. Αρχικά, γίνεται ανάλυση του ψυκτικού κύκλου με χρήση των 5 επικρατέστερων ψυκτικών μέσων διαφόρων κατηγοριών, και εξετάζονται τα βασικά μεγέθη που αφορούν τον ψυκτικό κύκλο, δηλαδή τα έργα των συμπιεστών και ο λόγος COP. Αφού γίνει επιλογή του ψυκτικού μέσου με τα καλύτερα χαρακτηριστικά για την συγκεκριμένη εφαρμογή, ακολουθεί η προσομοίωση της διεργασίας απόσταξης του μεθανίου, στην οποία εισάγεται ο ψυκτικός κύκλος. Οι αρχικές συνθήκες είναι προσεγγιστικές σε προηγούμενες δημοσιεύσεις, όπως και ο σχεδιασμός της διεργασίας στο λογισμικό UniSim Design®. Η παραμετρική ανάλυση που ακολουθεί, διερευνά την επίδραση που έχει η μεταβολή κάποιων μεγεθών στα τελικά αποτελέσματα. Η επιλογή των μεγεθών αυτών γίνεται και πάλι με τη βοήθεια δημοσιευμένων ερευνών,1 από τις οποίες έχει εξαχθεί το συμπέρασμα ότι διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο σε τέτοιου είδους εγκαταστάσεις.

Με το πέρας των δοκιμών, και αφού ικανοποιηθεί η ζητούμενη περιεκτικότητα, που αποτελεί στόχο της παρούσας εργασίας, αξιολογείται και σχολιάζεται η αποτελεσματικότητα των μεταβολών. Παρουσιάζονται αναλυτικά σε πίνακες και διαγράμματα οι επιδράσεις όλων των δοκιμών και γίνεται επεξήγηση και σχολιασμός του τρόπου με τον οποίο η κάθε μεταβλητή επηρεάζει θετικά ή αρνητικά το ζητούμενο αποτέλεσμα. Αφού εξεταστούν όλες οι παράμετροι, επιλέγεται ο συνδυασμός εκείνος που επιφέρει το επιθυμητό αποτέλεσμα. Τέλος, επισημαίνονται τυχόν βελτιώσεις που χρήζει η μελέτη, σύμφωνα και με άλλες έρευνες, οι οποίες συμπεριλαμβάνουν την ικανοποίηση επιπλέον περιορισμών, όπως για παράδειγμα η υψηλή ανάκτηση του αιθανίου στο ρεύμα του πυθμένα στης αποστακτικής στήλης.

2. ΜΕΘΟΔΟΙ ΨΥΞΗΣ

Η διεργασία μεταφοράς θερμότητας από μια περιοχή χαμηλότερης θερμοκρασίας σε μια άλλη υψηλότερη ονομάζεται ψύξη και αποτελεί βασικό τομέα εφαρμογών της θερμοδυναμικής. Οι διατάξεις που παράγουν ψύξη ονομάζονται ψύκτες (ή αντλίες θερμότητας ή ψυγεία) και οι κύκλοι σύμφωνα με τους οποίους αυτές λειτουργούν ονομάζονται ψυκτικοί κύκλοι. Ο πλέον συχνά χρησιμοποιούμενος ψυκτικός κύκλος είναι *ο κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμού*, στον οποίο το ψυκτικό εξατμίζεται και συμπυκνώνεται εναλλάξ και συμπιέζεται στη φάση ατμού. [11], [12]

Ένα σύστημα ψύξης μειώνει τη θερμοκρασία του ρευστού που ψύχεται. Η θερμοκρασία που θα φτάσει να έχει το ρευστό εξαρτάται από την κάθε εφαρμογή. Εάν ο στόχος είναι τα ρευστά να είναι οικονομικά εμπορεύσιμα, τότε η οικονομία είναι αυτή που ελέγχει τη χαμηλότερη θερμοκρασία. Εάν πρόκειται να χρησιμοποιηθεί υδρογονάνθρακας ως ψυκτικό μέσο, τότε κριτήριο αποτελεί το σημείο δρόσου της κάθε ένωσης που καθορίζει την απαιτούμενη θερμοκρασία λειτουργίας του κύκλου.

Παρακάτω περιγράφονται οι βασικότεροι ψυκτικοί κύκλοι. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στον κύκλο ψύξης με συμπίεση το οποίο μελετάται στην παρούσα εργασία, αναφέρονται όμως συνοπτικά και άλλες γνωστές μέθοδοι ψύξης.

2.1 Κύκλος ψύξης με συμπίεση (ιδανικός)

Ο απλούστερος τρόπος παραγωγής ψύξης είναι η εξάτμιση ή ατμοποίηση ενός πτητικού μέσου, ορίζοντας έτσι τον ψυκτικό κύκλο με συμπίεση ατμού. [11], [13] Τα πτητικά μέσα έχουν την ιδιότητα να εμφανίζουν σημαντική αύξηση της πίεσης ατμών με τη θερμοκρασία και επομένως μπορεί να έχουν υψηλή τάση ατμών ακόμα και σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος, με αποτέλεσμα την εξάτμισή τους σε συνθήκες περιβάλλοντος. Με την εξάτμισή τους απορροφάται θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο, με τελικό αποτέλεσμα την ψύξη του.
Η βασική διάταξη παραγωγής ψύξης, η οποία παρουσιάζεται στην εικόνα (2.1), θα πρέπει να αποτελείται από τα παρακάτω διακριτά τμήματα:

- μηχανικό συμπιεστή (εμβολοφόρο ή περιστροφικό ή φυγοκεντρικό),
- συμπυκνωτή (εναλλάκτη θερμότητας αερόψυκτο ή υδρόψυκτο),
- διάταξη εκτόνωσης ή στραγγαλισμού (τριχοειδή σωλήνα ή βαλβίδα),
- ατμοποιητή (εναλλάκτη θερμότητας),
- διατάξεις αυτόματης λειτουργίας και ασφάλειας και άλλα λειτουργικά όργανα.

Ένα ψυκτικό μέσο, εκτελώντας ένα πλήρη κύκλο υφίσταται τις ακόλουθες διεργασίες:

- <u>Συμπίεση:</u>

Μετά την έξοδό του από τον ατμοποιητή, το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ξηρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης εισέρχεται στο μηχανικό συμπιεστή (σημείο 1). Εκεί ο ατμός συμπιέζεται, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας

του. Μετά τη συμπίεση ο ατμός εξέρχεται από το συμπιεστή ως υπέρθερμος, σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία (σημείο 2). Κατά τη συμπίεση του ατμού ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή, προσδίδεται σε αυτό μηχανικό έργο W_{th} από εξωτερική πηγή.

- Συμπύκνωση:

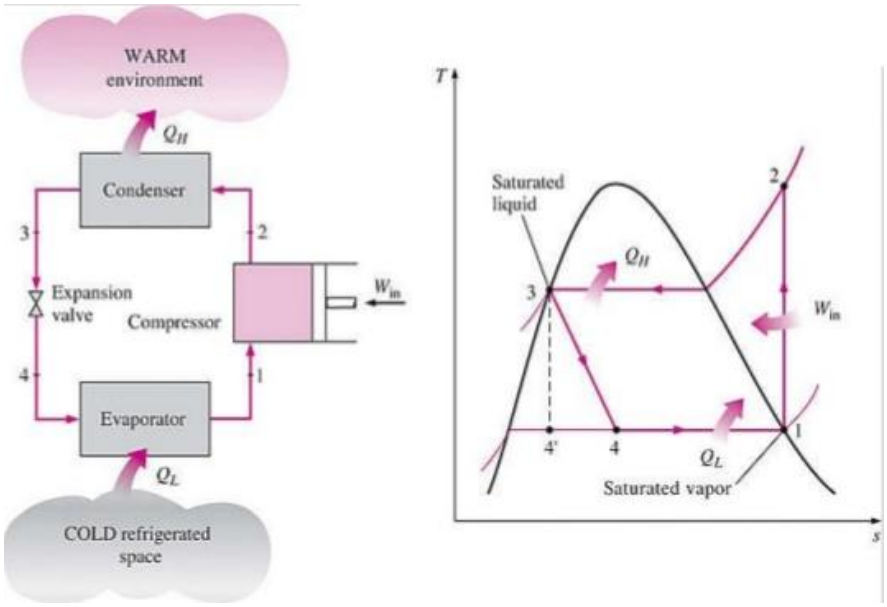
Ο ατμός κατάστασης 2 (έξοδος από συμπιεστή) εισάγεται στο συμπυκνωτή, όπου ξεκινά η αποβολή θερμότητας προς το μέσο απορρόφησης θερμότητας (συνήθως αέρας περιβάλλοντος ή νερό). Καθώς αποβάλλει θερμότητα, η θερμοκρασία του μειώνεται μέχρι να γίνει ίση με τη θερμοκρασία εξάτμισης (και συμπύκνωσης), για την πίεση στην οποία βρίσκεται ο ατμός. Πρακτικά, για τη θερμοκρασία αυτή, η πίεση του αέριου ψυκτικού μέσου ισούται με την πίεση ατμών αυτού. Στο σημείο 3 όλο το ψυκτικό μέσο (στην ιδανική περίπτωση) έχει μετατραπεί σε υγρό (κορεσμένο). Πρακτικά ο συμπυκνωτής είναι εναλλάκτης θερμότητας, αερόψυκτος ή υδρόψυκτος. Κατά τη συμπύκνωση του αερίου ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή, αποβάλλεται θερμότητα προς το περιβάλλον Q_{Σ}. Θεωρητικά η ψύξη (συμπύκνωση) είναι ισοβαρής μεταβολή, με σταθερή πίεση συμπύκνωσης p_{Σ}, την πίεση εξόδου του ψυκτικού μέσου από το συμπιεστή. Το ψυκτικό υγρό εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση υψηλής πίεσης και μειωμένης θερμοκρασίας.

- Εκτόνωση:

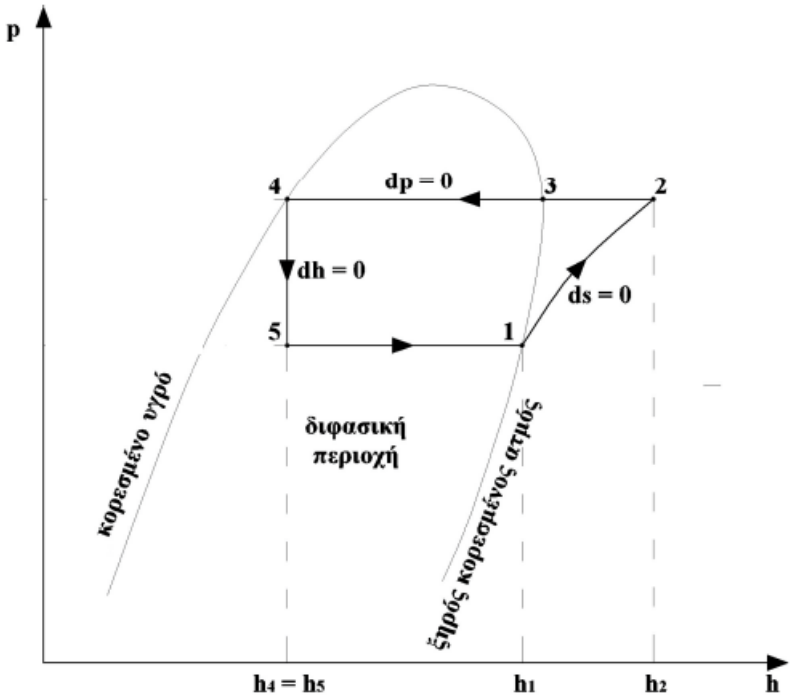
Προκειμένου να μπορέσει να ατμοποιηθεί το ψυκτικό μέσο μετά την έξοδό του από τον
συμπυκνωτή, θα πρέπει η πίεσή του να μειωθεί, μέχρι να φθάσει την πίεση που επικρατεί μέσα στον εξατμιστή. Για το σκοπό αυτό εισάγεται στη διάταξη εκτονώσεως ή στραγγαλισμού στο σημείο 3, από την οποία εξάγεται μετά την εκτόνωσή του (σημείο 4), ως μίγμα υγρής και αέριας φάσης (υπερτερεί η υγρή φάση), χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Κατά την εκτόνωση του ψυκτικού μέσου δεν επιτελείται καμία συναλλαγή ενέργειας από ή προς το περιβάλλον.

- Ατμοποίηση:

Το ψυκτικό μέσο εισάγεται στον ατμοποιητή σε κατάσταση χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (σημείο 4). Εκεί το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον του ατμοποιητή, παράγοντας ψύξη, ατμοποιείται και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ψυχρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (σημείο 1). Η θερμότητα που απορροφάται από το ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή είναι η θερμότητα ατμοποίησης Q_{Ψ}. Η θερμότητα αυτή είναι η ωφέλιμη θερμότητα ψύξης. Θεωρητικά η θέρμανση του ψυκτικού μέσου 4→1 είναι ισοβαρής μεταβολή με πίεση p_{Ψ}, η οποία είναι η πίεση με την οποία εξέρχεται το ψυκτικό μέσο από τη διάταξη στραγγαλισμού, που εξαρτάται από τη σταθερή θερμοκρασία, υπό την οποία γίνεται η ατμοποίηση. Το ψυκτικό μέσο κατάστασης 1 είναι έτοιμο να εισέλθει και πάλι στο συμπιεστή για την επανάληψη της διαδικασίας.



Εικόνα 2.1: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα T-s [13]



Εικόνα 2.2: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα p-h [12]

Σε ένα ψυκτικό κύκλο, η μηχανική ισχύς $\dot{W}_{in}$και η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς $\dot{Q}_L$προσδίδονται από το περιβάλλον προς το ψυκτικό μέσο. Αντίθετα, η αποβαλλόμενη θερμική ισχύς στο συμπυκνωτή $\dot{Q}_H$ αποδίδεται από το ψυκτικό μέσο προς το περιβάλλον. Συνεπώς ο ενεργειακός ισολογισμός σε ένα βασικό κύκλο ψύξης έχει ως εξής:

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_{in} + \dot{Q}_L$$

(Εξ. 2.1)

Από τις ανωτέρω ροές ισχύος, που εμφανίζονται σε ένα βασικό ψυκτικό κύκλο, η μόνη κατανάλωση ισχύος είναι η μηχανική ισχύς, που δαπανάται στο συμπιεστή, ενώ η ωφέλιμη ισχύς είναι η ψυκτική ισχύς, που απορροφάται στον ατμοποιητή. Μπορούμε να ορίσουμε τη θεωρητική απόδοση μιας ψυκτικής συσκευής ως εξής:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \qquad \text{(Εξ. 2.2)}$$

Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance – COP) εκφράζει τη θεωρητική αποδοτικότητα – αποτελεσματικότητα της ψυκτικής διάταξης. Για την περίπτωση αντλίας θερμότητας ορίζεται ο αντίστοιχος COP_{HP}:

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad \text{(Εξ. 2.3)}$$

Αντίστοιχα με το θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς ορίζεται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP ως το πηλίκο της πραγματικής αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς την πραγματική κατανάλωση μηχανικής ισχύος. Ο πραγματικός COP είναι αρκετά μικρότερος σε σχέση με το θεωρητικό COP_{th}.

2.2 Κύκλος ψύξης με συμπίεση (πραγματικός)

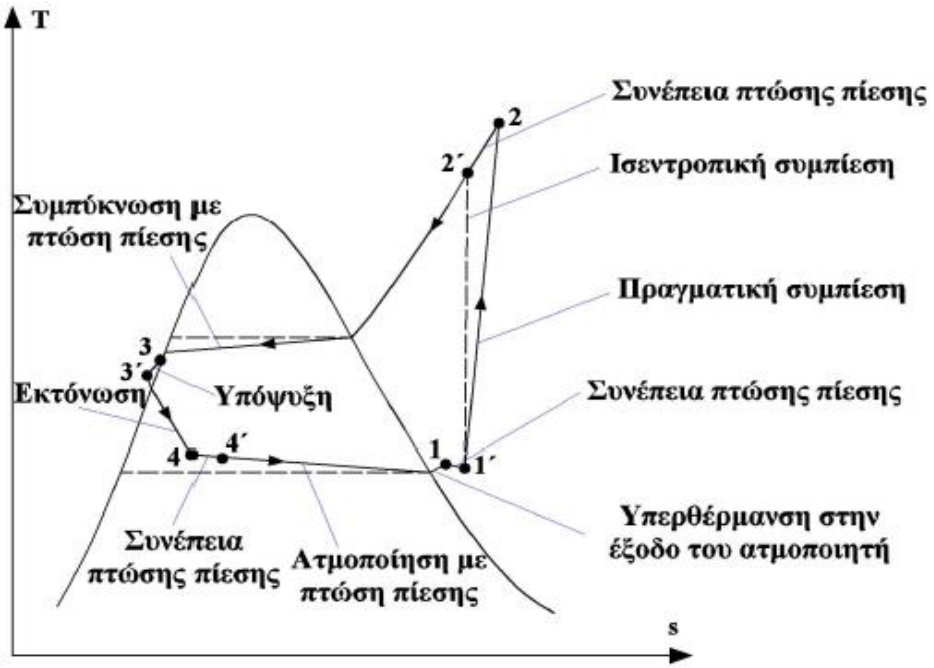
Στο θεωρητικό κύκλο ψύξης η συμπίεση θεωρείται ότι είναι ισεντροπική. Στην πραγματικότητα όμως αυτό δεν ισχύει. Η εντροπία του ψυκτικού μέσου μετά τη συμπίεση είναι μεγαλύτερη από αυτήν που προβλέπεται βάσει της ισεντροπικής συμπίεσης, λόγω των φαινομένων τριβής που αναπτύσσονται. Για τη σχεδίαση του ιδανικού θερμοδυναμικού κύκλου θεωρήθηκε ότι ο ατμός του ψυκτικού μέσου στην είσοδο του συμπιεστή (σημείο 1) είναι σε κατάσταση κορεσμού και ότι η υγρή φάση στην είσοδο της εκτονωτικής βαλβίδας (σημείο 4) βρίσκεται, επίσης, σε κατάσταση κορεσμού, οι παραδοχές αυτές όμως συνήθως δεν ισχύουν, γιατί είναι αδύνατο να ελεγχθεί με ακρίβεια η κατάσταση του ψυκτικού. Επίσης, η γραμμή που συνδέει τον εξατμιστήρα με τον συμπιεστή είναι συνήθως πολύ μεγάλη, προκαλώντας τριβή του ρευστού και άρα μεγαλύτερες απώλειες μετάδοσης θερμότητας από το περιβάλλον στο ψυκτικό μέσο.

Σε κάθε τμήμα – συσκευή μιας πραγματικής ψυκτικής διάταξης, παρουσιάζονται μη αναστρέψιμες θερμοδυναμικές μεταβολές, όπως παρακάτω [12]:

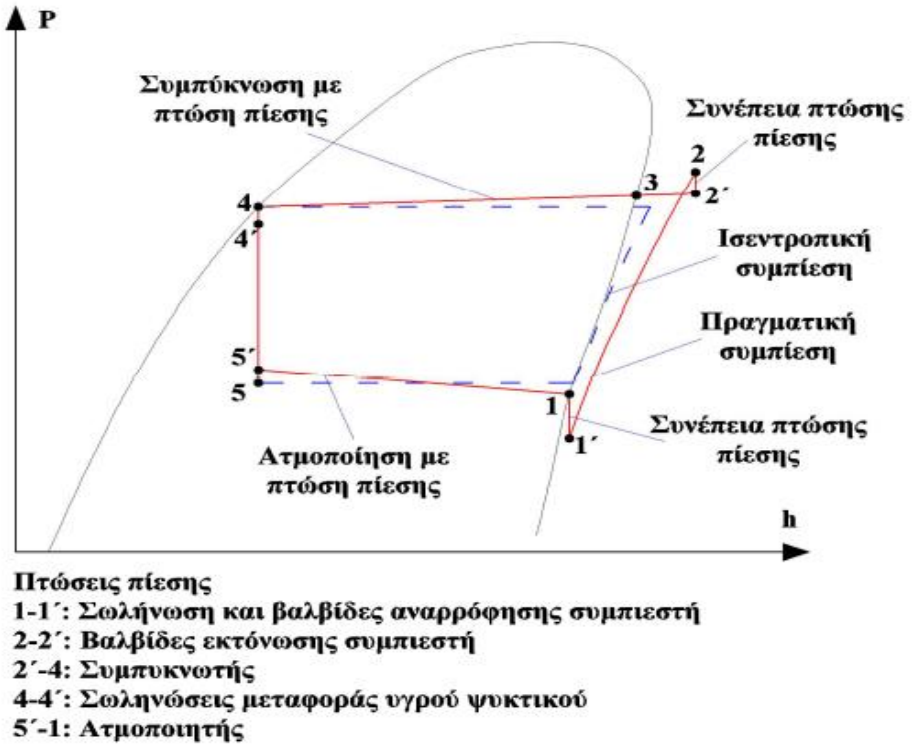
- Στο συμπιεστή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, πτώσεις πίεσης στις βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης του ψυκτικού μέσου, απώλειες προς ή κέρδη θερμότητας από το περιβάλλον, μηχανικές απώλειες τριβής στον άξονα και τα λοιπά μηχανικά μέρη.
- Στο συμπυκνωτή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, οπότε η συμπύκνωση στην πραγματικότητα είναι μη ισοβαρής.
- Στον ατμοποιητή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, οπότε η ατμοποίηση στην πραγματικότητα είναι μη ισοβαρής.
- Στην εκτονωτική διάταξη: πιθανή απόκλιση από ισενθαλπική μεταβολή.

- Γενικά στο σύστημα: πτώσεις πίεσης λόγω τριβών στις σωληνώσεις κυκλοφορίας του ψυκτικού μέσου, κέρδη θερμότητας από το περιβάλλον και απώλειες θερμότητας στις σωληνώσεις, π.χ. υπερθέρμανση σε συνδετήριες σωληνώσεις μεταξύ συμπιεστή και συμπυκνωτή.

Οι παραπάνω απώλειες αλλοιώνουν τον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο ψύξης , οδηγώντας στον πραγματικό θερμοδυναμικό κύκλο ψύξης, που παρουσιάζεται σε διάγραμμα T-s και διάγραμμα p-h παρακάτω. Όλες οι ανωτέρω μη αναστρέψιμες θερμοδυναμικές διεργασίες, εκτός από μία, προκαλούν πτώση της απόδοσης της ψυκτικής διάταξης. Τη μόνη εξαίρεση αποτελεί η πιθανή ψύξη του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή από το ψυχρότερο περιβάλλον. Σε περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή, ο ειδικός όγκος του μειώνεται με αποτέλεσμα η απαιτούμενη μηχανική ισχύς για τη συμπίεσή του να μειωθεί και αυτή. Για το λόγο αυτό συχνά οι συμπιεστές συνοδεύονται από ανεμιστήρες ψύξης. Επίσης οποιεσδήποτε απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, που συμβαίνουν στην πλευρά της υψηλής πίεσης, βελτιώνουν την αποδοτικότητα της ψυκτικής διάταξης. Ακόμη, αξιοσημείωτες αποκλίσεις οφείλονται και στο γεγονός ότι το μέσο που κυκλοφορεί στο σύστημα είναι στην πραγματικότητα μίγμα ψυκτικού μέσου και ψυκτελαίου.



Εικόνα 2.3: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα T – s[12]



Εικόνα 2.4: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα p – h [12]

Στην περίπτωση αυτή ορίζεται ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς [2]:

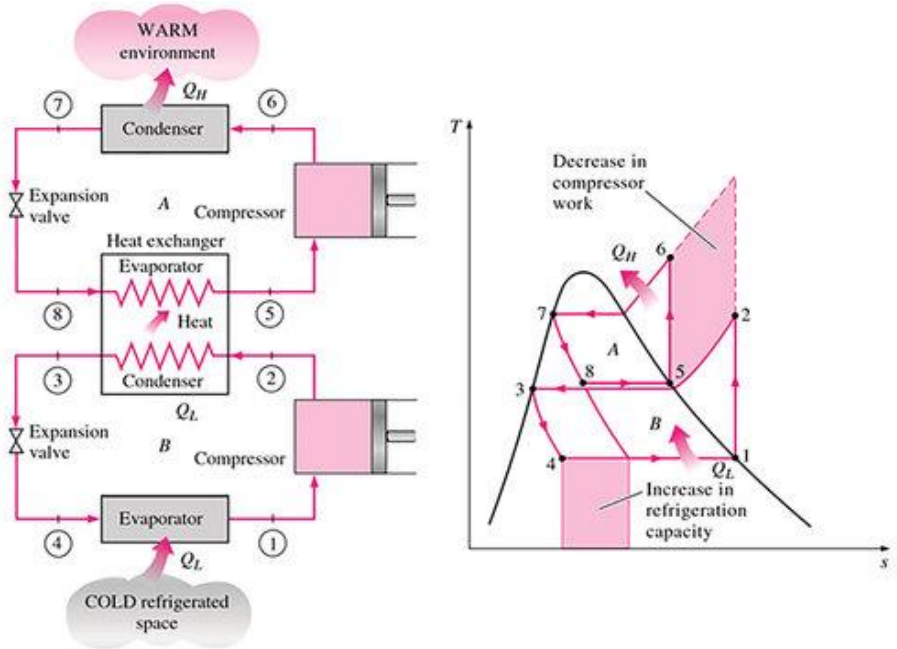
$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c + \dot{W}_{ML} + \dot{W}_F} \qquad \text{(Εξ. 2.4)}$$

όπου $\dot{W}_c, \dot{W}_F, \dot{W}_{ML}$ είναι αντίστοιχα η κατανάλωση ισχύος στο συμπιεστή, στους ανεμιστήρες και λοιπές ηλεκτρικές καταναλώσεις στις κάθε είδους μηχανικές απώλειες του ψυκτικού συγκροτήματος.

2.3Ιδανικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης

Στις βιομηχανικές εφαρμογές πιο σημαντικό κριτήριο για την επιλογή ψυκτικού συστήματος αποτελεί η υψηλή απόδοση του κύκλου και όχι τόσο η απλότητά του. Έτσι, καταφεύγουμε σε λύσεις κύκλων που παρέχουν υψηλότερη απόδοση. Ένας τέτοιος κύκλος είναι είναι ο κύκλος πολυβάθμιας ψύξης, ο οποίος εφαρμόζεται και στη δική μας μελέτη, όπως θα παρουσιαστεί σε επόμενα κεφάλαια. Η παραγωγή ψύξης με πολυβάθμια συμπίεση λειτουργεί ουσιαστικά με συνδυασμό δύο ή περισσοτέρων κύκλων σε σειρά, που συνδέονται με εναλλάκτη θερμότητας. Ο εναλλάκτης λειτουργεί σαν εξατμιστήρας του κύκλου κορυφής και σαν συμπυκνωτής του κύκλου βάσης. Εάν υποθέσουμε μονωμένο εναλλάκτη, και αμελητέες κινητικές και δυναμικές ενέργειες, η μετάδοση θερμότητας από το ρευστό στον κάτω κύκλο θα πρέπει να ισούται με τη μεταδόση θερμότητας στο ρευστό στον πάνω κύκλο. Επομένως, ορίζουμε [11]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}_L(h_1 - h_4)}{\dot{m}_H(h_6 - h_5) + \dot{m}_L(h_2 - h_1)} \quad \text{(Εξ. 2.5)}$$



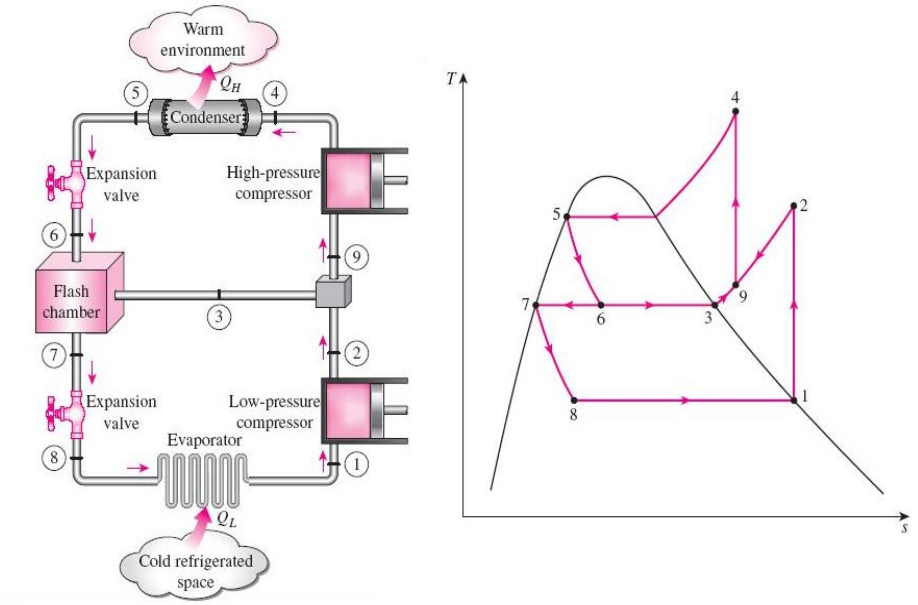
Εικόνα 2.5: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης [13]

Στην περίπτωση αυτή το έργο του συμπιεστή μειώνεται και η θερμότητα που απορροφάται από τον ψυχόμενο χώρο αυξάνεται. Συνεπώς, η πολυβάθμια ψύξη παρουσιάζει βελτιωμένο συντελεστή COP. Ο κάθε κύκλος μπορεί να χρησιμοποιεί διαφορετικό ψυκτικό ανάλογα με τα επιθυμητά χαρακτηριστικά, εφόσον στον εναλλάκτη δεν γίνεται ανάμιξη. Τότε όμως αλλάζουν οι καμπύλες κορεσμού για κάθε ρευστό. Οι δύο κύκλοι στην πράξη είναι επικαλυπτόμενοι για να εξασφαλίζεται η απαραίτητη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των ρευστών, ώστε να γίνεται μεταφορά θερμότητας.

2.3.1 Ιδανικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης με θάλαμο ανάμιξης

Στον προηγούμενο κύκλο, εάν χρησιμοποιείται ένα ψυκτικό μέσο, υπάρχει δυνατότητα αντικατάστασης του εναλλάκτη από ένα θάλαμο ανάμιξης, για καλύτερα χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας. Σε ένα τέτοιο σύστημα το ψυκτικό εκτονώνεται πρώτα σε μια στραγγαλιστική βαλβίδα μέχρι την πίεση του θαλάμου ανάμιξης, που ισούται με την πίεση του συμπιεστή μεταξύ των σταδίων. Κατά τη διάρκεια αυτής της διεργασίας γίνεται εξάτμιση μιας ποσότητας υγρού. Ο κορεσμένος ατμός (3) στη συνέχεια αναμιγνυέται με τον υπέρθερμο ατμό του συμπιεστή χαμηλής πίεσης (2) και το μίγμα εισέρχεται στο συμπιεστή χαμηλής πίεσης (9) (διεργασία

αναγέννησης). Το κορεσμένο υγρό (7) εκτονώνεται σε μια δεύτερη στραγγαλιστική βαλβίδα μέσα στον εξατμιστήρα, όπου απορροφά θερμότητα από τον ψυχώμενο χώρο.



Εικόνα 2.6: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος διβάθμιας ψύξης με θάλαμο ανάμιξης [13]

Ο κύκλος πολυβάθμιας ψύξης με θάλαμο ανάμιξης επιλέγεται στη μελέτη που θα αναλυθεί σε επόμενα κεφάλαια.

