

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ - ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ
ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΚΤΙΝΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΓΙΑ ΚΛΕΙΣΤΟ
ΚΥΚΛΟ ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟΥ ΔΙΟΞΕΙΔΙΟΥ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ**

Αλπογιάννης Χρήστος

Επιβλέπων: Δρ. Ιωάννης Σαρρής

Αθήνα, Μάρτιος 2022

Κενή σελίδα.

Μέλη Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής

Πρώτος Εξεταστής:	Ιωάννης Σαρρής Καθηγητής, Μηχανολόγος Μηχανικός
Δεύτερος Εξεταστής:	Απόστολος Γκούντας Καθηγητής ΕΣΠΑ, Μηχανολόγος Μηχανικός
Τρίτος Εξεταστής:	Εμμανουήλ Προεστάκης Λέκτορας Εφαρμογών, Μηχανολόγος Μηχανικός

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο/Η κάτωθι υπογεγραμμένος/η..... Αλποχιάννης Χρήστος
του..... Χρήστος....., με αριθμό μητρώου 96197732.....
φοιτητής/τρια του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του
Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο/Η Δηλών/ούσα



Κενή σελίδα.

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ

Ενότητες

1. Εισαγωγή	6
1.1 Ιστορία CO ₂ ως εργαζόμενο ρευστό	6
1.1.1 Tokyo Institute of Technology (TIT)	7
1.1.2 Sandia National Laboratory (SNL)	8
1.1.3 Σύστημα SCIEL	10
1.1.4 Korea Institute of Energy Research (KIER)	11
1.1.5 US Department of Energy (DoE)	12
1.1.6 Institute of Applied Energy (IAE)	13
1.1.7 Πρόοδος πειραμάτων στην Κίνα	14
1.1.8 Bechtel Marine Propulsion Corporation (BMPC)	15
1.1.9 Echogen EPS 100	16
1.2 Ιδιότητες S-CO ₂	18
1.3 Υπερκρίσιμος κύκλος	20
1.4 Στόχος εργασίας	22
1.5 Δομή εργασίας	22
2. Θερμοδυναμικός κύκλος	23
2.1 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση	23
2.2 Παραμετρική ανάλυση	28
2.3 Αποτελέσματα	30
3. Συμπιεστής	32
3.1 Σχεδιασμός βασικών χαρακτηριστικών	33
3.2 Τρίγωνα ταχυτήτων	35
3.3 Σχεδιασμός Συμπιεστή	37
3.4 Μοντέλο Συμπιεστή	38
4. Συμπεράσματα	39
5. Βιβλιογραφία	40

Σημειολογία

Πίνακας I: Περιγραφή μεγεθών του ακτινικού συμπιεστή

Συμβολισμός	Περιγραφή
D_1	Διάμετρος συμπιεστή στην είσοδο [m, mm]
r_1/ r_{1t}	Ακτίνα συμπιεστή στην είσοδο [m, mm]
r_{1h}	Ακτίνα συμπιεστή στο κέντρο της πτερωτής (hub) [m, mm]
r_{1m}	Ακτίνα συμπιεστή σε ενδιάμεση θέση (mid-span) [m, mm]
D_2	Διάμετρος συμπιεστή στην έξοδο [m, mm]
r_2	Ακτίνα συμπιεστή στην έξοδο [m, mm]
N	Ταχύτητα περιστροφής του στροφείου [rpm, rad/s]
A_1	Επιφάνεια εισόδου του συμπιεστή [m ²]
$A_{\text{impellerEye}}$	Ωφέλιμη επιφάνεια εισόδου χωρίς το κέντρο της πτερωτής [m ²]
A_2	Επιφάνεια εξόδου του συμπιεστή [m ²]
N_s	Ειδική ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή
D_s	Ειδική διάμετρος του συμπιεστή
Φ	Αδιάστατος συντελεστής παροχής μάζας συμπιεστή
Ψ	Αδιάστατος συντελεστής φορτίου συμπιεστή

Πίνακας II: Περιγραφή θερμοδυναμικών μεγεθών του συστήματος

Συμβολισμός	Περιγραφή
n_{isc}	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή
n_{ist}	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου
n_{rec}	Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας
\dot{m}	Παροχή μάζας [kg/s]
H, h	Ενθαλπία [kJ/kg]
P	Πίεση [MPa]
s	Εντροπία [kJ/kgK]
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα CO ₂ υπό σταθερή πίεση
C_v	Ειδική θερμοχωρητικότητα CO ₂ υπό σταθερό όγκο

Πίνακας III: Περιγραφή θερμοδυναμικού κύκλου

Συμβολισμός	Περιγραφή
01	Έξοδος του εναλλάκτη ψύξης/ Είσοδος του συμπιεστή
02	Έξοδος του συμπιεστή/Είσοδος στον εναλλάκτη ανάκτησης (θέρμανση)
02p	Έξοδος του εναλλάκτη ανάκτησης(θέρμανση)/Είσοδος στον θερμαντικό εν.
03	Έξοδος του θερμαντικού εναλλάκτη/Είσοδος στον στρόβιλο
04	Έξοδος του στροβίλου/Είσοδος στον εναλλάκτη ανάκτησης (ψύξη)
04p	Έξοδος του εναλλάκτη ανάκτησης (ψύξη)/Είσοδος του εναλλάκτη ψύξης

Εικόνες

Εικόνα 01: Πειραματική διάταξη TIT	7
Εικόνα 02: 1 ^η πειραματική διάταξη SNL	8
Εικόνα 03: 2 ^η πειραματική διάταξη SNL	8
Εικόνα 04: Σχέδιο TAC (Turbine-Alternator-Compressor)	9
Εικόνα 05: 3 ^η πειραματική διάταξη SNL	9
Εικόνα 06: Πειραματική διάταξη SCIEL	10
Εικόνα 07: Πειραματική διάταξη KIER (kWe class στα δεξιά, Δεκάδες kWe στα αριστερά)	11
Εικόνα 08: Υπό κατασκευή πειραματική διάταξη KIER, εκατοντάδων kWe	12
Εικόνα 09: Πειραματική διάταξη DoE	13
Εικόνα 10: Πειραματική διάταξη IAE	14
Εικόνα 11: Πειραματική διάταξη CHNG	15
Εικόνα 12: Πειραματική διάταξη BMPC	16
Εικόνα 13: Πειραματική διάταξη EPS-100	17
Εικόνα 14: Σύγκριση στροβίλων για κύκλους ισχύος με διαφορετικά εργάσιμα ρευστά.	18
Εικόνα 15: Ειδική θερμοχωρητικότητα του CO ₂ ως προς την πίεση και την θερμοκρασία κοντά στο κρίσιμο σημείο.	19
Εικόνα 16: Λόγος πιέσεων αεροπορικών κινητήρων προς την πάροδο του χρόνου	20
Εικόνα 17: Διάγραμμα T-s υπερκρίσιμου κλειστού κύκλου Brayton με ανάκτηση θερμότητας	21
Εικόνα 18: Διάγραμμα P-v συμπίεσης CO ₂ σε διαφορετικές θερμοκρασίες	21
Εικόνα 19: Διάγραμμα T-s για όλους τους κύκλους για τους οποίους έγιναν οι υπολογισμοί	29
Εικόνα 20: Ισχύς ως προς μέγιστη πίεση κύκλου	31
Εικόνα 21: Απόδοση ως προς μέγιστη πίεση κύκλου	31
Εικόνα 22: Ποσοστό έργου συμπιεστή προς μέγιστη πίεση κύκλου	31

Εικόνα 23: Ποσοστό έργου συμπίεστή προς μέγιστη πίεση κύκλου	31
Εικόνα 24: Διάγραμμα Balje	32
Εικόνα 25: Διαστάσεις στροφείου συμπίεστή	33
Εικόνα 26: Κάτοψη του Impeller Eye	34
Εικόνα 27: Ενδεικτικά τρίγωνα ταχυτήτων για ακτινικό συμπίεστή	35
Εικόνα 28: 3D Μοντέλο συμπίεστή	38
Εικόνα 29: Κάτοψη και πλάγια όψη του μοντέλου	38

Πίνακες

Πίνακας 01: Συνθήκες CO ₂ στην είσοδο του συμπίεστή	23
Πίνακας 02: Παράμετροι μερών του θερμοδυναμικού κύκλου	23
Πίνακας 03: Τιμές ενθαλπίας στις διάφορες θέσεις της εγκατάστασης	27
Πίνακας 04: Κύκλος για μέγιστη πίεση 15 MPa	28
Πίνακας 05: Κύκλος για μέγιστη πίεση 16 MPa	28
Πίνακας 06: Κύκλος για μέγιστη πίεση 17 MPa	28
Πίνακας 07: Κύκλος για μέγιστη πίεση 18 MPa	28
Πίνακας 08: Κύκλος για μέγιστη πίεση 19 MPa	29
Πίνακας 09: Κύκλος για μέγιστη πίεση 20 MPa	29
Πίνακας 10: Αποτελέσματα για κάθε κύκλο	30
Πίνακας 11: Συνθήκες CO ₂ στην είσοδο και έξοδο του συμπίεστή	33

1. Εισαγωγή

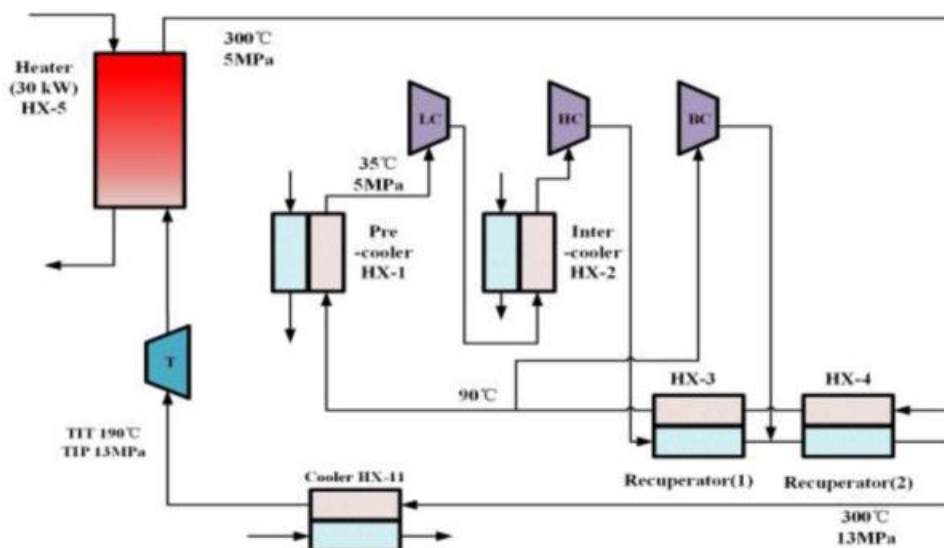
Η διπλωματική εργασία διερευνά τις δυνατότητες σχεδιασμού ενός φυγοκεντρικού συμπιεστή με εργαζόμενο ρευστό το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ($S\text{-CO}_2$) για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών. Σκοπός της εργασίας είναι η θερμοδυναμική μοντελοποίηση του κύκλου για διάφορες παραμέτρους λειτουργίας και η ανάπτυξη μονοδιάστατου μοντέλου για τον υπολογισμό των βασικών παραμέτρων σχεδιασμού για δεδομένη εφαρμογή, όπως είναι τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά (διάμετροι, γωνίες ροής και πτερυγίων).

1.1 Ιστορία του CO_2 ως εργαζόμενο ρευστό

Τα τελευταία χρόνια ο υπερκρίσιμος κύκλος διοξειδίου του άνθρακα έχει αποδειχθεί ως ένα ανταγωνιστικό σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Προτάθηκε για πρώτη φορά την δεκαετία του '60 αλλά η έρευνα προχώρησε αργά τα χρόνια που ακολούθησαν. Παρόλα αυτά, οι σημερινές ενεργειακές και περιβαλλοντολογικές συνθήκες έχουν επιστρέψει την προσοχή σε αυτόν τον θερμοδυναμικό κύκλο. Υπάρχει ευελιξία συνδυασμού με πολλές πηγές θερμότητας. Υδρογονάνθρακες, πυρηνική ενέργεια, ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και απορριπτόμενη θερμότητα από άλλες διατάξεις. Συγκεκριμένα η απορριπτόμενη θερμότητα αποτελεί μία μεγάλη και ανεκμετάλλευτη αγορά. Αυτή τη στιγμή στο TIT (Ινστιτούτο τεχνολογίας του Τόκιο), το SNL (Εθνικά εργαστήρια Sandia, Η.Π.Α.), και το KIER (Εθνικό ινστιτούτο ενεργειακών ερευνών, Νότια Κορέα), μεταξύ πολλών άλλων, έχουν σχεδιαστεί και δοκιμαστεί εξοπλισμοί συμπιεστή $S\text{-CO}_2$ για χρήση σε πειραματικά συστήματα.

1.1.1 Tokyo Institute of Technology (TIT)

Στο Ινστιτούτο Τεχνολογίας του Τόκιο εγκαταστάθηκε ένα ολοκληρωμένο σύστημα S-CO₂ για τη διεξαγωγή θερμο-ρευστομηχανικών δοκιμών για τον κύκλο S-CO₂ από το Ινστιτούτο Τεχνολογίας του Τόκιο και την Υπηρεσία Ατομικής Ενέργειας της Ιαπωνίας, την Advanced Reactor Technology Co., Ltd και τη Fuji Electric Systems Co., Ltd. (Kisohara et al., 2008). Το σύστημα δοκιμής αποτελείται από έναν ηλεκτρικό θερμαντήρα 30 kW_{thermal} που λειτουργεί ως πηγή θερμότητας, δύο κύριους συμπιεστές (ένας συμπιεστής χαμηλής πίεσης και συμπιεστής υψηλής πίεσης) και έναν συμπιεστή παράκαμψης, δύο ανακτητές θερμότητας και έναν διαστολέα πίεσης αντί για στρόβιλο, όπως φαίνεται στη Εικόνα 01.

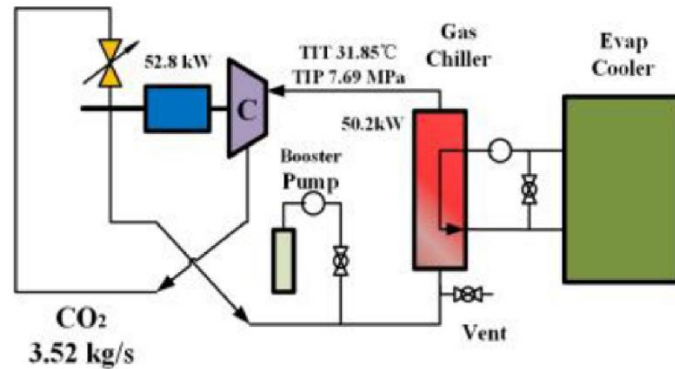


Εικόνα 01: Πειραματική διάταξη TIT [6].

Η συνολική διαμόρφωση του κύκλου είναι κοντά στην τυπική διαμόρφωση του κύκλου επανασυμπίεσης εκτός από το ότι χρησιμοποιείται διαστολέας πίεσης αντί για αεριοστρόβιλο. Η μέγιστη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας είναι περίπου 14 MPa και 573 K. Οι δοκιμές απόδοσης συμπιεστή, οι θερμικές-υδραυλικές δοκιμές για ανακτητές τύπου S-fin και zigzag-fin τύπου PCHE (printed-circuit heat-exchanger), καθώς και οι δοκιμές σταθερότητας λειτουργίας κλειστού κύκλου που ποικίλλουν από υποκρίσιμη έως υπερκρίσιμη κατάσταση, διεξήχθησαν για να διευκρινιστούν τα χαρακτηριστικά του συστήματος.

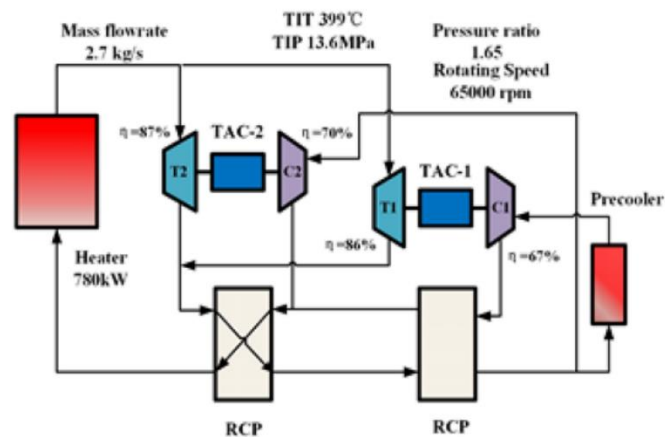
1.1.2 Sandia National Laboratory (SNL)

Το SNL (Εθνικό Εργαστήριο Sandia) ξεκίνησε τις δοκιμές το 2008. Η εγκατάσταση επεκτάθηκε σε τρία βήματα. Το ένα ήταν μία διάταξη με έναν συμπιεστή για την αξιολόγηση διαφορετικών γεωμετριών.



Εικόνα 02: 1^η πειραματική διάταξη SNL [8].

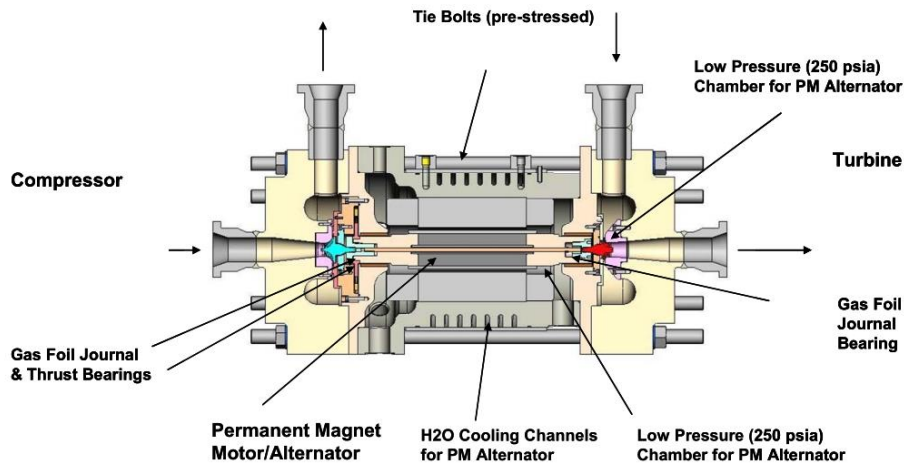
Ύστερα προστέθηκε θερμαντικός εναλλάκτης ώστε να ολοκληρωθεί ο κύκλος Brayton και στο τέλος το σύστημα επανασυμπιέσης.



Εικόνα 03: 2^η πειραματική διάταξη SNL

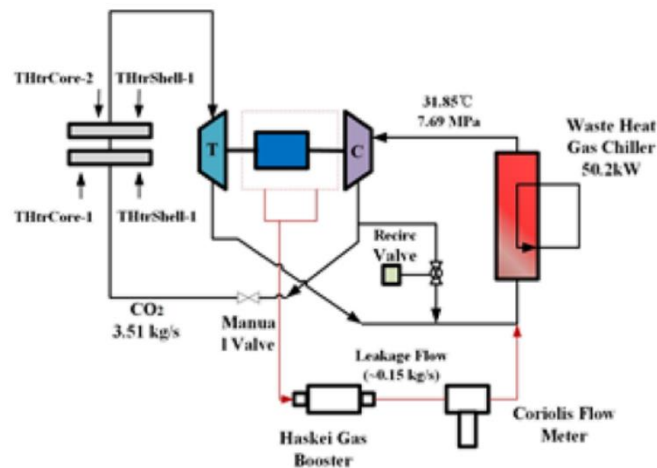
Στις δοκιμές του απλού συστήματος συμπιεστή, η ταχύτητα του συμπιεστή έφτασε τις 65000 r.p.m., ενώ η παροχή μάζας του συμπιεστή έφτασε τα 2,4 kg/s. Η θερμοκρασία εισόδου του συμπιεστή έφτασε τα 306,8 K και η πίεση εισόδου έφτασε τα 7,956 MPa. Ο χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή ταίριαζε με τα πειραματικά δεδομένα. Μέσω της προσθήκης πηγής θερμότητας και αεριοστρόβιλου, ο απλός συμπιεστής μετατράπηκε σε κύκλο Brayton που δεν είχε ανάκτηση θερμότητας. Τα πειραματικά δεδομένα της διάταξης έδειξαν ότι η κατάσταση ισορροπίας χωρίς υποβοήθηση στον συμπιεστή επιτεύχθηκε όταν για τον στρόβιλο η θερμοκρασία εισόδου έφτασε τους 60°C. Αυτό

σήμαινε ότι το σύστημα είναι σε κατάσταση ισορροπίας και μπορεί να παράγει ηλεκτρική ενέργεια σε χαμηλή θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου. Οι δοκιμές στον στρόβιλο και τον θερμαντικό εναλλάκτη πραγματοποιήθηκαν εκτενώς σε αυτή την διάταξη (Wright et al., 2010). Στο τέλος προστέθηκε μία μονάδα TAC (Turbine-alternator-compressor, Εικόνα 04).



Εικόνα 04: Σχέδιο TAC (Turbine-Alternator-Compressor)

Ακολούθησαν δύο εναλλάκτες σε ρόλο ανάκτησης θερμότητας, έτσι η διάταξη κλειστού κύκλου Brayton με επανασυμπίεση ολοκληρώθηκε.



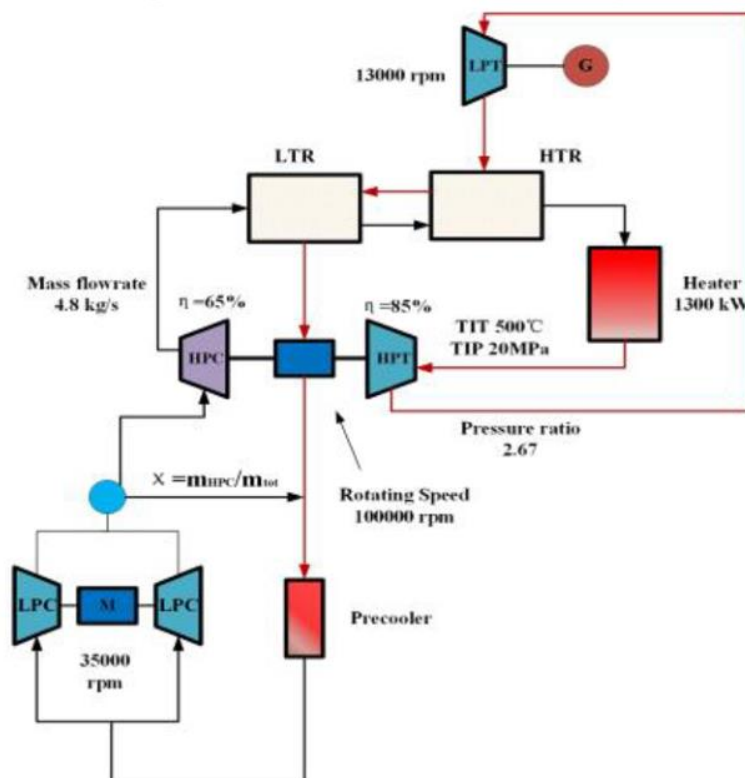
Εικόνα 05: 3^η πειραματική διάταξη SNL [20].

Αυτή η πειραματική διάταξη παρήγαγε ηλεκτρική ενέργεια (10 kW που παράγεται από το TAC-2 και 2 kW που παρήγαγε το TAC-1) τον Απρίλιο του 2012. Ήταν ο πρώτος κλειστός κύκλος S-CO₂ Brayton που παρήγαγε έργο. Ωστόσο, οι συνθήκες λειτουργίας δεν έφθασαν το σημείο σχεδιασμού. Η μέγιστη θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου έφτασε τους 672 K (399 °C) και η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής έφτασε τις 65.000 rpm (Pasch et al., 2012).

1.1.3 Σύστημα SCIEL

Στην Κορέα, το KAERI (Korea Atomic Energy Research Institute), KAIST (Korea Advanced Institute of Science & Technology) και POTTECH (Pohang University of Science and Technology) κατασκεύασαν σε συνεργασία, μία ολοκληρωμένη πειραματική διάταξη S-CO₂ με το όνομα SCIEL (Ahn et al., 2015). Λόγω της υψηλής πίεσης σχεδιασμού για το σύστημα, η διαδικασία εκτόνωσης και συμπίεσης χωρίστηκαν σε 2 βαθμούς. Ο συμπιεστής χαμηλής πίεσης και ο στρόβιλος σχημάτισαν έναν απλό κύκλο Brayton, ενώ ο στρόβιλος και ο συμπιεστής υψηλής πίεσης υιοθετούν τη διαμόρφωση TAC. Η κατασκευή του SCIEL χωρίστηκε σε τρεις φάσεις. Η πρώτη φάση ήταν το σύστημα δοκιμής συμπιεστή, η οποία δοκίμασε τη λειτουργία του συμπιεστή (Cha et al., 2014). Η δεύτερη φάση ήταν ο κλειστός κύκλος χαμηλής πίεσης S-CO₂.

Η τρίτη φάση ήταν ο απλός κύκλος S-CO₂ Brayton υψηλής πίεσης. Μέχρι το 2016 ολοκληρώθηκε η κατασκευή του SCIEL για τις δύο πρώτες φάσεις.