2.4Άλλα συστήματα ψύξης

Εκτός από τον κύκλο ψύξης με συμπίεση και τις παραλλαγές του, υπάρχουν διάφορες μέθοδοι ψύξης, οι οποίες διαχωρίζονται ως εξής:

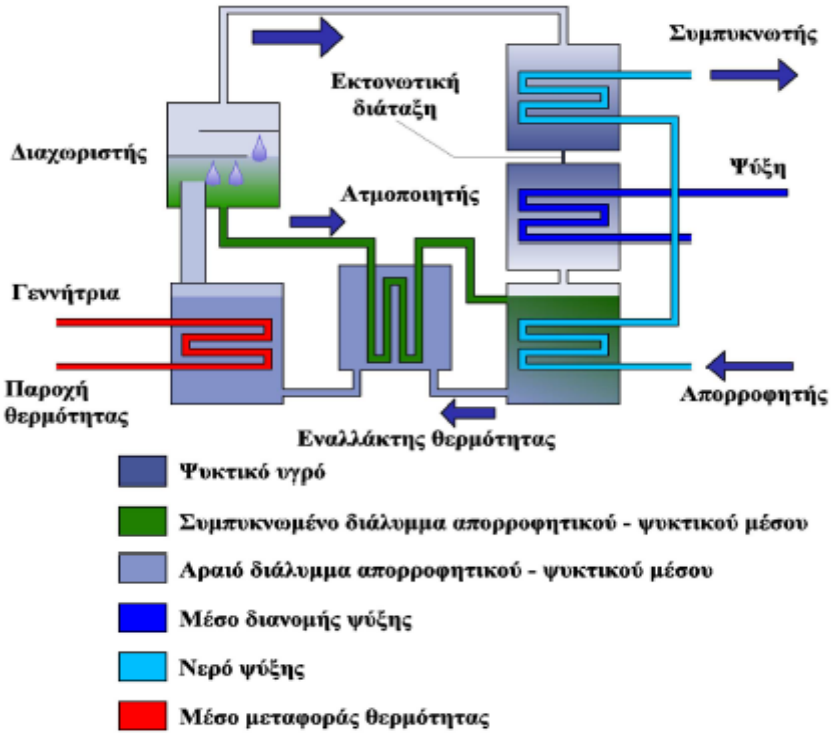
1) Ψύξη με απορρόφηση
2) Εκτόνωση σε στρόβιλο
3) Εκτόνωση σε βαλβίδα
4) Μεικτά ψυκτικά μέσα

Παρακάτω δίνεται μια σύντομη περιγραφή των συστημάτων αυτών.

2.4.1 Ψύξη με απορρόφηση

Οι ψύκτες απορρόφησης ακολουθούν τις βασικές διεργασίες της συμπύκνωσης – εξάτμισης του βασικού ψυκτικού κύκλου για την παραγωγή ψύξης. Όπως μία συμβατική συσκευή παραγωγής ψύξης, διαθέτουν εξατμιστή και συμπυκνωτή. Ωστόσο, αντί του μηχανικού έργου, οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν θερμότητα ως ενεργειακή πηγή. Ο συμπιεστής αντικαθίσταται από ένα σύνθετο μηχανισμό απορρόφησης που αποτελείται από έναν απορροφητή, μια αντλία, μια γεννήτρια, έναν αναγεννητήρα, μια βαλβίδα και έναν ανορθωτή. Η θερμότητα παράγεται είτε άμεσα με καύση καυσίμου σε κάποιο καυστήρα είτε έμμεσα, με χρήση ατμού, ζεστού νερού ή από περίσσεια / ανάκτηση θερμότητας.
Στα συστήματα απορρόφησης χρησιμοποιούνται συνήθως δύο εργαζόμενες ουσίες. Διαχρονικά έχουν δοκιμαστεί πολλά ζεύγη εργασίας. Τα δύο ζεύγη εργασίας που έχουν καθιερωθεί είναι:
• διάλυμα βρωμιούχου λιθίου (LiBr) ως απορροφητικό, με ψυκτικό μέσο νερό,
• νερό ως απορροφητικό, με ψυκτικό μέσο αμμωνία (NH_3).

Για συστήματα ψύξης βρωμιούχου λιθίου-νερού, η πηγή θερμότητας πρέπει να είναι σε ελάχιστη θερμοκρασία των 70-90°C για συστήματα μονού σταδίου. Σε συστήματα που χρησιμοποιούν αμμωνία, η θερμική ενέργεια παρέχεται σε θερμοκρασία 100-120°C (μονού σταδίου). Το ζεύγος νερού-διαλύματος βρωμιούχου λιθίου χρησιμοποιείται σε εφαρμογές ψύξης αέρα, όπου απαιτούνται θερμοκρασίες άνω των 0°C. Το ζεύγος αμμωνίας-νερού χρησιμοποιείται ως επί το πλείστον σε εφαρμογές κατάψυξης, με χαμηλές θερμοκρασίες εξάτμισης, μικρότερες των 0°C. Τα επίπεδα πίεσης της μηχανής αμμωνίας-νερού είναι συνήθως υψηλότερα της ατμοσφαιρικής πίεσης, ενώ οι μηχανές νερού - βρωμιούχου λιθίου λειτουργούν κατά κανόνα σε μερικό κενό.
Τα συστήματα αμμωνίας-νερού έχουν σχεδιαστεί κυρίως για βιομηχανικές εφαρμογές ψύξης, π.χ. ψύξη τροφίμων ή διαδικασία κατάψυξης, με θερμοκρασίες εξάτμισης περίπου στους -60°C. Αυτό το είδος των μηχανών είναι προτιμότερο να χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες κοντά ή χαμηλότερες των 0°C, δεδομένου ότι οι μονάδες νερού-βρωμιούχου λιθίου δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε αυτό το εύρος θερμοκρασίας. Καθώς η υγρή αμμωνία ρέει μέσα στις σωληνώσεις του εξατμιστή ψύξης νερού χαμηλής πίεσης, ένα μέρος της ατμοποιείται, απάγοντας θερμότητα από το νερό που διέρχεται από τον εξατμιστή. Το παραγόμενο ψυχρό νερό χρησιμοποιείται για την ψύξη . Η μεταφορά της θερμότητας από το νερό θερμαίνει την υγρή αμμωνία με αποτέλεσμα να ατμοποιείται μεγαλύτερη ποσότητά της και έτσι να προκαλείται περισσότερη ψύξη. [12]



Εικόνα 2.7: Σχηματικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση [12]

2.4.2 Ψύξη με εκτόνωση σε στρόβιλο

Η μέθοδος αυτή είναι αρκετά διάσημη χάρη στο χαμηλό σχετικό κόστος και την απλότητά της. Η τελική θερμοκρασία που επιτυγχάνεται εξαρτάται από το λόγο πίεσης, την ποσότητα ρευστού που παράγεται και το μέγεθος του έργου. Έχουν επιτευχθεί μεγάλες θερμοκρασιακές διαφορές, ΔΤ, όσον αφορά τις κρυογενικές εφαρμογές (από ανάκτηση αιθανίου μέχρι και ολική υγροποίηση). Οι στρόβιλοι προσφέρουν εφαρμογές σε υψηλότερες θερμοκρασίες από τις ελάχιστες που μπορούν να επιτευχθούν και έχουν γίνει πολύ διαδεδομένοι για τον έλεγχο του σημείου δρόσου των υδρογονανθράκων, όπου δεν ξεπερνιούνται οι -30°C. Υπάρχουν διάφορα είδη στροβίλων που ανάλογα με τα κατασκευαστικά τους χαρακτηριστικά προσφέρουν πτώση πίεσης με διαφορετικό τρόπο. Ο τύπος του στροβίλου εξαρτάται κυρίως από την παρουσία υγρού στον στρόβιλο και την ποσότητα υγρού που μπορεί να διαχειριστεί, καθώς τότε απαιτείται πιο στιβαρή κατασκευή, εφόσον το υγρό μπορεί να καταστρέψει τα περιστρεφόμενα μέρη. [12]

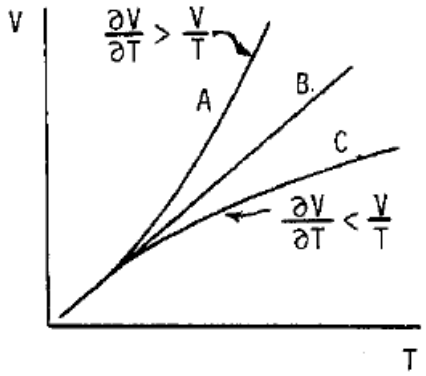
2.4.3 Ψύξη με εκτόνωση σε βαλβίδα

Το σύστημα ψύξης με εκτονωτική βαλβίδα είναι αρκετά απλό και βρίσκει εφαρμογή

σε περιπτώσεις όπου είναι δυνατή μικρή πρώτη πίεσης και δεν απαιτούνται πολύ χαμηλές θερμοκρασίες. Η πτώση πίεσης σε μια βαλβίδα είναι μια ισενθαλπική διαδικασία και εάν δεν υπάρχει σχηματισμός υγρού, η διαδικασία περιγράφεται από την εξίσωση 2.6 [14]:

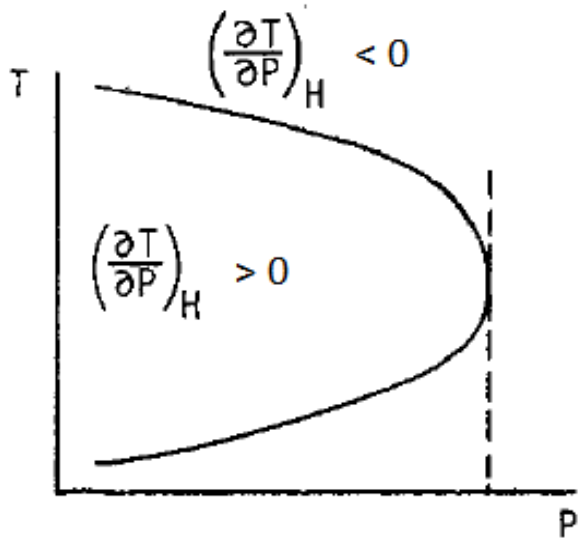
$$\mu = \left(\frac{\delta P}{\delta T}\right)_H = \frac{(T(\frac{\delta V}{\delta T})_P - V)}{C_P} \qquad \text{(Εξ. 2.6)}$$

Όπου ο συντελεστής μ ονομάζεται *συντελεστής Joule-Tomson* και μπορεί να πάρει είτε θετικές είτε αρνητικές τιμές ανάλογα με το σχετικό μέγεθος των όρων του αριθμητή, όπως φαίνεται στην εικόνα (2.8)



Εικόνα2.8: Καμπύλη V-T κατά την εκτόνωση σε διάταξη βαλβίδας [14]

Η καμπύλη Β αντιστοιχεί σε ιδανικό αέριο, το οποίο κατά την εκτόνωση διατηρεί σταθερή τη θερμοκρασία του. Στην περίπτωση Α, όπου η στιγμιαία κλίση της καμπύλης V-T είναι μεγαλύτερη από τη σταθερή κλίση της καμπύλης Β, το αέριο ψύχεται κατά την εκτόνωση. Αντίθετα, η καμπύλη C αντιστοιχεί σε αέριο το οποίο θερμαίνεται κατά την εκτόνωση.



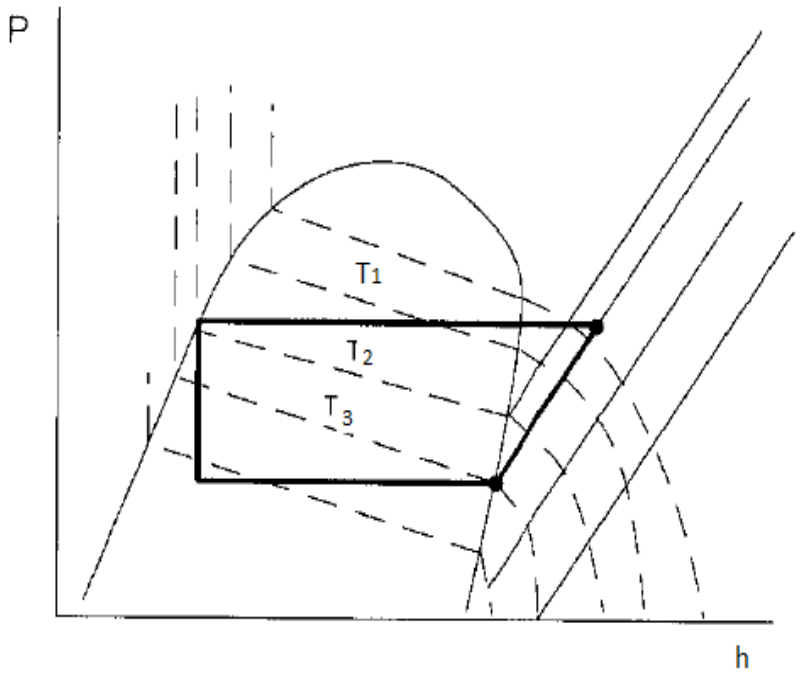
Εικόνα 2.9: Θερμοκρασία αναστροφής συναρτήσει της πίεσης [14]

Τα περισσότερα αέρια παρουσιάζουν μια χαρακτηριστική θερμοκρασία κατά την οποία η καμπύλη V-T αλλάζει κλίση, και η οποία ονομάζεται θερμοκρασία αναστροφής. Στη εικόνα (2.9) παρουσιάζεται η θερμοκρασία αναστροφής συναρτήσει της πίεσης. Έξω από την καμπύλη το αέριο θερμαίνεται κατά την εκτόνωση, ενώ μέσα από αυτήν ψύχεται. Οι περισσότεροι ελαφριοί υδρογονάνθρακες σε εκτονώσεις χαμηλών τιμών πίεσης, ψύχονται. Σε πιέσεις μεγαλύτερες των 60 MPa, οι πολλοί αέριοι υδρογονάνθρακες θερμαίνονται κατά την εκτόνωση.

2.4.4 Μεικτά ψυκτικά μέσα

Μια εναλλακτική μέθοδος της σταδιακής ψύξης, αποτελεί η ψύξη με χρήση μείγματος ως ψυκτικό μέσο, που αποτελείται από δύο ή περισσότερα συστατικά. Η εφαρμογή είναι πιο συχνή σε χαμηλές θερμοκρασίες και σε εγκαταστάσεις υγροποιημένου φυσικού αερίου. Τα πιο ελαφριά συστατικά μειώνουν τη θερμοκρασία εξάτμισης, ενώ τα βαρύτερα επιτρέπουν την συμπύκνωση σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Η διαδικασία της εξάτμισης γίνεται σε ένα εύρος θερμοκρασιών, και όχι σε μια σταθερή θερμοκρασία όπως συμβαίνει με το ένα συστατικό, όπως φαίνεται και στο διάγραμμα p-h της εικόνας (2.10). Το μείγμα επιλέγεται ώστε η καμπύλη εξάτμισής του να ταιριάζει με την καμπύλη ψύξης του ρευστού λειτουργίας. Η ανταλλαγή θερμότητας γίνεται συνήθως με εναλλάκτη αντιρροής. Τα μείγματα έχουν καλύτερη θερμική αγωγιμότητα, αφού η ψύξη γίνεται πάντα στην χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία, και ο εξοπλισμός είναι πιο απλός από τον αντίστοιχο της σταδιακής ψύξης. Μειονεκτήματα αποτελούν ο πιο περίπλοκος σχεδιασμός καθώς και η τάση των βαρύτερων συστατικών

να συγκεντρώνονται στο σύστημα ψύξης (chiller) εάν δεν έχει εξατμιστεί πλήρως το ψυκτικό. [14]



Εικόνα 2.10: Διάγραμμα p-h μείγματος ψυκτικού [14]

3. ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ

Ως ψυκτικά μέσα χαρακτηρίζονται εκείνα τα ρευστά τα οποία μεταφέρουν τη θερμότητα εντός των ψυκτικών εγκαταστάσεων και συγκεκριμένα απορροφούν θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και την απορρίπτουν στο περιβάλλον. Κατά τον σχεδιασμό των ψυκτικών συστημάτων, υπάρχει διαθέσιμη μια ποικιλία από ψυκτικά μέσα, όπως είναι τα φυσικά ρευστά (αμμωνία, διοξείδιο του άνθρακα), οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), οι υδρογονοχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και οι υδρογονοφθοράνθρακες (HFCs), ο αέρας (στον κλιματισμό αεροσκαφών), ακόμη και το νερό (για εφαρμογές πάνω από το σημείο ψύξης) μεταξύ των οποίων θα πρέπει να γίνει κάποια επιλογή. Η επιλογή του ψυκτικού μέσου εξαρτάται από την προς εξέταση κατάσταση. Σημαντικό χαρακτηριστικό ενός ψυκτικού ρευστού είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης σε ατμοσφαιρική πίεση η οποία είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος έτσι ώστε να είναι δυνατή η εκμετάλλευση της χαμηλής θερμοκρασίας στις ψυκτικές εγκαταστάσεις.

3.1Συνήθη ψυκτικά μέσα

Οι περισσότεροι τομείς της βιομηχανίας εξακολουθούν να καλύπτονται από την *αμμωνία*, παρά το γεγονός ότι είναι τοξική. Η χρήση αμμωνίας είναι πιο κοινή στην ψύξη τροφίμων και παγωτών καθώς και στην παραγωγή πάγου, στην ψύξη βιομηχανικών φαρμάκων και σε άλλες διεργασίες. Τα πλεονεκτήματα της αμμωνίας ως προς τα άλλα ψυκτικά είναι: α) χαμηλό κόστος, β) υψηλότεροι συντελεστές λειτουργίας COP (και συνεπώς χαμηλότερο ενεργειακό κόστος) , γ) ευνοϊκότερες θερμοδυναμικές ιδιότητες, δ) ιδιότητες μεταφοράς, οι οποίες συνεπάγονται υψηλότερους συντελεστές θερμικής μεταφοράς (απαιτούνται μικρότεροι και φθηνότεροι εναλλάκτες θερμότητας), ε) μεγαλύτερη ικανότητα ανίχνευσης ενδεχόμενων διαρροών, στ) καμία επίδραση στην καταστροφή του όζοντος και καμία άμεση επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Το κύριο μειονέκτημα είναι η τοξικότητά της που την καθιστά ακατάλληλη για οικιακή χρήση. [11]

Το *διοξείδιο του άνθρακα* (CO_2) δεν έχει καμία επίδραση στην καταστροφή του όζοντος και έχει αμελητέα άμεση επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, όταν χρησιμοποιείται ως ψυκτικό σε κλειστό κύκλωμα. Δεν είναι εύφλεκτο, είναι χημικά αδρανές και βαρύτερο από τον ατμοσφαιρικό αέρα. Σε υψηλές συγκεντρώσεις είναι επιβλαβές για την ανθρώπινη υγεία, ενώ ως ψυκτικό μέσο είναι λιγότερο αποδοτικό από την αμμωνία, αλλά είναι πιο ασφαλές, κάτι το οποίο το καθιστά κατάλληλο για μικρές εγκαταστάσεις. Τέλος είναι ένα ρευστό το οποίο βρίσκεται άφθονο στη φύση και δεν υπάρχει καμία ανάγκη για ανακύκλωσή του.

Εδώ και πολλά χρόνια έχουν τεθεί σε λειτουργία ψυκτικές εγκαταστάσεις που χρησιμοποιούν *υδρογονάνθρακες*, όπως το προπάνιο (R290, C_3H_8), το προπένιο (R1270, C_3H_6) και το ισο-βουτάνιο (R600a, C_4H_{10}). Οι υδρογονάνθρακες είναι άχρωμα και σχεδόν άοσμα αέρια, τα οποία υγροποιούνται υπό πίεση και δεν επηρεάζουν την καταστροφή του όζοντος ούτε σημαντικά το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Χάρη στα εξαιρετικά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά τους, παρουσιάζουν ιδιαίτερα καλή ενεργειακή απόδοση ως ψυκτικό μέσο. Είναι εύφλεκτοι, αλλά με τους ισχύοντες κανονισμούς ασφαλείας οι απώλειες του συγκεκριμένου ρευστού είναι μηδαμινές. Οι υδρογονάνθρακες είναι εύκολα και φθηνά διαθέσιμοι σε όλο τον κόσμο. Τα βρίσκουμε πιο συχνά σε μικρές βιομηχανικές εγκαταστάσεις που οι ψυκτικές απαιτήσεις είναι χαμηλές. Το προπάνιο είναι με διαφορά το πιο διάσημο ψυκτικό σε εφαρμογές αερίων. Είναι πολύ εύκολα διαθέσιμο, οικονομικό και έχει «καλή» καμπύλη πίεσης αερίου. Είναι γενικά εύφλεκτο αλλά αυτό μπορεί να ρυθμιστεί με κατάλληλο σχεδιασμό και λειτουργία της εγκατάστασης. [15], [16]

Τα *φρέον* χρησιμοποιούνται επίσης πολύ, καθώς είναι μη τοξικά και μη εύφλεκτα. Οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), όπως είναι τα ψυκτικά R-11, R-12, έχουν περιοριστεί λόγω των περιβαλλοντικών προβλημάτων που επέφεραν. Με την πάροδο του χρόνου , παρατηρήθηκε ότι η απελευθέρωση χλωροφθορανθράκων στην ατμόσφαιρα είχε μεγάλη επίδραση στο φαινόμενο της διάσπασης της στοιβάδας του όζοντος και ότι είχαν κακές τιμές ως προς το δείκτη ODP (Ozone depletion potential). Οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), δηλαδή CFCs που περιέχουν και ένα τουλάχιστον μόριο υδρογόνου, θεωρούνται περιβαλλοντικά αποδεκτοί. Συγκρινόμενοι με τους χλωροφθοράνθρακες (CFCs) είναι λιγότερο σταθεροί και έχουν χαμηλότερο δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP=0,02-0,06). Ήδη το R-22 χρησιμοποιείται ως αντικατάστατο των R-11, R-12. Οι μερικώς αλογονωμένοι φθοράνθρακες (HFCs), δεν έχουν δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP=0) και έχουν χαμηλή επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου (GWP=122-14.310). Τα φρέον είναι ακριβά και τυχόν απώλειες του συστήματος επιφέρουν σημαντικό λειτουργικό κόστος. Είναι επίσης δύσκολη η μεταφορά μεγάλων ποσοτήτων και ορισμένα από αυτά απαιτούν ξηρό περιβάλλον για να μην σχηματίζονται ένυδρες μορφές.

3.2 Επιθυμητές ιδιότητες ψυκτικών μέσων

Η πρακτική επιλογή ψυκτικού μέσου περιορίζεται από τις επιθυμητές ιδιότητες κατά τη λειτουργία καθώς και τη δυνατότητα εξάτμισης και συμπύκνωσης σε λογικές τιμές πιέσεων, στη θερμοκρασία που θέλουμε να φτάσουμε. Πιο συχνές επιλογές αποτελούν το προπάνιο, η αμμωνία, τα ψυκτικά R12 ή R22 για θερμοκρασίες πάνω από τους -40°C. Σε κρυογενικές συνθήκες μπορούν να χρησιμοποιηθούν το μεθάνιο και το αιθυλένιο. Γενικά, το χαμηλότερο πρακτικό όριο κάθε ψυκτικού αποτελεί το σημείο

βρασμού σε ατμοσφαιρική πίεση. Καλό είναι να διατηρείται θετική πίεση για να διατηρείται και η καλή αποδοτικότητα του συμπιεστή, να μειώνεται ο όγκος του απαιτούμενου εξοπλισμού και να αποφεύγεται η εισαγωγή αέρα στο σύστημα ψύξης. [17]

Παλαιότερα, το βασικό κριτήριο για την επιλογή ψυκτικού μέσου ήταν η μεγιστοποίηση της απόδοσης. Τα τελευταία χρόνια όμως, λαμβάνονται πολύ σοβαρά υπόψη κι άλλα κριτήρια, όπως είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, η ασφάλεια κλπ. Δύο πολύ σημαντικές παράμετροι για έναν κύκλο είναι οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις λειτουργίας του, οι οποίες εξαρτώνται από τις αντίστοιχες κρίσιμες τιμές του εργαζόμενου μέσου που έχει επιλεχθεί. Βασικό κριτήριο για την επιλογή ενός ψυκτικού είναι να έχει μεγάλο λανθάνον ποσό θερμότητας ατμοποίησης και υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία. Η κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού (Tc)πρέπει να είναι πάντα υψηλότερη της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του συστήματος. Χαμηλές κρίσιμες θερμοκρασίες οδηγούν σε μείωση της απόδοσης του ψυκτικού κύκλου. Ωστόσο, οι πιέσεις δεν πρέπει να είναι πολύ υψηλές για να περιορίζεται η κατανάλωση ενέργειας αλλά και για λόγους ασφαλείας. Ιδιαίτερα η πίεση του σημείου δρόσου του στο συμπυκνωτή θα πρέπει να είναι η χαμηλότερη δυνατή, για να ελαχιστοποιηθεί το κόστος ανά μονάδα επιφάνειας του συμπυκνωτή, και μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για την αποφυγή εισόδου αέρα στο σύστημα. Αύξηση του λόγου πίεσης εκτός του ότι οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού, συμβάλλει στην μείωση του ογκομετρικού βαθμού πλήρωσης του συμπιεστή και άρα στην αύξηση της κατανάλωσης. Η υπερθέρμανση του ατμού μετά την έξοδο απ' τον ατμοποιητή αναλόγως το ψυκτικό, θα πρέπει να προσεχθεί ιδιαίτερα για το λόγο ότι μειώνεται σημαντικά ο ογκομετρικός βαθμός πλήρωσης (λόγω της μεγάλης αύξησης της θερμοκρασίας). Τέλος, εάν το ψυκτικό ρευστό είναι ζεοτροπικό απαιτείται προσοχή στην ρύθμιση της παροχής στον ατμοποιητή μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας, μεταβάλλεται δηλαδή η θερμοκρασία του κατά την ατμοποίηση και συμπύκνωση (αλλαγή φάσης).

Ένα πολύ βασικό κριτήριο για την επιλογή είναι οι ***περιβαλλοντικές επιπτώσεις***, όπως αυτές καθορίζονται από τους δείκτες GWP (Global Warming Potential) και ODP (Ozone Depletion Potential) και τις ισχύουσες νομοθετικές διατάξεις. [15]

- <u>Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (ODP)</u>

  Το όζον (O3) είναι ένα ασταθές αέριο το οποίο μπορεί εύκολα να διασπαστεί, καταστρέφοντας έτσι το στρώμα όζοντος που υπάρχει στην στρατόσφαιρα ή οζοντόσφαιρα (20-40 km από την επιφάνεια της θάλασσας). Η ύπαρξη αυτού του στρώματος είναι πολύ σημαντική καθώς μας προστατεύει από την επίδραση των υπεριωδών ακτινοβολιών στην ανθρώπινη και μη ζωή στη γη. Ο δείκτης ODP είναι ένας δείκτης που χαρακτηρίζει την ικανότητα μιάς χημικής ένωσης να προκαλεί μείωση στο στρώμα του όζοντος και έχει σημείο αναφοράς την βλάβη που προκαλεί το τριχλωροφθορομεθάνιο (R11 ή CFC-11) με ODP=1. Το R-11

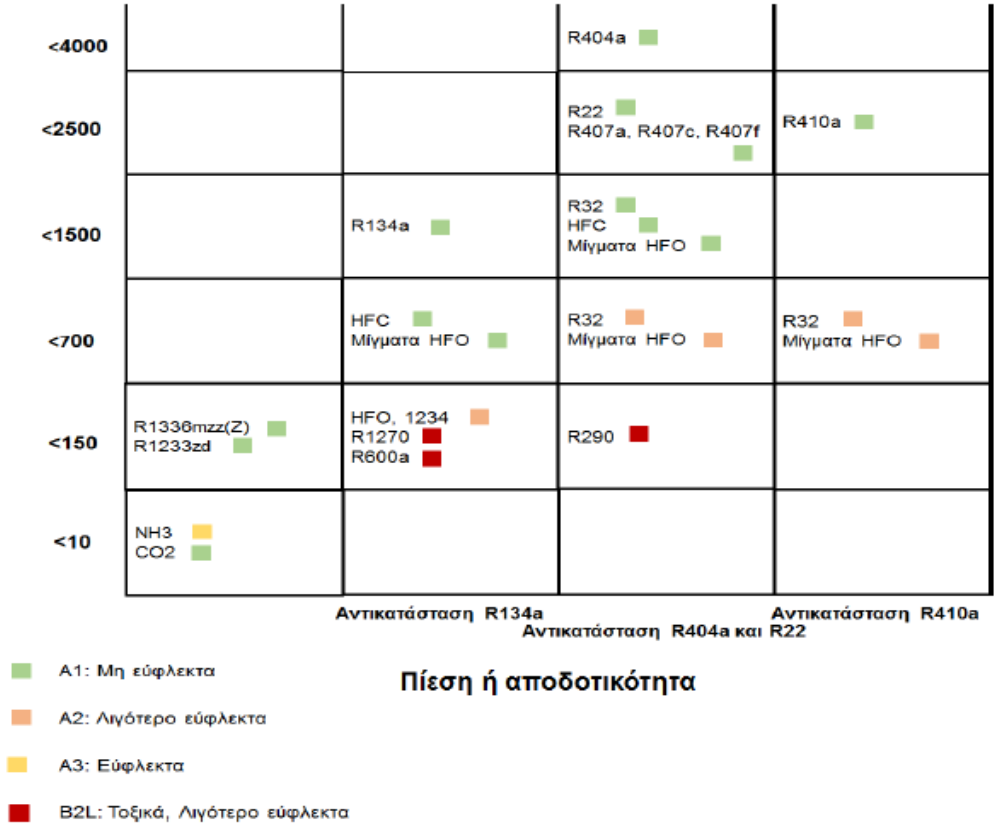
χρησιμοποιείται ως σημείο αναφοράς γιατί έχει 3 άτομα χλωρίου στο μόριό του και άρα το μεγαλύτερο δυνατό αντίκτυπο στην καταστροφή του όζοντος.

- Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης (GWP)

Ο όρος «δυναμικό πλανητικής υπερθέρμανσης» αντιπροσωπεύει το δείκτη, ο οποίος χαρακτηρίζει το κατά πόσο διάφορα αέρια θερμοκηπίου μπορούν και εγκλωβίζουν θερμότητα στην ατμόσφαιρα σε βάθος χρόνου (20, 100 ή και 500 χρόνια) συντελώντας έτσι στην παγκόσμια υπερθέρμανση (Global Warming). Κυρίως το διοξείδιο του άνθρακα αλλά και τα διάφορα ψυκτικά μέσα, που διαφεύγουν στην ατμόσφαιρα, πριν φτάσουν στην στρατόσφαιρα, περνούν από τα διάφορα στρώματα της κατώτερης ατμόσφαιρας όπου παραμένουν για αρκετό διάστημα. Εκεί απορροφούν και κατακρατούν ένα σημαντικό μέρος της θερμότητας που εκπέμπεται από την επιφάνεια της γης προς το διάστημα. Αυτός ο εγκλωβισμός της θερμότητας συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη και τη δημιουργία του «φαινομένου του Θερμοκηπίου». Ως σημείο αναφοράς είναι η δυνατότητα να συγκρατεί θερμότητα η αντίστοιχη ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) του οποίου το GWP=1 σε σχέση με άλλα αέρια.

Σήμερα προτιμώνται ψυκτικά μέσα με μηδενικό ODP και χαμηλό GWP.

Η ασφάλεια των μέσων είναι μία ακόμη παράμετρος η οποία χρειάζεται να εξεταστεί. Σημαντική είναι η ***διαβρωτική*** ικανότητα των μέσων και σκοπός είναι να επιλέγονται όσο το δυνατόν μη διαβρωτικά ρευστά. Ένα δεύτερο χαρακτηριστικό, από το οποίο εξαρτάται η ασφάλεια είναι η ***τοξικότητα***, η οποία πρέπει να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη έως μηδενική προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι κίνδυνοι κατά το χειρισμό ή σε περίπτωση διαρροής. Ένα επιπλέον στοιχείο όσον αφορά την ασφάλεια είναι η ***ευφλεκτότητα***. Είναι εμφανές ότι προτιμώνται τα μη εύφλεκτα ρευστά, προκειμένου να αποτρέπονται εκρήξεις ή πυρκαγιά σε περίπτωση ατυχήματος. Η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα συνήθως εκφράζονται από έναν δείκτη ασφαλείας ASHRAE. Ο δείκτης αυτός αποτελείται από ένα γράμμα, το οποίο αντιπροσωπεύει την τοξικότητα του ψυκτικού μέσου και έναν αριθμό, το οποίο εκφράζει την ευφλεκτότητα. Ας σημειωθεί ότι είναι αναγκαίο το εργαζόμενο μέσο, το οποίο θα επιλεχθεί, να συνοδεύεται με οδηγίες χειρισμού.