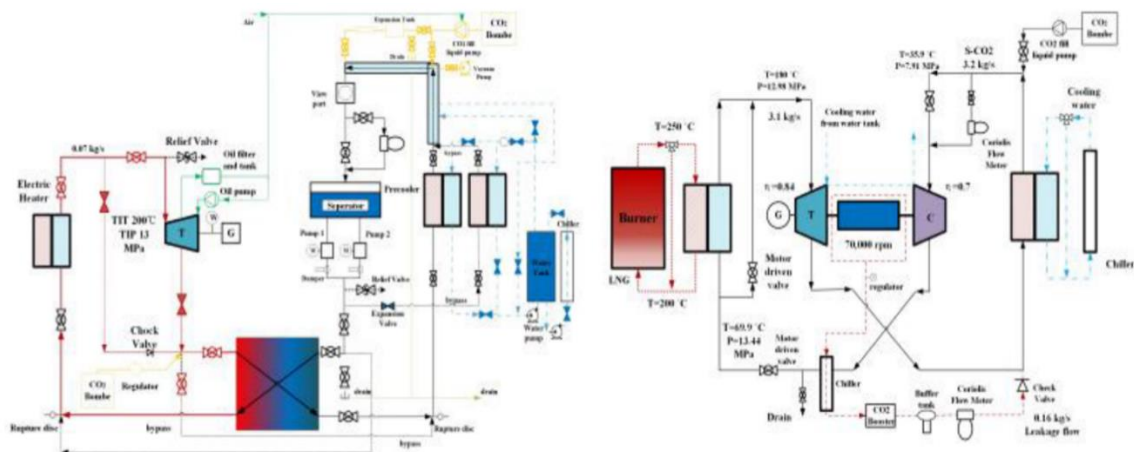


Εικόνα 06: Πειραματική διάταξη SCIEL [13].

Στο πείραμα δοκιμής συμπιεστή, ο συμπιεστής λειτούργησε με ταχύτητα 35.000 r.p.m., η οποία ήταν κάτω από την σχεδιασμένη ταχύτητα συμπιεστή των 70.000 rpm, και πέτυχε αύξηση λόγου πίεσης 1,12 (Ahn et al). Δεν υπήρξε καμία μορφή δονήσεων κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του συμπιεστή όταν οι συνθήκες άλλαξαν από υποκρίσιμη πίεση σε υπερκρίσιμη πίεση. Στο πείραμα της δεύτερης φάσης η ταχύτητα του συμπιεστή έφτασε τις 24.500 rpm και η ταχύτητα του στροβίλου έφτασε τις 13.000 rpm, γεγονός που επέτρεψε στον κύκλο να παράγει ηλεκτρική ενέργεια 1,2 kW (Cha et al., 2016).

1.1.4 Korea Institute of Energy Research (KIER)

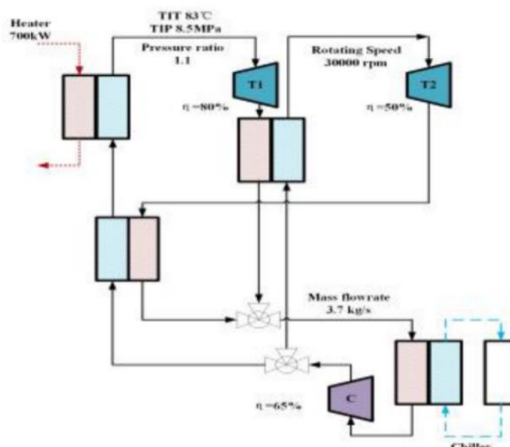
Το KIER (Ινστιτούτο Ενεργειακής Έρευνας της Κορέας) ξεκίνησε τον δοκιμαστικό σύστημα 10 kW_e S-CO₂ από το 2013 και ένα «δια-κρίσιμο» σύστημα CO₂ 1 kW_e από το 2014 (όπως φαίνεται στη Εικόνα 07).



Εικόνα 07: Πειραματική διάταξη KIER (kW_e class στα δεξιά, Δεκάδες kW_e στα αριστερά) [14].

Ο τελικός στόχος τους ήταν να δημιουργήσουν ένα ενσωματωμένο σύστημα δοκιμής S-CO₂ με μέγιστη πίεση λειτουργίας 13 MPa και μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας 500 °C, το οποίο θα μπορούσε να παράγει ηλεκτρική ενέργεια περίπου 120 kW_e (Cho et al.). Για το «δια-κρίσιμο» σύστημα CO₂ 1 kW_e, ελήφθη ηλεκτρική ενέργεια 86 We υπό TIT (θερμοκρασία εισόδου στροβίλου) 320 °C για 30 λεπτά. Για το σύστημα δοκιμής 10 kW_e S-CO₂, ελήφθη ηλεκτρική ενέργεια 10 kW_e υπό TIT 212 °C και TIP (πίεση εισόδου στροβίλου) 12,3 MPa. Ο στροβίλος που χρησιμοποιήθηκε για το σύστημα δοκιμής 120 kW_e έφτασε τις 43.000 rpm σε ψυχρή κατάσταση, που ήταν κοντά στο

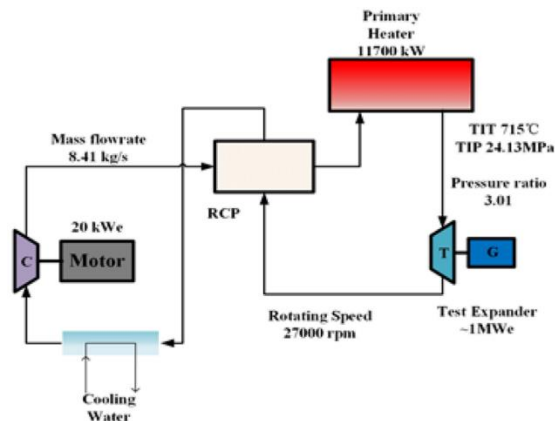
σημείο σχεδιασμού των 45.000 rpm. Το σύστημα δοκιμών 120 kW_e είναι ακόμα υπό κατασκευή.



Εικόνα 08: Υπό κατασκευή πειραματική διάταξη KIER, εκατοντάδων kW_e

1.1.5 US Department of Energy (DoE)

Το υπουργείο ενέργειας των Η.Π.Α. ξεκίνησε το project Sunshot από το 2011, το οποίο στόχευε στην κατασκευή ενός κύκλου S-CO₂ Brayton 10 MWe που θα λειτουργούσε σε υψηλή θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου 700 °C, για να υποστηρίξει την ανάπτυξη συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας με βάση τον κύκλο ισχύος S-CO₂. Για να δοκιμάσει τον στρόβιλο και τους εναλλάκτες θερμότητας, το SWRI (Southwest Research Institute) άρχισε να δημιουργεί ολοκληρωμένο σύστημα για μέγιστη πίεση δοκιμής (8 MPa-28 MPa) με πλήρες εύρος θερμοκρασίας (45–700°C). Ένας στρόβιλος S-CO₂ κλίμακας 1 MWe σχεδιάστηκε για να προωθήσει την τρέχουσα τεχνολογία στρόβιλου S-CO₂ από επίπεδο τεχνολογικής ετοιμότητας TRL3 (Technology Readiness Level, δοκιμή μικρής κλίμακας, μεγέθους εργαστηρίου) σε επίπεδο TRL6 (επίδειξη πρωτοτύπου κλίμακας MW). Το 2018, ο στρόβιλος S-CO₂ κλίμακας 1 MWe εγκαταστάθηκε στο σύστημα και λειτούργησε με ταχύτητα 24000 rpm, θερμοκρασία εισόδου 550 °C και πίεση 20 MPa (Moore et al., 2018).

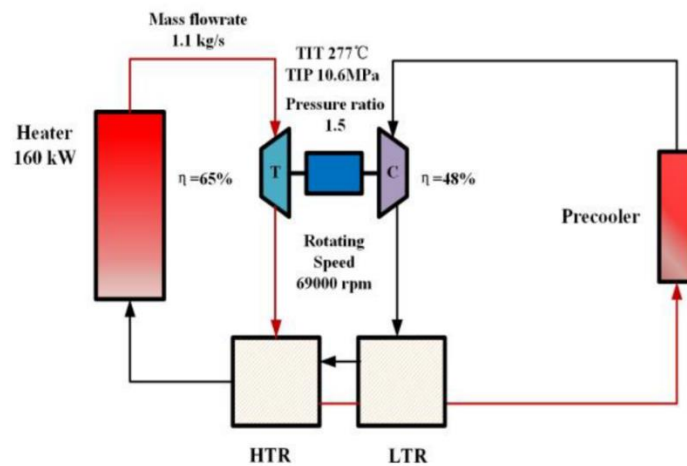


Εικόνα 09: Πειραματική διάταξη DoE [16].

Τον Νοέμβριο του 2019, η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου έφτασε στις 27000 rpm, η θερμοκρασία λειτουργίας ήταν 715 °C (ήταν ακόμη και λίγο υψηλότερη από τη θερμοκρασία σχεδιασμού των 700 °C) και η πίεση λειτουργίας ήταν κοντά στα 25 MPa. Η θερμοκρασία λειτουργίας αυτού του στροβίλου 1 MWe S-CO₂ είναι η υψηλότερη σύμφωνα με την ανοιχτή βιβλιογραφία (Moore, 2018). Αυτό είναι μια καλή ένδειξη ότι αυτό το σύστημα δοκιμής S-CO₂ αναμένεται να παράγει ηλεκτρική ενέργεια επιπέδου MWe σε υψηλή πίεση και υψηλή θερμοκρασία στο εργαστήριο στο σύντομο μέλλον.

1.1.6 Institute of Applied Energy (IAE)

Το Ιαπωνικό ινστιτούτο IAE πραγματοποίησε πείραμα συστήματος δοκιμής 10 kWe S-CO₂. Αυτό αποτελείται από ένα TAC, δύο εναλλάκτες σε ρόλο ανάκτησης θερμότητας, έναν ηλεκτρικό θερμαντήρα και έναν εναλλάκτη ψύξης. Ο περιστρεφόμενος άξονας έφτασε σε ταχύτητα 69000 rpm το 2012, που ήταν η υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής για στροφέιο S-CO₂ μέχρι τώρα. Η παροχή μάζας του συστήματος ήταν 1,1 kg/s υπό CIP (compressor inlet pressure) και CIT (compressor inlet temperature) 7,5 MPa και 304,6 K, καθώς και το TIP και το TIT 10,6 MPa και 533 K (turbine inlet pressure και turbine inlet temperature αντίστοιχα).



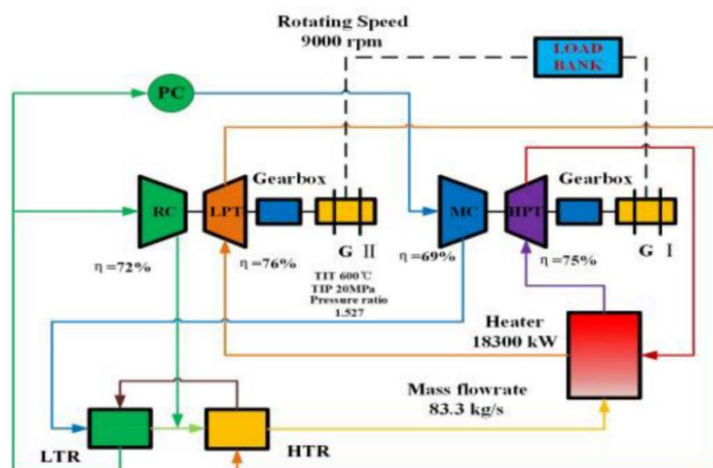
Εικόνα 10: Πειραματική διάταξη ΙΑΕ [17].

Η μεγαλύτερη ηλεκτρική ενέργεια που παρήχθη από το σύστημα ήταν περίπου 110 W, που ήταν πολύ κάτω από το αναμενόμενο λόγω ρευστομηχανικών απωλειών του στροφείου (Utamura et al., 2012).

1.1.7 Πρόδος πειραμάτων στην Κίνα

Η τεχνολογία συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας CSP (Concentrated Solar Power) που βασίζεται σε κύκλο S-CO₂ Brayton επιλέχθηκε ως ένα από τα «Δέκα σημαντικά μηχανολογικά και τεχνικά προβλήματα στον τομέα της ενέργειας και της ισχύος» από το China Association for Science and Technology το 2018. Όλο και περισσότεροι ερευνητές είναι αφιερωμένοι στην τεχνολογική ανάπτυξη του κύκλου S-CO₂, συμπεριλαμβανομένων των ερευνητικών προσπαθειών για το σχεδιασμό συμπαγούς εναλλάκτη θερμότητας (Zhou et al., 2020), τη θερμική και οικονομική βελτιστοποίηση του κύκλου S-CO₂ Brayton, στρατηγική ελέγχου διάταξης και πείραμα ολοκληρωμένου συστήματος. Η Κινεζική Ακαδημία Επιστημών επένδυσε 14 εκατομμύρια RMB (περίπου 2+ εκατομμύρια USD) για την κατασκευή ενός συστήματος δοκιμής συμπιεστή S-CO₂ επιπέδου MWe. Το πείραμα ξεκίνησε από τον Οκτώβριο του 2018 και ο συμπιεστής έφτασε στο σημείο σχεδιασμού τον Δεκέμβριο του 2019 (Jiang et al., 2019). Ο συμπιεστής λειτούργησε με ταχύτητα 29.000 rpm σταθερά για πάνω από 200 δευτερόλεπτα. Η αύξηση της πίεσης και η απόδοση ήταν

κοντά στο αναμενόμενο, στην υπολογιστική πρόβλεψη. Τώρα ο στρόβιλος επιπέδου MWe με πίεση εισόδου 20 MPa, πίεση εξόδου 8,5 MPa και ισεντροπική απόδοση όχι μικρότερη από 85% είναι υπό σχεδιασμό.



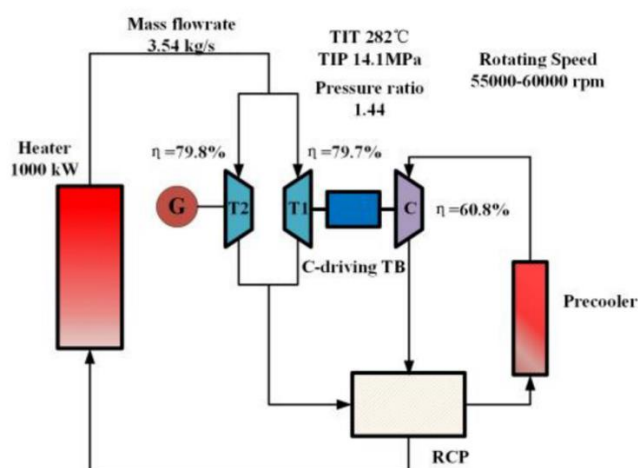
Εικόνα 11: Πειραματική διάταξη CHNG [19].

Το CHNG (China HuaNeng Group) πραγματοποιεί κατασκευή πειραματικής εγκατάστασης για ένα σύστημα δοκιμής επαναθέρμανσης και επανασυμπίεσης S-CO₂ 5 MWe. Η θερμοκρασία και η πίεση εισόδου του στρόβιλου είναι 600 °C και 20 MPa με ταχύτητα περιστροφής 9000 rpm. Ο συμπιεστής θα λειτουργεί γύρω από τη θερμοκρασία των 32 °C και πίεση 7,6 MPa με ταχύτητα περιστροφής 8500 rpm. Η συνολική εισροή θερμότητας για το σύστημα είναι 14.557 MW ενώ ο στόχος παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 5 MWe.

1.1.8 Bechtel Marine Propulsion Corporation (BMPC)

Η BMPC (Bechtel Marine Propulsion Corporation) ξεκίνησε την κατασκευή ενσωματωμένου συστήματος κύκλου S-CO₂ 100 kWe το φθινόπωρο του 2011 και η λειτουργία του ξεκίνησε την άνοιξη του 2012 (Clementoni and Cox, 2014a,b). Το σύστημα αποτελούταν από έναν στροβιλοκίνητο συμπιεστή με την δυνατότητα μεταβλητής ταχύτητας, μια γεννήτρια με στρόβιλο σε σταθερή ταχύτητα, έναν εναλλάκτη για ανάκτηση θερμότητας, έναν για ψύξη μετά την συμπίεση και το σύστημα θέρμανσης που χρησιμοποιεί καυτό λάδι για τη θέρμανση. Η εκκίνηση, η

διακοπή λειτουργίας καθώς και άλλες μεταβατικές διαδικασίες λειτουργίας επιτεύχθηκαν σε αυτή τη δοκιμαστική εγκατάσταση. Η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλου έφτασε τις 55000 rpm στις δοκιμές, χαμηλότερη από την αρχική του σχεδίαση των 75000 rpm. Η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας έφτασε τα 40 kWe (η απόδοση του κύκλου ήταν χαμηλή, περίπου 4%) (Clementoni and Cox, 2014a,b).



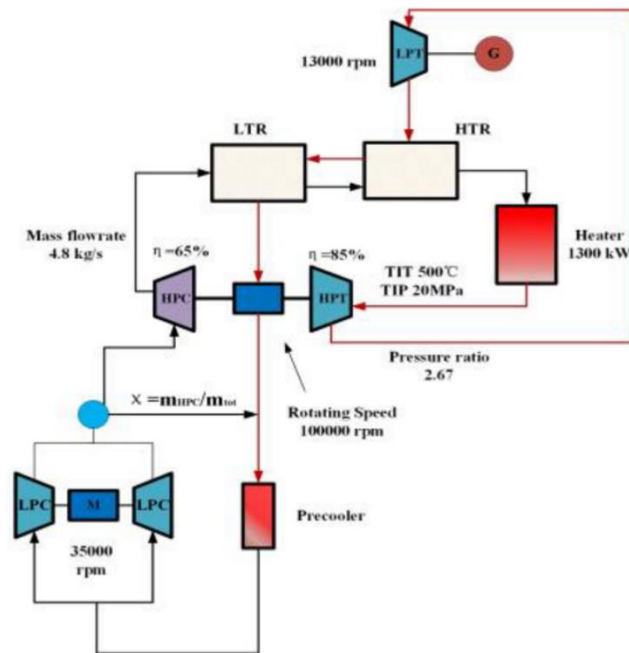
Εικόνα 12: Πειραματική διάταξη BMPC [22].

Όταν η ταχύτητα του συμπιεστή έμεινε σταθερή στις 52000 rpm, η γεννήτρια παρουσίασε αστάθεια, γεγονός που περιορίσε την περαιτέρω αύξηση της ροής του συστήματος καθώς και της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας (Clementoni et al., 2014).

1.1.9 Echogen EPS 100

Η Echogen ανέπτυξε το EPS 100, το οποίο ήταν ένα σύστημα ισχύος ανάκτησης θερμότητας κατηγορίας 7 έως 8 MW. Το EPS 100 ήταν ένας απλός κύκλος Brayton με ανάκτηση θερμότητας. Στο πείραμα, η θερμότητα προερχόταν από υπέρθερμο ατμό, ο οποίος περιορίζει τη θερμοκρασία εισόδου του στρόβιλου στους 260 °C. Το S-CO₂ που ρέει διαμέσου του τμήματος της πηγής θερμότητας χωρίστηκε σε δύο συστήματα. Το ένα κατεύθυνε το S-CO₂ στον στρόβιλο ισχύος για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

και το άλλο κατεύθυνε το S-CO₂ στον στρόβιλο μετάδοσης κίνησης που παρήγαγε ενέργεια για να κινήσει την αντλία.

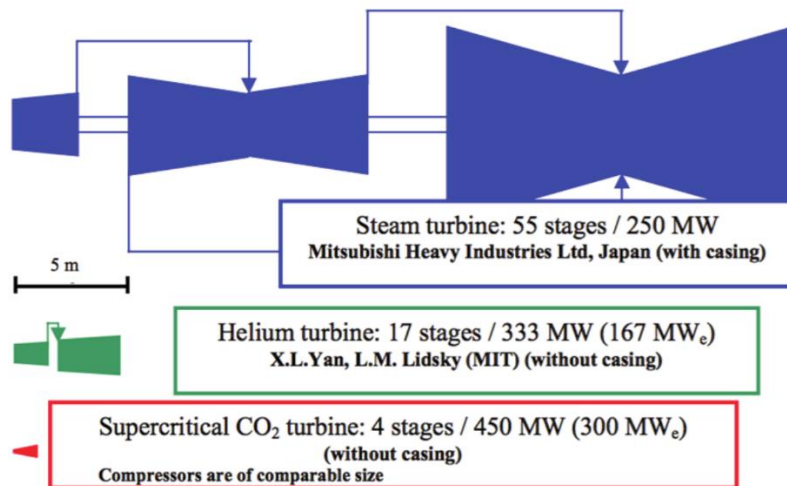


Εικόνα 13: Πειραματική διάταξη EPS-100 [23].

Συνολικά στα πειράματα η αντλία είχε λειτουργήσει για περίπου 340 ώρες και ο στρόβιλος ισχύος είχε λειτουργήσει για πάνω από 150 ώρες. Παρήχθη ισχύς ηλεκτρικής ενέργειας 2,35 MWe όταν ο στρόβιλος ισχύος λειτούργησε στην πλήρη του ταχύτητα (Held, 2014), που είναι η μεγαλύτερη ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από οποιαδήποτε διάταξη δοκιμής S-CO₂ παγκοσμίως.

1.2 Ιδιότητες S-CO₂

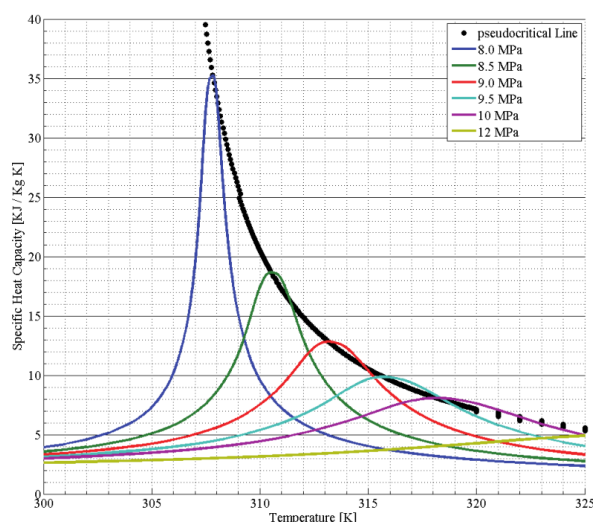
Τα κύρια πλεονεκτήματα αυτής της τεχνολογίας προέρχονται από τις ιδιαίτερες ιδιότητες του CO₂ κοντά στο κρίσιμο σημείο. Στην υπερκρίσιμη κατάσταση, το CO₂ παρουσιάζει υψηλότερη πυκνότητα που επιτρέπει τη μείωση του μεγέθους του εξοπλισμού σε σχέση με πιο συμβατικές τεχνολογίες όπως αεριοστρόβιλοι ή ατμοηλεκτρικοί σταθμοί. Το μειωμένο μέγεθος των στοιχείων του συστήματος επιτρέπει τη μείωση του κόστους επένδυσης και συντήρησης καθώς και του αποτυπώματος του ίδιου του συστήματος, το οποίο μπορεί να είναι επωφελές για εφαρμογές WHR (Waste Heat Recovery) όπως φαίνεται στην Εικόνα 14.



Εικόνα 14: Σύγκριση στροβίλων για κύκλους ισχύος με διαφορετικά εργάσιμα ρευστά [2].

Ένα περαιτέρω όφελος προκύπτει από τις ιδιότητες του ρευστού κοντά στο κρίσιμο σημείο, το οποίο εμφανίζεται σε θερμοκρασία και πίεση 31,1 °C και 73,9 bar αντίστοιχα. Σε αυτές τις θερμοδυναμικές συνθήκες, το διοξείδιο του άνθρακα έχει υψηλές τιμές για ειδική θερμότητα σε σταθερή πίεση και ισοθερμική συμπιεστότητα. Αυτές οι ιδιότητες, μαζί με μια πυκνότητα που μοιάζει με υγρό, εξασφαλίζουν μείωση του έργου που απαιτείται για την συμπίεση του ρευστού, με επακόλουθα πλεονεκτήματα όσον αφορά την απόδοση του κύκλου και την απόδοση ισχύος μιας εγκατάστασης.

Από την άλλη, όσο πιο κοντά βρίσκεται το ρευστό στο κρίσιμο σημείο, τόσο περισσότερο αλλάζουν οι θερμο-φυσικές του ιδιότητες με τη θερμοκρασία και την πίεση. Για παράδειγμα, στην Εικόνα 15 είναι εμφανής η διακύμανση σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης της ειδικής θερμοχωρητικότητας CO₂ με σταθερή πίεση ως συνάρτηση της θερμοκρασίας.



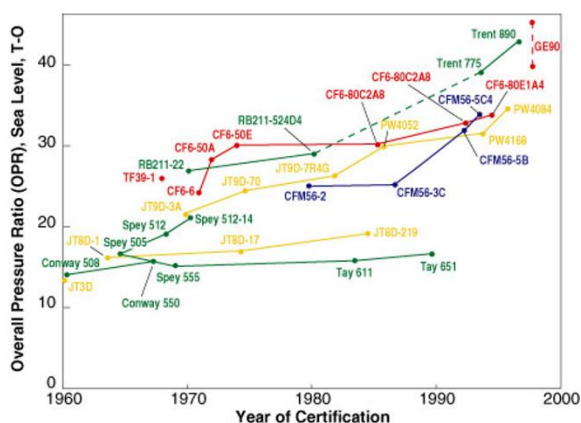
Εικόνα 15: Ειδική θερμοχωρητικότητα του CO₂ ως προς την πίεση και την θερμοκρασία κοντά στο κρίσιμο σημείο.