Εικόνα 3.1: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα και ιδιότητες [15]

Επίσης, εξετάζεται η ***χημική σταθερότητα*** του ρευστού στη μέγιστη αναμενόμενη θερμοκρασία, λόγω της χημικής αποσύνθεσης των μη σταθερών ρευστών σε υψηλές θερμοκρασίες. Η θερμική αγωγιμότητα του οργανικού μέσου ως υγρό ή ατμός θα πρέπει να είναι μεγάλη για να ελαχιστοποιηθεί η επιφάνεια των εναλλακτών, ενώ η συνεκτικότητα του εργαζόμενου μέσου ως υγρό ή ατμός θα πρέπει να είναι χαμηλή, ώστε να μειωθούν οι απώλειες πίεσης λόγω τριβών και αυξηθεί ο συντελεστής αγωγιμότητας. [15]

Είναι προφανές ότι παράγοντες όπως η ***διαθεσιμότητα*** και το ***κόστος*** του εργαζόμενου μέσου είναι ιδιαίτερα σημαντικοί. Ρευστά που χρησιμοποιούνται ευρέως σε εφαρμογές ψύξης ή στη βιομηχανία είναι ευκολότερο να αποκτηθούν και τείνουν να έχουν χαμηλότερο κόστος, λόγω της μαζικής παραγωγής τους. Μία κακή επιλογή μπορεί να αυξήσει το κόστος λειτουργίας και συντήρησης της εγκατάστασης, αλλά και να δημιουργήσει σοβαρά προβλήματα αν δεν είναι άμεσα διαθέσιμο, για παράδειγμα σε περίπτωση διαρροής. [15]

Τέλος, από οικονομικής πλευράς, το αυξανόμενο σήμερα κόστος των ψυκτικών και του αντίστοιχού του λιπαντικού, όπως επίσης του μεγέθους των σωληνώσεων και των βοηθητικών εξαρτημάτων του συστήματος εξαρτώνται άμεσα από το είδος του ψυκτικού. Το νέο ψυκτικό που θα χρησιμοποιηθεί θα πρέπει, επίσης, να είναι αρκετά

διαδεδομένο ώστε να είναι ανά πάσα στιγμή διαθέσιμο και καθ' όλη τη διάρκεια ζωής της εγκατάστασης

3.3 Κριτήρια επιλογής ψυκτικού μέσου

Ανακεφαλαιώνοντας τα χαρακτηριστικά που αναφέρθηκε παραπάνω ότι θα πρέπει να πληρούν τα ψυκτικά μέσα που θα επιλέξουμε, έχουμε τις ακόλουθες απαιτήσεις: [16]

1.Να μην είναι τοξικά.
2. Να μην είναι εκρηκτικά.
3. Να μην είναι εύφλεκτα.
4. Να είναι άοσμα.
5. Να είναι κατά το δυνατό χημικά ουδέτερα απέναντι στα διάφορα υλικά προς αποφυγή διαβρώσεων και οξειδώσεων.
6. Να είναι χημικά σταθερά στις συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν στις ψυκτικές εγκαταστάσεις κατά την λειτουργία.
7. Να μην αναμειγνύονται με τα λιπαντικά των κινούμενων εξαρτημάτων της εγκατάστασης.
8. Να μην είναι πολύ υψηλή η μέγιστη απαιτούμενη πίεση κατά την λειτουργία.
9. Να διατηρούν στον εξατμιστή πίεση μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής.
10.Να εντοπίζεται εύκολα η διαρροή και να αποκαθίσταται αποτελεσματικά.
11.Για να μπορεί να κυκλοφορεί κατά το δυνατόν μικρότερη ποσότητα ψυκτικού μέσου στο δίκτυο, θα πρέπει τα ψυκτικά μέσα να έχουν μεγάλη θερμότητα εξάτμισης ή μεγάλη θερμοχωρητικότητα.
12.Το σημείο τήξης να είναι αρκετά χαμηλότερο από την χαμηλότερη θερμοκρασία που έχει ο ψυκτικός θάλαμος.
13.Να είναι όσο γίνεται μικρός ο ειδικός όγκος του ψυκτικού μέσου που απαιτείται για την επίτευξη ορισμένης ψυκτικής ισχύος.
14.Για την οικονομική λειτουργία των ψυκτικών εγκαταστάσεων επιλέγονται ψυκτικά μέσα μικρού κόστους αγοράς.
15.Τέλος, επιλέγονται ψυκτικά μέσα με τις ελάχιστες δυνατές περιβαλλοντικές επιπτώσεις, δηλαδή ψυκτικά με μηδενικό ODP και χαμηλό GWP

3.3.1 Επιλογή ψυκτικών μέσων

Στην ενότητα 3.1 αναφέρθηκε η βασική κατηγοριοποίηση των εργαζόμενων μέσων. Από το σύνολο αυτών υπάρχουν ορισμένα μέσα τα οποία πληρούν τα κριτήρια 1-15 και είναι τα πιο αντιπροσωπευτικά της κάθε ομάδας. Τα ψυκτικά αυτά εξετάζονται σε επόμενα κεφάλαια, με σκοπό την επιλογή εκείνου που παρουσιάζει τις καλύτερες

ιδιότητες και συμβάλλει στα καλύτερα αποτελέσματα της μελέτης που αναπτύσσεται. Τα μέσα αυτά είναι τα ακόλουθα 5 [16], [18]:

Προπάνιο: Το προπάνιο είναι με διαφορά το πιο διάσημο ψυκτικό σε εφαρμογές αερίων και αντιπροσωπεύει την ομάδα των υδρογονανθράκων. Είναι πολύ εύκολα διαθέσιμο, οικονομικό και έχει «καλή» καμπύλη πίεσης αερίου. Είναι γενικά εύφλεκτο αλλά αυτό μπορεί να ρυθμιστεί με κατάλληλο σχεδιασμό και λειτουργία της εγκατάστασης. (ODP = 0, GWP = 3)

R134a: Το R134a είναι από τους πιο χαρακτηριστικούς εκπροσώπους της σειράς των υδροφθορανθράκων και συγκεκριμένα από τη σειρά του αιθανίου. Είναι αρκετά οικολογικό και αντικαθιστά το φρέον R22. (ODP = 0, GWP = 1430)

R407C: Το R407C είναι ένα τριπλό μείγμα αποτελούμενο από HFC-32 (23%), HFC-125 (25%) και HFC-134a (52%) και αποτελεί χαρακτηριστικό μείγμα της οικογένειας των ζεοτροπικών μέσων. Αυτό σημαίνει ότι το τελικό μείγμα δεν συμπεριφέρεται σαν μια ουσία. Σε μια δεδομένη πίεση, τα συστατικά εξατμίζονται και συμπυκνώνονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες και όχι στην ίδια. Η έκφραση "Temperature Glide Phenomenon" περιγράφει αυτό ακριβώς το φαινόμενο. Το φαινόμενο Temperature Glide, αν κατανοηθεί πλήρως, θα έχει τεράστια σημασία για τους κατασκευαστές καθώς και για τους αγοραστές των ψυκτών, ως μέσον βελτίωσης της απόδοσης του ψύκτη. Μια βαθύτερη εξέταση αποκαλύπτει ότι το Temperature Glide φαινόμενο του HFC-407C παρέχει ένα πολλά υποσχόμενο πλεονέκτημα, την τεράστια δηλαδή βελτίωση στην απόδοση του ψύκτη. Το HFC-407C μπορεί να είναι ένα εξαιρετικό υποκατάστατο του HCFC-22, όχι μόνο από πλευράς O.D.P. και G.W.P. αλλά και λόγω απόδοσης (efficiency). (ODP = 0, GWP = 1774)

R507A: Το R507A είναι μείγμα με αναλογίες συστατικών 50% R125 και 50% R143A και αποτελεί χαρακτηριστικό εκπρόσωπο των αζεότροπων μιγμάτων. Τα αζεότροπα συμπεριφέρονται σαν ένα ενιαίο συστατικό παρόλο που αποτελούν μείγμα συστατικών και έχουν ένα σημείο βρασμού ίσο με το σημείο δρόσου. Το R507A μπορεί να ανακυκλώνεται χωρίς να αλλοιώνεται η σύστασή του και αυτό αποτελεί μεγάλο πλεονέκτημα στη χρήση του. (ODP = 0, GWP = 3985)

CO_2: Το CO_2 δεν επηρεάζει καθόλου το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Οι πιέσεις λειτουργίας του είναι πολύ υψηλές με αποτέλεσμα να απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στον σχεδιασμό μηχανημάτων που χρησιμοποιούν CO2. Παράλληλα, λόγω των υψηλών λειτουργικών πιέσεων και του ιδιαίτερου σχεδιασμού δημιουργείται ένα υψηλό αρχικό κόστος. (ODP = 0, GWP = 1)

Τα παραπάνω ψυκτικά εξετάζονται ως προς τις φυσικές τους ιδιότητες και συγκρίνονται μεταξύ τους, με σκοπό την επιλογή εκείνου που παρουσιάζει την καλύτερη συμπεριφορά στη συγκεκριμένη εφαρμογή που αναπτύσσεται παρακάτω.

4. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΥΓΡΩΝ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ

Το φυσικό αέριο αποτελεί πλέον μία από τις βασικότερες πηγές ενέργειας με ολοένα και αυξανόμενη χρήση τόσο στον οικιακό όσο και στο βιομηχανικό τομέα, καθώς πρόκειται για ένα αρκετά οικολογικό καύσιμο. Βασικό συστατικό του είναι το μεθάνιο, ενώ συνυπάρχουν σε αυτό σημαντικές ποσότητες βαρύτερων υδρογονανθράκων. [19] Τα υγρά προϊόντα φυσικού αερίου (Natural Gas Liquids, **NGL**) είναι υδρογονάνθρακες μεγαλύτερου μοριακού βάρους από το μεθάνιο, που διαχωρίζονται από το φυσικό αέριο με τη μορφή υγρών. Το μεθάνιο που ανακτάται προωθείται προς πώληση, ενώ τα NGL μπορούν να υποστούν περαιτέρω διαχωρισμό για να χρησιμοποιηθούν σε άλλες εφαρμογές, για παράδειγμα ως πρώτες ύλες σε πετροχημικές εγκαταστάσεις, ως καύσιμα οχημάτων ή ως καύσιμα για θέρμανση. Ο διαχωρισμός των συστατικών του φυσικού αερίου γίνεται σε συστήματα με αποστακτικές στήλες, όπου το φυσικό αέριο ψύχεται για να μεταβεί σε υγρή μορφή, και μέσω μιας αλληλουχίας διεργασιών φτάνει σε τέτοιες συνθήκες, ώστε να είναι δυνατή η απομάκρυνση του εκάστοτε συστατικού του.

4.1Φυσικό αέριο

Η πρόσφατη αύξηση της προσφοράς φυσικού αερίου είναι το αποτέλεσμα βελτιωμένων μεθόδων ανάκτησης, η οποία αποτελεί τεράστια εξέλιξη στον ενεργειακό τομέα. Οι τιμές του φυσικού αερίου έχουν μειωθεί σημαντικά σε ποσοστό χαμηλότερο από το 30% των προηγούμενων τιμών. [10]. Το φθηνό φυσικό αέριο έχει βελτιώσει σημαντικά το κόστος και την κερδοφορία της αμερικανικής χημικής και πετροχημικής βιομηχανίας, ενώ δεν υπάρχει αμφιβολία ότι θα καταστεί ένας σημαντικός καθαρός ενεργειακός πόρος παγκοσμίως τις επόμενες δεκαετίες. Στο σενάριο “New Policies” η χρήση του φυσικού αερίου αυξάνεται κατά μέσο όρο κατά 1,6% ετησίως, φτάνοντας τα 5 τρις κυβικά μέτρα το 2035. Στο ίδιο σενάριο, το μερίδιο του φυσικού αερίου στο παγκόσμιο ενεργειακό μείγμα φτάνει στο 24% το 2035, από 21% που ήταν το 2011. [20] Παράλληλα με αυτή την τάση, η τεχνολογική ανάπτυξη της επεξεργασίας φυσικού αερίου γίνεται όλο και πιο σημαντική στη χημική και πετροχημική βιομηχανία.

Το φυσικό αέριο είναι αέριο μείγμα υδρογονανθράκων με σχετικά μικρό αριθμό ατόμων άνθρακα. Βασικό συστατικό του φυσικού αερίου αποτελεί το μεθάνιο, ενώ συνυπάρχουν σε αυτό και σημαντικές ποσότητες «βαρύτερων» υδρογονανθράκων καθώς και διοξείδιο του άνθρακα, άζωτο, κ.ά. Το φυσικό αέριο που είναι απαλλαγμένο από τους υδρογονάνθρακες πέραν του μεθανίου, δηλαδή το καθαρό μεθάνιο, συχνά αποκαλείται και ξηρό φυσικό αέριο. Αντίστοιχα, το φυσικό αέριο που συμπεριλαμβάνει και άλλους υδρογονάνθρακες εκτός από το μεθάνιο, αποκαλείται και

υγρό φυσικό αέριο. Το φυσικό αέριο είναι άχρωμο και άοσμο. Η χαρακτηριστική του οσμή δίνεται τεχνητά ώστε να γίνεται αντιληπτό σε τυχόν διαρροές. Ανήκει στη δεύτερη οικογένεια των αέριων καυσίμων και είναι ελαφρύτερο από τον αέρα (έχει ειδικό βάρος ίσο με 0,59). [19], [21]

Το φυσικό αέριο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν πηγή ενέργειας ανάλογα με την καθαρότητα στη σύσταση όπως παραλαμβάνεται από το υπέδαφος. Η καύση του σε σχέση με αυτή άλλων καυσίμων όπως ο γαιάνθρακας ή το λάδι, έχει λιγότερο επιβλαβείς συνέπειες για το περιβάλλον. Παράγει, για παράδειγμα, μικρότερες ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα για κάθε μονάδα παραγόμενης ενέργειας. Αποτελεί την καθαρότερη πηγή πρωτογενούς ενέργειας μετά τις ανανεώσιμες μορφές, τα μεγέθη των εκπεμπόμενων ρύπων είναι σαφώς μικρότερα σε σχέση με τα συμβατικά καύσιμα, ενώ η βελτίωση του βαθμού απόδοσης μειώνει τη συνολική κατανάλωση καυσίμου περιορίζοντας την ατμοσφαιρική ρύπανση.

Οι χρήσεις του φυσικού αερίου καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών καθώς: [19]

α) αποτελεί βασική πηγή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας,

β) χρησιμοποιείται στην παραγωγή υδρογόνου,

γ) ως καύσιμο οχημάτων (οικολογικά οχήματα) και

δ) για οικιακή χρήση (μαγειρική, θέρμανση κ.α.).

Άλλες χρήσεις περιλαμβάνουν την παραγωγή γυαλιού, υφασμάτων, ατσαλιού, πλαστικών, ειδών χρωματισμού και άλλων προϊόντων. Τα χαρακτηριστικά του φυσικού αερίου που ευνοούν τη χρήση του στον βιομηχανικό τομέα είναι κυρίως τα εξής [19]:

- ✓ Είναι εφικτή η συνεχής παροχή καυσίμου. Κάτι τέτοιο εξασφαλίζει απρόσκοπτη λειτουργία και αποδεσμεύει κεφάλαια που σε άλλες περιπτώσεις απαιτούνται για τη διατήρηση αποθεμάτων και αποθηκευτικών χώρων
- ✓ Έχει μειωμένες, σε σχέση με άλλα καύσιμα, εκπομπές ρύπων. Έτσι η χρήση του συμβάλλει στο καθαρότερο περιβάλλον και στην καταπολέμηση του φαινομένου του θερμοκηπίου
- ✓ Έχει μειωμένο λειτουργικό κόστος διαχείρισης καυσίμου και συντήρησης
- ✓ Αυξημένη ενεργειακή απόδοση και οικονομία
- ✓ Βελτίωση της ποιότητας των προϊόντων
- ✓ Ευχέρεια χειρισμού και ελέγχου και αποκέντρωση θερμικών χρήσεων

4.2 Υγρά προϊόντα φυσικού αερίου

Η απόσταξη σε χαμηλές θερμοκρασίες παραμένει η πιο σημαντική διεργασία για τον διαχωρισμό και τον καθαρισμό των μιγμάτων, ειδικά όταν πρόκειται για υψηλές ποσότητες μίγματος. Ένα σύστημα με αποστακτική στήλη είναι ένα σημαντικό βιομηχανικό παράδειγμα μιας τέτοιας διαδικασίας που περιλαμβάνει αλληλεπιδράσεις

μεταξύ του συστήματος διαχωρισμού, του συστήματος ψύξης και του συστήματος ανάκτησης θερμότητας. Η νέα γενιά μονάδων NGL δημιουργείται με βάση τη μείωση των σταθερών και λειτουργικών εξόδων για μια συγκεκριμένη παραγωγή, κάτι που απαιτεί βέλτιστο σχεδιασμό και αποτελεσματική λειτουργία της διαδικασίας. [9]

Η σύσταση του φυσικού αερίου περιλαμβάνει, όπως αναφέρθηκε, μεθάνιο, βαρύτερους υδρογονάνθρακες (π.χ. αιθάνιο, προπάνιο και βουτάνιο) και άλλες ακαθαρσίες. Τα υγρά προϊόντα φυσικού αερίου (NGL) μπορούν να ανακτηθούν από το φυσικό αέριο μέσω διαφόρων διεργασιών διαχωρισμού, για να δώσουν προϊόντα όπως το υγροποιημένο αέριο πετρελαίου (LPG), καθαρό μεθάνιο, αιθάνιο κλπ. Οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες πρέπει να διαχωρίζονται από το μεθάνιο, με σκοπό την παραλαβή φυσικού αερίου καλής ποιότητας, αλλά και επειδή τα NGL αποτελούν αξιόλογη πηγή εσόδων. Τα προϊόντα NGL έχουν σημαντικά μεγαλύτερη θερμιδική αξία από το κύριο προϊόν, που είναι το μεθάνιο. Τα ελαφρύτερα κλάσματα NGL, μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως πρώτη ύλη για τα διυλιστήρια, ενώ οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως μείγμα βενζίνης. [17]

Παράλληλα, οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες πρέπει επίσης να διαχωρίζονται για τους ακόλουθους λόγους:

- Το πεντάνιο και οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες με υψηλό σημείο πήξης μπορεί να προκαλέσουν ψύξη και επακόλουθη δυσλειτουργία του εξοπλισμού διεργασίας κατά τη διάρκεια της υγροποίησης.
- Οι βαρείς υδρογονάνθρακες (π.χ. LPG και βαρύτεροι υδρογονάνθρακες από το πεντάνιο) συχνά έχουν υψηλότερη οικονομική αξία από το υγροποιημένο φυσικό αέριο (LNG), διότι θα μπορούσαν να χρησιμεύσουν ως βασική πηγή για πετροχημικές εγκαταστάσεις.
- Οι περισσότερες συμβάσεις ΥΦΑ καθορίζουν ένα εύρος αποδεκτών τιμών θερμαντικής αξίας, το οποίο απαιτεί την απομάκρυνση βαρύτερων υδρογονανθράκων. Έτσι, το λαμβανόμενο ΥΦΑ δεν υπερβαίνει το ανώτατο όριο της εκάστοτε θερμαντικής αξίας (heating value). [17] (Lee, et al., 2014).

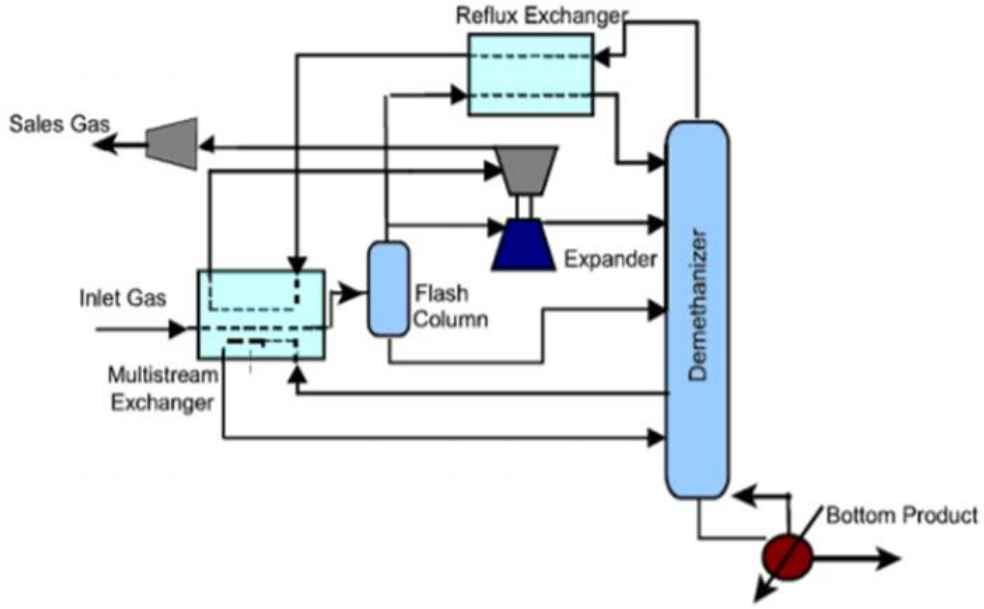
Η διαδικασία κλασματοποίησης NGL είναι η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος για τον διαχωρισμό των συστατικών του NGL, όπου χρησιμοποιούνται αρκετές στήλες απόσταξης για την παραγωγή προϊόντων. Ωστόσο, αυτές οι διεργασίες απόσταξης έχουν υψηλές απαιτήσεις σε ενέργεια και επομένως η βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης του διαχωρισμού NGL είναι ένας από τους κύριους στόχους για τη μείωση του κόστους (Kim, et al., 2016).

4.3 Διεργασία κλασματοποίησης NGL

Η καρδιά της ανάκτησης του NGL είναι το σύστημα για τον διαχωρισμό του μεθανίου από τους βαρείς υδρογονάνθρακες (απομεθανιωτής - demethanizer). Οι διαχωρισμοί σε χαμηλές θερμοκρασίες χαρακτηρίζονται από μεγάλες αλληλεπιδράσεις μεταξύ των συστημάτων διαχωρισμού και ψύξης, δηλαδή μεταξύ της σύνθετης αποστακτικής

στήλης και των άλλων εξαρτημάτων ροής, συμπεριλαμβανομένων του στροβιλο-διαστολέα (expander), των μονάδων εκτόνωσης (flash), του εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων και της εξωτερικής ψυκτικής μονάδας. Μπορεί να είναι ωφέλιμο να ψύχεται η τροφοδοσία ή να χωρίζεται σε διάφορους διαχωριστές flash σε διαφορετικές πιέσεις πριν εισέλθει στη στήλη σε διαφορετικά επίπεδα. Η ψύξη της τροφοδοσίας πραγματοποιείται κανονικά με συναλλαγή θερμότητας με το προϊόν κορυφής σε έναν εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων. Παρομοίως, η θερμότητα για απόσταξη που απαιτείται από τους πλευρικούς επανακυκλοφορείς, μπορεί να παρέχει ψύξη στο ρεύμα τροφοδοσίας, πράγμα που συμβάλλει στην ελαχιστοποίηση της χρήσης εξωτερικής ψύξης για πρόψυξη της τροφοδοσίας. Ο διαχωρισμός απαιτεί πολύ χαμηλές θερμοκρασίες και αυτή η επιπλέον ανάγκη για ψύξη μπορεί να εκπληρωθεί από τον στρόβιλο. [22]

Σε ένα τυπικό σύστημα ανάκτησης NGL το αέριο εισόδου ψύχεται με συναλλαγή θερμότητας με το αέριο πώλησης σε έναν εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων και μέσω της ανακυκλοφορίας της στήλης. Το μερικώς συμπυκνωμένο αέριο τροφοδοσίας αποστέλλεται σε ένα διαχωριστή (flash). Ο ατμός που παράγεται στη συνέχεια χωρίζεται σε δύο μέρη. Το πρώτο μέρος ψύχεται μέσω του στροβίλου για να ληφθούν οι χαμηλές θερμοκρασίες που απαιτούνται για την υψηλή ανάκτηση του αιθάνιου στον πυθμένα της στήλης και κατόπιν τροφοδοτείται στην αποστακτική στήλη σε ανώτερο ρεύμα τροφοδοσίας. Το δεύτερο μέρος πηγαίνει σε έναν υποψύκτη και αποστέλλεται ως εξωτερικό ρεύμα αναρροής στη στήλη. Το υγρό από τον flash διαχωριστή τροφοδοτείται κατευθείαν στην αποστακτική ως κατώτερο τροφοδοτικό ρεύμα. Το προϊόν κορυφής από τη στήλη ψύχει το αέριο εισόδου και στη συνέχεια συμπιέζεται στην πίεση του αγωγού και παραδίδεται ως αέριο πώλησης. Το προϊόν από τον πυθμένα της στήλης μπορεί να κλασματοποιηθεί περαιτέρω για να παράγει καθαρό αιθάνιο και βαρύτερα συστατικά, όπως προπάνιο, βουτάνια και βαρύτερους υδρογονάνθρακες. Όταν το κλάσμα των συμπυκνώσιμων συστατικών που υπάρχουν στο αέριο τροφοδοσίας είναι σχετικά χαμηλό, η εγκατάσταση μπορεί να λειτουργήσει χωρίς εξωτερική ψύξη. Διαφορετικά, απαιτείται μηχανική ψύξη εκτός από την ψύξη που παρέχεται από τη διαδικασία εκτόνωσης στο στρόβιλο. Οι απαιτήσεις συμπίεσης και ψύξης κυριαρχούν τόσο στο πάγιο κόστος όσο και στο κόστος λειτουργίας σε αυτή τη διαδικασία. Ένα σχεδιάγραμμα του κύκλου αυτού φαίνεται στην εικόνα (4.1) [22].



Εικόνα 4.1: Τυπικό σύστημα διαχωρισμού φυσικού αερίου[22]

4.3.1 Εξωτερικός ψυκτικός κύκλος

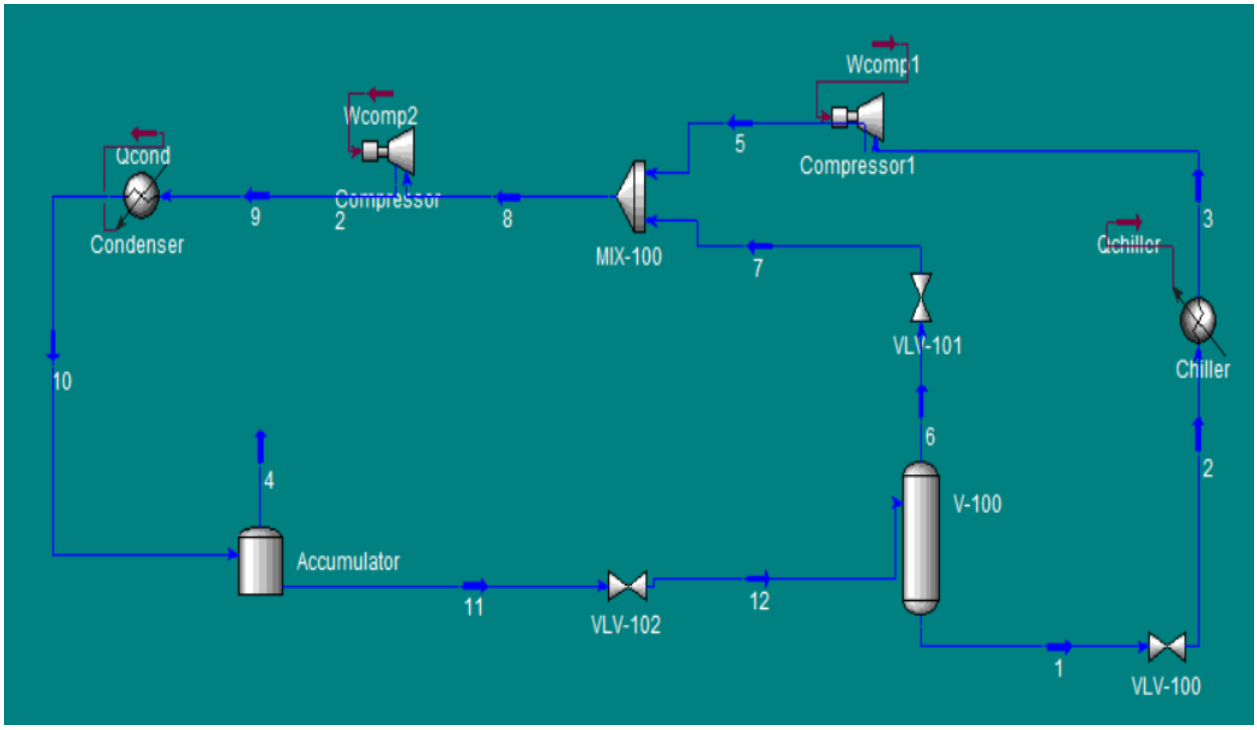
Ένα σημαντικό κόστος στις διεργασίες ανάκτησης της NGL σχετίζεται με την ψύξη που απαιτείται για να ψύχεται το αέριο εισόδου. Ψύξη για αυτές τις διαδικασίες ανάκτησης χαμηλής θερμοκρασίας μπορεί να παρέχεται από εξωτερικά συστήματα ψύξης χρησιμοποιώντας αιθάνιο ή προπάνιο ως συνήθη ψυκτικά μέσα. Στις περισσότερες περιπτώσεις, η ψύξη παρέχεται μέσω στροβίλου απ'όπου διέρχεται η συμπιεσμένη τροφοδοσία φυσικού αερίου. Το πόσο ψυχρό θα είναι το ρεύμα που έρχεται από τον πλευρικό εναλλάκτη είναι επίσης σημαντικό, καθώς η παροχή ψύξης σε θερμοκρασίες χαμηλότερες από τη θερμοκρασία του επανατροφοδότη στήλης μπορεί να μειώσει σημαντικά το κόστος ψύξης. Η θερμοκρασία του διαχωριστή υψηλής πίεσης έχει σημαντικό αποτέλεσμα καθώς επηρεάζει την αναλογία ατμού/υγρού που εξέρχεται από τον διαχωριστή φλας, γεγονός που με τη σειρά του επηρεάζει την απόδοση της στήλης και την υπόλοιπη διαδικασία. Εάν η συνολική ψύξη που παρέχεται από την ανάκτηση του ψυχρού ρεύματος από την κορυφή και τις πλευρικές επανακυκλοφορές είναι ανεπαρκής για να επιτευχθεί η απαιτούμενη θερμοκρασία στην επιλεγμένη πίεση, τότε υπολογίζεται η ποσότητα εξωτερικής ψύξης από τον ψυκτικό κύκλο. [22]

Η νέα γενιά μονάδων NGL δημιουργείται με βάση τη μείωση των σταθερών και λειτουργικών εξόδων για μια συγκεκριμένη παραγωγή. Στο σύστημα ψύξης κατά την ανάκτηση NGL η κατανάλωση ενέργειας είναι υψηλή και ως εκ τούτου η ελαχιστοποίηση του έργου που καταναλώνεται στον κύκλο ψύξης αποτελεί ένα αποτελεσματικό μέτρο για τη μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης και του κόστους της μονάδας ανάκτησης NGL. Οι παλαιότερες μονάδες υγροποιημένου φυσικού αερίου δεν διέθεταν τον κύκλο πρόψυξης, αλλά το φυσικό αέριο ψυχόταν απευθείας στους -

160 ºC όπου και υγροποιείται. Ο κύκλος αυτός είναι ο πρώτος κύκλος μιας διαδικασίας ΥΦΑ που αφαιρεί τη θερμότητα από φυσικό αέριο σε μια περιοχή θερμοκρασιών μεταξύ -30 °C και -55 °C, ανάλογα με την τεχνολογία πρόψυξης που εφαρμόζεται. [17] Η ισχύς του εξατμιστή και τα επίπεδα των θερμοκρασιών επηρεάζουν και καθορίζουν την ψυκτική ικανότητα του κύκλου. Τα προϊόντα του εξατμιστή είναι τα τελικά προϊόντα του κύκλου προς το περιβάλλον.