Το κρίσιμο σημείο CO₂ περιορίζει επίσης το μέγιστο λόγο συμπίεσης που μπορεί να επιτευχθεί στον κύκλο. Στην πραγματικότητα, δεδομένου ότι η ελάχιστη πίεση του κύκλου καθορίζεται από την κρίσιμη περιοχή και η μέγιστη από τεχνολογικούς περιορισμούς, συνήθως περίπου 250–300 bar, μπορεί να επιτευχθεί μόνο μια μέγιστη αναλογία πίεσης 4, που είναι εξαιρετικά χαμηλό σε σύγκριση με την τιμή 200 στην τεχνολογία ατμού Rankine. Για να ξεπεραστούν αυτοί οι περιορισμοί, διεξάγεται έρευνα για την ανάπτυξη νέων υλικών για σκληρές συνθήκες λειτουργίας [40] και στον τομέα του ντόπινγκ CO₂, που συνίσταται στην ανάμειξη διοξειδίου του άνθρακα με ενώσεις ικανές να μειώσουν την κρίσιμη πίεση του CO₂. Ο χαμηλός λόγος πίεσης κύκλου που επιτυγχάνεται, οδηγεί σε υψηλές θερμοκρασίες στο τέλος της διαστολής και στη συνέχεια απαιτείται υψηλό επίπεδο ανάκτησης για να επιτευχθεί υψηλή απόδοση. Παρόλο που αυτό το γεγονός εγγυάται υψηλή θερμική απόδοση, ταυτόχρονα περιορίζει την καθαρή ισχύ του συστήματος, και ως εκ τούτου απαιτούνται υψηλές θερμοκρασίες στην είσοδο του στροβίλου για την παραγωγή

ηλεκτρικής ενέργειας (ειδικά λαμβάνοντας υπόψη την αργή απόκλιση των ισοβαρών γραμμών CO₂). Ωστόσο, σε αυτά τα υψηλά επίπεδα θερμοκρασίας, το CO₂ αποκτά μια ισχυρή διαβρωτική συμπεριφορά, που απαιτεί την ανάπτυξη καινοτόμων υλικών για να αντέχουν σε τέτοιες σκληρές συνθήκες λειτουργίας.

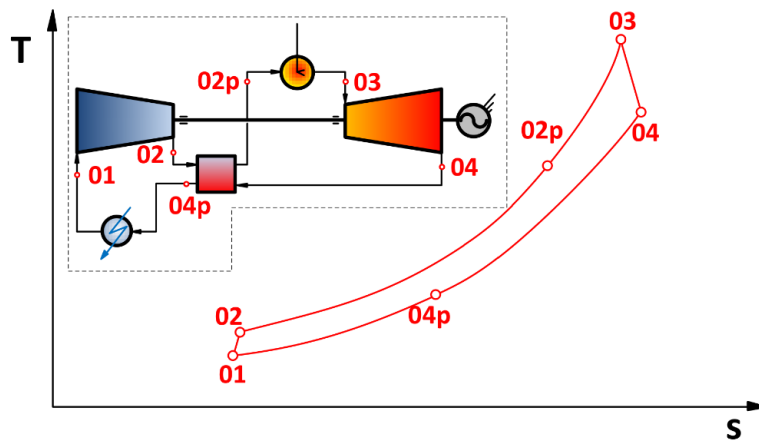
1.3 Υπερκρίσιμος κύκλος

Παρά τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του ρευστού στην υπερκρίσιμη περιοχή όπου λειτουργεί ο θερμοδυναμικός κύκλος, ο κύκλος Brayton έχει μελετηθεί σε μεγάλο βαθμό τόσο για την παραγωγή ενέργειας, όσο και για την θαλάσσια και αεροπορική πρόωση. Είναι γνωστό πως η θερμοδυναμική του απόδοση εξαρτάται άμεσα από τον λόγο πιέσεων του συστήματος αλλά και της μέγιστης δυνατής θερμοκρασίας. Η ιδιαιτερότητα του μικρού λόγου πιέσεων του συστήματος είναι λόγω κατασκευαστικών περιορισμών. Η πίεση στην είσοδο του συμπιεστή είναι μεγαλύτερη από την μέγιστη πίεση στους πρώτους στροβιλοκινητήρες αεροπορικού τύπου Εικόνα 16.



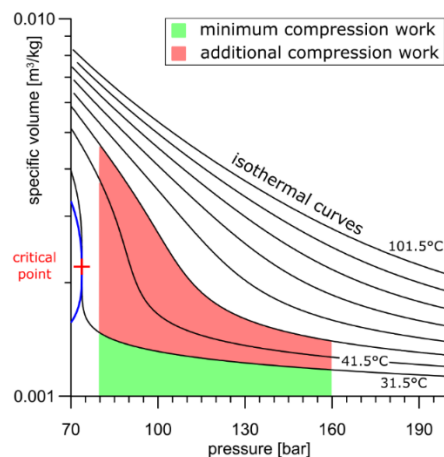
Εικόνα 16: Λόγος πιέσεων αεροπορικών κινητήρων προς την πάροδο του χρόνου [11].

Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση σχεδιασμού δεν επιτρέπει μεγάλους λόγους πιέσεων και υψηλές αποδόσεις με την χρήση μιας απλής διάταξης, είναι έτσι αναγκαία η χρήση ενός εναλλάκτη με λειτουργία την ανάκτηση θερμότητας εάν θέλουμε να διατηρήσουμε υψηλή την απόδοση του συστήματος (Εικόνα 17).



Εικόνα 17: Διάγραμμα T-s υπερκρίσιμου κλειστού κύκλου Brayton με ανάκτηση θερμότητας [4].

Το πλεονέκτημα μίας συμπίεσης κοντά στο κρίσιμο σημείο εμφανίζεται στην Εικόνα 18 μέσω του διαγράμματος πίεσης CO₂ έναντι του ειδικού όγκου. Υποθέτοντας μια ιδανική ισοθερμική συμπίεση μιας μοναδιαίας μάζας CO₂ μεταξύ δύο δεδομένων επιπέδων πίεσης (από 7,5 MPa έως 16 MPa), η πράσινη περιοχή αναφέρεται στο έργο που απαιτείται όταν η θερμοκρασία του ρευστού στην είσοδο του συμπιεστή είναι ίση με την κρίσιμη (31,5°C), ενώ το κόκκινο υποδεικνύει την πρόσθετη εργασία που απαιτείται όταν η θερμοκρασία αυξάνεται έως τους 41,5°C.



Εικόνα 18: Διάγραμμα P-v συμπίεσης CO₂ σε διαφορετικές θερμοκρασίες

1.4 Στόχος της εργασίας

Η εργασία έχει ως στόχο να πραγματοποιηθεί ένας προκαταρκτικός σχεδιασμός του συμπιεστή ενός κλειστού κύκλου Brayton υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, ξεκινώντας αρχικά με μία θερμοδυναμική μοντελοποίηση του θερμοδυναμικού κύκλου και στην πορεία εφαρμόζοντας βασικές αρχές στροβιλομηχανών για τη διαστασιολόγηση της κινούμενης περύγωσης του συμπιεστή για διαφορετικούς λόγους πιέσεων.

1.5 Δομή της εργασίας

Η εργασία παρακάτω χωρίζεται σε δύο σκέλη. Την θερμοδυναμική μοντελοποίηση και ανάλυση καθώς και ένας μερικός σχεδιασμός και ύστερα μοντελοποίηση του συμπιεστή. Οι υπολογισμοί γίνονται αναλυτικά και στα δύο τμήματα. Η παροχή μάζας του συστήματος για τους υπολογισμούς είναι 2 kg/s. Η θερμαντική ισχύς είναι της τάξης των 400-550 kW. Στην παρούσα εργασία οι υπολογισμοί έγιναν με σταθερή την μέγιστη θερμοκρασία και με μεταβαλλόμενη την μέγιστη πίεση. Ακολουθούν οι πίνακες με τις αναλυτικές τιμές για τους παραπάνω υπολογισμούς. Τέλος με την αξιολόγηση των ευρημάτων είναι τα συμπεράσματα.

2. Θερμοδυναμικός κύκλος

Για τους πειραματικούς υπολογισμούς έπρεπε να επιλεγθούν οι αρχικές συνθήκες των κύκλων για τους διαφορετικούς λόγους πιέσεων καθώς και οι τιμές απωλειών για το κάθε μέρος του συστήματος της εγκατάστασης. Αναγράφονται παρακάτω:

Πίνακας 01: Συνθήκες CO₂ στην είσοδο του συμπιεστή

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617

Οι απώλειες λόγο περιορισμών στην ροή του ρευστού σε μορφή πτώσης πίεσης είναι κατά Monge, 2014.

Πίνακας 02: Παράμετροι μερών του θερμοδυναμικού κύκλου

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	90%
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	85%
Επίδοση εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας	95%
Πτώση πίεσης στο θερμό τμήμα του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας	1,5%
Πτώση πίεσης στο ψυχρό τμήμα του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας	0,5%
Πτώση πίεσης στον εναλλάκτη θέρμανσης	2%
Πτώση πίεσης στον εναλλάκτη ψύξης	1%

2.1 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση

Παρακάτω ακολουθεί ο αναλυτικός υπολογισμός των ενθαλιπών για κάθε θέση. Ως παράδειγμα χρησιμοποιήθηκε ο κύκλος με μέγιστη πίεση τα 15 MPa

Θέση 01: Το εργαζόμενο ρευστό εξέρχεται από τον εναλλάκτη ψύξης και είναι στην προβλεπόμενη κατάσταση για την συμπίεση που ακολουθεί στην επόμενη θέση.

Με γνωστή πίεση και θερμοκρασία στη θέση 1 ισχύει:

$$\begin{cases} p_{01} = 7,5 \text{ MPa} \\ T_{01} = 305,5 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow \boxed{h_{01} = 371,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Θέση 02: Το εργαζόμενο ρευστό συμπιέζεται στην πίεση των 15 MPa με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 85 τοις εκατό.

Θεωρείται η θέση 02s όπου θα έφτανε το CO₂ αν συμπιεζόταν ισεντροπικά χωρίς βαθμό απόδοσης:

$$\begin{cases} p_2 = p_{2s} = 15 \text{ MPa} \\ s_{02} = s_{02s} = 1,5617 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{cases} \Rightarrow \boxed{h_{02s} = 389,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Με γνωστή την θέση 2s και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 85% προκύπτει η θέση 2:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_{is} = 371,57 + (389,58 - 371,57)/0,85$$

$$\Rightarrow \boxed{h_{02} = 392,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Θέση 03: Το εργαζόμενο ρευστό εγκαταλείπει τον συμπιεστή και εισέρχεται στον θερμαντικό εναλλάκτη όπου θερμαίνεται μέχρι την θερμοκρασία των 873 Kelvin και έχει πτώση πίεσης της τάξης του 2%. Έχει προηγηθεί περαιτέρω πτώση πίεσης 1,5% στον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Για την θέση 03:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{03} = p_{02} \cdot 0,985 \cdot 0,98 = 14,4795 \text{ MPa} \\ T_{03} = 873 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow \boxed{h_{03} = 1100,60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Θέση 04: Το εργαζόμενο ρευστό εκτονώθηκε με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 90 τοις εκατό στο στρόβιλο. Η πίεση μέχρι την οποία έγινε η εκτόνωση υπολογίζεται από την αρχική κατάσταση του κύκλου και τις πτώσεις πιέσεων που ακολουθούν στα επόμενα μέρη του συστήματος.

Για τον υπολογισμό της πίεσης στη θέση 04 ισχύει:

$$p_{04} = p_{04p} / 0,995 \Rightarrow p_{04p} = p_{01} / 0,99 \Rightarrow p_{04p} = 7,5758 \text{ MPa} \\ \Rightarrow p_{04} = 7,6911 \text{ MPa}$$

Θεωρείται η θέση 04s όπου θα έφτανε το ρευστό αν εκτονωνόταν ισεντροπικά χωρίς βαθμό απόδοσης:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{04} = p_{04s} = 7,6911 \text{ MPa} \\ s_{04} = s_{04s} = 2,8811 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{array} \right. \Rightarrow \boxed{h_{04s} = 999,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Με γνωστή την θέση 04s και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 90% προκύπτει η θέση 04:

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \Rightarrow h_{04} = h_{03} - \eta_{is} \cdot (h_{03} - h_{04s}) \\ = 1100,6 - 0,9 \cdot (1100,60 - 999,94) \Rightarrow$$

$$\boxed{h_{04} = 1010,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Ακολουθούν οι θέσεις που αφορούν τον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Θέση 02p: Το εργαζόμενο ρευστό εγκαταλείπει τον συμπιεστή και εισέρχεται στον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας όπου θερμαίνεται από την ανεκμετάλλευτη ενέργεια του ρευστού μετά την έξοδο του από τον στρόβιλο. Η αύξηση της ενθαλπίας είναι το 95% της διαθέσιμης με βάση την επίδοση του εναλλάκτη.

Επειδή το εργαζόμενο ρευστό είναι υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα η ειδική θερμότητα μεταβάλλεται σημαντικά σε διαφορετικά σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου. Για αυτό τον λόγο πρέπει να υπολογίσουμε την μέγιστη μεταβολή της ενθαλπίας σε κάθε πλευρά του εναλλάκτη ξεχωριστά και ύστερα να επιλέξουμε την χαμηλότερη μεταβολή ως εκείνη που θα χρησιμοποιήσουμε για θέρμανση.

$$Q_{max} = MIN\{(h_{04} - h_{04*}), (h_{02*} - h_{02})\}$$

Οι θέσεις με «*» υποδηλώνουν τις ενθαλπίες εικονικών σημείων στον κύκλο. Για την 04* η πίεση είναι ίδια με εκείνη στην θέση 04p και η θερμοκρασία είναι ίδια με την θέση 02. Έτσι η ενθαλπία h_{04*} υπολογίζεται ως 486,12 kJ/kg. Για την 02* η πίεση είναι ίδια με εκείνη στην θέση 02p και η θερμοκρασία είναι ίδια με την θέση 04. Έτσι η ενθαλπία h_{02*} υπολογίζεται ως 1003,4 kJ/kg.

$$\begin{aligned} & MIN(h_{04} - h_{04*}), (h_{02*} - h_{02}) \\ & = MIN\{(1010,01 - 486,12), (1003,4 - 392,76)\} => \end{aligned}$$

$$Q_{max} = 523,89 \text{ kJ/kg}$$

Το $MIN_{Q_{max}}$ για όλες τις περιπτώσεις ήταν το 04-04*

$$q_{regen,actual} = h_{02p} - h_{02}$$

$$q_{effective} = \frac{\text{Increase in enthalpy}}{\text{Max. available enthalpy}} = \frac{h_{02p} - h_{02}}{Q_{max}} = 95\%$$

$$\Rightarrow 0,95 = \frac{h_{02p} - 392,76}{523,89} \Rightarrow h_{02p} = 0,95 \cdot 523,89 + 392,76$$

$$\Rightarrow h_{02p} = 890,46 \frac{kJ}{kg}$$

Θέση 04p: Το εργαζόμενο ρευστό εγκαταλείπει τον στρόβιλο και εισέρχεται στον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας όπου ψύχεται από το ρευστό που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Η μείωση της ενθαλπίας είναι ίση με την αύξησή της προηγουμένως, στην ψυχρή πλευρά του εναλλάκτη.

Με γνωστές τις θέσεις 02, 02p και 04 και υπό την υπόθεση ότι το κλειστό σύστημά μας είναι μονωμένο στον εναλλάκτη, από την αρχή διατήρησης την ενέργειας ξέρουμε πως: Η αύξηση στην ενθαλπία στο ψυχρό τμήμα του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας είναι ίδια με την μείωσή της στο θερμό τμήμα του εναλλάκτη.

$$h_{04} - h_{04p} = h_{02p} - h_{02} \Rightarrow h_{04p} = h_{04} - (h_{02p} - h_{02})$$

$$\Rightarrow h_{04p} = 1010,01 - (890,46 - 392,76)$$

$$\Rightarrow h_{04p} = 512,31 \frac{kJ}{kg}$$

Στον παρακάτω πίνακα απεικονίζονται συγκεντρωμένες οι ενθαλπίες για κάθε θέση της εγκατάστασης:

Πίνακας 03: Τιμές ενθαλπίας στις διάφορες θέσεις της εγκατάστασης

Θέση	Ενθαλπία (kJ/kg)
Συμβολισμός	<i>h</i>
01	371,57
02	392,76
02p	890,46
03	1100,60
04	1010,01
04p	512,31

2.2 Παραμετρική ανάλυση

Ακολουθώντας τους προηγούμενους υπολογισμούς για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις στον θερμοδυναμικό κύκλο προκύπτουν οι παρακάτω πίνακες:

Πίνακας 04: Κύκλος για μέγιστη πίεση 15 MPa

15 Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	346,63	15	475,58	392,76	1,5709
02p	700,65	14,775	110,94	890,46	2,6092
03	873	14,48	85,555	1100,6	2,8811
04	794,01	7,6911	50,833	1010,01	2,8938
04p	365	7,5758	138,14	512,3145	1,9929

Πίνακας 05: Κύκλος για μέγιστη πίεση 16 MPa

16 Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	350,52	16	487,55	395,15	1,5718
02p	691,72	15,76	119,96	878,4625	2,5797
03	873	15,445	91,076	1100	2,8679
04	786,17	7,6911	51,365	1000,7	2,882
04p	368,8	7,5758	135,17	517,3875	2,0068

Πίνακας 06: Κύκλος για μέγιστη πίεση 17 MPa

17Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	354,18	17	498,66	397,49	1,5727
02p	683,57	16,745	129,07	867,3695	2,5521
03	873	16,41	96,567	1099,4	2,8554
04	778,81	7,6911	51,877	991,89	2,8708
04p	372,31	7,5758	132,59	522,0105	2,0192

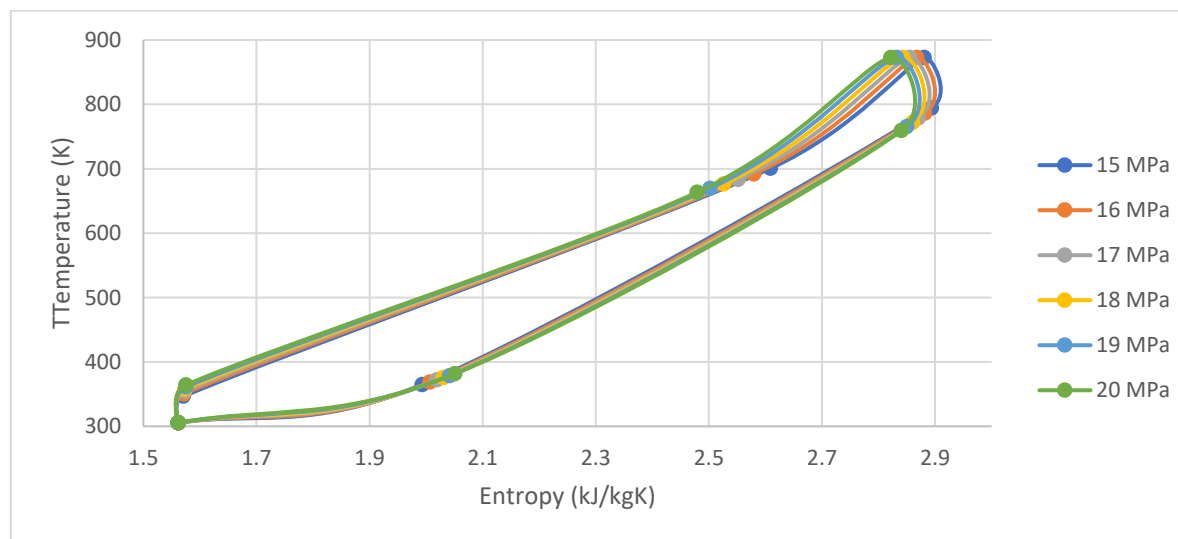
Πίνακας 07: Κύκλος για μέγιστη πίεση 18 MPa

18 Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	357,65	18	509,01	399,79	1,5736
02p	676,26	17,73	138,24	857,2435	2,5264
03	873	17,375	102,03	1098,8	2,8436
04	771,95	7,6911	52,364	983,73	2,8603
04p	375,6	7,5758	130,31	526,2765	2,0307

Πίνακας 08: Κύκλος για μέγιστη πίεση 19 MPa

Πίνακας 09: Κύκλος για μέγιστη πίεση 20 MPa

19 Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m3)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)	20 Mpa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m3)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617	01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	361,06	19	518,06	402,33	1,5752	02	364,08	20	527,92	404,23	1,5752
02p	669,68	18,715	147,45	847,956	2,5023	02p	663,42	19,7	156,78	839,0165	2,4792
03	873	18,341	107,48	1098,2	2,8323	03	873	19,306	112,89	1097,6	2,8217
04	765,46	7,6911	52,833	976,02	2,8503	04	759,31	7,6911	53,286	968,74	2,8407
04p	378,81	7,5758	128,18	530,394	2,0416	04p	381,61	7,5758	126,41	533,9535	2,0509



Εικόνα 19: Διάγραμμα T-s για όλους τους κύκλους για τους οποίους έγιναν οι υπολογισμοί

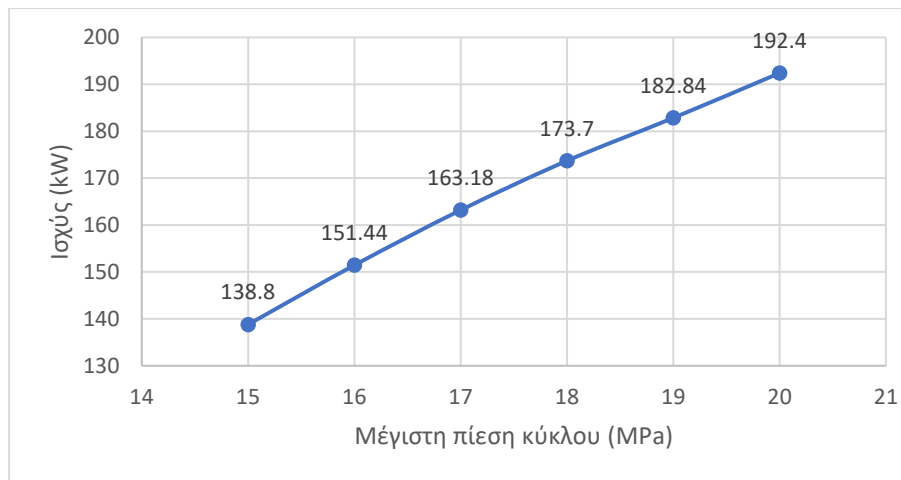
2.3 Αποτελέσματα

Από τα αποτελέσματα στους προηγούμενους πίνακες μπορούμε να κάνουμε συγκριτικούς υπολογισμούς για κάθε κύκλο ανάλογα με την μέγιστη πίεση που είχαμε στο σύστημα. Συγκεντρώνοντας τις τιμές για Πίεση, Θερμαντική ισχύς, Ειδικό ωφέλιμο έργο, Απορριπτόμενη θερμικό φορτίο, Απόδοση και Ωφέλιμο έργο έχουμε τα παρακάτω δεδομένα:

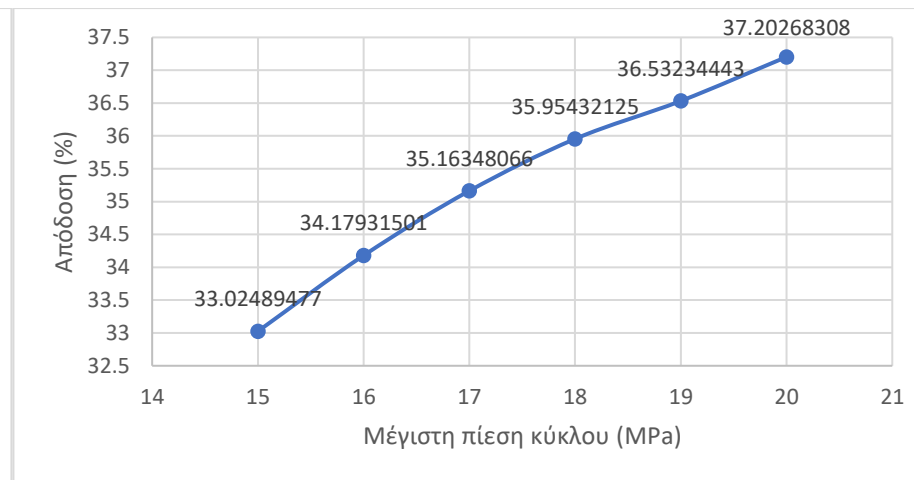
Πίνακας 10: Αποτελέσματα για κάθε κύκλο

Pressure (Mpa)	Q _{in} (kW)	W _{out} (kW/(kg/s))	Q _{out} (kW)	Efficiency	P _{out} (kW)
15	210,1445	69,4	140,7445	33,025%	138,8
16	221,5375	75,72	145,8175	34,179%	151,44
17	232,0305	81,59	150,4405	35,163%	163,18
18	241,5565	86,85	154,7065	35,954%	173,7
19	250,244	91,42	158,824	36,532%	182,84
20	258,5835	96,2	162,3835	37,203%	192,4

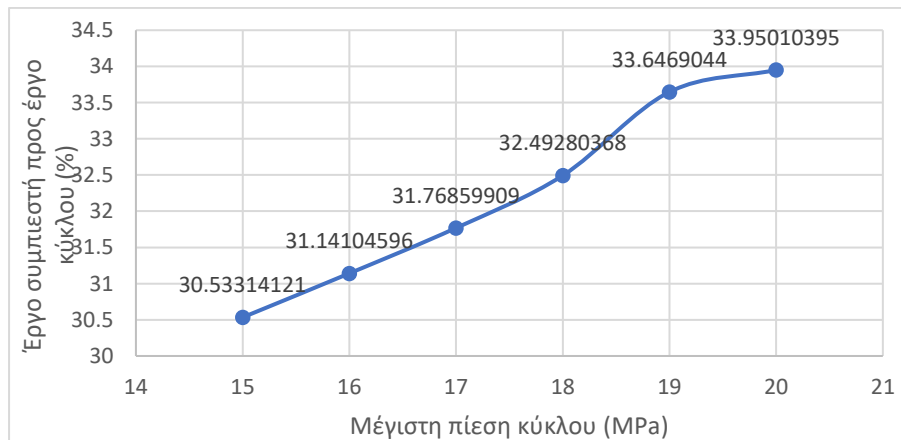
Ακολουθούν συγκριτικά διαγράμματα από τις τιμές του παραπάνω πίνακα.