Ως αποτέλεσμα της τεχνολογικής προόδου, ο κύκλος πρόψυξης μπορεί να σχεδιαστεί είτε με καθαρό ψυκτικό είτε με μείγμα ψυκτικών μέσων. Η ερευνητική ομάδα του Castillo (Castillo et al., 2013) ανέφερε ότι το 95% των σημερινών εγκαταστάσεων υγροποιημένου φυσικού αερίου χρησιμοποιεί τον κύκλο πρόψυξης, από το οποίο το 85% κυριαρχείται από το ψυκτικό προπάνιο σε σύγκριση με τα μεικτά ψυκτικά μέσα [17] (Khan et al., 2016).

Στην εικόνα 4.2 παρουσιάζεται ο ψυκτικός κύκλος που προσομοιώθηκε στο λογισμικό UniSim Design® της εταιρείας Honeywell.



Εικόνα 4.2: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου σε περιβάλλον Unisim

Το ρεύμα 1 προέρχεται από τη δεξαμενή V-100 ως υγρό εργαζόμενο μέσο και περνάει από μια βαλβίδα εκτόνωσης για να μειωθεί η πίεση τόσο ώστε να εισέλθει στον ατμοποιητή (chiller) ως ρεύμα 2. Στην έξοδο του ατμοποιητή το ρεύμα 3 είναι πλέον κορεσμένος ατμός, ενώ παράγεται ψυκτικό φορτίο (Qchiller). Εν συνεχεία, το ρεύμα 3 εισέρχεται στον πρώτο συμπιεστή με σκοπό την αύξηση τόσο της πίεσης όσο και της θερμοκρασίας του και ως ρεύμα 5 φτάνει στο θάλαμο ανάμιξης (mix-100). Ταυτόχρονα στο θάλαμο ανάμιξης φτάνει το ρεύμα 7. Το ρεύμα 7 είναι το αέριο εργαζόμενο μέσο

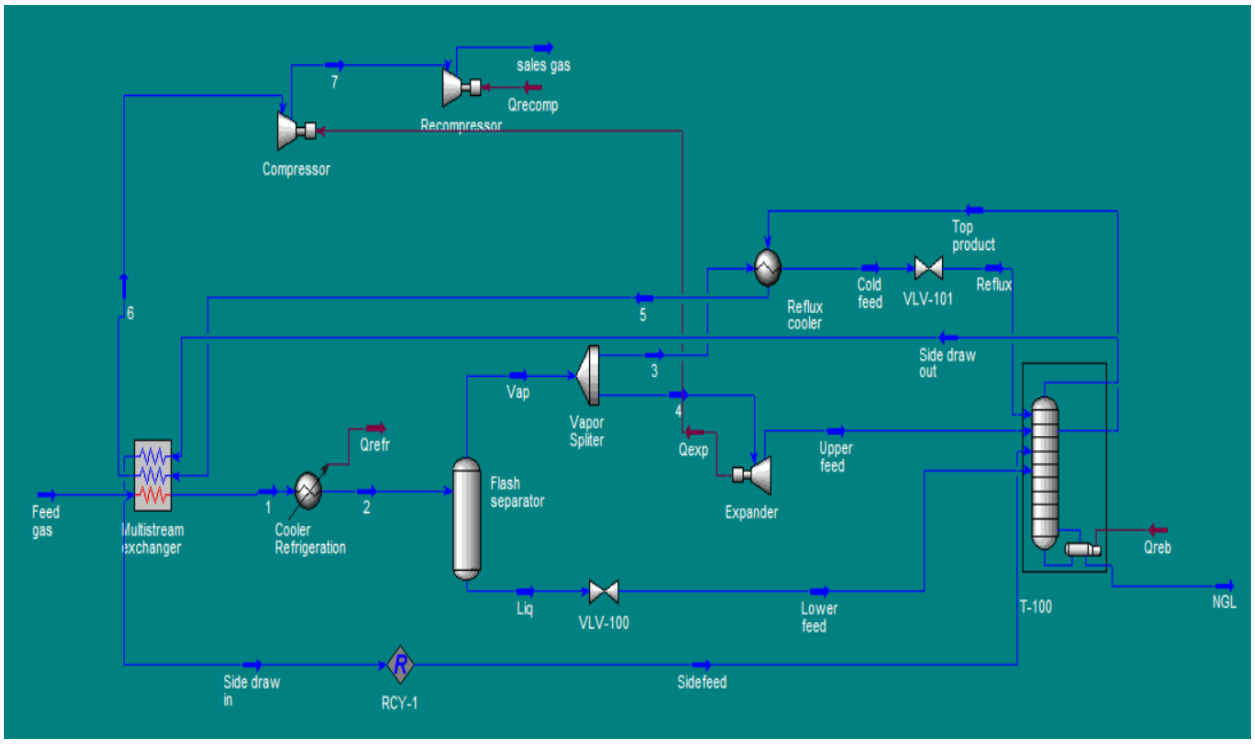
που προέρχεται από τη δεξαμενή V-100, έχοντας πρώτα περάσει από μια εκτονωτική βαλβίδα, ως ρεύμα 6, για να έχει την επιθυμητή τιμή πίεσης και θερμοκρασίας. Τα δύο αυτά ρεύματα ενώνονται και ως ρεύμα 8 εισέρχονται στο δεύτερο συμπιεστή για περαιτέρω αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας. Το εξερχόμενο ρεύμα 9 εισέρχεται στον συμπυκνωτή απ'όπου εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό πλέον έχοντας αποβάλλει ποσό θερμότητας (Qcond). Το ρεύμα 10 εισέρχεται σε ένα συσσωρευτή (accumulator) απ' όπου αποβάλλονται τυχόν αέρια σαν ρεύμα 4 και περνώντας από μια ακόμα εκτονωτική βαλβίδα αποκτά την επιθυμητή πίεση ώστε να εισέλθει και πάλι στη δεξαμενή. Ο κύκλος επαναλαμβάνεται με τον ίδιο τρόπο συνεχώς.

Τα μεγέθη που έχουν ιδιαίτερη σημασία είναι τα έργα των συμπιεστών, τα οποία εξαρτώνται και από τις συνθήκες λειτουργίας και από το ποσό ψύξης που πρέπει να παράγει ο ατμοποιητής, δηλαδή το Qchiller. Στόχος είναι η εφαρμογή εκείνου του ψυκτικού μέσου που θα έχει ως αποτέλεσμα τη μικρότερη απαίτηση ισχύος των δύο συμπιεστών.

Κατά την προσομοίωση αναπτύσσονται δύο μέθοδοι προσέγγισης, εφαρμόζονται δύο καταστατικές εξισώσεις και εξετάζονται βασικές θερμοδυναμικές ιδιότητες των μέσων, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 5, για να γίνει η επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού. Τα αποτελέσματα της έρευνας παρουσιάζονται στο κεφάλαιο 6.

4.3.2 Διεργασία ανάκτησης μεθανίου

Αντικειμενικός στόχος του σχεδιασμού της παρούσας εργασίας είναι η υψηλή ανάκτηση του μεθανίου στο ρεύμα που εξέρχεται από την κορυφή της στήλης, διατηρώντας χαμηλή ζήτηση ισχύος άξονα για ψύξη (Qrefr) και επανασυμπίεση (Qrecomp). Στην εικόνα (4.3) παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής της διεργασίας ανάκτησης του μεθανίου, όπως προσομοιώθηκε στο λογισμικό Unisim.

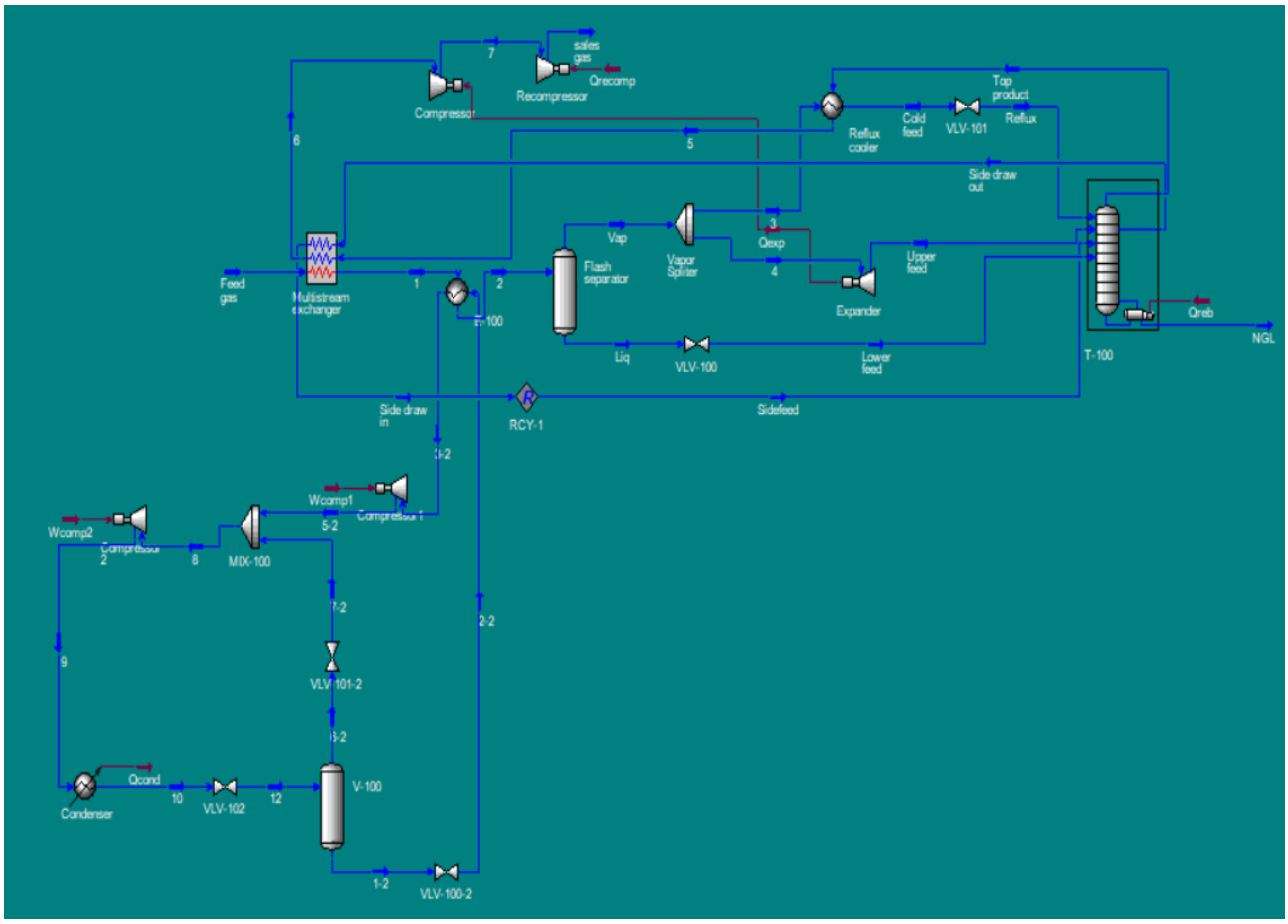


Εικόνα 4.3: Διάγραμμα ροής διεργασίας ανάκτησης μεθανίου σε περιβάλλον Unisim

Το φυσικό αέριο εισέρχεται ως αέριο τροφοδοσίας (feed gas) στον εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων για μείωση της θερμοκρασίας του, απ' όπου εξέρχεται ως ρεύμα 1 για να ψυχθεί περαιτέρω από τον εξωτερικό κύκλο ψύξης (cooler refrigeration). Ως ρεύμα 2 εισέρχεται σε ένα διαχωριστή (flash separator). Το υγρό (liq) περνά από μια στραγγαλιστική βαλβίδα για εξίσωση της πίεσης του με αυτήν της αποστακτικής στήλης και τροφοδοτείται σε αυτήν ως κατώτερο ρεύμα (lower feed). Ο ατμός (vap) που φεύγει από το διαχωριστή χωρίζεται σε δύο μέρη (vapor splitter). Το πρώτο μέρος ψύχεται μέσω του στροβίλου (expander) για να φτάσει σε χαμηλότερη θερμοκρασία και κατόπιν τροφοδοτείται στην αποστακτική στήλη ως ανώτερο ρεύμα τροφοδοσίας (upper feed). Το δεύτερο μέρος πηγαίνει σε έναν υποψύκτη (reflux cooler) και αποστέλλεται ως ανώτερο ρεύμα στη στήλη (reflux). Από εκεί εξέρχεται ως προϊόν κορυφής (top product), περνά από τον εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων για ψύξη του αερίου εισόδου και μετά από δύο συμπιέσεις εξέρχεται ως αέριο πώλησης με υψηλή περιεκτικότητα σε μεθάνιο (sales gas). Από τη στήλη εξέρχεται από χαμηλότερη βαθμίδα ρεύμα αναρροής (side draw out), το οποίο ψύχει στον εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων το αέριο εισόδου και επανέρχεται στη στήλη (sidefeed).Από τη στήλη εξέρχεται από την κατώτατη βαθμίδα το ρεύμα NGL, δηλαδή οι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες.

Το ψυκτικό φορτίο Qrefr είναι το φορτίο που πρέπει να παραχθεί από τον ψυκτικό κύκλο με εφαρμογή του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου, όπως περιγράφηκε στην υποενότητα (4.3.1), δηλαδή ισούται με το Qchiller της εικόνας (4.2). Η ισχύς λειτουργίας του πρώτου συμπιεστή θεωρείται ότι παρέχεται από τον στρόβιλο (Qexp), οπότε δεν γίνεται κατανάλωση επιπλέον ισχύος για τον πρώτο συμπιεστή.

Στην εικόνα (4.4) παρουσιάζεται το ίδιο φύλλο ροής με ενσωματωμένο τον ψυκτικό κύκλο.



Εικόνα 4.4: Διάγραμμα ροής διεργασίας ανάκτησης μεθανίου με ενσωματωμένο τον ψυκτικό κύκλο

4.3.3 Παραμετρική ανάλυση

Η προσομοίωση της εικόνας (4.4) απαιτεί αρχικές συνθήκες λειτουργίας για να μπορεί να παράγει αποτελέσματα η αποστακτική στήλη, οι οποίες αποτελούν μια πρώτη προσέγγιση του προβλήματος. Κάθε τιμή που δίνεται στο σύστημα επηρεάζει την αποτελεσματικότητά του ως προς τη ζητούμενη απαίτηση που έχει οριστεί, δηλαδή την υψηλή περιεκτικότητα του αερίου πώλησης (sales gas) σε μεθάνιο. Οι παράμετροι που επηρεάζουν το αποτελέσμα είναι πολλές και ο ιδανικός συνδυασμός τους αυξάνει ακόμα περισσότερο τους ελέγχους που πρέπει να γίνουν. Για το λόγο αυτό εξετάζονται 4 βασικές παράμετροι, οι οποίες έχουν μεγαλύτερη επίδραση στα αποτελέσματα, όπως διαπιστώθηκε από την ανάλυση που έγινε. Οι παράμετροι αναλύονται ευθύς αμέσως:

1. Η απόδοση της μεθόδου εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την πίεση λειτουργίας της στήλης απόσταξης. Σε μεσαίες έως χαμηλές πιέσεις, δηλ. 2000 kPa ή χαμηλότερες, η απαίτηση ισχύος για επανασυμπίεση είναι τόσο υψηλή ώστε η διαδικασία γίνεται μη οικονομική. Σε υψηλότερες πιέσεις, η ανάκτηση υγρών

υδρογονανθράκων μειώνεται σημαντικά λόγω των λιγότερο ευνοϊκών συνθηκών διαχωρισμού, δηλαδή λόγω μικρότερης σχετικής πτητικότητας εντός της στήλης απόσταξης. Η επιλογή της κατάλληλης πίεσης λειτουργίας είναι επομένως μια βασική μεταβλητή στο σχεδιασμό της μονάδας ανάκτησης NGL. [9], [22]

2. Η ζήτηση ισχύος για ψύξη και επανασυμπίεση μπορεί να ελαχιστοποιηθεί με ανάκτηση "ψυχρού" ρεύματος από την αποστακτική στήλη στον εναλλάκτη θερμότητας πολλαπλών ρευμάτων. Είναι απαραίτητο να βρεθεί η μέγιστη δυνατή ποσότητα μάζας του ρεύματος ανακυκλοφορίας, για την οποία θα ελαχιστοποιηθεί η απαίτηση εξωτερικής ψύξης. [9], [22]
3. Το ποσό της εξωτερικής ψύξης καθορίζεται, επίσης, από τη θερμοκρασία του ρεύματος 2, ή αλλιώς τη θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται το προϊόν τροφοδοσίας αφού εξέλθει από τον ψυκτικό κύκλο. [9], [22]
4. Τέλος, σημαντική παράμετρος αποτελεί και ο διαχωρισμός του ατμού και συγκρεκριμένα το ποσοστό του ατμού που θα σταλεί στον στρόβιλο και στον εναλλάκτη reflux cooler. Η ποσότητα ατμού που προορίζεται στα διαφορετικά στοιχεία της διεργασίας επηρεάζει την ισχύ του στροβίλου, και κατ’επέκταση των δύο συμπιεστών, και το απαιτούμενο εξωτερικό ψυκτικό φορτίο. [10]

Οι αρχικές συνθήκες και οι δοκιμές αναπτύσσονται στο κεφάλαιο 6.

5. ΜΕΘΟΔΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ

Στο κεφάλαιο 3 αναφέρθηκαν η βασική κατηγοριοποίηση των εργαζόμενων μέσων, τα χαρακτηριστικά τους, το πεδίο των εφαρμογών τους και έγινε η επιλογή εκείνων που αποτελούν αντιπροσωπευτικό δείγμα της κάθε ομάδας, με σκοπό να εξεταστεί η αποτελεσματικότητά τους στην εφαρμογή που αναλύεται στην παρούσα εργασία. Τα ψυκτικά μέσα έχουν σημαντικό ρόλο στον εξωτερικό κύκλο ψύξης, ο οποίος σχεδιάζεται για να παρέχει το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο που δεν μπορούν να παράξουν οι υπόλοιποι τρόποι ψύξης που περιγράφονται στο κεφάλαιο 4, με σκοπό την αποτελεσματική λειτουργία της αποστακτικής στήλης.

Για να λειτουργήσει βέλτιστα ο ψυκτικός κύκλος πρέπει να γίνει κατάλληλη επιλογή του ψυκτικού μέσου που θα ρέει σε αυτόν και των συνθηκών που θα επικρατούν. Ο ακριβής σχεδιασμός του κύκλου προϋποθέτει τον σωστό υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και της συμπεριφοράς του ψυκτικού, που στην παρούσα εργασία υπολογίζονται μέσω καταστατικών εξισώσεων.

5.1 Καταστατικές εξισώσεις

Στη φυσική και τη θερμοδυναμική, οι καταστατικές είναι θερμοδυναμικές εξισώσεις που συνδέουν τις μεταβλητές που περιγράφουν την κατάσταση της ύλης κάτω από ένα δεδομένο σύνολο φυσικών συνθηκών, όπως πίεση, όγκος, θερμοκρασία (PVT) ή εσωτερική ενέργεια. Οι καταστατικές εξισώσεις είναι χρήσιμες στην περιγραφή των ιδιοτήτων των υγρών, των μιγμάτων υγρών, των στερεών και του εσωτερικού των αστέρων. Οποιαδήποτε εξίσωση που συσχετίζει την πίεση, τη θερμοκρασία και τον ειδικό όγκο μιας ουσίας, ονομάζεται καταστατική εξίσωση.

Μία από τις απλούστερες εξισώσεις είναι η εξίσωση ιδανικών αερίων, η οποία είναι σχεδόν ακριβής για ασθενώς πολικά αέρια σε χαμηλές πιέσεις και μέτριες θερμοκρασίες. Το 1662 ο R. Boyle, παρατήρησε ότι η πίεση των αερίων είναι αντιστρόφως ανάλογη του όγκου τους. Το 1802 οι J. Charles και J. Gay-Lussac προσδιόρισαν πειραματικά ότι σε χαμηλές πιέσεις ο όγκος ενός αερίου είναι ανάλογος της θερμοκρασίας του. Ωστόσο, η κ.ε. των ιδανικών αερίων σε υψηλότερες πιέσεις και χαμηλότερες θερμοκρασίες αδυνατεί να προβλέψει τη συμπύκνωση από ένα αέριο σε ένα υγρό. Ο van der Waals αποσκοπούσε στη βελτίωση της κ.ε. των ιδανικών αερίων συμπεριλαμβάνοντας δύο φαινόμενα που δεν λαμβάνονταν υπ'όψη στο πρώτο μοντέλο, δηλαδή τις ελκτικές διαμοριακές δυνάμεις και τον όγκο που καταλαμβάνουν τα ίδια τα μόρια των αερίων. Η κ.ε. van der Waals (1873) αποτελεί μια από τις πλέον δημοφιλείς προσεγγιστικές καταστατικές εξισώσεις. [23]

Σε πρακτικές εφαρμογές οι καταστατικές εξισώσεις είναι καθοριστικές για τον υπολογισμό των PVT σε προβλήματα μηχανικής και ιδιαίτερα στους υπολογισμούς

ισορροπίας αερίου / υγρού. Ένα επιτυχημένο μοντέλο PVT είναι χρήσιμο και καθοριστικό για τον υπολογισμό της κατάστασης των ρευμάτων και των παραμέτρων για το σωστό χειρισμό των δεξαμενών, των σωληνώσεων και της διαστασιολόγησής τους. Ως εκ τούτου, έχουν αναπτυχθεί αρκετές ακριβέστερες εξισώσεις κατάστασης για τα αέρια και τα υγρά.

5.1.1 Καταστατική εξίσωση Peng-Robinson

Η καταστατική εξίσωση Peng-Robinson (PR EOS) αποτελεί την πιο δημοφιλή εξίσωση για τα συστήματα φυσικού αερίου στη βιομηχανία πετρελαίου. Η PR αναπτύχθηκε το 1976 από τους Ding-Yu Peng και Donald Robinson στο Πανεπιστήμιο της Αλμπέρτα (Έντμοντον, Καναδάς), όπου ο D. Peng ήταν διδακτορικός φοιτητής του καθηγητή D.B. Robinson, όταν το Καναδικό Συμβούλιο Ενέργειας τους προώθησε να αναπτύξουν ένα πακέτο εξισώσεων ειδικά εστιασμένο στα συστήματα φυσικού αερίου. Η εξίσωση PR έχει ιδιαίτερα καλή συμπεριφορά στο κρίσιμο σημείο και γενικά πολύ καλές αποδόσεις σε κρίσιμες συνθήκες, γεγονός που την καθιστά ιδανική για εφαρμογές όπου παρουσιάζονται μεταβολές στη φάση του φυσικού αερίου (εξάτμιση/συμπύκνωση). [24]

Η καταστατική εξίσωση Peng-Robinson δίνεται από την εξίσωση (5.1):

$$\left(P + \frac{\alpha\, a}{\bar{v}^2 + 2b\bar{v} - b^2}\right)(\bar{v} - b) = RT \qquad \text{(Εξ. 5.1)}$$

Ή αλλιώς εκφρασμένη ως προς την πίεση:

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{\alpha\, a}{{V_m}^2 + 2b\, V_m - b^2} \qquad \text{(Εξ. 5.2)}$$

Όπου:

$$\alpha = \left[1 + (0{,}37464 + 1{,}54226\omega - 0{,}26992\omega^2)(1 - \sqrt{T_r})\right]^2 \qquad \text{(Εξ. 5.3)}$$

$$a = 0.45724\, \frac{R^2 {T_c}^2}{P_c} \qquad \text{(Εξ. 5.4)}$$

$$b = 0.07780\, \frac{RT_c}{P_c} \qquad \text{(Εξ. 5.5)}$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \qquad \text{(Εξ. 5.6)}$$

Όπου:

Tc: Απόλυτη θερμοκρασία στο κρίσιμο σημείο

T: Απόλυτη θερμοκρασία

P: Πίεση

Pc: Πίεση στο κρίσιμο σημείο

R: Παγκόσμια σταθερά των αερίων (=8,314 J/mol K)

V: Όγκος

n: Αριθμός των mole της ουσίας

Vm= V/n : Μοριακός όγκος (ο όγκος 1mol του αερίου ή υγρού)

ω: Ακεντρικός παράγοντας

Τα μεγέθη μπορούν να εκφραστούν σε διάφορες μονάδες μέτρησης, αλλά προτιμώνται οι μονάδες SI. Η απόλυτη θερμοκρασία εκφράζεται σε K.

Η PR αναπτύχθηκε με βάση τις ακόλουθες απαιτήσεις:

- Οι παράμετροι πρέπει να εκφράζονται με βάση τις κρίσιμες ιδιότητες και τον ακεντρικό παράγοντα ω.
- Το μοντέλο πρέπει να παρέχει λογική ακρίβεια κοντά στο κρίσιμο σημείο, ιδιαίτερα για τους υπολογισμούς του συντελεστή συμπιεστότητας και της πυκνότητας του υγρού.
- Οι κανόνες ανάμειξης δεν θα πρέπει να χρησιμοποιούν περισσότερες από μία παράμετρο δυαδικής αλληλεπίδρασης, η οποία θα πρέπει να είναι ανεξάρτητη από την πίεση, τη θερμοκρασίας και τη σύσταση .
- Η εξίσωση θα πρέπει να εφαρμόζεται σε όλους τους υπολογισμούς όλων των ιδιοτήτων ρευστού στις διεργασίες φυσικού αερίου.
- Ο παράγοντας ακεντρικότητας ω ορίστηκε ως έννοια από τον Kenneth Pitzer το 1955, και έχει αποδειχθεί πολύ χρήσιμος για την περιγραφή της ύλης, καθώς αποτελεί ένδειξη της φάσης των καθαρών συστατικών.

5.1.2 Καταστατική εξίσωση Benedict-Webb-Rubin-Starling

Μια από τις πιο ακριβείς κ.ε. είναι αυτή που δόθηκε από τους Benedict-Webb-Rubin-Starling [25], η οποία περιγράφει αρκετά ικανοποιητικά εφαρμογές σαν την δική μας.

Η αρχική μορφή της κ.ε. των Benedict-Webb-Rubin δίνεται στην εξ. (5.7)

$$P = \rho RT + \left(B_0RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\rho^2 + (bRT - a)\rho^3 + a(a)\rho^6 + \frac{c\rho^3}{T^2}(1 + \gamma\rho^2)e^{-\gamma\rho^2}$$

(Εξ. 5.7)

Στην εξ. δίνεται μια τροποποίηση της εξ από τον K.E. Starling:

$$P = \rho RT + \left(B_0RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} + \frac{D_0}{T^3} - \frac{E_0}{T^4}\right)\rho^2 + \left(bRT - a - \frac{d}{T}\right)\rho^3 + a\left(a + \frac{d}{T}\right)\rho^6 + \frac{c\rho^3}{T^2}(1 + \gamma\rho^2)e^{-\gamma\rho^2}$$

(Εξ. 5.8)

Όπου:

ρ : Μοριακή πυκνότητα

γ = Cp/Cv : Λόγος των ειδικών θερμοδυναμικοτήτων (υπό σταθερή πίεση και υπό σταθερό όγκο αντίστοιχα)

Οι παράμετροι δίνονται από τις εξισώσεις (5.9)-(5.19):

$$A_0 = \sum_i \sum_j x_i\, x_j A_{0i}^{\frac{1}{2}} A_{0j}^{\frac{1}{2}} (1 - k_{ij})$$

(Εξ. 5.9)

$$B_0 = \sum_i x_i\, B_{0i}$$

(Εξ. 5.10)

$$C_0 = \sum_i \sum_j x_i\, x_j C_{0i}^{\frac{1}{2}} C_{0j}^{\frac{1}{2}} (1 - k_{ij})^3$$

(Εξ. 5.11)

$$D_0 = \sum_i \sum_j x_i\, x_j D_{0i}^{\frac{1}{2}} D_{0j}^{\frac{1}{2}} (1 - k_{ij})^4$$

(Εξ. 5.12)

$$E_0 = \sum_i \sum_j x_i\, x_j E_{0i}^{\frac{1}{2}} E_{0j}^{\frac{1}{2}} (1 - k_{ij})^5$$

(Εξ. 5.13)

$$a = \left[\sum_i x_i\, a_i^{1/3}\right]^3$$

(Εξ. 5.14)

$$\alpha = \left[\sum_i x_i\, a_i^{1/3}\right]^3$$

(Εξ. 5.15)

$$\gamma = \left[\sum_i x_i\, \gamma_i^{1/2}\right]^2$$

(Εξ. 5.16)

$$b = \left[\sum_i x_i \, b_i^{1/3}\right]^3 \qquad \text{(Εξ. 5.17)}$$

$$c = \left[\sum_i x_i \, c_i^{1/3}\right]^3 \qquad \text{(Εξ. 5.18)}$$

$$d = \left[\sum_i x_i \, d_i^{1/3}\right]^3 \qquad \text{(Εξ. 5.19)}$$

Όπου:

i,j: Δείκτες για τα συστατικά,τα αθροίσματα αναφέρονται σε όλα τα συστατικά, τα B_{0i}, A_{0i} κλπ.: Παράμετροι για το κάθε καθαρό συστατικό
x_i:Γραμμομοριακό κλάσμα για το κάθε i συστατικό

k_{ij}: Παράμετρος αλληλεπίδρασης.

Τιμές για τις παραμέτρους αυτές δίνονται στο βιβλίο *Fluid Properties for Light Petroleum Systems* του Starling.

Άλλες καταστατικές εξισώσεις που αναφέρονται ενδεικτικά έχουν δοθεί από τους Beattie-Bridgeman (1928), που βασίζεται σε 5 πειραματικά προσδιοριζόμενες τιμές και της οποίας επέκταση είναι η κ.ε. BWRS με 8 σταθερές, από τους Redlich-Kwong, Elliott-Suresh-Donohue κλπ.

Στην παρούσα εργασία εξετάζονται οι καταστατικές εξισώσεις PR και BWRS, που περιγράφουν καλύτερα τα συστήματα που εφαρμόζονται στις βιομηχανίες πετρελαιοειδών, ενώ η επιλογή της καταλληλότερης γίνεται στην ενότητα 6.1.

5.2 Θερμοδυναμικές ιδιότητες

Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο στην τελική επιλογή ενός εξ αυτών, καθώς επηρεάζουν σημαντικά το ενεργειακό και οικονομικό αποτέλεσμα της εφαρμογής. Φυσικές ιδιότητες όπως η τάση ατμών, η πυκνότητα ή ο ειδικός όγκος καθορίζουν το σχεδιασμό της εγκατάστασης, το μέγεθος του εξοπλισμού (π.χ. συμπιεστών) και τις συνθήκες λειτουργίας (εύρος πιέσεων και θερμοκρασίας). Καθορίζουν τις τιμές των εξεταζόμενων μεγεθών που θα περιγραφούν παρακάτω και βοηθούν στη σύγκριση των καταστατικών εξισώσεων που περιγράφηκαν στις υποενότητες (5.1.1) και (5.1.2), με σκοπό την επιλογή μιας εκ των δύο.

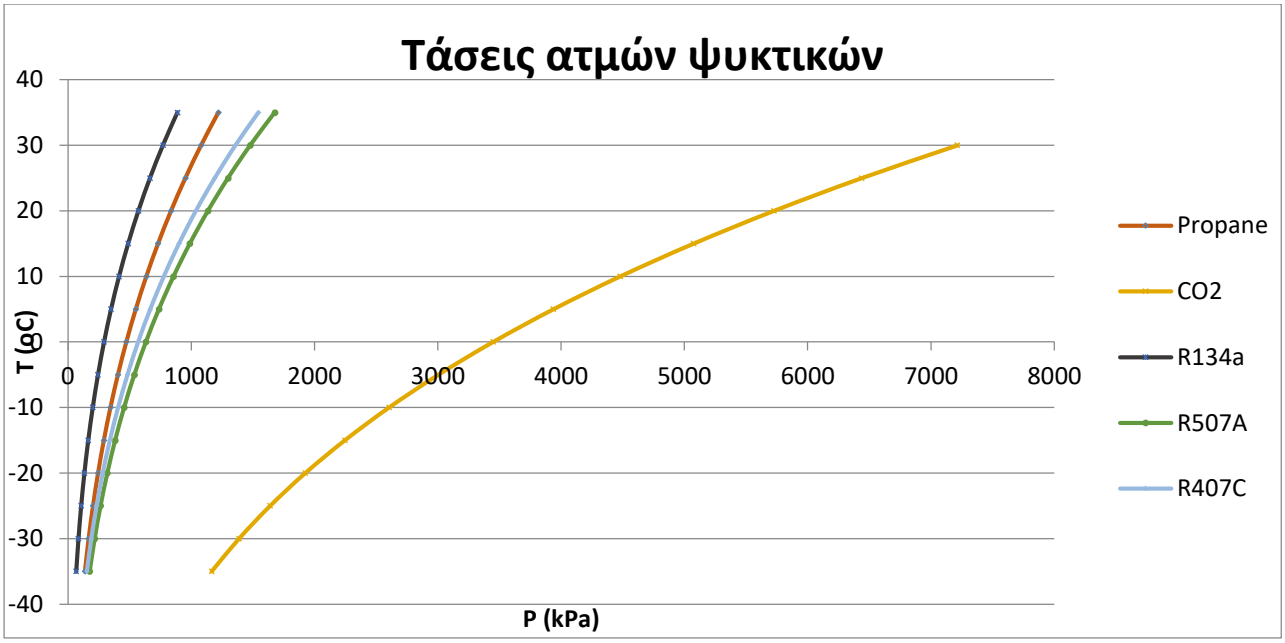
5.2.1 Τάση ατμών

Τάση ατμών ενός υγρού (ή στερεού), σώματος σε μία ορισμένη θερμοκρασία, ονομάζεται η πίεση των ατμών του σώματος όταν ατμοί και υγρό (ή ατμοί και στερεό) βρίσκονται σε ισορροπία στη θερμοκρασία αυτή. Κατάσταση ισορροπίας, εν προκειμένω χαρακτηρίζεται η κατάσταση εκείνη κατά την οποία η ταχύτητα εξάτμισης (ή εξάχνωσης) εξισώνεται με την ταχύτητα υγροποίησης (ή στερεοποίησης) στον ίδιο περιβάλλοντα χώρο. Η τάση ατμών φανερώνει για μια ορισμένη θερμοκρασία, την ευκολία ή δυσκολία με την οποία εξατμίζεται ένα υγρό. Έτσι μία "μεγάλη τάση ατμών" φανερώνει την ευκολία της εξάτμισης μιας χημικής ουσίας και αντιστρόφως. Σώματα με μεγάλη τάση ατμών λέγονται πτητικά.

Η τάση ατμών ενός σώματος εξαρτάται τόσο από την φύση τού σώματος όσο και από τη θερμοκρασία του. Αυτό σημαίνει ότι όσο ισχυρότερες είναι οι διαμοριακές δυνάμεις (συνοχής) τόσο μικρότερη είναι αυτή η τάση, καθώς επίσης και όταν αυξάνεται η θερμοκρασία αυξάνεται και η ταχύτητα εξάτμισης με συνέπεια να αυξάνεται και η πίεση των ατμών στην ισορροπία [11]. Επιπρόσθετα η τάση ατμών στα διαλύματα μη πτητικών ουσιών εκτός της φύσεως του διαλύτη και της θερμοκρασίας εξαρτάται και από τη συγκέντρωση του διαλυμένου σώματος.

Για την επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου, έχει ιδιαίτερη σημασία να εξεταστεί στο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας της μονάδας ψύξης, πώς συμπεριφέρεται το μέσο. Όσο πιο πτητικό είναι το μέσο τόσο μεγαλύτερες είναι οι απαιτήσεις σε ψύξη στο συμπυκνωτή για να διατηρείται χαμηλά η θερμοκρασία και να μην έχουμε εξάτμιση. Επιπλέον, όσο πιο μεγάλη είναι η τάση ατμών τόσο μεγαλύτερο πρέπει να είναι το έργο των συμπιεστών για να υγροποιείται το ψυκτικό και να εισέρχεται με τη μορφή κορεσμένου ή και υπόψυκτου υγρού στον συμπυκνωτή, γεγονός που απαιτεί πιο στιβαρούς συμπιεστές και άρα λιγότερο οικονομικούς. Οι απώλειες της διάταξης, επίσης, αυξάνονται με πιο πτητικά μέσα, επομένως τόσο λιγότερο κατάλληλο είναι το μέσο αυτό για την εφαρμογή μας.

Ένα ποιοτικό διάγραμμα των τάσεων ατμών των πέντε ψυκτικών μέσων που εξετάζονται φαίνεται στο σχήμα, ενώ οι ακριβείς τιμές παρουσιάζονται στην ενότητα 6.1.



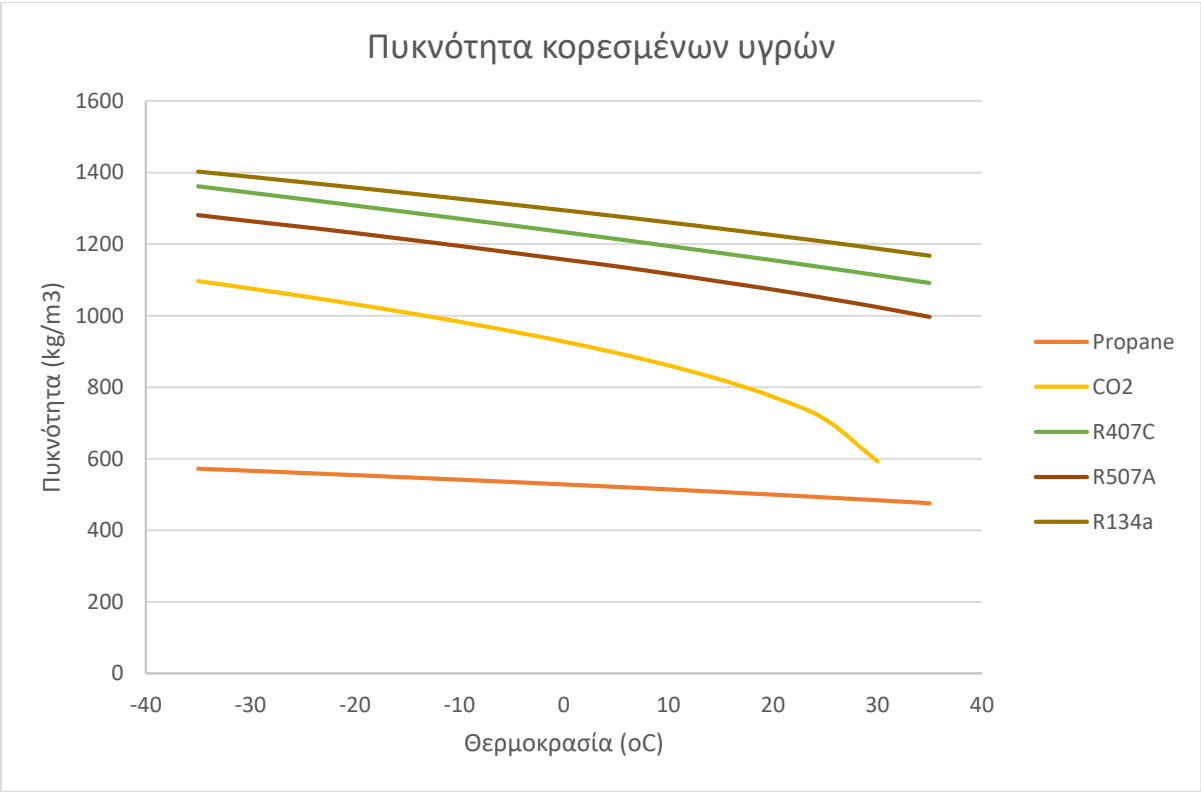
Διάγραμμα 5.1 : Τάσεις ατμών εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων

Στο διάγραμμα (5.1) φαίνεται πως τα 4 ψυκτικά έχουν παραπλήσιες τιμές τάσης ατμών, με εξαίρεση το CO_2 το οποίο παρουσιάζεται πολύ μεγαλύτερες τιμές.

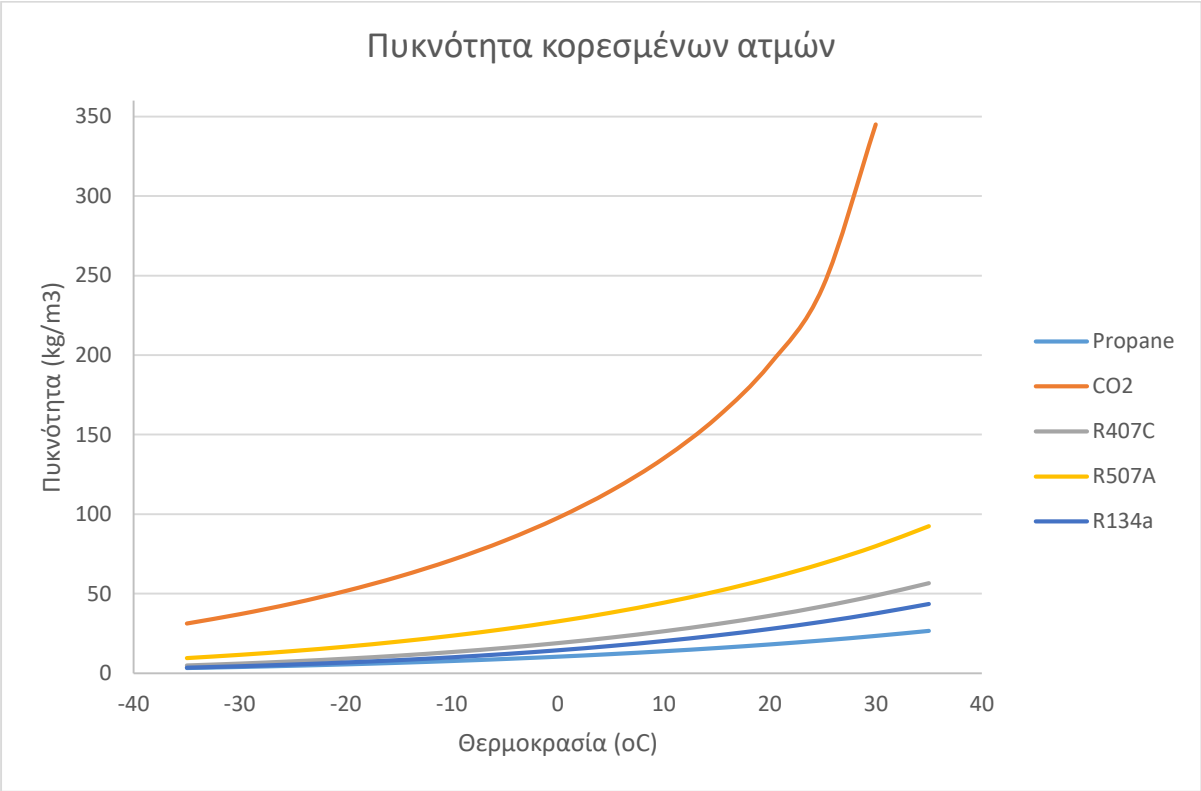
5.2.2 Πυκνότητα

Η πυκνότητα αποτελεί βασικό χαρακτηριστικό της ύλης και εκφράζει τη μάζα του υλικού που περιέχεται σε μία μονάδα όγκου. Η πυκνότητα των υγρών σωμάτων μεταβάλλεται πολύ λίγο με την μεταβολή της πίεσης και γι' αυτό μπορούμε να τα θεωρούμε πρακτικά ασυμπίεστα. Όσον αφορά τα αέρια σώματα, η πυκνότητα τους μεταβάλλεται εύκολα, όταν μεταβάλλεται η πίεση ή/και η θερμοκρασία.

Σε εφαρμογές όπως αυτή που εξετάζεται, καλό είναι να χρησιμοποιούνται μέσα με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη πυκνότητα, και άρα μικρότερο ειδικό όγκο, γιατί με τη συνθήκη αυτή μειώνεται η απαίτηση σε μεγάλους κατασκευαστικά και άρα μη οικονομικούς συμπιεστές.



Διάγραμμα 5.2: Πυκνότητα κορεσμένων υγρών ψυκτικών μέσων



Διάγραμμα 5.3: Πυκνότητα κορεσμένων ατμών ψυκτικών μέσων

Από τα διαγράμματα (5.2), (5.3) φαίνεται ότι μικρότερη πυκνότητα και στις δύο φάσεις παρουσιάζει το προπάνιο. Μεγαλύτερη πυκνότητα σε φάση κορεσμένου υγρού εμφανίζει το ψυκτικό R134-a ενώ για αέρια φάση το CO_2.

5.3 Μέθοδοι αξιολόγησης ψυκτικών

Για την αξιολόγηση των ψυκτικών μέσων σχεδιάζεται ένα ψυκτικό σύστημα με διβάθμια συμπίεση και εξετάζεται η αποδοσή του ανάλογα με το ψυκτικό μέσο που εφαρμόζεται κάθε φορά. Χρησιμοποιούνται δύο μέθοδοι αξιολόγησης οι οποίες διαφέρουν ως προς τα δεδομένα εισόδου. Οι μέθοδοι περιγράφονται ακολούθως

5.3.1 1η μέθοδος αξιολόγησης

Στην πρώτη μέθοδο δίνονται αρχικές τιμές στις πιέσεις εισόδου και εξόδου των δύο συμπιεστών (ρεύματα 3, 8, 9). Ορίζεται ένα τυπικό ψυκτικό καθήκον που παράγει ο chiller, το οποίο είναι ίδιο για όλα τα μέσα και ισούται με $2*10^7$ kJ/h.

Οι τιμές των πιέσεων επιλέγονται προσεγγιστικά με βάση το γεγονός ότι σε συνήθεις διεργασίες η πίεση εξόδου του 1ου συμπιεστή είναι 100-220 kPa, του 2ου 1440-1740 kPa, ενώ η ενδιάμεση κυμαίνεται στις τιμές 340-490 kPa. [17] Για την προσομοίωση της λειτουργίας του κύκλου, εκτός από τις τιμές των πιέσεων, εισάγονται και κάποια άλλα στοιχεία, τα οποία αφορούν την κατάσταση του μέσου σε συγκεκριμένα σημεία του κύκλου ψύξης καθώς και πτώσεις πίεσης. Συγκεκριμένα, ορίζεται πως στην είσοδο του chiller (ρεύμα 3) το ψυκτικό είναι σε μορφή κορεσμένου ατμού καθώς και ότι στην έξοδο του συμπυκνωτή (ρεύμα 10) το ψυκτικό είναι σε μορφή κορεσμένου υγρού.

Η μέθοδος αυτή εφαρμόζεται για τρία από τα ψυκτικά. Τα μεγέθη που εξετάζονται και συγκρίνονται αφορούν τα έργα των συμπιεστών και τις ροές μάζας που απαιτούνται, τη θερμότητα που απορρίπτεται από τον συμπυκνωτή, τις θερμοκρασίες απόρριψης των ρευμάτων 3 και 10, δηλαδή στις εξόδους του chiller και του συμπυκνωτή αντίστοιχα, και τέλος τον COP.

5.3.2 2η μέθοδος αξιολόγησης

Στη δεύτερη μέθοδο αξιολόγησης δίνονται αρχικές τιμές στις θερμοκρασίες εξόδου του chiller (ρεύμα 3) και του συμπυκνωτή (ρεύμα 10), αντί για πιέσεις, και ορίζεται αρχικά ίδιος λόγος συμπίεσης για τους δύο συμπιεστές. Οι τιμές των ενδιάμεσων πιέσεων υπολογίζονται με βάση την αρχική υπόθεση ότι οι λόγοι συμπίεσης των δύο δυμπιεστών είναι ίσοι. Τα μεγέθη που εξετάζονται και συγκρίνονται αφορούν τα έργα

των συμπιεστών και τις ροές μάζας που απαιτούνται, την θερμότητα που απορρίπτεται από τον συμπυκνωτή, την πίεση εισόδου του πρώτου συμπιεστή και την πίεση εξόδου του δεύτερου, και τέλος τον COP. Επίσης, γίνεται έλεγχος της επίδρασης της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολικά απαιτούμενη ισχύ, δηλαδή ελέγχεται εάν οι ίσοι λόγοι συμπίεσης των δύο συμπιεστών αποτελούν την καλύτερη συνθήκη λειτουργίας τους.

Αφού ληφθούν τα αποτελέσματα των 2 μέθοδων, γίνεται επιλογή της μίας εκ των δύο όπως περιγράφεται στην ενότητα 6.2 και στη συνέχεια επιλέγεται το ψυκτικό που δίνει τα βέλτιστα νούμερα.

6. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Στα προηγούμενα κεφάλαια έγινε εκτενής περιγραφή του θεωρητικού υπόβαθρου, των μεθόδων υπολογισμού των ζητούμενων μεγεθών και των κριτηρίων επιλογής των διαφόρων παραμέτρων. Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα εξαγόμενα αποτελεσμάτα με τη βοήθεια του λογισμικού UniSim Design® της εταιρείας Honeywell και η τελική επιλογή των παραμέτρων.

6.1Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων

Η σύγκριση των καταστατικών εξισώσεων Peng-Robinson και Benedict-Webb-Rubin-Starling έγινε με χρήση των τιμών των τάσεων ατμών των ψυκτικών. Οι τιμές του διαγράμματος (5.1) αποτελούν πειραματικά αποτελέσματα που έχουν ληφθεί από την παγκόσμια διαδικτυακή πλατφόρμα του Εθνικού Ινστιτούτου Τυποποίησης και Τεχνολογίας, NIST (National Institute of Standards and Technology), η οποία διαθέτει αποτελέσματα για μεμονωμένα συστατικά και όχι μίγματα, δηλαδή για προπάνιο, R134a, CO_2. Για τα μίγματα R407C και R507A οι τιμές προέρχονται από δημοσιεύσεις που υπάρχουν στο διαδίκτυο. [26],[27],[28]

Για την αξιολόγηση των καταστατικών έγινε σύγκριση των πειραματικών τιμών και των τιμών που παράγει η κάθε καταστατική. Οι υπολογισμοί για τις καταστατικές έγιναν ορίζοντας απλά ρεύματα ψυκτικών και δίνοντας ως κατάσταση κορεσμένο υγρό και τιμές θερμοκρασίας από -35°C εώς 35°C, με βήμα 5°C. Το θερμοκρασιακό εύρος συμπίπτει με τις ακραίες τιμές που εμφανίζονται στον ψυκτικό κύκλο. Η θερμοκρασία -35 ^{o}C επιλέχθηκε με σκοπό τη μεγιστοποίηση της ψύξης, ενώ οι 35°C, δηλαδή η θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου, λίγο μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, που θεωρείται γενικά 25°C.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η επιλογή κορεσμένου υγρού έγινε καθαρά για σκοπό σύγκρισης με τα πειραματικά δεδομένα και αφορά κυρίως το ζεοτροπικό μίγμα R407C, το οποίο έχει διαφορετική τάση ατμών απ’ότι όταν βρίσκεται σε καταστάση κορεσμένου αερίου. Τα υπόλοιπα ψυκτικά δίνουν ίδιες τιμές για οποιαδήποτε κορεσμένη κατάσταση. Επίσης, για το CO_2 η ανώτερη θερμοκρασία είναι οι 30°C. Τέλος, για το R407C το λογισμικό εμφάνισε μήνυμα ότι η καταστατική εξίσωση Peng-Robinson δεν ενδείκνυται για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του.

Τα διαγράμματα (6.1)-(6.5) δείχνουν μια ικανοποιητική είκονα της σύγκλισης και των δύο καταστατικών εξισώσεων με τα πειραματικά δεδομένα, καθώς για όλα τα ψυκτικά μέσα οι καμπύλες σχεδόν συμπίπτουν. Στον πίνακα (6.2) δίνονται αναλυτικά οι τιμές για κάθε σημείο. Η επιλογή της καταστατικής έγινε με τον υπολογισμό του μέσου σχετικού σφάλματος:

$$\text{Μέσο σχετικό σφάλμα } \% = \frac{1}{N} \times \frac{|\text{Θεωρητική τιμή} - \text{Πειραματική τιμή}|}{|\text{Πειραματική τιμή}|} \times 100\% \quad \text{(Εξ. 6.1)}$$

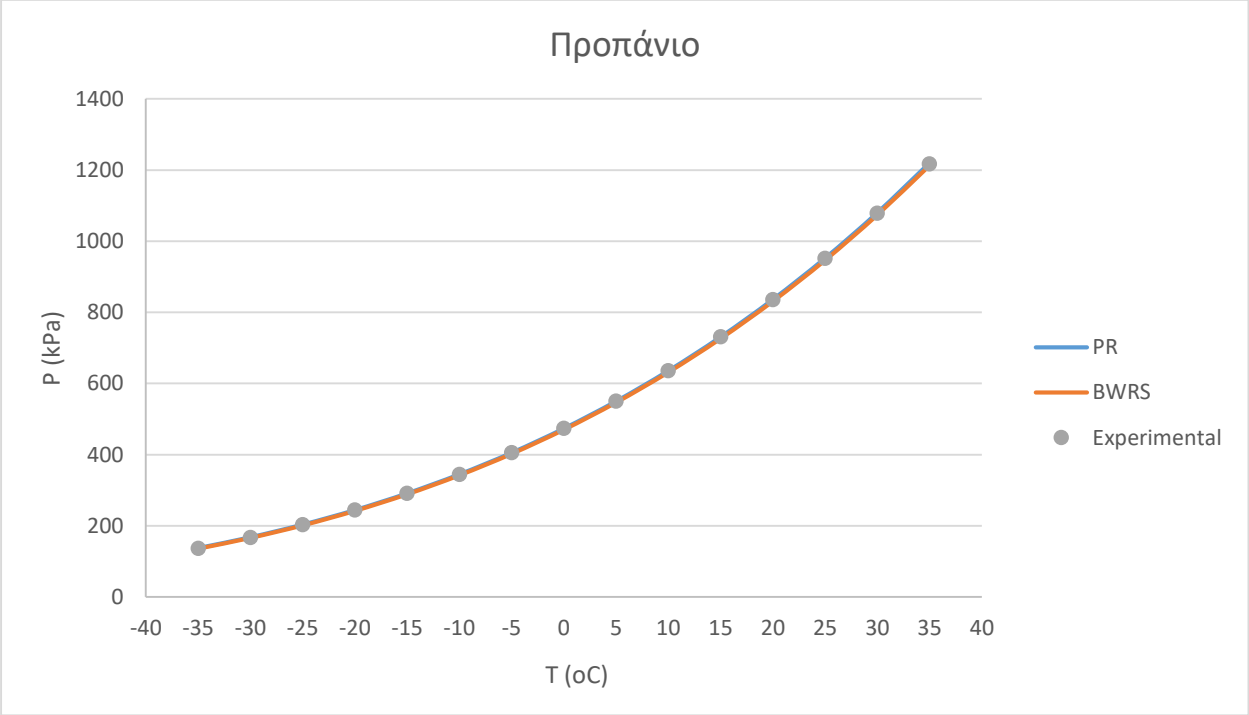
Όπου N ο αριθμός των πειραματικών σημείων, ίσος με 15 για κάθε ψυκτικό στην παρούσα εργασία.

Στον πίνακα (6.1) εμφανίζονται τα μέσα σχετικά σφάλματα για κάθε περίπτωση:

Μέσο σχετικό σφάλμα καταστατικών εξισώσεων των τιμών τάσεων ατμών σε σχέση με τις πειραματικές τιμές (%)									
Propane		**R134-a**		**CO2**		**R407C (liquid)**		**R507a**	
P-R	BWRS	P-R	BWRS	P-R	BWRS	P-R	BWRS	P-R	BWRS
0,13	0,81	0,17	1,08	1,23	1,86	1,64	7,26	0,43	2,30

Πίνακας 6.1: Μέσο σχετικό σφάλμα καταστατικών για κάθε ψυκτικό μέσο

Με βάση τον πίνακα (6.1) είναι εμφανές ότι η καταστατική εξίσωση **Peng-Robinson** δίνει πλησιέστερα αποτελέσματα στα πειραματικά, επομένως επιλέχθηκε ως η καταστατική για τους επόμενους υπολογισμούς.



Διάγραμμα 6.1: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών-προπάνιο

Η μορφή των διαγραμμάτων είναι ίδια για όλα τα ψυκτικά, επομένως τα διαγράμματα (6.2)-(6.5) παρατίθονται στο παράρτημα Α.

T (oC)	P (kPa)														
	Propane			R134-a			CO2			R407C (liquid)			R507a		
	P-R	Experimental	BWRS	P-R	Experimental	BWRS	P-R	Experimental	BWRS	P-R	Experimental	BWRS	P-R	Experimental	BWRS
-35	137,4	137,2	135,8	66,6	66,1	66,8	1166,0	1202,4	1189,0	152,7	149,8	160,0	175,5	175,2	177,8
-30	167,8	167,9	166,1	84,8	84,4	85,2	1388,0	1427,8	1412,0	189,0	185,5	198,4	216,0	215,7	219,1
-25	203,3	203,4	201,3	106,8	106,4	107,4	1640,0	1682,7	1666,0	231,9	227,6	243,7	263,4	263,1	267,4
-20	244,2	244,5	242,1	133,0	132,7	134,0	1925,0	1969,6	1953,0	281,9	276,9	296,6	318,5	318,0	323,5
-15	291,1	291,6	288,8	164,1	163,9	165,5	2246,0	2290,8	2276,0	339,8	333,8	358,0	381,9	381,3	388,3
-10	344,6	345,3	342,1	200,7	200,6	202,5	2604,0	2648,7	2639,0	406,5	399,6	428,6	454,7	453,7	462,5
-5	405,2	406,1	402,4	243,3	243,3	245,7	3004,0	3045,9	3045,0	482,8	474,8	509,3	537,5	536,1	547,1
0	473,5	474,5	470,4	292,6	292,8	295,7	3448,0	3485,1	3500,0	569,4	560,3	601,2	631,4	629,3	643,0
5	550,1	551,2	546,7	349,3	349,7	353,2	3938,0	3969,5	4007,0	667,4	657,0	705,1	737,1	734,0	751,1
10	635,7	636,7	631,8	414,2	414,6	419,0	4479,0	4502,2	4575,0	777,6	765,8	822,0	855,6	851,4	872,5
15	730,8	731,6	726,4	488,0	488,4	493,8	5074,0	5087,1	5213,0	900,9	887,6	952,9	988,0	982,2	1008,0
20	836,1	836,5	831,1	571,4	571,7	578,5	5726,0	5729,1	5939,0	1038,0	1023,4	1099,0	1135,0	1127,0	1159,0
25	952,3	952,2	946,6	665,3	665,4	673,8	6438,0	6434,2	6785,0	1191,0	1174,1	1261,0	1298,0	1288,0	1327,0
30	1080,0	1079,1	1074,0	770,5	770,2	780,7	7215,0	7213,7	7805,0	1359,0	1340,7	1441,0	1478,0	1465,0	1513,0
35	1220,0	1218,1	1213,0	887,9	887,0	900,1	-	-	-	1545,0	1524,2	1639,0	1677,0	1660,0	1719,0

Πίνακας 6.2: Συνοπτικός πίνακας σύγκρισης εξεταζόμενων καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών για όλα τα ψυκτικά μέσα

6.2 Επιλογή ψυκτικού μέσου

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται τα δεδομένα και τα αποτελέσματα των δύο προσεγγιστικών μεθόδων αξιολόγησης των ψυκτικών.

6.2.1 Επιλογή μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών

Στην υποενότητα 5.3 περιγράφηκαν οι δύο μέθοδοι που αναπτύχθηκαν για σύγκριση της συμπεριφοράς των εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων. Παρακάτω, δίνονται τα δεδομένα και τα αποτελέσματα της κάθε μεθόδου.

1η μέθοδος

Η πρώτη μέθοδος αξιολόγησης έχει ως δεδομένα εισόδου τα περιεχόμενα του πίνακα (6.3):

Δεδομένα	
Ψυκτικό καθήκον	2*10^7 kJ/h
Πίεση εισόδου 1ου συμπιεστή	172 kPa
Πίεση εξόδου 1ου συμπιεστή	414 kPa
Πίεση εισόδου 2ου συμπιεστή	1655 kPa

Πίνακας 6.3: Δεδομένα 1ης μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων [17]

Τα αποτελέσματα δίνονται στον πίνακα (6.4):

Μεγέθη προς εξέταση		Αποτελέσματα		
		Propane	**R134-a**	**R507**
Έργο 1ου συμπιεστή	Wcomp1 (MW)	0,84	0,75	0,78
Έργο 2ου συμπιεστή	Wcomp2 (MW)	2,31	2,05	2,19
Συνολική απαίτηση ισχύος	Wtot (MW)	3,15	2,80	2,98
Ροή ψυκτικού στον 1ο συμπιεστή	Mass flow 1 (kg/s)	157,75	31,14	34,44
Ροή ψυκτικού στον 2ο συμπιεστή	Mass flow 2 (kg/s)	257,03	51,50	58,22
Θερμότητα συμπυκνωτή	Qcond (MW)	8,71	8,35	8,53
Θερμοκρασία απόρριψης chiller	Tchiller(oC)	-29,3	-13,8	-35,4
Θερμοκρασία απόρριψης συμπυκνωτή	Tcond (oC)	48,2	59,1	34,5
COP	COP	1,76	1,99	1,87

Πίνακας 6.4: Αποτελέσματα 1ης μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Τα συμπεράσματα που εξάγονται μετά τη λήψη των αποτελεσμάτων είναι τα ακόλουθα:

- Ο πρώτος συμπιεστής εμφανίζει μικρότερο έργο απ'ότι ο δεύτερος για όλα τα μέσα.
- Τα ψυκτικά R134-a και R507 έχουν παραπλήσιες τιμές για τα έργα, τις ροές μάζας και την θερμότητα που απορρίπτει ο συμπυκνωτής, σε σχέση με το προπάνιο που διαφοροποιείται αρκετά.
- Τη μεγαλύτερη απαίτηση σε ισχύ εμφανίζει το προπάνιο ενώ τη μικρότερη το R-134a.
- Το μεγαλύτερο COP δίνει το R-134a και το μικρότερο το προπάνιο.
- Το ψυκτικό R134-a διαφοροποιείται πολύ ως προς τις δύο θερμοκρασίες απόρριψης που μας ενδιαφέρουν και πρακτικά.

Η μέθοδος αυτή δίνει μια πρώτη εικόνα για τη συμπεριφορά των ψυκτικών σε κάποιες αρχικές συνθήκες, όμως δεν μπορούν να εξαχθούν εύκολα συμπέρασμα, διότι το κάθε ψυκτικό υπερτερεί ή μειονεκτεί σε διαφορετική μεταβλητή από τα άλλα δύο. Επίσης, με βάση τις τάσεις ατμών που έχουν παρουσιαστεί σε άλλες ενότητες, είναι λογικό ότι δεν μπορούν όλα τα μέσα να λειτουργούν το ίδιο αποτελεσματικά στις πιέσεις που έχουν οριστεί εδώ.

Επιπλέον, είναι σκόπιμο να εξεταστεί το σύστημα και με μια δεύτερη προσέγγιση για να μπορέσουμε να βγάλουμε πιο ολοκληρωμένα συμπεράσματα και να κάνουμε μια πιο αντικειμενική επιλογή. Η δεύτερη μέθοδος περιγράφεται ακολούθως.

2η μέθοδος

Η δεύτερη μέθοδος αξιολόγησης έχει ως δεδομένα τα περιεχόμενα του πίνακα (6.5). Οι τιμές των ενδιάμεσων πιέσεων υπολογίζονται για κάθε ψυκτικό για ίσους λόγους συμπίεσης των δύο συμπιεστών.