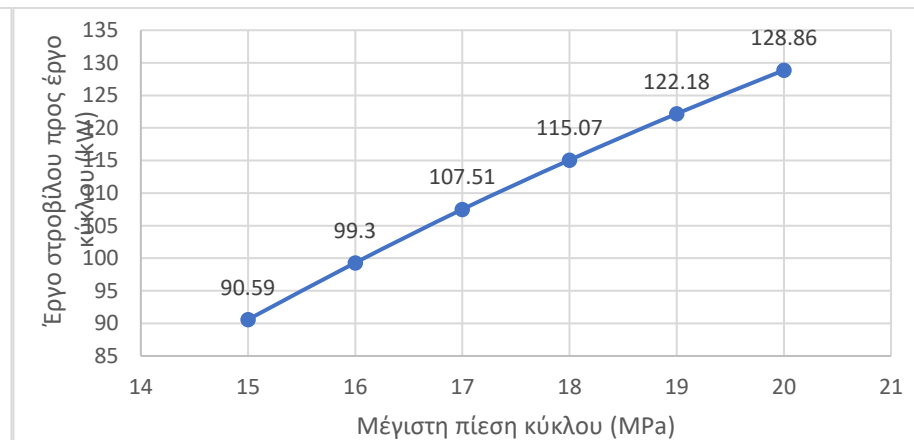
Εικόνα 20: Ισχύς ως προς μέγιστη πίεση κύκλου



Εικόνα 21: Απόδοση ως προς μέγιστη πίεση κύκλου



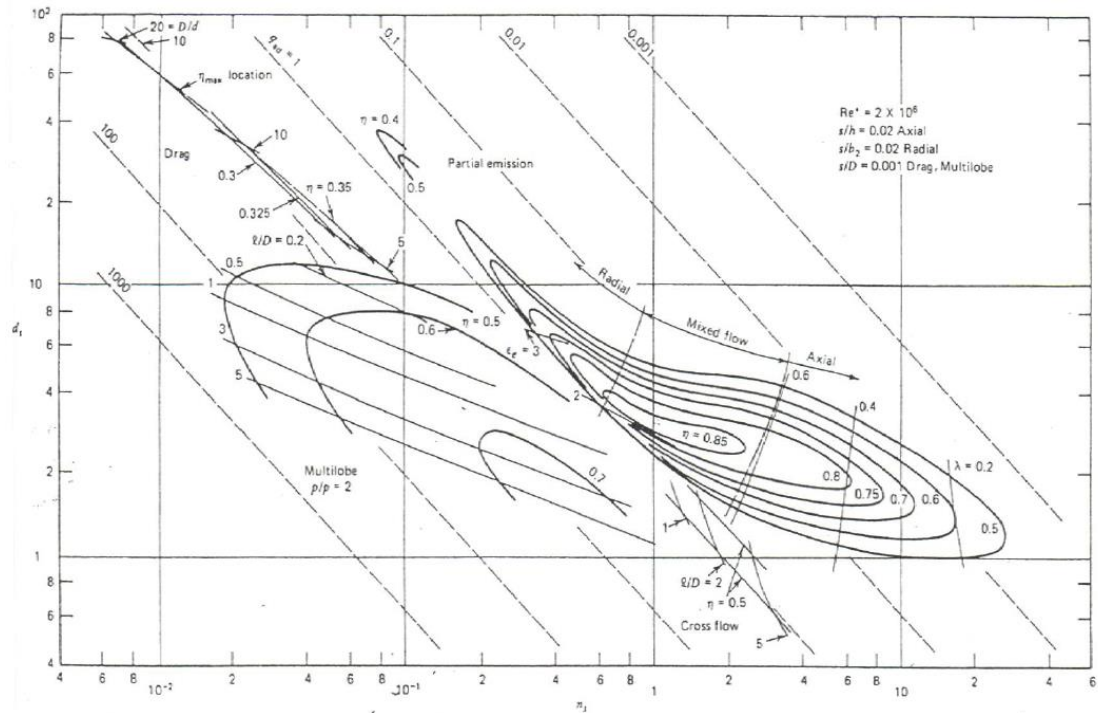
Εικόνα 22: Ποσοστό έργου συμπιεστή προς μέγιστη πίεση κύκλου



Εικόνα 23: Ποσοστό έργου συμπιεστή προς μέγιστη πίεση κύκλου

3. Συμπιεστής

Για τον βασικό σχεδιασμό της πτερωτής χρησιμοποιούμε το διάγραμμα Balje ειδικής ταχύτητας και διαμέτρου. Από εκεί, επιλέγουμε να μείνουμε στην νησίδα του χάρτη με την ψιλότερη απόδοση και την γεωμετρία ακτινικού συμπιεστή.



Εικόνα 24: Διάγραμμα Balje

Αυτό μας δίνει μια ισεντροπική απόδοση της τάξης του 85%, ειδική διάμετρο (D_s) ίση με 4 και ειδική ταχύτητα περιστροφής (N_s) ίση με 0,7. Από εκεί μπορούμε να βρούμε τις κρίσιμες διαστάσεις του και την ταχύτητα περιστροφής στο σημείο σχεδιασμού ξέροντας τις απαιτήσεις του κύκλου και ισχύος.

3.1 Σχεδιασμός βασικών χαρακτηριστικών

Οι παρακάτω υπολογισμοί γίνονται για το παράδειγμα περωτής κύκλου μέγιστης πίεσης 15 MPa.

Πίνακας 11: Συνθήκες CO₂ στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή

15 MPa	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kgK)
01	305,5	7,5	338,02	371,57	1,5617
02	346,63	15	475,58	392,76	1,5709

Μεταβολή ενθαλπίας: $dH = 392,76 - 371,57 \text{ kJ/kg} = 21,19 \text{ kJ/kg}$

Μέση πυκνότητα: $(338,02 + 475,58)/2 = 406,8 \text{ kg/m}^3$

Για την ειδική ταχύτητα περιστροφής:

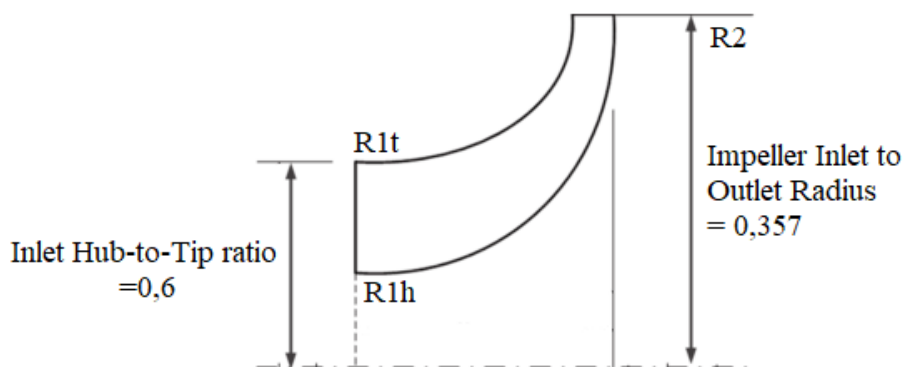
$$N_s = \frac{N(Q_1^{1/2})}{H^{3/4}} \Rightarrow N = \frac{N_s(dH^{3/4})}{Q_1^{1/2}}$$

Το στροφείο περιστρέφεται με ταχύτητα:

$$\Rightarrow N = \frac{0,7((21,19 \times 1000)^{3/4})}{(2/406,8)^{1/2}} = 17533,63 \text{ RPM}$$

Για την ειδική διάμετρο:

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{Q^{1/2}} \Rightarrow D = \frac{D_s(Q_1^{1/2})}{H^{1/4}}$$



Εικόνα 25: Διαστάσεις στροφείου συμπιεστή

Η διάμετρος της εισαγωγής του στροφείου:

$$\Rightarrow D = \frac{4((2/406,8)^{1/2})}{(21,19 \times 1000)^{1/4}} = 0,0232462 \text{ m}$$

$$\Rightarrow D_1 = 23,25 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_1 \times 2,8 = 65,09 \text{ mm}$$

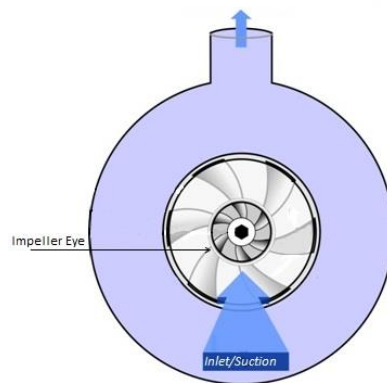
$$D_1 = D_{1,\text{tip}}, D_{1,\text{hub}} = D_{1,\text{tip}} \times 0,6$$

Η επιφάνεια εισόδου του συμπιεστή:

$$A_1 = \pi \cdot r_{1,\text{tip}}^2 = \pi \times (0,0232462/2)^2 = 0,000424 \text{ m}^2$$

Η επιφάνεια εισόδου του συμπιεστή χωρίς το κέντρο του στροφείου:

$$A_{\text{ImpellerEye}} = \pi \cdot r_{1,\text{tip}}^2 - r_{1,\text{hub}}^2 = 0,0000679 \text{ m}^2$$



Εικόνα 26: Κάτοψη του Impeller Eye

Το ύψος της περύγωσης στην έξοδο:

$$\text{Blade height} = \frac{A_2}{2\pi r_2} = 0,00201 \text{ m} = 2,01 \text{ mm}$$

$$r_{1,\text{tip}} = D_1/2 = 0,011623 \text{ m} = 11,62 \text{ mm}$$

$$r_{1,\text{hub}} = r_{1,\text{tip}} \times 0,6 = 0,006974 \text{ m} = 6,97 \text{ mm}$$

$$r_{1,\text{mid-span}} = (r_{1,\text{tip}} + r_{1,\text{hub}})/2 = (0,01162 + 0,00697)/2 = 0,00930 \text{ m} = 9,30 \text{ mm}$$

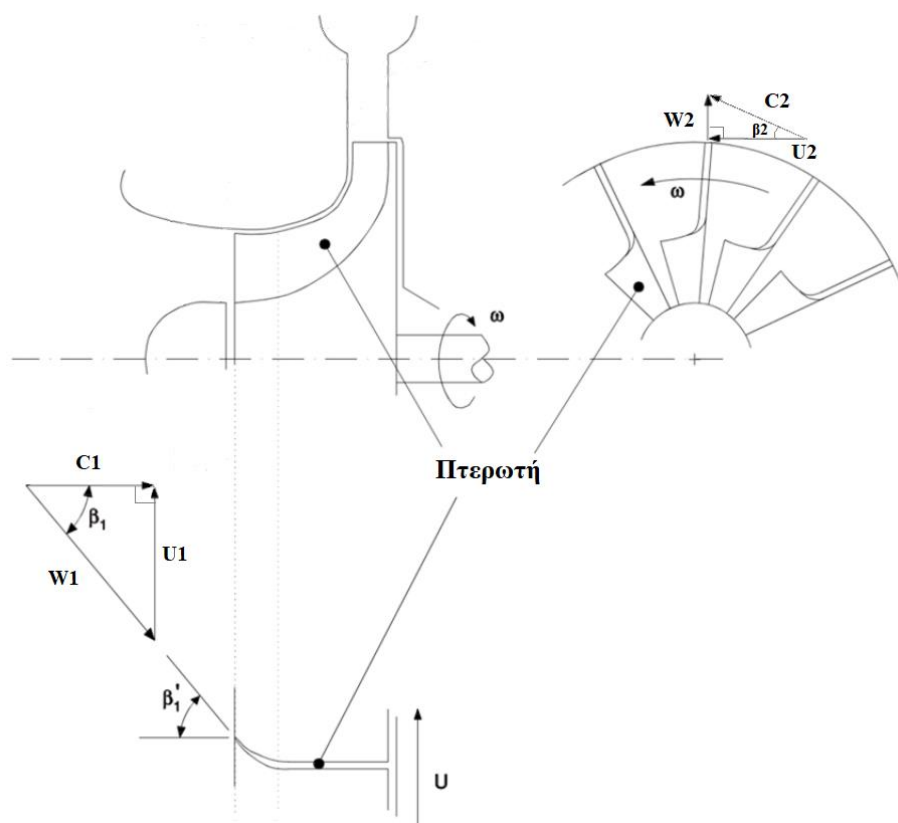
$$r_2 = D_2/2 = 0,03254 \text{ m} = 32,54 \text{ mm}$$

$$\omega = \text{RPM} \times \frac{2\pi}{60} \text{ (rad/s)}$$

$$\Rightarrow \omega = 17533,63 \times \frac{2\pi}{60} = 1836,12 \text{ (rad/s)}$$

3.2 Τρίγωνα ταχυτήτων

Με τα παραπάνω δεδομένα μπορούν να υπολογισθούν τα τρίγωνα ταχυτήτων για κάθε περίπτωση συμπίεστή συνεχίζοντας τους υπολογισμούς από την προηγούμενη ενότητα. Οι υπολογισμοί για κάθε πτερωτή στην είσοδο γίνονται σε τρεις θέσεις από την μικρότερη απόσταση από το κέντρο περιστροφής κοντά στο κέντρο του στροφείου (hub) ως και την μεγαλύτερη (tip) εμπεριέχοντας μία ενδιάμεση τιμή (mid-span). Στην έξοδο δεν υπάρχει αυτή η διαφοροποίηση.