Δεδομένα	
Ψυκτικό καθήκον	2*10^7 kJ/h
Θερμοκρασία απόρριψης chiller	-35oC
Θερμοκρασία απόρριψης συμπυκνωτή	35oC
Ενδιάμεση πίεση propane	409,4 kPa
Ενδιάμεση πίεση CO2	2900 kPa
Ενδιάμεση πίεση R134-a	243,2 kPa
Ενδιάμεση πίεση R407C	396,4 kPa
Ενδιάμεση πίεση R507A	542,5 kPa

Πίνακας 6.5: Δεδομένα 2ης μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων [17]

Τα αποτελέσματα δίνονται στον πίνακα (6.6):

Μεγέθη προς εξέταση		Αποτελέσματα				
		Propane	*CO2*	*R407C*	*R134-a*	*R507A*
Έργο 1ου συμπιεστή	Wcomp1 (MW)	1,06	1,13	1,17	1,04	1,09
Έργο 2ου συμπιεστή	Wcomp2 (MW)	1,61	2,90	1,92	1,60	1,79
Συνολική απαίτηση ισχύος	Wtot (MW)	2,67	4,03	3,09	2,65	2,88
Ροή ψυκτικού στον 1ο συμπιεστή	Mass flow 1 (kg/s)	16,06	21,77	27,64	30,11	36,89
Ροή ψυκτικού στον 2ο συμπιεστή	Mass flow 2 (kg/s)	22,34	50,25	39,31	41,75	58,03
Θερμότητα συμπυκνωτή	Qcond (MW)	8,23	9,58	8,64	8,20	8,44
Πίεση εισόδου 1ου συμπιεστή	Pin1 (kPa)	137,4	1166	101,7	66,64	175,5
Πίεση εξόδου 2ου συμπιεστή	Pout2 (kPa)	1220	7215	1545	887,9	1677
COP	COP	2,08	1,38	1,80	2,10	1,93

Πίνακας 6.6: Αποτελέσματα 2ης μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Τα αποτελέσματα της δεύτερης μεθόδου δίνουν πιο ευδιάκριτα και συγκρίσιμα αποτελέσματα για τα μεγέθη που ενδιαφέρουν. Τα συμπεράσματα που εξάγονται είναι:

- Τη μικρότερη απαίτηση σε ισχύ εμφανίζει το R-134a με το προπάνιο να εμφανίζει εξίσου μικρή τιμή, με πολύ μικρή διαφορά.
- Ομοίως, το μεγαλύτερο COP δίνει το R-134a, το οποίο και πάλι ακολουθείται από το προπάνιο.
- Τις μεγαλύτερες τιμές πίεσης εμφανίζει με μεγάλη διαφορά το CO_2 κάτι που αναμενόταν, καθώς το CO_2 εμφανίζει τη μεγαλύτερη τάση ατμών για τις θερμοκρασίες στις οποίες αναφερόμαστε. Τις μικρότερες αντίθετα εμφανίζει το R134-a.
- Όσον αφορά τις ροές μάζας, τις πιο μικρές τιμές απαιτεί το προπάνιο για να παραχθεί το ίδιο ψυκτικό φορτίο, που έχει τεθεί εξαρχής.

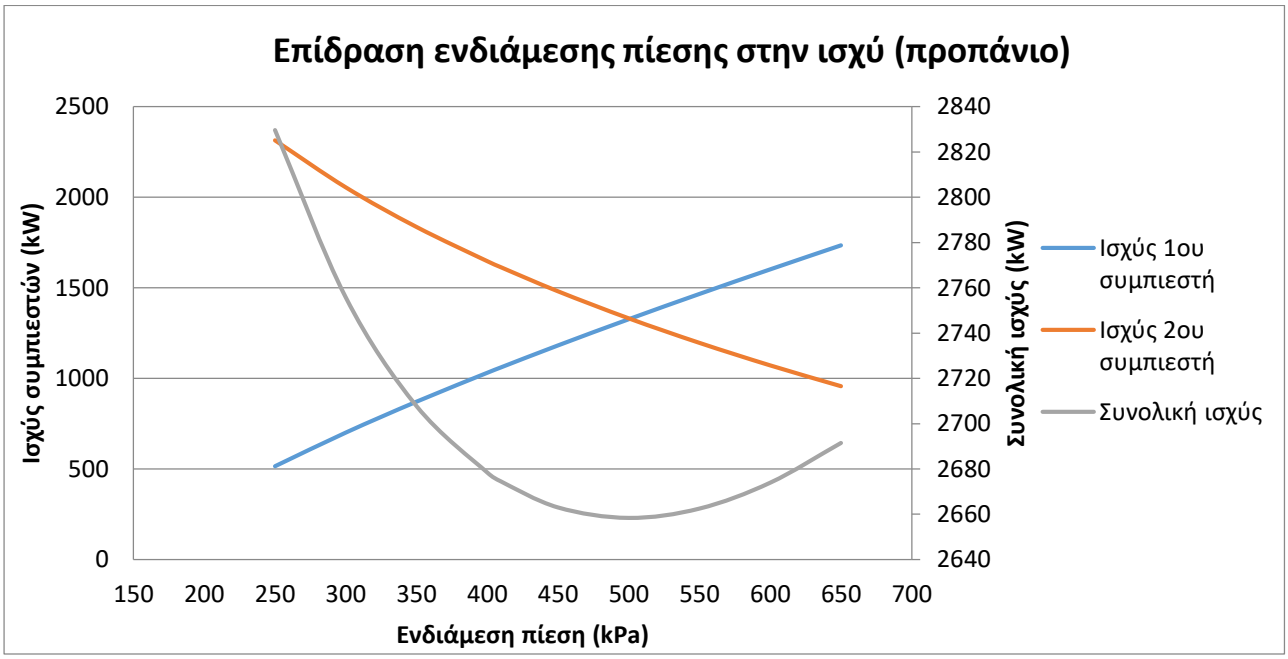
Η μέθοδος που επιλέχθηκε για την περαιτέρω μελέτη και σύγκριση των ψυκτικών μέσων είναι η 2η στην οποία ορίζονται οι θερμοκρασίες στα ρεύματα 3 και 10.

6.2.2 Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στην απαιτούμενη ισχύ

Τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω αφορούν, όπως αναφέρθηκε, την περίπτωση που οι δύο συμπιεστές έχουν ίδιο λόγο συμπίεσης. Αυτή η παραδοχή δεν εξασφαλίζει απαραίτητα την ελάχιστη απαιτούμενη ισχύ των δύο συμπιεστών. [29] Οι πιέσεις στην είσοδο του 1ου και στην έξοδο του 2ου δεν μπορούν να μεταβληθούν αφού είναι οι τάσεις ατμών των μέσων, δεδομένου ότι έχουν οριστεί οι θερμοκρασίες και η κατάσταση κορεσμού τους. Η μεταβλητή που μπορεί να μεταβληθεί και πιθανώς να βελτιστοποιηθεί είναι η ενδιάμεση πίεση. Στον πίνακα (6.7) παρουσιάζεται, για το κάθε ψυκτικό μέσο ξεχωριστά, η ισχύς των δύο συμπιεστών και το άθροισμά τους, ο λόγος συμπίεσης των συμπιεστών για την ελάχιστη απαιτούμενη ισχύ στην περίπτωση μη ίσων λόγων συμπίεσης, καθώς και τα αντίστοιχα μεγέθη στην περίπτωση ίσων λόγων συμπίεσης. Αυτό φαίνεται και ποιοτικά στα διαγράμματα (6.6)-(6.10), όπου φαίνεται πώς μεταβάλλεται η ισχύς με μεταβαλλόμενη την τιμή της ενδιάμεσης πίεσης και άρα του λόγου συμπίεσης των δύο συμπιεστών.

	Προπάνιο	R134-a	R507	R407C	CO2
Ενδιάμεση πίεση (kPa)	500	300	700	600	4400
Λόγος συμπίεσης 1ου συμπιεστή	3,64	4,50	3,99	5,77	3,77
Λόγος συμπίεσης 2ου συμπιεστή	2,44	2,96	2,40	2,57	1,64
Ελάχιστη συνολική ισχύς (kW)	**2658,4**	**2630,3**	**2847,4**	**3041,9**	**3750,0**
Ενδιάμεση πίεση (kPa)	409,4	243,2	542,5	396,4	2900
Ίσοι λόγοι συμπίεσης	2,98	3,65	3,09	3,90	2,49
Συνολική ισχύς (kW)	**2674,6**	**2646,3**	**2882,9**	**3090,1**	**4028,2**
Εξοικονόμηση ισχύος (kW)	**16,2**	**16,0**	**35,5**	**48,2**	**278,2**

Πίνακας 6.7: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ



Διάγραμμα 6.6: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – προπάνιο

Τα αντίστοιχα διαγράμματα των υπόλοιπων ψυκτικών παρατίθονται στο παράρτημα Α

Παρατηρούμε ότι:

- Η ελάχιστη συνολική ισχύς παρουσιάζεται σε μεγαλύτερες τιμές ενδιάμεσης πίεσης, από τις αρχικές τιμές που είχαμε ορίσει για ίσους λόγους συμπίεσης των δύο συμπιεστών. Αυτό παρατηρείται για όλα τα ψυκτικά.

- Η ελάχιστη ισχύς δίνεται όταν ο πρώτος συμπιεστής έχει μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης από τον δεύτερο και όχι ίσο με αυτόν, όπως είχε οριστεί αρχικά.
- Η ελάχιστη ισχύς δίνεται όταν οι δύο συμπιεστές απαιτούν σχεδόν ίδια τιμή ισχύος.
- Την πιο μικρή τιμή συνολικής απαιτούμενης ισχύος δίνει το R134-a και αμέσως μετά το προπάνιο, το οποίο εμφανίζει και τους μικρότερους λόγους συμπίεσης.

6.2.3 Επιλογή ψυκτικού μέσου

Με βάση τις παραπάνω πληροφορίες και αποτελέσματα, καταλληλότερα ψυκτικά μέσα για την εγκατάσταση που μελετάται κρίνονται πως είναι το προπάνιο και το R134-a. Το R134-a υπερτερεί ελαφρώς στην απαίτηση ισχύος για παραγωγή του ίδιου ψυκτικού φορτίου, στο COP και στο ότι έχει μικρότερες τάσεις ατμών. Μειονεκτεί στις μεγαλύτερες παροχές μάζας που απαιτούνται στα ρεύματα και έχει εξαιρετικά μεγαλύτερο δείκτη GWP, που το καθιστά επιβλαβές για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Το προπάνιο αντίθετα έχει πολύ μικρό δείκτη GWP και οι τιμές των αντίστοιχων μεγεθών είναι παραπλήσιες με του R134-a. Για το λόγο αυτό ο ψυκτικός κύκλος της εικόνας (4.2) σχεδιάζεται με χρήση **προπανίου** ως ψυκτικό μέσο.

6.3 Εφαρμογή του ψυκτικού κύκλου στη διεργασία του απομεθανοποιητή

Η μελέτη που προηγήθηκε έγινε για την επιλογή του ψυκτικού μέσου που έχει τις καλύτερες ιδιότητες για να λειτουργεί ενεργειακά βέλτιστα ο ψυκτικός κύκλος, με σκοπό την ενσωμάτωση του ψυκτικού κύκλου ως εξωτερικό μέρος ψύξης στη διεργασία απόσταξης του μεθανίου από το NGL. Η προσομοίωση της διεργασίας σε περιβάλλον Unisim έχει παρουσιασθεί στην εικόνα (4.4).

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται η προσομοιώση με ορισμένες αρχικές συνθήκες καθώς και οι δοκιμές που ακολούθησαν για την ικανοποίηση της απαίτησης περιεκτικότητας 96% σε μεθάνιο του ρεύματος sales gas.

6.3.1 Αρχικές συνθήκες

Οι παραδοχές αυτές αφορούν τις συνθήκες που επικρατούν στο φυσικό αέριο όταν εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας ως θερμό ρεύμα (feed gas) και τη σύστασή του, τις θερμοκρασίες των ρευμάτων 2,6, reflux, side draw in, και τις συνθήκες λειτουργίας της αποστακτικής στήλης.

Στον πίνακα 6.8 δίνεται μια σύνοψη των αρχικών συνθηκών.

Αρχικές συνθήκες προσομοίωσης		
Συνθήκες εισόδου feed gas	T (oC)	25
	P (kPa)	6000
	Μοριακή ροή (kgmole/h)	36000
Θερμοκρασία ρεύματος 2	T (oC)	-25
Θερμοκρασία ρεύματος 6	T (oC)	15
Θερμοκρασία ρεύματος side draw in	T (oC)	-50
Θερμοκρασία ρεύματος reflux	T (oC)	-83,5
Σύσταση feed gas (κλάσματα moles)	Methane	0,865
	Ethane	0,075
	Propane	0,035
	n-Butane	0,006
	i-Butane	0,015
	i-Pentane	0,004
Συνθήκες αποστακτικής στήλης	P (kPa)	3000
	Δίσκοι, n	32
	Ρεύματα εισόδου	Upper feed, n=17
		Lower feed, n=24
		Sidefeed, n=21
		Reflux, n=1
	Ρεύματα εξόδου	Overhead Vap, Top product
		Bottoms Liq, NGL
		Sidedraw out, n=7

Πίνακας 6.8: Αρχικές συνθήκες προσομοίωσης [10], [22]

Εκτός από τις απαραίτητες συνθήκες του πίνακα (6.8) στα ρεύματα και στην αποστακτική στήλη, πρέπει να τεθούν κάποιοι περιορισμοί για να γίνει έλεγχος αν μπορεί η αποστακτική στήλη να παράξει αποτέλεσμα υπό τις επιλεγόμενες συνθήκες. Οι περιορισμοί που επιλέγονται σχετίζονται με τις συστάσεις των ρευμάτων που εξέρχονται από την αποστακτική στήλη. Ο πρώτος περιορισμός αφορά το ρεύμα του πυθμένα (NGL), όπου απαιτείται μικρή περιεκτικότητα σε μεθάνιο και μεγαλύτερη στους βαρύτερους υδρογονάνθρακες. Ο δεύτερος περιορισμός αφορά τη ροή μάζας του ρεύματος ανακυκλοφορίας που βοηθάει στην περαιτέρω ψύξη του ρεύματος τροφοδοσίας του συστήματος. Συνοπτικά, οι περιορισμοί αναγράφονται στον πίνακα (6.9) και τα αποτελέσματα στον πίνακα (6.10).

Περιεκτικότητα μεθανίου στο ρεύμα πυθμένα	Comp ratio	0,01
Μοριακή ροή ρεύματος ανακυκλοφορίας	Rate (kgmole/h)	2200

Πίνακας 6.9: Περιορισμοί για τη λειτουργία της αποστακτικής στήλης [10], [22]

Αποτελέσματα		
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	14,19
Απαίτηση ισχύος συμπιεστών διεργασίας ανάκτησης	Precomp(MW)	16,92
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	31,11
Σύσταση ρεύματος sales gas	Methane	0,955
Ανάκτηση μεθανίου στο ρεύμα sales gas	Meth-Recovery (%)	99,9

Πίνακας 6.10: Αποτελέσματα προσομοίωσης με τις αρχικές συνθήκες

Στον πίνακα (6.10) αναγράφονται πληροφορίες για ένα σύνολο μεγεθών που ενδιαφέρουν την παρούσα μελέτη, δηλαδή η απαίτηση σε εξωτερική ψύξη και η απαίτηση ισχύος του επανασυμπιεστή, το άθροισμα των οποίων αναγράφεται ως συνολική απαίτηση ισχύος εφόσον καθορίζει και το λειτουργικό κόστος της εγκατάστασης.

Στον πίνακα (6.10) αναγράφεται και η ανάκτηση του μεθανίου που ορίζεται ως:

$$Methane\ Recovery\ (\%) = \frac{(m_{meth})_{sales\ gas}}{(m_{meth})_{feed\ gas}} * 100\ \%$$

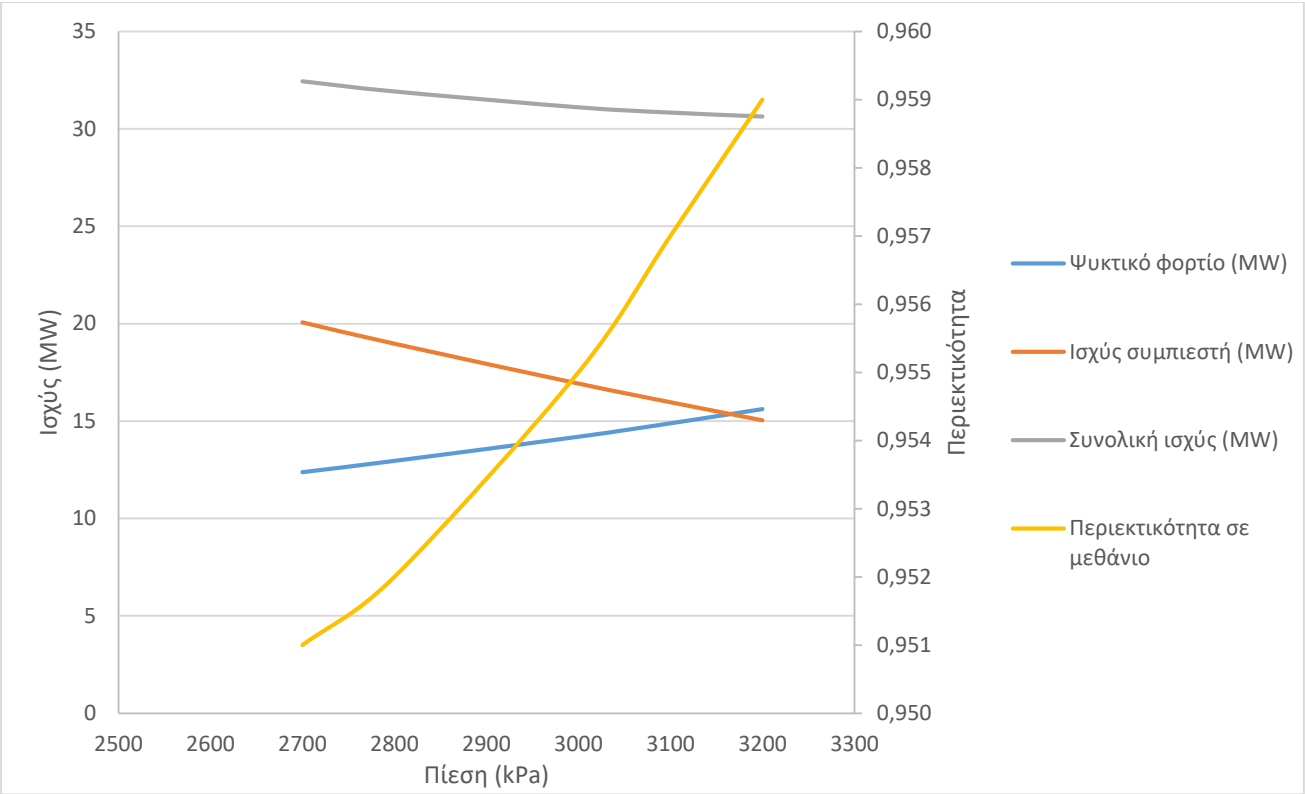
Παρατηρείται ότι η περιεκτικότητα σε μεθάνιο του ρεύματος sales gas δεν είναι η επιθυμητή (96%) και έτσι πρέπει να εξεταστεί ένας αριθμός πιθανών συνδυασμών που θα εξασφαλίζουν την περιεκτικότητα αυτή και θα διατηρούν την απαίτηση ισχύος σε χαμηλές τιμές.

6.3.2 Μεταβολή πίεσης αποστακτικής στήλης

Η πρώτη μεταβλητή που εξετάζεται είναι η τιμή της πίεσης της αποστακτικής στήλης. Τα αποτελέσματα για 4 ενδεικτικές μεταβολές δίνονται στον πίνακα (6.11).

		1η δοκιμή	2η δοκιμή	Αρχ.συνθήκες	3η δοκιμή	4η δοκιμή
Πίεση	P (kPa)	**2700**	**2800**	**3000**	**3100**	**3200**
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	12,37	12,95	14,19	14,88	15,61
Απαίτηση ισχύος επανασυμπιεστή	Precomp(MW)	20,07	18,97	16,92	15,96	15,03
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	32,44	31,92	31,11	30,84	30,64
Σύσταση sales gas	Methane	0,951	0,952	0,955	0,957	0,959

Πίνακας 6.11: Επίδραση μεταβολής πίεσης της αποστακτικής στήλης



Διάγραμμα 6.11: Επίδραση μεταβολής πίεσης της αποστακτικής στήλης

Για <u>αύξηση της πίεσης</u> της αποστακτικής στήλης παρατηρείται:

- Αύξηση της περιεκτικότητας του sales gas σε μεθάνιο
- Αύξηση του ψυκτικού φορτίου
- Μείωση του έργου του συμπιεστή
- Μείωση της συνολικής απαίτησης ισχύος

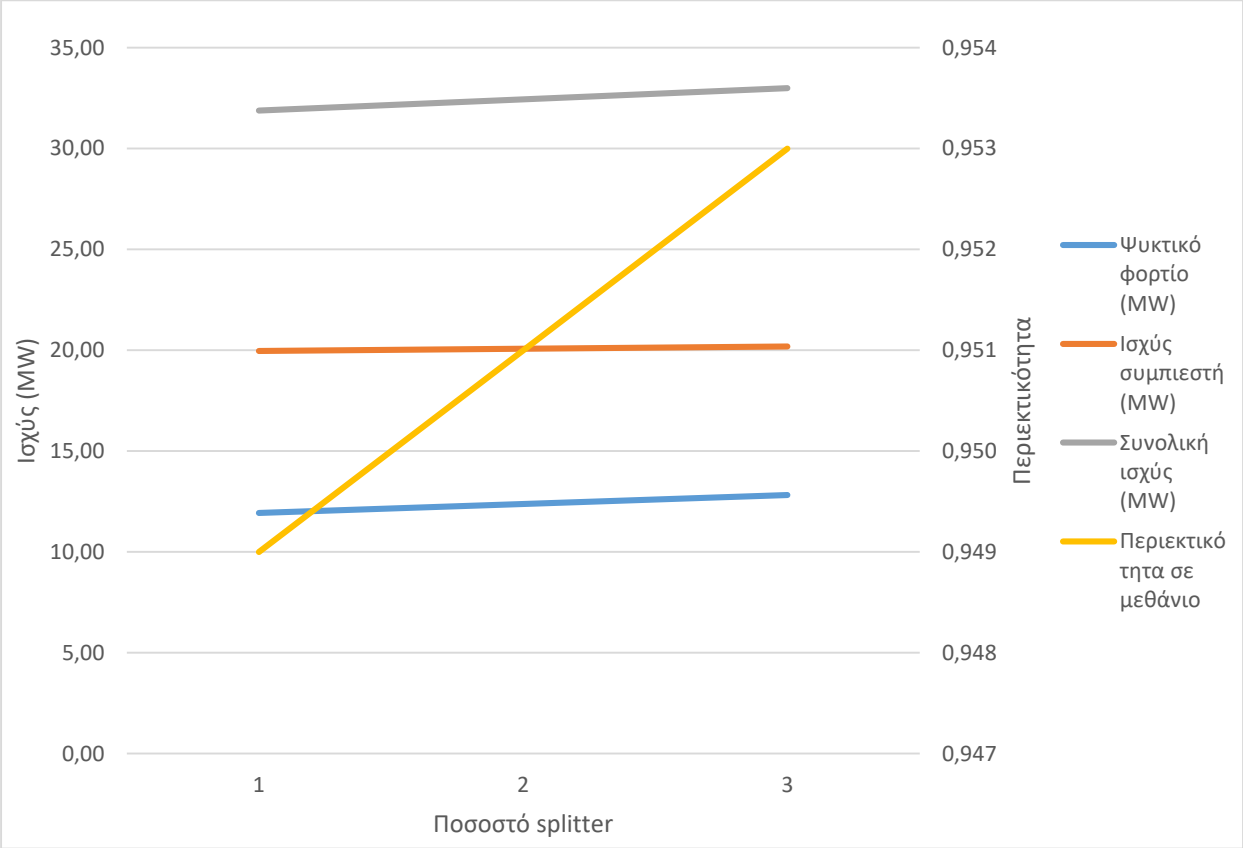
Τα αντίθετα αποτελέσματα προκύπτουν κατά την μείωση της πίεσης της αποστακτικής στήλης.

6.3.3 Μεταβολή ποσότητας διαχωρισμού του ατμού

Το δεύτερο μέγεθος που μεταβάλλεται είναι το ποσοστό του ατμού που στέλνει ο splitter προς απευθείας εκτόνωση και στον reflux cooler για είσοδο στην κορυφή της αποστακτικής στήλης. Η αρχική τιμή στις υποενότητας (6.3.1) και (6.3.2) είναι 50%-50% (σημείο 2 στα διαγράμματα), ενώ θα εξεταστούν οι περιπτώσεις διαχωρισμού 48%-52% (σημείο 1 στα διαγράμματα, 48% προς reflux cooler, 52% προς expander) και 52%-48% (σημείο 3 στα διαγράμματα, (52% προς reflux cooler, 48% προς expander).Τα αποτελέσματα δίνονται στον πίνακα (6.12) και σε μορφή διαγραμμάτων (6.12)-(6.15).

		48-52	50-50	52-48	48-52	50-50	52-48	48-52	50-50	52-48	48-52	50-50	52-48
Πίεση	P (kPa)	**2700**			**2800**			**3100**			**3200**		
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	11,93	12,37	12,82	12,49	12,95	13,41	14,37	14,88	15,38	15,09	15,61	16,13
Απαίτηση ισχύος επανασυμπιεστή	Precomp(MW)	19,96	20,07	20,18	18,86	18,97	19,08	15,87	15,96	16,04	14,95	15,03	15,12
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	31,89	32,44	33,00	31,35	31,92	32,49	30,24	30,84	31,42	30,04	30,64	31,25
Σύσταση sales gas	Methane	0,949	0,951	0,953	0,951	0,952	0,954	0,955	0,957	0,959	0,957	0,959	0,961

Πίνακας 6.12: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter



Διάγραμμα 6.12: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 2700kPa

Τα διαγράμματα για τις υπόλοιπες τιμές πιέσεων παρατίθενται στο παράρτημα Α.

Με <u>αύξηση της ποσότητας του ατμού</u> που οδηγείται στο reflux cooler έχουμε:

- Αύξηση της περιεκτικότητας του sales gas σε μεθάνιο
- Αύξηση του ψυκτικού φορτίου
- Αύξηση του έργου του συμπιεστή

- Αύξηση της συνολικής απαίτησης ισχύος

Τα αντίθετα αποτελέσματα προκύπτουν για μείωση της ποσότητας προς reflux cooler.

Τα αποτελέσματα αυτής της δοκιμής επιφέρουν αύξηση τόσο στην περιεκτικότητα όσο και στην συνολικά απαιτούμενη ισχύ. Επειδή το ζητούμενο είναι η αύξηση της περιεκτικότητας σε ποσοστό μεγαλύτερο του 96%, δίνεται έμφαση σε αυτή την απαίτηση και οι επόμενοι υπολογισμοί γίνονται για την περίπτωση της αύξησης της ποσότητας του ατμού προς τα ανώτερα επίπεδα της στήλης.

Για πρώτη φορά παρουσιάζεται περιεκτικότητα 96% για το συνδυασμό αύξησης της πίεσης και αύξησης της ποσότητας ατμού προς τα ανώτερα επίπεδα της στήλης. Επιπλέον, η συνολικά απαιτούμενη ισχύς έχει χαμηλότερες τιμές για τις δύο υψηλότερες τιμές πίεσης. Για τους λόγους αυτούς, η μελέτη περιορίζεται για τις περιπτώσεις των 3100 kPa και 3400kPa στις επόμενες υποενότητες

6.3.4 Μεταβολή θερμοκρασίας ρεύματος 2 (έξοδος από τον ψυκτικό κύκλο)

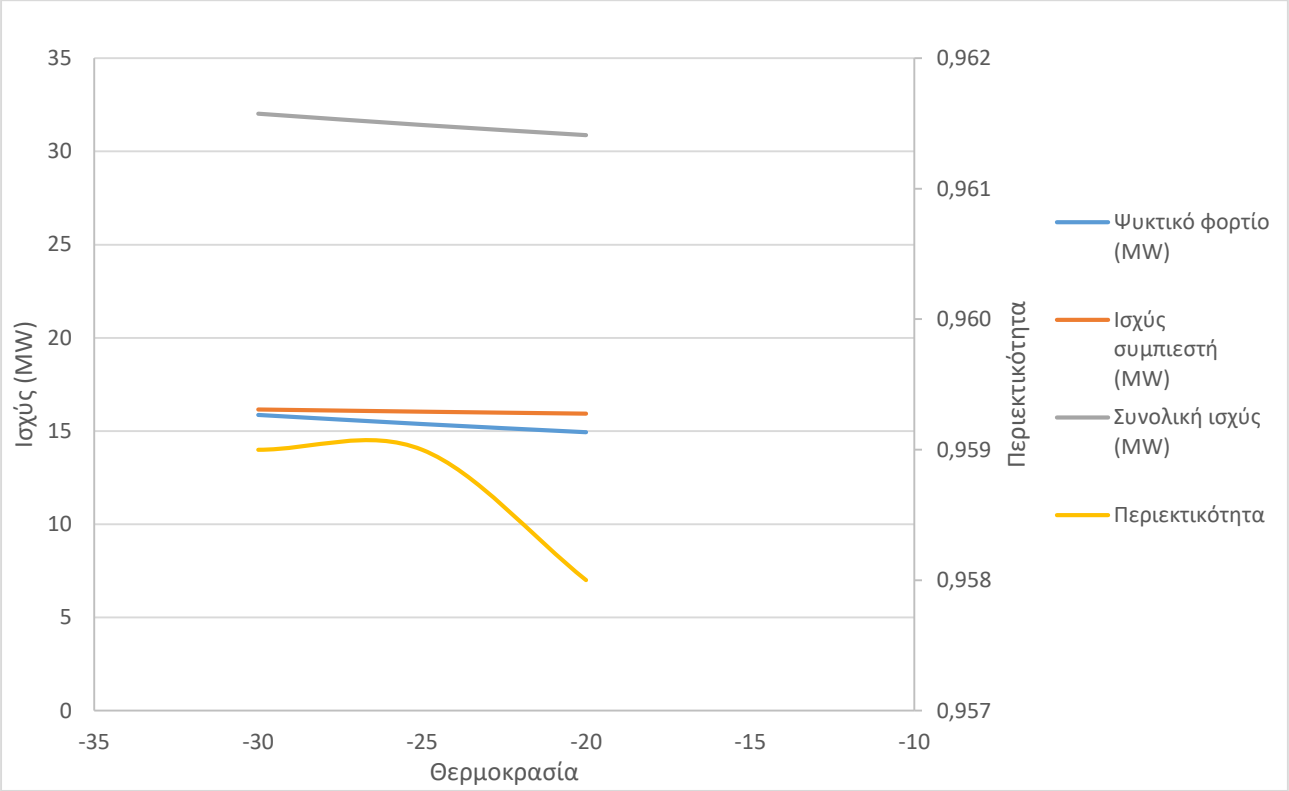
Η τρίτη μεταβλητή που εξετάζεται είναι η θερμοκρασία που έχει το αέριο εισόδου όταν εξέρχεται από τον ψυκτικό κύκλο. Η μεταβολή αυτή αναμένεται να έχει μεγαλύτερη επίδραση στο ψυκτικό φορτίο. Οι δοκιμές αφορούν τις πιέσεις 3100kPa και 3400kPa, με ποσοστό ατμού προς το reflux cooler ίσο με 52%. Εξετάζονται ενδεικτικά μία μικρότερη και μία μεγαλύτερη θερμοκρασία από την αρχική. Τα αποτελέσματα δίνονται στους πίνακες (6.13), (6.14) και στα διαγράμματα (6.16), (6.17).

		T=-22oC	T=-25oC	T=-28oC
Πίεση	P (kPa)		**3100**	
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	14,94	15,38	15,87
Απαίτηση ισχύος επανασυμπιεστή	Precomp(MW)	15,94	16,04	16,15
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	30,88	31,42	32,02
Σύσταση sales gas	Methane	0,958	0,959	0,959

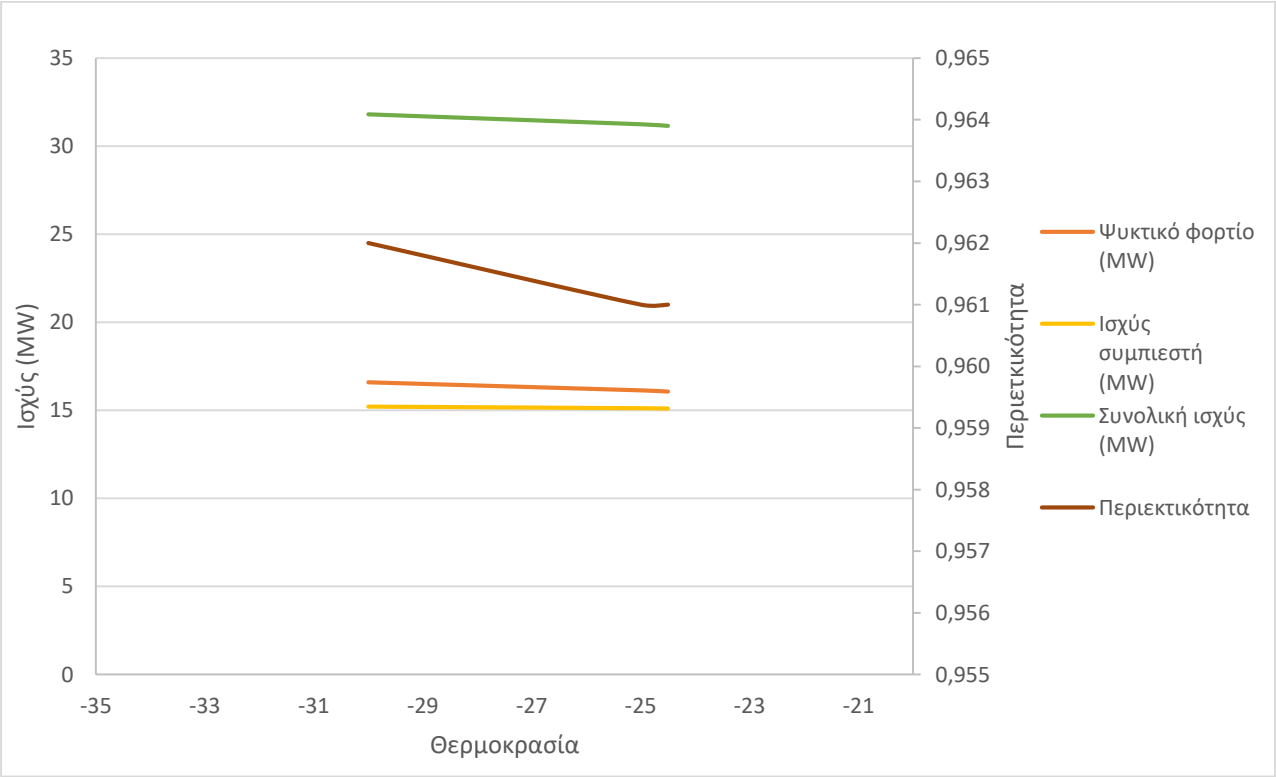
Πίνακας 6.13: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο, πίεση 3100kPa

		T=-24,5oC	T=-25oC	T=-28oC
Πίεση	P (kPa)		**3200**	
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	16,06	16,13	16,59
Απαίτηση ισχύος επανασυμπιεστή	Precomp(MW)	15,10	15,12	15,22
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	31,16	31,25	31,81
Σύσταση sales gas	Methane	0,961	0,961	0,962

Πίνακας 6.14: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο, πίεση 3200kPa



Διάγραμμα 6.16: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας ρεύματος 2, πίεση 3100kPa



Διάγραμμα 6.17: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας ρεύματος 2, πίεση 3200kPa

Με μείωση της θερμοκρασίας παρατηρείται:

- Μικρή αύξηση της περιεκτικότητας του sales gas σε μεθάνιο
- Αύξηση του ψυκτικού φορτίου
- Αύξηση του έργου του συμπιεστή
- Αύξηση της συνολικής απαίτησης ισχύος

Όπως ήταν αναμενόμενο, η μεταβολή αυτή δεν βελτιώνει ιδιαίτερα την απαίτηση σε υψηλή περιεκτικότητα, ενώ επηρεάζει πιο αισθητά την συνολική απαιτούμενη ισχύ. Για την πίεση των 3200kPa η θερμοκρασία δεν μπορεί να ανέλθει πάνω από -24,5 ^{o}C, διότι η στήλη δεν παράγει αποτελέσματα.

Η σύγκριση των πινάκων (6.13), (6.14) βοηθά να εξαχθούν το εξής συμπέρασμα:

- Με αύξηση της πίεσης παρατηρείται μεγαλύτερη απαίτηση σε εξωτερική ψύξη απ'ότι για επανασυμπίεση του αερίου πώλησης, αλλά μικρότερη συνολικά απαιτούμενη ισχύς.
- Για πίεση της αποστακτικής στήλης ίση με 3200 kPa και θερμοκρασία εξόδου του αερίου εισόδου από τον ψυκτικό κύκλο ίση -25°C, παρουσιάζεται ο καλύτερος συνδυασμός υψηλής περιεκτικότητας σε μεθάνιο 96,1% και χαμηλής συνολικής απαιτούμενης ισχύος 31,25 MW.

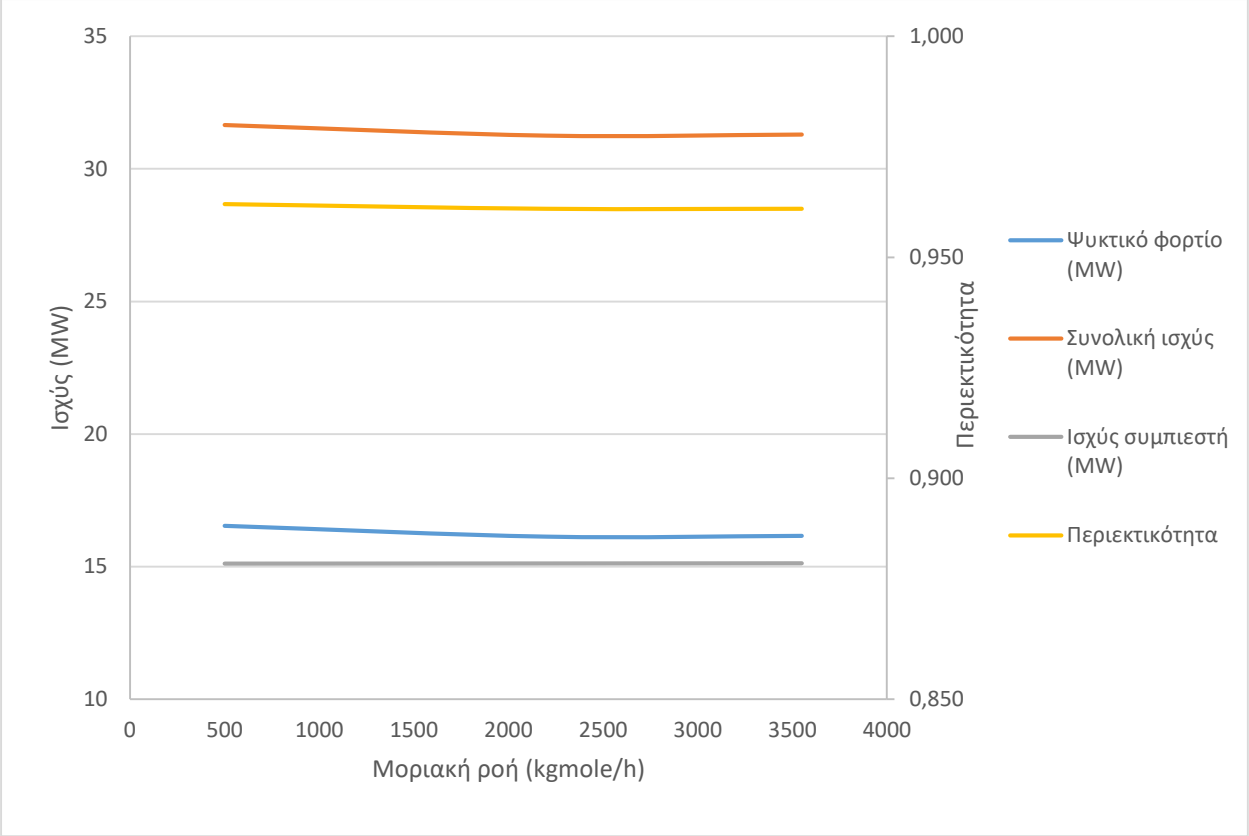
Για την περίπτωση αυτή, εξετάζεται η τελευταία μεταβλητή στην αμέσως επόμενη υποενότητα.

6.3.5 Μεταβολή ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας

Για τα δεδομένα της προηγούμενης υποενότητας γίνεται μεταβολή στην τιμή της αρχικής ροής του ρεύματος ανακυκλοφορίας.

Μοριακή ροή ρεύματος αναρροής	Sidedraw out rate (kgmole/h)	**1000**	**2200**	**3550**
Πίεση	P (kPa)	**3200**		
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	16,54	16,13	16,16
Απαίτηση ισχύος επανασυμπιεστή	Precomp(MW)	15,11	15,12	15,12
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	31,65	31,25	31,28
Σύσταση sales gas	Methane	0,962	0,961	0,961

Πίνακας 6.15: Επίδραση μεταβολής ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας, πίεση 3200kPa



Διάγραμμα 6.18: Επίδραση μεταβολής ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας, πίεση 3200kPa

Με <u>αύξηση της ροής</u> παρατηρείται:

- Σταθερή τιμή περιεκτικότητας του sales gas σε μεθάνιο
- Μείωση του ψυκτικού φορτίου
- Σταθερή τιμή του έργου του συμπιεστή
- Σταθερή τιμή της συνολικής απαίτησης ισχύος

Για μείωση της ροής παρατηρείται μεγαλύτερη μεταβολή στις απαιτήσεις ισχύος.

Συνοπτικά, η μεταβολή αυτή επηρεάζει κυρίως το ψυκτικό φορτίο και κατ'επέκταση τη συνολική απαίτηση ισχύος, διότι με μεγαλύτερη ποσότητα ανακυκλοφορίας επιτυγχάνεται πιο εντατική ψύξη του αερίου τροφοδοσίας μέσα στον εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων και είσοδος του στον ψυκτικό κύκλο σε χαμηλότερη θερμοκρασία.

6.3.6 Επιλογή συνθηκών λειτουργίας

Με την ολοκλήρωση της παραμετρικής ανάλυσης, γίνεται η επιλογή των βέλτιστων, για την αρχική απαίτηση περιεκτικότητας του sales gas κατά 96% σε μεθάνιο, συνθηκών και σύγκριση με τις αρχικές στον πίνακα (6.16). Στον πίνακα (6.17) δίνονται τα αποτελέσματα των εξεταζόμενων μεγεθών για τις δύο περιπτώσεις.

Συνθήκες λειτουργίας της διεργασίας ανάκτησης μεθανίου			
		Αρχικές	**Τελικές**
Συνθήκες εισόδου feed gas	T (oC)	25	25
	P (kPa)	6000	6000
	Μοριακή ροή (kgmole/h)	36000	36000
Θερμοκρασία ρεύματος 2	T (oC)	-25	**-25**
Θερμοκρασία ρεύματος 6	T (oC)	15	15
Θερμοκρασία ρεύματος side draw in	T (oC)	-50	-50
Θερμοκρασία ρεύματος reflux	T (oC)	-83,5	-83,5
Σύσταση feed gas (κλάσματα moles)	Methane	0,865	0,865
	Ethane	0,075	0,075
	Propane	0,035	0,035
	n-Butane	0,006	0,006
	i-Butane	0,015	0,015
	i-Pentane	0,004	0,004
Συνθήκες αποστακτικής στήλης	P (kPa)	3000	**3200**
	Δίσκοι, n	32	32
	Ρεύματα εισόδου	Upper feed, n=17	Upper feed, n=17
		Lower feed, n=24	Lower feed, n=24
		Sidefeed, n=21	Sidefeed, n=21
		Reflux, n=1	Reflux, n=1
	Ρεύματα εξόδου	verhead Vap, Top product	Overhead Vap, Top product
		Bottoms Liq, NGL	Bottoms Liq, NGL
		Sidedraw out, n=7	Sidedraw out, n=7
Ποσοστό διαχωρισμού splitter προς reflux cooler	Split ratio	50%-50%	**52%-48%**
Περιεκτικότητα μεθανίου στο ρεύμα πυθμένα	Comp ratio	0,01	0,01
Μοριακή ροή ρεύματος ανακυκλοφορίας	Rate (kgmole/h)	2200	**3550**

Πίνακας 6.16: Σύγκριση αρχικών-τελικών συνθηκών λειτουργίας της διεργασίας

Αποτελέσματα			
		Τελικές τιμές	**Αρχικές τιμές**
Απαίτηση σε εξωτερική ψύξη	Qrefr (MW)	16,16	14,19
Απαίτηση ισχύος συμπιεστών διεργασίας ανάκτησης	Precomp(MW)	15,12	16,92
Συνολική απαίτηση ισχύος	Ptot (MW)	31,28	31,11
Σύσταση ρεύματος sales gas	Methane	0,961	0,955
Ανάκτηση μεθανίου στο ρεύμα sales gas	Meth-Recovery (%)	99,9	99,9

Πίνακας 6.17: Σύγκριση εξεταζόμενων μεγεθών

Κατά τον τελικό συνδυασμό μεταβολών επιτυγχάνεται περιεκτικότητα σε μεθάνιο στο αέριο πώλησης 96,1%, που αποτέλεσε αρχική απαίτηση του προβλήματος. Ταυτόχρονα, παρατηρείται ότι το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο αυξάνεται κατά 1,97 MW, το έργο για επανασυμπίεση μειώνεται κατά 1,8MW και η συνολικά απαιτούμενη ισχύς αυξάνεται μόνο κατά 0,17MW. Τα ποσά αύξησης διατηρούνται σε αρκετά χαμηλά επίπεδα, που είναι και στόχος της παρούσας εργασίας, επομένως ο τελικός συνδυασμός είναι αποδεκτός σε σύγκριση πάντα με τις αρχικές συνθήκες.

Η υψηλή τιμή ανάκτησης συνεπάγεται πως επιτυγχάνεται ο διαχωρισμός του μεθανίου από τους βαρύτερους υδρογονάνθρακες. Το ποσοστό 99,9% έρχεται σε συμφωνία με τον αρχικό περιορισμό που έχει οριστεί στο πρόβλημα για περιεκτικότητα του ρεύματος NGL σε μεθάνιο μικρότερη ή ίση με 1%.

7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα εργασία αντικείμενο μελέτης αποτέλεσε η ανάλυση της διεργασίας ανάκτησης μεθανίου και των βαρύτερων υδρογονανθράκων (NGL) από το φυσικό αέριο, με στόχο την ενεργειακή της βελτιστοποίηση. Για το σκοπό αυτό, πραγματοποιήθηκε προσομοίωση της διεργασίας με το λογισμικό Unisim Design® της εταιρείας Honeywell.

Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στο σύστημα εξωτερικής ψύξης του εισερχόμενου αερίου, διότι σε αυτό το τμήμα της διεργασίας εντοπίζεται η μεγαλύτερη κατανάλωση ισχύος. Ο ψυκτικός κύκλος που κρίθηκε πιο αποτελεσματικός είναι ο κύκλος ψύξης με διβάθμια συμπίεση ατμών, που περιλαμβάνει θάλαμο ανάμιξης. Σε σχέση με το αντίστοιχο σύστημα ψύξης με μονοβάθμια συμπίεση, η διβάθμια συμπίεση συνεπάγεται μεγαλύτερο συντελεστή COP, καθώς το έργο συμπίεσης μειώνεται και η θερμότητα που απορροφάται από τον ψυχόμενο χώρο αυξάνεται, ενώ ο θάλαμος ανάμιξης συμβάλλει στην καλύτερη μεταφορά θερμότητας λειτουργώντας σαν εξατμιστήρας του κύκλου κορυφής και σαν συμπυκνωτής του κύκλου βάσης.

Αρχικά διερευνώνται πέντε ψυκτικά μέσα ώστε να διαπιστωθεί ποιο συμβάλλει στην ελαχιστοποίηση του έργου που καταναλώνεται στον κύκλο ψύξης, εξετάζοντας ταυτόχρονα διάφορες συνθήκες λειτουργίας και μεθόδους προσέγγισης.

Σε πρώτη φάση εξετάζεται η απόδοση δύο καταστατικών εξισώσεων στην περιγραφή της τάσης ατμών των υπό μελέτη εργαζόμενων μέσων. Τόσο η Peng-Robinson όσο και η Benedict-Webb-Rubin-Starling, που εξετάστηκαν, έδωσαν ικανοποιητικά αποτελέσματα, τελικά όμως επιλέχθηκε η Peng-Robinson η οποία παρουσιάζει μικρό πλεονέκτημα.

Τα ψυκτικά R507A και R407C, που αποτελούν αντιπρόσωπους των αζεότροπων και ζεοτροπικών μειγμάτων αντίστοιχα, δεν παρουσιάζουν καλές τιμές για τους δείκτες COP, GWP και ODP. Αυτό τα αποκλείει ως εργαζόμενα μέσα γιατί συνεπάγονται μεγαλύτερη κατανάλωση ισχύος και χειρότερες περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Το διοξείδιο του άνθρακα παρόλο που δεν έχει βλαβερές για το περιβάλλον ιδιότητες, εκτός από τις πολύ μεγάλες τιμές τάσης ατμών που κάνουν απαραίτητη την εγκατάσταση στιβαρών εξοπλισμών, παρουσιάζει επίσης μικρό COP και δεν επιλέγεται ως ψυκτικό μέσο. Το ψυκτικό R134a εμφανίζει τις καλύτερες τιμές έργων των συμπιεστών και επομένως του COP και έχει καλές τιμές τάσεων ατμών, όμως οι δείκτες GWP και ODP είναι σχεδόν απαγορευτικοί για χρήση του στην εφαρμογή μας. Το προπάνιο, καλύπτει όλες τις επιθυμητές ιδιότητες και κρίνεται το πιο κατάλληλο μέσο για χρήση και εφαρμογή στον ψυκτικό κύκλο της διεργασίας ανάκτησης μεθανίου και NGL από το φυσικό αέριο.

Σημαντική παράμετρος βελτιστοποίησης του ψυκτικού κύκλου αποτελεί η ενδιάμεση πίεση των δύο συμπιεστών. Η αρχική υπόθεση των ίσων λόγων συμπίεσης δεν έδωσε τα βέλτιστα αποτελέσματα. Καλύτερη απόδοση του κύκλου προκύπτει όταν ο πρώτος συμπιεστής λειτουργεί με μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης σε σχέση με τον δεύτερο καθώς τότε παρατηρείται εξοικονόμηση ισχύος σε ποσό 16 MW.

Μετά την επιλογή των συνθηκών λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου, ακολουθεί η μελέτη της διεργασίας απομεθανίωσης. Ως στόχος τέθηκε περιεκτικότητα του παραγόμενου αερίου σε μεθάνιο μεγαλύτερη από 96%, και ελαχιστοποίησητης συνολικά απαιτούμενης ισχύος. Για το σκοπό αυτό ερευνάται η επίδραση των βασικότερων μεταβλητών της διεργασίας, που είναι η πίεση λειτουργίας της στήλης, η ροή του ρεύματος ανακυκλοφορίας, η θερμοκρασία εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο και το ποσοστό του ατμού μετά την αρχική ψύξη και εκτόνωση της τροφοδοσίας που οδηγείται στα ανώτερα επίπεδα της στήλης.

Στο σενάριο αναφοράς η τιμή πίεσης λειτουργίας της στήλης τέθηκε ίση με 3000 kPa. Σε πολύ μικρότερες τιμές η απαίτηση ισχύος για επανασυμπίεση είναι τόσο υψηλή ώστε η διαδικασία γίνεται μη οικονομική, ενώ σε πολύ υψηλότερες πιέσεις, η ανάκτηση υγρών υδρογονανθράκων μειώνεται σημαντικά λόγω των λιγότερο ευνοϊκών συνθηκών διαχωρισμού. Με μικρή αύξηση της πίεσης από τα 3000 kPa, δηλαδή 3200kPa, επιτυγχάνεται καλύτερη περιεκτικότητα σε μεθάνιο στο ρεύμα πώλησης, αλλά ταυτόχρονα αυξάνεται και η ψυκτική ισχύς καθώς και η ισχύς επανασυμπίεσης, που ορίζουν τη συνολικά απαιτούμενη ισχύ. Το ποσοστό του ατμού μετά την αρχική ψύξη και εκτόνωση της τροφοδοσίας που θα σταλεί είτε στο στρόβιλο είτε προς τα ανώτερα ρεύματα της στήλης επηρεάζει και την ισχύ και την περιεκτικότητα. Μεγαλύτερη ποσότητα ατμού προς το στρόβιλο, επιφέρει μεγαλύτερη παραγωγή ισχύος του στροβίλου που οδηγείται απευθείας στον πρώτο συμπιεστή. Η ισχύς του επανασυμπιεστή έτσι μειώνεται. Τότε όμως δεν ικανοποιείται η μέγιστη δυνατή ψύξη του αερίου εισόδου, με αποτέλεσμα της αύξησης της ψυκτικής ισχύος. Από την άλλη πλευρά η θερμοκρασία που θα έχει το ρεύμα του αερίου όταν εξέλθει από τον ψυκτικό κύκλο επηρεάζει κυρίως το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο, γιατί όσο χαμηλότερη είναι η τιμή αυτής της θερμοκρασίας, τόσο μεγαλύτερη είναι η ανάγκη σε εξωτερική ψύξη. Παρόλα αυτά επειδή η αρχική θερμοκρασία των -25°C ήταν αρκετά ικανοποιητική, διατηρείται και στη συνέχεια της έρευνας. Το ρεύμα ανακυκλοφορίας μειώνει την απαιτούμενη ψυκτική ισχύ όταν έχει μεγαλύτερη ροή, διότι γίνεται καλύτερη ανταλλαγή θερμότητας στον εναλλάκτη πολλαπλών ρευμάτων, όπου ψύχεται σε πρώτο στάδιο το αέριο εισόδου. Η περιεκτικότητα δεν επηρεάζεται σχεδόν καθόλου, ωστόσο τελικά επιλέγεται ροή ίση με 3550 kgmole/h, αντί της αρχικής που ήταν ίση με 2200kgmole/h, για μεγαλύτερη εξοικονόμηση ενέργειας.

Η απαιτούμενη ισχύς σε ψύξη, μετά το πέρας των δοκιμών βρέθηκε ότι αυξήθηκε μόλις κατά 1,97 MW σε σχέση με το αρχικό σύνολο συνθηκών, στο οποίο όμως δεν ικανοποιούταν η απαίτηση της εργασίας, που αφορά το ποσοστό 96% σε μεθάνιο στο ρεύμα πώλησης. Η συνολική απαιτούμενη ισχύς, αυξήθηκε επίσης σε πολύ μικρό ποσό ίσο με 0,17 MW, γεγονός που επιβεβαιώνει ότι οι μεταβολές που έγιναν ως προς τις αρχικές συνθήκες είναι ικανοποιητικές.

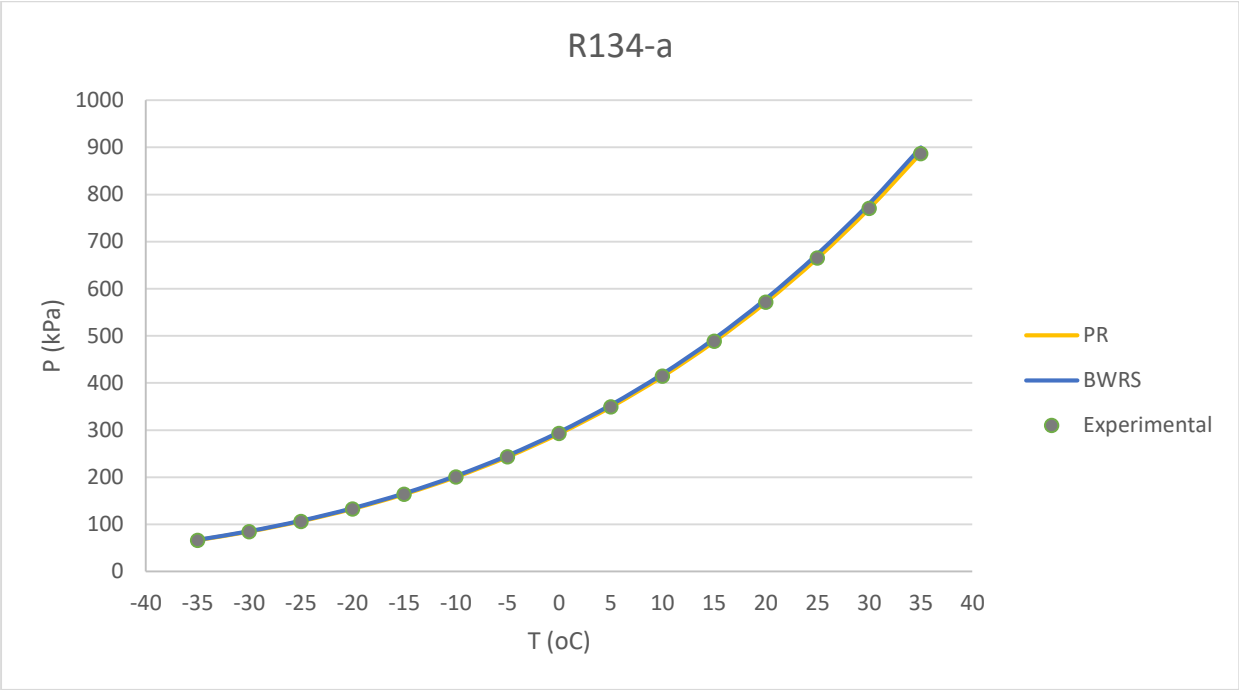
Συνοπτικά, η διεργασία που μελετήθηκε και αναλύθηκε στην παρούσα εργασία, αποτελεί ένα σύνθετο παραμετρικό πρόβλημα. Με την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε τροποποιήθηκαν ορισμένες συνθήκες λειτουργίας που προτείνονται στη βιβλιογραφία και επιτεύχθηκε βελτίωση της ποιότητας του παραγόμενου φυσικού αερίου με μικρή αύξηση των ενεργειακών απαιτήσεών της.

8. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΕΥΝΑ

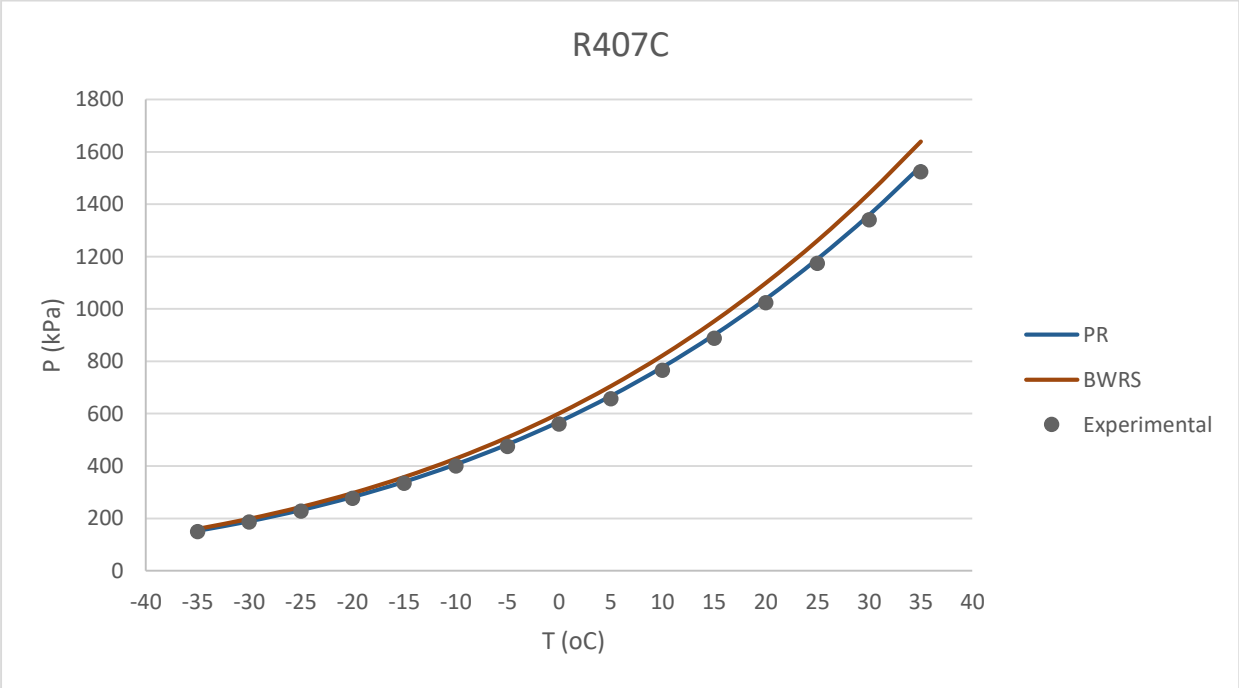
Στην παρούσα μελέτη τέθηκε ως απαίτηση η υψηλή ανάκτηση μεθανίου στο αέριο πώλησης. Συχνά οι εφαρμογές αυτές αναφέρουν και υψηλή ανάκτηση αιθανίου στο ρεύμα του πυθμένα NGL. Κάτι τέτοιο δεν εξετάζεται εδώ, διότι ο σχεδιασμός και οι συνθήκες είναι διαφορετικές. Προτείνεται, λοιπόν, η επέκταση της μελέτης αυτής με επιπλέον απαίτηση για υψηλή ανάκτηση αιθανίου στο ρεύμα που εξέρχεται από τον πυθμένα.

Μια δεύτερη πρόταση αφορά την επιλογή άλλου ψυκτικού μέσου στον κύκλο ψύξης που θα συμβάλλει στην καλύτερη ενεργειακή εξοικονόμηση.

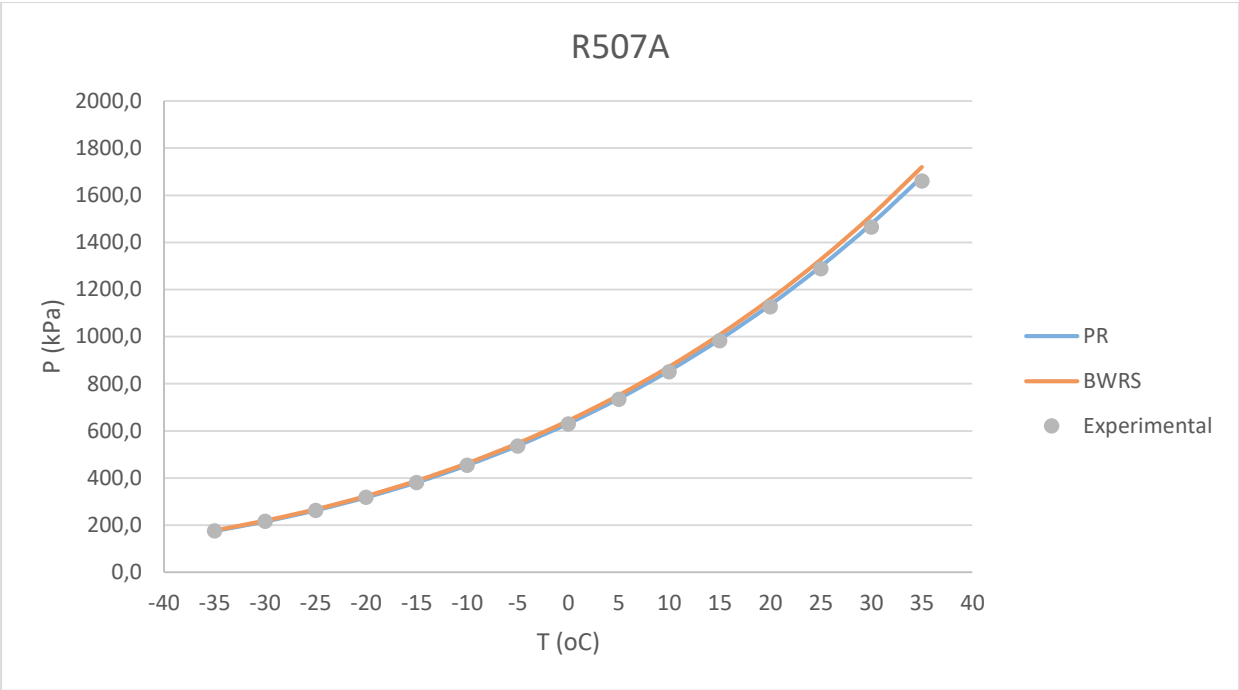
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ



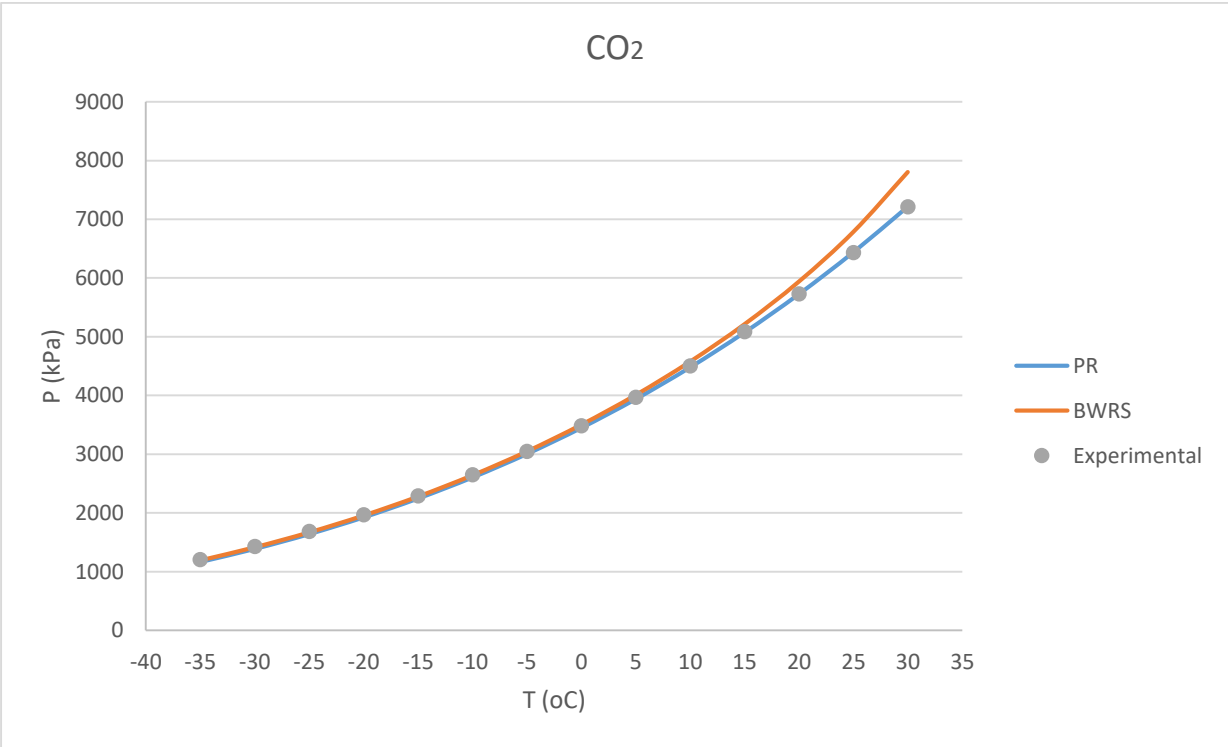
Διάγραμμα 6.2: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -R134-a



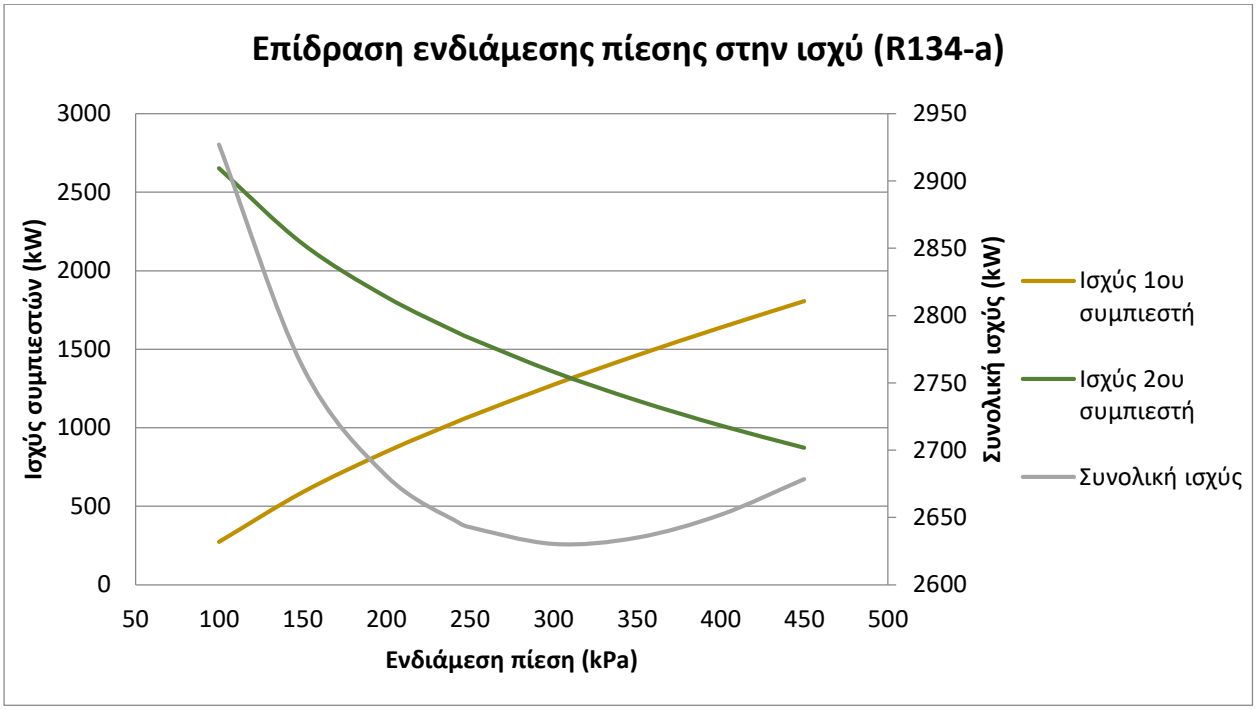
Διάγραμμα 6.3: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -R407C



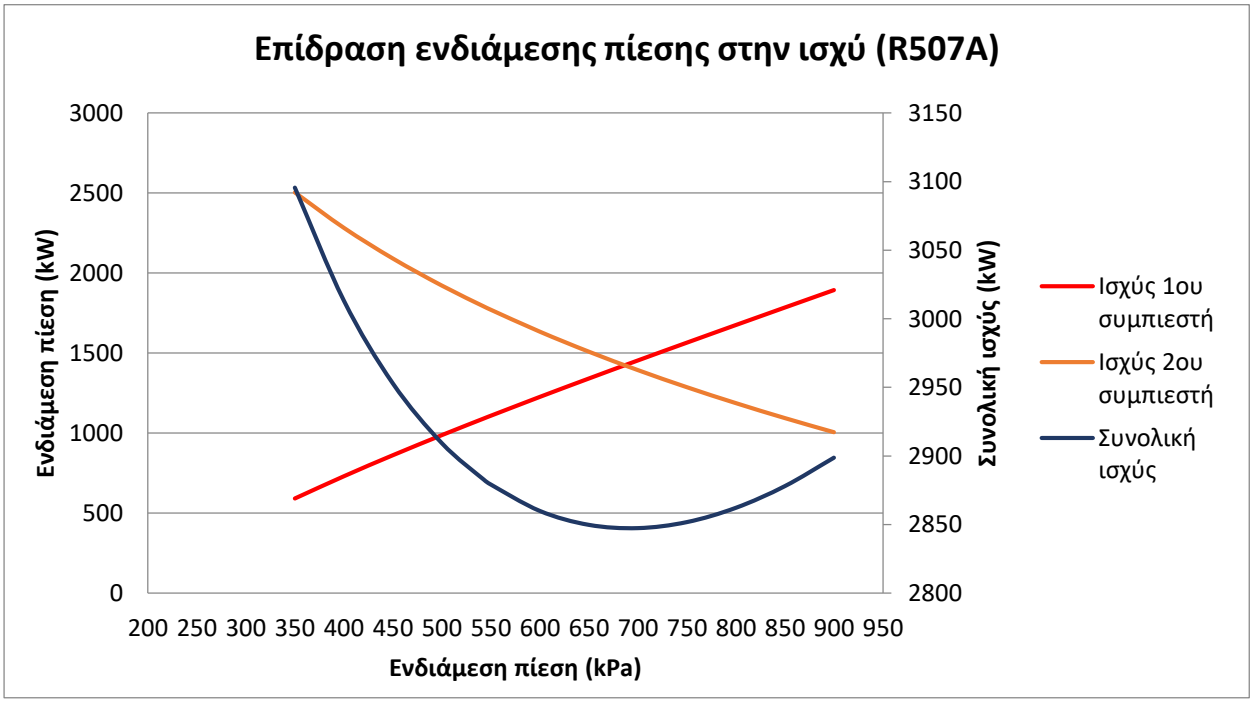
Διάγραμμα 6.4: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -R507A



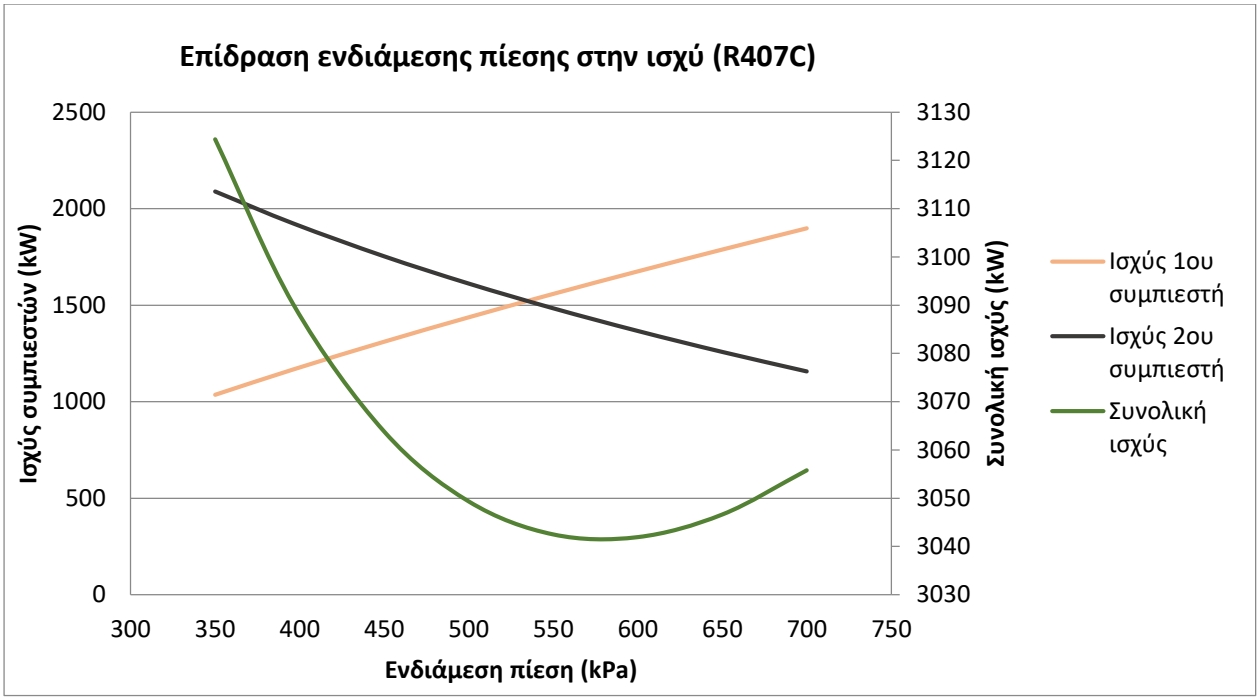
Διάγραμμα 6.5: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -CO_2



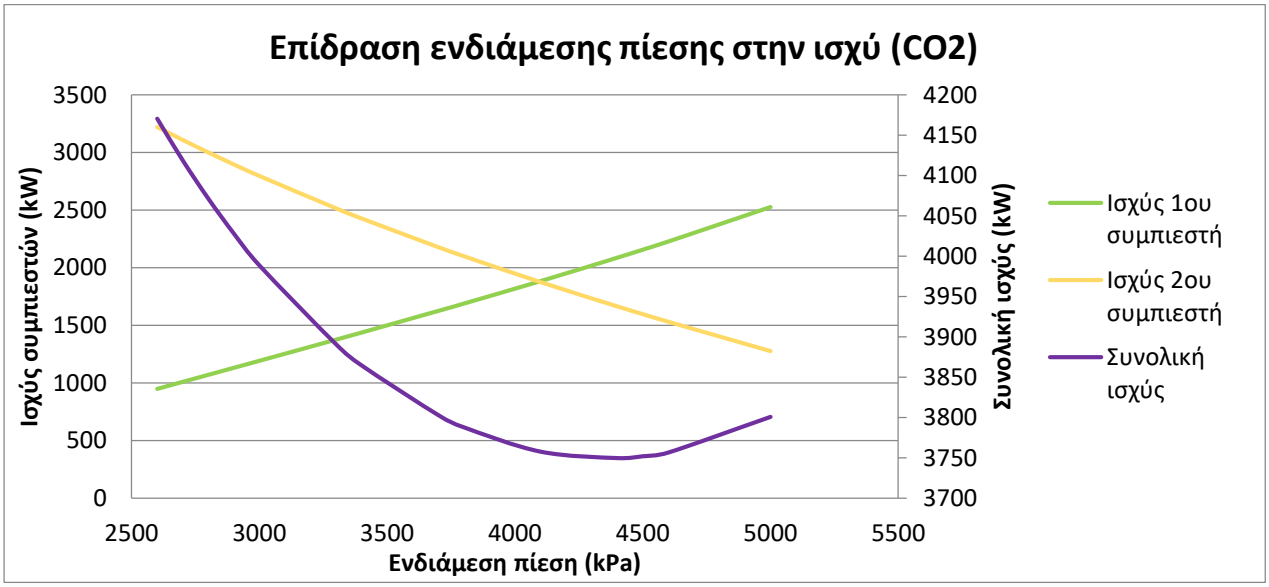
Διάγραμμα 6.7: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R134-a



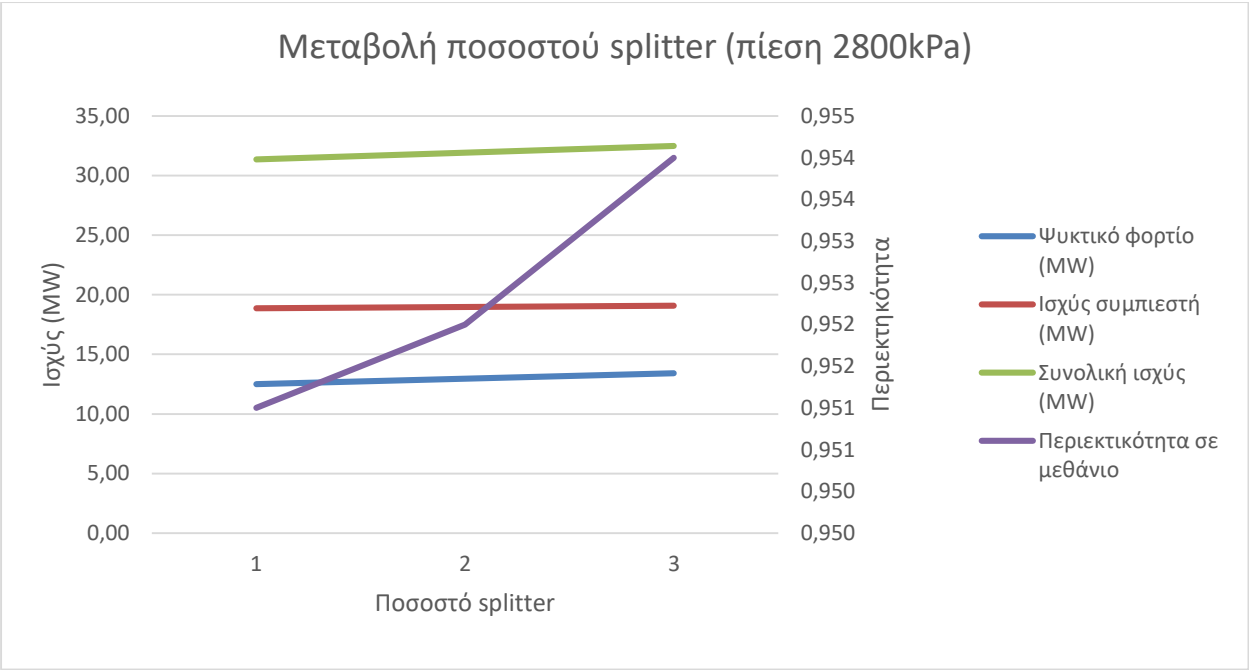
Διάγραμμα 6.8: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R507A



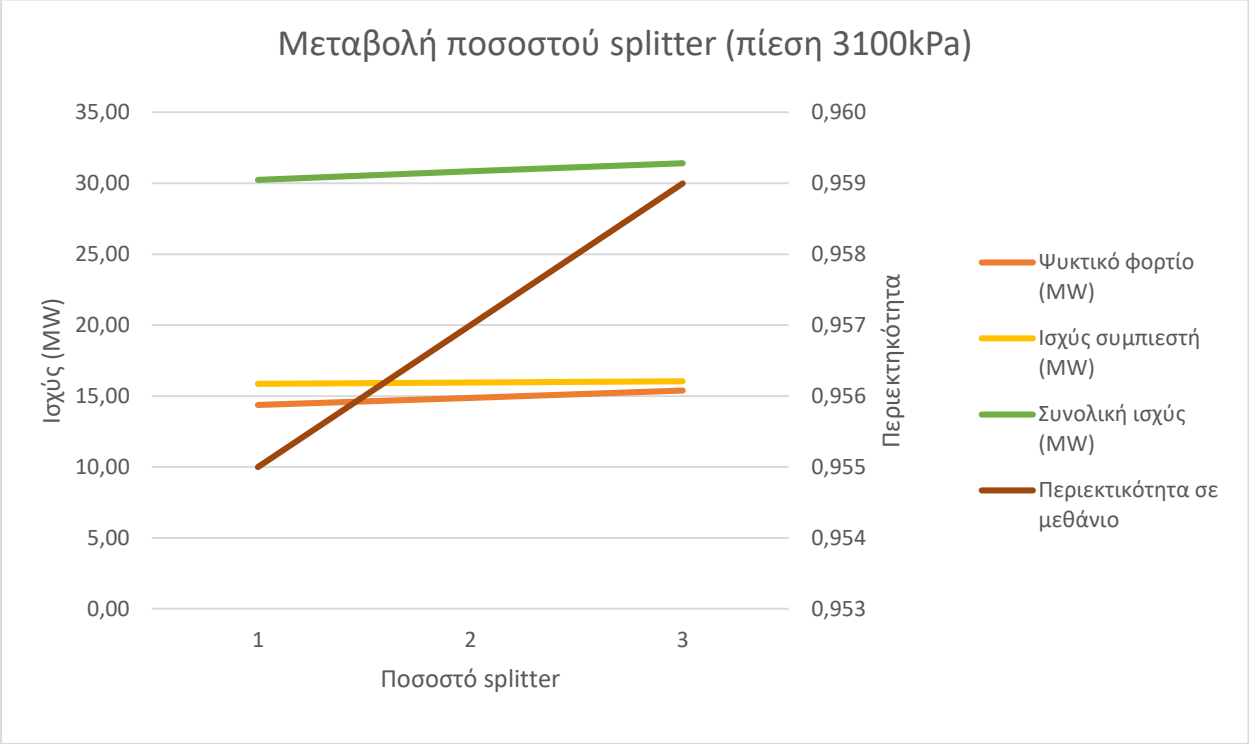
Διάγραμμα 6.9: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R407C



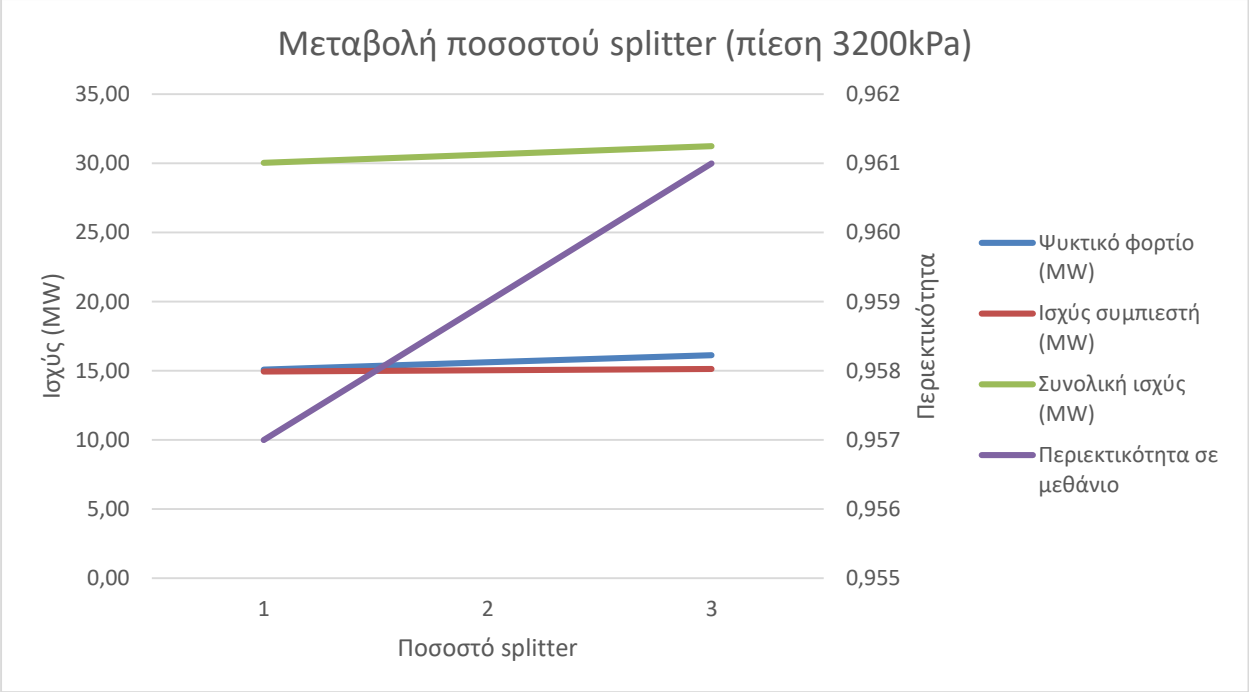
Διάγραμμα 6.10: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – CO_2



Διάγραμμα 6.13: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 2800kPa



Διάγραμμα 6.14: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 3100kPa



Διάγραμμα 6.15: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 3200kPa

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 6.1: Μέσο σχετικό σφάλμα καταστατικών για κάθε ψυκτικό μέσο

Πίνακας 6.2: Συνοπτικός πίνακας σύγκρισης εξεταζόμενων καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών για όλα τα ψυκτικά μέσα

Πίνακας 6.3: Δεδομένα 1^{ης} μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Πίνακας 6.4: Αποτελέσματα 1^{ης} μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Πίνακας 6.5: Δεδομένα 2^{ης} μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Πίνακας 6.6: Αποτελέσματα 2^{ης} μεθόδου αξιολόγησης ψυκτικών μέσων

Πίνακας 6.7: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ

Πίνακας 6.8: Αρχικές συνθήκες προσομοίωσης

Πίνακας 6.9: Περιορισμοί για τη λειτουργία της αποστακτικής στήλης

Πίνακας 6.10: Αποτελέσματα προσομοίωσης με τις αρχικές συνθήκες

Πίνακας 6.11: Επίδραση μεταβολής πίεσης της αποστακτικής στήλης

Πίνακας 6.12: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter

Πίνακας 6.13: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο, πίεση 3100kPa

Πίνακας 6.14: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου από τον ψυκτικό κύκλο, πίεση 3200kPa

Πίνακας 6.15: Επίδραση μεταβολής ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας, πίεση 3200kPa

Πίνακας 6.16: Σύγκριση αρχικών-τελικών συνθηκών λειτουργίας της διεργασίας

Πίνακας 6.17: Σύγκριση εξεταζόμενων μεγεθών

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 2.1: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα T-s

Εικόνα 2.2: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα p-h

Εικόνα 2.3: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα T-s

Εικόνα 2.4: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης με συμπίεση σε διάγραμμα p–H

Εικόνα 2.5: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος πολυβάθμιας ψύξης

Εικόνα 2.6: Ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος διβάθμιας ψύξης με θάλαμο ανάμιξης

Εικόνα 2.7: Σχηματικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση

Εικόνα 2.8: Καμπύλη V-T κατά την εκτόνωση σε διάταξη βαλβίδας

Εικόνα 2.9: Θερμοκρασία αναστροφής συναρτήσει της πίεσης

Εικόνα 210: Διάγραμμα p-h μείγματος ψυκτικού

Εικόνα 3.1: Μεταβατικά ψυκτικά μέσα και ιδιότητες

Εικόνα 4.1: Τυπικό σύστημα διαχωρισμού φυσικού αερίου

Εικόνα 4.2: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου σε περιβάλλον Unisim

Εικόνα 4.3: Διάγραμμα ροής διεργασίας ανάκτησης μεθανίου σε περιβάλλον Unisim

Εικόνα 4.4: Διάγραμμα ροής διεργασίας ανάκτησης μεθανίου με ενσωματωμένο τον ψυκτικό κύκλο

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Δ: ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ

Διάγραμμα 5.1 : Τάσεις ατμών εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων

Διάγραμμα 5.2: Πυκνότητα κορεσμένων υγρών ψυκτικών μέσων

Διάγραμμα 5.3: Πυκνότητα κορεσμένων ατμών ψυκτικών μέσων

Διάγραμμα 6.1: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -προπάνιο

Διάγραμμα 6.2: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών - R134-a

Διάγραμμα 6.3: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -R407C

Διάγραμμα 6.4: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -R507A

Διάγραμμα 6.5: Σύγκριση καταστατικών εξισώσεων με πειραματικές τιμές τάσεων ατμών -CO_2

Διάγραμμα 6.6: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – προπάνιο

Διάγραμμα 6.7: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R134-a

Διάγραμμα 6.8: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R507A

Διάγραμμα 6.9: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – R407C

Διάγραμμα 6.10: Επίδραση της ενδιάμεσης πίεσης στη συνολική ισχύ – CO_2

Διάγραμμα 6.11: Επίδραση μεταβολής πίεσης της αποστακτικής στήλης

Διάγραμμα 6.12: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 2800kPa

Διάγραμμα 6.13: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 2800kPa

Διάγραμμα 6.14: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 3100kPa

Διάγραμμα 6.15: Επίδραση μεταβολής ποσοστού splitter για πίεση 3200kPa

Διάγραμμα 6.16: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας ρεύματος 2, πίεση 3100kPa

Διάγραμμα 6.17: Επίδραση μεταβολής θερμοκρασίας ρεύματος 2, πίεση 3200kPa

Διάγραμμα 6.18: Επίδραση μεταβολής ροής ρεύματος ανακυκλοφορίας, πίεση 3200kPa

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

[1] Woodcock, K. E. Gas, Natural, « Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology», Wiley: New York, 2005; Vol. 12, p 365−386

[2] Manning, F. S., Thompson, R. E. «Oilfield Processing: Natural Gas», PennWell Publishing Co.: Tulsa, OK, 1991

[3] Kidney, A. J., Parris, W. R., «Fundamentals of Natural Gas Processing», CRC Press: Boca Raton, FL, 2006.

[4] Mokhatab, S., Poe, W. A., «Natural Gas: Transmission and Processing», 2nd ed.; Gulf Professional Publishing, 2006, Elsevier.

[5] Campbell Roy, Wilkinson John, Hudson Hank, «*Hydrocarbon gas processing»* (1997).

[6] Soave, G. S.; Gamba, S., Pellegrini, L. A., Bonomi, S, «Feedsplitting technique in cryogenic distillation», Ind. Eng. Chem. Res. 2006, 45, 5761−7765.

[7] Yang, X.; Xu, Q, «Product loss minimization of an integrated cryogenic separation system», Chem. Eng. Technol. 35 2012, 4, 635− 645.

[8] Lee, S.; Long, N. V. D., Lee, M., « Design and optimization of natural gas liquefaction and recovery processes for offshore floating liquefied natural gas plants.», Ind. Eng. Chem. Res. 2012, 51, 10021− 10030.

[9] Nawaz M., Jobson M, "Synthesis and Optimization of Demethanizer Flowsheets for Tow Temperature Separation Processes", Centre for Process Integration, School of Chemical Engineering and Analytical Science, University of Manchester, Manchester, 2010.

[10] William L. Luyben, «NGL Demethanizer Control», Department of Chemical Engineering, Lehigh University, Bethlehem, Pennsylvania 18015, United States

[11] Y.A Cengel, M.A Boles, "Θερμοδυναμική για Μηχανικούς», 7η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, 2013.

[12] Κατσαπρακάκης Δ., Μονιάκης Μ., «Θέρμανση - ψύξη - κλιματισμός», Σύνδεσμος Ελληνικών Ακαδημαϊκών Βιβλιοθηκών, Αθήνα, 2015

[13] Πολυζάκης Απ. Λ., «Θερμοδυναμική και Προχωρημένη Θερμοδυναμική», Έκδοση Κεντρική – Διάθεση bookstation.gr

[14] Campbell J. M., « Gas Conditioning and Processing», Vol 2: The equipment modules, 7th Edition, USA, 1992

[15] Ζητούνη-Πετρόγιαννη Αθηνά, «Τεχνοοικονομική ανάλυση συστήματος τριπαραγωγής με ανάκτηση θερμότητας», Σχολή Μηχανολογών Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, 2016

[16] Θεμελης Μαγριπλης, «Ψυκτική εγκατάσταση-ανάλυση, εξήγηση και μελέτη ψυκτικής εγκατάστασης εμπορικού πλοίου», Ακαδημία εμπορικού ναυτικού Μακεδονίας, Σχολή Μηχανικών, Μάϊος 2015

[17] Mozammel Mazumder and Qiang Xu, «Study for the Optimal Operation of Natural Gas Liquid Recovery and Natural Gas Production», Dan F. Smith Department of Chemical Engineering Lamar University, Beaumont, Texas 77710, USA

[18] www.engineeringtoolbox.com/refrigerants-designations

[19]www.el.wikipedia.org/φυσικόαέριο

[20] www.energypress.gr

[21] Παπανίκας Δ.Γ., «Τεχνολογία Φυσικού Αερίου», Τόμος Ι, 2η έκδοση, Αθήνα 1997,2007

[22] Nawaz M., Jobson M, "Synthesis and Optimization of Demethanizer Flowsheets for Tow Temperature Separation Processes", Centre for Process Integration, School of Chemical Engineering and Analytical Science, University of Manchester, Manchester, 2010

[23]www.wikipedia.org/equation-of-state

[24] Peng D-Y, Robinson D., «Peng–Robinson equation of state (PR EOS)», University of Alberta, 1976

[25] Benedict, Webb, Rubin, Starling, «BWRS equation of state», University of Oklahoma

[26] https://www.nist.gov/

[27] Thermodynamic Properties of DuPont ™ Suva 407C® Refrigerant

[28] Thermodynamic Properties of DuPont ™ Suva 507A® Refrigerant

[29] Moshfeghian M, «*Optimization of Propane Refrigeration System for Hydrcarbon Dew -Pointing and NGL Extraction*», Lowlands, Tobago, October 7-10, 2018