Εικόνα 27: Ενδεικτικά τρίγωνα ταχυτήτων για ακτινικό συμπίεστή

Υπολογισμός διανυσμάτων

$$\begin{aligned}u_{1,tip} &= r_{1,tip} \times \omega = 0,011623 \times 1836,12 = 21,34 \text{ m/s} \\u_{1,mid-span} &= r_{1,mid-span} \times \omega = 0,00930 \times 1836,12 = 17,07 \text{ m/s} \\u_{1,hub} &= r_{1,hub} \times \omega = 0,006974 \times 1836,12 = 12,80 \text{ m/s}\end{aligned}$$

$$c_1 = \text{Volumetric flow}/A_{\text{ImpellerEye}} = 0,0059 \times 0,0000679 = 87,13 \text{ m/s}$$

$$w_{1,\text{tip}} = \sqrt{u_{1,\text{tip}}^2 + c_1^2} = \sqrt{21,34^2 + 87,13^2} = 89,70 \text{ m/s}$$

$$w_{1,\text{mid-span}} = \sqrt{u_{1,\text{mid-span}}^2 + c_1^2} = \sqrt{17,07^2 + 87,13^2} = 88,79 \text{ m/s}$$

$$w_{1,\text{hub}} = \sqrt{u_{1,\text{hub}}^2 + c_1^2} = \sqrt{12,80^2 + 87,13^2} = 88,07 \text{ m/s}$$

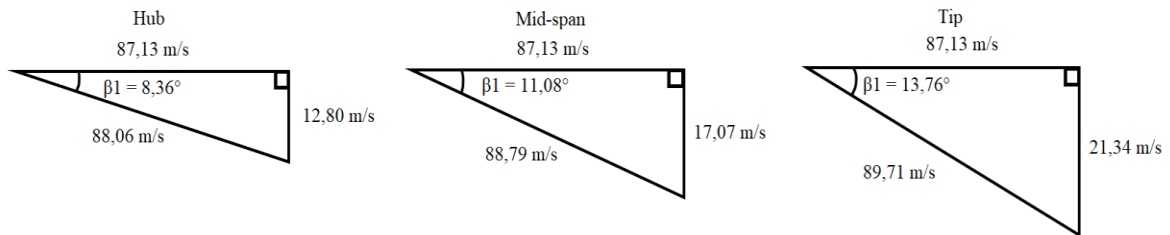
Θεωρούμε ότι η σχετική ταχύτητα της ροής και του συμπιεστή είναι ακριβώς ακτινική:

$$u_2 = r_2 \times \omega = 0,03254 \times 1836,12 = 59,76 \text{ m/s}$$

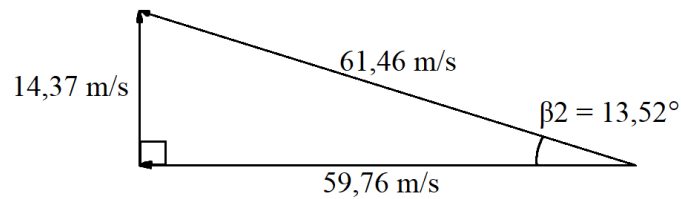
$$w_2 = \text{Volumetric flow}/A_2 = 0,0059/0,000412 = 14,32 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2} = \sqrt{59,76^2 + 14,32^2} = 61,46 \text{ m/s}$$

Τρίγωνα ταχυτήτων εισόδου συμπιεστή



Τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου συμπιεστή



3.3 Σχεδιασμός συμπιεστή για διάφορες πιέσεις S-CO₂

Ακολουθώντας τους προηγούμενους υπολογισμούς για διαφορετικές πτερωτές ανάλογα τον απαιτούμενο λόγο συμπίεσης (που καθορίζεται από τις μέγιστες πιέσεις για τον κάθε θερμοδυναμικό κύκλο) προκύπτουν οι παρακάτω πίνακες:

Pout(MPa)	15
N1(rpm)	17534
D1(mm)	23,25
D2(mm)	65,09
Blade height (mm)	2,01
r1h(mm)	6,97
r1m(mm)	9,30
r1t(mm)	11,62
r2(mm)	32,54
β1h	8,36
β1m	11,09
β1t	13,76

Pout(MPa)	16
N1(rpm)	19136
D1(mm)	22,47
D2(mm)	62,91
Blade height (mm)	1,95
r1h	6,74
r1m	8,99
r1t	11,23
r2	31,46
β1h	8,24
β1m	10,93
β1t	13,57

Pout(MPa)	17
N1(rpm)	20681
D1(mm)	21,80
D2(mm)	61,03
Blade height (mm)	1,89
r1h	6,54
r1m	8,72
r1t	10,90
r2	30,52
β1h	8,13
β1m	10,79
β1t	13,40

Pout(MPa)	18
N1(rpm)	22178
D1(mm)	21,21
D2(mm)	59,38
Blade height (mm)	1,84
r1h	6,36
r1m	8,48
r1t	10,60
r2	29,69
β1h	8,03
β1m	10,66
β1t	13,24

Pout(MPa)	19
N1(rpm)	23785
D1(mm)	20,65
D2(mm)	57,81
Blade height (mm)	1,79
r1h	6,19
r1m	8,26
r1t	10,32
r2	28,90
β1h	7,95
β1m	10,55
β1t	13,10

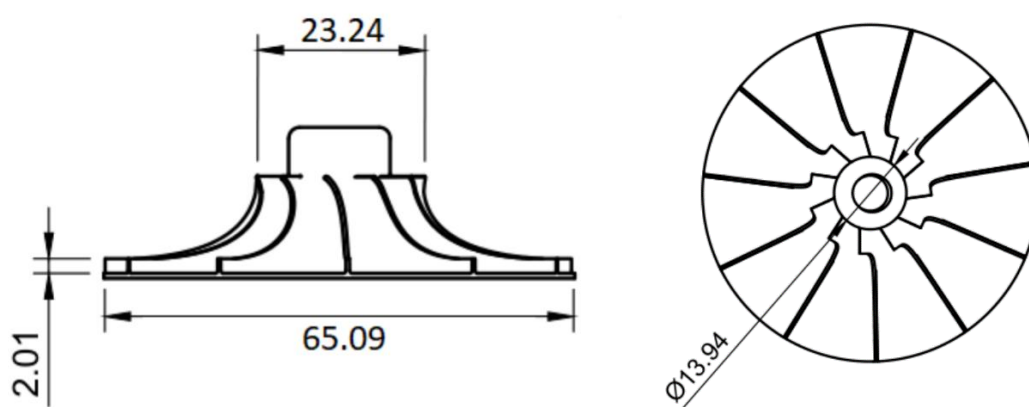
Pout(MPa)	20
N1(rpm)	25022
D1(mm)	20,22
D2(mm)	56,62
Blade height (mm)	1,75
r1h	6,07
r1m	8,09
r1t	10,11
r2	28,31
β1h	7,86
β1m	10,43
β1t	12,96

3.4 Τρισδιάστατη ανάλυση μοντέλου συμπιεστή S-CO₂

Παρακάτω απεικονίζεται ένα τρισδιάστατο μοντέλο φυγοκεντρικού συμπιεστή βασισμένο στις παραπάνω διαστάσεις περωτής κύκλου μέγιστης πίεσης 15 MPa. Οι διαστάσεις δίνονται σε χιλιοστά.



Εικόνα 28: 3D Μοντέλο συμπιεστή



Εικόνα 29: Κάτοψη και πλάγια όψη του μοντέλου

Η διάμετροι στην είσοδο της περωτής, η μέγιστη διάμετρος της περωτής, καθώς και το ύψος των περυγίων στην έξοδο έχουν μοντελοποιηθεί με βάση τα δεδομένα στο σχεδιασμό του συμπιεστή. Το ίδιο ισχύει και για την γωνία προσβολής του στροφιού στην είσοδο. Αυτή μεταβάλεται όσο απομακρυνόμαστε από το κέντρο περιστροφής ξεκινώντας από 8,36° και φτάνει τις 13,76° στην μέγιστη ακτίνα της εισόδου.

4. Συμπεράσματα

Στην εργασία που προηγήθηκε έγινε ένας προκαταρκτικός σχεδιασμός φυγοκεντρικού συμπιεστή. Στο πρώτο μέρος έγινε έρευνα πειραματικών εγκαταστάσεων σε ερευνητικά ιδρύματα και όχι μόνο. Στο δεύτερο μέρος έγινε μία θερμοδυναμική μοντελοποίηση για ένα εύρος μέγιστων πιέσεων του εξεταζόμενου κύκλου. Έγινε ανάλυση των αποτελεσμάτων σε γραφήματα. Παρουσιάστηκαν οι προβλεπόμενες επιδόσεις των εγκαταστάσεων (Απόδοση, Ισχύς εγκατάστασης κ.α.) σε θεωρητικό επίπεδο για ενδιάμεσες τιμές στο φάσμα πιέσεων. Τέλος έγιναν οι υπολογισμοί που αφορούν τον συμπιεστή. Ξεκινώντας από τα βασικά χαρακτηριστικά με την βοήθεια των θερμοδυναμικών υπολογισμών, συνεχίζοντας με τον υπολογισμό των τριγώνων ταχυτήτων και τέλος στον σχεδιασμό των βασικών χαρακτηριστικών. Από εκεί μπορούμε να συμπεράνουμε πως:

- Εκκρεμεί περαιτέρω έρευνα στο μοντέλο του συμπιεστή. Υπολογισμός απωλειών, εύρεση ορίων stall και surge.
- Κρίνεται αναγκαίο ένα πιο αναλυτικό μοντέλο για τον συμπιεστή ώστε να καταλήξουμε σε μία τελική γεωμετρία προς όφελος της επίδοσης και απόδοσης ενός τέτοιου συστήματος.

5. Βιβλιογραφία

1. Liu Z, Luo W, Zhao Q, Zhao W, Xu J. Preliminary design and model assessment of a supercritical CO₂ compressor. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2018;8(4). doi:10.3390/app8040595
2. José A, Matos M. *Preliminary Aerodynamic Design of a Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor.*; 2017.
3. Shi D, Xie Y. Aerodynamic optimization design of a 150-kW high performance supercritical carbon dioxide centrifugal compressor without a high-speed requirement. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2020;10(6). doi:10.3390/app10062093
4. Monge B, *Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors*. Seville 2014.
5. Dixon, S.L., *Thermodynamics of Turbomachinery*.
6. Pan Wu et al., *A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications.*; 2020.
7. Kisohara, N., Kotake, S., et al., 2008. Studies of super-critical CO₂ gas turbine power generation fast reactor. *JAEA Review 2008–2040*.
8. Parma, E.J., Wright, S.A., et al., 2011. Supercritical CO₂ direct cycle gas fast reactor (SC-GFR) concept.
9. Pasch, J., Conboy, T., et al., 2012. Supercritical CO₂ recompression Brayton cycle: completed assembly description. Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550.
10. Oh, B.S., Ahn, Y.H., et al., 2017. Safety evaluation of supercritical CO₂ cooled micro modular reactor. *Annals of Nuclear Energy* 110, 1202–1216.
11. Jane's Defence Weekly, 08th April 1999
12. Cha, J.E., Ahn, Y., et al., 2014. Installation of the Supercritical CO₂ Compressor Performance Test Loop as a First Phase of the SCIEL facility. 4th Supercritical CO₂ Power cycles symposium.
13. Cha, J.E., Bae, S.W., et al., 2016. Operation results of a closed supercritical CO₂ simple Brayton cycle. In: *The 5th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles San Antonio, Texas*.
14. Cho, J., Shin, H., et al., 2016. Research on the development of a small-scale supercritical carbon dioxide power cycle experimental test loop. In: *The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles. San Antonio, Texas*.
15. Kisohara, N., Kotake, S., et al., 2008. Studies of super-critical CO₂ gas turbine power generation fast reactor. *JAEA Review 2008–2040*.
16. Moore, J., Brun, K., et al., 2018. Development of a 1 MWe supercritical CO₂ Brayton cycle test loop. In: *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles. Pittsburgh, Pennsylvania*.
17. Utamura, M., Hasuike, H., et al., 2012. Demonstration of supercritical CO₂ closed regenerative brayton cycle in a bench scale experiment. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012. Copenhagen, Denmark*.
18. Zhou, J., Cheng, K., et al., 2020. Test platform and experimental test on 100 kW class printed circuit heat exchanger for supercritical CO₂ Brayton cycle. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 148, 118540.

19. Jiang, Y., Liang, S., et al., 2019. Experimental study for MWe SCO₂ compressor. In: 2019 Supercritical Carbon Dioxide Cycle Power Generation Technology Symposium. Xi'an, China.
20. Steven Alan Wright., Ross F. Radel., et al, September 2010. *Operation and Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle.*
21. Matteo Marchionni., et al., March 2020. *Review of supercritical carbon dioxide (sCO₂) technologies for high-grade waste heat to power conversion*
22. Clementoni, E.M., Cox, T.L., 2014. Steady-state power operation of a supercritical carbon dioxide Brayton cycle. In: The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles. Pittsburgh, Pennsylvania.
23. Held, T.J., 2014. Initial test results of a megawatt-class supercritical CO₂ heat engine. In: The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles.