



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ
STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ**

Επιβλέπων Καθηγητής
Δρ. Ε. Δ. Ρογδάκης
Καθηγητής ΕΜΠ

ΚΥΡΙΑΚΟΣ ΜΑΡΓΑΡΙΤΗΣ

ΑΘΗΝΑ

ΜΑΡΤΙΟΣ 2011

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η παρουσίαση και επεξήγηση της λειτουργίας των μηχανών Stirling ελευθέρων, η παρουσίαση των θερμοακουστικών συσκευών, της λειτουργίας τους και των εφαρμογών τους. Πιο συγκεκριμένα αναλύεται θεωρητικά ο θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας των μηχανών Stirling. Επιπλέον αναλύεται εν συντομία η δυναμική των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων, όπως επίσης και τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται μία μηχανή. Όσον αφορά τη θερμοακουστική, γίνεται αναφορά στο θερμοακουστικό φαινόμενο και πώς το εκμεταλλευόμαστε για τη παραγωγή ωφέλιμης ισχύος.

Η εργασία αποτελείται από επτά κεφάλαια. Το πρώτο κεφάλαιο είναι εισαγωγικό. Εκεί αναφέρονται ιστορικά στοιχεία για τις μηχανές Stirling. Επιπλέον στο ίδιο κεφάλαιο περιγράφονται θεωρητικά ο ιδανικός κύκλος Stirling, ενώ παρουσιάζονται και πραγματικές μηχανές. Το δεύτερο κεφάλαιο χωρίζεται σε τρία μέρη. Στο πρώτο μέρος αναλύεται η λειτουργία των μηχανών ελευθέρων εμβόλων και οι μηχανές κατατάσσονται σε κατηγορίες με βάση διάφορα κριτήρια. Στο δεύτερο μέρος γίνεται μία μικρής έκτασης δυναμική ανάλυση των μηχανών ελευθέρων εμβόλων, ενώ στο τρίτο μέρος σχολιάζονται ζητήματα που προκύπτουν από τη λειτουργία των πραγματικών μηχανών (όπως για παράδειγμα οι απώλειες ισχύος μίας πραγματικής μηχανής). Το τρίτο κεφάλαιο αναλύει τη δυναμική ανάλυση των μηχανών ελευθέρων εμβόλων και πώς μπορούμε με απλές παραδοχές για τις μάζες και τα ελατήρια να πάρουμε χρήσιμα συμπεράσματα για τις μηχανές. Το τέταρτο κεφάλαιο αφορά τη θερμοακουστική. Αρχικά παραθέτουμε την ιστορία γύρω από την παρατήρηση και ανακάλυψη του θερμοακουστικού φαινομένου και των θερμοακουστικών μηχανών, αναλύεται ο θερμοδυναμικό κύκλος λειτουργίας των θερμοακουστικών μηχανών και τέλος παρουσιάζονται σύγχρονες μηχανές και η πρακτική εφαρμογή τους. Το πέμπτο κεφάλαιο αναφέρεται στην πειραματική και θεωρητική διερεύνηση ενός κρυογονικού ψύκτη Stirling με αγωγό παλμών. Στο έκτο και τελευταίο κεφάλαιο της εργασίας μελετάται πειραματικά η επίδραση του υλικού του αναγεννητή, ενός κρυογονικού ψύκτη Stirling με αγωγό παλμών, σε σύγκριση με ορισμένα χαρακτηριστικά μεγέθη του. Τέλος στο έβδομο κεφάλαιο περιγράφεται η πειραματική μηχανή Stirling τρέχοντος κύματος των Backhaus και Swift. Επιπλέον στο ίδιο κεφάλαιο παρουσιάζεται η ανάλυση του A. T. A. M. de Waele για τον υπολογισμό των πιέσεων της πειραματικής διάταξης των Backhaus και Swift. Αναφέρονται οι δύο διαφορεικές εξισώσεις που περιγράφουν τις μεταβολές πίεσης στο εσωτερικό της μηχανής και αναλύεται η ευστάθεια των λύσεων που προτείνει ο συγκεκριμένος συγγραφέας. Τέλος

βάσει των εξισώσεων και των τιμών των διαφόρων μεγεθών της μηχανής υπολογίζουμε τις πιέσεις στο εσωτερικό της μηχανής και αναλύουμε την ευστάθειά τους.

Ολοκληρώνοντας θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κύριο Ρογδάκη Εμμανουήλ για την καθοδήγησή του και τις επισημάνσεις του σε όλη την πορεία της συνεργασίας μας και όλους όσους συνέβαλλαν στην εκπόνηση και συγγραφή της παρούσας εργασίας.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	1
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ.....	1
1.2 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ	2
1.3 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ STIRLING	3
1.4 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ	6
1.5 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	7
1.6 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΩΣ ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ ΠΙΕΣΕΩΝ	9
1.7 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING.....	9
1.8 ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ	15
1.8.1 ΕΜΒΟΛΟ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗΣ ΣΤΟΝ ΙΔΙΟ ΚΥΛΙΝΔΡΟ.....	16
1.8.1.1 ΕΜΒΟΛΑ	16
1.8.1.2 ΕΚΤΟΠΙΣΤΕΣ	16
1.8.1.3 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ ΚΑΙ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ.....	18
1.8.2 ΕΜΒΟΛΟ ΚΑΙ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗΣ ΣΕ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΟΥΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥΣ	18
1.9 ΜΗΧΑΝΕΣ ΑΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	19
1.10 ΜΗΧΑΝΕΣ ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	20
1.11 ΤΥΠΟΣ ΟΔΗΓΗΣΗΣ ΤΑΛΑΝΤΩΤΗ: ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΣ Ή ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ...	22
1.11.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΜΕ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟ ΟΔΗΓΗΣΗΣ	22
1.11.2 ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....	22
1.11.2a ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ.....	23
1.11.2b ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ	25
1.12 ΕΠΙΛΟΓΟΣ.....	25
1.13 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 1 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	26
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	27
2. ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	27
ΜΕΡΟΣ 1 ^Ο : ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΕΙΣ ΠΤΥΧΕΣ	27
2.1 ΠΩΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΕΙ ΜΙΑ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	27
2.2 ΜΗΧΑΝΗ BEALE ΓΙΑ ΕΠΙΔΕΙΞΗ (STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ).....	31
2.3 ΤΥΠΟΙ ΚΑΙ ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	35
2.4 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΑΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	37
2.4.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΔΥΟ ΕΜΒΟΛΩΝ	37
2.4.2 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ	38
2.4.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ SPLIT – STIRLING	40
2.5 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	42
2.6 ΥΒΡΙΔΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING	45
2.7 ΤΑΛΑΝΤΩΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	49
2.8 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΜΕ ΔΙΑΦΡΑΓΜΑ	53
2.9 ΔΙΠΛΗ (DUPLEX) ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....	53
ΜΕΡΟΣ 2 ^Ο : ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....	55
2.10 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	55
2.11 ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ: ΜΙΑ ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΗΣ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ	56
2.11.1 ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ.....	56
2.11.2 ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ	57
2.11.3 ΑΠΛΗ ΑΡΜΟΝΙΚΗ ΚΙΝΗΣΗ.....	58
2.11.4 ΙΞΩΔΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗ.....	59
2.11.5 ΕΞΙΣΩΣΗ ΚΙΝΗΣΗΣ	60
2.11.6 ΜΗ ΙΞΩΔΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗ.....	62
2.12 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΟΤΕΡΟΥΣ ΑΠΟ ΕΝΑ ΒΑΘΜΟΥΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ	64
2.13 ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ	68

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

2.14	ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΩΝ ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ...	68
2.14.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	68
2.14.2	ΠΡΟΣΘΕΣΗ ΚΑΙ ΑΦΑΙΡΕΣΗ ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΩΝ.....	70
2.14.3	ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΔΥΝΑΜΗΣ.....	71
2.14.4	ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΟ ΠΟΛΥΓΩΝΟ ΔΥΝΑΜΕΩΝ (ΔΥΝΑΜΟ-ΠΟΛΥΓΩΝΟ)	72
2.14.5	ΕΙΣΕΡΧΟΜΕΝΟ ΕΡΓΟ ΚΑΙ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΙΣΧΥΟΣ	74
2.15	ΟΙ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΩΣ ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ	74
2.16	ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....	77
2.16.1	ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ, ΑΜΦΟΤΕΡΑ ΤΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΑ ΣΤΗ ΒΑΣΗ	77
2.16.2	ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΜΕ ΤΟΝ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΟ ΣΤΗ ΒΑΣΗ.....	84
2.16.3	ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΜΕ ΤΟΝ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΟ ΣΤΟ ΕΜΒΟΛΟ	86
2.16.4	ΜΗΧΑΝΗ SPLIT – STIRLING	87
2.16.5	ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΔΥΟ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	87
2.16.6	ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ	89
2.16.7	ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	91
ΜΕΡΟΣ 3 ^ο : ΜΕΡΙΚΕΣ ΠΡΑΚΤΙΚΕΣ ΘΕΩΡΗΣΕΙΣ.....		93
2.17	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	93
2.18	ΚΕΝΤΡΑΡΙΣΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ.....	93
2.19	ΣΤΕΓΑΝΩΤΙΚΑ	97
2.20	ΕΔΡΑΝΑ.....	99
2.20.1	ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΕΔΡΑΝΑ.....	99
2.20.2	ΥΔΡΟΣΤΑΤΙΚΑ ΕΔΡΑΝΑ	100
2.21	ΥΛΙΚΑ.....	104
2.22	ΕΛΑΤΗΡΙΑ	106
2.23	ΔΥΣΚΑΜΨΙΑ (ΣΚΛΗΡΟΤΗΤΑ) ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ	107
2.24	ΕΠΙΛΟΓΟΣ.....	108
2.25	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 2 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ.....	109
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3.....		111
3.	ΤΕΧΝΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ	111
3.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	111
3.2	ΘΕΜΕΛΕΙΩΔΗ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ.....	112
3.2.1	ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ.....	112
3.2.2	ΑΡΙΘΜΟΣ BEALE.....	113
3.2.3	ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ	116
3.2.4	ΑΠΟΔΟΣΗ	118
3.3	ΜΕΘΟΔΟΙ ΑΝΑΛΥΣΗΣ	119
3.3.1	ΑΝΑΛΥΣΗ SCHMIDT	120
3.3.2	ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....	123
3.3.3	ΓΡΑΜΜΙΚΟΠΟΙΗΣΗ ΠΙΕΣΗΣ.....	125
3.3.4	ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΕΥΤΕΡΗΣ ΤΑΞΗΣ.....	127
3.3.5	ΒΑΣΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ.....	130
3.4	ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ ΑΠΩΛΕΙΩΝ	133
3.4.1	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	134
3.4.1.1	ΑΓΩΓΗ	134
3.4.1.2	ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΗΣΗΣ	134
3.4.1.3	ΑΠΩΛΕΙΑ ΑΝΤΛΗΣΗΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ	135
3.4.1.4	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ ΚΑΙ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ.....	136
3.4.1.5	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ	136

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

3.4.2	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΙΣΧΥΟΣ	136
3.4.2.1	ΑΠΩΛΕΙΑ ΡΟΗΣ	136
3.4.2.2	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΣΤΕΓΑΝΩΣΗΣ	136
3.4.2.3	ΑΠΩΛΕΙΑ ΥΣΤΕΡΗΣΗΣ	138
3.5	ΔΙΑΘΕΣΙΜΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ	139
3.6	ΤΡΙΤΗΣ ΤΑΞΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗ	140
3.7	ΑΝΑΛΥΤΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ	142
3.8	ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ	145
3.9	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 3 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	146
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4.....		149
4.	ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ.....	149
4.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	149
4.2	ΙΣΤΟΡΙΚΟ ΤΩΝ ΕΡΕΥΝΩΝ.....	150
4.3	ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	154
4.3.1	ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ.....	154
4.3.1.1	ΚΙΝΗΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΗ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ.....	161
4.3.1.2	ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ	163
4.3.2	ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ.....	166
4.3.2.1	ΚΙΝΗΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΗ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ	172
4.3.2.2	ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ	174
4.4	ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΕΣ ΚΛΙΜΑΚΕΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΚΕΣ ΕΠΙΔΟΣΕΩΝ	176
4.5	ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΑΕΡΙΑ	178
4.6	ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΕΣ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ	180
4.6.1	ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ.....	180
4.6.2	ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ.....	183
4.6.3	ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΑΙ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ ΕΝ ΣΕΙΡΑ.....	186
4.7	ΠΡΑΚΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΩΝ STIRLING	188
4.7.1	ΠΡΩΤΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΩΝ STIRLING	188
4.7.2	ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΟΞΥΓΟΝΟΥ ΓΙΑ ΟΙΚΙΑΚΗ ΧΡΗΣΗ.....	189
4.7.3	ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΒΙΟΛΟΓΙΚΩΝ ΥΛΙΚΩΝ	190
4.7.4	ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΗ ΕΠΑΝΑΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ	191
4.7.5	ΥΠΕΡΑΓΩΓΙΜΟΤΗΤΑ ΥΨΗΛΗΣ T_c	192
4.7.6	ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟ ΟΞΥΓΟΝΟ ΓΙΑ ΣΤΡΑΤΙΩΤΙΚΗ ΧΡΗΣΗ.....	193
4.8	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 4 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	194
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5.....		199
5.	ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΨΥΚΤΗ STIRLING 4Κ ΕΝΟΣ ΣΤΑΔΙΟΥ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΨΥΞΗ	199
5.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	199
5.2	ΟΡΓΑΝΩΣΗ ΤΟΥ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ.....	200
5.3	Η ΜΗΤΡΑ ΤΟΥ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ	201
5.4	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΕΝΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ SPTC ΜΕ HoCu_2 ΚΑΙ GOS.....	203
5.5	ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ.....	204
5.5.1	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΙΣΧΥΟΣ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ.....	204
5.5.2	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΛΟΓΟ ΠΙΕΣΕΩΝ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ.....	205
5.6	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΟΥ SPTC 4 Κ.....	206
5.6.1	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΨΥΞΗΣ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ ΠΡΟΨΥΞΗΣ	206
5.6.2	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΨΥΞΗΣ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΤΙΜΕΣ ΤΗΣ ΜΕΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ	207
5.7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	208

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

5.8	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 5 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	208	
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6.....			211
6.	ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ ΔΥΟ ΣΤΑΔΙΩΝ 15 Κ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ	211	
6.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	211	
6.2	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ	212	
6.3	ΟΡΓΑΝΩΣΗ ΤΟΥ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ.....	216	
6.4	ΠΕΙΡΑΜΑΤΑ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	218	
6.5	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	220	
6.6	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 6 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	220	
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7.....			223
7.	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ	223	
7.1	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΩΝ ΚΥΜΑΤΩΝ ΤΩΝ BACKHAUS ΚΑΙ SWIFT	223	
7.2	ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΠΙΕΣΕΩΝ	232	
7.2.1	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ	232	
7.2.2	ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ	234	
7.2.3	ΜΙΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΕΞΙΣΩΣΗ	238	
7.3	ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ.....	241	
7.4	ΑΝΑΦΟΡΕΣ 7 ^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ	247	
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ			251
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο.....	253	
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο.....	259	

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

Η μηχανή Stirling είναι μια μηχανολογική διάταξη, η οποία λειτουργεί σε έναν κλειστό αναγεννητικό θερμοδυναμικό κύκλο με κυκλική συμπίεση και εκτόνωση του εργαζόμενου ρευστού σε διαφορετικά θερμοκρασιακά επίπεδα. Η ροή του εργαζόμενου ρευστού ελέγχεται μόνο μέσω των εσωτερικών αλλαγών στους όγκους, δεν υπάρχουν βαλβίδες και, συνολικά, υπάρχει μια καθαρή μετατροπή της θερμότητας σε έργο και αντίστροφα.

Αυτός ο γενικευμένος ορισμός περιλαμβάνει μια μεγάλη οικογένεια μηχανών με διαφορετικές λειτουργίες, χαρακτηριστικά και διαμορφώσεις. Περιλαμβάνει αμφότερα τα συστήματα, περιστροφικό και παλινδρομικό, χρησιμοποιώντας μηχανισμούς διαφορετικής πολυπλοκότητας. Περιλαμβάνει μηχανές που έχουν τη δυνατότητα να λειτουργούν ως κινητήριες μηχανές ή ως συστήματα ισχύος μετατρέποντας θερμότητα παρεχόμενη σε υψηλή θερμοκρασία σε έργο στην έξοδό τους και απορριπτόμενη θερμότητα σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Καλύπτει επίσης μηχανές κατανάλωσης ισχύος που χρησιμοποιούνται ως συστήματα ψύξης και αντλίες θερμότητας, απορροφώντας θερμότητα από μια πηγή χαμηλής θερμοκρασίας και διοχετεύοντας αυτή συν την ισοδύναμη θερμότητα του έργου που καταναλώνεται, σε χώρο υψηλότερης θερμοκρασίας. Τέλος καλύπτει διατάξεις κατανάλωσης ισχύος που λειτουργούν ως γεννήτριες πίεσης (αντλίες) συμπιέζοντας ρευστό από χαμηλή πίεση σε υψηλότερη.

Υπάρχουν πολύ παρόμοιες μηχανές οι οποίες λειτουργούν με ανοικτό αναγεννητικό κύκλο, όπου η ροή του εργαζόμενου ρευστού ελέγχεται από βαλβίδες. Για διευκόλυνση αυτές μπορούν να ονομάζονται μηχανές “Ericsson”, αλλά δυστυχώς η διάκριση αυτή δεν είναι ευρέως διαδεδομένη και οι αναγεννητικές μηχανές και των δύο τύπων καλούνται συχνά “μηχανές κύκλου Stirling”.

Οι μηχανές Stirling είναι επίσης γνωστές ως μηχανές θερμού αέρα, θερμού αερίου και μέσω ενός μεγάλου αριθμού ονομασιών που προορίζονται για διαφορετικές ρυθμίσεις των στοιχείων της μηχανής. Υπάρχει επίσης και ένας ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος που ονομάζεται κύκλος Stirling. Αυτός είναι χρήσιμος για μία στοιχειώδη περιγραφή της αναγεννητικής λειτουργίας της μηχανής, αλλά πρακτικά οι μηχανές Stirling λειτουργούν σε ένα πολύ πολύπλοκο κύκλο και δε θα έπρεπε ποτέ να περιγράφονται ως “μηχανές κύκλου Stirling”.

Ο επιθυμητός γενικός τίτλος για όλες αυτές τις διαφορετικές κατηγορίες μηχανών είναι “αναγεννητικές θερμικές μηχανές”, αλλά αυτός είναι περίπλοκος και, επιπλέον, είναι σίγουρα πολύ αργά για κάτι άλλο εκτός από την περιγραφή “μηχανή Stirling” να χρησιμοποιείται ευρέως και αδιακρίτως. Όμως επειδή έχουν ριζικά διαφορετικά χαρακτηριστικά θα πρέπει να γίνεται σαφής διάκριση μεταξύ μηχανών όπου η ροή ελέγχεται με:

- a. βαλβίδες (μηχανή Ericsson),
- b. εσωτερικές μεταβολές του όγκου (μηχανή Stirling).

Ο όρος “μηχανή Stirling” ως ο γενικός τίτλος για τις κλειστού τύπου αναγεννητικές μηχανές γεννήθηκε στις αρχές της δεκαετίας του 1950 στα ερευνητικά εργαστήρια της Philips στο Eindhoven. Μέχρι τότε ήταν σύνηθες να τις αποκαλούν μηχανές θερμού αέρα προλογίζοντάς τις με το όνομα του εφευρέτη ή του κατασκευαστή τους. Η αλλαγή του εργαζόμενου ρευστού από αέρα σε υδρογόνο (1_1H) ή ήλιο (4_2He) από τη Philips στις αρχές της δεκαετίας του πενήντα έκανε τον όρο μηχανές θερμού αέρα ακατάλληλο. Η εναλλακτική “μηχανή θερμού αερίου της Philips” αποδείχθηκε λιγότερο ελκυστική από τον όρο “μηχανή Stirling” και ο τελευταίος πέρασε σε ευρεία χρήση (Walker και Senft – 1985) [1].

1.2 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Οι μηχανές Stirling έχουν μεγάλη ιστορία ξεκινώντας από τα τέλη του 1600, αλλά άνθισε στα 1800 όταν κατασκευάστηκαν πολλές χιλιάδες και χρησιμοποιήθηκαν για κάθε είδους άντληση και άλλες εφαρμογές που καταναλώνουν ισχύ. Ήταν τόσο κοινές όσο οι σύγχρονές τους παλινδρομικές ατμομηχανές με το απλό προτέρημα ότι δεν εκρήγνυντο σαν τους ατμολέβητες που ήταν συχνό φαινόμενο.

Ο Robert Stirling (1790 – 1878) από τον οποίο πήρε το όνομά της και η μηχανή, ήταν ιερέας στην Εκκλησία της Σκωτίας και για πολλά χρόνια πάστορας στην εκκλησία της ενορίας του Galston στο Ayrshire, στη Σκωτία. Το 1815 εφηύρε το θερμικό αναγεννητή και την αυθεντική μηχανή Stirling ενσωματώνοντας σε αυτήν έναν αναγεννητή. Εργαζόμενος με τον αδερφό του James, μηχανικό, ο Stirling σημείωσε περειαίρω σημαντική πρόοδο στην τεχνολογία μέχρι περίπου το 1845 αλλά, στο βαθμό που είναι γνωστό, δεν ήταν ποτέ εκτενώς αναμειγμένος στην εμπορική τους εφαρμογή. Ένα μέτρο της οξυδέρκειας και της ιδιοφυίας του μπορεί να φανεί από το γεγονός ότι μόλις το 1850, και ακολουθώντας την εισαγωγή του Joule για το μηχανικό ισοδύναμο της θερμότητας, ο Rankine κατάφερε να εξηγήσει ικανοποιητικά τη λειτουργία της μηχανής Stirling.

Ο 19^{ος} αιώνας ήταν η περίοδος των γόνιμων ανακαλύψεων και πολλοί διαφορετικοί τύποι μηχανών θερμού αέρα ανακαλύφθηκαν, αναπτύχθηκαν και εισήλθαν στις αγορές της Ευρώπης και της Βόρειας Αμερικής. Ήταν ευρέως διαθέσιμες και συχνά συμπεριλαμβάνονταν στους καταλόγους των πολυκαταστημάτων από τις αρχές του 1900 για αγορά απευθείας από το ράφι.

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης, που εφευρέθηκαν στα μέσα του 1800 και αργότερα οι ηλεκτρικές μηχανές σταδιακά αντικατέστησαν αμφότερες τις μηχανές Stirling και τις ατμομηχανές μέχρι τον Πρώτο Παγκόσμιο Πόλεμο σε τέτοιο βαθμό που οι μηχανές Stirling είναι σχεδόν άγνωστες στο ευρύ κοινό και ακόμη και στους περισσότερους μηχανικούς.

Η αναγέννηση των μηχανών Stirling ξεκίνησε το 1938 με την έναρξη ενός ερευνητικού προγράμματος στη Philips το οποίο έμελλε να διαρκέσει για περισσότερο από 40 χρόνια και έθεσε τα ασφαλή θεμέλια στα οποία βασίζεται η μοντέρνα τεχνολογία των μηχανών Stirling σήμερα. Στη Philips διέκοψαν τις προσπάθειές τους, αλλά το μέλλον των μηχανών Stirling φαίνεται λαμπρότερο από ποτέ, κυρίως λόγω της ταχείας ανόδου των τιμών και της περιορισμένης διαθεσιμότητας των υγρών ορυκτών καυσίμων για τους κινητήρες βενζίνης ή diesel. Η μηχανή Stirling είναι ικανή να αξιοποιήσει οποιαδήποτε πηγή θερμότητας και γι' αυτό το λόγο εμφανίζεται ίσως ως η προτεινόμενη εναλλακτική, για καύση άνθρακα, στις μηχανές εσωτερικής καύσης για μηχανές τρένων, πρόωση πλοίων, μηχανές μονάδων βάσης και μεγάλα οχήματα εκτός αυτοκινητοδρόμου που χρησιμοποιούνται στα ορυχεία, στην υλοτομία, στη γεωργία και στις κατασκευές.

1.3 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ STIRLING

Ο ορθός κύκλος Stirling είναι ένας ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος που αποτελείται από δύο ισοθερμοκρασιακές (σταθερή θερμοκρασία) και δύο ισόογκες (σταθερός όγκος) αναγεννητικές μεταβολές, όπως φαίνονται (σχήμα 1-1) στα διαγράμματα πίεσης – όγκου (P – V) και θερμοκρασίας – εντροπίας (T – S).

Για να φανεί η ακολουθία των μεταβολών θεωρούμε έναν κύλινδρο που περιέχει δύο αντίθετα τοποθετημένα έμβολα με έναν αναγεννητή ανάμεσά τους. Ο αναγεννητής μπορεί να θεωρηθεί σαν ένα “θερμοδυναμικό σφουγγάρι” το οποίο απορροφά και αποδίδει θερμότητα εναλλάξ. Είναι ένα πλέγμα από λεπτός υφασμένο μέταλλο με τη μορφή συρμάτων ή ταινιών. Ο ένας από τους δύο όγκους ανάμεσα στον αναγεννητή και τα έμβολα ονομάζεται “χώρος εκτόνωσης”, και διατηρείται σε υψηλή θερμοκρασία T_{max} . Ο άλλος όγκος ονομάζεται “χώρος συμπίεσης”, και διατηρείται σε χαμηλή θερμοκρασία T_{min} . Υπάρχει, επομένως, κλίση θερμοκρασίας ($T_{max} - T_{min}$) μεταξύ των εγκάρσιων επιφανειών του αναγεννητή, αλλά

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

υποτίθεται ότι δεν υπάρχει αγωγή θερμότητας κατά την οριζόντια κατεύθυνση. Υποτίθεται περαιτέρω ότι τα έμβολα κινούνται χωρίς τριβή ή ότι δεν υπάρχουν απώλειες λόγω διαρροής του εργαζόμενου ρευστού που εσωκλείεται μεταξύ των εμβόλων.

Για να ξεκινήσει ο κύκλος υποτίθεται ότι το έμβολο του χώρου συμπίεσης βρίσκεται στο έξω νεκρό σημείο, και το έμβολο του χώρου εκτόνωσης στο εσωτερικό νεκρό σημείο, κοντά στην επιφάνεια του αναγεννητή. Τότε όλο το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται στον ψυχρό χώρο συμπίεσης και ο όγκος είναι μέγιστος, έτσι η πίεση και η θερμοκρασία είναι στις ελάχιστες τιμές τους, που αντιπροσωπεύονται από το σημείο 1 στα διαγράμματα P – V και T – S. Κατά τη διάρκεια της συμπίεσης (διεργασία 1 – 2), το έμβολο συμπίεσης κινείται προς το εσωτερικό νεκρό σημείο, και το έμβολο του χώρου εκτόνωσης παραμένει στάσιμο. Το εργαζόμενο ρευστό συμπιέζεται στο χώρο συμπίεσης, και αυξάνεται η πίεσή του. Η θερμοκρασία διατηρείται σταθερή γιατί η θερμότητα, Q_c , απορροφάται από τον κύλινδρο του χώρου συμπίεσης και μεταφέρεται προς το περιβάλλον.

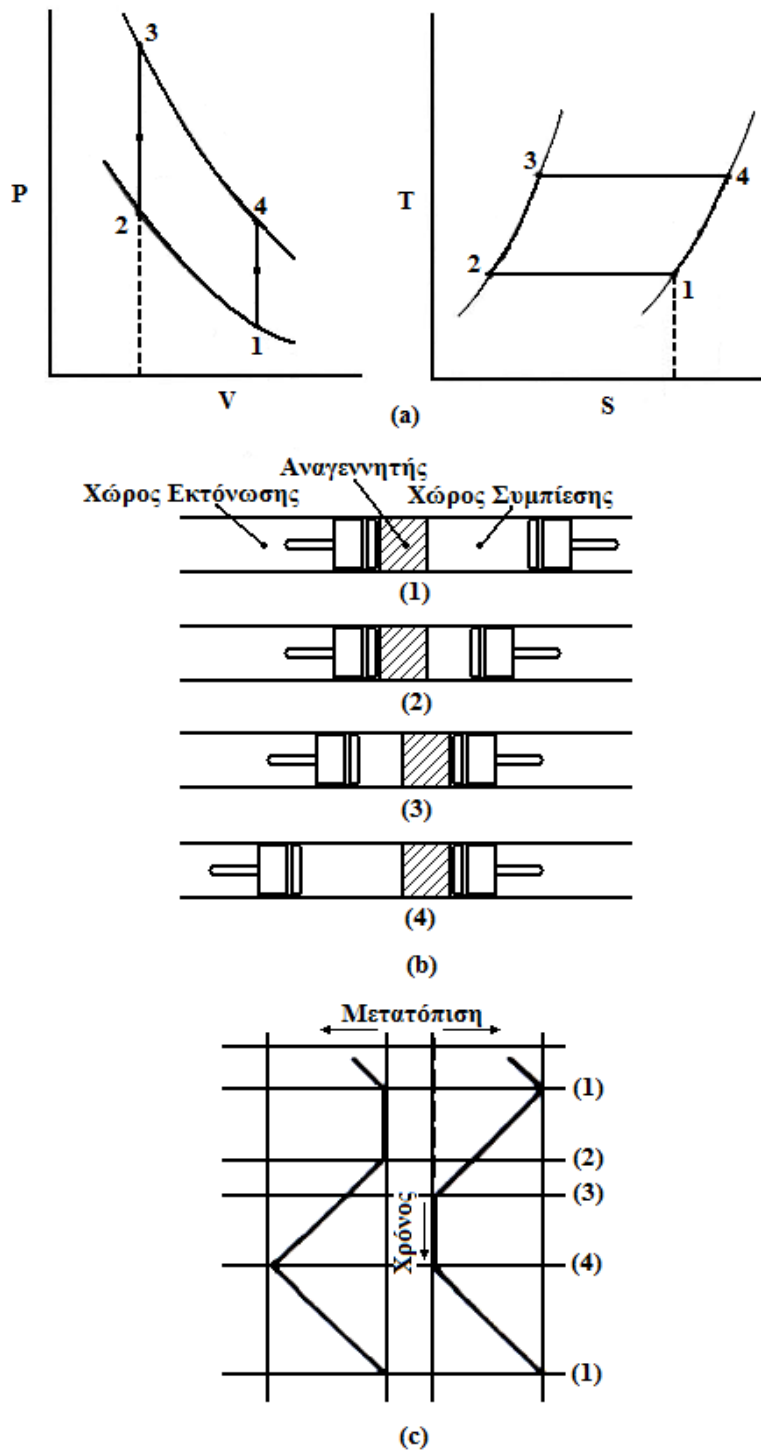
Στη διαδικασία μεταφοράς 2 – 3, και τα δύο έμβολα κινούνται ταυτόχρονα, το έμβολο συμπίεσης προς (και το έμβολο εκτόνωσης μακριά από) τον αναγεννητή, ούτως ώστε ο όγκος μεταξύ τους να παραμένει σταθερός. Επομένως, το εργαζόμενο ρευστό μεταφέρεται, μέσω του πορώδους μεταλλικού πλέγματος του αναγεννητή, από το χώρο συμπίεσης στο χώρο εκτόνωσης. Στο πέρασμα από τον αναγεννητή, το εργαζόμενο ρευστό θερμαίνεται από τη θερμοκρασία T_{min} στην T_{max} , μέσω μεταφοράς θερμότητας από το πλέγμα, και εξέρχεται από τον αναγεννητή στο χώρο εκτόνωσης σε θερμοκρασία T_{max} . Η σταδιακή αύξηση της θερμοκρασίας στη διέλευση μέσω του πλέγματος, με σταθερό όγκο, προκαλεί αύξηση στην πίεση.

Στην εκτόνωση (διεργασία 3 – 4), το έμβολο εκτόνωσης συνεχίζει να κινείται μακριά από τον αναγεννητή προς το έξω νεκρό σημείο, το έμβολο συμπίεσης παραμένει στάσιμο στο εσωτερικό νεκρό σημείο, παραπλεύρως του αναγεννητή. Καθώς η εκτόνωση συνεχίζεται, η πίεση μειώνεται καθώς αυξάνεται ο όγκος. Η θερμοκρασία παραμένει σταθερή διότι θερμότητα Q_E προσδίδεται στο σύστημα από εξωτερική πηγή.

Η τελική διεργασία στον κύκλο είναι η διαδικασία μεταφοράς 4 – 1, κατά τη διάρκεια της οποίας και τα δύο έμβολα κινούνται ταυτόχρονα για να μεταφέρουν το εργαζόμενο ρευστό (με σταθερό όγκο) πίσω μέσω του αναγεννητικού πλέγματος από το χώρο εκτόνωσης στο χώρο συμπίεσης. Κατά τη διέλευσή του μέσω του πλέγματος θερμότητα μεταφέρεται μέσω του εργαζόμενου μέσου, στο πλέγμα, έτσι ώστε το εργαζόμενο μέσο μειώνει τη θερμοκρασία του και εισέρχεται στο χώρο συμπίεσης με θερμοκρασία T_{min} . Η θερμότητα που

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

μεταφέρεται σε αυτή τη φάση του κύκλου αποθηκεύεται στο πλέγμα, για να δοθεί στο αέριο στη διεργασία 2 – 3 του επόμενου κύκλου.



Σχήμα 1-1. Ο κύκλος Stirling.

Ο κύκλος αποτελείται, επομένως, από τέσσερις διεργασίες μεταφοράς θερμότητας.

Διεργασία 1 – 2, Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση: μεταφορά θερμότητας **από** το εργαζόμενο ρευστό σε θερμοκρασία T_{min} στα εξωτερικά τοιχώματα.

Διεργασία 2 – 3, Ισόογκη θέρμανση: μεταφορά θερμότητας **προς** το εργαζόμενο ρευστό από το αναγεννητικό πλέγμα.

Διεργασία 3 – 4, Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση: μεταφορά θερμότητας **προς** το εργαζόμενο ρευστό σε θερμοκρασία T_{max} από μία εξωτερική πηγή.

Διεργασία 4 – 1, – Ισόογκη ψύξη: μεταφορά θερμότητας **από** το εργαζόμενο ρευστό στο αναγεννητικό πλέγμα.

Αν η μεταφορά θερμότητας στη διεργασία 2 – 3 έχει το ίδιο μέγεθος με αυτή στη διεργασία 4 – 1 οι μόνες συναλλαγές θερμότητας μεταξύ της μηχανής και του περιβάλλοντος είναι, (α) προσφορά θερμότητας στη θερμοκρασία T_{max} , (β) απόρριψη θερμότητας σε θερμοκρασία T_{min} . Αυτή η προσφορά και απόρριψη θερμότητας σε σταθερή θερμοκρασία ικανοποιεί την απαίτηση του Δεύτερου Νόμου της Θερμοδυναμικής για μέγιστο θερμικό βαθμό απόδοσης. Κατ’ αυτόν τον τρόπο ο θερμικός βαθμός απόδοσης, η , του κύκλου Stirling είναι ίσος με αυτόν του κύκλου Carnot, δηλαδή $(T_{max} - T_{min}) / T_{max}$. Το κύριο πλεονέκτημα του κύκλου Stirling έναντι του κύκλου Carnot έγκειται στην αντικατάσταση των δύο ισεντροπικών διεργασιών με δύο σταθερού όγκου, οι οποίες αυξάνουν δραματικά την επιφάνεια στο διάγραμμα P – V. Επομένως, για να πάρουμε ένα εύλογο ποσό έργου από τον κύκλο Stirling, δεν είναι απαραίτητο να καταφύγουμε σε πολύ υψηλές πιέσεις και όγκους σάρωσης, όπως συμβαίνει στον κύκλο Carnot.

1.4 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Η ιδανική μηχανή που χρησιμοποιείται για να περιγράψει τη λειτουργία ενός κινητήρα που λειτουργεί με τον κύκλο Stirling, μετατρέποντας θερμότητα σε έργο, μπορεί να χρησιμοποιηθεί επίσης και ως ψυκτική μηχανή. Παρατηρούμε τις παρακάτω διαφορές.

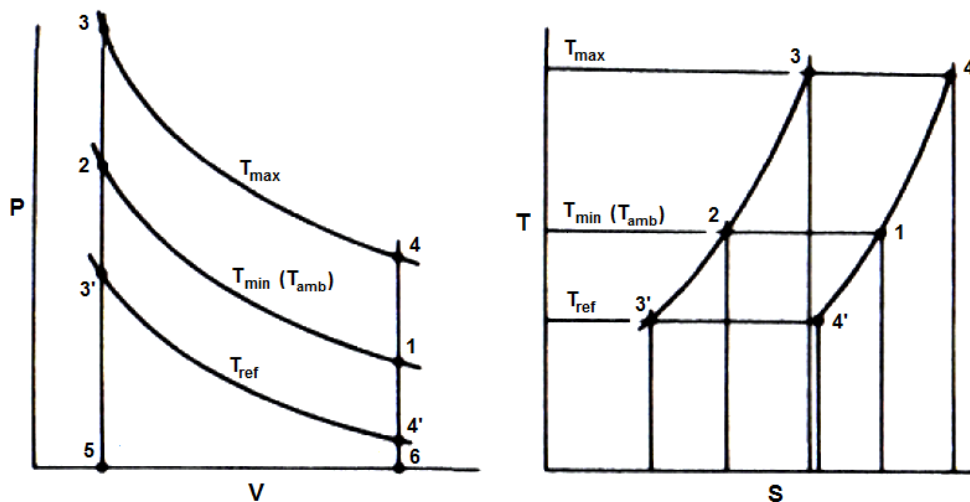
1. Στην ψυκτική μηχανή, η θερμοκρασία (T_{ref} , της τάξεως των 100 K) της προσφερόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης (3' – 4') είναι **χαμηλότερη** από τη θερμοκρασία (T_{min} ή $T_{ambient}$), της τάξεως των 300 K) της απορριπτόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της συμπίεσης (1 – 2).

2. Στη θερμική ή κινητήρια μηχανή, η θερμοκρασία (T_{max} , της τάξεως των 1000 K) της προσφερόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης (3 – 4) είναι **υψηλότερη** από τη θερμοκρασία (T_{min} ή T_{amb}) της απορριπτόμενης θερμότητας κατά τη διάρκεια της συμπίεσης (1 – 2).

3. Η θερμοκρασία T_{ref} της ψυκτικής μηχανής είναι *σχετικά χαμηλότερη* της θερμοκρασίας T_{min} ή T_{amb} της θερμικής μηχανής.

Αυτό φαίνεται στο σχήμα 1-2 όπου υπερτίθενται τα διαγράμματα P – V και T – S για τον κινητήρα και την ψυκτική μηχανή.

Όταν η μηχανή Stirling λειτουργεί ως ψυκτική, η θερμότητα απορροφάται από την ψυχρή ζώνη κατά τη διάρκεια της εκτονωτικής διεργασίας 3' – 4'. Το έργο της συμπίεσης (περιοχή 1 – 2 – 5 – 6) είναι ίδιο για αμφότερες την ψυκτική και την κινητήρια μηχανή. Το έργο της εκτόνωσης (περιοχή 4' – 3' – 5 – 6), στην περίπτωση της ψυκτικής μηχανής είναι μικρότερο από το αντίστοιχο έργο της συμπίεσης και το προσφερόμενο εξωτερικά έργο είναι ανάλογο της περιοχής 1 – 2 – 3' – 4'. Κατά τη διάρκεια της μεταφοράς από το χώρο συμπίεσης στο χώρο εκτόνωσης, στη διεργασία 2 – 3', το εργαζόμενο ρευστό υφίσταται μείωση της θερμοκρασίας του και παρουσιάζεται αύξηση στη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της αντίστροφης διεργασίας 4' – 1.



Σχήμα 1-2. Ο κύκλος Stirling ως μηχανή prime mover και ψυκτική μηχανή.

Η απόδοση μιας ψυκτικής μηχανής αποτιμάται βάσει του συντελεστή συμπεριφοράς της (COP), όπου

$$COP = (\text{θερμότητα που απορροφά}) / (\text{καταναλισκόμενο έργο}) = \frac{T_{ref}}{(T_{min} - T_{ref})}$$

1.5 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η αντλία θερμότητας που λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο Stirling, λειτουργεί ακριβώς όπως η ψυκτική μηχανή που περιγράψαμε στην προηγούμενη ενότητα, με τη

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

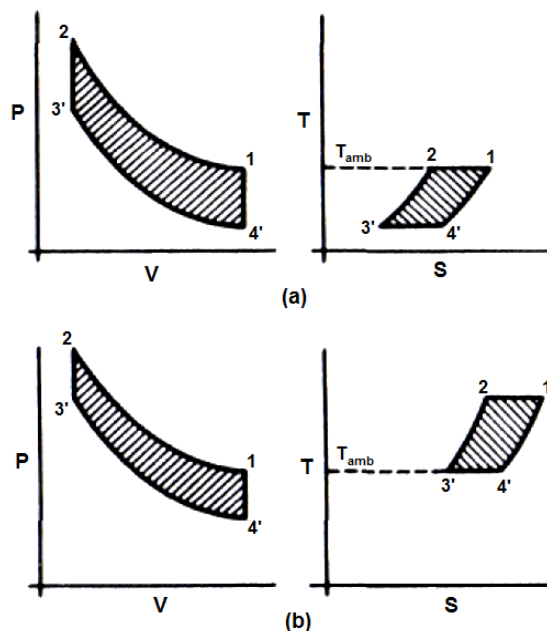
θερμοκρασία του χώρου εκτόνωσης T_{ref} να είναι **μικρότερη** από την αντίστοιχη του χώρου συμπίεσης T_{min} . Η διαφορά μεταξύ μίας αντλίας θερμότητας και μίας ψυκτικής μηχανής είναι ότι, για την αντλία θερμότητας, αμφότερες οι T_{ref} και T_{min} είναι **υψηλότερες**.

1. Στην ψυκτική μηχανή, η T_{min} είναι η ατμοσφαιρική θερμοκρασία T_{amb} .

2. Στην αντλία θερμότητας για τη θέρμανση μιας αίθουσας συναυλίας ή ενός κτιρίου γραφείων, η θερμοκρασία T_{min} είναι **υψηλότερη** από τη θερμοκρασία T_{ref} . Η T_{min} είναι η θερμοκρασία στην οποία απορρίπτεται θερμότητα από το σύστημα. Η T_{ref} είναι η θερμοκρασία στην οποία προσφέρεται θερμότητα στον κύκλο από τον ατμοσφαιρικό αέρα ή ένα ποτάμι ή μία λίμνη ή γενικά από άλλη πηγή που έχει περίπου την ατμοσφαιρική θερμοκρασία.

Μία σύγκριση μεταξύ της αντλίας θερμότητας Stirling και της ψυκτικής μηχανής Stirling φαίνεται στο σχήμα 1-3. Και στις δύο περιπτώσεις χρειάζεται να προσφερθεί έργο από μία εξωτερική πηγή για να λειτουργήσει ο κύκλος, και είναι ανάλογο της περιοχής 1 – 2 – 3 – 4. Στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας, το ωφέλιμο προϊόν είναι η θερμότητα που αποβάλλεται σε θερμοκρασία T_{min} , και η απόδοση της αντλίας θερμότητας εκτιμάται ως εκ τούτου:

$$COP_{HP} = (\text{αποβαλλόμενη θερμότητα})/(\text{παραγόμενο έργο}) = \frac{T_{min}}{T_{min} - T_{ref}}$$



Σχήμα 1-3. Ο κύκλος Stirling ως αντλία θερμότητας και ψυκτική μηχανή.

a) Ψυκτική μηχανή

b) Αντλία θερμότητας

1.6 ΚΥΚΛΟΣ STIRLING ΩΣ ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ ΠΙΕΣΕΩΝ

Για εφαρμογές που απαιτείται έξοδος αερίου, υγρού ή ατμού υπό πίεση μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια μηχανή που ενσωματώνει αναγεννητή και μοιάζει με μία μηχανή Stirling. Το εργαζόμενο ρευστό αναρροφάται από τον κύλινδρο κατά τη φάση υψηλής πίεσης και επιστρέφει κατά τη φάση χαμηλής πίεσης. Το καθαρό αποτέλεσμα είναι η μετατροπή ενός ποσού θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας σε έργο με τη μορφή του πεπιεσμένου ρευστού· αυτό ονομάζεται “θερμοσυμπιεστής” και ανακαλύφθηκε τη δεκαετία του 1930 από τον Vanegar Bush, καθηγητή στο Τεχνολογικό Ίδρυμα της Μασαχουσέτης (Massachusetts Institute of Technology).

Βαλβίδες για να ρυθμίσουν τη ροή του εργαζόμενου μέσου από και προς τον κύλινδρο απαιτούνται πάντοτε σε έναν θερμοσυμπιεστή. Επομένως από τον ορισμό που δόθηκε προηγουμένως το σύστημα είναι περισσότερο μία μηχανή Ericsson παρά μία μηχανή Stirling. Ωστόσο συχνά κατατάσσεται ως μηχανή Stirling.

1.7 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING

Ο θεωρητικός κύκλος Stirling, που περιγράφηκε πιο πάνω, αποτελείται από τέσσερις θερμοδυναμικές διεργασίες μεταφοράς θερμότητας, δύο ισοθερμοκρασιακές και δύο ισόογκες. Είχε υποθεθεί ότι όλες οι διεργασίες ήταν θερμοδυναμικά αντιστρεπτές, και ότι οι διεργασίες της συμπίεσης και εκτόνωσης ήταν ισοθερμοκρασιακές, υπονοώντας έτσι άπειρο ρυθμό μετάδοσης θερμότητας μεταξύ των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του εργαζόμενου ρευστού. Ήταν επίσης δεδομένο ότι ολόκληρη η ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού βρισκόταν στο χώρο συμπίεσης ή εκτόνωσης κατά τη διάρκεια των διεργασιών εκτόνωσης και συμπίεσης, ώστε η επίδραση των κενών στο αναγεννητικό πλέγμα, των κενών χώρων ή των θυλακίων στον κύλινδρο να έχουν αμεληθεί. Τα δύο έμβολα ήταν αναγκασμένα να κινούνται με διακεκομμένο τρόπο ώστε να επιτευχθεί η προβλεπόμενη διανομή του εργαζόμενου ρευστού, και όλες οι επιδράσεις από αεροδυναμικές και μηχανικές τριβές αμελήθηκαν. Η αναγέννηση είχε υποθεθεί τέλεια, υπονοώντας άπειρο ρυθμό μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου ρευστού και του πλέγματος του αναγεννητή και άπειρη θερμοχωρητικότητα του πλέγματος του αναγεννητή.

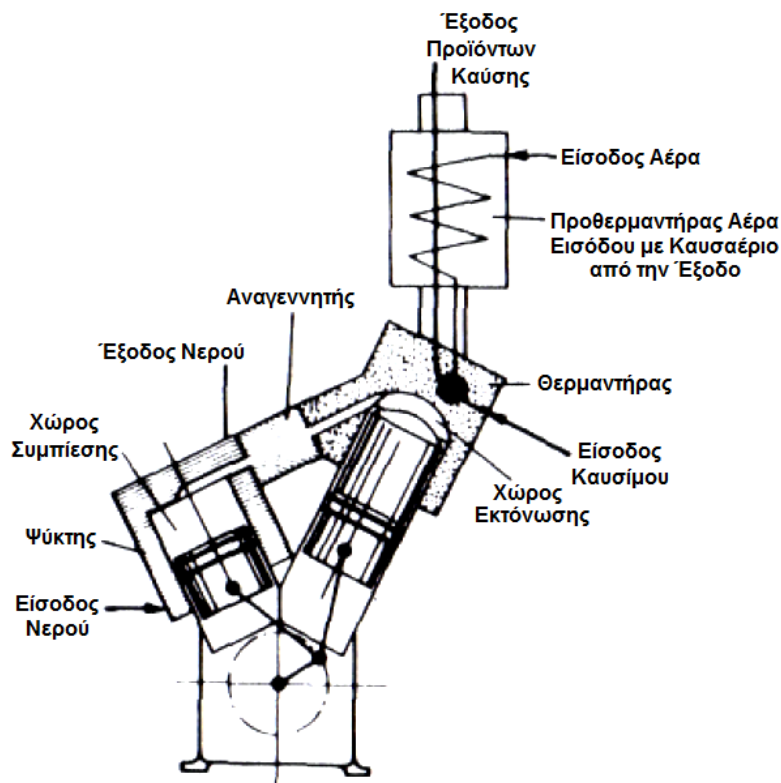
Στις πραγματικές μηχανές Stirling μόνο λίγες από αυτές τις εξιδανικεύσεις μπορούν να υπάρξουν πραγματικά και ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι πολύ μικρότερος της τιμής του θερμικού βαθμού απόδοσης του ιδανικού κύκλου Carnot. Η πραγματική θερμική απόδοση μπορεί να εκφραστεί ως ένα κλάσμα της θεωρητικής απόδοσης του Carnot. Αυτός ο λόγος, που καλείται “σχετική απόδοση” και ορίζεται ως εξής:

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

$$\eta_{rel} = \text{πραγματικός βαθμός απόδοσης} / \text{βαθμός απόδοσης Carnot}$$

σπάνια υπερβαίνει το 0,4 και μπορεί να φθάσει έως το 0,72 σε καλά σχεδιασμένες μηχανές.

Για να προσομοιώσουμε τον ιδανικό κύκλο, θεωρήθηκε μία μηχανική διάταξη με δύο αντίθετα τοποθετημένα έμβολα, με ενδιάμεσο αναγεννητή. Η μηχανή με τα δύο έμβολα είναι μία από μερικές διαφορετικές μηχανολογικές διατάξεις που θα εξετασθούν πιο κάτω. Μία πραγματική εκδοχή της μηχανής δύο εμβόλων φαίνεται στο σχήμα 1-4. Αποτελείται από μία μηχανή με διάταξη κυλίνδρων τύπου V, με τα δύο έμβολα συνδεδεμένα σε μία κοινή στροφαλοφόρο άτρακτο. Οι χώροι πάνω από τα έμβολα αποτελούν τους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης και συνδέονται με έναν αγωγό που περιέχει τον αναγεννητή και επιπλέον εναλλάκτες θερμότητας.

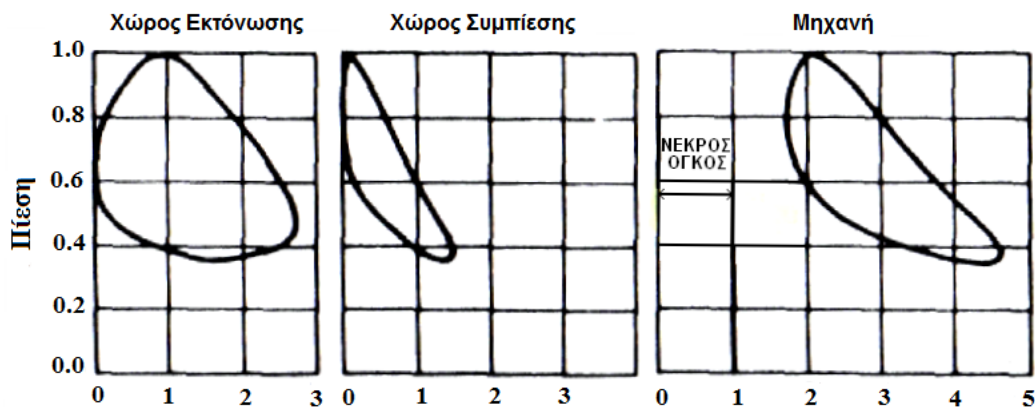


Σχήμα 1-4. Γραμμικό διάγραμμα μηχανής Stirling με διάταξη V και με δύο έμβολα.

Στη λειτουργία μιας τέτοιας μηχανής, αυξάνει σημαντικά η απόκλιση από την ιδανικότητα ως αποτέλεσμα της συνεχούς, παρά της ασυνεχούς, κίνησης των εμβόλων. Αυτό οδηγεί (όπως φαίνεται και στο σχήμα 1-5) σε ένα διάγραμμα, το οποίο είναι μια ομαλή και συνεχής καμπύλη. Οι τέσσερις διεργασίες του ιδανικού κύκλου δεν καθορίζονται ακριβώς. Η διεργασία της συμπίεσης και εκτόνωσης δε λαμβάνουν χώρα εξ ολοκλήρου στον ένα ή στον άλλο χώρο, έτσι ώστε να μπορούν να σχεδιασθούν τρία διαγράμματα P – V, ένα για το χώρο

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

συμπίεσης, ένα για το χώρο εκτόνωσης και ένα για τον εσώκλειστο όγκο, ο οποίος περιέχει και το “νεκρό” όγκο. Ο νεκρός όγκος ορίζεται ως το μέρος του εργαζόμενου χώρου που δε σαρώνεται από ένα από τα δύο έμβολα και περιλαμβάνει κενούς χώρους του κυλίνδρου, θυλάκια όγκων στον αναγεννητή και σε άλλους εναλλάκτες θερμότητας, και τον εσωτερικό όγκο των συνδεδεμένων αγωγών και διόδων. Το διάγραμμα $P - V$ για το χώρο εκτόνωσης αντιπροσωπεύει το συνολικό θετικό έργο του κύκλου, ενώ το διάγραμμα για το χώρο συμπίεσης αντιπροσωπεύει το έργο συμπίεσης (ή αρνητικό έργο) του κύκλου. Η διαφορά της έκτασης των επιφανειών των δύο διαγραμμάτων είναι η καθαρή απόδοση του κύκλου, δηλαδή το “ενδεικνυόμενο” έργο που είναι διαθέσιμο για να υπερνικηθούν οι απώλειες λόγω μηχανικών τριβών και για να παρασχεθεί ωφέλιμη ισχύς στη στροφαλοφόρο άτρακτο της μηχανής.



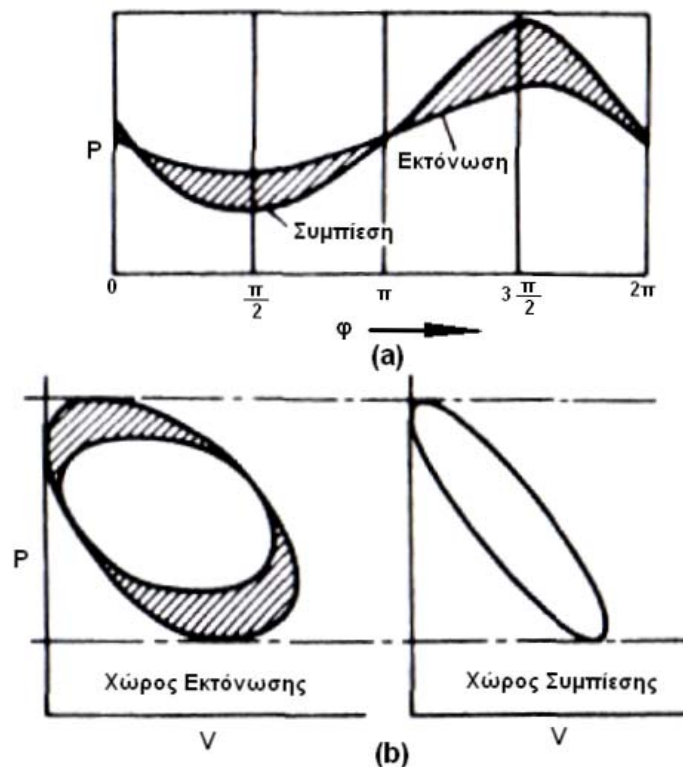
Σχήμα 1-5. Διαγράμματα πίεσης – όγκου πραγματικής μηχανής Stirling.

Σε έναν κύκλο στον οποίο οι διεργασίες της συμπίεσης και εκτόνωσης είναι ισοθερμοκρασιακές και δεν υπάρχουν απώλειες λόγω τριβών, η διαφορά στο εμβαδόν των διαγραμμάτων των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης θα βρεθεί να είναι ακριβώς ίση με το εμβαδόν του διαγράμματος $P - V$ για το συνολικό εργαζόμενο χώρο. Σε μία πραγματική μηχανή, φυσικά, αυτή η ισότητα δεν υπάρχει, διότι οι απώλειες αεροδυναμικής ροής στον αναγεννητή και στους άλλους εναλλάκτες θερμότητας προκαλούν διαφορές στην πίεση του εργαζόμενου ρευστού στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Οι απώλειες ροής είναι σημαντικές, διότι (όπως φαίνεται και στο σχήμα 1-6), προκαλούν μία μείωση στην περιοχή του $P - V$ διαγράμματος του χώρου εκτόνωσης, έχοντας ως αποτέλεσμα, (α) μείωση στην καθαρή παραγωγή ισχύος (και άρα στην απόδοση) μιας κινητήριας μηχανής, και (β) μείωση στην ψυκτική ικανότητα και το συντελεστή συμπεριφοράς (COP) μίας ψυκτικής μηχανής.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ημιτονοειδής κίνηση του εμβόλου έχει ως αποτέλεσμα το εργαζόμενο ρευστό να διανέμεται με έναν χρονικά κυκλικά μεταβαλλόμενο τρόπο διαμέσου διαφόρων θερμοκρασιακών επιπέδων και δεν είναι δυνατόν να σχεδιασθεί ένα $T - S$ διάγραμμα που να έχει νόημα για ολόκληρη τη μάζα του εργαζόμενου ρευστού. Είναι δυνατό να σχεδιασθούν διαγράμματα $T - S$ για συγκεκριμένα τμήματα του εργαζόμενου ρευστού, καθώς μετακινούνται από το ένα θερμοκρασιακό επίπεδο σε άλλο, αλλά δεν έχει βρεθεί κατάλληλος τρόπος να συνδεθούν σε πολλαπλά διαγράμματα.

Μια άλλη σημαντική απόκλιση από την ιδανικότητα είναι ότι οι διαδικασίες της συμπίεσης και εκτόνωσης δεν είναι ισοθερμοκρασιακές. Σε μία μηχανή που λειτουργεί σε μία λογική ταχύτητα (π.χ. 1000 rev/min) είναι πιθανό ότι οι διεργασίες είναι περισσότερο αδιαβατικές (καθόλου μεταφορά θερμότητας) παρά ισόθερμες (άπειρη μεταφορά θερμότητας). Αυτός είναι κυρίαρχος παράγοντας της αδυναμίας μιας πραγματικής μηχανής να επιτύχει το βαθμό απόδοσης του Carnot.



Σχήμα 1-6. Επίδραση των απωλειών λόγω αεροδυναμικής ροής στο έργο της μηχανής.

Για να βελτιώσουμε την κατάσταση ενσωματώνονται συχνά ειδικοί εναλλάκτες θερμότητας (όπως φαίνεται στο σχήμα 1-4), που περιλαμβάνουν: (α) ένα θερμαντήρα, που

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

είναι επαπτόμενος στο χώρο εκτόνωσης και προσδίδει θερμότητα στο εργαζόμενο ρευστό, και (β) ένα ψύκτη, δίπλα στο χώρο συμπίεσης, που απορροφά θερμότητα από το εργαζόμενο ρευστό. Παρά τα πλεονεκτήματα της βελτιωμένης μεταφοράς θερμότητας, η τοποθέτηση τέτοιων εναλλακτών θερμότητας επιβάλλει μερικές απώλειες. Επιπρόσθετα, απώλειες αεροδυναμικής ροής πιθανόν να εμφανιστούν με τη συνακόλουθη βλαβερή επίδραση στην απόδοση που αναφέρθηκε παραπάνω. Ο νεκρός όγκος θα αυξηθεί από το από τον κενό όγκο του θερμαντήρα και του ψύκτη, κάτι που έχει κρίσιμη επίδραση στην απόδοση των αναγεννητικών μηχανών. Επιπλέον, το εργαζόμενο ρευστό θερμαίνεται, όχι μόνο ρέοντας από τον αναγεννητή προς το χώρο εκτόνωσης, αλλά και όταν ρέει από το χώρο εκτόνωσης προς τον αναγεννητή. Παρομοίως, το εργαζόμενο ρευστό ψύχεται όταν ρέει προς (καθώς και από) το χώρο συμπίεσης. Η διάταξη των συστημάτων ροής προς μία κατεύθυνση είναι πιθανώς εφαρμόσιμη, αλλά περιπλέκει πολύ τη μηχανή. Οι αυξημένες απώλειες ροής και οι κενοί χώροι (μαζί με θεωρήσεις για το κόστος το μέγεθος και το βάρος) συνδυάζονται για να παράγουν ένα συνολικό σχέδιο εναλλάκτη θερμότητας. Συνεπώς, μπορεί να υπάρχουν ουσιαστικές διαφορές μεταξύ των θερμοκρασιών στις οποίες είναι διαθέσιμη η θέρμανση (προϊόντα καύσης) και η ψύξη (νερό ή αέρας) και αυτών που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό. Αυτό παριστάνεται διαγραμματικά στο σχήμα 1-6 και μπορεί να θεωρηθεί αντιπροσωπευτικό των θερμοκρασιών σε μία αναγεννητική μηχανή που λειτουργεί με ορυκτό καύσιμο και ψυκτικό μέσο το νερό. Οι θερμοκρασίες των προϊόντων της καύσης και του νερού ψύξης είναι $2800K$ και $280K$ αντίστοιχα. Το μεταλλουργικό όριο των υλικών που χρησιμοποιούνται για τον κύλινδρο εκτόνωσης και το θερμαντήρα είναι $1000K$. Αυτό δημιουργεί απότομη κλίση θερμοκρασίας, από τους $2800K$ στους $1000K$, μεταξύ των προϊόντων της καύσης και του τοιχώματος του κυλίνδρου, με το ενδεχόμενο για υψηλά ποσοστά μεταφοράς θερμότητας, παρόλο που τα προϊόντα της καύσης μπορεί να έχουν χαμηλή πυκνότητα. Περαιτέρω κλίσεις θερμοκρασίας (π.χ. $100K$) μπορεί να υφίστανται μεταξύ της μέσης θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού στο χώρο εκτόνωσης και του θερμαντήρα. Μια άλλη π.χ. $50K$ μπορεί να υφίσταται μεταξύ του εργαζόμενου ρευστού στο χώρο συμπίεσης και στον ψύκτη. Η κυκλική μεταβολή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού τότε κυμαίνεται από $(280 + 50) = 330K$ μέχρι $(1000 - 100) = 900K$, ένα πολύ πιο περιορισμένο εύρος σε σχέση με τη θεωρητική διαφορά στις ακραίες θερμοκρασίες των $2800 - 280 = 2520K$.

Ενώ ο βαθμός απόδοσης κύκλου Carnot (ή Stirling) θα μπορούσε να υπολογισθεί ως εξής:

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

$$\eta_c = (2800 - 280) / 2800 = 2520 / 2800 = 90 \%$$

για να δώσουμε μια πιο ρεαλιστική εικόνα μπορεί να υπολογισθεί ως εξής:

$$\eta_c = (900 - 330) / 900 = 570 / 900 = 63,3 \%$$

Αυτό το παράδειγμα καταδεικνύει μία από τις μεγαλύτερες δυσκολίες των μηχανών Stirling στις εμπορικές εφαρμογές – μία που είναι κοινή με τους αεριοστροβίλους και τους ατμοστροβίλους αλλά ελαχιστοποιείται στις μηχανές εσωτερικής καύσης – το ζήτημα των υλικών. Ορισμένα μέρη της μηχανής (ο θερμοαντήρας και ο χώρος εκτόνωσης) είναι εκτεθειμένα συνεχώς σε υψηλή θερμοκρασία και ως εκ τούτου υπόκεινται στο μεταλλουργικό όριο των υλικών του θερμοαντήρα και του κυλίνδρου εκτόνωσης.

Η επιτρεπτή μεταβολή θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού σε μία μηχανή Stirling περιορίζεται σε ένα κλάσμα της επιτρεπόμενης στις μηχανές εσωτερικής καύσης, όπου οι μέγιστες θερμοκρασίες του κύκλου επιτυγχάνονται μόνο στιγμιαία. Έτσι αν και οι αναγεννητικές μηχανές είναι θερμοδυναμικά πιο αποδοτικές από τις μηχανές που λειτουργούν βάσει του κύκλου του Otto ή του Diesel, για δεδομένα θερμοκρασιακά όρια, στην πραγματικότητα οι αναγεννητικές μηχανές συγκρίνονται με μηχανές αερίου (ή πετρελαίου) που λειτουργούν σε πολύ μεγαλύτερα θερμοκρασιακά όρια. Παρά το μειονέκτημα αυτό, οι θερμοκοί βαθμοί απόδοσης των καλύτερων μηχανών Stirling μπορούν να είναι τόσο υψηλοί όσο και μίας μηχανής Diesel, τυπικά 35 με 40 %. Μελλοντικές εφαρμογές από κεραμικά υλικά ίσως θα αυξήσουν την απόδοση αμφοτέρων των μηχανών Stirling και Diesel.

Μόνο ένα μέρος της διαθέσιμης θερμότητας από την καύση του καυσίμου και του αέρα μπορεί να μεταφερθεί στο εργαζόμενο ρευστό και η θερμότητα των καυσαερίων των προϊόντων της καύσης της μηχανής Stirling αποτελεί μια άμεση απώλεια. Το ποσό αυτό θα πρέπει να ληφθεί υπόψη στην αγορά του πετρελαίου ή αερίου που θα καεί, αλλά δεν μπορεί να αξιοποιηθεί από τη μηχανή. Επομένως ένα σημαντικό εξάρτημα της μηχανής είναι άλλος ένας εναλλάκτης θερμότητας (ο προθερμαντήρας αέρα εισαγωγής με καυσαέριο), που χρησιμοποιείται για να θερμάνει τον εισερχόμενο αέρα μέσω της θερμότητας που μεταφέρεται από τα καυσαέρια. Αυτός μπορεί να είναι για ανάκτηση θερμότητας από αποβαλλόμενη θερμότητα (recuperative) ή αναγεννητικού τύπου. Στους εναλλάκτες ανάκτηση θερμότητας από αποβαλλόμενη θερμότητα (recuperative), τα δύο ρευστά, τα καυσαέρια και ο εισερχόμενος αέρας χωρίζονται με τοιχώματα σε χωριστούς αγωγούς. Στους αναγεννητικού τύπου εναλλάκτες τα ρευστά ρέουν εναλλάξ, συνήθως σε αντιρροή, διαμέσου του ίδιου πορώδους πλέγματος. Είναι σημαντική η διάκριση μεταξύ του εσωτερικού αναγεννητικού εναλλάκτη θερμότητας, που είναι ενσωματωμένος ως αναπόσπαστο τμήμα

της μηχανής, και του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας από αποβαλλόμενη θερμότητα (ή αναγεννητικού), που χρησιμοποιείται σαν εξωτερικό εξάρτημα της μηχανής για την προθέρμανση του αέρα εισαγωγής.

Η συνεχής κίνηση των παλινδρομικών στοιχείων, οι μη ισοθερμοκρασιακές διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης, η περιορισμένη μεταφορά θερμότητας στις συσκευές ψύξης και θέρμανσης, οι απώλειες θερμών καυσαερίων, ο αυξημένος νεκρός όγκος και οι απώλειες αεροδυναμικής ροής αποτελούν όλα μαζί τους κύριους λόγους της αποτυχίας των περισσότερων πραγματικών μηχανών Stirling να εκπληρώσουν τις ελπίδες και τις φιλοδοξίες των σχεδιαστών τους. Άλλες αιτίες απογοήτευσης περιλαμβάνουν ελλείψεις στη λειτουργία του αναγεννητή, υψηλές απώλειες λόγω μηχανικών τριβών, εξισορρόπηση θερμοκρασίας ως αποτέλεσμα σχετικά μαζικών φαινομένων αγωγής και διαρροή ρευστού οφειλόμενη σε ατελή σχεδίαση (ή ατελώς λειτουργούντων) στεγανωτικών.

Το σύστημα ψύξης πρέπει να απορροφήσει σχεδόν όλη την απορριπτόμενη θερμότητα της μηχανής, η οποία για λίγο μπορεί να διοχετευθεί στην εξαγωγή. Για μηχανές με δεδομένη έξοδο και συγκρίσιμη απόδοση το σύστημα ψύξης της μηχανής Stirling έχει να απορροφήσει περίπου διπλάσιο θερμικό φορτίο από ότι σε μία μηχανή Diesel. Αυτή η πληθώρα των εναλλακτών θερμότητας, θερμαντήρων, ψυκτών, αναγεννητών, προθερμαντήρων αέρα εισόδου με καυσαέριο και μεγάλους αερόψυκτους θερμοπομπούς είναι ο κύριος λόγος, μαζί με σχετικά περίπλοκα συστήματα ελέγχου για τον οποίο τα πιο αισιόδοξα σχέδια τοποθετούν το κύριο κόστος μίας μηχανής Stirling το λιγότερο στο διπλάσιο μιας ισοδύναμης μηχανής Diesel.

1.8 ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ

Τα απαραίτητα στοιχεία μίας μηχανής Stirling είναι δύο χώροι των οποίων οι όγκοι μεταβάλλονται κυκλικά με την ίδια συχνότητα αλλά με διαφορά φάσης. Διακυμάνσεις του όγκου του χώρου εκτόνωσης οδηγούν σε διακυμάνσεις στο χώρο συμπίεσης. Οι δύο χώροι συνδέονται με έναν αγωγό που περιέχει τον αναγεννητή και στις περισσότερες περιπτώσεις, επιπλέον εναλλάκτες θερμότητας για να διευκολύνουν τη μεταφορά θερμότητας προς και από το εργαζόμενο ρευστό.

Αυτά τα απλά στοιχεία μπορούν να συνδυαστούν με πολλούς τρόπους κατηγοριοποιημένους από τον Walker (1980) [2]. Τα περισσότερα συστήματα χρησιμοποιούν παλινδρομικά στοιχεία για να επιτύχουν τις κυκλικές μεταβολές όγκου, αλλά είναι επίσης δυνατές και περιστροφικές μηχανές.

1.8.1 ΕΜΒΟΛΟ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗΣ ΣΤΟΝ ΙΔΙΟ ΚΥΛΙΝΔΡΟ

Το σχήμα 1-7 δείχνει μια διάταξη μηχανής Stirling που έχει ένα μόνο κύλινδρο και δύο παλινδρομικά στοιχεία, ένα έμβολο και έναν εκτοπιστή. Αυτή έρχεται σε αντίθεση με την μηχανή με τα δύο αντίθετα έμβολα που χρησιμοποιήθηκε για να παρουσιαστεί ο ιδανικός κύκλος ή τις μηχανές δύο εμβόλων σε διάταξη V που παρουσιάστηκαν στο σχήμα 1-4.

1.8.1.1 ΕΜΒΟΛΑ

Το έμβολο είναι ένα δύσκολο κατασκευαστικά στοιχείο με στεγανωτικά ρευστού για να περιέχει το εργαζόμενο ρευστό που λειτουργεί στο επάνω μέρος του εμβόλου, έχοντας κατά κανόνα σημαντικά ψηλότερη πίεση από το στροφαλοθάλαμο, το χώρο συμπίεσης ή εκτόνωσης που βρίσκονται στο κάτω μέρος του εμβόλου. Συνεπώς, υπάρχει μεγάλη διαφορά πίεσης (Δp) που δρα στο έμβολο. Ταυτόχρονα, η θερμοκρασία τόσο πάνω όσο και κάτω από το έμβολο είναι γενικά η ατμοσφαιρική έτσι η διαφορά θερμοκρασίας (ΔT) καθ' όλον τον όγκο του εμβόλου είναι μηδενική.

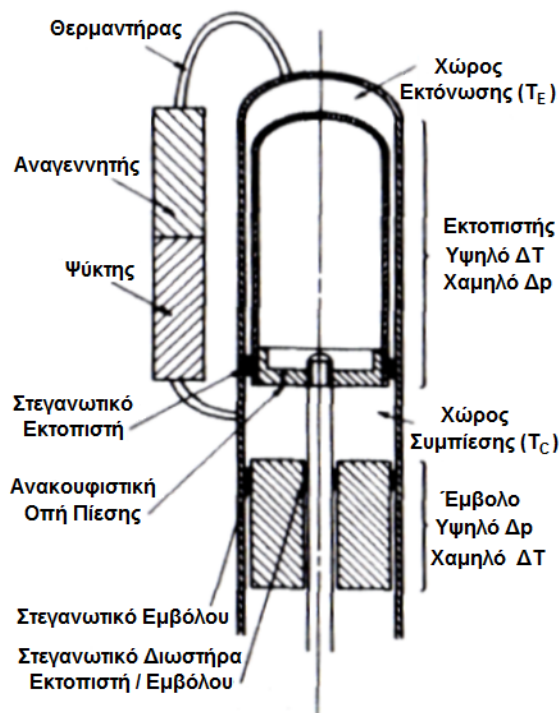
Στις μηχανές δύο εμβόλων το θερμό έμβολο εξοπλίζεται συνήθως με ένα κοίλωμα που καλείται “κορώνα του Heylandt”, για να διαχωρίσει το εργαζόμενο ρευστό του θερμού χώρου εκτόνωσης από την περιοχή όπου τα στεγανωτικά λειτουργούν στα υδρόψυκτα τοιχώματα.

1.8.1.2 ΕΚΤΟΠΙΣΤΕΣ

Ένας εκτοπιστής είναι ένα ελαφρύ και άεργο κατ' ουσία στοιχείο που διαχωρίζει τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Η κίνηση του εκτοπιστή αναγκάζει το ρευστό να κινηθεί από τον ένα χώρο στον άλλο. Λόγω του ότι οι δύο χώροι συνδέονται με έναν αγωγό δεν υπάρχει σημαντική διαφορά πίεσης (Δp) μεταξύ της πάνω και της κάτω πλευράς του εκτοπιστή (εκτός από τις αεροδυναμικές απώλειες στον εναλλάκτη θερμότητας και στους αγωγούς σύνδεσης). Υπάρχει όμως σημαντική διαφορά θερμοκρασίας (ΔT) μια και η πάνω πλευρά του εκτοπιστή εκτίθεται στη θερμοκρασία του χώρου εκτόνωσης και η κάτω πλευρά στην αντίστοιχη του χώρου συμπίεσης. Για να διαχωριστούν οι δύο χώροι, ο εκτοπιστής περιλαμβάνει μια κορώνα του Heylandt με ισοδύναμο μήκος δυόμιση διαμέτρων. Τα τοιχώματα της κορώνας του εκτοπιστή όπως επίσης και τα τοιχώματα του κυλίνδρου έχουν κατασκευαστεί όσο το δυνατόν λεπτότερα για να μειωθούν οι απώλειες θερμότητας λόγω αγωγής κατά μήκος των τοιχωμάτων. Ο εκτοπιστής κανονικά πληρώνεται με ελαφρύ υλικό χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας ή μερικά διαφράγματα για να ελαχιστοποιηθούν η εσωτερική θερμική συναγωγή και η ακτινοβολία. Στις μηχανές υψηλής πίεσης συνηθίζεται να πιέζουμε και τον εκτοπιστή στη μέση πίεση του κυλίνδρου διοχετεύοντας εργαζόμενο ρευστό

μέσω μιας εξαιρετικά λεπτής οπής. Αυτό το στόμιο υψηλής πίεσης παρεμποδίζει την κυκλική ροή του αερίου προς και από τον εκτοπιστή, ενώ διατηρεί την εσωτερική πίεση κοντά σε αυτήν του εργαζόμενου χώρου. Επομένως οι δυναμικές απαιτήσεις και οι απώλειες λόγω αγωγής θερμότητας του εκτοπιστή είναι ελάχιστες.

Οι εκτοπιστές συχνά εφοδιάζονται με στεγανωτικά για να αποτρέψουν τη διέλευση εργαζόμενου ρευστού στο αυλάκι μεταξύ του εκτοπιστή και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου αντί μέσω της διαδρομής με υψηλότερη αντίσταση ροής στον αναγεννητή και τους άλλους εναλλάκτες θερμότητας. Σε ορισμένους σχεδιασμούς ο αναγεννητής είναι ενσωματωμένος μέσα στον εκτοπιστή και κινείται μαζί με αυτόν.



Σχήμα 1-7. Διάταξη μηχανής Stirling γνωστής ως “έμβολο και εκτοπιστής στον ίδιο κύλινδρο” απεικονίζοντας τη διάκριση μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή.

Σε άλλες περιπτώσεις δεν περιλαμβάνεται επιπλέον αναγεννητής στο σχεδιασμό και δεν υπάρχει στεγανωτικό στον εκτοπιστή έτσι το εργαζόμενο ρευστό κινείται διαμέσου του αυλακιού του εκτοπιστή και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου στη διαδρομή του από το χώρο εκτόνωσης στο χώρο συμπίεσης. Ένα μέτρο της δράσης του αναγεννητή προκύπτει από αυτό. Αυτή η έννοια ονομάζεται “αναγεννητικό αυλάκι” και είναι εξαιρετικά αποτελεσματικό για μικρές μηχανές (βλέπε Walker - 1980) [2].

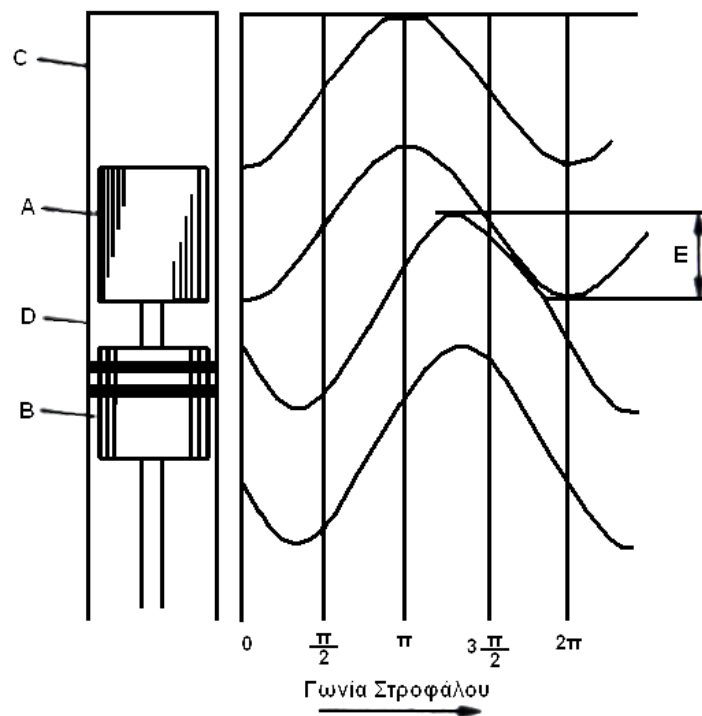
1.8.1.3 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ ΚΑΙ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ

Ο συνδυασμός εμβόλου και εκτοπιστή αντί δύο εμβόλων έχει το πλεονέκτημα του ενός προστατευτικού πίεσης (στο έμβολο) αντί των δύο (ένα σε κάθε έμβολο). Αυτά τα προστατευτικά πίεσης είναι η Αχίλλειος πτέρνα των μηχανών Stirling. Είναι απαραίτητο το στεγανωτικό του διωστήρα του εκτοπιστή, αλλά είναι μικρής διαμέτρου.

Έχοντας το έμβολο και τον εκτοπιστή να λειτουργούν στον ίδιο κύλινδρο είναι επωφελές για το έμβολο και τον εκτοπιστή να σαρώσουν το ίδιο μέρος του κυλίνδρου (αν και σε διαφορετικές χρονικές στιγμές). Αυτό παρουσιάζεται στο σχήμα 1-8 όπου το τμήμα “Ε” είναι το μέρος του κυλίνδρου που σαρώνεται και από τα δύο παλινδρομούντα στοιχεία.

1.8.2 ΕΜΒΟΛΟ ΚΑΙ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗΣ ΣΕ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΟΥΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥΣ

Μια άλλη κύρια οικογένεια μηχανών Stirling είναι η διάταξη όπου το έμβολο και ο εκτοπιστής βρίσκονται σε διαφορετικούς κυλίνδρους. Αυτό φαίνεται στο κεντρικό διάγραμμα στο σχήμα 1-9, που δείχνει τις τρεις διατάξεις βάσει των οποίων μπορούν να καταταγούν οι περισσότερες μηχανές Stirling.



Σχήμα 1-8. Κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή στη μηχανή απλού κυλίνδρου.

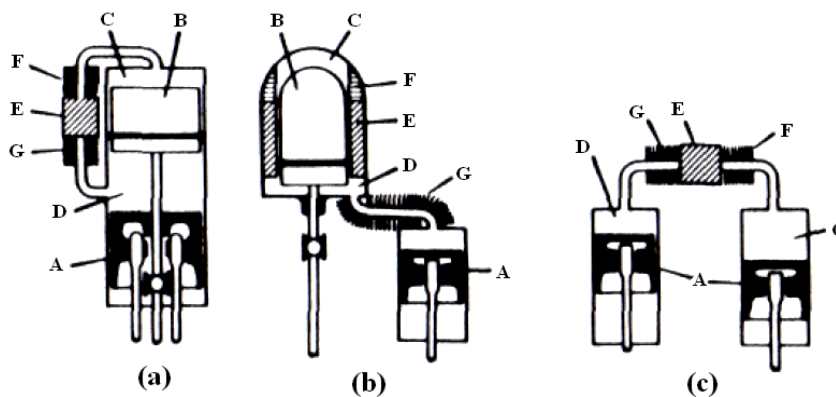
A – Εκτοπιστής, B – Έμβολο, C – Χώρος Εκτόνωσης, D – Χώρος Συμπίεσης, E – Κοινή Διαδρομή Εμβόλου – Εκτοπιστή.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η διάταξη χωρισμένου κυλίνδρου έχει το μειονέκτημα ότι ο χώρος συμπίεσης είναι χωρισμένος μεταξύ του πάνω μέρους του εμβόλου στον έναν κύλινδρο και της κάτω πλευράς του εκτοπιστή στον άλλο με έναν αγωγό σύνδεσης ανάμεσα. Αυτό σημαίνει ότι ο όγκος του χώρου συμπίεσης δεν μπορεί ποτέ να μηδενιστεί με επακόλουθη μείωση της παραγόμενης ισχύος.

Ένα πλεονέκτημα της διάταξης είναι ότι το στεγανωτικό του διωστήρα του εκτοπιστή έχει απομακρυνθεί από το έμβολο με επακόλουθη απλοποίηση και μείωση της ταχύτητας στεγάνωσης που οδηγεί σε εξοικονόμηση τριβών και φθορά λόγω στεγάνωσης.

Η διάταξη χωρισμένων κυλίνδρων, που ονομάζεται “split – Stirling”, χρησιμοποιείται σε μικρού μεγέθους ψύκτες (συσκευές νυχτερινής όρασης που λειτουργούν με υπέρυθρες), σε σκόπευτρα και σε συστήματα καθοδήγησης πυραύλων με θερμότητα. Οι ευαίσθητοι αισθητήρες τοποθετούνται στον κρύο χώρο εκτόνωσης στην κεφαλή του κυλίνδρου.



Σχήμα 1-9. Τρεις βασικές διατάξεις στις οποίες μπορούν να κατηγοριοποιηθούν οι περισσότερες μηχανές Stirling απλής δράσης.

- Έμβολο και εκτοπιστής στον ίδιο κύλινδρο
- Έμβολο και εκτοπιστής σε χωριστό κύλινδρο
- Μηχανή δύο εμβόλων

A – Έμβολο, B – Εκτοπιστής, C – Χώρος Εκτόνωσης, D – Χώρος Συμπίεσης, E – Αναγεννητής, F – Θερμός Εναλλάκτης, G – Ψυχρός Εναλλάκτης.

1.9 ΜΗΧΑΝΕΣ ΑΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Οι μηχανές που φαίνονται στο σχήμα 1-9 και οι αμέτρητες παραλλαγές τους αποτελούν τις μηχανές Stirling “απλής ενέργειας”. Περιλαμβάνουν ένα ενιαίο σύστημα Stirling με δύο παλινδρομούντα στοιχεία, ένα έμβολο και έναν εκτοπιστή ή δύο έμβολα που λειτουργούν σε έναν ή δύο κυλίνδρους. Μηχανές μεγάλης δυναμικότητας ισχύος, που είναι υπερβολικά

μεγάλες για να κατασκευαστούν ως απλής ενέργειας μηχανές Stirling, μπορούν να κατασκευαστούν ως ένα σύνολο συστημάτων Stirling απλής ενέργειας σε κοινή στροφαλοφόρο άτρακτο. Φαίνεται ότι δεν υπάρχει άνω όριο στο μέγεθος. Μια οκτακύλινδρη διάταξης V με ισχύ 800 HP είναι η πιο ισχυρή μηχανή που έχει περιγραφεί στη βιβλιογραφία. Αυτή είχε κατασκευαστεί από το τμήμα ηλεκτροκινητικής της General Motors, στο LaGrange του Illinois στα τέλη της δεκαετίας του 1960. Ωστόσο η μεγαλύτερη μηχανή που υπάρχει είχε κατασκευαστεί πολύ νωρίτερα από τον John Ericsson το 1850. Είχε τέσσερις κυλίνδρους με διάμετρο $4,27\text{ m}$ (14 ft) και διαδρομή $1,52\text{ m}$ (5 ft) και λειτουργούσε με ταχύτητα περιστροφής 9 στροφές ανά λεπτό. Οι δημοσιογράφοι της περιόδου περιγράφουν να ιπεύουν πάνω στα έμβολα του τέρατος! Ήταν σχεδιασμένη ως “η 450 HP μηχανή ενός πλοίου” που ονομαζόταν “The Ericsson”, αλλά ποτέ δεν επετεύχθη αυτό και αντικαταστάθηκε στη συνέχεια από μία ατμομηχανή. (Ο John Ericsson δεν αφέθηκε ποτέ στην υποτίμηση ή στην υπερβολική σεμνότητα.) Το πλοίο ήταν δύσμοιρο και λίγο αργότερα ανατράπηκε σε καταιγίδα και βυθίστηκε στο λιμάνι της Νέας Υόρκης.

1.10 ΜΗΧΑΝΕΣ ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

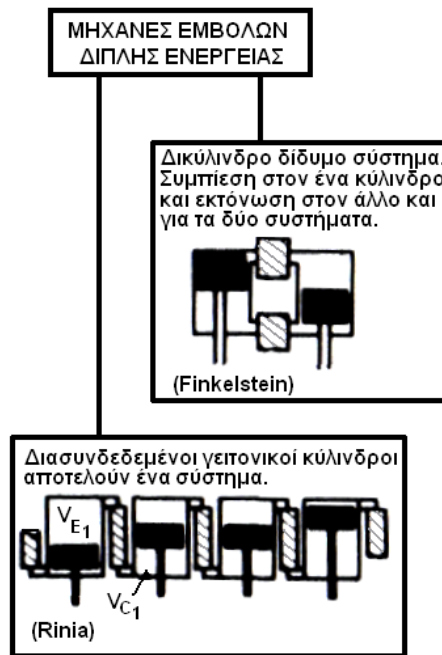
Για τις μεγάλες μηχανές που ενσωματώνουν διάφορα συστήματα Stirling προτιμώνται διατάξεις διπλής ενέργειας γιατί ο αριθμός των κινούμενων στοιχείων για κάθε σύστημα μπορεί να μειωθεί στο ένα αντί για δύο με τις απλής ενέργειας μηχανές.

Δύο διατάξεις μηχανών διπλής ενέργειας φαίνονται στο σχήμα 1-10. Για συστήματα που λειτουργούν μόνο με δύο διατάξεις Stirling μπορεί να χρησιμοποιηθεί η διάταξη δύο κυλίνδρων που επινοήθηκε από τον Franchot το 1853. Κάθε κύλινδρος περιέχει ένα έμβολο που παλινδρομεί. Στον κρύο κύλινδρο οι χώροι πάνω και κάτω από το έμβολο είναι οι χώροι συμπίεσης των δύο συστημάτων Stirling. Ο θερμός κύλινδρος περιέχει τους δύο χώρους εκτόνωσης.

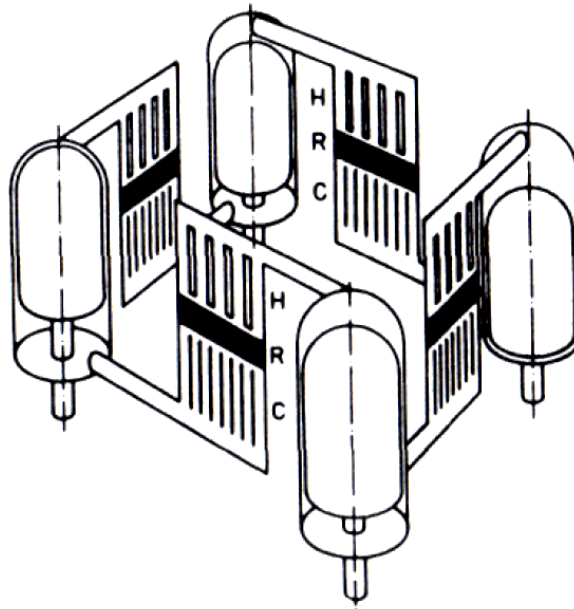
Αν χρειάζονται πάνω από δύο συστήματα Stirling προτιμάται η διάταξη Siemens. Ο χώρος εκτόνωσης στον ένα κύλινδρο (πάνω από το έμβολο) συνδέεται μέσω ενός αναγεννητή με το χώρο συμπίεσης στο διπλανό κύλινδρο (κάτω από το έμβολο). Είναι δυνατόν να υπάρξει οποιοσδήποτε αριθμός κυλίνδρων μεταξύ τριών και έξι. Επίσης τέσσερις κύλινδροι είναι ένας συνήθης αριθμός που συνδέονται σε διάταξη τετραγώνου (“square – four”) όπως φαίνεται στο σχήμα 1-11. Ο Sir Charles Siemens εφηύρε την τεσσάρων κυλίνδρων σε διάταξη τετραγώνου διπλής ενέργειας μηχανή Stirling το 1863, αλλά μέχρι στιγμής, όπως είναι γνωστό, δεν έγινε ποτέ στην πράξη. Ανακαλύφθηκε ξανά από τον Ir. van Weenan στη

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

δεκαετία του 1940 στη διάρκεια του ερευνητικού προγράμματος της Philips και τώρα είναι η τυποποιημένη διαμόρφωση όλων των μεγάλων μηχανών Stirling (μεγαλύτερων των 100 HP).



Σχήμα 1-10. Εναλλακτικές διατάξεις μηχανών Stirling διπλής δράσης πολλαπλών κυλίνδρων.



Σχήμα 1-11. Τετραγωνική διάταξη τετρακύλινδρης μηχανής Siemens – Stirling.

1.11 ΤΥΠΟΣ ΟΔΗΓΗΣΗΣ ΤΑΛΑΝΤΩΤΗ: ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟΣ Ή ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ

Για τα παλινδρομικά στοιχεία, όλων των ανωτέρω τύπων συστημάτων μηχανών Stirling, πρέπει η κίνηση του ενός να εξαρτάται από την κίνηση του άλλου, έτσι ώστε οι μεταβολές του όγκου στο χώρο εκτόνωσης να προπορεύονται αυτών στο χώρο συμπίεσης κατά περίπου 90° ή ένα τέταρτο του κύκλου. Η πραγματική διαφορά φάσης μπορεί να μην είναι ακριβής και μπορεί να μεταβάλλεται από 60° έως 120° χωρίς σοβαρή επίδραση στις επιδόσεις.

1.11.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΜΕ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟ ΟΔΗΓΗΣΗΣ

Τα παλινδρομούντα στοιχεία μπορεί να είναι συνδεδεμένα σε ένα κινηματικό μηχανισμό οδήγησης όπως ο μηχανισμός “crank – slider” που φαίνεται στο σχήμα 1-4. Και τα δύο έμβολα είναι συνδεδεμένα σε μία κοινή κινητήρια άτρακτο και αναγκάζονται να κινηθούν σε περίπου ημιτονοειδείς τροχιές με ακριβώς καθορισμένη διαφορά φάσης στην κίνησή τους. Μεταβλητής γωνίας φάσης κινηματικό σύστημα οδήγησης μπορεί να σχεδιαστεί και να είναι ένα από μια σειρά διαφορετικών συστημάτων ελέγχου που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για μηχανές Stirling.

Πολλά διαφορετικά κινηματικά συστήματα οδήγησης είναι δυνατά, περιλαμβάνοντας τον απλό crank – slider, scotch – yoke, wobble – plate, swash – plate και ρομβικό μηχανισμό οδήγησης. Ο Senft (1982) [3] έδωσε έναν εκτενή κατάλογο από τις πολλές διαθέσιμες εναλλακτικές.

1.11.2 ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Οι μηχανές ελευθέρων εμβόλων δεν έχουν κινηματικό μηχανισμό που συνδέει τα παλινδρομούντα στοιχεία μεταξύ τους ή σε μία κοινή περιστρεφόμενη άτρακτο. Αντί αυτού τα στοιχεία αυτά κινούνται αποκλειστικά ως αποτέλεσμα της δράσης δυνάμεων από το αέριο ή από άλλο ελατήριο που ασκούνται πάνω τους. Μία πολύ γνωστή διάταξη μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων, η μηχανή Beale, απεικονίζεται στο σχήμα 1-12. Αποτελείται απλώς από ένα βαρύ έμβολο και ένα ελαφρύ εκτοπιστή που λειτουργούν σε έναν κύλινδρο κλεισμένο και στα δύο άκρα. Το αέριο στο χώρο κάτω από το έμβολο (που ονομάζεται χώρος αναπήδησης) συμπεριφέρεται σαν πνευματικό ελατήριο. Μπορεί να αντικατασταθεί και από ένα μηχανικό ελατήριο. Σε κάθε περίπτωση το ελατήριο επιτρέπει στο έμβολο να ταλαντεύεται στον κύλινδρο σε μία χαρακτηριστική συχνότητα που ονομάζεται “φυσική συχνότητα” κατά τον

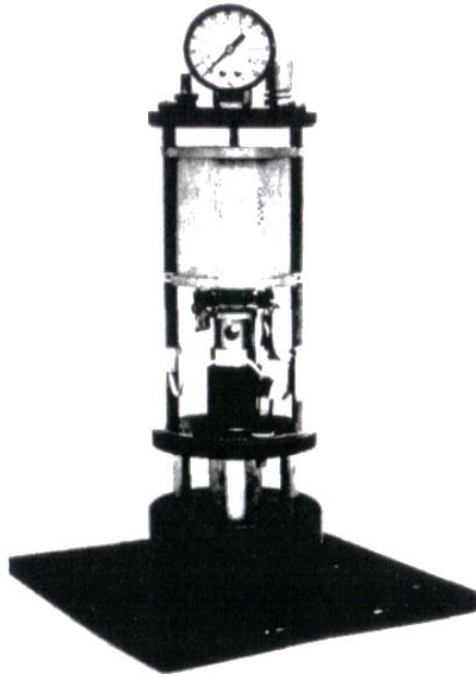
ίδιο τρόπο που ένας φελλός ή μια σημαδούρα ψαρέματος “ανεβοκατεβαίνει” πάνω και κάτω στο νερό.

Η κίνηση του εκτοπιστή μπορεί να είναι ημιτονοειδής και λέγεται συντονισμένη κίνηση εκτοπιστή. Εναλλακτικά, μπορεί να ακολουθήσει μία περισσότερο ή λιγότερο τετραγωνική κυματική κίνηση. Εδώ ο εκτοπιστής μπορεί να θεωρηθεί με “υπερπολλαπλασιασμένη ταχύτητα”, σε μη συντονισμένη λειτουργία και περιγράφεται πιο παραστατικά ως μηχανή “bang – bang”. Θα δούμε αυτές τις πτυχές αλλά και άλλες, των μηχανών ελευθέρου εμβόλου, με περισσότερες λεπτομέρειες στο κεφάλαιο 2. Εδώ απλά αναφέρουμε τις δύο μεγάλες κατηγορίες των μηχανών: οδήγηση μέσω κινηματικού μηχανισμού και ελευθέρων εμβόλων.

1.11.2a ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ

Οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου Stirling είναι ένα δυναμικό συντονισμένο σύστημα που λειτουργεί σε μια λιγότερο ή περισσότερο σταθερή συχνότητα και μπορεί επομένως να εκκινεί μόνη της. Όταν ο χώρος εκτόνωσης θερμαίνεται από το κρύο, το σύστημα χρειάζεται μόνο μία μικρή τυχαία διαταραχή για να το θέσει σε κίνηση, όταν θερμανθεί και δε λειτουργεί, το σύστημα είναι σε μία κατάσταση ασταθούς ισορροπίας και μοιάζει κάπως με μία σφαίρα ισορροπημένη σε μία καρφίτσα. Η παραμικρή διαταραχή θα προκαλέσει τη σφαίρα να πέσει ή τον κινητήρα να εκκινήσει μόνος του στη σταθερή του κατάσταση ταλάντωσης. Αυτή η εγγενής ικανότητα των μηχανών ελευθέρου εμβόλου να εκκινούν μόνες τους είναι πολύ σημαντική. Επιπλέον αποτελεί ένα χαρακτηριστικό που δεν είναι κοινό για καμία από τις μηχανές με κινηματικούς μηχανισμούς.

Το δεύτερο πλεονέκτημα είναι ότι δεν υπάρχουν σημαντικές πλευρικές δυνάμεις που να ασκούνται από τα παλινδρομικά στοιχεία στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Σε κάθε κινηματικό μηχανισμό οδήγησης, για παράδειγμα στον απλό μηχανισμό crank – slider, ο διωστήρας τις περισσότερες φορές έχει κλίση ως προς τον κύλινδρο. Η δύναμη που ενεργεί κατά μήκος του διωστήρα μπορεί να αναλυθεί σε συνιστώσες που δρουν στο έμβολο κατά μήκος του άξονα του κυλίνδρου καθώς επίσης και κάθετα στον άξονα του κυλίνδρου. Αυτή η τελευταία “πλευρική δύναμη” ωθεί το έμβολο από τη μία πλευρά του κυλίνδρου και προκαλεί ανομοιόμορφη φθορά. Εξάλειψη της πλευρικής δύναμης του εμβόλου απαλλάσσει από τη λίπανση και τα προβλήματα φθοράς επαρκώς ώστε να χρησιμοποιείται το αέριο για λίπανση. Το εργαζόμενο ρευστό μπορεί επομένως να χρησιμοποιηθεί ως λιπαντικό και έτσι εξαλείφει το πρόβλημα της μόλυνσης του αναγεννητή και απόφραξης από το λιπαντικό που εισέρχεται στον εργαζόμενο χώρο. Εξάλειψη της πλευρικής δύναμης διευκολύνει επίσης τη στεγάνωση του εμβόλου.



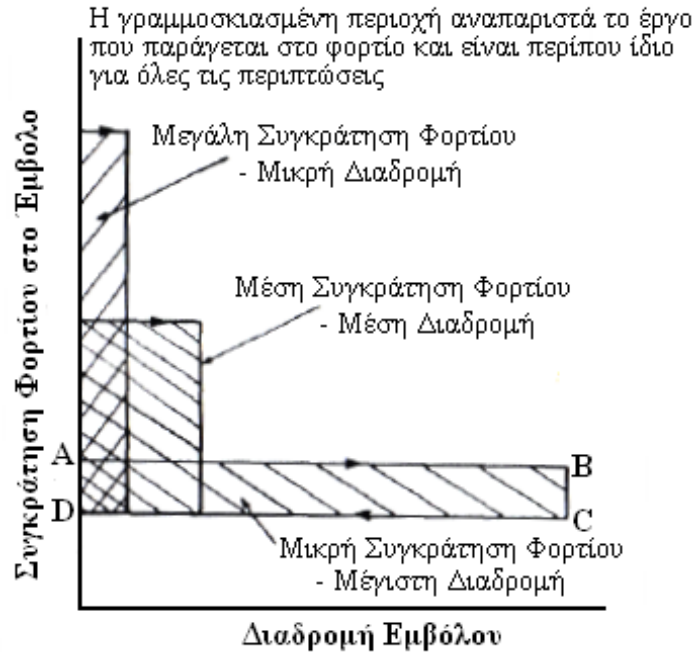
Σχήμα 1-12. Η μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων του Beale.

Υπάρχουν μηχανές όπου το έμβολο γίνεται εξαιρετικά βαρύ συγκρινόμενο με τον εκτοπιστή και τον κύλινδρο. Σε τέτοιες περιπτώσεις το έμβολο παραμένει σχεδόν ακίνητο και ο εκτοπιστής και ο κύλινδρος ταλαντώνονται. Αυτές οι μηχανές ονομάζονται ελευθέρου κυλίνδρου μηχανές Stirling. Ο κύλινδρος είναι ερμητικά σφραγισμένος κατά τη διάρκεια της κατασκευής εξαλείφοντας έτσι εντελώς τα προβλήματα της δυναμικής στεγάνωσης. Αυτή η ικανότητα να σφραγίζουν ερμητικά το εργαζόμενο ρευστό στην κάψουλα του κινητήρα είναι ένα σημαντικό πλεονέκτημα των μηχανών ελευθέρου εμβόλου.

Ένα άλλο χαρακτηριστικό των μηχανών ελευθέρου εμβόλου είναι ότι είναι περισσότερο ή λιγότερο αυτορρυθμιζόμενες. Το εξαγόμενο έργο της μηχανής παράγεται από το παλινδρομούν έμβολο (ή τον κύλινδρο στην περίπτωση που αναφέρθηκε παραπάνω) για να οδηγήσει μία αντλία, συμπιεστή ή γεννήτρια ισχύος. Το διάγραμμα δύναμης – διαδρομής του εμβόλου μπορεί να εξιδανικευτεί κάπως στο παραλληλόγραμμο σχήμα *ABCD* που παρουσιάζεται στο σχήμα 1-13 και η επιφάνεια της εικόνας παριστά το ακριβές εξαγόμενο έργο.

Όταν η αντίσταση του οδηγούμενου στοιχείου είναι μικρή, το έμβολο αναλαμβάνει μεγάλο κτύπημα με σχετικά μικρή διαφορά μεταξύ των δυνάμεων που ενεργούν στην αναρρόφηση και εξαγωγή. Όταν η αντίσταση στην κίνηση αυξάνεται η διαδρομή του εμβόλου μειώνεται αλλά αυξάνεται η ισχύς. Οι αλλαγές είναι τέτοιες ώστε η περιοχή του διαγράμματος να παραμένει σχεδόν η ίδια.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 - ΕΙΣΑΓΩΓΗ



Σχήμα 1-13. Διάγραμμα δύναμης – διαδρομής του εμβόλου μίας μηχανής Stirling ελευθέρου εμβόλου του Beale.

1.11.2b ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ

Το κύριο μειονέκτημα της μηχανής ελευθέρων εμβόλων είναι απλά η έλλειψη περιστρεφόμενου άξονα. Τόσο πολλά μηχανήματα στη μηχανολογία περιλαμβάνουν περιστρεφόμενους άξονες που η απουσία τους στις μηχανές ελευθέρου εμβόλου θεωρείται μερικές φορές ως μειονέκτημα αν και στην πράξη το μειονέκτημα δεν είναι τόσο μεγάλο όσο φαίνεται. Πολλά συστήματα συμπεριλαμβάνοντας αντλίες, συμπιεστές και άλλο μηχανολογικό εξοπλισμό περιλαμβάνουν κινηματικούς μηχανισμούς μέσω των οποίων η περιστροφική κίνηση των οδηγούμενων ατράκτων μετατρέπεται σε παλινδρομική κίνηση. Όλα αυτά μπορούν να οδηγηθούν κατευθείαν από τις μηχανές Stirling ελευθέρου εμβόλου και έτσι μπορεί μία παλινδρομική αντλία που παρέχει υψηλής πίεσης υδραυλικό ρευστό να οδηγήσει υδραυλικές μηχανές (για παράδειγμα στα αυτοκίνητα).

1.12 ΕΠΙΛΟΓΟΣ

Σε αυτό το κεφάλαιο καλύψαμε μεγάλο μέρος βασικών γνώσεων με επιφανειακό τρόπο. Οι αναγνώστες που επιθυμούν να εξασφαλίσουν περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με οποιοδήποτε από τα θέματα αυτά θα διαπιστώσουν ότι υπάρχει μια πολύ εκτεταμένη βιβλιογραφία σχετικά με το θέμα των μηχανών Stirling. Ίσως αφετηρία μελέτης των μηχανών Stirling είναι τα δύο βιβλία που αναφέραμε παραπάνω, “Stirling Engines” (Walker - 1980) [2]

και “Cryocoolers” (Walker - 1983) [4]. Και τα δύο βιβλία περιέχουν πολύ εκτεταμένη βιβλιογραφία και περαιτέρω συζήτηση για πολλά από τα θέματα που εισάγονται παραπάνω.

1.13 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 1^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Walker, G. and Senft, J. R., “Lecture Notes in Engineering: Free Piston Stirling Engines”, Chapter 1 – Introduction, pp. 1 –22, Edited by C. A. Brebbia and S. A. Orszag. Springer – Verlag, 1985.
2. Walker, G., “Stirling Engines”, Oxford University Press, Oxford, 1980.
3. Senft, J., “Small stationary stirling engine design”, Proc. Int. Conf. on Stirling Engines: Progress to Reality, pp. 77 – 84, Inst. of Mechanical Eng (Univ. of Reading, Berks, March), London, 1982.
4. Walker, G., “Cryocoolers”, International Monographs in Cryogenics, Plenum Publishing Corp., New York, 1983.
5. Martini, W., “Private Communication” (see “Stirling Engine Communication Newsletter” published by Martini Engineering, Richland, Washington), 1980.

2. ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

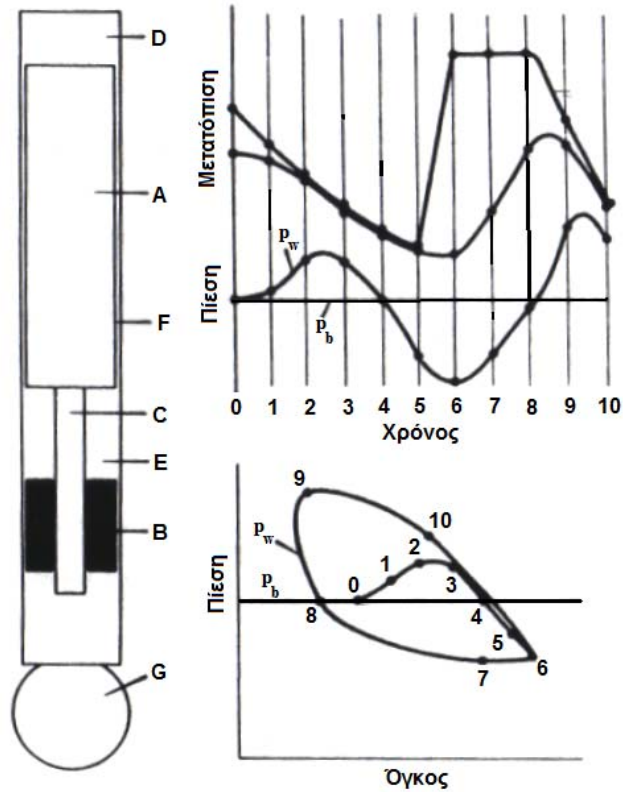
ΜΕΡΟΣ 1^ο: ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΕΙΣ ΠΤΥΧΕΣ

2.1 ΠΩΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΕΙ ΜΙΑ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Θεωρείστε μία μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων του τύπου που φαίνεται στο σχήμα 1-12 και ξανά στο σχήμα 2-1. Αποτελείται βασικά από τρεις συνιστώσες, ένα βαρύ έμβολο, έναν ελαφρύ εκτοπιστή και έναν κύλινδρο στεγανοποιημένο στο άνω άκρο του, ο οποίος μπορεί να είναι ανοικτός ή κλεισμένος στον πυθμένα. Ο διωστήρας του εκτοπιστή, με υπολογίσιμη διάμετρο, διέρχεται διαμέσου του εμβόλου. Ο εκτοπιστής και ο διωστήρας του είναι κοίλα λεπτά κελύφη. Μπορεί να είναι ανοικτά στο κατώτερο άκρο τους, έτσι ώστε το εσωτερικό τους να είναι πράγματι μέρος του “χώρου αναπήδησης”, δηλαδή του χώρου του κυλίνδρου κάτω από το έμβολο. Εναλλακτικά μπορεί να είναι κλεισμένα και είναι δυνατό να έχουν ή να μην έχουν ένα μικρό στόμιο για να επιτρέψουν στο εσωτερικό να αποκτήσει τη μέση πίεση του κύκλου. Ο “εργαζόμενος χώρος” είναι πάνω από το έμβολο και είναι χωρισμένος: α) στο χώρο συμπίεσης πάνω από το έμβολο και κάτω από τον εκτοπιστή και β) στο χώρο εκτόνωσης πάνω από τον εκτοπιστή. Υπάρχει ένα μακρύ λεπτό αυλάκι μεταξύ του εκτοπιστή και του τοιχώματος του κυλίνδρου και αυτό αποτελεί τον αναγεννητικό εναλλάκτη θερμότητας για το εργαζόμενο ρευστό, που διέρχεται μεταξύ του θερμού χώρου συμπίεσης και του κρύου χώρου συμπίεσης. Κάποια μορφή θέρμανσης παρέχεται στο χώρο εκτόνωσης και κάποια μορφή ψύξης παρέχεται στο χώρο συμπίεσης.

Αφήνεται το σύστημα να είναι αρχικά σε ηρεμία σε οποιαδήποτε τυχαία θέση του εμβόλου και του εκτοπιστή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-1. Η πίεση είναι η ίδια σε όλους τους χώρους και η θερμοκρασία παντού η ατμοσφαιρική. Εάν ο χώρος αναπήδησης δεν είναι κλεισμένος στο κάτω μέρος, η πίεση θα είναι βεβαίως ατμοσφαιρική σε όλους τους χώρους.

Τώρα αφήνεται ο χώρος εκτόνωσης να θερμανθεί από το θερμαντήρα. Καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία στο χώρο εκτόνωσης, η πίεση, p_w , του ρευστού στον κλειστό εργαζόμενο χώρο θα αυξηθεί (Διεργασία 0 – 1 στο σχήμα 2-1). Καθώς αυξάνεται η πίεση στον εργαζόμενο χώρο δρα και κινεί αμφότερα το έμβολο και τον εκτοπιστή στον κύλινδρο.



Σχήμα 2-1. Στοιχεία σε μία μηχανή Stirling Beale ελευθέρων εμβόλων.

A – εκτοπιστής, B – έμβολο, C – διωστήρας εκτοπιστή, D – χώρος εκτόνωσης, E – χώρος συμπίεσης, F – αναγεννητικός δακτύλιος, G – οριακός χώρος, p_w = πίεση στο χώρο συμπίεσης, p_b = πίεση στο χώρο αναπήδησης, 0 – αυθαίρετη αρχική συνθήκη.

Η δύναμη που δρα στο έμβολο είναι:

$$F_p = (p_w - p_b) \cdot (A_c - A_r) \quad (2.1)$$

όπου:

F_p = η δύναμη που δρα στο έμβολο,

p_w = η πίεση του εργαζόμενου χώρου,

p_b = η πίεση του χώρου αναπήδησης,

A_c = η επιφάνεια της διατομής του κυλίνδρου,

A_r = η επιφάνεια της διατομής του διωστήρα του εκτοπιστή.

Υπενθυμίζοντας το δεύτερο νόμο του Νεύτωνα για την κίνηση

$$F = M \cdot a$$

όπου

F = η δύναμη που δρα στο σώμα,

M = η μάζα του σώματος,

a = η επιτάχυνση του σώματος,

θα μπορούσαμε να υπολογίσουμε την επιτάχυνση του εμβόλου:

$$a_p = \frac{F_p}{M_p} = \frac{(p_w - p_b) \cdot (A_c - A_r)}{M_p} \quad (2.2)$$

όπου a_p = η επιτάχυνση του εμβόλου,

M_p = η μάζα του εμβόλου.

Ομοίως, η δύναμη που ενεργεί στον εκτοπιστή είναι:

$$F_d = (p_w - p_b) \cdot A_r \quad (2.3)$$

και η επιτάχυνση του εκτοπιστή είναι:

$$a_d = \frac{(p_w - p_b) \cdot A_r}{M_d} \quad (2.4)$$

όπου:

F_d = η δύναμη που ασκείται στον εκτοπιστή,

M_d = η μάζα του εκτοπιστή.

Ως εκ τούτου ο λόγος των επιταχύνσεων είναι:

$$\frac{a_d}{a_p} = \frac{M_p}{M_d} \cdot \left(\frac{A_r}{A_c - A_r} \right)$$

Τυπικά ο λόγος M_p / M_d είναι μεγάλος, για παράδειγμα 10:1 και ο λόγος A_c / A_r περίπου 4 / 1. Αντικαθιστώντας αυτές τις τιμές στην παραπάνω εξίσωση προκύπτει:

$$\frac{a_d}{a_p} = 10 \cdot \frac{1}{3} = 3.33$$

δηλαδή η επιτάχυνση του ελαφρού εκτοπιστή είναι 3 φορές μεγαλύτερη από αυτή του εμβόλου.

Ως εκ τούτου, καθώς η πίεση στον εργαζόμενο χώρο γίνεται μεγαλύτερη από την πίεση στο χώρο αναπήδησης, λόγω της θέρμανσης στο χώρο εκτόνωσης, αμφότερα τα στοιχεία κινούνται κατά μήκος του κυλίνδρου, αλλά ο εκτοπιστής επιταχύνεται περισσότερο από το έμβολο. Αυτό μειώνει τον όγκο του χώρου συμπίεσης μεταξύ της κορυφής του εμβόλου και του κάτω μέρους του εκτοπιστή. Επομένως το εργαζόμενο μέσο στο χώρο συμπίεσης πιέζεται έξω από το χώρο συμπίεσης, μέσω του αναγεννητικού δακτυλίου στο χώρο εκτόνωσης. Θερμαίνεται στο χώρο εκτόνωσης και έτσι η πίεση στον εργαζόμενο χώρο αυξάνεται περαιτέρω μεταξύ των καταστάσεων 1 και 2, με συνέπεια την αύξηση της επιτάχυνσης του εμβόλου και του εκτοπιστή.

Σύντομα ο εκτοπιστής έρχεται σε επαφή με το έμβολο και κινείται συνεπώς με αυτό. Σε αυτό το στάδιο ο χώρος συμπίεσης έχει μηδενικό όγκο και δε μεταφέρεται πλέον κρύο εργαζόμενο ρευστό από το χώρο συμπίεσης, για να θερμανθεί στο χώρο εκτόνωσης και να προκαλέσει περαιτέρω αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου χώρου. Ωστόσο η πίεση στον εργαζόμενο χώρο είναι ήδη αρκετά πάνω από την πίεση στο χώρο αναπήδησης, για να διατηρήσει την επιτάχυνση και την κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή κατά μήκος του κυλίνδρου.

Αυτή η συνεχόμενη κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή αυξάνει το συνολικό όγκο του εργαζόμενου χώρου (που αποτελείται από το νεκρό (ή κενό) όγκο του αναγεννητικού δακτυλίου και τους συνδυασμένους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης) και χωρίς περαιτέρω μεταφορά του ρευστού στο θερμό χώρο η πίεση σταθεροποιείται (Διεργασία 2 – 3) και τότε αρχίζει να μειώνεται, καθώς εκτονώνεται το αέριο.

Η διαδικασία της εκτόνωσης συνεχίζεται μέχρι, στο σημείο 4, η πίεση του εργαζόμενου χώρου να γίνει ίση με αυτήν του χώρου αναπήδησης. Σε αυτή τη φάση οι δυνάμεις από το αέριο που ασκούνται στο έμβολο και στον εκτοπιστή είναι μηδενικές, αλλά η αδράνεια του βαρέως εμβόλου είναι επαρκής, για να διατηρήσει την κίνηση κατά μήκος του κυλίνδρου, προκαλώντας περαιτέρω εκτόνωση του εργαζόμενου ρευστού και έχοντας ως αποτέλεσμα τη μείωση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου κάτω από την πίεση του χώρου αναπήδησης (Διεργασία 4 – 5).

Με την πίεση του εργαζόμενου χώρου κάτω από την πίεση του χώρου αναπήδησης οι δυνάμεις που ενεργούν από το αέριο αντιστρέφονται και επιβραδύνουν αμφότερα το έμβολο και τον εκτοπιστή. Το αποτέλεσμα είναι σύντομα εμφανές στον ελαφρύ εκτοπιστή, ο οποίος διαχωρίζεται από το έμβολο και ανεβαίνει γρήγορα στην κορυφή του κυλίνδρου (Διεργασία 5 – 6). Το έμβολο, όντας πολύ βαρύτερο, δε σταματά τόσο εύκολα και συνεχίζει να κινείται κατά μήκος του κυλίνδρου, προκαλώντας επιπλέον εκτόνωση, μείωση της πίεσης και περαιτέρω αύξηση των δυνάμεων από το αέριο που επιβραδύνουν το έμβολο. Το αποτέλεσμα αυτό ενισχύεται και από τον εκτοπιστή που κινείται προς το άνω άκρο του κυλίνδρου, μειώνοντας το χώρο εκτόνωσης στο μηδέν και αυξάνοντας το χώρο συμπίεσης στη μέγιστη τιμή του. Το εργαζόμενο ρευστό πιέζεται έξω από το χώρο εκτόνωσης μέσω του αναγεννητικού δακτυλίου εντός του χώρου συμπίεσης. Μειώνεται η θερμοκρασία του κατά τη μεταφορά από το θερμό στον κρύο χώρο προκαλώντας περαιτέρω μείωση στην πίεση του εργαζόμενου χώρου.

Η προκύπτουσα μεγάλη διαφορά πίεσης μεταξύ του εργαζόμενου χώρου και του χώρου αναπήδησης αρκεί για να σταματήσει το έμβολο στο σημείο 6 και στη συνέχεια να το

αναγκάσει να αρχίσει να ανεβαίνει στον κύλινδρο. Η διεργασία της συμπίεσης συνεχίζεται (Διεργασίες 6 – 7 και 7 – 8) μέχρι η πίεση στον εργαζόμενο χώρο να αυξηθεί στην πίεση του χώρου αναπήδησης. Όλο αυτό το χρονικό διάστημα ο εκτοπιστής συγκρατείται στο άνω άκρο του κυλίνδρου από δυνάμεις προερχόμενες από το αέριο, οι οποίες ασκούνται στο διωστήρα του εκτοπιστή και προκύπτουν από τη διαφορά πίεσης ($p_w - p_b$).

Στη διεργασία 8 – 9 η αδρανειακή δύναμη του εμβόλου το μεταφέρει μετά το σημείο ισορροπίας της πίεσης, προκαλώντας μία υψηλότερη πίεση στον εργαζόμενο χώρο. Ο εκτοπιστής αρχίζει να πέφτει προς το έμβολο υπό τη δράση τόσο της βαρύτητας όσο και των δυνάμεων που προέρχονται από το αέριο και έχουν φορά προς τα κάτω. Αυτό προκαλεί το εργαζόμενο ρευστό να διέλθει από τον κρύο χώρο συμπίεσης προς το θερμό χώρο εκτόνωσης, αυξάνοντας περισσότερο την πίεση του εργαζόμενου χώρου. Οι δυνάμεις από το αέριο με φορά προς τα κάτω που δρουν πάνω στο έμβολο, ενεργούν σε αντίθεση με τις δυνάμεις αδράνειας που έχουν φορά προς τα πάνω.

Στην κατάσταση 10 ο εκτοπιστής είναι για ακόμη μία φορά σε επαφή με το έμβολο, όπως στο σημείο 2, και ο κύκλος τότε επαναλαμβάνεται χωρίς τη διαδικασία εκκίνησης (Διεργασίες 0 – 1 και 1 – 2).

Τα παραπάνω αποτελούν μία εξιδανικευμένη και απλοποιημένη εξήγηση του πώς λειτουργεί μία μηχανή ελευθέρων εμβόλων. Παρουσιάζεται εδώ με αυτόν τον τρόπο, διότι είναι εύκολο να κατανοηθεί και αρκετά ρεαλιστική για τους άπειρους στο αντικείμενο, να πειστούν για τη σκοπιμότητα ενός τέτοιου συστήματος (Walker και Senft – 1985) [1], (Μπορμπιλιάς – 2004) [2].

2.2 ΜΗΧΑΝΗ BEALE ΓΙΑ ΕΠΙΔΕΙΞΗ (STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ)

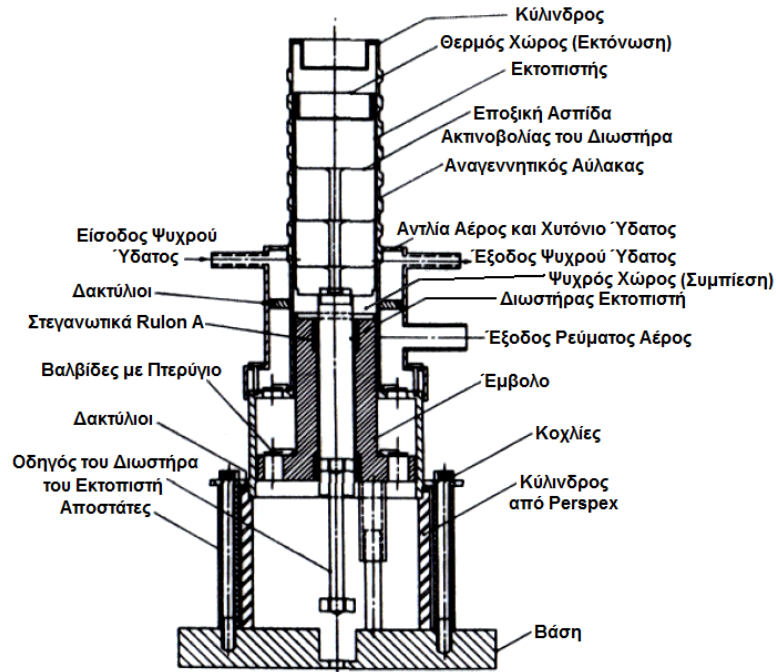
Μία μηχανή, που πλησιάζει αυτήν η οποία περιγράφηκε προηγουμένα, αναπτύχθηκε από τον William Beale. Μία πρώιμη έκδοση της μηχανής, ως συμπιεστής αέρα, φαίνεται στα σχήματα 2-2 και 2-3. Ο κύλινδρος του συμπιεστή ήταν τοποθετημένος ομόκεντρα με τον άξονα του κυλίνδρου του εργαζόμενου χώρου, με το έμβολο του συμπιεστή να είναι κοινό (ή αναπόσπαστο) με το έμβολο της μηχανής.

Ο Agbi (1971) [3] πραγματοποίησε συστηματικές μελέτες αυτού του κινητήρα. Ένα χαρακτηριστικό αποτέλεσμα για την κίνηση εμβόλου – εκτοπιστή, την περιοδική διακύμανση της πίεσης και το διάγραμμα ολικής πίεσης – όγκου φαίνονται στο σχήμα 2-4.

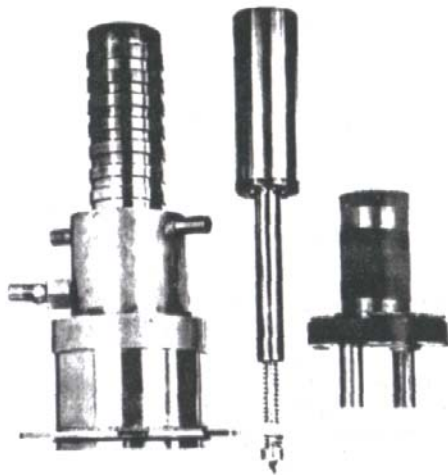
Αυτά τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το έμβολο και ο εκτοπιστής εκτελούν περίπου ημιτονοειδή κίνηση, με τον εκτοπιστή να προπορεύεται του εμβόλου κατά περίπου 50° . Η στιγμή του μηδενικού όγκου του χώρου εκτόνωσης (άνω νεκρό σημείο του εκτοπιστή) ήταν

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

90° μπροστά από το μηδενικό όγκο του χώρου συμπίεσης (το σημείο συνάντησης) του εμβόλου με τον εκτοπιστή, μία διαφορά φάσης που απαιτείται ακριβώς για τη λειτουργία του συστήματος Stirling.

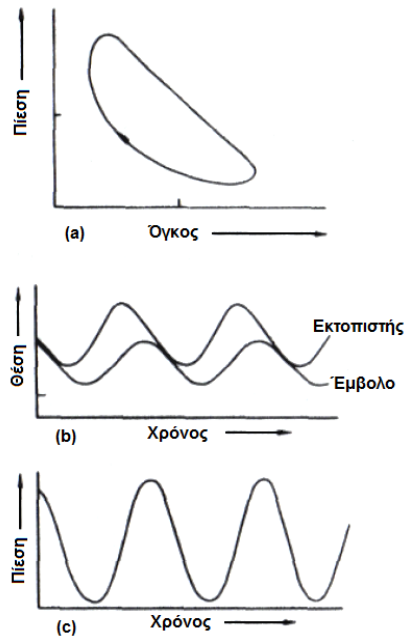


Σχήμα 2-2. Η μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων Beale διατεταγμένη ως συμπίεστής αέρος.



Σχήμα 2-3. Τμήματα μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων τύπου Beale που λειτουργεί ως συμπίεστής αέρος.

Η καμπύλη πίεσης – χρόνου είναι παραπλανητική, καθώς, όπως τυπώθηκε η τετμημένη, δεν είναι στην ακριβή μηδενική πίεση. Με την τετμημένη σχεδιασμένη πολύ χαμηλότερα, στο ακριβές μηδέν, ο λόγος πίεσης θα ήταν περίπου $2 / 1$.



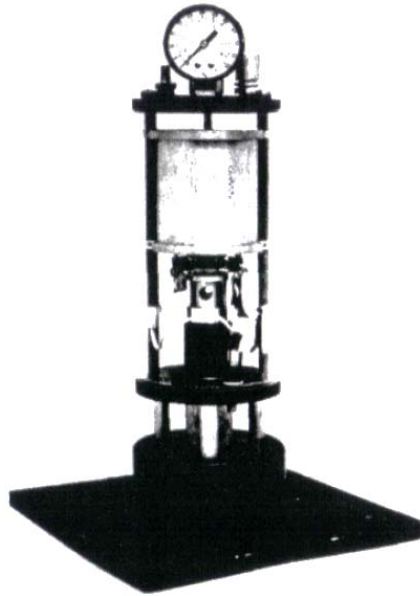
Σχήμα 2-4. Χαρακτηριστικές της μηχανής Stirling ελευθέρων Beale που λειτουργεί ως συμπιεστής αέρος (μετά τον Agbi, 1971 [3]).

Αυτή η πρώιμη μηχανή αναπτύχθηκε και τέθηκε σε περιορισμένη παραγωγή από τη Sunpower Inc. στο Athens του Ohio. Αρκετές εκατοντάδες κατασκευάστηκαν και πωλήθηκαν κατά τη διάρκεια μιας δεκαετίας. Το σχήμα 2-5 είναι μία τυπική έκδοση παραγωγής της μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων της Sunpower για επίδειξη. Μπορούσε να λειτουργήσει ως γραμμική γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος, ως αντλία για νερό ή ως ο συμπιεστής αέρα που είδαμε προηγουμένως. Τα σχήματα 2-6 και 2-7 είναι αντιπροσωπευτικά δείγματα των εκδόσεων των μηχανών που λειτουργούν ως γραμμική γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος και ως αντλία νερού.

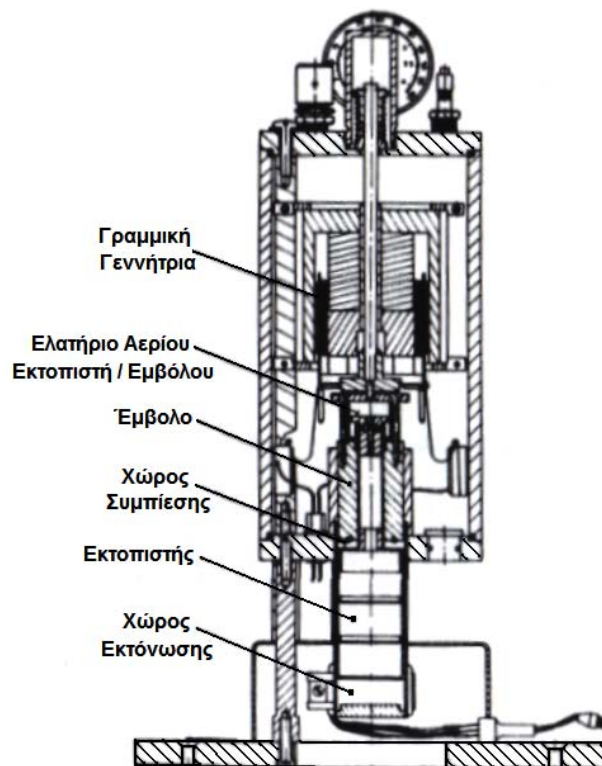
Η μηχανή της Sunpower Inc. που αναφέρθηκε στην ανωτέρω παράγραφο ήταν εφοδιασμένη με μία ηλεκτρική θερμαντική αντίσταση, τυλιγμένη γύρω από το χώρο εκτόνωσης. Πολλές ωστόσο, τέτοιες μηχανές προσαρμόστηκαν ώστε να χρησιμοποιούν ως πηγή θερμότητας αέριο ή στερεό καύσιμο (ξύλο ή άνθρακα) ή συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία.

Η μηχανή δε βρίσκεται πλέον στην παραγωγή, αλλά τα μηχανολογικά σχέδια μπορούν να αποκτηθούν με λογικό κόστος. Στους άπειρους στο πεδίο αυτό συνιστάται θερμά να αποκτήσουν εμπειρία στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων, φτιάχνοντας και χρησιμοποιώντας αυτή τη σχετικώς απλή αλλά καλά δοκιμασμένη έκδοση. Είναι η μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων, που έχει λάβει τη μεγαλύτερη προσπάθεια για ανάπτυξη ανά παραγόμενο Watt και είναι η πιο πιθανή να εργαστεί γι' αυτούς που εισέρχονται στο πεδίο. Ο

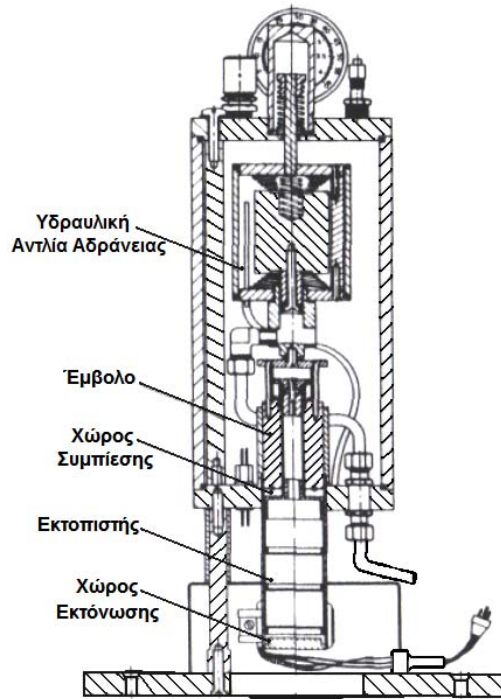
κίνδυνος ότι η αρχική σκέψη θα πρέπει να ανακόπτεται από την αυστηρή τήρηση των υφιστάμενων συστημάτων θα πρέπει φυσικά να αναγνωρισθεί.



Σχήμα 2-5. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων της Sunpower για επίδειξη.



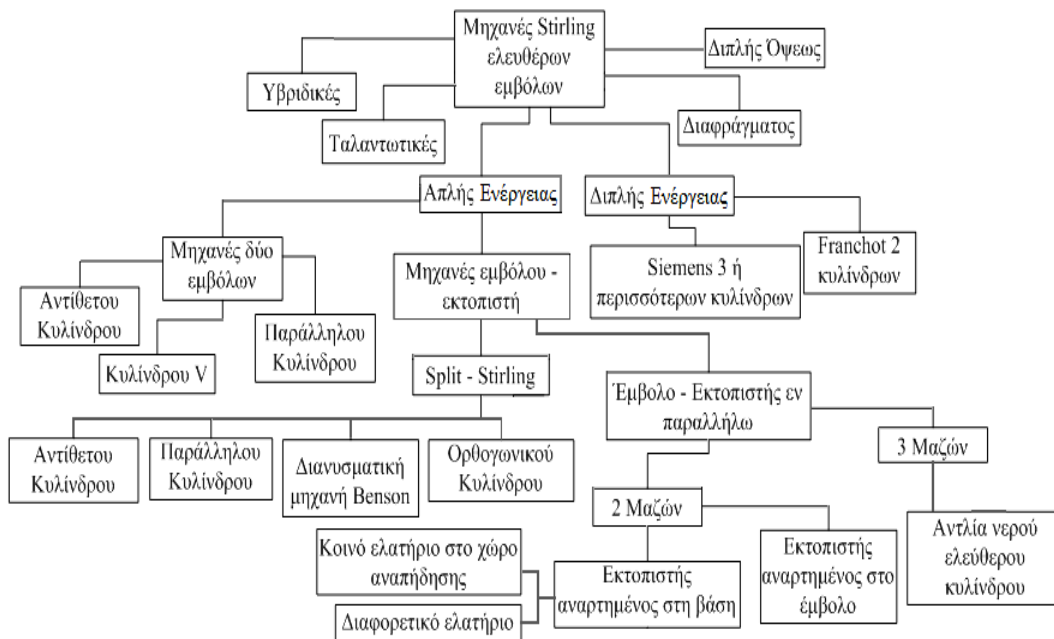
Σχήμα 2-6. Διάγραμμα τομής της προς επίδειξη μηχανής της Sunpower διατεταγμένης ως μία γραμμική ηλεκτρική γεννήτρια ισχύος.



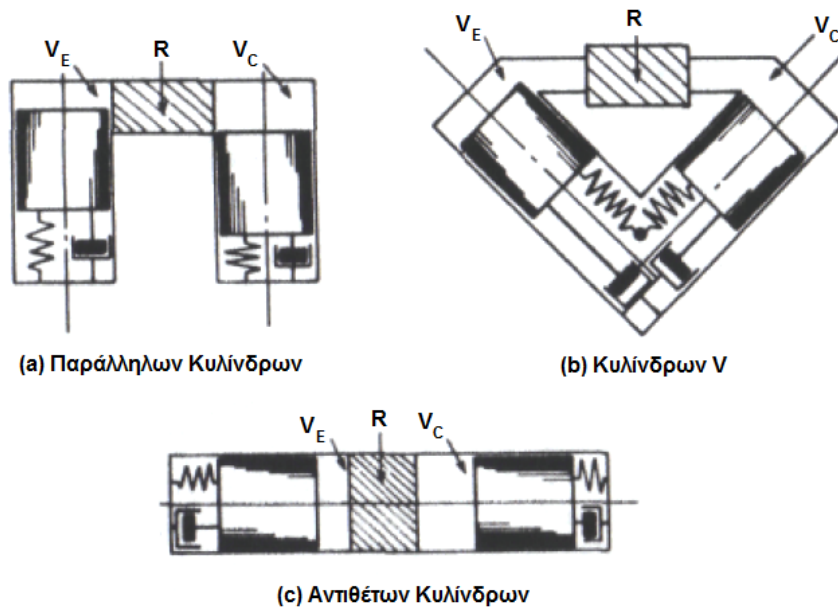
Σχήμα 2-7. Διάγραμμα τομής της προς επίδειξη μηχανής της Sunpower διατεταγμένης ως μία αντλία νερού.

2.3 ΤΥΠΟΙ ΚΑΙ ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

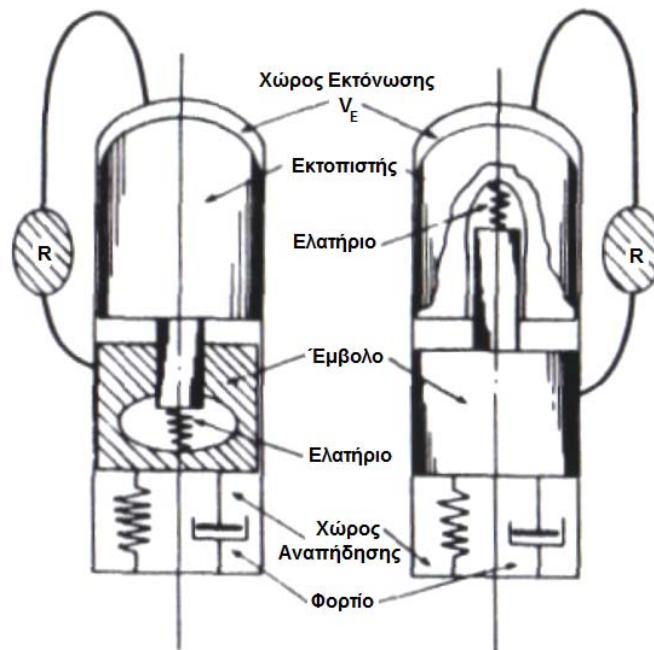
Υπάρχει εκπληκτική ποικιλία στα διάφορα είδη μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων. Το σχήμα 2-8 είναι ένα “οικογενειακό δέντρο” των διαφόρων διατάξεων και αντιπροσωπεύει μια προσπάθεια συστηματικής ταξινόμησης.



Σχήμα 2-8. Τύποι μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.



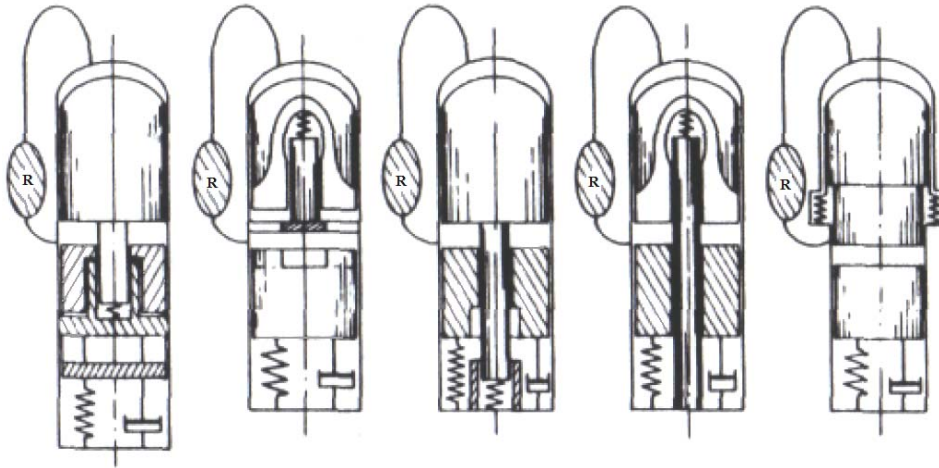
Σχήμα 2-9. Μηχανές Stirling δύο εμβόλων.



Σχήμα 2-10. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων εμβόλου – εκτοπιστή, παράλληλου κυλίνδρου με τον εκτοπιστή αναρτημένο στο έμβολο.

Το μόνο κοινό χαρακτηριστικό είναι ότι μία μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων έχει τουλάχιστον ένα παλινδρομικό στοιχείο, που ενεργοποιείται μόνο από τις δυνάμεις του ρευστού που ασκούνται επάνω του. Η κίνηση του ταλαντωτή μπορεί να είναι:

- i. απλή αρμονική, περίπτωση κατά την οποία η μηχανή χαρακτηρίζεται με τον όρο συντονισμένη μηχανή, ή
- ii. μη συντονισμένη μηχανή, περίπτωση κατά την οποία η μηχανή περιγράφεται ως μηχανή “over – driven” ή “bang – bang”.



Σχήμα 2-11. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων εμβόλου – εκτοπιστή, παράλληλου κυλίνδρου με τον εκτοπιστή αναρτημένο στη βάση.

2.4 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΑΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η κυρίαρχη κατηγορία από τις διαφορετικές διατάξεις του σχήματος 2-8 είναι οι μηχανές του τύπου απλής ενέργειας. Μία μηχανή Stirling απλής ενέργειας έχει δύο χώρους, ένα χώρο συμπίεσης και ένα χώρο εκτόνωσης, των οποίων οι όγκοι μεταβάλλονται κυκλικά.

Οι μηχανές απλής ενέργειας μπορούν να ταξινομηθούν ως:

- i) μηχανές δύο εμβόλων,
- ii) μηχανές εμβόλου – εκτοπιστή που υποδιαιρούνται περαιτέρω σε:
 - a) διατάξεις κυλίνδρου εν σειρά (ο ένας πίσω από τον άλλο), όπου το έμβολο και ο εκτοπιστής βρίσκονται στον ίδιο κύλινδρο,
 - b) συστήματα, όπου το έμβολο και ο εκτοπιστής λειτουργούν σε διαφορετικούς κυλίνδρους. Αυτές καλούνται split – Stirling μηχανές.

2.4.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΔΥΟ ΕΜΒΟΛΩΝ

Οι μηχανές Stirling διπλού εμβόλου μπορούν να σχεδιαστούν σε μεγάλο αριθμό διαφορετικών μορφών. Το σχήμα 2-9 δείχνει τρεις διαφορετικές βασικές μορφές, στις οποίες τα δύο έμβολα ταλαντώνονται υπό τη συνδυασμένη επίδραση, αφ' ενός των μεταβολών της πίεσης του αερίου στους χώρους V_E , R και V_C της μηχανής και αφ' ετέρου των ελατηρίων

αερίου ή των μηχανικών ελατηρίων στο χώρο αναπήδησης. Μία αντίθετη διάταξη δύο ομοίων μηχανών δύο εμβόλων (Beale – 1976) [4] σε τέλεια δυναμική ισορροπία εξαλείφει ένα από τα κύρια προβλήματα των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων, τις μεγάλες ταλαντώσεις (διακυμάνσεις) στα έδρανα της μηχανής.

2.4.2 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ

Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων τύπου εμβόλου – εκτοπιστή είναι ικανές για φαινομενικά άπειρες παραλλαγές. Θεωρώντας πρώτα τη διάταξη του εμβόλου και του εκτοπιστή εν σειρά στον ίδιο κύλινδρο έχουμε την πιθανότητα για ένα σύστημα δύο ή τριών μαζών. Όλες οι εκδόσεις αυτού του τύπου των μηχανών περιλαμβάνουν πράγματι τρεις ξεχωριστές μάζες, το έμβολο, τον κύλινδρο και τον εκτοπιστή, αλλά σε πολλές περιπτώσεις η μία από τις μάζες είναι τόσο μεγάλη, ώστε να αποτελεί άπειρη μάζα συγκρινόμενη με τις άλλες δύο. Συνήθως ο κύλινδρος εδράζεται στέρεα σε σταθερή βάση, η οποία θεωρείται πρακτικά ως άπειρη μάζα. Έτσι, μόνον οι δυνάμεις από το έμβολο και τον εκτοπιστή χρειάζονται να ληφθούν υπ' όψιν, δηλαδή πρόκειται για ένα σύστημα δύο μαζών.

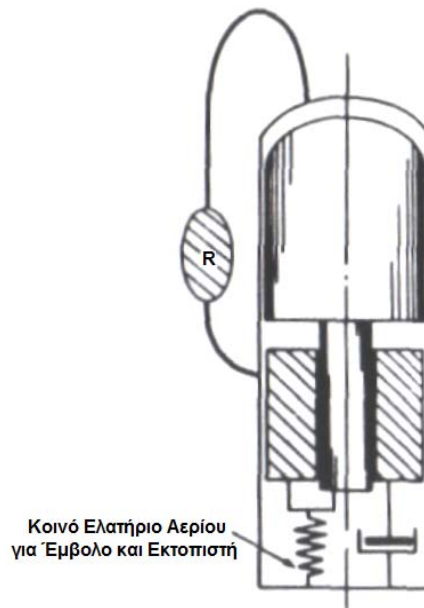
Υπάρχουν τρεις ομάδες διατάξεων δύο μαζών εμβόλου – εκτοπιστή εν σειρά, οι οποίες διαφέρουν κυρίως στον τρόπο με τον οποίο οδηγείται ο εκτοπιστής. Αυτές οι τρεις ομάδες παρουσιάζονται στα σχήματα 2-10, 2-11 και 2-12. Όταν το έμβολο και ο εκτοπιστής συνδέονται με ένα μηχανικό ελατήριο ή ένα ελατήριο αερίου, όπως στο σχήμα 2-10, η μηχανή περιγράφεται σα να έχει τον εκτοπιστή ταλαντούμενο στο έμβολο.

Όταν ο εκτοπιστής είναι ταλαντούμενος στη βάση, το μηχανικό ελατήριο ή το ελατήριο αερίου δρα στον εκτοπιστή ανεξάρτητα από ένα άλλο ελατήριο, που ενεργεί στο έμβολο. Κάποιες από τις παραλλαγές αυτού του τύπου μηχανής φαίνονται στο σχήμα 2-11.

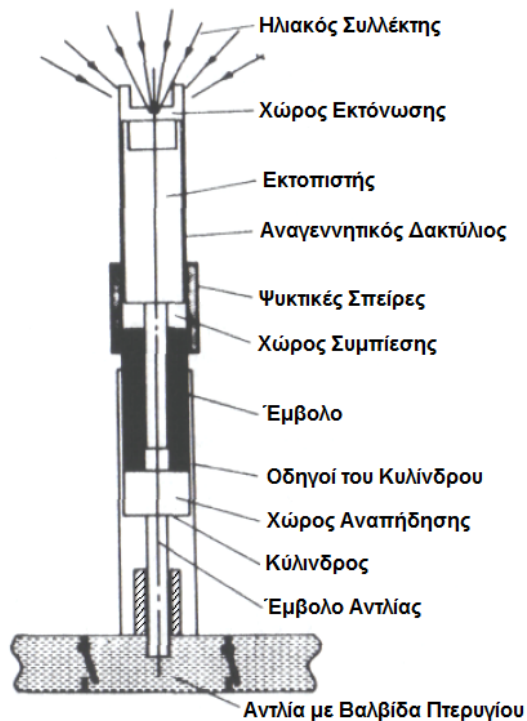
Σε μερικές περιπτώσεις ο εκτοπιστής είναι ταλαντούμενος στη βάση, αλλά μοιράζεται ένα κοινό ελατήριο αερίου με το έμβολο, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-12. Επειδή το έμβολο και ο εκτοπιστής πρέπει να λειτουργούν εκτός φάσης, το χαρακτηριστικό αυτό ενός κοινού ελατηρίου δικαιολογεί ξεχωριστή ταξινόμηση.

Οι διατάξεις τριών μαζών εμβόλου – εκτοπιστή εν σειρά απαντώνται πιο συχνά σε αντλίες νερού, μία εκδοχή των οποίων φαίνεται στο σχήμα 2-13. Σε αυτές τις μηχανές ο κύλινδρος ταλαντώνεται, για να κινήσει το έμβολο μίας παλινδρομικής αντλίας νερού. Η μηχανή βρίσκεται υπό υψηλή πίεση και στεγανοποιείται ερμητικά κατά τη διάρκεια της κατασκευής, ώστε με αυτό τον τρόπο να εξαλείφονται όλες οι τυχόν δυναμικές διαρροές. Το σύστημα μπορεί να συναρμολογηθεί με διαφορετικούς τρόπους, ανάλογα με τη μέθοδο οδήγησης του εκτοπιστή. Συνήθως το έμβολο είναι τόσο ογκώδες, που η κυκλική του

μετατόπιση είναι μικρή συγκρινόμενη με τον εκτοπιστή και τον κύλινδρο. Αντλίες νερού τέτοιου είδους έχουν παραχθεί από τη Sunpower Inc. (Beale – 1979) [5].



Σχήμα 2-12. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων εμβόλου – εκτοπιστή, παράλληλου κυλίνδρου με κοινό ελατήριο για τον εκτοπιστή και το έμβολο.

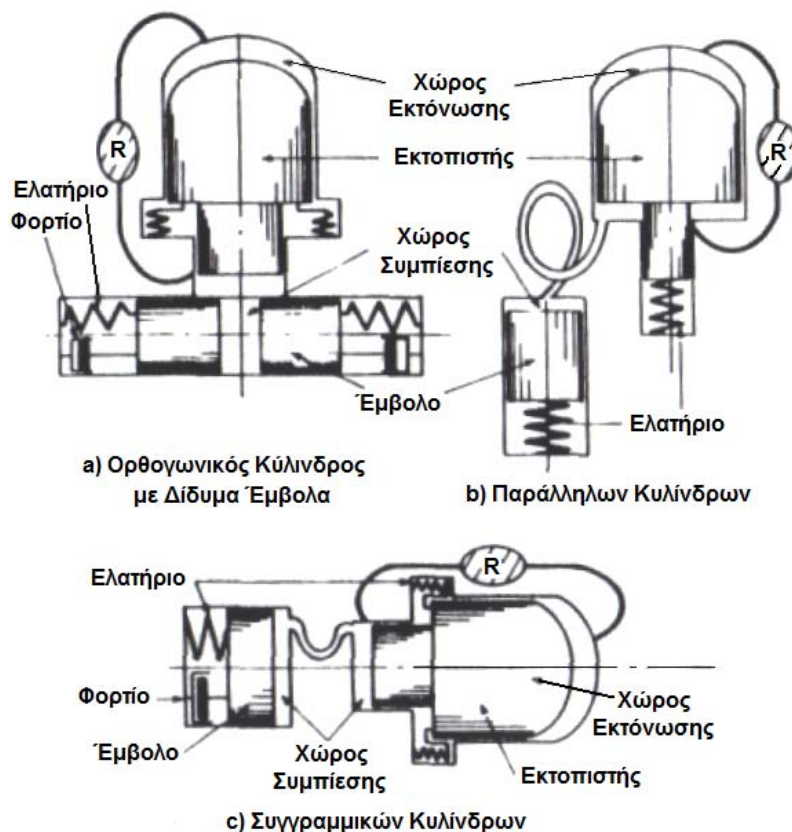


Σχήμα 2-13. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων, ελεύθερου κυλίνδρου, εμβόλου εκτοπιστή, παράλληλου κυλίνδρου διατεταγμένη ως αντλία νερού.

2.4.3 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ SPLIT – STIRLING

Μηχανές split – Stirling που χαρακτηρίζονται από τη διάταξη χωριστών κυλίνδρων για το έμβολο και τον εκτοπιστή, υπάρχουν σε πολλές παραλλαγές. Τρεις δυνατότητες για ορθογωνική, παράλληλη διάταξη και διάταξη με συγγραμμικούς άξονες φαίνονται στο σχήμα 2-14. Η μηχανή ορθογωνικού κυλίνδρου έχει τους άξονες του κυλίνδρου του εκτοπιστή και του κυλίνδρου του εμβόλου κάθετους μεταξύ τους και απαντάται σε δύο κύριους τύπους.

Ο ένας τύπος μηχανής έχει τη συνολική μάζα του εμβόλου χωρισμένη σε δύο πανομοιότυπα ημι – έμβολα (half – pistons), που παλινδρομούν αντίθετα το ένα από το άλλο και κάθε ένα οδηγεί μια γεννήτρια ισχύος ή μία αντλία νερού. Το σχήμα 2-15 δείχνει μία πολυκύλινδρη μηχανή ορθογωνικών κυλίνδρων για ένα όχημα υδροστατικής οδήγησης, που διερευνήθηκε αδρά από τη Sunpower Inc. στα μέσα της δεκαετίας του 1970 (Beale – 1976) [4].

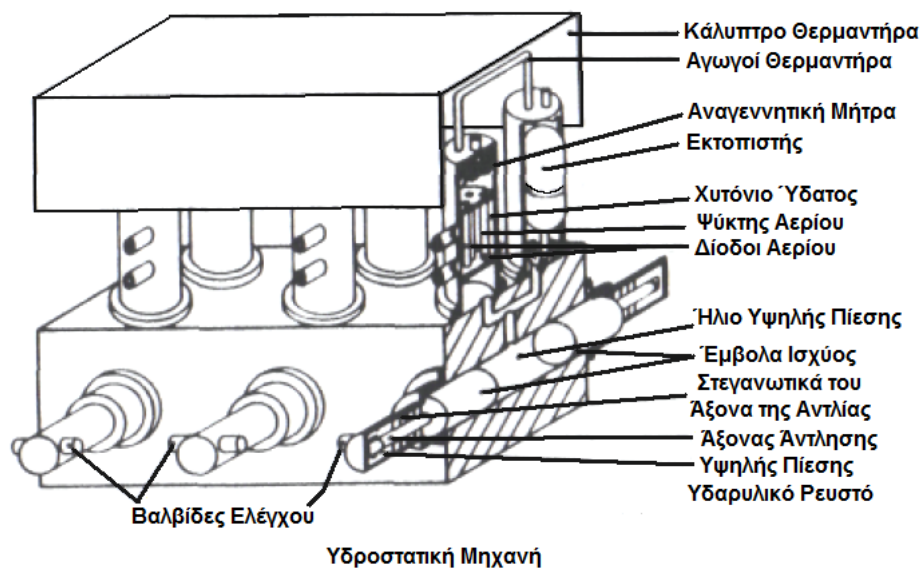


Σχήμα 2-14. Μηχανές split – Stirling.

Ο άλλος τύπος της ορθογωνικής μηχανής, που παρουσιάζεται στο σχήμα 2-16, είναι η “διανυσματική” μηχανή (“phasor” engine) του Benson. Σε αυτήν την περίπτωση το έργο παράγεται από το ένα έμβολο μόνο. Η άλλη μάζα, που καλείται “διανυσματική” (phasor) και

παλινδρομεί αντίθετα στο έμβολο, δρα με παρόμοιο τρόπο με έναν σφόνδυλο ή αποθήκη ενέργειας και επιτρέπει σημαντική ευελιξία στην προσβολή και τη φόρτιση του εμβόλου ισχύος.

Οι μηχανές split – Stirling είναι κατάλληλες για την υβριδική λειτουργία, στην οποία το ένα παλινδρομούν στοιχείο οδηγείται από ένα στρόφαλο και ένα διωστήρα και το άλλο μόνο από τις δυνάμεις του ρευστού. Υπάρχουν δύο τύποι συστημάτων ένα, όπου ο εκτοπιστής είναι το οδηγούμενο στοιχείο και άλλο ένα, όπου το έμβολο είναι το οδηγούμενο στοιχείο. Αυτός ο τύπος συστήματος, στον οποίο το οδηγούμενο στοιχείο είναι το έμβολο, χρησιμοποιείται ευρύτατα σε ψύκτες Stirling με μικρό κύλινδρο του εκτοπιστή, το ένα άκρο του οποίου (κυλίνδρου) ψύχεται σε κρυογονική θερμοκρασία. Οι ψύκτες αυτοί ενσωματώνονται σε μικρής κλίμακας συστήματα νυχτερινής όρασης, τα οποία λειτουργούν με υπέρυθη ακτινοβολία και σε συστήματα καθοδήγησης πυραύλων που λειτουργούν με ανάχνευση θερμότητας.

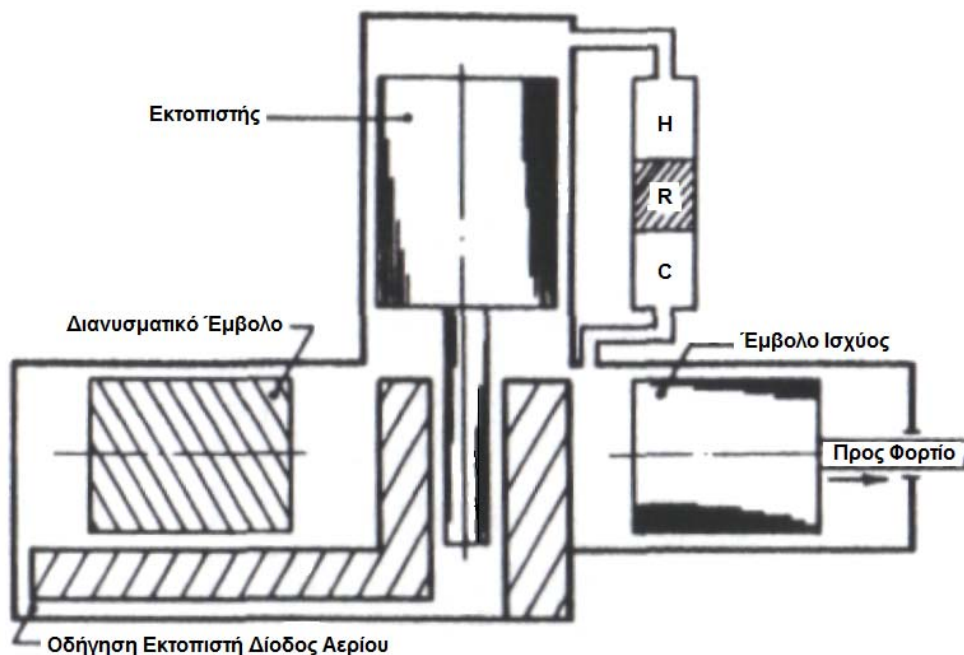


Σχήμα 2-15. Σχέδιο για μηχανή ελευθέρου εμβόλου ορθογωνικού κυλίνδρου για υδροστατικό σύστημα οδήγησης οχήματος (μετά το Beale – 1976) [4].

Μία άλλη δυνατότητα για συστήματα με έναν οδηγούμενο συμπιεστή, είναι ο ψύκτης ρευστοδύνης. Οι μηχανές Stirling υγρών εμβόλων, του τύπου που περιγράφεται από το West (Κεφάλαιο 10 του βιβλίου “Lecture Notes in Engineering: Free Piston Stirling Engines”), χρησιμοποιούνται στην ουσία για άντληση (συνήθως νερού) χρησιμοποιώντας μία πηγή θερμότητας. Ωστόσο, κατ’ αρχήν, θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν για ψυκτικούς σκοπούς. Αυτό θα συνέβαινε με τη βοήθεια ενός οδηγούμενου συμπιεστή, οποίος θα

παρήγαγε παλμούς πίεσης και έτσι θα ενεργοποιούσε την ταλαντούμενη υγρή στήλη. Ένα ενδιαφέρον σχέδιο, θέλει το υγρό έμβολο του συμπυκνωμένου εργαζόμενου ρευστού, να είναι αποτέλεσμα της δράσης του ψύκτη.

Μία άλλη υβριδική διάταξη, όπου ο εκτοπιστής οδηγείται από ένα κινηματικό μηχανισμό και το έμβολο είναι το ελεύθερο στοιχείο είναι, επίσης, εφικτή. Όπως είναι γνωστό, μέχρι στιγμής αυτό δεν έχει εφαρμοσθεί στην πράξη. Αν το εισερχόμενο έργο ήταν ακριβώς τόσο, όσο χρειάζεται για να οδηγήσει τον εκτοπιστή, θα ήταν μικρό για την κύρια είσοδο ενέργειας, επειδή η αρχική ενέργεια, η εισερχόμενη στο χώρο εκτόνωσης είναι θερμική ενέργεια υψηλής θερμοκρασίας. Οι προκύπτουσες διακυμάνσεις της πίεσης, με συχνότητα αντίστοιχη με αυτήν που οδηγεί τον εκτοπιστή, ενεργούν πάνω στο έμβολο προκαλώντας ταλάντωση του εμβόλου ενάντια στην αντίσταση του ελατηρίου αερίου ή του μηχανικού ελατηρίου. Μία πιθανή εφαρμογή θα μπορούσε να είναι ένα θερμικά ενεργοποιούμενο μηχανικό σφυρί ή μια συσκευή συμπύκνωσης.



Σχήμα 2-16. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων ορθογωνικού συντονισμένου κυλίνδρου του Benson.

2.5 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων διπλής ενέργειας ενσωματώνουν πολλαπλά συστήματα μηχανής, αλλά έχουν μόνο ένα παλινδρομούν στοιχείο ανά σύστημα. Αυτό

έρχεται σε αντίθεση με τις μηχανές Stirling απλής ενέργειας με δύο παλινδρομούντα στοιχεία ανά σύστημα.

Υπάρχουν δύο δυνατές διατάξεις για μηχανές Stirling διπλής ενέργειας:

- a) μηχανές με δύο κυλίνδρους, που καλούνται μηχανές Franchot,
- b) μηχανές με περισσότερους από δύο κυλίνδρους, που ονομάζονται μηχανές Siemens.

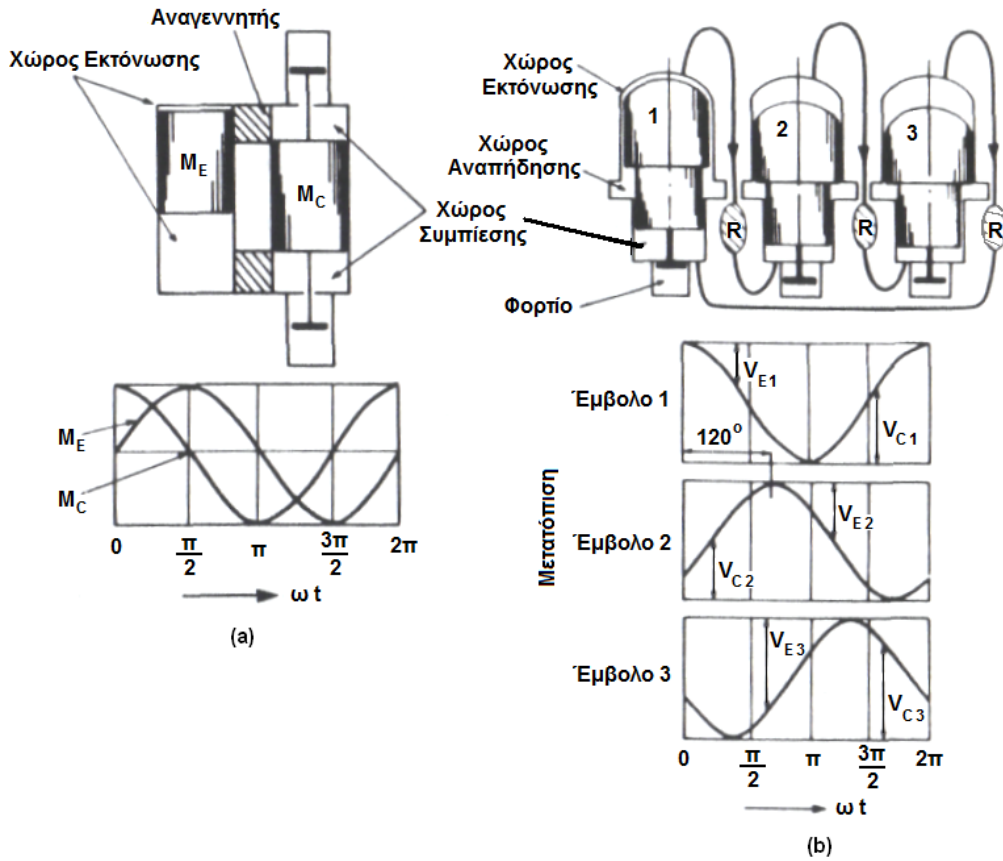
Το σχήμα 2-17 παρουσιάζει αυτές τις δύο διατάξεις. Οι μηχανές Franchot αποτελούνται από δύο κυλίνδρους με δύο παλινδρομούσες μάζες M_E και M_C , που παλινδρομούν με διαφορά φάσης περίπου 90° , με τη μάζα του χώρου εκτόνωσης M_E να προπορεύεται αυτής του χώρου συμπίεσης M_C . Ο ένας κύλινδρος περιέχει τους δύο χώρους εκτόνωσης και ο άλλος τους δύο χώρους συμπίεσης. Στη διάταξη που παρουσιάζεται, το ένα έμβολο ταλαντώνεται σε μία συντονισμένη μάζα χωρίς απόσβεση και το άλλο συμπεριφέρεται σε μια μικρή μάζα με ισχυρή απόσβεση.

Όταν περιλαμβάνονται περισσότεροι από δύο κύλινδροι, χρησιμοποιείται η διάταξη Siemens, στην οποία ο χώρος εκτόνωσης του ενός κυλίνδρου (πάνω από το έμβολο) συνδέεται με το χώρο συμπίεσης του παρακείμενου κυλίνδρου, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-17 (b). Μία διάταξη τριών κυλίνδρων φαίνεται εκεί, αλλά είναι δυνατές και διατάξεις τεσσάρων, πέντε και έξι κυλίνδρων. Σε μία μηχανή με τρεις κυλίνδρους η γωνία φάσης μεταξύ της κίνησης των εμβόλων είναι 120° , όπως φαίνεται στο σχήμα 2-17. Για τέσσερις κυλίνδρους αυτή η είναι $360^\circ / 4 = 90^\circ$, για πέντε κυλίνδρους 72° και για έξι κυλίνδρους 60° .

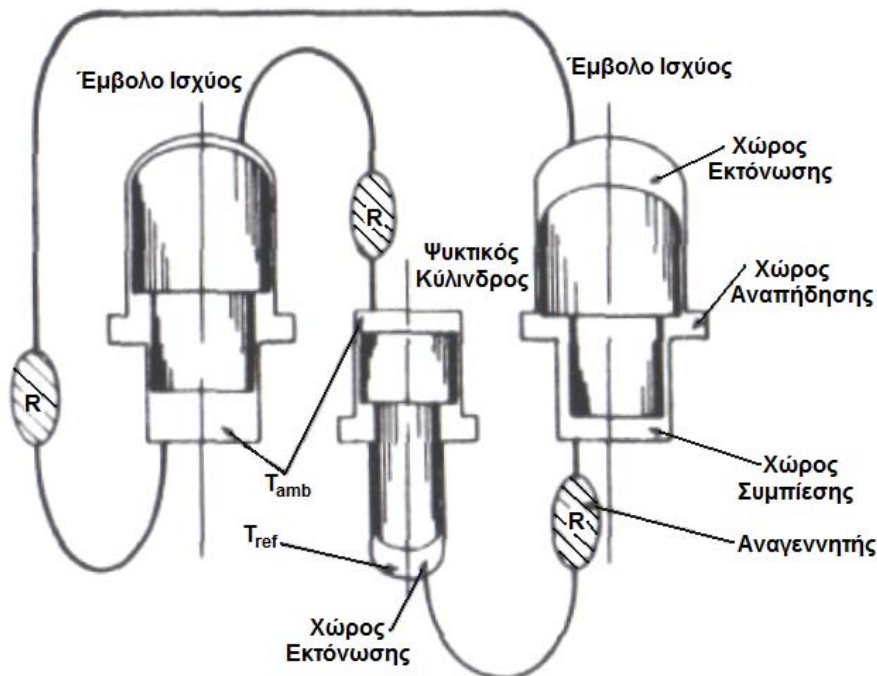
Οι πολυκύλινδρες μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων διπλής ενέργειας που λειτουργούν ως θερμικά ενεργοποιούμενες ψυκτικές μηχανές ή αντλίες θερμότητας είναι υπό έρευνα. Σε τέτοια συστήματα στους δύο από τους, ας πούμε, τρεις κυλίνδρους οι χώροι εκτόνωσης θερμαίνονται, ενώ ο χώρος εκτόνωσης του τρίτου κυλίνδρου παραλαμβάνει θερμότητα σε χαμηλή θερμοκρασία, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-18. Αυτό το σχέδιο εφαρμόστηκε στην πράξη για πρώτη φορά από τον William Martini (1982) [6].

Οι μηχανές Siemens διπλής ενέργειας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να λειτουργήσουν οι οδηγούμενοι ψύκτες ή αντλίες θερμότητας. Σε αυτή την περίπτωση το σύστημα οδήγησης μπορεί να είναι ενσωματωμένο στο παλινδρομικό στοιχείο, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-19. Αυτή η διάταξη καλείται κεντρικού στύλου (centre – post). Σ' αυτήν ο εκτοπιστής είναι αυστηρά περιορισμένος από έδρανα στον κεντρικό στύλο, ώστε να του επιτρέπεται να εκτελεί οποιαδήποτε κίνηση, εκτός από την αξονική. Αυτά είναι κατά κανόνα έδρανα αερίου που χρησιμοποιούν το εργαζόμενο ρευστό ως λιπαντικό.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ



Σχήμα 2-17. Μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων διπλής ενέργειας.

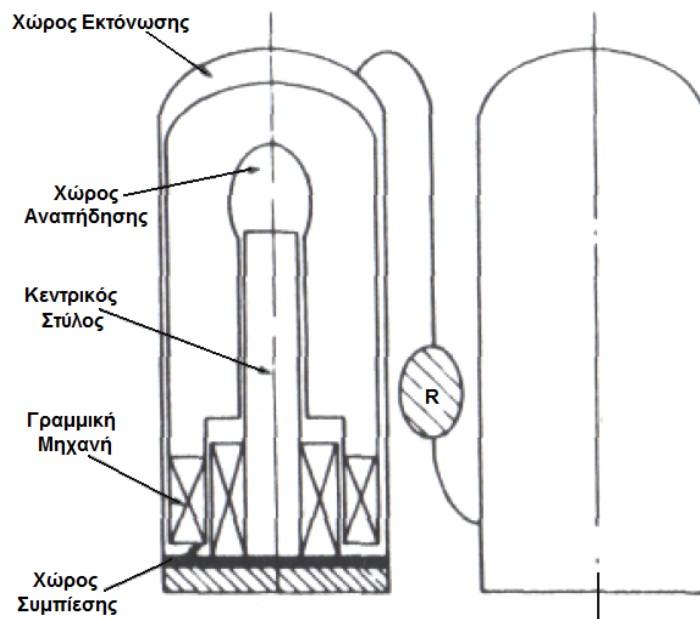


Σχήμα 2-18. Διπλής ενέργειας μηχανή Stirling με δύο κυλίνδρους ως κυλίνδρους ισχύος και έναν ως ψυκτικό κύλινδρο.

2.6 ΥΒΡΙΔΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING

Οι υβριδικές μηχανές Stirling είναι συστήματα Stirling, στα οποία ο ένας από τους ταλαντωτές συνδέεται με έναν κινηματικό μηχανισμό οδήγησης, ενώ ο άλλος ανταποκρίνεται στις δυνάμεις του ρευστού που ενεργούν πάνω του.

Έχουμε ήδη εξετάσει ορισμένες πτυχές της υβριδικής λειτουργίας κατά τη συζήτηση των συστημάτων split – Stirling, αλλά υπάρχουν και πολλές άλλες δυνατότητες. Το σχήμα 2-20 παρουσιάζει μία γραμμική υβριδική διάταξη οδηγούμενη από στρόφαλο, στην οποία το έμβολο και ο εκτοπιστής λειτουργούν στον ίδιο κύλινδρο. Στην περίπτωση που παρουσιάστηκε στο έμβολο μίας κανονικής μηχανής εσωτερικής καύσης έχουν προστεθεί ένα ψευδοέμβολο και ο διωστήρας του εκτοπιστή. Μία μηχανή του τύπου που φαίνεται στο σχήμα 2-21 κατασκευάστηκε στο πανεπιστήμιο του Calgary το 1970. Η διάταξη αυτή έχει το σημαντικό πλεονέκτημα να επιτρέπει τη χρήση πολλών τμημάτων από μηχανές εσωτερικής καύσης που ήδη υπάρχουν. Ένα σχέδιο για μία υβριδική διάταξη εν σειρά, που βασίζεται σε συμβατικές συνδεσμολογίες μηχανών V8, φαίνεται στο σχήμα 2-22.

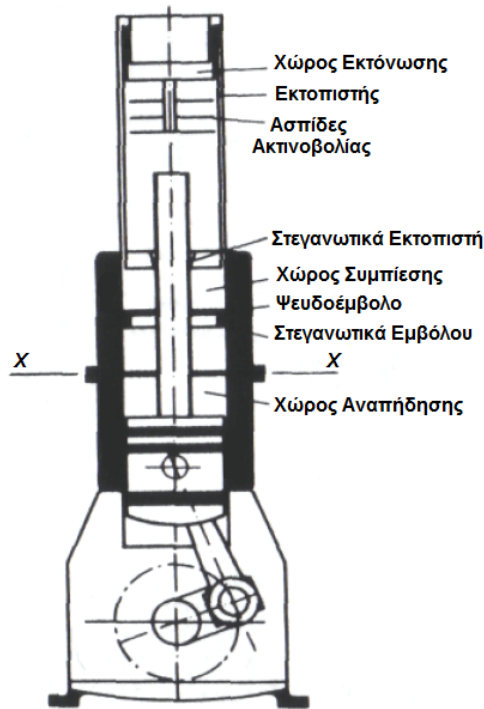


Σχήμα 2-19. Διπλής ενέργειας μηχανή Stirling, που λειτουργεί ως ψυγείο, με οδήγηση του εκτοπιστή από γραμμική μηχανή.

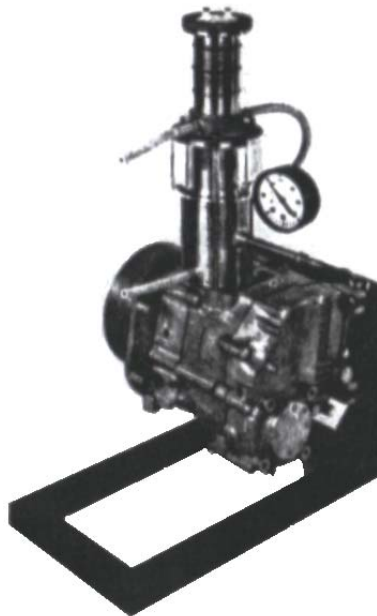
Παραλλαγές με δύο έμβολα της υβριδικής μηχανής, οι οποίες παρουσιάζονται στο σχήμα 2-23, θα μπορούσαν να είναι επίσης εφικτές, αν και καμία δεν έχει κατασκευαστεί μέχρι σήμερα, απ' όσο είναι γνωστό. Στην περίπτωση που παρουσιάστηκε, το έμβολο που

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

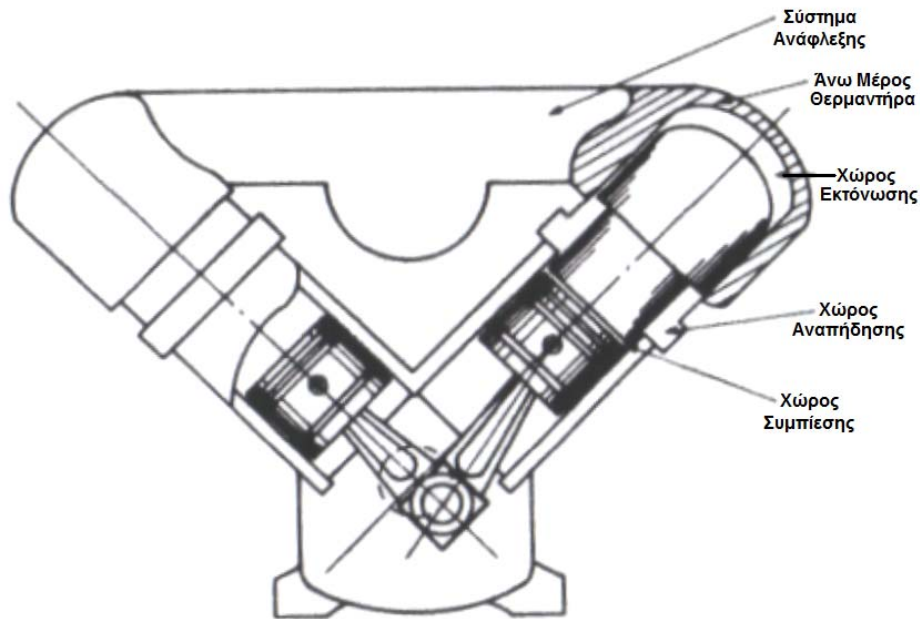
είναι συνδεδεμένο με το φορτίο, συνδέεται μέσω ενός μηχανισμού στροφάλου σε έναν περιστρεφόμενο άξονα και το άλλο ελεύθερο έμβολο απλά ταλαντώνεται στον κύλινδρο του, μετατοπίζοντας το αέριο μεταξύ του θερμού χώρου εκτόνωσης και του ψυχρού χώρου συμπίεσης.



Σχήμα 2-20. Εν παραλλήλω διάταξη μηχανής Stirling.



Σχήμα 2-21. Πρωτότυπη υβριδική μηχανή Stirling εν παραλλήλω χρησιμοποιώντας στροφαλοθάλαμο και μέρη από βιομηχανική μηχανή.



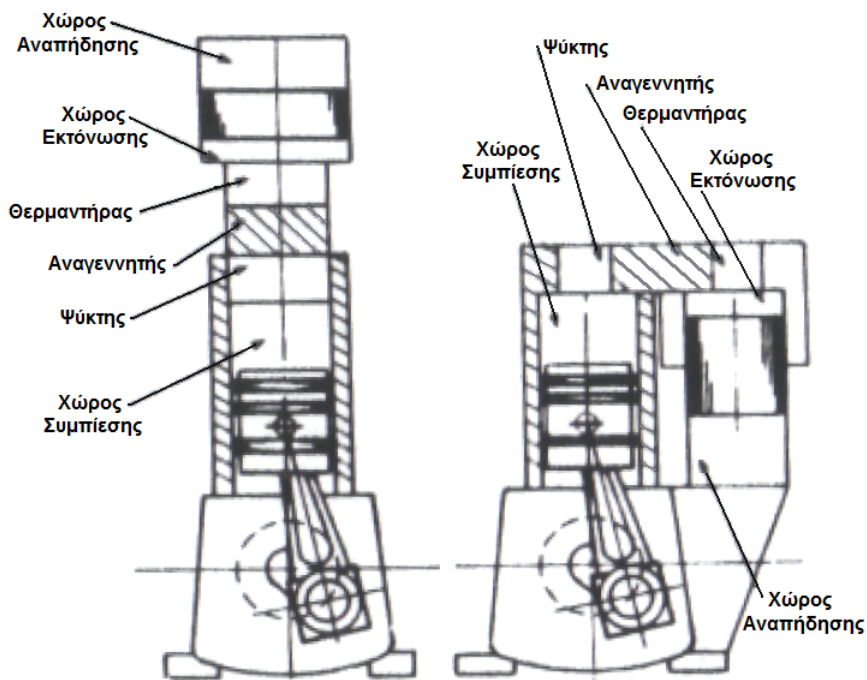
Σχήμα 2-22. Σχέδιο για υβριδική εν παραλλήλω διάταξη V βασισμένη σε τμήματα συμβατικής μηχανής εσωτερικής καύσης.

Οι υβριδικές μηχανές εξαλείφουν το κυριότερο μειονέκτημα των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων, το οποίο είναι η απουσία στρεφόμενου άξονα. Παρέχουν τη δυνατότητα μετατροπής των υφιστάμενων μερών παλινδρομικής μηχανής και συμπιεστή, χρησιμοποιώντας παρεμφερή τεχνολογία. Επιπλέον επιτρέπουν τη λειτουργία σε διαφορετικές ταχύτητες, αντί του στενού εύρους συχνοτήτων λειτουργίας των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων κοντά στις συχνότητες συντονισμού.

Το τίμημα, όμως, γι' αυτά τα πλεονεκτήματα που προσφέρουν είναι υψηλό. Η εισαγωγή του συστήματος σύνδεσης στροφάλου διωστήρα ή άλλου απλού κινηματικού μηχανισμού οδήγησης εισάγει σύνθετες πλευρικές δυνάμεις στο έμβολο και την ανάγκη για λίπανση του εμβόλου ενάντια σε αυτές. Οι διατάξεις στροφαλοφόρου ατράκτου με ξηρά έδρανα τριβής (dry rubbing bearings), τείνουν να έχουν υψηλή κατανάλωση ισχύος, δεν είναι ικανά να αντέξουν μεγάλες φορτίσεις για μεγάλες περιόδους και έχουν ως αποτέλεσμα σημαντική ποσότητα τριμμάτων (καταλοίπων λόγω τριβής). Οι διατάξεις αέριας λίπανσης είναι σχετικά ογκώδεις. Η προτιμώμενη εναλλακτική της υγρής λίπανσης θέτει μεγάλα προβλήματα στεγανότητας, για να αποφευχθεί η έξοδος του λιπαντικού στον κύλινδρο.

Μία λύση σε αυτά τα προβλήματα, υπό διερεύνηση στο Πανεπιστήμιο του Calgary, είναι η χρήση διαφασικών εργαζόμενων ρευστών δύο συστατικών στη μηχανή (σχήμα 2- 24). Αυτή η μελέτη κατευθύνεται στη χρήση του αέρα και του νερού ως εργαζομένων ρευστών σε

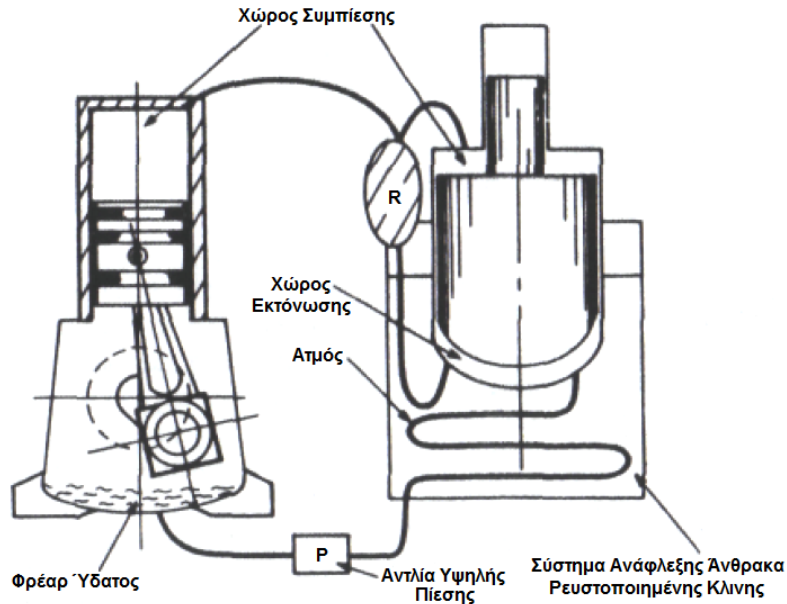
πολύ μεγάλες μηχανές που καίνε άνθρακα σε καυστήρες ρευστοποιημένης κλίνης. Το υγρό νερό ψεκάζεται με υψηλή πίεση στον αγωγό με την πολύ λεπτή οπή ενός λέβητα απλής σωλήνωσης (single tube boiler), ο οποίος είναι εμβαπτισμένος στη ρευστοποιημένη κλίνη, μαζί με τους σωλήνες του θερμαντήρα της μηχανής. Ο ατμός υψηλής πίεσης εισέρχεται στο χώρο εκτόνωσης και αναμιγνύεται με το αέριο εργαζόμενο ρευστό (αέρας). Ακολουθώντας την εκτόνωση και τη διέλευση μέσω του αναγεννητή, όπου συμπυκνώνεται, το νερό συσσωρεύεται στο χώρο συμπίεσης πάνω στο έμβολο, και στο πέρασμά του από τον κύλινδρο, λειτουργεί ως λιπαντικό για τους δακτυλίους του εμβόλου. Το νερό συγκεντρώνεται στη δεξαμενή (sump) και χρησιμοποιείται κανονικά για λίπανση των εδράνων της στροφαλοφόρου ατράκτου. Το κυριότερο πρόβλημα αυτού του συνδυασμού είναι η ευαισθησία πολλών μετάλλων που χρησιμοποιούνται συνήθως στις μηχανές, στη διάβρωση. Σε μια προσπάθεια αντιμετώπισης του παραπάνω προβλήματος, προβλέπεται η χρήση πλαστικών εξαρτημάτων, πλαστικών επιστρώσεων και μετάλλων ανθεκτικών στη διάβρωση.



Σχήμα 2-23. Εκδόσεις υβριδικών μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων με δύο έμβολα.

Οι υβριδικές ελευθέρων εμβόλων μηχανές Stirling έχουν μακρά ιστορία. Η πρώτη μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων περιγράφηκε σε μία Βρετανική ευρεσιτεχνία το 1876. Η μηχανή εφευρέθηκε από έναν Αυστραλό μηχανικό ορυχείων, τον Davy Postle από το Stanthorpe του Queensland και παρουσιάζεται στο σχήμα 2-25. Προοριζόταν για χρήση ως

ψύκτης σε πλοία που μετέφεραν πρόβειο και βόειο κρέας, διατηρημένα σε απλή ψύξη, από την Αυστραλία στην Αγγλία διαμέσου της νεόδμητης διώρυγας του Σουέζ. Ο κύκλος λειτουργίας της μηχανής περιγράφεται με λεπτομέρεια από το Walker (1983) [7].



Σχήμα 2-24. Σχέδιο για υβριδική μηχανή Stirling για καύση άνθρακα με έγχυση νερού και λίπανση νερού με διαφασικό εργαζόμενο ρευστό δύο συνιστωσών (αέρας – νερό).

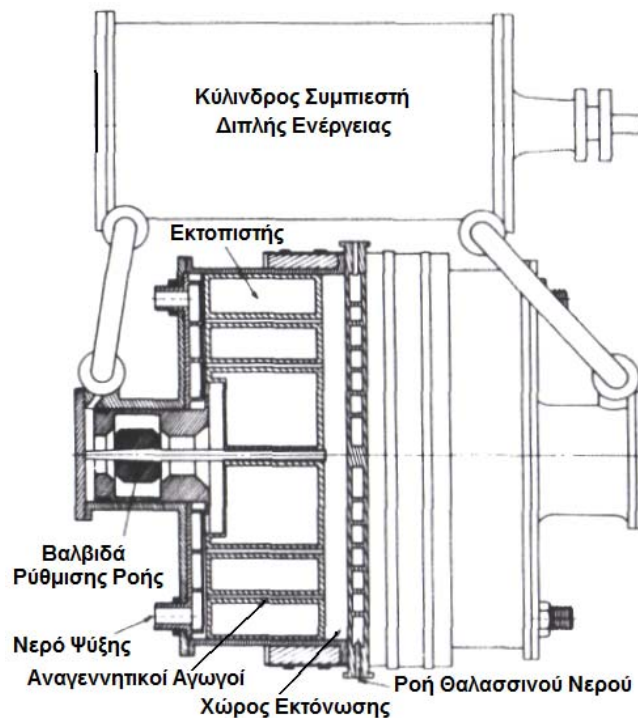
Μία άλλη πρώιμη υβριδική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων περιγράφηκε από τον Ossian Ringbom το 1905. Ο Ringbom ήταν Ρώσος και ζούσε στη Φιλανδία την περίοδο που εκδόθηκε η Αμερικανική ευρεσιτεχνία του. Δεν έχουν γίνει γνωστές περαιτέρω λεπτομέρειες για την εργασία του. Οι μηχανές τύπου Ringbom περιγράφονται από το Senft στο Κεφάλαιο 5 του βιβλίου “Lecture notes in Engineering: Free Piston Stirling Engines”.

2.7 ΤΑΛΑΝΤΩΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Οι ταλαντωτικές μηχανές έχουν μακρά ιστορία, κυρίως σε ό, τι αφορά μηχανισμούς ρολογιών ενεργοποιούμενους από βάρος που πέφτει. Έχει γίνει πολύ λίγη έρευνα στις θερμικά ενεργοποιούμενες ταλαντωτικές μηχανές, και καθόλου, από όσα είναι γνωστά, για τις ταλαντωτικές μηχανές Stirling. Αυτό μέχρι τη σύλληψή τους από τον Horace Rainbow το 1978. Ο Rainbow είναι ένας κατεξοχήν σχεδιαστής μηχανών στο Bristol στην Αγγλία.

Μία έκδοση της ταλαντωτικής μηχανής Stirling του Rainbow φαίνεται στο σχήμα 2-26. Αποτελείται στην ουσία από ένα “απλό” εκκρεμές, που συγκροτείται από μία βαριά μάζα αιωρούμενη στο κάτω άκρο του βραχίονα του εκκρεμούς. Ένα έμβολο συνδέεται πάνω στο

βραχίονα του εκκρεμούς και έτσι εξαναγκάζεται να παλινδρομεί στον κύλινδρο σε αναλογία με την κίνηση του εκκρεμούς. Ο κύλινδρος είναι σταθερά συνδεδεμένος με το υποστήριγμα και συνδεδεμένος με τον κάθετο (ως προς αυτόν) κύλινδρο του εκτοπιστή, ο οποίος θερμαίνεται στο κατώτερο άκρο του. Ο εκτοπιστής είναι ένας ελεύθερος εκτοπιστής, αναρτημένος στη βάση και παλινδρομεί στον κύλινδρο με τη συχνότητα του εκκρεμούς. Τα γεγονότα συμβαίνουν έτσι, ώστε ο εκτοπιστής να είναι στην κορυφή του κυλίνδρου με τον αέρα στο θερμό χώρο, και επομένως σε υψηλή πίεση, όταν το εκκρεμές κινείται από αριστερά προς δεξιά, όταν δηλαδή εκτελεί τη διαδρομή εκτόνωσης. Κατά τη διάρκεια της διαδρομής συμπίεσης, όταν δηλαδή το εκκρεμές κινείται από δεξιά προς αριστερά, ο εκτοπιστής κατεβαίνει, το ρευστό κινείται μέσα στον κρύο χώρο πάνω από τον εκτοπιστή και η πίεση είναι χαμηλή. Το έργο μπορεί να εξαχθεί από αυτή τη μηχανή θερμότητας, μέσω μίας αντλίας ρευστού, συνδεδεμένης στο άκρο του εκκρεμούς ή μέσω μίας παλινδρομικής διάταξης ενεργοποιούμενης από περιοδικούς χτύπους του εκκρεμούς.

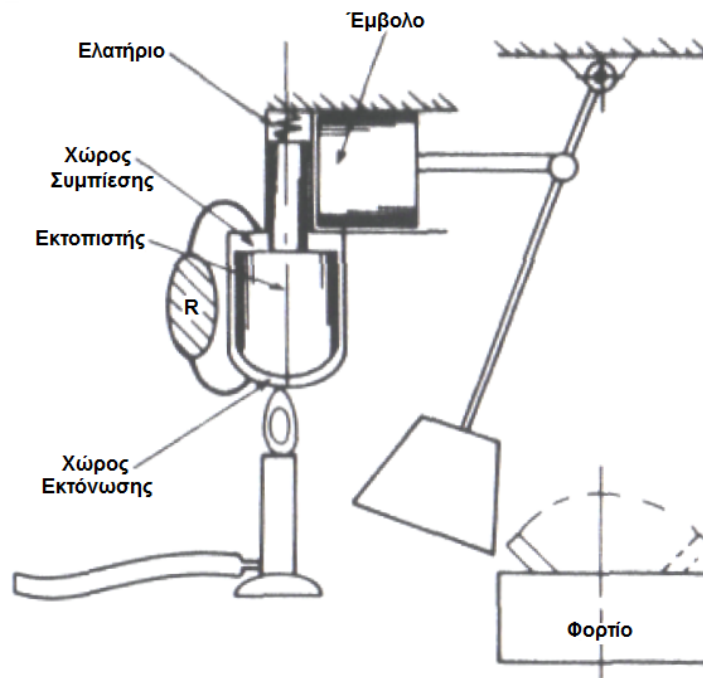


Σχήμα 2-25. Η μηχανή ελευθέρων εμβόλων του Davy Postle του 1876. Ίσως η αυθεντική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων.

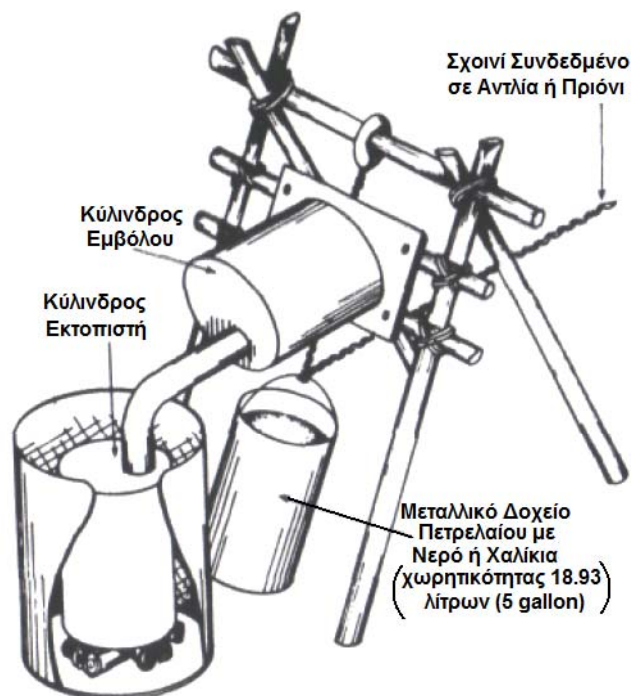
Στον τύπο που παρουσιάστηκε, η μηχανή είναι μία μηχανή split – Stirling εμβόλου – εκτοπιστή, στην οποία το εκκρεμές αντικαθιστά το μηχανικό ελατήριο ή το ελατήριο αέρος του κυλίνδρου του εμβόλου ή τον κινηματικό μηχανισμό οδήγησης του εμβόλου της

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

υβριδικής μηχανής. Υπάρχουν φυσικά πολλές άλλες δυνατές παραλλαγές στα θέματα που αναφέρθηκαν προηγουμένως.



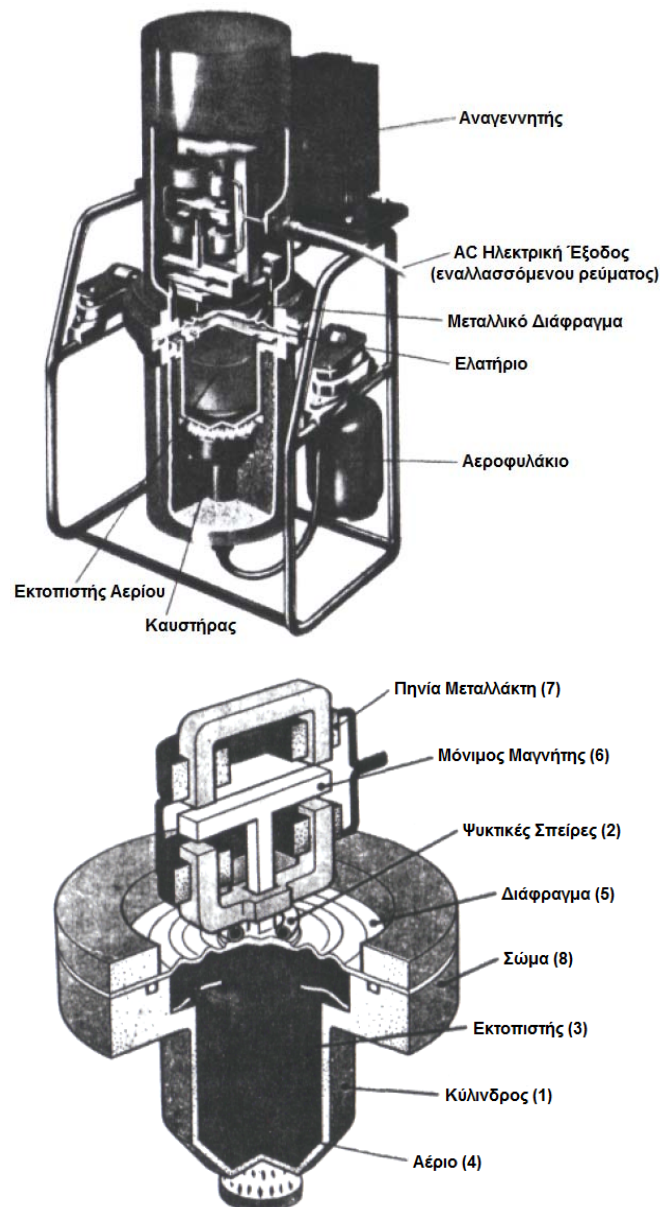
Σχήμα 2-26. Σχέδιο για ταλαντωτική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων του Rainbow.



Σχήμα 2-27. Εφαρμογή χαμηλής τεχνολογίας της μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων του Rainbow.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Οι μηχανές εκκρεμούς είναι ελκυστικές ως χαμηλής τεχνολογίας διατάξεις άντλησης νερού για αναπτυσσόμενες χώρες. Τα μόνα απαιτούμενα μηχανικά μέρη είναι το έμβολο, ο εκτοπιστής και οι διατάξεις κυλίνδρων. Το σχήμα 2-27 είναι μία αποτύπωση της ταλαντωτικής μηχανής Rainbow, που χρησιμοποιείται, όπως περιγράφηκε παραπάνω. Οι μηχανές εκκρεμούς και αυτές τύπου A είναι απλές δομές, που κατασκευάζονται από πρώτες ύλες τοπικά διαθέσιμες και ενσωματώνουν τις μηχανικές διατάξεις του κυλίνδρου εμβόλου – εκτοπιστή.



Σχήμα 2-28. Η θερμομηχανική γεννήτρια Harwell.

2.8 ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΜΕ ΔΙΑΦΡΑΓΜΑ

Η εξαιρετική δυσκολία στεγανοποίησης του εργαζόμενου χώρου από το εξερχόμενο εργαζόμενο ρευστό και το εισερχόμενο λιπαντικό ή άλλες προσμίξεις έχουν οδηγήσει τους σχεδιαστές στη χρήση εύκαμπτων διαφραγμάτων και φυσητήρων μετάλλου.

Αυτά τα στοιχεία δε θα εξαλείψουν όλα τα προβλήματα, αλλά απλώς “ανταλλάσσουν” το ένα πρόβλημα για ένα άλλο, δηλαδή το πώς θα κατασκευαστεί διάφραγμα με μεγάλη αντοχή στην κάμψη. Εντατική προσπάθεια από τη δεκαετία του 1970 έχει οδηγήσει σε καλύτερη κατανόηση, επιτρέποντας την κατασκευή μηχανών με διάφραγμα με πολύ μεγάλη διάρκεια ζωής. Αυτή την τεχνολογία των μεγάλης διάρκειας ζωής διαφραγμάτων διαπραγματεύονται τα Κεφάλαια 6 και 7 του βιβλίου “Lecture notes in Engeneering: Free Piston Stirling Engines”, από τους E. H. Cooke – Yarborough και W. Martini αντίστοιχα.

Η μηχανή Stirling με διάφραγμα, που αναπτύχθηκε από τον Cooke – Yarborough παρουσιάζεται στο σχήμα 2-28. Μία πλήρης παρουσίαση αυτής της μηχανής και της εξέλιξής της δίνεται στο Κεφάλαιο 6 του βιβλίου “Lecture notes in Engeneering: Free Piston Stirling Engines”.

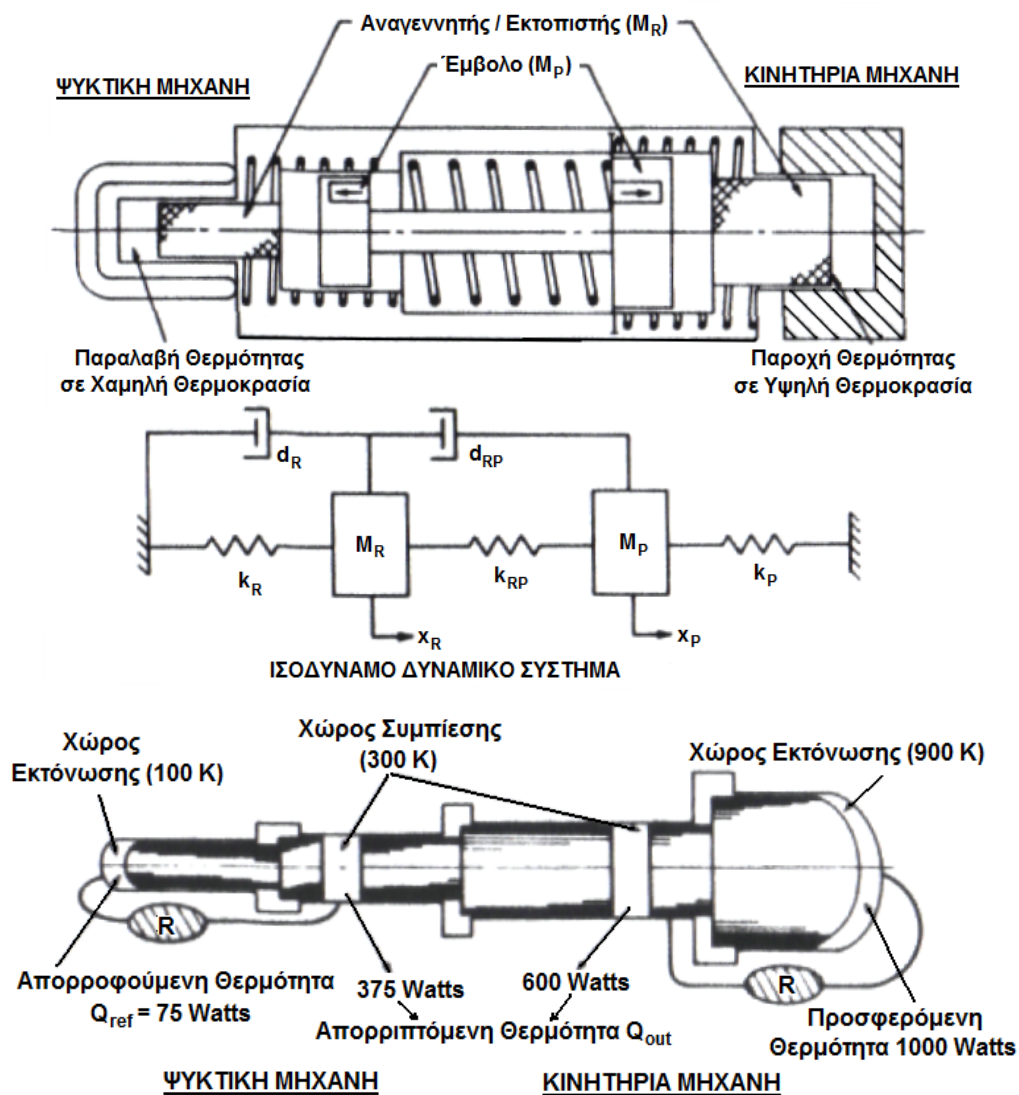
2.9 ΔΙΠΛΗ (DUPLEX) ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Έχουμε εξετάσει, πώς μπορεί η μηχανή Stirling να χρησιμοποιηθεί στην παραγωγή ισχύος από μία δεδομένη πηγή υψηλής θερμοκρασίας ή στην παραγωγή ψύξης με προσφορά έργου. Χρειάζεται λίγη φαντασία, για να συλλάβουμε μία διάταξη, όπου η προσφορά θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία μετατρέπεται σε έργο σε μία κινητήρια μηχανή Stirling, και το έργο χρησιμοποιείται για την οδήγηση μίας ψυκτικής μηχανής Stirling. Ένα γραμμικό διάγραμμα του συστήματος που δείχνει την κατανομή θερμοκρασίας και τη ροή ενέργειας δίνεται στο σχήμα 2-29.

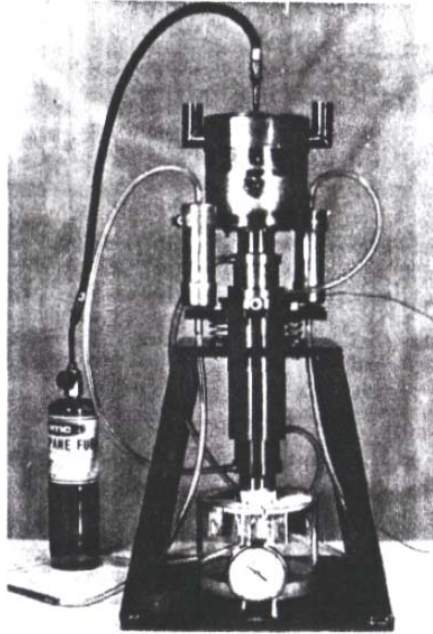
Για την κατανόηση της διπλής μηχανής Stirling είναι απαραίτητο να εκτιμηθεί η διάκριση μεταξύ αυτού και του ενεργοποιούμενου από θερμότητα ψύκτη, που λειτουργεί με τον κύκλο του Vuilleumler. Στον κύκλο του Vuilleumler ένας μεγάλος εκτοπιστής μετατοπίζεται μπροστά και πίσω στο θερμό κύλινδρο, εκτοπίζοντας αέριο μεταξύ του θερμού χώρου και του ψυχρού χώρου, δημιουργώντας έτσι μία κυκλική μεταβολή στην πίεση. Ένας δεύτερος μικρότερος εκτοπιστής, που λειτουργεί σε έναν ξεχωριστό κύλινδρο, μετακινείται επίσης μπροστά και πίσω με την ίδια συχνότητα, αλλά περίπου 90° εκτός φάσης σε σχέση με το θερμό εκτοπιστή. Το αποτέλεσμα είναι να δημιουργείται μία ψυκτική επίδραση στο μικρότερο ψυχρό κύλινδρο. Οι ψύκτες Vuilleumler έχουν αναπτυχθεί εντατικά ως

κρυογονικοί ψύκτες (cryocoolers) τα τελευταία 20 χρόνια, ιδιαίτως από την Πολεμική Αεροπορία των Η.Π.Α. Το σύστημα περιγράφεται με λεπτομέρεια από το Walker (1983) [7]. Οι μηχανές Vuilleumier έχουν πιο περιορισμένο εύρος μεταβολής πίεσης συγκρινόμενες με τις μηχανές Stirling και συνεπώς είναι μεγαλύτερες, βαρύτερες και λιγότερο αποδοτικές από τα συστήματα Stirling.

Η διπλή μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων, που λειτουργεί ως κρυογονικός ψύκτης, ανακαλύφθηκε από τον Walker (1983) [7] από τις αρχές της δεκαετίας του 1960, αλλά δεν εφαρμόστηκε στην πράξη μέχρι πολύ αργότερα, το 1978, από τον William Beale και το προσωπικό της Sunpower. Μία φωτογραφία της πρώτης επιτυχημένης διπλής μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων φαίνεται στο σχήμα 2-30.



Σχήμα 2-29. Η διπλή μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων.



Σχήμα 2-30. Η πρωτότυπη διπλή μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων (ευγενική παραχώρηση της Sunpower Inc.).

ΜΕΡΟΣ 2^ο: ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

2.10 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για πολλά χρόνια, τα αναγνωρισμένα πεδία της μηχανολογίας χώριζαν τη μηχανική του στερεού σε ένα πεδίο και τη θερμοδυναμική, τη μηχανική των ρευστών και τη μεταφορά θερμότητας σε άλλο. Είναι γενικά αληθές, ότι οι ειδικοί στο ένα πεδίο σπάνια νιώθουν άνετα δουλεύοντας στο άλλο. Αυτό είναι ένα σημαντικό εμπόδιο για την ανάπτυξη των μηχανών ελευθέρων εμβόλων, μια και η βάση της λειτουργίας τους είναι ο στενός συνδυασμός της τεχνολογίας της μηχανικής του στερεού σώματος και της θερμοϋδραυλικής / μεταφοράς θερμότητας. Η διαφορά της θερμοκρασίας των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης και η κίνηση των εμβόλων και των εκτοπιστών μαζί καθορίζουν τη μεταβολή στην πίεση του εργαζόμενου ρευστού από θερμοϋδραυλικής σκοπιάς. Ωστόσο, είναι αυτή ακριβώς η αλλαγή της πίεσης, η οποία διαταράσσει τη στατική ισορροπία του συστήματος κινώντας το έμβολο και προκαλώντας περαιτέρω αλλαγή της πίεσης. Ανάλυση αυτής της περίπλοκης λειτουργίας της μηχανής, που απαιτεί διεπιστημονική προσέγγιση, είναι δύσκολη και προσεγγίζεται αριθμητικά χρησιμοποιώντας ψηφιακό υπολογιστή. Σε αυτό θα αναφερθούμε στο επόμενο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 3). Εδώ απλώς θα εξιδανικεύσουμε το σύστημα σε κατανοητές έννοιες,

με τις οποίες θα σχηματίσουμε νοερές εικόνες για τη λειτουργία των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.

Στην παρούσα εργασία αναφέρονται λίγα γύρω από τις πτυχές της θερμοϋδραυλικής μεταφοράς και της μεταφοράς θερμότητας των μηχανών Stirling. Τέτοια ύλη παρουσιάζεται εκτενώς στο βιβλίο του Walker “Stirling Engines” του 1980 [8]. Οι ασχολούμενοι με το πεδίο της μηχανικής του στερεού σώματος θα είναι πιο χρήσιμο να αναζητήσουν εκεί αναφορές, παρά να συνεχίσουν εδώ γιατί αυτό το τμήμα θα τους φανεί ήσσονος σημασίας. Τα σχετιζόμενα με τη μηχανική του στερεού σώματος συμπεριλαμβάνονται εδώ για εκείνους που προέρχονται από το πεδίο της θερμοϋδραυλικής και βρίσκουν τη θεωρία των ταλαντώσεων δύσκολο κεφάλαιο για να το χειριστούν. Επιπλέον, προορίζεται απλά ως επανάληψη για αυτούς που έχουν το πλεονέκτημα να έχουν ήδη κάνει μία σειρά προπτυχιακού επιπέδου μαθημάτων μηχανικής στη δυναμική. Αναγνώστες χωρίς αυτή τη θεμελιώδη γνώση είναι καλό να συμβουλευτούν εξειδικευμένα κείμενα όπως των de Hartog (1956) [9], Tse et al (1978) [10] και Myklestad (1963) [11].

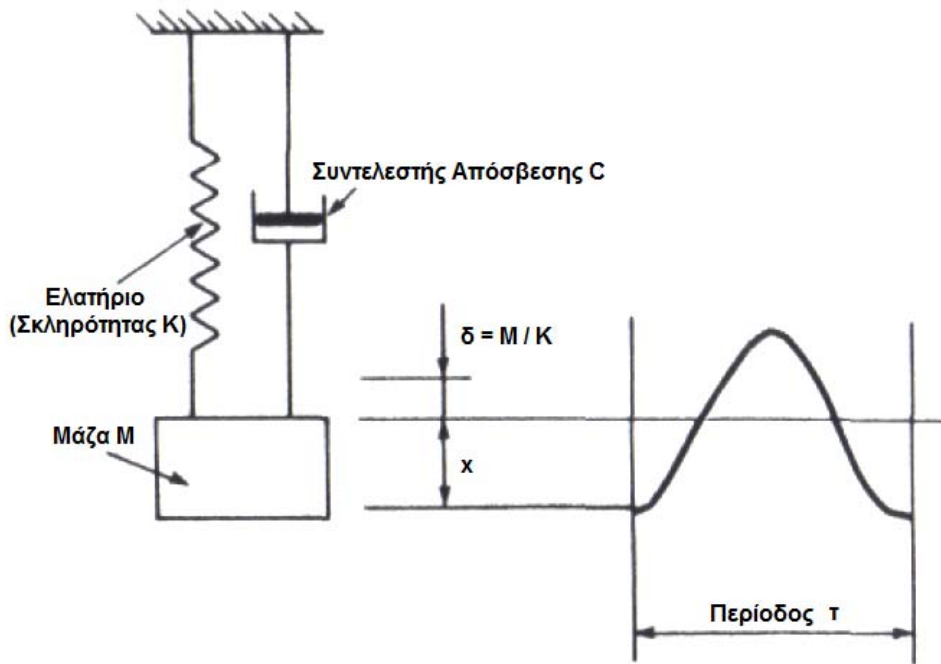
2.11 ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ: ΜΙΑ ΣΤΟΙΧΕΙΩΔΗΣ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

2.11.1 ΒΑΘΜΟΙ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

Σκεφθείτε το αποσβενούμενο σύστημα ελατηρίου – μάζας που φαίνεται στο σχήμα 2-31. Αν η μάζα M είναι εξαναγκασμένη να κινείται μόνο στην κατακόρυφη διεύθυνση, μια μόνο συντεταγμένη, $x(t)$, απαιτείται για να προσδιοριστεί πλήρως η θέση της μάζας από τη θέση στατικής ισορροπίας (το σύστημα λέγεται ότι έχει έναν βαθμό ελευθερίας). Τα συστήματα περιγράφονται σα να έχουν τον αριθμό των βαθμών ελευθερίας που αντιστοιχούν στον αριθμό των συντεταγμένων που απαιτούνται για να προσδιορίσουν τη θέση των μαζών που εμπλέκονται.

Στην κατάσταση ισορροπίας η μάζα M θα κρέμεται ακίνητη στηριζόμενη από το ελατήριο. Το ελατήριο θα είναι τεταμένο κατά την ποσότητα δ που είναι απαραίτητη για να δημιουργήσει μία δύναμη που δρα στη μάζα, με φορά προς τα πάνω και ίση σε μέγεθος με τη δύναμη βαρύτητας που ασκείται στη μάζα, το βάρος. Ορίζουμε τη σκληρότητα του ελατηρίου ή σταθερά K του ελατηρίου ως την απαραίτητη δύναμη, για να επιμηκυνθεί το ελατήριο κατά μία μονάδα μήκους. Συνεπώς $\delta = M \cdot g / K$, όπου g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Η συσκευή απόσβεσης ή ο αποσβεστήρας κραδασμών δεν ασκεί καμία δύναμη στη μάζα, όταν το σύστημα είναι σε στατική ισορροπία.



Σχήμα 2-31. Σύστημα ελατηρίου μάζας με απλή απόσβεση με ένα βαθμό ελευθερίας.

2.11.2 ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ

Εκτρέπουμε τη μάζα M προς τα κάτω κατά x και την αφήνουμε ελεύθερη να κινηθεί. Τη στιγμή της απελευθέρωσης η προς τα πάνω δύναμη του ελατηρίου στη μάζα είναι $K \cdot x$ και δρα, για να προκαλέσει τη μάζα να κινηθεί προς τα πάνω, προς την κανονική θέση ισορροπίας. Όταν η μάζα φθάνει στην κανονική θέση ισορροπίας, η δύναμη του ελατηρίου θα μειωθεί στο μηδέν, αλλά λόγω της αδράνειας, η μάζα θα συνεχίσει να ανεβαίνει συμπιέζοντας το ελατήριο και παράγοντας μία αρνητική δύναμη ελατηρίου που δρα προς τα κάτω στη μάζα και συμπληρωματικά στη δύναμη της βαρύτητας. Αντίστοιχα κατά τη συμπίεση του ελατηρίου κατά μία ποσότητα ίση ή μικρότερη του x η μάζα θα σταματούσε στιγμιαία και μετά θα άρχιζε να πέφτει προς την αρχική στατική θέση ισορροπίας της και πιο πέρα από αυτήν, τεντώνοντας το ελατήριο προς το σημείο, από όπου αφέθηκε προηγουμένως. Αυτός ο κύκλος θα συνεχιστεί, μέχρι να εξαλειφθεί η κίνηση εξαιτίας της απόσβεσης λόγω τριβών.

Με την κυκλική κίνηση η περίοδος τ είναι ο χρόνος που απαιτείται για να επαναληφθεί η περιοδική κίνηση. Η συχνότητα f είναι ο αριθμός των κύκλων στη μονάδα του χρόνου. Ελεύθερη ταλάντωση είναι η περιοδική κίνηση, που προκύπτει, όταν το σύστημα εκτοπίζεται από τη στατική θέση ισορροπίας του. Ταλαντώσεις συμβαίνουν σε μία χαρακτηριστική συχνότητα που ονομάζεται φυσική συχνότητα.

2.11.3 ΑΠΛΗ ΑΡΜΟΝΙΚΗ ΚΙΝΗΣΗ

Ο απλούστερος τύπος περιοδικής κίνησης της μάζας καλείται απλή αρμονική κίνηση. Αυτή απαντάται στο σύστημα ελατηρίου – μάζας όταν δεν υπάρχει απόσβεση. Η επιτάχυνση της μάζας είναι αντιθέτως ανάλογη της απόστασής της από ένα σταθερό σημείο, τη θέση στατικής ισορροπίας στη διαδρομή και η φορά της είναι πάντα προς αυτό το σημείο.

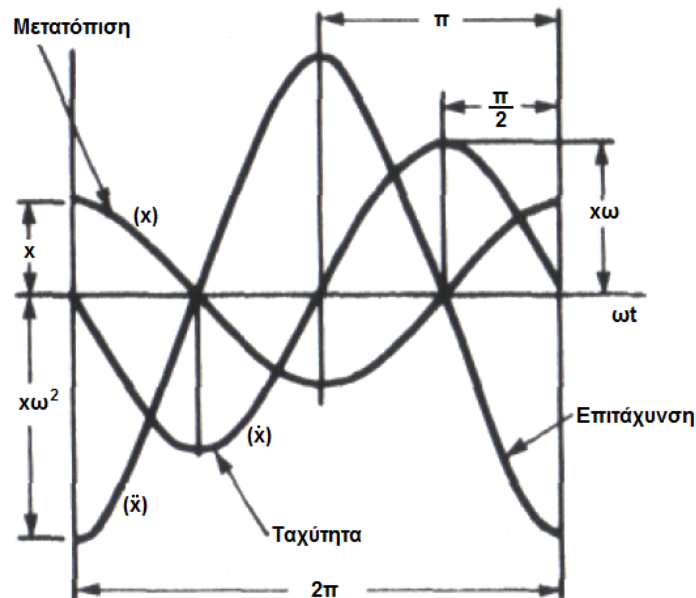
Η στιγμιαία μετατόπιση x της μάζας από το σταθερό σημείο μπορεί να παρασταθεί από την εξίσωση:

$$x = X \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

όπου X είναι η μέγιστη μετατόπιση της μάζας, ω είναι μία σταθερά (κυκλική συχνότητα) και $\omega \cdot t$ μία γωνία (λέγεται φάση) που μετριέται σε ακτίνια. Η γωνιακή περίοδος της παραπάνω συνάρτησης είναι $2 \cdot \pi$ έτσι ώστε $\omega \cdot t = 2 \cdot \pi$ όπου t είναι η περίοδος σε μονάδες χρόνου.

Συνεπώς $\omega = 2 \cdot \pi / \tau = 2 \cdot \pi \cdot f$ όπου f είναι η κυκλική συχνότητα. Άρα, $f = 1 / \tau = \omega / 2 \cdot \pi$

και $\tau = 1 / f = 2 \cdot \pi / \omega$.



Σχήμα 2-32. Κυκλική αναπαράσταση και σχέση της γωνίας φάσης με τη μετατόπιση, ταχύτητα και επιτάχυνση της μάζας M σε ένα απλό σύστημα ελατηρίου – μάζας.

Αν η μετατόπιση της μάζας M υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$x = X \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

τότε η ταχύτητα της μάζας θα δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$v = \frac{dx}{dt} = \dot{x} = -X \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) = X \cdot \omega \cdot \cos\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2}\right)$$

Αυτή είναι μία αρμονική συνάρτηση με την ίδια συχνότητα με τη μετατόπιση και με πλάτος ω φορές μεγαλύτερο από αυτήν (τη μετατόπιση). Η ταχύτητα προπορεύεται της μετατόπισης κατά γωνία φάσης 90° ή $\pi/2$.

Η επιτάχυνση της μάζας M υπολογίζεται από την εξίσωση:

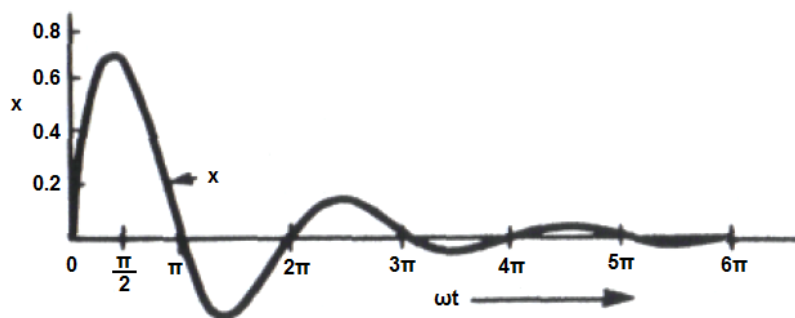
$$a = \frac{dv}{dt} = \ddot{x} = -X \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) = X \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \pi)$$

Το πλάτος της επιτάχυνσης είναι ω^2 φορές μεγαλύτερο της μετατόπισης και προπορεύεται αυτής (της μετατόπισης) κατά γωνία φάσης 180° ή π . Αυτές οι συσχετίσεις της μετατόπισης, της ταχύτητας και της επιτάχυνσης παριστάνονται στο σχήμα 2-32.

2.11.4 ΙΞΩΔΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗ

Όλα τα ταλαντούμενα συστήματα θα αντιμετωπίσουν κάποια τριβή ή αντίσταση που ονομάζεται απόσβεση. Αυτή τείνει να επιβραδύνει την κίνηση και να αποσβέσει την ταλάντωση. Η απόσβεση προκύπτει για διάφορους λόγους: απόσβεση λόγω αέρα, τριβή υγρού, ξηρά τριβή Coulomb, μαγνητική απόσβεση ή εσωτερική υστέρηση.

Με ισχυρή απόσβεση η κίνηση δεν είναι ταλαντωτική. Όταν διεγερθεί η μάζα απλά επιστρέφει στη θέση στατικής ισορροπίας και το σύστημα λέγεται υπεραποσβενυμένο. Ένα κρίσιμο αποσβενυμένο σύστημα είναι η μέση κατάσταση. Με την απελευθέρωση η μάζα δεν ταλαντώνεται και απλά επιστρέφει γρήγορα στη θέση στατικής ισορροπίας.



Σχήμα 2-33. Διάγραμμα μετατόπισης – χρόνου για σύστημα ελατηρίου – μάζας με απόσβεση.

Οι δυνάμεις απόσβεσης πάντα ανθίστανται στην κίνηση της μάζας και για απλοποίηση η ιξώδης απόσβεση υποτίθεται συχνά, όταν οι δυνάμεις που αντιστέκονται στην κίνηση είναι ανάλογες με την ταχύτητα. Αυτό εμφανίζεται όταν η ανθιστάμενη δύναμη οφείλεται στην ιξώδη αντίσταση σε ένα υγρό μέσο όπως σε έναν ιδανικό αποσβεστήρα κραδασμών. Ο

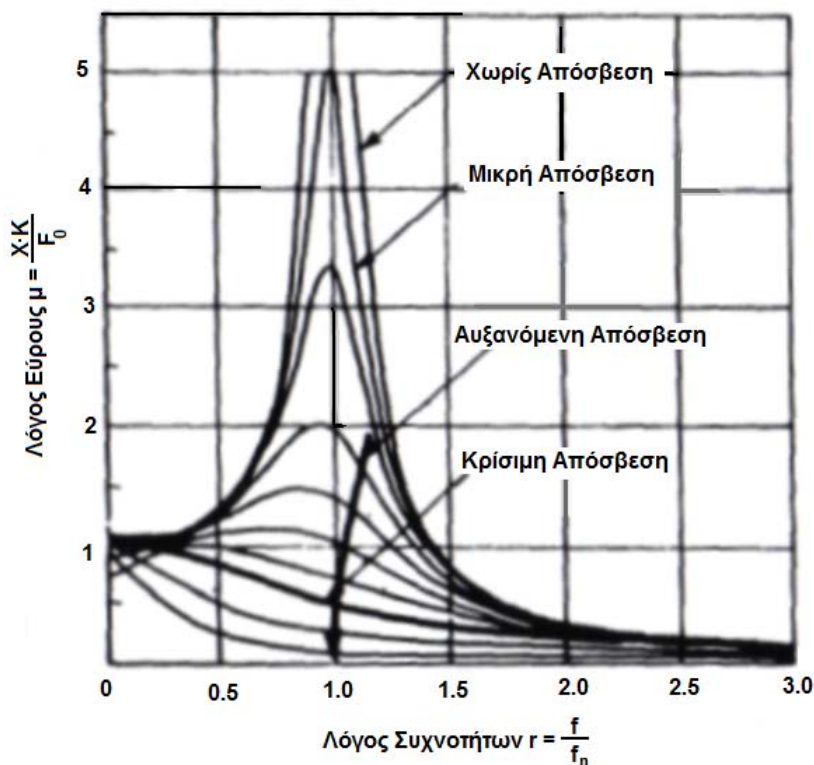
αποσβεστήρας κραδασμών χαρακτηρίζεται από ένα συντελεστή αναλογίας C , που ονομάζεται συντελεστής ιξώδους απόσβεσης και η συνολική δύναμη απόσβεσης κάθε χρονική στιγμή υπολογίζεται από την έκφραση $C \cdot \dot{x}$, όπου \dot{x} είναι η ταχύτητα της μάζας.

2.11.5 ΕΞΙΣΩΣΗ ΚΙΝΗΣΗΣ

Η κίνηση της μάζας ελέγχεται από το δεύτερο νόμο του Νεύτωνα για την κίνηση: $\sum F = M \cdot a$, όπου $\sum F$ είναι το άθροισμα όλων των δυνάμεων που ασκούνται στη μάζα και a είναι η επιτάχυνση (\ddot{x}) της μάζας. Η εφαρμογή του νόμου του Νεύτωνα είναι φανερή στην εξίσωση κίνησης για τη μάζα:

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = 0$$

Για την ελεύθερη ταλάντωση ενός υποαποσβενυμένου συστήματος η κίνηση της μάζας ως συνάρτηση του χρόνου θα είναι παρόμοια με αυτή που παρουσιάζεται στο σχήμα 2-33. Πρόκειται για την κίνηση που προκύπτει από ένα απότομο ή οξύ χτύπημα, το οποίο εφαρμόζεται σε ένα σύστημα που βρίσκεται αρχικά σε ηρεμία και δίνεται από τη λύση της ανωτέρω εξίσωσης.



Σχήμα 2-34. Εύρος της ταλάντωσης της μάζας, σε ένα σύστημα μάζας – ελατηρίου, ως κλάσμα της διεγείρουσας συχνότητας σε διάφορα επίπεδα απόσβεσης του συστήματος.

Όταν εξωτερικές δυνάμεις, συνήθως περιοδικές του τύπου $F = F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ ή $F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)$, δρουν πάνω σε ένα σύστημα, η προκύπτουσα κίνηση περιγράφεται ως εξαναγκασμένη ταλάντωση. Αρχικά το σύστημα τείνει να ταλαντωθεί στη δική του φυσική συχνότητα (ιδιοσυχνότητα) καθώς και να αποκριθεί στη συχνότητα της διεγείρουσας δύναμης. Ωστόσο, εξαιτίας της απόσβεσης λόγω τριβών, η συνιστώσα της φυσικής συχνότητας (ιδιοσυχνότητας) φθίνει και θα παραμείνει μόνον η κίνηση η προκύπτουσα από τη διεγείρουσα δύναμη. Το σύστημα είναι τότε σε ταλάντωση σταθερής κατάστασης.

Όταν η συχνότητα της διέγερσης αντιστοιχεί στην αποσβενυμένη φυσική συχνότητα το σύστημα είναι σε συντονισμό και το πλάτος της ταλάντωσης αυξάνει σε πολύ υψηλές τιμές που επηρεάζονται μόνο από την απόσβεση που υπάρχει στο σύστημα. Αυτό παρουσιάζεται στο σχήμα 2-34, το οποίο δείχνει τη μετατόπιση της μάζας σε διάφορες συχνότητες για διαφορετικές τιμές της ιξώδους απόσβεσης.

Η μετατόπιση δίνεται ως ο λόγος $\mu = X \cdot K / F_0$, ο οποίος ονομάζεται παράγοντας ενίσχυσης ή παράγοντας μεγέθυνσης. Αυτός είναι ο λόγος της πραγματικής μετατόπισης X εκφρασμένος σε όρους παραμόρφωσης του ελατηρίου, η οποία προκαλείται από τη στατική εφαρμογή της δύναμης F_0 , δηλαδή η στατική παραμόρφωση ισούται με F_0 / K .

Η τετμημένη στο σχήμα 2-34 είναι ο λόγος συχνοτήτων r που ορίζεται ως:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{f}{f_n} = \frac{\text{εξαναγκασμένη συχνότητα}}{\text{φυσική συχνότητα}}$$

Ο παράγοντας ιξώδους απόσβεσης ρ ορίζεται ως:

$$\rho = \frac{c}{c_{cr}}$$

όπου c_{cr} είναι η τιμή του συντελεστή ιξώδους απόσβεσης όταν το σύστημα είναι κρίσιμα αποσβενύμενο. Το c_{cr} μπορεί ναδειχθεί ότι είναι: $c_{cr} = 2 \cdot M \cdot \omega_n = 2 \cdot K / \omega_n$, αφού

$\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f_n = \sqrt{K/M}$, όπου ω_n η μη αποσβενυμένη φυσική γωνιακή συχνότητα.

Η αναφορά στο σχήμα 2-34 καταδεικνύει ότι, στο συντονισμό, με την οδηγήτρια συχνότητα ίση με τη φυσική αποσβενυμένη συχνότητα, το πλάτος της κίνησης (μ) αυξάνει, σύμφωνα με την απόσβεση στο σύστημα. Χωρίς απόσβεση το θεωρητικό πλάτος της ταλάντωσης είναι άπειρο.

Σε ένα σύστημα με εξαναγκασμένη ταλάντωση σταθερής κατάστασης και ιξώδη απόσβεση, η μετατόπιση της μάζας είναι αρμονική και συμβαίνει στην ίδια συχνότητα με την

οδηγούσα δύναμη, αλλά δεν είναι σχεδόν ποτέ σε φάση με αυτήν (την εξωτερική οδηγούσα δύναμη). Η μετατόπιση υστερεί της οδηγούσας δύναμης κατά τη γωνία α . Συνεπώς, αν η οδηγούσα δύναμη είναι $F = F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$, η μετατόπιση θα είναι $x = X_0 \cdot \sin(\omega \cdot t - \alpha)$.

Η γωνία α εξαρτάται από λόγο συχνοτήτων $r = f / f_n$ και το βαθμό της ιξώδους απόσβεσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-35. Όταν η συχνότητα της διέγερσης είναι ίση με την αποσβενυμένη φυσική συχνότητα ($r = 1$), η γωνία είναι πάντα 90° , ανεξάρτητα από το βαθμό απόσβεσης στο σύστημα.

2.11.6 ΜΗ ΙΞΩΔΗΣ ΑΠΟΣΒΕΣΗ

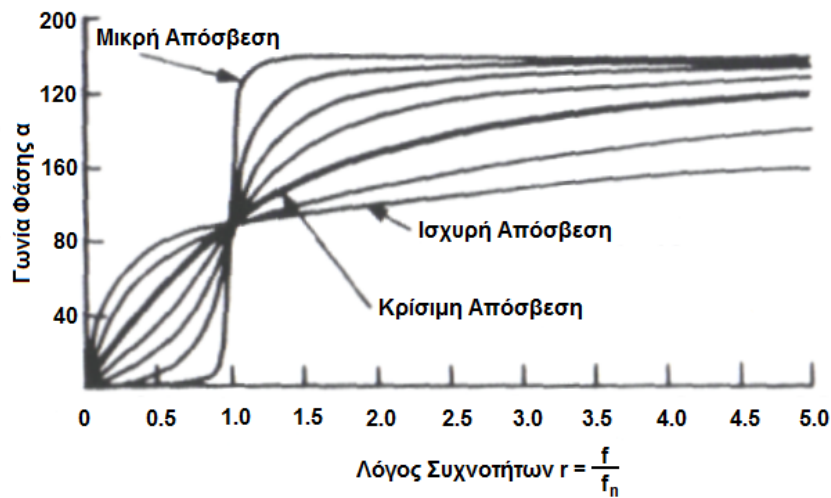
Απόσβεση είναι οποιαδήποτε δύναμη που ανθίσταται στην κίνηση καθ' όλη τη διάρκειά της. Η ιξώδης απόσβεση, όπου η ανθιστάμενη δύναμη είναι ανάλογη της ταχύτητας, είναι ο ευκολότερος τύπος απόσβεσης, ως προς τη μαθηματική του αντιμετώπιση. Επιπλέον, οι ιξώδεις αποσβεστήρες είναι εύκολοι στην κατασκευή. Ωστόσο το ιξώδες των περισσότερων υγρών μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία τόσο, ώστε είναι πολύ δύσκολο να επιτευχθεί ιξώδης απόσβεση ανεξάρτητη της θερμοκρασίας.

Πολλές πρακτικές συσκευές απόσβεσης ή αποσβεστήρες κραδασμών είναι του τύπου όπου ένα ρευστό, υγρό ή αέριο, συμπιέζεται δια μέσου ενός στομίου για να δημιουργήσει την ανθιστάμενη δύναμη. Η δύναμη απόσβεσης είναι τότε ανάλογη του τετραγώνου της ταχύτητας της σχετικής κίνησης στον αποσβεστήρα.

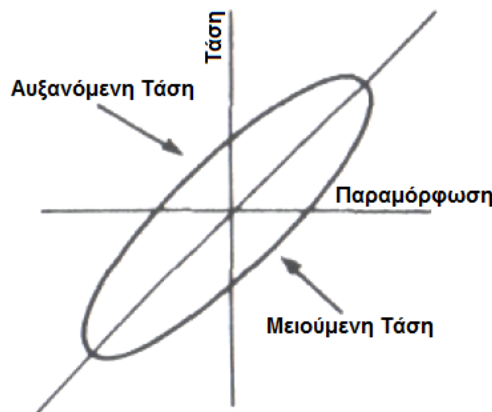
Η οπισθέλκουσα δύναμη τριβής των ξηρών επιφανειών είναι πρακτικώς ανεξάρτητη της ταχύτητας και ασκεί μία σχεδόν σταθερή οπισθέλκουσα, που ανθίσταται στην κίνηση μίας ταλαντούμενης μάζας. Αυτό περιγράφεται ως απόσβεση Coulomb.

Η απόσβεση με υστέρηση είναι σχεδόν πάντοτε παρούσα σε ταλαντούμενα συστήματα με ελαστικές δυνάμεις αποκατάστασης, αν και σπάνια είναι επαρκούς μεγέθους ώστε να ληφθεί υπ' όψιν κατά τους υπολογισμούς. Αυξάνεται λόγω εσωτερικών φαινομένων τριβής σε κάθε σύστημα μηχανικού ελατηρίου ή ελατηρίου αερίου που υφίσταται συνεχόμενη κυκλική κάμψη. Το φαινόμενο παρουσιάζεται στο σχήμα 2-36. Αυτό το σχήμα, λοιπόν, δείχνει ένα διάγραμμα τάσης / παραμόρφωσης για τα μεταλλικά στοιχεία σε ένα μηχανικό ελατήριο, για παράδειγμα. Όταν το ελατήριο συμπιέζεται ή εκτονώνεται η τάση και η παραμόρφωση αμφοτέρως αυξάνουν. Η καμπύλη που παράγεται κατά τη διάρκεια της χαλάρωσης είναι ελαφρώς διαφορετική από την καμπύλη που ακολουθείται κατά τη διάρκεια της συμπίεσης και εκτόνωσης, εξαιτίας εσωτερικών φαινομένων υστέρησης. Άρα, η

επιφάνεια του βρόχου που δημιουργείται, είναι ένα μέτρο της ενέργειας που καταναλώνεται από την εσωτερική τριβή και τελικά γίνεται αντιληπτή ως θερμότητα.



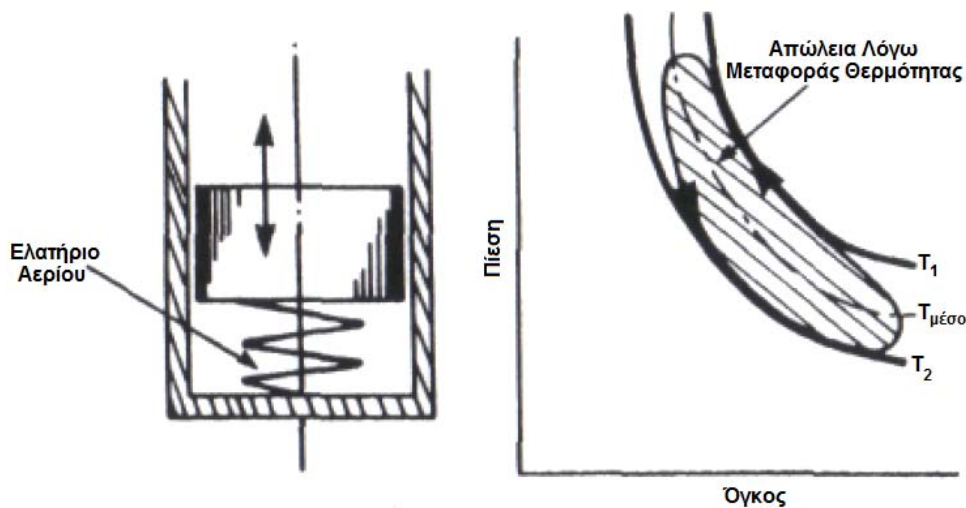
Σχήμα 2-35. Η γωνία φάσης α , με την οποία η διεγείρουσα δύναμη προηγείται της μετατόπισης στην εξαναγκασμένη ταλάντωση σταθερής κατάστασης ενός συστήματος ελατηρίου – μάζας, ως συνάρτηση της διεγείρουσας συχνότητας και σε διάφορα επίπεδα απόσβεσης του συστήματος.



Σχήμα 2-36. Βρόχος υστέρησης για ένα ελαστικό στοιχείο σε ένα ταλαντούμενο σύστημα.

Στα ελατήρια αερίου απαντώνται παρόμοια φαινόμενα. Θεωρείστε, για παράδειγμα, τη διάταξη εμβόλου κυλίνδρου που φαίνεται στο σχήμα 2-37, όπου το αέριο περιέχεται στο χώρο κάτω από το έμβολο. Όταν η μάζα ταλαντώνεται στον κύλινδρο, το αέριο συμπιέζεται κατά τη διάρκεια της καθόδου και εκτονώνεται κατά τη διάρκεια της ανόδου της μάζας. Η συμπίεση και εκτόνωση ακολουθούν μια, κατά κάποιον τρόπο, ενδιάμεση διεργασία μεταξύ ισόθερμης και αδιαβατικής, αλλά, ως συνέπεια της μεταφοράς θερμότητας, η καμπύλη που

ακολουθείται από τη διεργασία εκτόνωσης είναι διαφορετική από αυτή που ακολουθείται από τη διαδικασία συμπίεσης. Το καθαρό αποτέλεσμα αντιστοιχεί σε μία απώλεια υστέρησης αερίου και μπορεί να οδηγήσει σε αισθητή κατανάλωση ενέργειας, η οποία αποτελεί ουσιαστικά, μία από τις κύριες δευτερεύουσες απώλειες των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.



Σχήμα 2-37. Ισοδύναμος βρόχος υστέρησης για ένα σύστημα ελατηρίου αερίου που απορρέει από εσωτερική τριβή και εξωτερική μεταφορά θερμότητας.

2.12 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΟΤΕΡΟΥΣ ΑΠΟ ΕΝΑ ΒΑΘΜΟΥΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

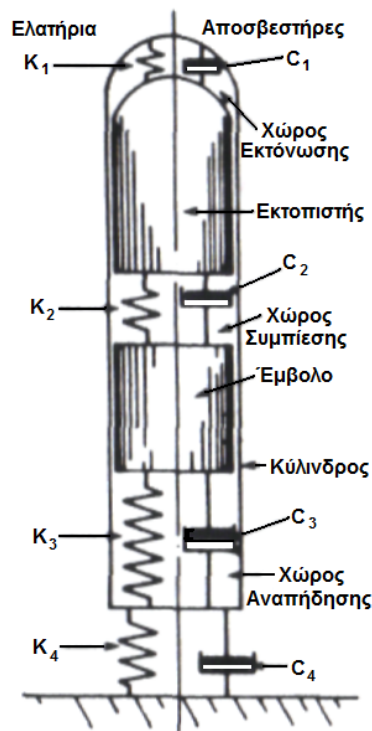
Έχουμε αναφερθεί εκτενώς στο απλούστερο δυνατό σύστημα, με σκοπό μία στοιχειώδη θεώρηση των φαινομένων ταλάντωσης. Υποθέσαμε ότι, η μάζα εξαναγκάζεται να κινηθεί στην κατακόρυφη κατεύθυνση και επομένως, μία μόνο συντεταγμένη ήταν απαραίτητη για να προσδιορίσει πλήρως τη γεωμετρική θέση της μάζας του συστήματος στο χώρο. Η χρήση μίας μόνο συντεταγμένης όρισε ότι το σύστημα έχει ένα βαθμό ελευθερίας.

Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων είναι πιο σύνθετες και τυπικά περιλαμβάνουν διάφορες μάζες με πολλαπλά ελατήρια και συσκευές απόσβεσης. Το γενικευμένο διάγραμμα για μία μηχανή εμβόλου – εκτοπιστή φαίνεται στο σχήμα 2-38. Περιλαμβάνει ένα σύστημα τριών μαζών: το έμβολο, τον εκτοπιστή και ένα κύλινδρο με μέχρι τέσσερα ελατήρια και τέσσερις αποσβεστήρες. Το λιγότερο τρεις συντεταγμένες είναι απαραίτητες για να περιγράψουν τη γεωμετρική θέση των τριών μαζών, ακόμη και αν θεωρήσει κανείς ότι εξαναγκάζονται να κινηθούν μόνο στην κατακόρυφη κατεύθυνση. Αυτό θα μπορούσε να περιγραφεί τότε ως ένα αποσβενυμένο σύστημα ελατηρίου – μάζας με τρεις βαθμούς ελευθερίας. Αν οι μάζες ήταν ελεύθερες να περιστραφούν περί τον κατακόρυφο άξονά τους

επιπλέον τρεις συντεταγμένες θα ήταν απαραίτητες για να καθορίσουν τη γωνιακή θέση τους κάνοντάς το έτσι, ένα σύστημα με έξι βαθμούς ελευθερίας. Στην πράξη οι περισσότερες μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων είναι συμμετρικές ως προς τον άξονα του κυλίνδρου έτσι ώστε η περιστροφική κίνηση με τυχαίο ή ελεγχόμενο τρόπο μπορεί γενικά να αγνοηθεί στη δυναμική ανάλυση.

Σε πολλές περιπτώσεις ο κύλινδρος ή το έμβολο είναι επαρκώς βαριά ή καλά στερεωμένα στις εδράσεις, έτσι ώστε να είναι σταθερά στο χώρο. Τιοιουτοτρόπως, το πρόβλημα ελαττώνεται σε ένα σύστημα δύο βαθμών ελευθερίας.

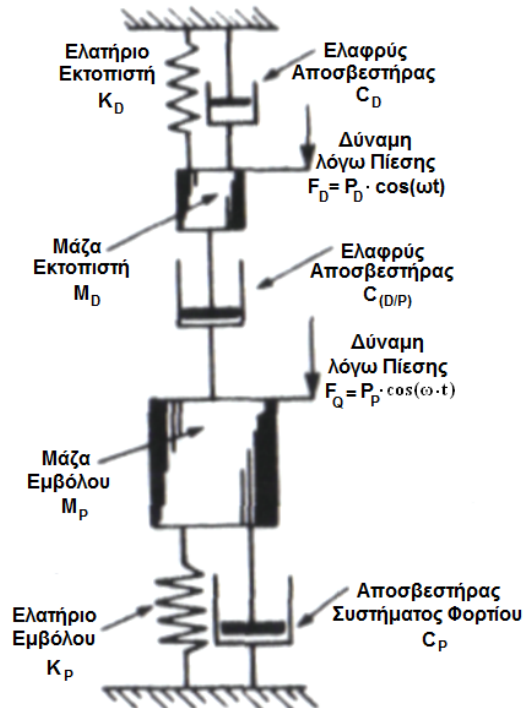
Οι ίδιες αρχές που συζητήθηκαν παραπάνω εφαρμόζονται σε συστήματα όπου υπάρχουν περισσότεροι του ενός βαθμοί ελευθερίας, αλλά οι λεπτομέρειες της ανάλυσης είναι σημαντικά πιο περίπλοκες. Όλα τα κείμενα που αναφέρονται ανωτέρω περιλαμβάνουν κεφάλαια για τα συστήματα με πολλαπλούς βαθμούς ελευθερίας.



Σχήμα 2-38. Γενικευμένο σύστημα μάζας, ελατηρίου, αποσβεστήρα μίας μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων εμβόλου – εκτοπιστή.

Για να παρουσιάσουμε την πολυπλοκότητα που προκύπτει με την εισαγωγή ενός δεύτερου βαθμού ελευθερίας, θεωρούμε το σύστημα δύο μαζών – δύο ελατηρίων του σχήματος 2-39. Αυτό περιέχει δύο μάζες, ένα βαρύ έμβολο P και ένα πολύ ελαφρύτερο εκτοπιστή D , και δύο ελατήρια με μέτρα δυσκαμψίας K_p και K_d . Διεγείρουσες δυνάμεις F_p

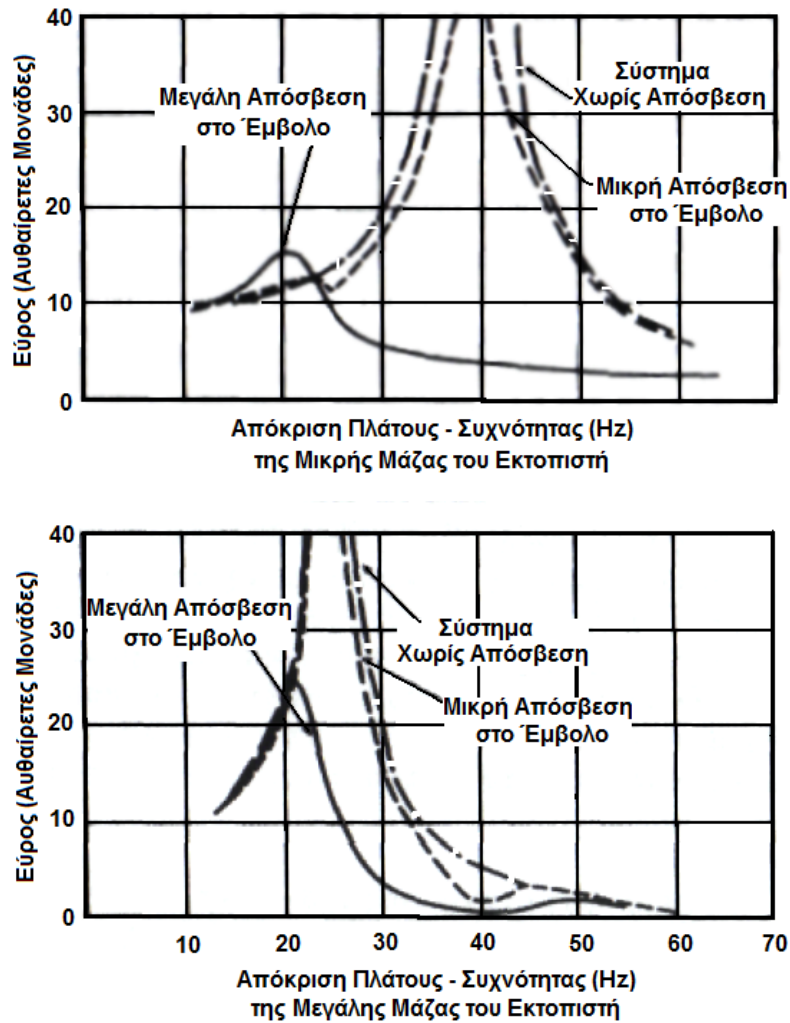
και F_D ασκούνται σε αμφότερα τα P και D . Αυτές οι δυνάμεις είναι ημιτονοειδώς μεταβαλλόμενες, της ίδιας συχνότητας, σε φάση αλλά διαφορετικού εύρους. Αυτό το μοντέλο μοιάζει κατά κάποιο τρόπο με μία μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων που έχει ένα έμβολο και έναν εκτοπιστή στον ίδιο κύλινδρο.



Σχήμα 2-39. Σύστημα ελατηρίου μάζας με απόσβεση με δύο βαθμούς ελευθερίας που μοιάζει με μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων.

Το πλάτος της ταλάντωσης των δύο μαζών ως συνάρτηση της επιβαλλόμενης από τη δύναμη συχνότητας παρουσιάζεται στο σχήμα 2-40. Έχουν σχεδιαστεί δύο χωριστές εικόνες, η μία για το πλάτος της μάζας D και η άλλη για τη μάζα P . Για το σκοπό της εικόνας αυτής θεωρήθηκε ότι υπήρχε σημαντική διαφορά στις μάζες, για παράδειγμα $M_P = 10 \cdot M_D$, ότι $K_P = 4 \cdot K_D$ και ότι το μέγιστο πλάτος F_P και F_D των διεγερουσών δυνάμεων παρέμεινε σταθερό με $F_P = 4 \cdot F_D$. Σε μία πραγματική μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων η πίεση είναι, φυσικά, συνάρτηση του πλάτους της ταλάντωσης και συνεπώς οι ισοδύναμες F_P και F_D θα μεταβάλλονται όπως το πλάτος της ταλάντωσης.

Η παρατήρηση του σχήματος 2-40 υποδεικνύει ότι, όταν δεν υπάρχει απόσβεση μεταξύ των μαζών, το σύστημα συμπεριφέρεται σαν δύο ανεξάρτητα συστήματα, ενός βαθμού ελευθερίας, με φυσική συχνότητα 25 Hz για το έμβολο και 40 Hz για τον εκτοπιστή. Η χαρακτηριστική πλάτους – συχνότητας φαίνεται στην εικόνα με τις διακεκομμένες γραμμές.



Σχήμα 2-40. Το εύρος της ταλάντωσης ως συνάρτηση της διεγείρουσας συχνότητας για τις δύο μάζες M_P και M_D ενός συστήματος δύο μαζών δύο βαθμών ελευθερίας με απόσβεση.

Εφαρμογή μέτριας απόσβεσης στο έμβολο και πολύ ελαφριάς απόσβεσης στον εκτοπιστή, με ελαφρύ αποσβεστήρα συνδεδεμένο μεταξύ των στοιχείων έχει ως αποτέλεσμα τις ενδιάμεσες εστιγμένες καμπύλες. Η εφαρμογή μεγάλης απόσβεσης στο έμβολο με την ίδια μέτρια απόσβεση να συνδέει τις μάζες και να εφαρμόζεται στον εκτοπιστή έχει ως αποτέλεσμα τη χαρακτηριστική πλάτους – συχνότητας που φαίνεται από τις καμπύλες με τη συνεχή γραμμή. Η συχνότητα συντονισμού για το έμβολο στο αποσβεσμένο συνδεδεμένο σύστημα έχει μειωθεί περίπου στους 20 κύκλους ανά δευτερόλεπτο και υπάρχει ένα αντίστοιχο πλάτος ταλάντωσης κατά το συντονισμό για τον εκτοπιστή στην ίδια συχνότητα. Στην υψηλότερη συχνότητα των 40 Hz όπου ο εκτοπιστής πλησιάζει το μέγιστο πλάτος του το έμβολο είναι πρακτικώς στάσιμο.

Το σχήμα 2-40 περιλαμβάνεται απλώς για να παρουσιάσει μερικές από τις πολυπλοκότητες ενός συστήματος πολλαπλών μαζών που ομοιάζει με μία ιδεατή μηχανή

Stirling ελευθέρων εμβόλων και όχι για να γίνει αντικείμενο επισταμένης μελέτης από τον αναγνώστη. Υπάρχουν πραγματικά πολύ λίγες γενικεύσεις που μπορούν να γίνουν για συστήματα με πολλούς βαθμούς ελευθερίας, εξαιτίας της μεγάλης ποικιλομορφίας των διατάξεων, συνδετικών ελατηρίων, γεωμετρίας απόσβεσης, και άλλων. Κάθε σύστημα πρέπει να αναλυθεί ξεχωριστά. Τεχνικές για αυτό δίνονται σε όλα τα κύρια κείμενα των μηχανικών ταλαντώσεων.

2.13 ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Τα ταλαντούμενα συστήματα μπορεί να είναι είτε γραμμικά είτε μη γραμμικά. Σε ένα γραμμικό σύστημα ισχύει η αρχή της επαλληλίας. Για παράδειγμα αν η περιοδική διεγείρουσα δύναμη που ασκείται σε ένα σύστημα διπλασιαστεί η απόκριση του συστήματος θα διπλασιαστεί επίσης.

Σε ένα μη γραμμικό σύστημα η αρχή της επαλληλίας δεν ισχύει. Μπορεί η απόκριση να εξαρτάται από αμφότερα τη συχνότητα και το εύρος της διεγείρουσας. Ένα άλλο χαρακτηριστικό ενός γραμμικού συστήματος είναι ότι έχει μία και μοναδική θέση ισορροπίας. Τα μη γραμμικά συστήματα μπορούν να έχουν περισσότερες από μία θέσεις ισορροπίας ανάλογα με τις συνθήκες της ισορροπίας. Στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων ο οδηγούμενος εκτοπιστής είναι μη γραμμικό σύστημα ενώ ο συντονισμένος εκτοπιστής, που κινείται με απλή αρμονική κίνηση, είναι ένα γραμμικό σύστημα.

Η ανάλυση των μη γραμμικών συστημάτων είναι πολύ δύσκολη και πάρα πολλά προβλήματα μηχανικής γραμμικοποιούνται για να απλοποιηθεί η ανάλυση, αν και μερικά φαινόμενα δεν μπορούν να προβλεφθούν από τη γραμμική θεωρία. Στις απλές αναλύσεις μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων υποθέτουμε πάντα γραμμικά συστήματα, αλλά υπάρχουν σημαντικές αποκλίσεις από τη γραμμικότητα στις πραγματικές μηχανές εμφανείς στη μη ημιτονοειδή κίνηση των παλινδρομούντων στοιχείων και στις μετρούμενες χαρακτηριστικές πίεσης – χρόνου.

2.14 ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΩΝ ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

2.14.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η παλινδρομική αρμονική κίνηση μπορεί να παρασταθεί αποτελεσματικά από την προβολή του τελικού σημείου ενός περιστρεφόμενου φορέα σε κατακόρυφους ή οριζόντιους άξονες μέσω του κέντρου της περιστροφής “*O*” όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2-41. Ένα διάνυσμα μήκους *X* περιστρέφεται αντίθετα στην κίνηση των δεικτών του ρολογιού γύρω από

το κέντρο O με μία γωνιακή ταχύτητα ω και αφετηρία τη θέση που έχει το διάνυσμα, όταν αυτό κείται στον οριζόντιο θετικό ημιάξονα. Η γωνιακή μετατόπιση είναι τότε $\omega \cdot t$, όπου t ο χρόνος. Η προβολή του διανύσματος έχει μέτρο $x = X \cdot \cos(\omega \cdot t)$ και απόσταση Oa στον οριζόντιο άξονα και $y = X \cdot \sin(\omega \cdot t)$ και απόσταση Ob στον κατακόρυφο άξονα. Αμφότερες οι άκρες των προβολών αναπαριστούν απλή αρμονική κίνηση, αλλά για ευκολία ας θεωρήσουμε μόνο την οριζόντια προβολή $x = X \cdot \cos(\omega \cdot t)$. Τότε, η προβολή του διανύσματος Oc μήκους X στον άξονα x έχει την ίδια απλή αρμονική κίνηση όπως η μετατόπιση μίας μάζας M σε ένα ελατήριο στο απλό σύστημα ενός βαθμού ελευθερίας που φαίνεται στο σχήμα 2-31.

Ας θυμηθούμε τώρα:

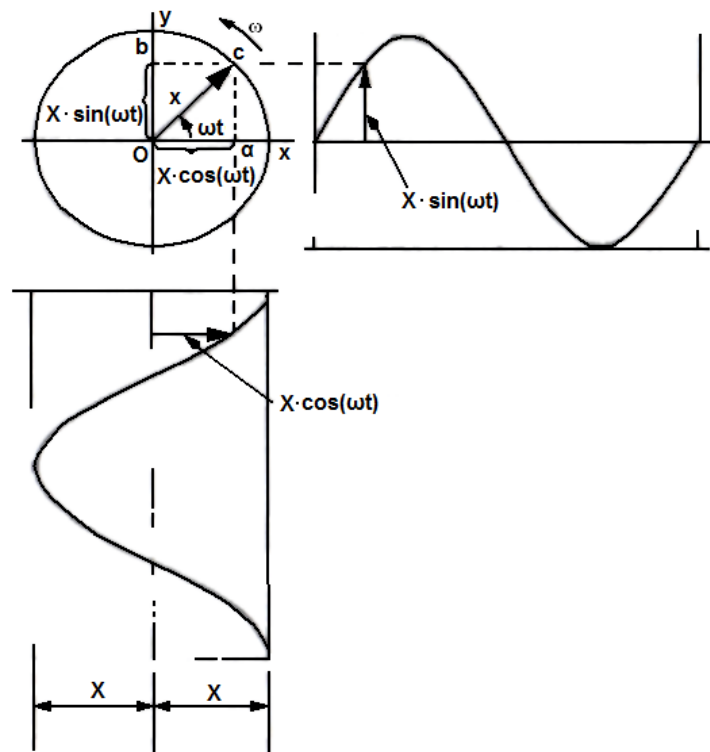
(a) η ταχύτητα της μάζας M ήταν

$$\dot{x} = -X \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) = X \cdot \omega \cdot \cos\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2}\right)$$

και

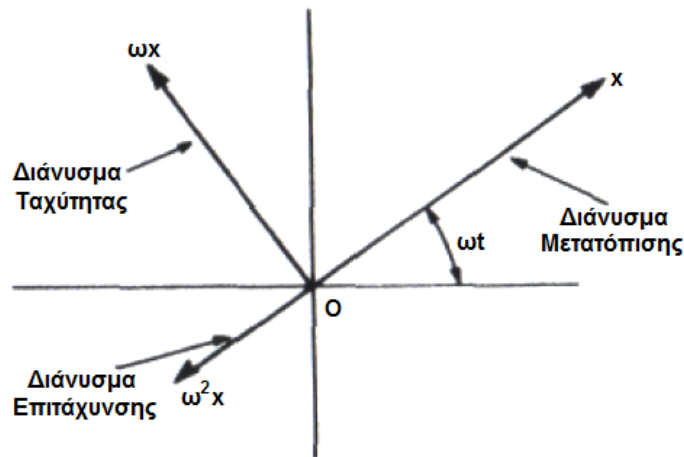
(b) η επιτάχυνση της μάζας M ήταν

$$\ddot{x} = X \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) = X \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \pi)$$



Σχήμα 2-41. Διανυσματική αναπαράσταση της απλής αρμονικής κίνησης.

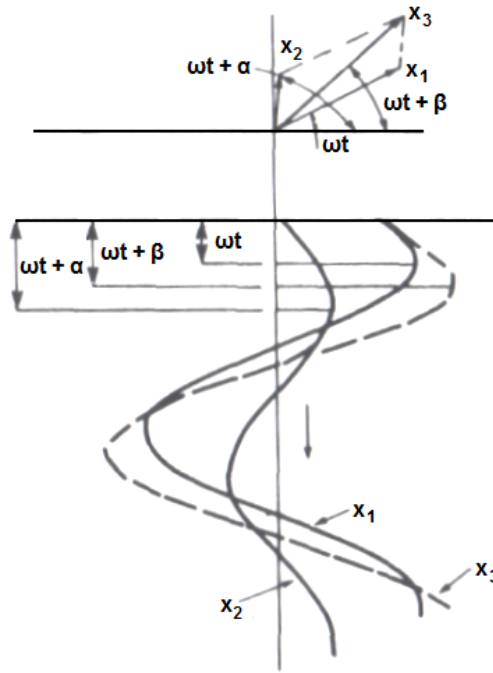
Οι όροι της ταχύτητας και της επιτάχυνσης μπορούν να παρασταθούν με τον ίδιο τρόπο όπως η μετατόπιση, με πρόσθετα διανύσματα μήκους $\omega \cdot X$ για την ταχύτητα και $\omega^2 \cdot X$ για την επιτάχυνση, όπως παρουσιάζονται στο σχήμα 2-42. Το διάνυσμα της ταχύτητας προηγείται του διανύσματος της μετατόπισης κατά 90° ή $\pi/2$, όπως απαιτείται από την παραπάνω εξίσωση. Το διάνυσμα της επιτάχυνσης προπορεύεται αυτού της μετατόπισης κατά 180° ή π . Η προβολή των διανυσμάτων της ταχύτητας και της επιτάχυνσης στον οριζόντιο άξονα δίνουν αποστάσεις από την αρχή των αξόνων O με μέτρα $\dot{x} = X \cdot \omega \cdot \cos\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2}\right)$ και $\ddot{x} = -X \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \pi)$, σύμφωνα ακριβώς με τις παραπάνω εξισώσεις.



Σχήμα 2-42. Διανυσματική αναπαράσταση της μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης.

2.14.2 ΠΡΟΣΘΕΣΗ ΚΑΙ ΑΦΑΙΡΕΣΗ ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΩΝ

Διανύσματα που παριστούν ποσότητες που έχουν ίδια συχνότητα, αλλά διαφορετική γωνία φάσης και μέτρο μπορούν να αθροισθούν ή να αφαιρεθούν γραφικά όπως παρουσιάζει το σχήμα 2-43. Σε αυτήν την περίπτωση το διάνυσμα X_1 γωνίας $\omega \cdot t$ προστίθεται στο διάνυσμα X_2 με γωνία φάσης $(\omega \cdot t + \alpha)$ για να σχηματίσουν το συνιστάμενο διάνυσμα X_3 γωνίας φάσης $(\omega \cdot t + \beta)$. Τότε το συνιστάμενο διάνυσμα X_3 παριστάνει ακριβώς το άθροισμα των δύο διανυσμάτων X_1 και X_2 . Η οριζόντια προβολή του διανύσματος X_3 , $x_3 = X_3 \cdot \cos(\omega \cdot t + \beta)$ είναι με ίση με το άθροισμα της οριζόντιας προβολής $x_1 = X_2 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha)$.



Σχήμα 2-43. Διανυσματική πρόσθεση με το προκύπτον διάνυσμα.

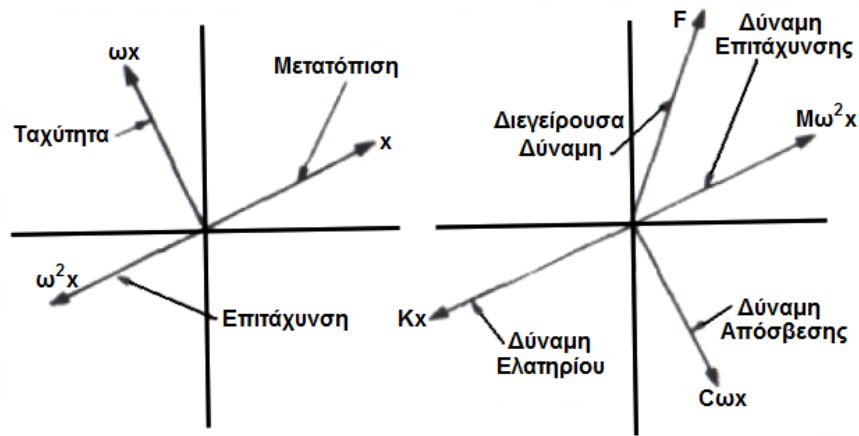
2.14.3 ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΔΥΝΑΜΗΣ

Είναι χρήσιμο τώρα να υπενθυμίσουμε ένα ταλαντευόμενο σύστημα μάζας – ελατηρίου όπου η δύναμη ελατηρίου $K \cdot x$ συνεχώς ανθίσταται στη μετατόπιση και μπορεί συνεπώς να παρασταθεί από ένα περιστρεφόμενο διάνυσμα $K \cdot x$ με κατεύθυνση αντίθετη του διανύσματος της μετατόπισης X όπως φαίνεται στο σχήμα 2-44. Η δύναμη απόσβεσης $C \cdot \dot{x}$ είναι συνάρτηση αμοτέρων της ταχύτητας της μάζας και του συντελεστή ιξώδους απόσβεσης, C , και ενεργεί πάντοτε για να αντισταθεί στην κίνηση της μάζας. Θα μπορούσε, συνεπώς, να παρασταθεί από ένα διάνυσμα μήκους $C \cdot \omega \cdot x$ διαμετρικά αντίθετο στο διάνυσμα της ταχύτητας. Ομοίως, η δύναμη αδράνειας, $M \cdot \ddot{x}$, πάντοτε ανθίσταται στην επιτάχυνση της μάζας και μπορεί να παρασταθεί από το διάνυσμα $M \cdot \omega^2 \cdot x$ με κατεύθυνση αντίθετη αυτής του διανύσματος της επιτάχυνσης.

Όλες αυτές οι δυνάμεις φαίνονται στο σχήμα 2-44 μαζί με ένα ακόμη διάνυσμα F που παριστάνει τη διεγείρουσα δύναμη $F \cdot \cos(\omega \cdot t + a)$ που ασκείται στη μάζα M του συστήματος απλού βαθμού ελευθερίας, το οποίο παριστάνεται στο σχήμα 2-31. Η προβολή όλων αυτών των διανυσμάτων στον οριζόντιο άξονα αντιστοιχεί στην εξίσωση κίνησης της μάζας M :

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = F \cdot \cos(\omega \cdot t + a)$$

αναπαριστώντας το άθροισμα της δύναμης αδράνειας, της δύναμης απόσβεσης και της δύναμης ελατηρίου εξισωμένες με τη διεγείρουσα δύναμη που ασκείται στη μάζα.



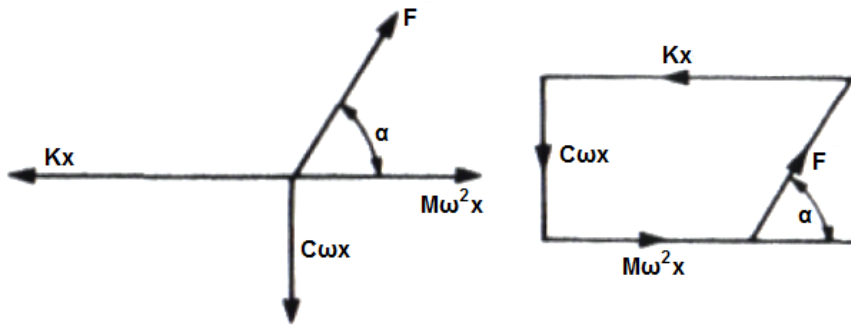
Σχήμα 2-44. Διανυσματική αναπαράσταση της δύναμης ελατηρίου, της δύναμης απόσβεσης και της δύναμης επιτάχυνσης σε συστήματα ελατηρίου – μάζας εξαναγκασμένης ταλάντωσης με απόσβεση.

2.14.4 ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΟ ΠΟΛΥΓΩΝΟ ΔΥΝΑΜΕΩΝ (ΔΥΝΑΜΟΠΟΛΥΓΩΝΟ)

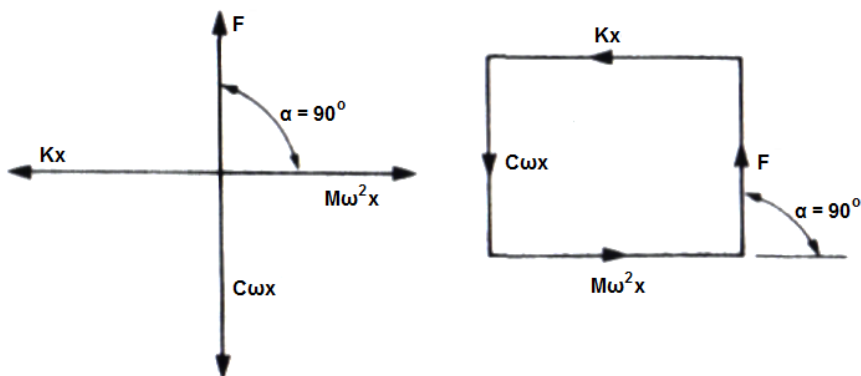
Οι διάφορες δυνάμεις μπορούν να προστεθούν και η συνισταμένη δύναμη διέγερσης να εκτιμηθεί από την κατασκευή του πολυγώνου διανυσμάτων των δυνάμεων, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2-45. Για λόγους απλοποίησης, σε αυτό το διάγραμμα η γωνία $\omega \cdot t$ επιλέχθηκε να είναι μηδενική. Έτσι, το διάνυσμα της μετατόπισης κείται κατά μήκος της οριζόντιας γραμμής. Από αυτά τα πολύγωνα διανυσμάτων η δύναμη F και η γωνία α μπορούν να προσδιοριστούν δεδομένου ότι τα X , ω , K και C είναι γνωστά.

Για ένα οδηγούμενο σύστημα το διάνυσμα που αντιπροσωπεύει τη διεγείρουσα δύναμη πάντοτε προπορεύεται του διανύσματος της μετατόπισης κατά μία γωνία α . Αυτό είναι απαραίτητο για να παραγάγει μια κατακόρυφη συνιστώσα της δύναμης για την εξισορρόπηση της δύναμης απόσβεσης με μέτρο $C \cdot \omega \cdot x$. Για την περίπτωση που παρουσιάστηκε, η συχνότητα της διεγείρουσας δύναμης ω_f είναι μικρότερη της φυσικής συχνότητας ω_n και η γωνία α είναι πάντοτε μεταξύ 0 και 90° , γιατί το διάνυσμα της δύναμης επιτάχυνσης $M \cdot \omega^2 \cdot x$ είναι μικρότερο από το διάνυσμα της δύναμης ελατηρίου $K \cdot x$.

Στο συντονισμό ισχύουν: $\omega_f = \omega_n$ και $M \cdot \omega^2 \cdot x = K \cdot x$. Συνεπώς το πολύγωνο δυνάμεων έχει τη μορφή που φαίνεται στο σχήμα 2-46 και η γωνία α , κατά την οποία η δύναμη διέγερσης προπορεύεται της μετατόπισης, είναι 90° .

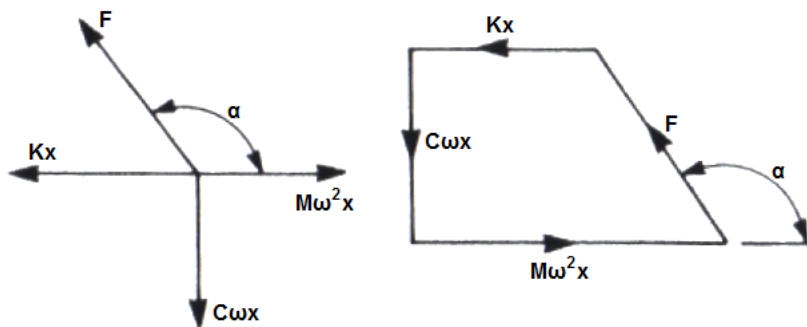


Σχήμα 2-45. Διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων συστήματος εξαναγκασμένης ταλάντωσης με διεγείρουσα συχνότητα μικρότερη της φυσικής.



Σχήμα 2-46. Διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων συστήματος εξαναγκασμένης ταλάντωσης στη συχνότητα συντονισμού.

Όταν η διεγείρουσα συχνότητα ω_f είναι μεγαλύτερη από τη φυσική συχνότητα ω_n η δύναμη επιτάχυνσης $M \cdot \omega^2 \cdot x$ είναι μεγαλύτερη από τη δύναμη ελατηρίου $K \cdot x$. Το διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων είναι όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2-47 και η γωνία α θα είναι πάντοτε μεταξύ 90° και 180° .



Σχήμα 2-47. Διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων συστήματος εξαναγκασμένης ταλάντωσης με διεγείρουσα συχνότητα μεγαλύτερη της φυσικής.

2.14.5 ΕΙΣΕΡΧΟΜΕΝΟ ΕΡΓΟ ΚΑΙ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΙΣΧΥΟΣ

Κείμενα μηχανικών ταλαντώσεων δείχνουν ότι το έργο που παράγεται ανά κύκλο από την αρμονική διεγείρουσα δύναμη για τη διατήρηση της αρμονικής ταλάντωσης είναι:

$$\text{Έργο} / \text{Κύκλο} = \pi \cdot F \cdot x \cdot \sin(a)$$

όπου F και X είναι τα πλάτη της διεγείρουσας δύναμης και της μετατόπισης αντίστοιχα και a είναι η διαφορά φάσης μεταξύ τους. Το εισερχόμενο έργο είναι απαραίτητο να υπερβαίνει τις απώλειες λόγω τριβών απόσβεσης. Ένα σύστημα χωρίς απόσβεση δεν απαιτεί προσφορά έργου.

Η ισχύς που καταναλώνεται είναι το έργο που παράγεται ανά κύκλο επί τη συχνότητα:

$$\begin{aligned} \text{Ισχύς} &= (\text{Παραγόμενο Έργο} / \text{Κύκλο}) \times \text{Συχνότητα} = \\ &= \pi \cdot F \cdot X \cdot \sin(a) \cdot \left(\frac{\omega}{2 \cdot \pi}\right) = \left(\frac{\omega}{2}\right) \cdot F \cdot X \cdot \sin(a) \end{aligned}$$

και παρουσιάζει μέγιστο στη συχνότητα συντονισμού.

Για το απλό σύστημα μάζας – ελατηρίου ενός βαθμού ελευθερίας με απόσβεση, η κατανάλωση ισχύος στο συντονισμό είναι:

$$\text{Μέγιστη Ισχύς} = F^2 / 2 \cdot C$$

όπου C είναι ο συντελεστής ιξώδους απόσβεσης.

Στην ανάλυση των διαγραμμάτων των δυνάμεων είναι κατατοπιστικό να θεωρήσουμε τη διεγείρουσα δύναμη F να αποτελείται από δύο συνιστώσες: η μία, $F \cdot \sin(a)$ κάθετη στη μετατόπιση και η άλλη, $F \cdot \cos(a)$ παράλληλη στη μετατόπιση. Η κατακόρυφη συνιστώσα μπορεί να θεωρηθεί ως η συνιστώσα έργου της δύναμης που θα υπερνικήσει την αντίσταση από την απόσβεση. Η οριζόντια συνιστώσα αντιστοιχεί σε μία δύναμη ελατηρίου· δεν παράγει έργο και δεν καταναλώνει και ισχύ.

2.15 ΟΙ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ ΩΣ ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων χρησιμοποιούν τις αρχές των ταλαντούμενων συστημάτων που συζητήθηκαν παραπάνω. Απαραίτητη προϋπόθεση για τη λειτουργία τους είναι η δυναμική ισορροπία των δυνάμεων όπως απαιτείται από το Δεύτερο Νόμο του Νεύτωνα, ο οποίος αναφέρει ότι το άθροισμα όλων των δυνάμεων που ασκούνται σε κάθε κινούμενο εξάρτημα είναι ίσο με τη δύναμη αδράνειας.

Στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων οι σημαντικότερες δυνάμεις είναι: οι δυνάμεις απόσβεσης, οι δυνάμεις ελατηρίου και οι δυνάμεις λόγω πίεσης του εργαζόμενου ρευστού.

Οι δυνάμεις απόσβεσης περιλαμβάνουν μία ποικιλία από εσωτερικές μηχανικές και αεροδυναμικές δυνάμεις τριβής, όπως επίσης και την αντίσταση στην κίνηση που επιβάλλεται συνδέοντας συσκευές για οδήγηση πάνω στη μηχανή. Σε πολλές περιπτώσεις το φορτίο συνδέεται στο έμβολο και περιλαμβάνει εμβολοφόρες αντλίες ύδατος, το κινούμενο στοιχείο γεννητριών ηλεκτρικής ισχύος, τον κύλινδρο μίας αντλίας αδράνειας υγρού και το έμβολο ενός συμπιεστή αερίου. Οι εσωτερικές δυνάμεις απόσβεσης επηρεάζουν σε σημαντικό βαθμό τα δυναμικά χαρακτηριστικά της κίνησης του εκτοπιστή.

Οι εσωτερικές δυνάμεις απόσβεσης είναι πιθανό να είναι αμελητέες συγκρινόμενες με την απόσβεση του φορτίου και έτσι έχουν μικρή επίδραση στην κίνηση του εμβόλου. Ωστόσο, οι εσωτερικές δυνάμεις απόσβεσης είναι σε πολλές περιπτώσεις οι μοναδικές δυνάμεις απόσβεσης που ασκούνται στον εκτοπιστή και έτσι έχουν σημαντική επίδραση στα δυναμικά χαρακτηριστικά της κίνησης του. Αυτό με τη σειρά του επηρεάζει τη φύση του κύματος πίεσης και ως εκ τούτου την κίνηση του εμβόλου.

Οι δυνάμεις ελατηρίου που ασκούνται στο έμβολο και τον εκτοπιστή προκύπτουν από μηχανικά ελατήρια ή ελατήρια αερίου που στηρίζουν τα παλινδρομούντα στοιχεία.

Οι δυνάμεις λόγω πίεσης του αερίου προκύπτουν ως αποτέλεσμα της κυκλικής διακύμανσης της πίεσης του εργαζόμενου ρευστού κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. Η κίνηση του εμβόλου αυξάνει και μειώνει το συνολικό όγκο του εργαζόμενου χώρου δημιουργώντας μια κυκλική διακύμανση της πίεσης. Η κίνηση του εκτοπιστή μετακινεί το εργαζόμενο ρευστό μεταξύ του θερμού χώρου εκτόνωσης και του ψυχρού χώρου συμπίεσης δημιουργώντας περαιτέρω διακύμανση της πίεσης.

Αυτή η περίπλοκη κατάσταση, όπου η ταλάντωση του συστήματος είναι σταθερή, λόγω της μορφής της δικής της απόκρισης περιγράφεται ως “οριακός κύκλος” και περιγράφεται στα πρότυπα κείμενα που πραγματεύονται μηχανικά συστήματα ελέγχου. Μια εικονογραφημένη αναπαράσταση ενός οριακού κύκλου φαίνεται στο σχήμα 2-48. Η συνεχής γραμμή παρουσιάζει τη σταθερή κυκλική σχέση της μετατόπισης x και της ταχύτητας \dot{x} ενός δεδομένου συστήματος. Η απόκριση που ακολουθεί κάθε αυθαίρετη κατάσταση εκκίνησης, σημείο A ή C , θα υποπέσει τελικά σε σταθερή κυκλική σχέση (στο B και D). Ωστόσο, μπορεί να υπάρχουν και άλλες λειτουργικές μέθοδοι για το σύστημα. Μία από αυτές παρουσιάζεται στο γράφημα που βρίσκεται χαμηλότερα στο σχήμα 2-48. Αν το σύστημα ξεκινήσει από οπουδήποτε κατά μήκος του ίχνους του, το σύστημα θα παραμείνει “κλειδωμένο” στο ίχνος.

Κάθε μεταγενέστερη τυχαία διατάραξη που προκαλεί το σύστημα να εκτοπιστεί από το ψευδοσταθερό κυκλικό ίχνος, θα οδηγήσει σε μία χαρακτηριστική διέγερση / απόκριση η οποία θα κινήσει τελικά το σύστημα στη σταθερή κυκλική σχέση. Αυτή η αναπόφευκτη κάθοδος στη σταθερή κυκλική κατάσταση εξηγείται από την *Αρχή του Hamilton για τις Καταστάσεις Χαμηλότερης Ενέργειας*: μία έννοια που ξεφεύγει από τα όρια της παρούσας εργασίας, αλλά μπορεί να ευρεθεί σε βιβλία μηχανικών συστημάτων έλεγχου και προωθημένης δυναμικής.

Η σημαντική επίπτωση αυτού για τις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων είναι ότι η μηχανή έχει μία επιθυμητή σταθερή συχνότητα λειτουργίας η οποία, στην ουσία, είναι κοντά στη συχνότητα συντονισμού της μεγαλύτερης δυναμικής μάζας που συνδέεται με τη μηχανή. Οι Beale και συν. (1973) [12] προτείνουν ότι η συχνότητα λειτουργίας μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

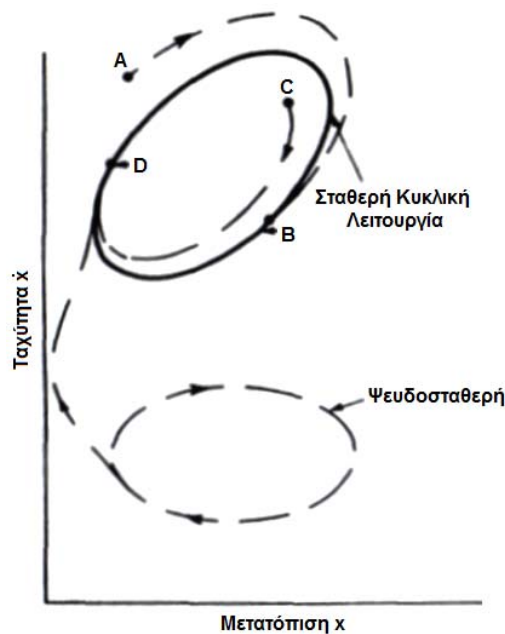
$$f_n = c \cdot \sqrt{\frac{K}{M}},$$

όπου c = σταθερά συνήθως στην περιοχή 0.7 έως 1.0,

K = δυσκαμψία ελατηρίου,

M = μάζα εμβόλου.

Αυτό θα αναλυθεί εκτενώς παρακάτω.



Σχήμα 2-48. Συνδυασμένη χαρακτηριστική μετατόπισης – απόκρισης για ένα οριακό κύκλο.

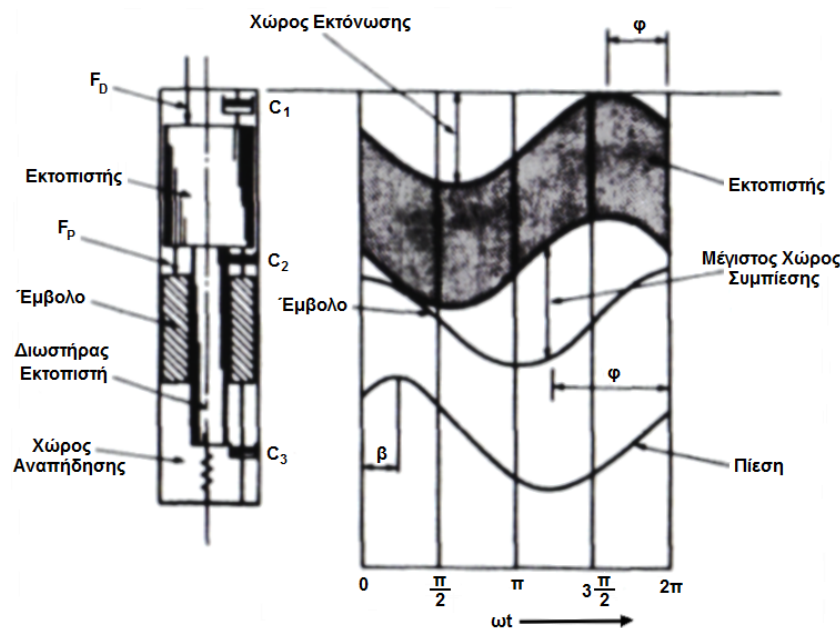
2.16 ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Για να διερευνήσουμε τις δυνάμεις που εμπλέκονται στα παλινδρομικά στοιχεία των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων είναι εύκολο να χρησιμοποιηθεί η διανυσματική αναπαράσταση που περιγράφηκε παραπάνω για τα ταλαντούμενα συστήματα.

2.16.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ, ΑΜΦΟΤΕΡΑ ΤΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΑ ΣΤΗ ΒΑΣΗ

Θεωρούμε ως πρώτο παράδειγμα διανυσματικής αναπαράστασης μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων τη γνωστή διάταξη εμβόλου – εκτοπιστή του Beale, δηλαδή μια μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων με ένα ελατήριο αερίου στο χώρο αναπήδησης. Τα στοιχεία της μηχανής παρουσιάζονται στο σχήμα 2-49.

Για ευκολία το έμβολο και ο εκτοπιστής αναπαριστώνται ως συνδεδεμένα σε ανεξάρτητα ελατήρια, αλλά τα ελατήρια είναι πιο συχνά ελατήρια αερίου. Φαίνονται τρεις διατάξεις απόσβεσης C_1 , C_2 και C_3 . Η κύρια διάταξη απόσβεσης C_3 συνδέει το έμβολο στη βάση και είναι το μέσο με το οποίο το έργο εξάγεται από το έμβολο. Οι άλλες δύο συσκευές απόσβεσης είναι ήσσονος σημασίας, αντιπροσωπεύοντας τις απώλειες λόγω της ιξώδους τριβής (από αμφοτέρες μηχανικές και αεροδυναμικές πηγές) του εκτοπιστή που κινείται σε σχέση με το έμβολο και του εκτοπιστή που κινείται σε σχέση με τη βάση.



Σχήμα 2-49. Μηχανή Stirling με έμβολο – εκτοπιστή σε ένα κοινό κύλινδρο με κοινό ελατήριο στο χώρο αναπήδησης.

Τυπικά διαγράμματα χρόνου – μετατόπισης και πίεσης – χρόνου για το έμβολο και τον εκτοπιστή φαίνονται επίσης στο σχήμα 2-49. Χάρην απλοποίησης θεωρούμε το άνω νεκρό σημείο (*TDC*) του εμβόλου ως το σημείο μηδέν. Ο εκτοπιστής είναι στη θέση του άνω νεκρού σημείου του κάποια στιγμή νωρίτερα, η οποία παριστάνεται στο σχήμα 2-49 με τη γωνία φ . Η καμπύλη πίεσης επιτυγχάνει μια μέγιστη τιμή γωνίας β μετά το άνω νεκρό σημείο του εμβόλου.

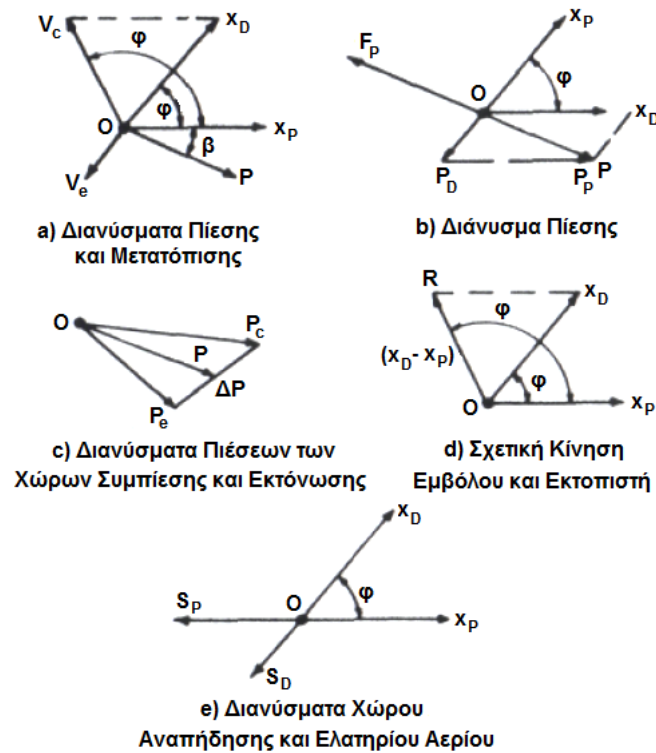
Μπορούμε να αναπαραστήσουμε αυτές τις κυκλικές μετατοπίσεις και πιέσεις με διανύσματα, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-50 (a). Είναι συνήθης πρακτική να αναπαριστούμε το διάνυσμα αναφοράς της μετατόπισης οριζόντια, από το σημείο $\omega \cdot t = 0$ με κατεύθυνση προς τα δεξιά. Εδώ, έχουμε επιλέξει τη μετατόπιση του εμβόλου ως τη μετατόπιση αναφοράς και έχει παρασταθεί αυτή από το οριζόντιο διάνυσμα x_P . Το διάνυσμα του εκτοπιστή προπορεύεται του διανύσματος του εμβόλου κατά γωνία φ και αντιπροσωπεύεται από το διάνυσμα x_D . Έχουμε κάνει τη σύμβαση ότι το θ είναι η θέση στο μέσον της διαδρομής για αμφότερα έμβολο και εκτοπιστή και ότι η κίνηση από το μέσον προς το άνω νεκρό σημείο είναι θετική και αντιπροσωπευόμενη από διανύσματα που σχεδιάζονται δεξιά του μέσου.

Η κίνηση του εκτοπιστή από το μέσον προς τη θέση του άνω νεκρού σημείου έχει ως αποτέλεσμα μία μείωση στο χώρο εκτόνωσης (πάνω από τον εκτοπιστή). Ωστόσο, η στιγμιαία τιμή του όγκου του χώρου εκτόνωσης, V_e , μπορεί να παρασταθεί στο σχήμα 2-50 (a) από ένα διάνυσμα, V_e , συγγραμμικό αλλά 180° εκτός φάσης σε σχέση με το διάνυσμα του εκτοπιστή, x_D .

Η στιγμιαία τιμή του όγκου του χώρου συμπίεσης εξαρτάται από την κίνηση αμφότερων του εμβόλου και του εκτοπιστή. Η κίνηση του εκτοπιστή από το μέσον της διαδρομής προς τη θέση του άνω νεκρού σημείου αυξάνει το χώρο συμπίεσης (κάτω από τον εκτοπιστή), αλλά μία όμοια κίνηση του εμβόλου (από το μέσον της διαδρομής προς τη θέση του άνω νεκρού σημείου) μειώνει το χώρο συμπίεσης. Ωστόσο ο στιγμιαίος όγκος του χώρου συμπίεσης (πάνω από έμβολο και κάτω από τον εκτοπιστή) μεταβάλλεται όπως η διαφορά στις μετατοπίσεις του εμβόλου και του εκτοπιστή.

Διανυσματική αφαίρεση της κίνησης του εμβόλου x_P από την κίνηση του εκτοπιστή x_D δίνει το συνιστάμενο διάνυσμα V_c για το στιγμιαίο όγκο του χώρου συμπίεσης. Ο μέγιστος όγκος του χώρου συμπίεσης επιτυγχάνεται για γωνία θ πριν τη θέση του άνω νεκρού σημείου του εμβόλου.

Για να κατανοήσουμε τη σχέση της πίεσης και της μετατόπισης καλύτερα και ευκολότερα, ας θεωρήσουμε το έμβολο και τον εκτοπιστή στο μέσον της διαδρομής τους.



Σχήμα 2-50. Διανυσματική αναπαράσταση για μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων εμβόλου εκτοπιστή με κοινό ελατήριο στη βάση στο χώρο αναπήδησης.

Τώρα, κρατώντας το έμβολο σταθερό, κινούμε τον εκτοπιστή κατά μία μικρή απόσταση προς τη θέση του άνω νεκρού σημείου. Αυτό εκτοπίζει ρευστό από το θερμό χώρο εκτόνωσης προς τον ψυχρό χώρο συμπίεσης έχοντας ως αποτέλεσμα μία μικρή μείωση στην πίεση. Αυτό μπορούμε να το παραστήσουμε στο σχήμα 2-50 (b) με το βραχύ διάνυσμα, P_D , το οποίο δρα με αντίθετο τρόπο από το διάνυσμα της μετατόπισης, x_D . Υπάρχει μια περαιτέρω μικρή επίδραση στην πίεση, η οποία προκύπτει από την κίνηση του εκτοπιστή. Οι διακυμάνσεις του όγκου πάνω και κάτω από τον εκτοπιστή, οι οποίες προκύπτουν από την κίνηση του εκτοπιστή, διαφέρουν μεταξύ τους κατά μία ποσότητα ίση με τον όγκο του διωστήρα του εκτοπιστή. Καθώς ο εκτοπιστής κινείται προς τα πάνω προς τη θέση του άνω νεκρού σημείου, μεγαλύτερο μέρος του άξονα του εκτοπιστή εισέρχεται στο χώρο συμπίεσης πάνω από το έμβολο τείνοντας να αυξήσει την πίεση. Αυτό μπορεί να παρασταθεί από ένα διάνυσμα P_R δρώντας σε συνεργασία με το διάνυσμα μετατόπισης, x_D . Η επίδραση είναι τόσο μικρή που συχνά μπορεί να αγνοηθεί.

Η κίνηση του εμβόλου από το μέσον της διαδρομής προς το άνω νεκρό σημείο του εμβόλου, με τον εκτοπιστή να κρατείται στατικός στο μέσον της διαδρομής, προκαλεί αύξηση της πίεσης. Αυτό μπορεί να παρασταθεί, όπως και στο σχήμα 2-50 (b), από το διάνυσμα P_P που δρα στην ίδια κατεύθυνση με το έμβολο.

Πρόσθεση του διανύσματος πίεσης του εκτοπιστή, P_D , και του διανύσματος πίεσης του εμβόλου, P_p , παράγει το συνιστάμενο διάνυσμα P που ακολουθεί τη μετατόπιση του εμβόλου, x_p , κατά γωνία β όπως φαίνεται στο σχήμα 2-50 (b). Η σύμβαση που υιοθετήθηκε για να αναπαραστήσει τη δύναμη στο έμβολο και τον εκτοπιστή λόγω της πίεσης στον εργαζόμενο χώρο είναι ότι μία αύξηση στην πίεση έχει ως αποτέλεσμα μία αρνητική δύναμη στο έμβολο και τον εκτοπιστή. Συνεπώς η δύναμη εξαιτίας της πίεσης μπορεί να παρασταθεί από το διάνυσμα F_p , στο σχήμα 2-50 (b) σχεδιασμένο αντίθετα από το διάνυσμα πίεσης P .

Σε μία πραγματική μηχανή, πτώση πίεσης θα εμφανιστεί κατά μήκος του αναγεννητή, του θερμαντήρα και του ψύκτη παράγοντας υστέρηση φάσης μεταξύ των εναλλαγών πίεσης στους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης. Αυτό παρουσιάζεται στο σχήμα 2-50 (c), όπου το ΔP παριστάνει την πτώση πίεσης που εφαρμόζεται στο ιδανικό διάνυσμα πίεσης P , καταλήγοντας σε δύο διανύσματα πίεσης, το P_c που παριστάνει τη μεταβολή της πίεσης στο χώρο συμπίεσης και προπορεύεται του διανύσματος P_e το οποίο παριστάνει τη μεταβολή της πίεσης στο χώρο εκτόνωσης.

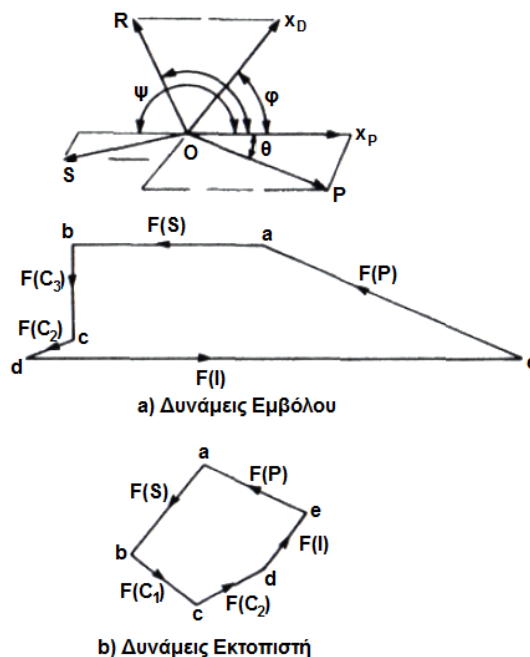
Οι δυνάμεις απόσβεσης ανακύπτουν από τον αποσβεστήρα υγρού C_2 που φαίνεται στο σχήμα 2-49. Στην πράξη, αυτό είναι κυρίως η στεγάνωση του υγρού κατά μήκος του άξονα του εκτοπιστή που διέρχεται μέσα από το έμβολο. Για την επίλυση αυτών των δυνάμεων απόσβεσης πρέπει να εξετάσουμε τη σχετική κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή. Αυτό επιτυγχάνεται με την αφαίρεση των διανυσμάτων x_p και x_D που αναπαριστούν τις κινήσεις του εμβόλου και του εκτοπιστή, όπως φαίνονται στο σχήμα 2-50 (d). Η σχετική κίνηση παριστάνεται με το διάνυσμα R σε γωνία θ .

Θεωρούμε τις δυνάμεις που ασκούνται στο έμβολο και τον εκτοπιστή ως αποτέλεσμα των πιέσεων του αερίου στον χώρο αναπήδησης. Αυτές είναι στην πραγματικότητα οι δυνάμεις ελατηρίου, S_p και S_D αντίστοιχα, που προκύπτουν από τα ελατήρια αερίου του χώρου αναπήδησης. Γνωρίζουμε από προηγούμενη αναφορά ότι οι δυνάμεις ελατηρίου ασκούνται πάντοτε για να αντισταθούν στην κίνηση μίας παλινδρομούσας μάζας. Συνεπώς μπορούμε να αναπαραστήσουμε τις δυνάμεις από τα ελατήρια του χώρου αναπήδησης με τα διανύσματα S_p και S_D σχεδιασμένα αντίθετα από τα διανύσματα μετατόπισης x_p και x_D για το έμβολο και τον εκτοπιστή αντίστοιχα, όπως φαίνονται στο σχήμα 2-50 (e).

Τώρα είμαστε σε θέση να σχεδιάσουμε τα πολύγωνα δυνάμεων, αναπαριστώντας όλες τις δυνάμεις που ασκούνται στο έμβολο και τον εκτοπιστή. Στο στάδιο αυτό, είναι σκόπιμο να υπενθυμίσουμε ότι οι δυνάμεις πίεσης στον εργαζόμενο χώρο, που δρουν σε αμφότερα το έμβολο και τον εκτοπιστή, παράγονται από ένα συνδυασμό κυκλικής κίνησης του εμβόλου και του εκτοπιστή και της ροής της ενέργειας μέσα στο χώρο εκτόνωσης σε υψηλή

θερμοκρασία και έξω από το χώρο συμπίεσης με χαμηλή θερμοκρασία. Οι δυνάμεις πίεσης είναι, επομένως, συνισταμένες δυνάμεις που παράγονται από αμφοτέρως την κίνηση και τη ροή ενέργειας. Διατηρούμε τη σύμβαση ότι μία αύξηση της πίεσης στον εργαζόμενο χώρο έχει ως αποτέλεσμα μία αρνητική δύναμη στο έμβολο και στον εκτοπιστή.

Τα πολύγωνα δυνάμεων για το έμβολο και τον εκτοπιστή είναι σχεδιασμένα στο σχήμα 2-51. Το σχήμα 2-51 (a) είναι απλώς μια ανατύπωση του σχήματος 2-50. Το σχήμα 2-51 (b) είναι το πολύγωνο δυνάμεων για το έμβολο (σε αυτό το σημείο μπορεί να θεωρηθεί σκόπιμη η παραπομπή στο σχήμα 2-40, όπου αναπαριστώνται οι δυνάμεις ελατηρίου, απόσβεσης και επιτάχυνσης). Η δύναμη $F(S)$, που δρα κατά μήκος του $a - b$, είναι η δύναμη ελατηρίου που ασκείται πάνω στο έμβολο, δρώντας αντίθετα από τη μετατόπιση του εμβόλου. Η δύναμη $F(C_3)$, που ενεργεί κατά μήκος του $b - c$, είναι η δύναμη απόσβεσης που προκύπτει από τη διάταξη απόσβεσης C_3 και απορροφά το εξαγόμενο έργο του εμβόλου. Η δύναμη απόσβεσης ενεργεί αντίθετα από το διάνυσμα της ταχύτητας, το οποίο προπορεύεται του διανύσματος της μετατόπισης κατά 90° . Άρα η δύναμη απόσβεσης υστερεί από το διάνυσμα της μετατόπισης κατά 90° και είναι σχεδιασμένο κάθετα στο διάνυσμα της μετατόπισης. Η δύναμη απόσβεσης $F(C_2)$, που δρα κατά μήκος του $c - d$, προέρχεται από ιξώδους απόσβεσης σύνδεση του εμβόλου και του εκτοπιστή και εξαιτίας των αεροδυναμικών απωλειών άντλησης στους θερμούς εναλλάκτες της μηχανής. Είναι κάθετη προς το διάνυσμα OR που αντιπροσωπεύει τη σχετική κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή.



Σχήμα 2-51. Διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων για το έμβολο και τον εκτοπιστή.

Η δύναμη αδράνειας $F(I)$, που ενεργεί κατά μήκος του $d - e$, προέρχεται από το διάνυσμα της επιτάχυνσης, το οποίο προπορεύεται του διανύσματος της μετατόπισης κατά 180° . Η δύναμη αδρανείας ενεργεί αντίθετα προς το διάνυσμα της επιτάχυνσης και συνεπώς ενεργεί κατά μήκος της γραμμής του διανύσματος της μετατόπισης.

Η δύναμη $F(P)$, που δρα κατά μήκος του $e - a$, είναι η δύναμη διέγερσης στο έμβολο εξαιτίας της πίεσης και ενεργεί κατά μήκος της γραμμής του διανύσματος πίεσης P , αλλά στην αντίθετη κατεύθυνση.

Αυτή η δύναμη πίεσης πρέπει πάντοτε να κλείνει το ανοικτό πολύγωνο, για να λειτουργεί η μηχανή σε σταθερή κατάσταση. Αν το δυναμοπολύγωνο δεν κλείνει, σημαίνει ότι η μηχανή δεν μπορεί να λειτουργήσει στην εν λόγω κατάσταση και έτσι η διαδρομή και η φάση του εμβόλου και του εκτοπιστή θα προσαρμοστούν αυτόματα. Αυτό προκαλεί την αναπροσαρμογή της φάσης και του μεγέθους της πίεσης και την εξασφάλιση από τις δυνάμεις απόσβεσης, ελατηρίου και αδράνειας της δυναμικής ισορροπίας όλων των δυνάμεων που ασκούνται, σύμφωνα και με το Δεύτερο νόμο του Νεύτωνα. Τέλος, αυτό προκαλεί και το επακόλουθο κλείσιμο του πολυγώνου των δυνάμεων.

Το δυναμοπολύγωνο για τις δυνάμεις του εκτοπιστή μπορεί να σχεδιασθεί με παρόμοιο τρόπο. Οι δυνάμεις που εμπλέκονται είναι πολύ μικρότερες των αντίστοιχων για το έμβολο γιατί η μάζα του εκτοπιστή είναι πολύ μικρότερη και οι δυνάμεις πίεσης ενεργούν μόνο πάνω στο διωστήρα του εκτοπιστή. Για λόγους σαφήνειας, το δυναμοπολύγωνο του εκτοπιστή έχει σχεδιαστεί με μεγαλύτερη κλίμακα από το δυναμοπολύγωνο του εμβόλου. Η δύναμη ελατηρίου $F(S)$ ενεργεί κατά μήκος του $a - b$ αντίθετα από το διάνυσμα x_D στο σχήμα 2-51 (b). Η δύναμη μικρής απόσβεσης $F(C_1)$ επενεργεί κατά μήκος του $b - c$ κάθετα στη γραμμή δράσης του διανύσματος της μετατόπισης του εκτοπιστή, x_D . Η δύναμη μικρής απόσβεσης $F(C_2)$ δρα κατά μήκος του $c - d$, κάθετα στο διάνυσμα σχετικής κίνησης στο σχήμα 2-51 (b). Η δύναμη αδράνειας $d - e$ ενεργεί κατά μήκος της γραμμής δράσης του διανύσματος της μετατόπισης x_D .

Το συνιστάμενο διάνυσμα δύναμης πίεσης $F(P)$ δρα κατά μήκος του $e - a$ παράλληλα αλλά αντίθετα σε σχέση με το διάνυσμα πίεσης P .

Το μέγεθος των δυνάμεων που ενεργούν είναι:

(a) Στο έμβολο:

$$F(S) = K \cdot x_p$$

όπου K είναι η σκληρότητα του ελατηρίου,

$$K = \gamma \cdot A_B^2 \cdot \frac{P_b}{V},$$

x_P = η μετατόπιση του εμβόλου,

γ = ο λόγος των ειδικών θερμοτήτων του αερίου του χώρου αναπήδησης,

A_B = η επιφάνεια του κυλίνδρου του χώρου αναπήδησης,

P_b = μέση πίεση αερίου στο χώρο αναπήδησης,

V = ο όγκος του ελατηρίου αερίου του χώρου αναπήδησης στο μέσον της διαδρομής του εμβόλου.

$$F(C3) = C_3 \cdot \dot{x}_p = C_3 \cdot \omega \cdot X_P,$$

όπου C_3 = ο συντελεστής ιξώδους απόσβεσης του ιξώδους αποσβεστήρα C_3 ,

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f,$$

f = συχνότητα της λειτουργίας.

$$F(C2) = C_2 \cdot x_R = C_2 \cdot \omega \cdot R,$$

όπου C_2 = ο συντελεστής ιξώδους απόσβεσης μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή, εξαιτίας του ελατηρίου αερίου ή των απωλειών του εναλλάκτη θερμότητας,

\dot{x}_R = η σχετική ταχύτητα του εμβόλου και του εκτοπιστή,

R = η σχετική μετατόπιση του εμβόλου και του εκτοπιστή.

$$F(I) = M_P \cdot \ddot{x}_p = M_P \cdot \omega^2 \cdot X_P,$$

όπου M_P = η μάζα του εμβόλου,

\ddot{x}_p = η επιτάχυνση του εμβόλου.

$$F(P) = (A_C - A_R) \cdot P,$$

A_C = η επιφάνεια του κυλίνδρου,

A_R = η επιφάνεια του διωστήρα του εκτοπιστή,

P = η πίεση του εργαζόμενου χώρου (υποτίθεται ότι είναι η ίδια σε όλο τον εργαζόμενο χώρο).

(b) Στον εκτοπιστή:

$$F(S) = K \cdot X_D \cdot \cos(\psi - \varphi)$$

όπου K = η δυσκαμψία του ελατηρίου που ορίστηκε παραπάνω,

x_D = η μετατόπιση του εκτοπιστή,

φ = η γωνία κατά την οποία η κίνηση του εκτοπιστή προπορεύεται του εμβόλου.

$$F(C1) = C_1 \cdot \dot{x}_D = C_1 \cdot \omega \cdot X_D$$

όπου $C_I = 0$ συντελεστής ιξώδους απόσβεσης του αποσβεστήρα C_1 που συνδέει τον εκτοπιστή με τον κύλινδρο (βάση) προερχόμενος από το ελατήριο αερίου και τις απώλειες άντλησης του εναλλάκτη θερμότητας.

$$F(C_2) = C_2 \cdot \dot{x}_R = C_2 \cdot \omega \cdot R$$

ορισμένο όπως και παραπάνω.

$$F(I) = M_D \cdot \ddot{x}_D = M_D \cdot \omega^2 \cdot X_D$$

όπου $M_D = \eta$ μάζα του εκτοπιστή,

$\ddot{x}_D = \eta$ επιτάχυνση του εκτοπιστή.

$$F(P) = A_R \cdot P,$$

ορισμένο όπως παραπάνω.

Ένα χαρακτηριστικό της ρύθμισης αυτής είναι η σχετικά μικρή δύναμη αδράνειας που υπάρχει στο διανυσματικό πολύγωνο δυνάμεων του εκτοπιστή (η δύναμη $F(I)$ κατά μήκος του $d - e$) στο σχήμα 2-51 (b). Αυτός είναι ο λόγος, για τον οποίο μηχανές αυτού του είδους πρέπει να κατασκευάζονται με πολύ ελαφρείς εκτοπιστές σε σύγκριση με άλλα είδη που εξετάζονται παρακάτω.

Έχουμε ασχοληθεί με μεγάλη λεπτομέρεια με την ανωτέρω υπόθεση κυρίως προς όφελος των αναγνωστών που δεν είναι εξοικειωμένοι με τις τεχνικές διανυσματικής αναπαράστασης και ανάλυσης. Τώρα στο εξής θα εφαρμόσουμε τις ίδιες τεχνικές και σε άλλες μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων.

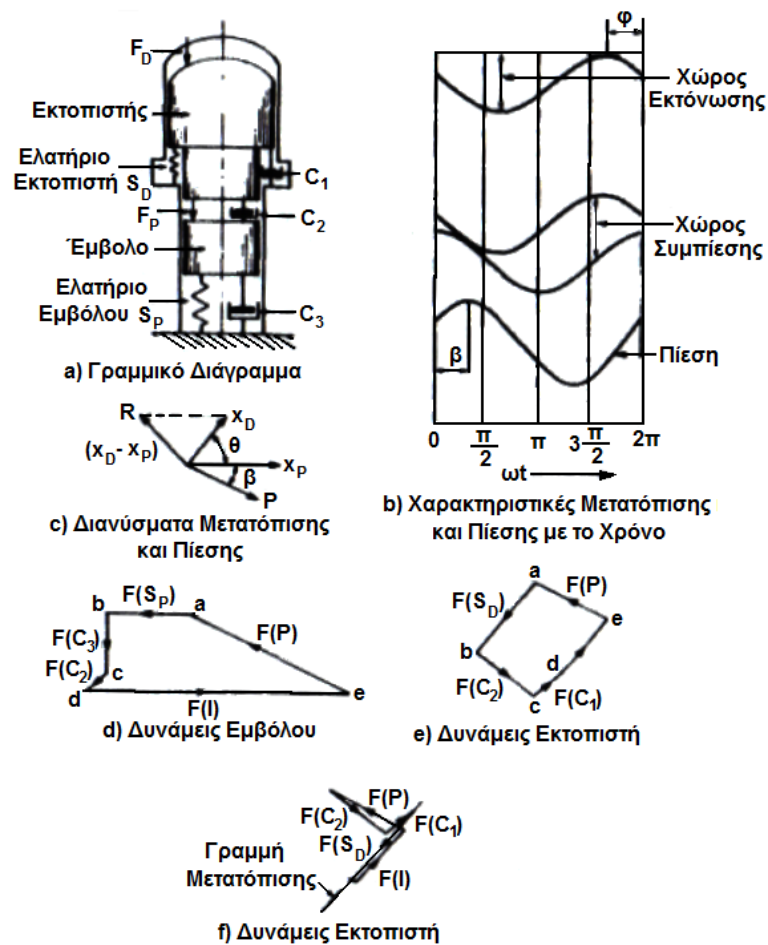
2.16.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΜΕ ΤΟΝ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΟ ΣΤΗ ΒΑΣΗ

Τα δυναμικά στοιχεία της ρύθμισης αυτής απεικονίζονται παραστατικά στο σχήμα 2-52 (a). Ο εκτοπιστής είναι κατασκευασμένος από δύο κυλίνδρους διαφορετικών διαμέτρων εν σειρά που λειτουργούν σε ένα κύλινδρο με διαφορετικές διαμέτρους. Η ομόκεντρη στεφάνη του κυλίνδρου γύρω από το κατώτερο τμήμα του εκτοπιστή αποτελεί το ελατήριο αερίου του εκτοπιστή. Αυτό μπορεί ή όχι να διευρυνθεί, όπως φαίνεται, ανάλογα με τα χαρακτηριστικά του ελατηρίου που απαιτούνται. Υπάρχει επίσης, ιξώδης αποσβεστικός δεσμός, C_I , μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου, ο οποίος προσομοιώνει τις απώλειες υστέρησης του ελατηρίου αερίου.

Το έμβολο παλινδρομεί στο χαμηλότερο, μικρότερο κύλινδρο με ελατήριο αερίου S_p και ιξώδη αποσβεστήρα (το φορτίο της μηχανής) C_3 , ο οποίος συνδέεται με τον κύλινδρο.

Μπορεί να υπάρχει ή όχι εξώδης αποσβεστικός δεσμός μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή, C_2 . Το διάγραμμα της μετατόπισης και της πίεσης του εργαζόμενου χώρου σε συνάρτηση με το χρόνο για αυτή τη διαμόρφωση φαίνεται στο σχήμα 2-52 (b) και η ισοδύναμη διανυσματική αναπαράσταση στο σχήμα 2-52 (c). Τα διανυσματικά δυναμοπολύγωνα για το έμβολο και τον εκτοπιστή παρουσιάζονται στο σχήμα 2-52 (d) και (e) αντίστοιχα.

Αυτή η διαμόρφωση μπορεί να παρέχει ισχυρή οδήγηση του εκτοπιστή και είναι ικανή να λειτουργήσει μηχανές σε υψηλότερες συχνότητες και με σχετικά ογκώδεις εκτοπιστές.



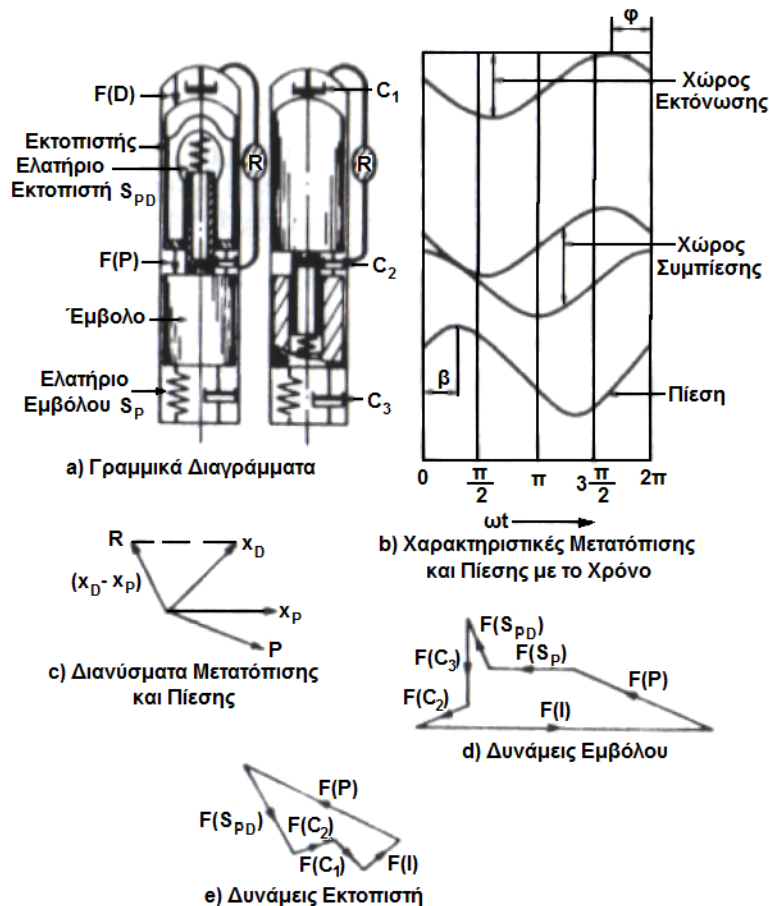
Σχήμα 2-52. Μηχανή εμβόλου – εκτοπιστή με τον εκτοπιστή αναρτημένο στη βάση.

Περαιτέρω επίγνωση και ερμηνεία των δυναμοπολύγων μπορεί να αποκτηθεί κατασκευάζοντας το πολύγωνο για τον εκτοπιστή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-52 (f), αντί του διαγράμματος στο (e). Το άθροισμα των δυνάμεων απόσβεσης $F(C1)$, $F(C2)$ και της δύναμης λόγω πίεσης $F(P)$ φέρνει το διάγραμμα δυνάμεων πάνω στη γραμμή της μετατόπισης $Y - Y$. Ένα ελατήριο επαρκούς δύναμης είναι απαραίτητο, για να παρέχει την

απαιτούμενη συνισταμένη δύναμη, ώστε αυτή να είναι και δύναμη συντονισμού $F(S_D)$. Η δύναμη αυτή, η $F(S_D)$, ενεργεί κατά μήκος της γραμμής της μετατόπισης και αντίθετα από τη δύναμη αδράνειας του εκτοπιστή $F(I)$.

2.16.3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ – ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΜΕ ΤΟΝ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΟ ΣΤΟ ΕΜΒΟΛΟ

Αυτή η διαμόρφωση εμβόλου – εκτοπιστή της μηχανής φαίνεται σε δύο εναλλακτικές διατάξεις στο σχήμα 2-53 (a). Το ελατήριο αερίου του εκτοπιστή περιέχεται σε μία κοιλότητα μέσα στον εκτοπιστή ή στο έμβολο, όπως φαίνεται. Υπάρχει ο συνηθισμένος σύνδεσμος ελατηρίου – απόσβεσης του εμβόλου στη βάση, μικρότερη απόσβεση του εκτοπιστή και μικρότερη απόσβεση μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή. Το σχήμα 2-53 (b) δείχνει το διάγραμμα της μετατόπισης και της πίεσης του εργαζόμενου χώρου ως συνάρτηση του χρόνου για τη διαμόρφωση εμβόλου – εκτοπιστή του σχήματος 2-53 (a). Στο διάγραμμα (c) φαίνεται η ισοδύναμη διανυσματική αναπαράσταση. Τα διανυσματικά πολύγωνα δυνάμεων για το έμβολο και τον εκτοπιστή φαίνονται στα διαγράμματα (c) και (d).



Σχήμα 2-53. Μηχανή εμβόλου – εκτοπιστή με τον εκτοπιστή αναρτημένο στο έμβολο.

Σε αυτή τη διάταξη, ούτε η δύναμη από την πίεση, ούτε αυτή από το ελατήριο είναι παράλληλη με τη γραμμή μετατόπισης του εκτοπιστή. Ως συνέπεια, υπάρχει μία σχετικά μεγάλη ροή έργου από τον εκτοπιστή στο έμβολο. Αυτό οδηγεί σε μία μεγάλη σταθερά ελατηρίου συγκρινόμενη με την εναλλακτική ανάρτηση του εκτοπιστή στη βάση. Η υστέρηση του ελατηρίου του εκτοπιστή τείνει να είναι υψηλή και ως συνέπεια, η ολική θερμική απόδοση τείνει να είναι χαμηλότερη. Επιπλέον, η επιφάνεια του άξονα του εκτοπιστή πρέπει να είναι αρκούντως μεγαλύτερη από ότι στην περίπτωση που ο εκτοπιστής είναι αναρτημένος στη βάση (Senft – 1979) [13].

Παρά τα μειονεκτήματα αυτά η διαμόρφωση της μηχανής κατά την οποία, ο εκτοπιστής είναι αναρτημένος στο έμβολο είναι γενικά απλούστερη μηχανολογικά από όταν ο εκτοπιστής είναι αναρτημένος στη βάση της μηχανής και χρησιμοποιήθηκε συχνά στις πρώιμες μικρές μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων.

2.16.4 ΜΗΧΑΝΗ SPLIT – STIRLING

Στο σχήμα 2-54 (a) φαίνεται η διαμόρφωση μιας μηχανής τύπου Split – Stirling. Το συντονισμένο έμβολο P παλινδρομεί σε ένα κύλινδρο με ένα ελατήριο αερίου και ισχυρή ιξώδη απόσβεση (το φορτίο της μηχανής). Ο εκτοπιστής παλινδρομεί σε έναν ξεχωριστό κύλινδρο και είναι αναρτημένος στη βάση με μία ελάχιστης απόσβεσης διάταξη C_1 , επίσης συνδεδεμένη στη βάση. Υπάρχει μικρή ιξώδης σύνδεση C_2 μεταξύ του εμβόλου και του εκτοπιστή, η οποία προέρχεται από απώλειες τριβής άντλησης στους αγωγούς σύνδεσης και στους εναλλάκτες θερμότητας. Τα διαγράμματα της μετατόπισης και της πίεσης σε συνάρτηση με το χρόνο φαίνονται στο σχήμα 2-54 (b), η ισοδύναμη διανυσματική αναπαράσταση στο διάγραμμα (c) και τα διανυσματικά πολύγωνα δυνάμεων του εμβόλου και του εκτοπιστή στα διαγράμματα (d) και (e), αντίστοιχα.

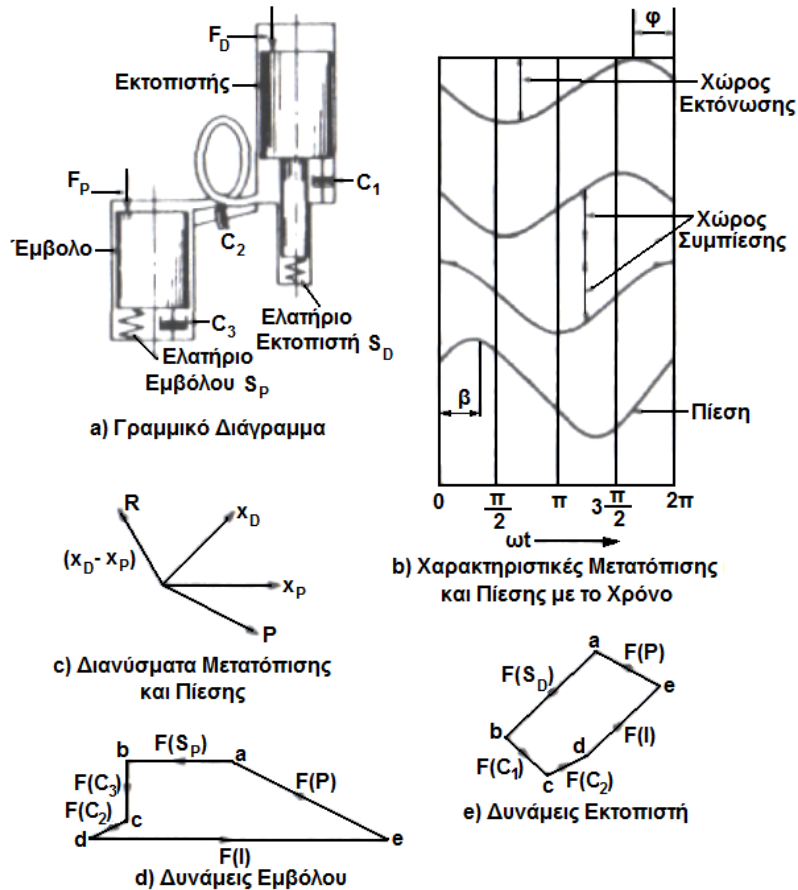
2.16.5 ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΔΥΟ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Μία διάταξη μηχανής Stirling δύο ελευθέρων εμβόλων, με δύο παράλληλους κατακόρυφους κυλίνδρους συνδεδεμένους στο ανώτερο άκρο παρουσιάζεται στο σχήμα 2-55 (a).

Στην ιδανική περίπτωση το έμβολο 1 θα ήταν ένας εκτοπιστής χωρίς μάζα και το έμβολο 2 μία μάζα συντονισμένη και χωρίς απόσβεση. Το διάνυσμα πίεσης θα ήταν σε φάση με το διάνυσμα μετατόπισης του εμβόλου 2 και σε ορθή γωνία με το διάνυσμα της μετατόπισης του εμβόλου 1 [σχήμα 2-55 (b)].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

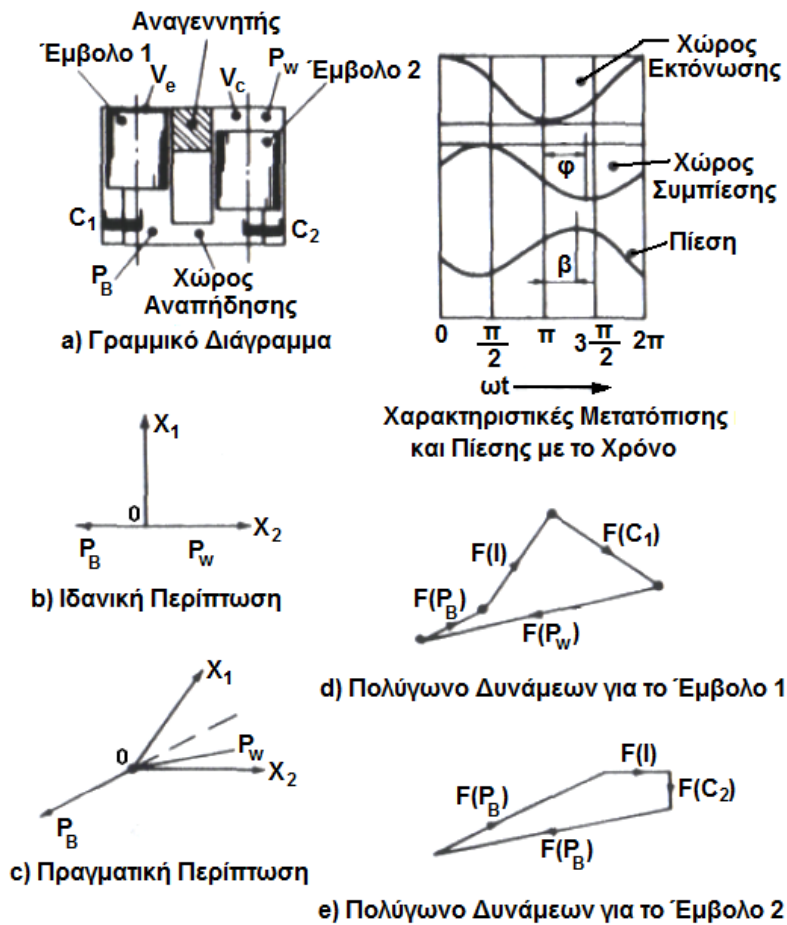
Σε μία τέτοια περίπτωση το έμβολο 1 υφίσταται μία αμιγή δύναμη απόσβεσης και το έμβολο 2 υφίσταται μία αμιγή δύναμη ελατηρίου. Η συχνότητα λειτουργίας θα εξαρτηθεί από τη μάζα του ελατηρίου 2, τη σταθερά του ελατηρίου του συστήματος και από το άθροισμα των δύο ελατηρίων αερίου στον εργαζόμενο χώρο και το χώρο αναπήδησης.



Σχήμα 2-54. Μηχανή split – Stirling.

Δυστυχώς, δεν είναι δυνατόν να σχεδιαστεί μια πραγματική μηχανή με αυτά τα ιδανικά χαρακτηριστικά. Η πιο πρακτική περίπτωση φαίνεται στο σχήμα 2-55 (c). Το διάνυσμα μετατόπισης X_1 για το έμβολο 1 προπορεύεται του διανύσματος της μετατόπισης X_2 του εμβόλου 2. Το διάνυσμα πίεσης, P_w , για την πίεση του ρευστού στον εργαζόμενο χώρο θα βρίσκεται κάπου ανάμεσα στα διανύσματα μετατόπισης X_1 και X_2 . Αυτό συμβαίνει γιατί η μετατόπιση οποιουδήποτε εκ των δύο εμβόλων από το μέσον της διαδρομής τους, με το άλλο κρατημένο στάσιμο, θα έχει ως αποτέλεσμα αύξηση στην πίεση. Ωστόσο η ανοδική πορεία του εμβόλου 1 θα εκτοπίσει ρευστό από το θερμό χώρο εκτόνωσης στον ψυχρό χώρο συμπίεσης και έτσι μετριάζεται η αύξηση της πίεσης. Ανοδική πορεία του εμβόλου 2 εκτοπίζει ρευστό από τον κρύο στο θερμό χώρο και έτσι ενισχύει την αύξηση της πίεσης.

Συνεπώς το διάνυσμα πίεσης P θα κείται πλησιέστερα στο διάνυσμα μετατόπισης X_2 από ότι στο διάνυσμα μετατόπισης X_1 .



Σχήμα 2-55. Μηχανή Stirling δύο εμβόλων.

Το διάνυσμα πίεσης P_B για το χώρο αναπήδησης είναι σχεδιασμένο αντίθετα από τη διχοτόμο των διανυσμάτων (μετατόπισης) X_1 και X_2 , επειδή δεν υπάρχουν επιδράσεις της θερμοκρασίας που να πρέπει να ληφθούν υπόψη σε αυτή την περίπτωση.

Τα αντίστοιχα διαγράμματα δυνάμεων είναι σχεδιασμένα στα σχήματα 2-55 (d) και (e).

2.16.6 ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΕΛΕΥΘΕΡΟΥ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥ

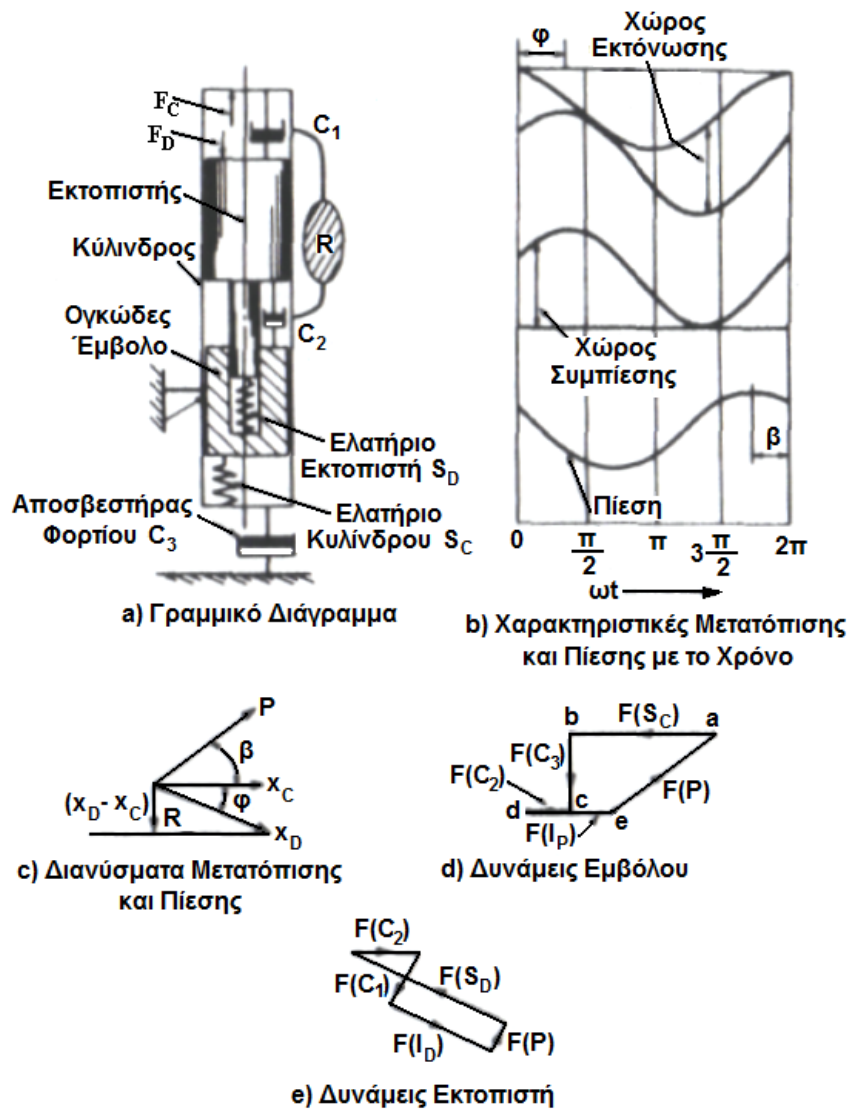
Μία μηχανή Stirling ελευθέρου κυλίνδρου παρουσιάζεται στο σχήμα 2-56. Υπάρχουν πολλές πιθανές παραλλαγές, αλλά για τις ανάγκες του παρόντος θεωρούμε τη διάταξη εμβόλου – εκτοπιστή που βρίσκονται στο μοναδικό κύλινδρο. Επίσης, θεωρούμε το έμβολο τόσο βαρύ σε σχέση με τον κύλινδρο και τον εκτοπιστή, ώστε να παραμένει ακίνητο και έτσι αντιπροσωπεύει την εικονική βάση. Σε αυτή την περίπτωση, ο εκτοπιστής και ο κύλινδρος

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 - ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

ταλαντεύονται κυκλικά, όπως φαίνεται στο διάγραμμα μετατόπισης – χρόνου. Η αντίστοιχη καμπύλη πίεσης απεικονίζεται και αυτή στο ίδιο σχήμα.

Το έργο εξέρχεται από το σύστημα μέσω της συσκευής μεγάλης απόσβεσης C_3 . Υπάρχει σύνδεσμος μικρής απόσβεσης (C_2) του εκτοπιστή με το έμβολο (βάση) και μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου C_1 . Το ελατήριο του εκτοπιστή S_D περιέχεται στο εσωτερικό του εμβόλου. Υπάρχει περαιτέρω σύνδεση ελατηρίου S_C μεταξύ του κυλίνδρου και της βάσης (που παρουσιάζεται εδώ ως το έμβολο).

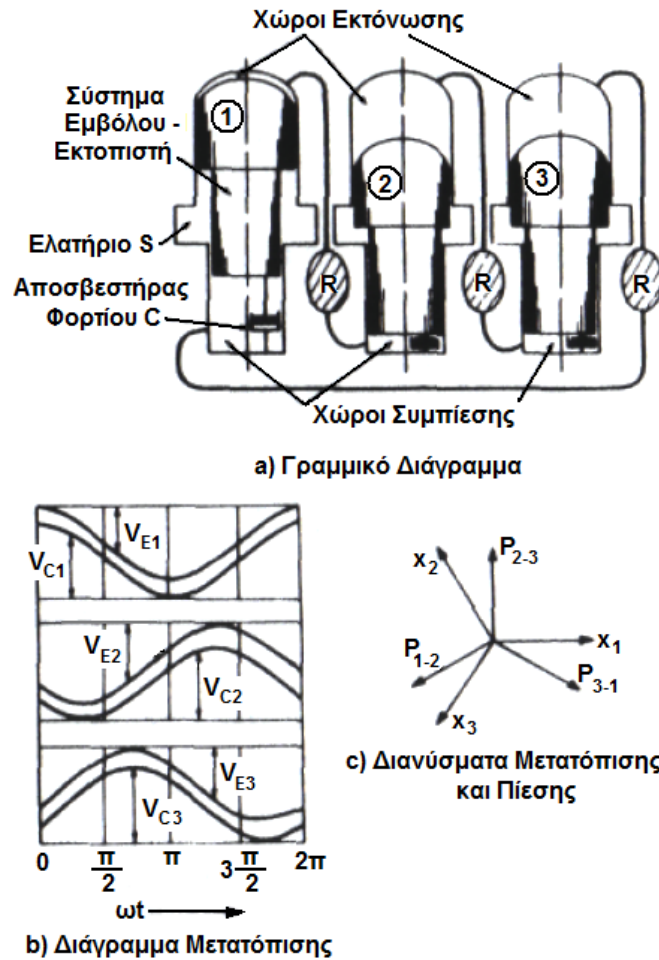
Το διανυσματικό διάγραμμα μετατόπισης και πίεσης φαίνεται στο σχήμα 2-56 (c) και το διανυσματικό διάγραμμα δυνάμεων για τον κύλινδρο και τον εκτοπιστή στα διαγράμματα (d) και (e) αντίστοιχα.



Σχήμα 2-56. Η μηχανή Stirling ελεύθερου κυλίνδρου.

2.16.7 ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΔΙΠΛΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

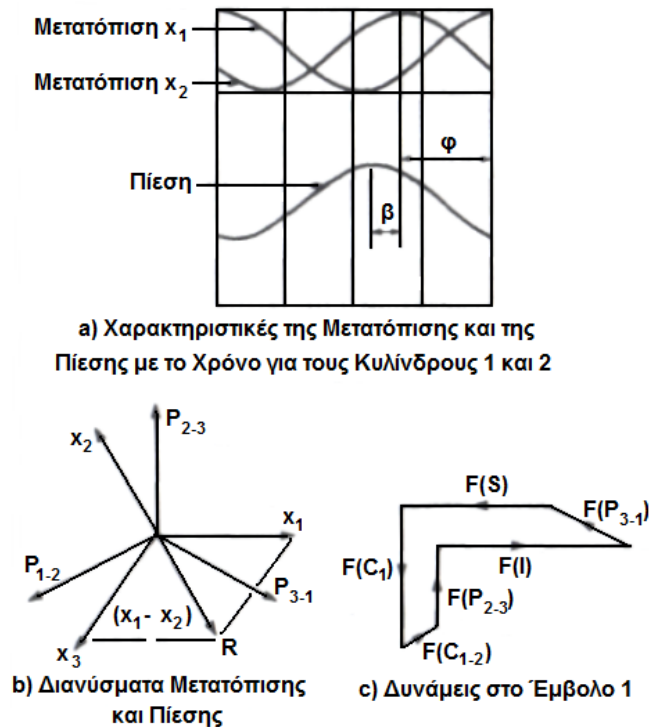
Μία διάταξη μηχανής Stirling διπλής ενέργειας παρουσιάζεται στο σχήμα 2-57. Επιλέξαμε να παρουσιάσουμε μία διάταξη τριών κυλίνδρων, αλλά θα μπορούσε εύκολα να είναι μία τετρακύλινδρη, πεντακύλινδρη ή εξακύλινδρη μηχανή.



Σχήμα 2-57. Μηχανή Stirling τριών κυλίνδρων Siemens.

Ο ανώτερος χώρος εκτόνωσης ενός κυλίνδρου συνδέεται μέσω εναλλάκτη θερμότητας, συμπεριλαμβανομένου ενός αναγεννητή, στον κατώτερο χώρο συμπίεσης του γειτονικού κυλίνδρου σχηματίζοντας έτσι τρία χωριστά συστήματα Stirling: για παράδειγμα $[V_{E1} + V_{C2}]$, $[V_{E2} + V_{C3}]$ και $[V_{E3} + V_{C1}]$. Τα παλινδρομούντα στοιχεία, έμβολα – εκτοπιστές, εκτελούν απλή αρμονική κίνηση, αλλά έχουν διαφορά φάσης μεταξύ τους 120° . Τα διαγράμματα μετατόπισης – χρόνου φαίνονται στο σχήμα 2-57 (b). Το σύστημα έμβολο – εκτοπιστής αποτελείται από δύο παράλληλους ομόκεντρους κυλίνδρους και λειτουργεί σε ένα κύλινδρο που έχει ομόκεντρες οπές, για να ταιριάζουν με τις δύο διαμέτρους του συστήματος εμβόλου – εκτοπιστή. Ο δακτύλιος κάτω από τον εκτοπιστή στο σχήμα του τμήματος είναι το

ελατήριο αερίου του εκτοπιστή. Παρέχει ένα ελατήριο αερίου επαρκούς δυσκαμψίας για να ταλαντωθεί η συντονισμένη μάζα του συστήματος εμβόλου – εκτοπιστή. Κάθε μάζα είναι συνδεδεμένη σε μία συσκευή ισχυρής απόσβεσης C που παράγει το εξαγόμενο έργο της μηχανής. Υπάρχει, επίσης, σύνδεση μεταξύ των γειτονικών παλινδρομουσών μαζών με ένα αποσβεστήρα μικρής απόσβεσης, εξαιτίας των απωλειών αεροδυναμικής τριβής.



Σχήμα 2-58. Διανυσματική αναπαράσταση της μηχανής Stirling διπλής ενέργειας Siemens.

Ας αναφερθούμε τώρα στο σύστημα Stirling που συνδέει τους γειτονικούς κυλίνδρους 1 και 2. Τα διαγράμματα μετατόπισης – χρόνου των δύο αυτών στοιχείων υπερτίθενται στο σχήμα 2-58. Επίσης, παρουσιάζεται μία δυνατή καμπύλη πίεσης – χρόνου του συστήματος. Τα αντίστοιχα διανύσματα μετατόπισης και πίεσης για το σύστημα έχουν σχεδιασθεί στο σχήμα 2-58 (b), ως διάνυσμα x_1 , διάνυσμα x_2 για τις μετατοπίσεις και διάνυσμα P_{1-2} για την πίεση. Τα υπόλοιπα διανύσματα x_3 και πίεση P_{2-3} και πίεση P_{3-1} προστίθενται από συμμετρία. Το διανυσματικό διάγραμμα των δυνάμεων που ασκούνται στο σύστημα 1 εμβόλου – εκτοπιστή δίνεται στο σχήμα 2-58 (c). Οι δυνάμεις είναι: η δύναμη πίεσης λόγω της πίεσης πάνω από τον εκτοπιστή $F(P_{1-3})$, η δύναμη ελατηρίου $F(S)$, η δύναμη απόσβεσης $F(C_1)$, η δύναμη ελαφριάς απόσβεσης $F(C_{1-2})$, η δύναμη πίεσης λόγω της πίεσης κάτω από τον εκτοπιστή $F(P_{1-3})$ και η δύναμη αδράνειας $F(I)$. Τα πολύγωνα δυνάμεων και για τα άλλα δύο συστήματα είναι φυσικά πανομοιότυπα.

Είναι σαφές από τα ανωτέρω, ότι η διανυσματική αναπαράσταση είναι μία ισχυρή μέθοδος για στοιχειώδη ανάλυση και ερμηνεία των συστημάτων που λειτουργούν με τον κύκλο Stirling και είναι ιδιαίτερος κατάλληλη για μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων σε συντονισμένη λειτουργία. Οι Fokker (1978) [14] και Ackerman (1981) [15] έχουν ασχοληθεί με τη χρήση της διανυσματικής αναπαράστασης του κύκλου Stirling. Η μέθοδος χρησιμοποιείται συνεχώς από τους Cooke – Yarborough και συνεργάτες στο Ίδρυμα Έρευνας Ατομικής Ενέργειας στην εργασία τους, που αφορά τη θερμό – μηχανική γεννήτρια και χρησιμοποιείται ευρέως από τη Sunpower και άλλα ιδρύματα που ασχολούνται με την ανάπτυξη μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.

ΜΕΡΟΣ 3^ο: ΜΕΡΙΚΕΣ ΠΡΑΚΤΙΚΕΣ ΘΕΩΡΗΣΕΙΣ

2.17 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

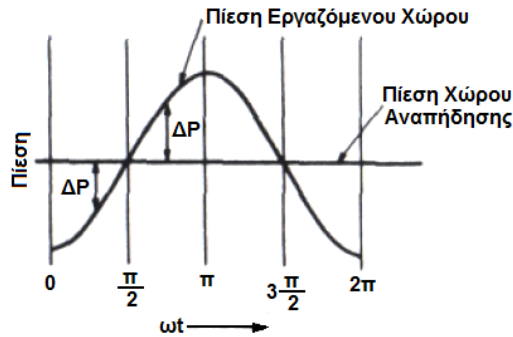
Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων περιλαμβάνουν μικρό αριθμό κινούμενων μερών και φαίνεται να είναι αρκετά απλές και σαφείς. Αυτό είναι παραπλανητικό. Αν και οι μηχανές είναι μηχανολογικά απλές, ο σωστός σχεδιασμός και λειτουργία τους απαιτούν σημαντικές γνώσεις μηχανικής και πολύ υψηλά επίπεδα δεξιοτεχνίας. Σημαντικές πρακτικές θεωρήσεις αναφέρονται παρακάτω.

2.18 ΚΕΝΤΡΑΡΙΣΜΑ ΕΜΒΟΛΟΥ

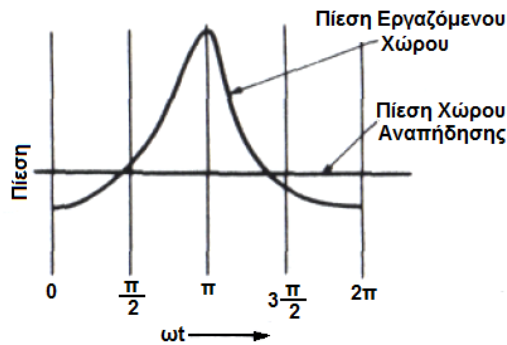
Δεν έχει εφευρεθεί ακόμη ένα ικανό μονωτικό μέσο που να συγκρατεί το ρευστό στον εργαζόμενο χώρο και να παραμένει επαρκώς ευέλικτο για την ανεμπόδιστη λειτουργία του εμβόλου.

Συνεπώς είναι αναπόφευκτη η διαρροή μικρής ποσότητας ρευστού στον εργαζόμενο χώρο και στο χώρο αναπήδησης. Στην ιδανική περίπτωση, που φαίνεται στο σχήμα 2-59 (a), η μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου χώρου παριστάνεται ως αμιγώς ημιτονοειδής με την πίεση του χώρου αναπήδησης σταθερή. Η συμμετρία των διαφορών πίεσης υποδεικνύει ότι η διαρροή από τον εργαζόμενο χώρο προς το χώρο αναπήδησης κατά τη διάρκεια του μισού κύκλου $A - B$ θα πρέπει να αντισταθμίζεται από την ακριβώς ισοδύναμη διαρροή στην ανάποδη κατεύθυνση κατά τη διάρκεια του εναπομείναντος μισού κύκλου $B - C$. Ακόμη κι εδώ, όμως, θα προέκυπτε κάποια διαρροή γιατί η μέση πίεση στο ένα μισό του κύκλου είναι μεγαλύτερη από τη μέση πίεση κατά τη διάρκεια του επόμενου μισού του κύκλου. Επιπλέον, οι παραμικρές μηχανολογικές ατέλειες στη στεγανοποίηση ή στις επιφάνειες της μηχανής, για

παράδειγμα κωνική ή διαφορετική εκκεντρότητα, θα αυξήσει τη ροή. Ένας επιθυμητός ρυθμός διαρροής από τη μία ή από την άλλη μεριά θα υπάρχει ακόμη και στα πιο προσεκτικά κατασκευασμένα στεγανωτικά.



a) Εξιδανικευμένο Διάγραμμα Πίεσης Χρόνου



b) Μη Ημιτονοειδές Διάγραμμα Πίεσης Χρόνου

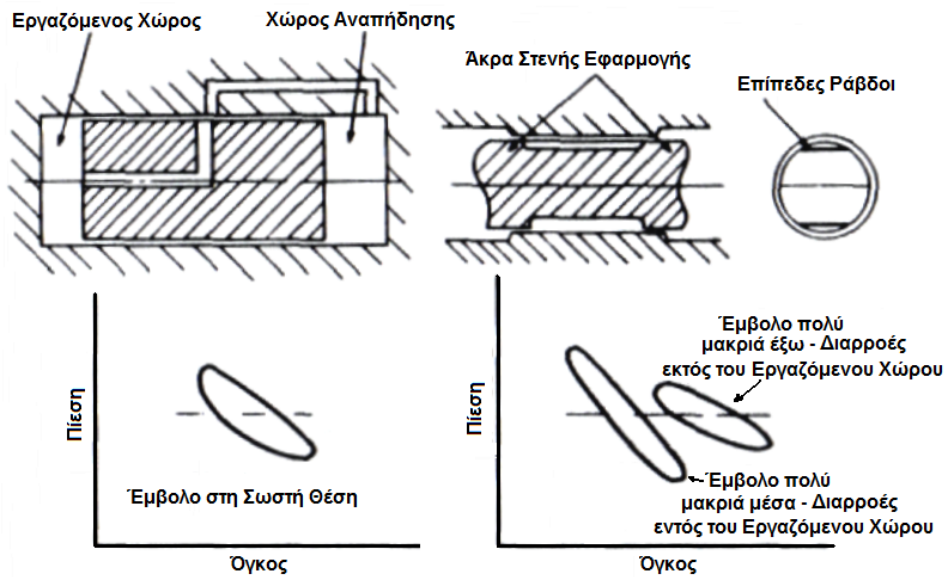
Σχήμα 2-59. Δυναμικό διαρροής ρευστού μεταξύ του χώρου αναπήδησης και του εργαζόμενου χώρου.

Στις πραγματικές μηχανές η καμπύλη πίεσης δεν είναι ποτέ απολύτως ημιτονοειδής αλλά συχνά έχει τη χαρακτηριστική με την υψηλή κορυφή του σχήματος 2-59 (b). Η ογκομετρική παροχή διαμέσου ενός ανοίγματος είναι ανάλογη της διαφοράς των τετραγώνων των πιέσεων που ασκούνται, για παράδειγμα $V \sim (p_1^2 - p_2^2)$. Επομένως, ως συνέπεια της καμπύλης της πίεσης, υπάρχει μία τάση στο ρευστό να διαρρεύσει έξω από τον εργαζόμενο χώρο και κατά συνέπεια το έμβολο να «έρπει» στο θερμό άκρο του κυλίνδρου.

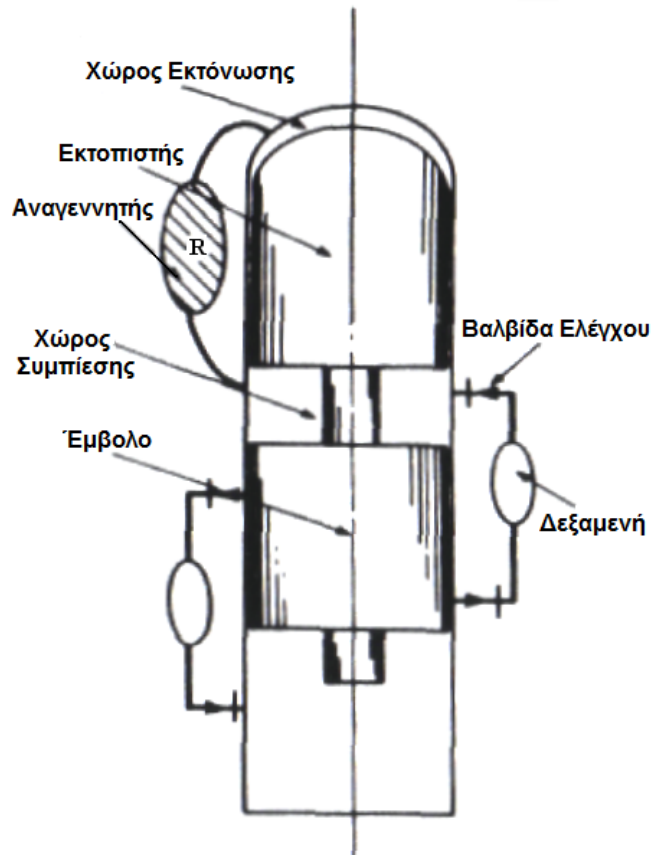
Το έμβολο μπορεί να συγκρατηθεί στην ορθή ζώνη παλινδρόμησης με διάφορες μεθόδους, οι οποίες επιφέρουν μία αντισταθμιστική διαρροή του ρευστού όταν το έμβολο κινηθεί πέρα από προκαθορισμένα όρια.

Δύο μέθοδοι, που έχουν αναπτυχθεί από τη Sunpower και αναφερθεί από το Wood (1980) [16] και περιλαμβάνουν μία ελεγχόμενη διαρροή μεταξύ του εργαζόμενου χώρου και του χώρου αναπήδησης, παρουσιάζονται στο σχήμα 2-60. Μία άλλη μέθοδος που

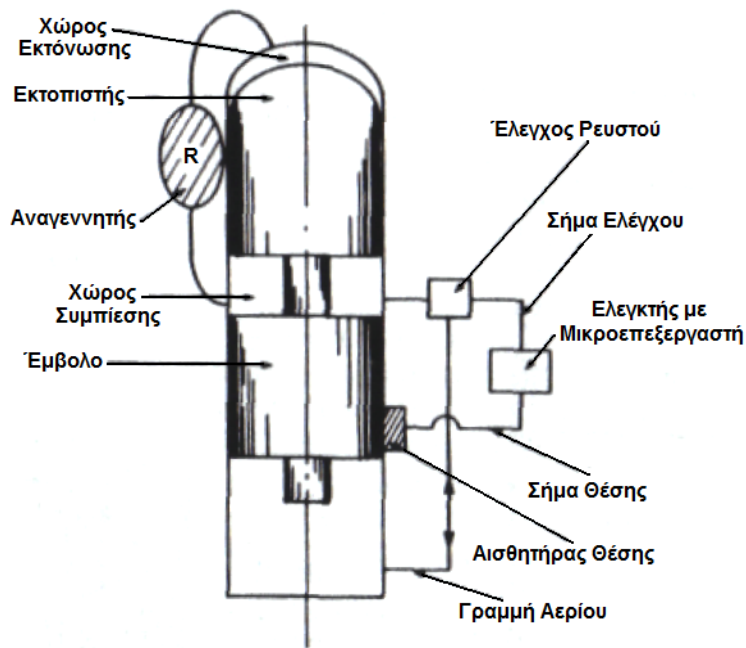
περιλαμβάνει αντισταθμιστική διαρροή, αλλά σημαντικά πιο πολύπλοκη, είναι η τεχνική “αποθήκευσης και απόθεσης” (store and dump) που παρουσιάζεται στο σχήμα 2-61.



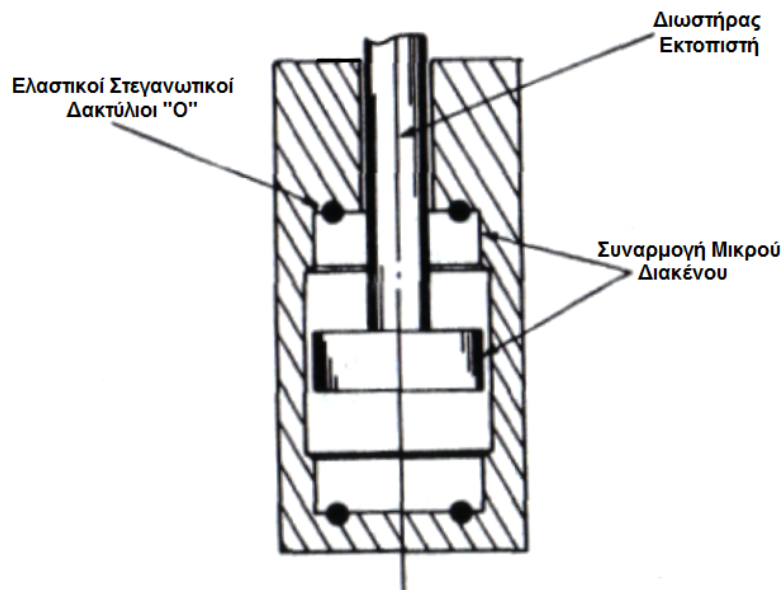
Σχήμα 2-60. Κεντράρισμα εμβόλου με ελεγχόμενες διαρροές.



Σχήμα 2-61. Η μέθοδος κεντραρίσματος εμβόλου «αποθήκευση και απόθεση».



Σχήμα 2-62. Η ενεργή μέθοδος κεντραρίσματος του εμβόλου.



Σχήμα 2-63. Αποσβεστήρες κρούσης δύο άκρων ρευστικής (fluidic) επιβράδυνσης με ελαστικούς δακτυλίους στεγάνωσης «O» (rubber “O” rings).

Ακόμη πιο πολύπλοκη είναι η ενεργή μέθοδος (active method) για κεντράρισμα του εμβόλου, που φαίνεται στο σχήμα 2-62. Αυτή απαιτεί ακριβή υπολογισμό της αντισταθμιστικής διαρροής με τη βοήθεια μίας βαλβίδας ρευστού, η οποία ελέγχεται από μικροεπεξεργαστή. Τόση περιπλοκή είναι ακατάλληλη για μικρές μηχανές, αλλά είναι

ελκυστική για μεγάλες μηχανές όπου το έμβολο θα χρειαστεί να λειτουργήσει με μία από τις εναλλακτικές μεθόδους λειτουργίας, ανάλογα με τις συνθήκες φορτίου. Αυτό θα μπορούσε να απαιτεί την προσαρμογή της θέσης του εμβόλου ή της σκληρότητας του ελατηρίου, για να αλλάξει την εξερχόμενη ισχύ. Ο έλεγχος με μικροεπεξεργαστή είναι κατάλληλος για μεγάλες εξελιγμένες μηχανές αυτής της φύσης.

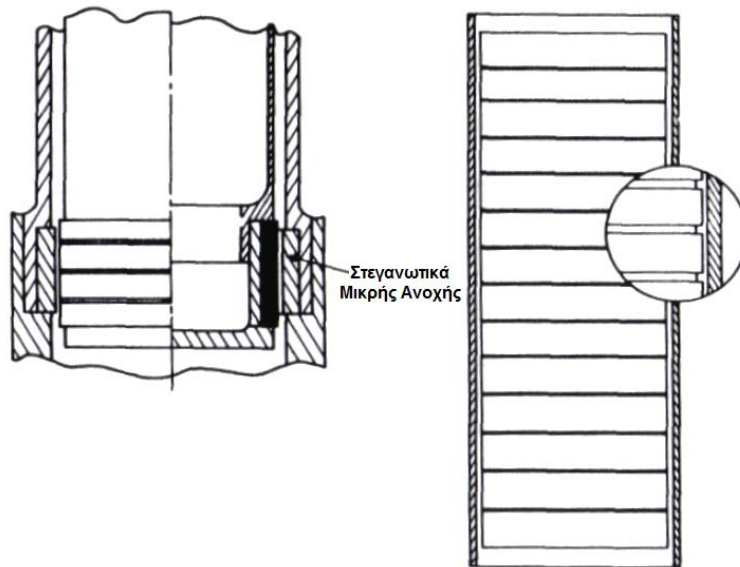
Στις μηχανές με σύστημα εμβόλου – εκτοπιστή το θετικό κεντράρισμα του εκτοπιστή δεν είναι πάντοτε απαραίτητο, ιδιαίτερος στις μικρότερες μηχανές. Για τις περιπτώσεις αυτές είναι επαρκές να επιτραπεί στον εκτοπιστή εντελώς ελεύθερη κίνηση μεταξύ δεδομένων “στάσεων” με πιθανώς ενσωματωμένη μία ρευστική διάταξη απόσβεσης, για να ελαχιστοποιηθούν οι δονήσεις από προσκρούσεις. Μία μορφή του διπλών – άκρων ρευστικού επιβραδυντή με ελαστικούς απορροφητικούς δακτυλίους πρόσκρουσης τύπου «Ο» φαίνεται στο σχήμα 2-63.

2.19 ΣΤΕΓΑΝΩΤΙΚΑ

Τα στεγανωτικά είναι το διαρκές πρόβλημα των μηχανών Stirling. Τα πράγματα είναι πιο εύκολα στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων από ότι στις μηχανές με κινηματικό μηχανισμό που απαιτούν λίπανση με έλαιο, γιατί σε αυτές τις περιπτώσεις η στεγάνωση πρέπει να εμποδίσει την είσοδο του ελαίου στον εργαζόμενο χώρο που περιέχει και το ρευστό. Το έλαιο στον εργαζόμενο χώρο μολύνει και τελικά εμποδίζει τις διόδους ροής του αναγεννητή.

Οι μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων δεν έχουν τις μεγάλες πλευρικές δυνάμεις και τις απαιτήσεις έδρασης των μηχανών με κινηματικό μηχανισμό. Κατά συνέπεια, δεν υπάρχει ανάγκη για έλαιο λίπανσης και το ίδιο το ρευστό μπορεί να λειτουργήσει ως λιπαντικό.

Τα έδρανα που λιπαίνονται με αέριο είναι χαρακτηριστικά στοιχεία υψηλής ακρίβειας με πολύ μικρά διάκενα έτσι, η εφαρμογή τους στις μηχανές Stirling ελευθέρου εμβόλου περιορίζει τη χρήση των συμβατικών ελαστικών στεγανωτικών που έχουν ως βάση άνθρακα ή τεφλόν. Τα τρίμματα που αναπόφευκτα δημιουργούνται από τα ελαστικά στεγανωτικά επηρεάζουν καταστροφικά την ελεύθερη κίνηση των εδράνων που λιπαίνονται με αέριο. Ευτυχώς η χρήση των εδράνων που λιπαίνονται με αέριο, με την συνακόλουθη υψηλή ακρίβεια, επιτρέπουν την ταυτόχρονη χρήση των μικρής ανοχής και μικρής τριβής στεγανωτικών. Έχουν ληφθεί άριστα παραδείγματα στην πραγματικότητα. Τυπικά σχέδια για στεγανωτικά μικρής ανοχής δίνονται στο σχήμα 2-64.



Σχήμα 2-64. Τυπικά στεγανωτικά μικρής ανοχής για μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων.

Ο Grinnell (1956) [17] έδειξε ότι ο ρυθμός διαρροής του αερίου από τα στεγανωτικά μικρής ανοχής είναι:

$$\dot{m} \propto \frac{h}{L^3} \cdot (p_1^2 - p_2^2),$$

όπου \dot{m} = ο ρυθμός της μάζας που διαρρέει,

h = διάκενο,

L = μήκος στεγάνωσης,

p_1 και p_2 είναι οι πιέσεις του ρευστού κατά μήκος της στεγάνωσης.

Η παραπάνω εξίσωση υποδεικνύει ότι το διάκενο h είναι η κρίσιμη διάσταση των στεγανωτικών μικρής ανοχής και πρέπει να μειωθεί στην ελάχιστη δυνατή τιμή. Συχνά τα μικρής ανοχής στεγανωτικά είναι ανάγλυφα και με πτυχές. Μπορούν να κατασκευαστούν ως αυτόνομα ταιριασμένα ζεύγη, με υψηλή ακρίβεια, σε εκπληκτικά χαμηλό κόστος και στη συνέχεια να ενσωματωθούν στη μηχανή με τη δέουσα προσοχή, για την αποφυγή στρεβλώσεων από μηχανικές ή θερμικές τάσεις. Είναι καλή τακτική να απομονώνονται τα στεγανωτικά στοιχεία από κάθε κατασκευαστική ή φέρουσα φορτία λειτουργία.

Το οξειδωμένο αλουμίνιο, λόγω ανοδίωσης, είναι ένα ικανοποιητικό υλικό για στεγανωτικά με μικρό διάκενο. Το αλουμίνιο προσελκύει ενδιαφέρον εξαιτίας της χαμηλής μάζας του, και η ανοδική διεργασία του προσδίδει επιφάνεια πολύ μεγάλης σκληρότητας. Η στεγάνωση πρέπει αρχικά να είναι προετοιμασμένη με κοινό διάκενο στα στεγανωτικά στοιχεία, περίπου $1 / 1000$ της διαμέτρου συν μία ανοχή περίπου 0.0508 mm (0.002 in) για κάθε ανοδιωμένη επιφάνεια. Κατά τη διεργασία της ανοδίωσης παρατηρείται διόγκωση και

είναι επαρκής, για να επιτρέψει ελάχιστη τριβή, ώστε να εδραιώσει την τελική συγκεντρικότητα. Το ζεύγος στεγάνωσης μπορεί τότε να ολοκληρωθεί με εσωτερική λείανση (honing) ή με λείανση αποπεράτωσης (lapping). Το ανοδιωμένο αλουμίνιο, επικαλυμμένο με ενισχυμένο τεφλόν, χρησιμοποιείται μερικές φορές εναλλακτικά.

2.20 ΕΔΡΑΝΑ

Όπως αναφέρθηκε, η έλλειψη πλευρικών δυνάμεων στο έμβολο, στις μηχανές Stirling ελευθέρου εμβόλου, βοηθά στη χρήση εδράνων αερίου, για να αποφευχθούν προβλήματα μόλυνσης του εργαζόμενου χώρου, ιδιαίτερα του αναγεννητή, από λάδι. Στα έδρανα αερίου το ίδιο το αέριο χρησιμοποιείται ως λιπαντικό.

Υπάρχουν δύο τύποι εδράνων αερίου:

- a) υδροστατικά,
- b) υδροδυναμικά.

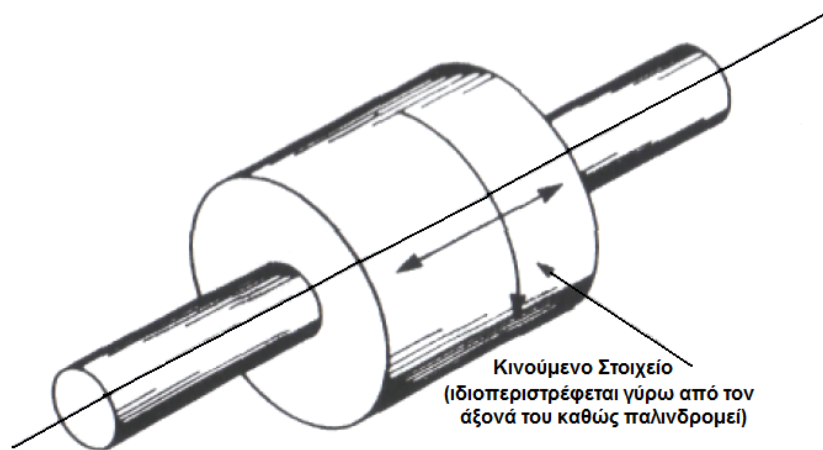
Τα υδροστατικά έδρανα δέχονται πίεση εξωτερικά. Απαιτούν συνεχή τροφοδοσία με πεπιεσμένο αέριο για τη λειτουργία τους και την παροχή επαρκών οχητών για να επιτρέψουν τη διαφυγή χρησιμοποιημένου του αερίου. Τα υδροδυναμικά έδρανα αυτενεργούν, με σχετική κίνηση μεταξύ του εδράνου και του στρεφόμενου άξονα, παράγοντας και διατηρώντας τη μεμβράνη (film) ρευστού που διαχωρίζει τις επιφάνειες. Τα υδροστατικά έδρανα είναι σαφώς ικανά για μεγαλύτερες φορτίσεις από τα υδροδυναμικά έδρανα, γιατί η πίεση τροφοδοσίας του εξωτερικού ρευστού μπορεί να επιλεγεί ανεξάρτητα.

2.20.1 ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΕΔΡΑΝΑ

Τα υδροδυναμικά έδρανα έχουν το μεγάλο πλεονέκτημα της απλότητας. Δρουν αυτόματα και δεν απαιτούν εξωτερικές εγκαταστάσεις υποστήριξης. Έχουν το μειονέκτημα ότι οι δύο επιφάνειες βρίσκονται σε επαφή στην αρχή της εκκίνησης και η μικρή επιφανειακή οπισθέλκουσα είναι αναπόφευκτο να δημιουργήσει μεμβράνη (film) λιπαντικού. Τέτοιου είδους περιστασιακή επιφανειακή επαφή μπορεί συχνά να διευκολυνθεί με τη χρήση συμβατών υλικών μεγάλης επιφανειακής σκληρότητας, συχνά λεπτές επιφανειακές επιστρώσεις εφαρμοζόμενες με ψεκασμό φλόγας ή επιμετάλλωση. Συμβατά ζεύγη τριβέων περιλαμβάνουν: α) οξειδίο του χρωμίου και μεγάλης σκληρότητας επίστρωση από χρώμιο, β) αλουμίνα (Al_2O_3) και αλουμίνα, γ) καρβίδιο σε καρβίδιο, δ) ανοδιωμένο αλουμίνιο και σκληρυμένος ανοξειδωτος χάλυβας.

Τα γραμμικά έδρανα των παλινδρομούντων εμβόλων και εκτοπιστών είναι σαφώς μία πρόκληση για τους σχεδιαστές των υδροδυναμικών εδράνων. Στα δύο άκρα της διαδρομής το

κινούμενο στοιχείο ακινητοποιείται και αντιστρέφει κατεύθυνση. Το υδροδυναμικό φιλμ καταστρέφεται τη στιγμή της αντιστροφής και κάποια αρχική κίνηση πρέπει να υπάρξει για να επαναδημιουργήσει το φιλμ στη διαδρομή της επιστροφής. Συνεπώς, υπάρχει συνεχής και αναπόφευκτη επιφανειακή επαφή στα άκρα της διαδρομής.



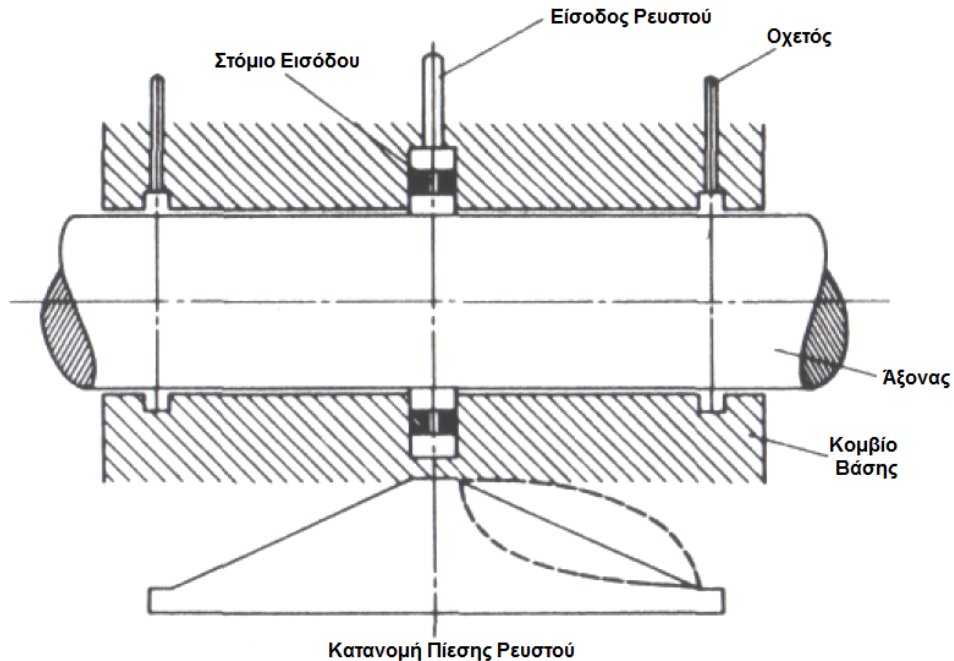
Σχήμα 2-65. Το σχέδιο του περιστροφικού δρομέα (rotary stroker) για υδροδυναμική παλινδρομική στήριξη.

Μία λύση είναι να προκληθεί σταθερή περιστροφή των παλινδρομούντων στοιχείων γύρω από τον άξονά τους καθώς αυτά παλινδρομούν, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2-65. Η περιστροφική κίνηση γεννά ένα υδροδυναμικό φιλμ και διατηρεί το διαχωρισμό των επιφανειών ακόμη και τη στιγμή της αναστροφής. Αυτή η προσέγγιση υιοθετήθηκε από τον Breckenridge και συν. (1971) [18] για τους κρουγονικούς ψύκτες με “περιστροφικό – δρομέα” (rotary – stroker) και για άλλες μηχανές που αναπτύχθηκαν από τον A. D. Little για την Αμερικανική Πολεμική Αεροπορία. Παρόμοια εργασία, που περιλαμβάνει ιδιοπεριστροφόμενα παλινδρομούντα στοιχεία και μία εναλλακτική μαγνητική ανάρτηση αναλύθηκε διεξοδικά από τον Gasser και συν. (1979, 1982) [19, 20] σε σχέση με τους μεγάλης διάρκειας κρουγονικούς ψύκτες Stirling για εφαρμογές στη διαστημική τεχνολογία.

2.20.2 ΥΔΡΟΣΤΑΤΙΚΑ ΕΛΡΑΝΑ

Τα στοιχεία ενός υδροστατικού αερολίπαντου εδράνου παρουσιάζονται στο σχήμα 2-66. Ο άξονας στηρίζεται σε ένα έδρανο στρεφόμενου άξονα με τη βοήθεια αερίου λιπαντικού. Το αέριο λιπαντικό παρέχεται στο κέντρο του τμήματος του στρεφόμενου άξονα που βρίσκεται στο εσωτερικό του εδράνου και εισάγεται στο έδρανο μέσω ενός δακτυλίου από στόμια εισαγωγής. Οι αγωγοί του λιπαντικού είναι τοποθετημένοι στα άκρα του

στρεφόμενου άξονα και συνδεδεμένοι σε μία γραμμή επιστροφής. Μερικές φορές δεν προβλέπονται διαμορφωμένοι αγωγοί και το ρευστό απλώς διαφεύγει από τα άκρα του εδράνου.

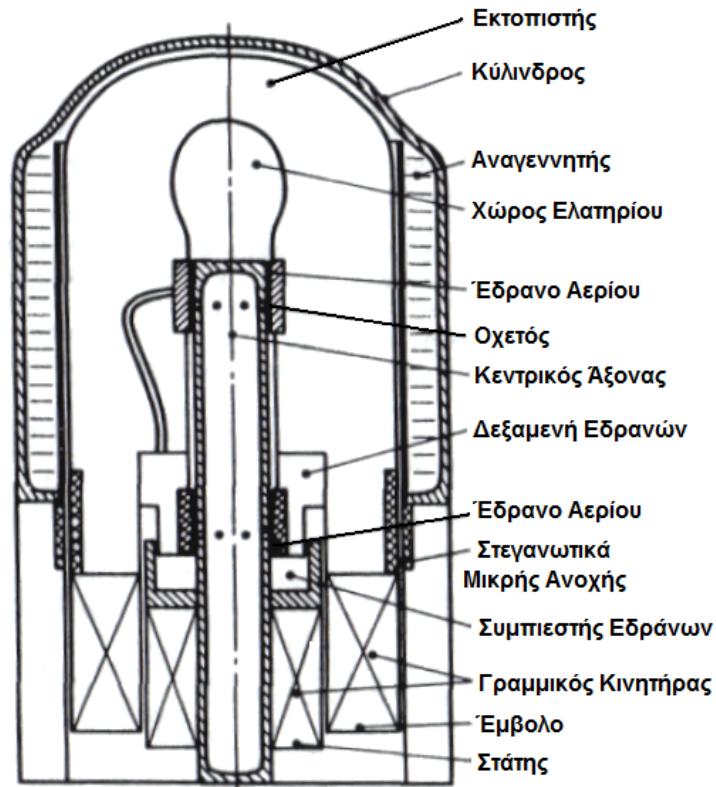


Σχήμα 2-66. Στοιχεία ενός υδροστατικού εδράνου αερίου.

Ένας απαραίτητος όρος για σωστή λειτουργία του εδράνου είναι ότι η πίεση στην είσοδο είναι σημαντικά μεγαλύτερη της πίεσης στην έξοδο. Η κατανομή της πίεσης του ρευστού στο στρεφόμενο άξονα έχει εξιδανικευθεί σε μία γραμμική σχέση στο σχήμα 2-66. Στην πράξη, η κατανομή αυτή είναι πιθανό να βρίσκεται οπουδήποτε μεταξύ των δύο διακεκομμένων γραμμών στα δεξιά της εικόνας. Η ανώτερη διακεκομμένη γραμμή είναι ενδεικτική για ένα έδρανο που φέρει ένα πολύ υψηλό φορτίο με πολύ μικρό διάκενο μεταξύ του άξονα και του περιστρεφόμενου άξονα ή μία υπερβολική παροχή αερίου δια μέσου υπερμεγεθών θυρίδων. Η χαμηλότερη καμπύλη είναι χαρακτηριστική ενός εδράνου που έχει έλλειψη ρευστού με περιορισμένες ή φραγμένες θυρίδες εισαγωγής ή με υπερβολικό διάκενο μεταξύ του άξονα και του περιστρεφόμενου άξονα· αυτό το έδρανο θα μπορούσε να αντέξει μόνο μικρά φορτία.

Συγκρινόμενα με τα υγρά, τα αέρια έχουν υψηλή κινητικότητα εξαιτίας της χαμηλής τους πυκνότητας και συνεκτικότητας. Αυτό είναι ιδιαίτερος αληθές για τα αέρια μικρού μοριακού βάρους, υδρογόνο και ήλιο, που συχνά χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα ρευστά σε μηχανές Stirling. Οι λόγοι για αυτήν την προτίμηση αναλύονται εκτενώς στο βιβλίο του

Walker (1980) [8], αλλά στην ουσία είναι επειδή έχουν ένα συνδυασμό θερμοφυσικών ιδιοτήτων που διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας με σχετικά μικρό έργο άντλησης. Τα χαρακτηριστικά τα οποία είναι ελκυστικά από θερμοδυναμικής άποψης δεν είναι δυστυχώς σε συμφωνία με τα χαρακτηριστικά που είναι πιο κατάλληλα για τα αερολίπαντα έδρανα. Το ήλιο και το υδρογόνο δε θα ήταν η πρώτη επιλογή για το ρευστό μέσο σε ένα έδρανο που λιπαίνεται με αέριο, αν όλες οι άλλες ιδιότητες ήταν ίδιες.



Σχήμα 2-67. Έδρανα αερίου που στηρίζουν τον εκτοπιστή σε μία διαμόρφωση με κεντρικό άξονα (centre – post arrangement).

Η χρήση του αερίου αντί του υγρού λιπαντικού και, επιπλέον, η συνήθης χρήση των ελαφρών αερίων απαιτεί υψηλή ακρίβεια στην κατασκευή των εδράνων αερίου, για να ελαχιστοποιηθούν οι απαιτήσεις ροής αερίου. Το διάκενο του άξονα στον περιστρεφόμενο άξονα θα είναι το ελάχιστο που μπορεί να επιτευχθεί στα όρια της τεχνολογίας της κατεργασίας, τυπικά μικρότερο από 0.05 τοις εκατό της διαμέτρου του άξονα ($5 / 10000$ του mm για κάθε mm διαμέτρου), με τις επαπτόμενες επιφάνειες συνήθως τραχείς ή τραχείς και με πτυχώσεις στο τελείωμα. Οι επιφάνειες συνήθως είναι φινιρισμένες με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη σκληρότητα για να αποφευχθεί η καταστροφή τους σε μία σύντομη επαφή κατά τη διάρκεια της αρχικής εκκίνησης ή όταν παρουσιάζονται απρόσμενες υπερφορτίσεις. Το

καρβίδιο από ψεκασμό φλόγας, η ενανθράκωση σε κλίβανο ή η σκληρή οξειδωση με ανοδική επεξεργασία συνιστώνται για επιφανειακή κατεργασία στο τελείωμα μέχρι την τελική μορφή.

Τα υπερβολικά μικρά διάκενα που είναι απαραίτητα στα αερολίπαντα έδρανα, οδηγούν σε έναν πολύ άκαμπτο άξονα, με σχεδόν μηδενική ακτινική κίνηση. Αυτό διευκολύνει τη χρήση στεγανωτικών αερίου με πολύ μικρή ανοχή στη θέση των μηχανολογικών ελαστικών στεγανωτικών, με όλα τα επακόλουθα προβλήματα τριβής και φθοράς. Ένα κύριο πλεονέκτημα των στεγανωτικών μικρής ανοχής είναι η πλήρης εξάλειψη του έργου τριβής ενός ξηρού ελαστικού στεγανωτικού. Εξίσου σημαντικό, είναι ότι τα απόβλιττα από τη φθορά, ένα αναπόφευκτο αποτέλεσμα των ξηρών ελαστικών στεγανωτικών, επίσης εξαλείφεται. Τα απόβλιττα από τα στεγανωτικά, εισερχόμενα στις εξαιρετικά μικρές οπές ενός εδράνου αερίου, λειτουργούν σαν λειαντικό μέσο με καταστροφικά αποτελέσματα.

Μία τυπική χρήση των εδράνων αερίου για τη στήριξη του εκτοπιστή μίας διάταξης κεντρικού άξονα παρουσιάζεται στο σχήμα 2-67. Ο κεντρικός άξονας και τα έδρανα μικρού διάκενου προσφέρουν εξαιρετικό έλεγχο και σταθερότητα για τον εκτοπιστή με ελεύθερη κατακόρυφη παλινδρομούσα κίνηση και σχεδόν καθόλου ακτινική ή τραχιά (rocked) κίνηση. Τα στοιχεία αερίου μικρής ανοχής είναι ενσωματωμένα στο κατώτερο άκρο του εκτοπιστή. Τα έδρανα αερίου ενεργοποιούνται από υψηλής πίεσης αέριο παρεχόμενο από μία δεξαμενή, η οποία τροφοδοτείται από έναν παλινδρομικό συμπιεστή γύρω από τον κεντρικό άξονα και το κατώτερο άκρο του εκτοπιστή. Μια άλλη δυνατότητα είναι να εκχυθεί υψηλής πίεσης αέριο από το χώρο ελατηρίου κατά τη διάρκεια της μέγιστης συμπίεσης. Τα έδρανα αποστραγγίζουν στον κοίλο κεντρικό άξονα και συνεπώς στο συμπιεστή των εδράνων ή απλά στον εργαζόμενο χώρο κάτω από τον εκτοπιστή. Η διάταξη που φαίνεται είναι ο θερμός κύλινδρος ενός κρυογονικού ψύκτη Vuilleumier και περιλαμβάνει έναν γραμμικό κινητήρα για να ενεργοποιήσει τον εκτοπιστή, αλλά, φυσικά, είναι πιθανές πολλές άλλες διαμορφώσεις και διατάξεις.

Ο σχεδιασμός των υδροστατικών εδράνων αερίου για συστήματα υψηλής απόδοσης είναι μία εξειδικευμένη δραστηριότητα. Οι βασικές αρχές είναι εύκολα κατανοητές και εφαρμόσιμες σε απλές μικρές μηχανές, αλλά, σχέδια για μηχανές υψηλών φορτίων είναι καλύτερα να αφήνονται στους ειδικούς. Υπάρχουν μερικά εξαιρετικά βιβλία για την τεχνολογία και μία πληθώρα τεχνικών εκθέσεων και εγγράφων. Ο Sternlicht (1964) [21] έδωσε μία ενδιαφέρουσα και διασκεδαστική εισαγωγή στο πεδίο που παραμένει αξιοσημείωτη, παρότι παρωχημένη. Ο Habercorn (1976) [22], (1980) [23] και (1980) [24] έδωσε βιβλιογραφικά δεδομένα, συμπεριλαμβανομένων περιλήψεων, για 750 έγγραφα και

εκθέσεις στα έδρανα αερίου στις βάσεις δεδομένων των παρακάτω ιδρυμάτων: United States Government National Technical Information Service (NTIS) και στο Engineering Index.

2.21 ΥΛΙΚΑ

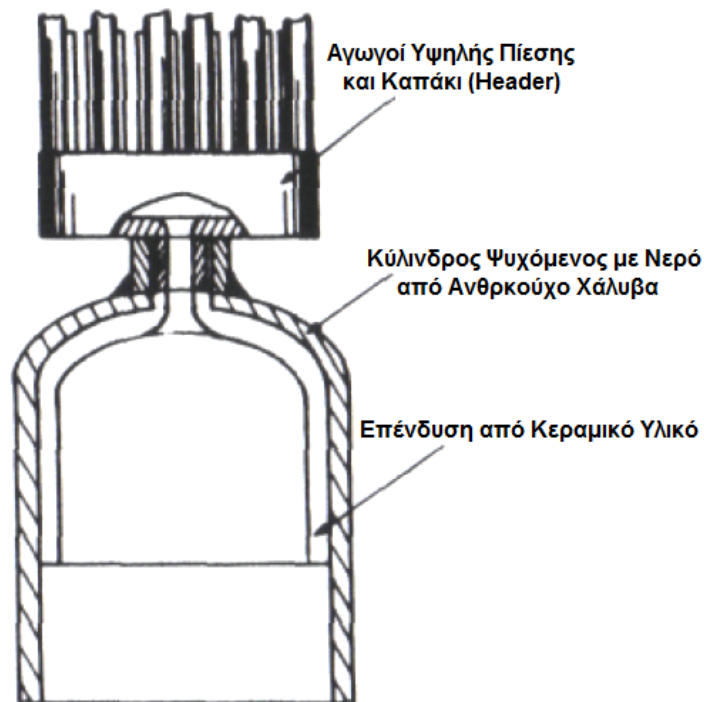
Όπως και σε άλλους κλάδους της μηχανολογίας, η αναζήτηση των κατάλληλων υλικών είναι βασικό μέλημα. Η απαιτούμενη ενασχόληση με το θέμα των υλικών, θα χρειαζόταν το υπόλοιπο αυτού του βιβλίου και περισσότερο. Άλλα βιβλία έχουν εκτενείς αναφορές στα υλικά των μηχανών Stirling (Walker – 1980) [8] και έτσι εδώ θα αναφερθούμε επιγραμματικά σε μερικές από τις κυριότερες πτυχές τους.

Τα θερμά μέρη έχουν τα πιο δυσεπίλυτα προβλήματα, όσον αφορά τα υλικά στις μηχανές Stirling. Αν η θερμική απόδοση είναι σημαντική, και απαιτείται να είναι υψηλή, τότε η μέγιστη θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού πρέπει να είναι τόσο υψηλή ώστε να αντέχουν τα υλικά των θερμών τμημάτων. Σε αυτή τη θεώρηση η μηχανή Stirling έχει κοινό χαρακτηριστικό με τον αεριοστρόβιλο και την ατμομηχανή το γεγονός, ότι τα θερμά μέρη εκτίθενται συνεχώς στις μέγιστες θερμοκρασίες και τάσεις. Στις παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης οι μέγιστες θερμοκρασίες του κύκλου επιτυγχάνονται μόνο στιγμιαία και επομένως μπορούν να είναι πολύ υψηλότερες από τις θερμοκρασίες που θεωρούνται συνήθως ως το μεταλλουργικό όριο.

Οι ανοξείδωτοι χάλυβες χρησιμοποιούνται συμβατικά για τη γενική λειτουργία των κεφαλών του θερμαντήρα στις μηχανές Stirling. Αυτό οφείλεται σε μεγάλο βαθμό στο ότι ο ανοξείδωτος χάλυβας είναι άμεσα διαθέσιμος σε διάφορες μορφές και στη συγκριτική ευκολία στην κατεργασία του. Ο τύπος 316 έχει τις καλύτερες ιδιότητες ερπυσμού μεταξύ των ανοξείδωτων χαλύβων που είναι συνήθως διαθέσιμοι, έχοντας για παράδειγμα διπλάσια δύναμη ρήξης για 10000 ώρες λειτουργίας στους 650°C από τον ανοξείδωτο χάλυβα τύπου 304. Από τα υπέρ – κράματα αυτό με βάση το σίδηρο τύπου N – 155 έχει διπλάσια δύναμη ρήξης για 10000 ώρες λειτουργίας στους 650°C από τον ανοξείδωτο χάλυβα τύπου 316. Το κράμα Udimet 700, που δημιουργείται με κατεργασία καθίζησης και έχει ως βάση το νικέλιο, έχει τετραπλάσια δύναμη ρήξης για 10000 ώρες λειτουργίας στους 650°C από τον ανοξείδωτο χάλυβα τύπου 316.

Αυτό είναι ένα υπερβολικά απλό κριτήριο, φυσικά, γιατί η ακεραιότητα της κεφαλής του θερμαντήρα εξαρτάται πάρα πολύ από την εξάλειψη των τοπικών θερμών σημείων και επίσης από τη μείωση των θερμικών τάσεων οι οποίες, εμφανιζόμενες πιθανόν κατά την εκκίνηση ή την παύση της λειτουργίας, οδηγούν σε θερμική ρήξη.

Παλαιότερες έρευνες του Meijer οδήγησαν σε σωληνοειδείς θερμαντήρες, οι οποίοι έχουν πολλαπλές εξόδους καυσαερίων στα δύο άκρα των σωλήνων, επιτρέποντας απλή αξονική διείσδυση στο θερμό χώρο εκτόνωσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-68. Αυτό συνδυάζεται με τη χρήση θερμομονωτικών γυάλινων κεραμικών διαχωριστικών στον κύλινδρο, ώστε να επιτρέψει τη χρήση υδρόψυκτων κυλίνδρων από σχετικά χαμηλού κόστους χάλυβες στο χώρο εκτόνωσης. Τα ακριβά υλικά που είναι ανθεκτικά στη θερμοκρασία τοποθετούνται τοπικά σε θερμές περιοχές και χρησιμοποιούνται σε σχετικά απλές σωληνοειδείς διαμορφώσεις.



Σχήμα 2-68. Σχέδιο για θερμαινόμενο καπάκι για απλή αξονική διείσδυση του χώρου εκτόνωσης στον κύλινδρο.

Προσπάθειες βρίσκονται σε εξέλιξη, ώστε να ενσωματωθούν κεραμικά κατασκευαστικά στοιχεία στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας των μηχανών Stirling. Οι περισσότεροι ειδικοί, όμως, συμφωνούσαν παλαιότερα, ότι αυτό είναι ένα επιθυμητό, αλλά, μακροπρόθεσμο τόλμημα που πιθανόν να ετίθετο σε γενική εφαρμογή όχι νωρίτερα από την αρχή του 21^{ου} αιώνα, εκτός και αν υπήρχαν δραματικές και απρόβλεπτες, έως εκείνη την εποχή, εξελίξεις στην τεχνολογία των κεραμικών υλικών. Δυστυχώς, οι προβλέψεις τους δεν διαψεύστηκαν, καθώς δεν έχουμε δει ακόμη παραδείγματα κεραμικών κατασκευαστικών

στοιχείων που θα ενσωματωθούν στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας των μηχανών Stirling να παράγονται ευρέως.

Μακριά από τις θερμές περιοχές, οι απαιτήσεις των υλικών στις μηχανές Stirling είναι λιγότερο απαιτητικές. Η χρήση του αλουμινίου είναι ευρέως διαδεδομένη, εξαιτίας της χαμηλής του πυκνότητας, της ευκολίας κατεργασίας, του σχετικά χαμηλού κόστους του, της υψηλής θερμικής αγωγιμότητάς του και της δυνατότητας να υποστεί σκληρή ανοδική διεργασία ώστε να παραχθεί επιφανειακό φινίρισμα με μεγάλη σκληρότητα. Το αλουμίνιο έχει υψηλό συντελεστή θερμικής εκτόνωσης και είναι, φυσικά, μαλακό και όλκιμο σε σύγκριση με το χάλυβα, έτσι ώστε πρέπει να δοθεί προσοχή στην εφαρμογή του.

Τα πλαστικά υλικά, ιδιαίτερα αυτά με νηματώδη ενίσχυση από εποξική ρητίνη, φαίνονται να έχουν λαμπρό μέλλον για το κυλινδρικού σχήματος κέλυφος που απαντάται συνήθως στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων, αλλά μέχρι στιγμής δεν έχουν εφαρμοστεί ευρέως.

2.22 ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Τα ελατήρια είναι απαραίτητα στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων, για να παρέχουν τις δυνάμεις αποκατάστασης, ώστε να συντηρούν την κυκλική λειτουργία των παλινδρομούντων στοιχείων. Συνήθως, διάφορα ελατήρια είναι ενσωματωμένα για να συνδέουν το έμβολο και τον εκτοπιστή στον κύλινδρο (βάση) ή μεταξύ τους.

Δύο κατηγορίες ελατηρίων χρησιμοποιούνται:

- a) μηχανικά ελατήρια,
- b) ελατήρια αερίου.

Σε μηχανές με μεγάλη χωρητικότητα, οι δυνάμεις ελατηρίου που εμπλέκονται είναι τόσο μεγάλες, που τα μηχανικά ελατήρια θα χρειαζόταν να είναι τόσο ογκώδη που θα επικρατούσαν του σχεδίου. Επομένως, τα μηχανικά ελατήρια δε χρησιμοποιούνται ευρέως για να παραγάγουν τις κύριες δυνάμεις αποκατάστασης, αλλά ενσωματώνονται μερικές φορές για συμπληρωματικούς σκοπούς, όπως να βοηθήσουν την αναστροφή, την εκκίνηση ή τη διατήρηση της στατικότητας.

Τα μηχανικά ελατήρια έχουν το πλεονέκτημα, συγκρινόμενα με τα ελατήρια αερίου, των μικρών απωλειών, αλλά υπόκεινται σε αστοχία από κόπωση του μετάλλου και μπορούν να προκαλέσουν πλευρικά ασύμμετρα φορτία σε συστήματα που φαινομενικά υπόκεινται μόνο σε αξονικές δυνάμεις και κινήσεις. Τα ελατήρια αερίου δεν έχουν πλευρικές φορτίσεις και δεν υπόκεινται σε κόπωση. Ωστόσο, η απώλεια υστέρησης στα ελατήρια αερίου μπορεί

να είναι υπολογίσιμη και μπορεί να υπάρχουν επίσης, απώλειες λόγω διαρροής. Επιπλέον, τα ελατήρια αερίου δεν παρέχουν θετική ανάρτηση όταν δε λειτουργεί η μηχανή.

2.23 ΔΥΣΚΑΜΨΙΑ (ΣΚΛΗΡΟΤΗΤΑ) ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ

Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό κάθε ελατηρίου είναι η δυσκαμψία ελατηρίου K , επίσης γνωστή ως σταθερά ελατηρίου. Αυτή είναι η δύναμη που πρέπει να ασκηθεί για να προκαλέσει μοναδιαία απόκλιση του ελατηρίου, δηλαδή $[Kg / m]$ ή $[lb_f / m]$. Η δυσκαμψία του ελατηρίου έχει σημαντική επίδραση στη φυσική συχνότητα ενός ταλαντούμενου συστήματος. Σε ένα απλό σύστημα ελατηρίου – μάζας, όπως αυτό του σχήματος 2-31, η φυσική συχνότητα υπολογίζεται από την ισότητα:

$$f_n = \left(\frac{1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \sqrt{\frac{K}{M}}$$

όπου f_n = φυσική συχνότητα,

K = δυσκαμψία ελατηρίου,

M = μάζα.

Για ένα ελατήριο αερίου, όπως αυτό που παρουσιάζεται στο σχήμα 2-69, η σταθερά ελατηρίου μπορεί εύλογα να προσεγγιστεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$K = \frac{(\gamma \cdot p \cdot A^2)}{V}$$

όπου K = σταθερά ελατηρίου,

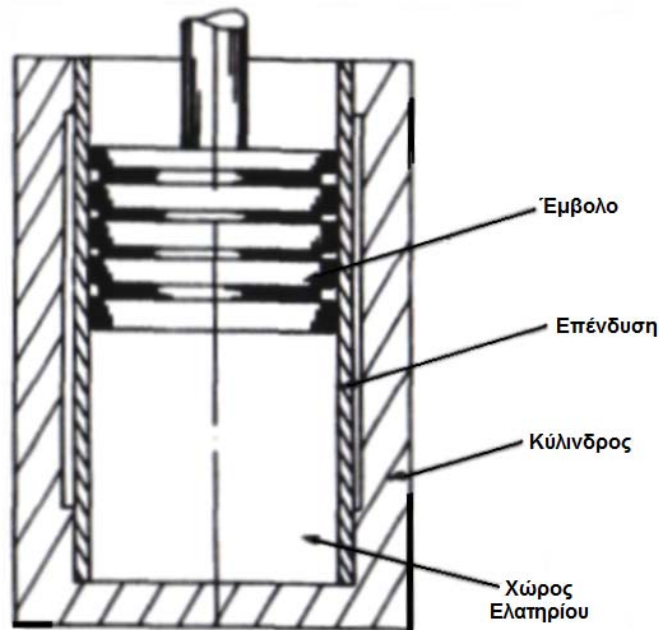
γ = λόγος των ειδικών θερμοτήτων (C_p / C_v) του αερίου του ελατηρίου,

p = μέση πίεση του αερίου του ελατηρίου,

A = επιφάνεια του εμβόλου του ελατηρίου αερίου,

V = μέσος όγκος του ελατηρίου αερίου.

Η εγκυρότητα αυτής της προσεγγιστικής εξίσωσης βελτιώνεται, όταν το εύρος της αλλαγής του όγκου του ελατηρίου (ΔV) είναι μικρό σε σύγκριση με το συνολικό όγκο του ελατηρίου, δηλαδή $V / \Delta V > 10$. Όταν το εύρος της αλλαγής του όγκου γίνει υπολογίσιμο, το ελατήριο αερίου αποκτά έναν όλο και περισσότερο μη γραμμικό χαρακτήρα και η δύναμη του ελατηρίου δεν είναι γραμμική συνάρτηση της μετατόπισης. Οι απώλειες υστέρησης του ελατηρίου είναι, επίσης, μία ισχυρή συνάρτηση του λόγου $V / \Delta V$ και, όταν η απόδοση είναι μία σημαντική παράμετρος, παρέχουν έναν καθοριστικό λόγο για τη διατήρηση ενός υψηλού λόγου όγκων.



Σχήμα 2-69. Σύστημα ελατηρίου αερίου.

2.24 ΕΠΙΛΟΓΟΣ

Στο κεφάλαιο αυτό καλύψαμε με επιφανειακό τρόπο, αρκετά στοιχεία από την ειδική τεχνολογία που σχετίζεται με τις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων. Είδαμε πώς η ενέργεια ρέει από την υψηλή θερμοκρασία στη χαμηλή θερμοκρασία και τα φαινόμενα συντονισμού στα μηχανικά συστήματα, που συνδυάζονται για να διατηρήσουν μία μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων σε μία σταθερή καθορισμένη κατάσταση ταλάντωσης.

Υπάρχουν πολλές πιθανές παραλλαγές σχεδιασμού των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων. Έγινε προσπάθεια για να καθοριστεί μία ορθολογική βάση για την κατάταξη των πολλών διαφορετικών γνωστών διατάξεων.

Εξετάστηκαν βασικές πτυχές των μηχανικών ταλαντώσεων και η τεχνική της διανυσματικής αναπαράστασης εφαρμόστηκε για τις κύριες κατηγορίες μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.

Τέλος, ορισμένες από τις πιο σημαντικές πρακτικές πτυχές των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων εξετάστηκαν εν συντομία. Αναφέρθηκαν θέματα που άπτονται των μεθόδων σταθεροποίησης της θέσης του εμβόλου, των στεγανωτικών, των εδράνων, των υλικών και μερικών πτυχών των ελατηρίων.

2.27 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 2^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Walker, G. and Senft, J. R., “Lecture Notes in Engineering: Free Piston Stirling Engines”, Chapter 2 – Free – Piston Stirling Engines, pp. 23 – 99, Edited by C. A. Brebbia and S. A. Orszag, Springer – Verlag, 1985.
2. Μπορμπιλάς, Ν. Α., Διδακτορική Διατριβή: “Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλων Stirling”, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο – Τομέας Θερμότητας, Αθήνα, 2004.
3. Agbi, B., “Beale Free – Piston Stirling Engine”, M.Sc. Thesis, University of Calgary, Alberta, 1971.
4. Beale, W., “Free – Piston Stirling Engines”, Notes for UCLA Short Course on Stirling Engines, Univ. of Calif. at Los Angeles, September, 1976.
5. Beale, W., “A free cylinder stirling engine solar powered water pump”, Proc. Int. Solar Energy Soc. Cong., Panta, Ga., June, 1979.
6. Martini, W., “Private Communication”. Martini Engineering, 2303 Harris, Richland, Washington, U.S., 1982.
7. Walker, G., “Cryocoolers”, International Monograph on Cryogenics, Plenum Press, New York, 1983.
8. Walker, G., “Stirling Engines”, Oxford University Press, Oxford, 1980.
9. de Hartog, J. P., “Mechanical Vibrations”, 4th Edition, McGraw – Hill Book Co., New York 1956.
10. Tse, F. S., Morse, I. E. and Hinkle, R. T., “Mechanical Vibrations”, Allyn and Bacon, Boston, Mass, 1978.
11. Myklestad, N. O., “Fundamentals of Vibration Analysis”, McGraw Hill Book Co., New York, 1963.
12. Beale, W., Holmes, W., Lewis, S. and Cherg, E., “Free – piston stirling engines – A progress report”, Soc. of Auto. Eng., Paper No. 730647, Powerplant Mtg., Chicago, III, June 18 – 22, 1973.
13. Senft, J. R., “Advances in stirling engine technology”, Proc. 14th I.E.C.E.C. Paper No. 799252, pp. 1175 – 1179, 1979.
14. Fokker, H., “The description of the stirling cycle in a vector diagram”, Proc. 13th Int. Soc. Energy Conv. Eng. Conf., Paper No. 789112, 1978.
15. Ackerman, R. A., “Dynamic analysis of a small free – piston resonant cryorefrigerator”, Paper No. 7, pp. 57 – 69, NBS Special Pub. 607, Refrigeration for Cryogenic Sensors and Electronic Sensors, U.S. National Bureau of Standards, Washington, D. C., May, 1981.

16. Wood, G., “Lecture Notes for Free – Piston Stirling Engine Workshop”, Sunpower Inc., Athens, Ohio, 1980.
17. Grinnell, S. K., “Flow of a compressible fluid in a thin passage”, Trans. A.S.M.E., pp. 765 – 771, May 1956, (see Paper No. 55 – SA – 13).
18. Breckenridge, R. W., Heuchling, T. P. and Moore, R. W., “Rotary Reciprocating Cryogenic Refrigeration System Studies”, Part I Analysis, Tech. Report AFFDL – TR – 71 – 115, Part I, Wright Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio, 1971.
19. Gasser, M. G., Sherman, A. and Beale, W., “Developments toward achievement of a 3 – 5 year lifetime stirling cycle refrigerator for space applications”, Proc. Cryo. Eng. Conf., Madison, Wis. (see also Adv. in Cryo. Eng. 1980, Vol. 26 (Ed. K. Timmerhaus), Plenum Press, N. Y.), 1979.
20. Gasser, M. G., Sherman, A. and Beale, W., “Developments toward achievement of a 3 – 5 year lifetime stirling cycle refrigerator for space applications”, Paper No. 11, pp. 103 – 115, NBS Spec. Pub. 607, Refrigeration for Cryogenic Sensors and Electronic Systems, US National Bureau of Standards, Washington, D. C., May, 1982.
21. Sternlicht, B., “Design and Application of Gas Bearings”, Paper No. 64 – MD – 3, A.S.M.E., New York, 1964.
22. Habercom, G. E., “Gas Bearings: Volume I 1964 – 1970”, Accession No. NTIS / PS – 76 / 0969, NTIS, Springfield, Va, 1976.
23. Habercom, G. E., “Gas Bearings: Volume II 1971 – 1979”, Accession No. NTIS / PB – 80 / 2499, NTIS, Springfield, Va, 1980.
24. Habercom, G. W., “Gas Bearings / Engineering Index 1970 – 1979”, Accession No. PB 80 – 802507, NTIS, Springfield, Va, 1980.
25. Benson, G. M., “Analysis and design of free – piston stirling engines: Thermodynamics and dynamics”, Proc. 15th Int. Soc. Energy Conv. Eng. Conf., Paper No. 809334, 1980.

3. ΤΕΧΝΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ

3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ανάλυση των μηχανών Stirling είναι δύσκολη. Στο εσωτερικό μίας μηχανής Stirling, λαμβάνουν χώρα: α) συνεχής κυκλική ροή και β) θερμικές διεργασίες, από το ένα άκρο της μηχανής στο άλλο. Η δημιουργία ενός μοντέλου γι' αυτό το συγκρότημα αλληλένδετων γεγονότων, με τέτοιο τρόπο, ώστε η απόδοσή του να μπορεί να περιγραφεί με χρήσιμους και έχοντες νόημα μαθηματικούς υπολογισμούς, είναι πραγματικά ένα δυσεπίλυτο πρόβλημα. Επομένως, ακριβώς όπως το βουνό δελεάζει τον αναρριχητή, αυτό το πρόβλημα έχει προκαλέσει την προσοχή πάρα πολλών ικανών μυαλών. Παρόλο που, πολλές από τις σημαντικές προσπάθειες παραμένουν ιδιωτικές, η ανοικτή βιβλιογραφία σε σχέση με το αντικείμενο αυτό είναι ήδη εκτενής.

Η σύνθετη διεργασία στο εσωτερικό μίας μηχανής Stirling προκαλείται και συντηρείται από δύο απλές και εμφανείς δράσεις, δηλαδή τις κινήσεις του εμβόλου και του εκτοπιστή (ή των δύο εμβόλων). Για μια μηχανή με κινηματικό μηχανισμό, αυτή η κίνηση είναι ενσωματωμένη στο υλικό και η ανάλυση ξεκινά με καθορισμένη κίνηση εμβόλου και εκτοπιστή. Από εδώ συνεχίζουμε το δύσκολο θέμα που περιγράφει αυτό που συμβαίνει με το αέριο και το μέταλλο στο εσωτερικό της μηχανής.

Η ανάλυση μίας μηχανής ελευθέρου εμβόλου, ελευθέρου εκτοπιστή, είναι ακόμη πιο περιπλεγμένη, επειδή η δυναμική του εμβόλου και του εκτοπιστή προκαλείται από την κίνηση του ρευστού που η ίδια η κίνησή τους προκαλεί. Αυτό μας αφήνει λιγότερες γνωστές αρχικές παραμέτρους και, συνεπώς, η ανάλυση είναι πιο δύσκολη.

Το γεγονός ότι η δυναμική της μηχανής ελευθέρων εμβόλων συνδέεται με τη θερμοδυναμική του ρευστού, κάνει την εργασία των σχεδιαστών πιο δύσκολη και κατά κάποιο τρόπο, παραδόξως, τους αναγκάζει να εξαρτώνται περισσότερο από την ανάλυση κατά τη διαδικασία της σχεδίασης, ώστε να καταφέρουν να φθάσουν ένα δεδομένο επίπεδο επιτυχίας. Ο Wood (1982) [1] από τη Sunpower Inc το θέτει κατ' αυτόν τον τρόπο: *“Μία μηχανή με στρόφαλο σχεδιασμένη ανεπαρκώς θα έχει συνήθως μικρότερη από την αναμενόμενη απόδοση, αντίθετα μία μηχανή ελευθέρων εμβόλων σχεδιασμένη ανεπαρκώς είναι πιθανόν να μη λειτουργήσει καθόλου”*.

Για δεδομένες διαδρομές και γωνίες φάσης του εμβόλου και του εκτοπιστή, συμβαίνει το ίδιο στο εσωτερικό μίας μηχανής ελευθέρων εμβόλων με αυτό που γίνεται και εσωτερικά μίας μηχανής με κινηματικό μηχανισμό. Συνεπώς, τα πολλά και διάφορα σχεδιαγράμματα

ανάλυσης που αναπτύχθηκαν για τις μηχανές με στρόφαλο μπορούν να χρησιμοποιηθούν επίσης, για να μοντελοποιήσουν τις διεργασίες που συμβαίνουν στον εργαζόμενο χώρο σε μία μηχανή ελευθέρων εμβόλων· χρειάζεται ένα μόνο επιπλέον μέσο για τον καθορισμό της δυναμικής του εμβόλου και του εκτοπιστή.

Σε αυτό το κεφάλαιο θα προσπαθήσουμε να παράσχουμε απλώς έναν οδηγό για το πεδίο της ανάλυσης των μηχανών Stirling. Ακολουθώντας μία αυτοδύναμη παρουσίαση στοιχειωδών προσεγγίσεων, θα αρκεστούμε σε σύντομες περιγραφές των μεγάλων κατηγοριών των μεθόδων ανάλυσης και θα παρέχουμε αναφορές των πιο προσιτών βιβλίων και εγγράφων που φαίνεται να προσφέρουν επαρκή εισαγωγικά στοιχεία για τη βιβλιογραφία που αφορά στις μηχανές Stirling· οι αναφορές αυτές με τη σειρά τους θα παρουσιάσουν το υπόλοιπο σώμα των δημοσιευμένων έργων, αν παραστεί ανάγκη για περεταίρω εμβάθυνση (Walker και Senft – 1985) [2].

3.2 ΘΕΜΕΛΕΙΩΔΗ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ

3.2.1 ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ

Στα αρχικά στάδια του προγράμματος σχεδίασης μίας μηχανής, θα επιθυμούσε κανείς να προβλέπει εύκολα και απλά την ισχύ και την απόδοση από τις ολικές διαστάσεις της μηχανής και τις συνθήκες λειτουργίας της. Το προφανές σημείο έναρξης είναι από τον ιδανικό κύκλο Stirling που παρουσιάζεται στο σχήμα 1-1, στο διάγραμμα P – V. Το έργο του κύκλου υπολογίζεται εύκολα από την παρακάτω εξίσωση (3.1).

$$W = \oint p \cdot dV = m \cdot R \cdot (T_E - T_C) \cdot \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (3.1)$$

Αυτό, τότε, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί με την υπολογισμένη ταχύτητα ώστε να προβλέψουμε την ισχύ της μηχανής ως εξής:

$$P = f \cdot W$$

όπου f είναι η συχνότητα.

Ωστόσο, αυτή η μέθοδος έχει δύο σημαντικές ελλείψεις. Καταρχάς η εξίσωση (3.1) έχει ισχύ για τον ιδανικό κύκλο Stirling, και κάθε πραγματική μηχανή αποκλίνει αρκετά από την ιδανική για τους λόγους που συζητήθηκαν στο Κεφάλαιο 1, π.χ. μη ισοθερμοκρασιακή

διεργασία, συνεχής κίνηση του εμβόλου, νεκρός χώρος και άλλα. Ο πραγματικός κύκλος της μηχανής είναι στην καλύτερη περίπτωση μία αρκετά στρογγυλεμένη μορφή του τετράπλευρου ιδανικού διαγράμματος $P - V$.

Θα μπορούσαμε να λάβουμε υπ' όψιν αυτές τις αποκλίσεις από την ιδανικότητα και τις απώλειες λόγω μηχανικής τριβής χρησιμοποιώντας έναν κατάλληλο συντελεστή για το έργο W . Επειδή αυτός ο συντελεστής μπορεί να υποτεθεί μόνο από την πρακτική εμπειρία, ο Martini (1978) [3] αναφέρεται διακριτά σε αυτόν ως ένα “εμπειρικό συντελεστή”. Αυτό είναι απολύτως εφαρμόσιμο στην πράξη, αν όντως δεν αναμένουμε έναν “καθολικό συντελεστή” εφαρμόσιμο υπό όλες τις συνθήκες και για όλους τους τύπους μηχανών. Αν ασχοληθούμε με μία ομάδα μηχανών περιορισμένων σε μέγεθος, τύπο, διαμόρφωση και συνθήκες λειτουργίας, τότε ένας εμπειρικός συντελεστής μπορεί να συσχετιστεί με τις μηχανές σε αυτήν την κατηγορία με αποδεκτά αποτελέσματα. Μια σημαντική αλλαγή σε κάθε ένα από τα κύρια χαρακτηριστικά, ωστόσο, απαιτεί συνήθως να βρεθεί ένας νέος συντελεστής. Θα πρέπει πάντοτε να είμαστε πρόθυμοι να επιτρέψουμε ένα ευρύ περιθώριο σφάλματος σε αυτήν την προσέγγιση. Αλλά, προτού αναλύσουμε αυτό περισσότερο, ας αναφέρουμε τη δεύτερη ατέλεια της εξίσωσης (3.1).

Η εξίσωση (3.1) δεν περιέχει τις πιο κατάλληλες μεταβλητές για ταχεία εφαρμογή και γρήγορες συγκρίσεις. Για παράδειγμα, σχεδόν πάντοτε έχουμε δεδομένα τη διατομή και τη διαδρομή μίας δεδομένης μηχανής, αλλά σπανίως το μέγιστο και τον ελάχιστο όγκο V_1 και V_2 . Παρομοίως, μπορούμε εύκολα να διαβάσουμε τη μέση πίεση του κύκλου μίας μηχανής από ένα μετρητή που είναι τοποθετημένος στο θάλαμο του χώρου ρύθμισης, αλλά η ακριβής μέτρησή της μάζας του εργαζόμενου ρευστού είναι πολύ δυσκολότερη.

3.2.2 ΑΡΙΘΜΟΣ BEALE

Υποκινούμενος, προφανώς, από αυτούς τους συλλογισμούς ο William Beale επινόησε την ακόλουθη αδιάστατη ποσότητα B_n για διάφορες δεδομένες μηχανές Stirling:

$$B_n = \frac{P}{f \cdot V_o \cdot p_m}$$

όπου P = καθαρή ισχύς ή ισχύς πέδησης της μηχανής,

f = συχνότητα,

p_m = μέση πίεση κύκλου,

V_o = διακύμανση συνολικού όγκου (ο όγκος που σαρώνεται από το έμβολο στην περίπτωση μίας μηχανής εμβόλου / εκτοπιστή).

Ο Beale κατέληξε στο συμπέρασμα ότι, για επιτυχημένες και καλώς σχεδιασμένες μηχανές ο αριθμός B_n ήταν σχεδόν πάντα περίπου 0.15 σε μονάδες συστημάτων (π.χ. SI). Αν μετρήσουμε το V_o στην περισσότερο εύχρηστη μονάδα των cc (κυβικών εκατοστών) και την p_m σε bar, τότε, με την P σε watts και την f σε Hz, προκύπτει ο αριθμός B_n ίσος με 0.015.

Αυτή η ανακάλυψη έγινε γρήγορα και παραμένει ακόμη δημοφιλές εργαλείο για προκαταρκτικούς υπολογισμούς της απόδοσης της μηχανής:

$$P = 0.15 \cdot f \cdot V_o \cdot p_m \quad (3.2)$$

Ως ένα παράδειγμα για την ευκολία με την οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί αυτή η εξίσωση (ακριβώς ο λόγος της δημοτικότητάς της), θα θεωρήσουμε μία μηχανή που λειτουργεί με αέρα με διάμετρο 12 cm και διαδρομή 6 cm λειτουργώντας για παράδειγμα στις 1200 rpm με μία μέτρια μέση πίεση, ας πούμε 4 bar. Εφαρμόζοντας την εξίσωση (3.2) μπορούμε να υπολογίσουμε την αναμενόμενη ισχύ εξόδου στην περιοχή των:

$$P = 0.015 \cdot \frac{1200}{60} \cdot (12)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (6) \cdot 4 = 814 \text{ watts}$$

Οι περισσότερες από τις μηχανές που εξετάστηκαν από τον Beale λειτουργούσαν λιγότερο ή περισσότερο μεταξύ των ίδιων θερμοκρασιακών ορίων, τους περίπου 650°C για το θερμαντήρα και τους 65°C για τον ψύκτη. Ο Walker (1979) [4] παρήγαγε μία πολύ χρήσιμη γραφική σχέση της μεταβολής του αριθμού Beale με τη θερμοκρασία. Η κεντρική καμπύλη είναι η μέση τιμή του ολικού αριθμού μηχανών που εξετάστηκαν και οι εξωτερικές διακεκομμένες καμπύλες δείχνουν το εύρος της διακύμανσης που είναι πιθανόν να υπάρξει. Προσεκτικά σχεδιασμένες μηχανές, ιδίως όσον αφορά τους εναλλάκτες θερμότητας, θα πέσουν πιο κοντά στην ανώτερη καμπύλη, ενώ η κατώτερη καμπύλη είναι χαρακτηριστική των απλούστερων μηχανών.

Ο West (1981) [5] ανακάλυψε την αναλογική της εξίσωσης (3.2) λαμβάνοντας υπόψη την επίδραση της θερμοκρασίας. Αυτός βρήκε ότι:

$$P = F \cdot f \cdot V_o \cdot p_m \cdot \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \quad (3.3)$$

για τυπικές πραγματικές μηχανές Stirling, όπου T_E είναι η θερμοκρασία στο θερμό άκρο και T_C στο ψυχρό. Η τιμή του εμπειρικού συντελεστή F προτείνεται από το West να λαμβάνεται ίση με 0.35 (ή 0.035 για τις πιο εύχρηστες μονάδες) ακολουθώντας τις παρατηρήσεις του Martini. Από αυτήν την τιμή προκύπτει ένας αριθμός Beale περίπου 0.15 (ή 0.015) για μία μηχανή που λειτουργεί μεταξύ των θερμοκρασιών $650^\circ C$ και $90^\circ C$, η οποία είναι σύμφωνη με την αρχική εξίσωση (3.2).

Ο Senft (1982) [6, 7] αργότερα οδηγήθηκε στον τύπο της (3.3) άμεσα από τον ιδανικό κύκλο Stirling χωρίς επιπλέον υποθέσεις ή προσεγγίσεις. Αυτό αποδεικνύει ότι η εξίσωση είναι εγγενώς εφαρμόσιμη σε όλες τις μηχανές Stirling. Για τον ιδανικό κύκλο είναι: $F = 2$.

Επομένως η εξίσωση (3.3) μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη θέση της (3.2) για να καλύψει τις μηχανές Stirling που λειτουργούν με πολύ υψηλές θερμοκρασίες θερμαντήρα (π.χ. κεραμικό θερμό άκρο) και με πολύ χαμηλές θερμοκρασίες (π.χ. Fluidyne). Για παράδειγμα, αν επιθυμούσαμε να λειτουργήσουμε τη μηχανή του παραπάνω παραδείγματος στις θερμοκρασίες $T_C = 90^\circ C$ και $T_E = 550^\circ C$, η εξερχόμενη ισχύς θα μειωνόταν στα:

$$P = 0.035 \cdot \frac{1200}{60} \cdot (12)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (6) \cdot 4 \cdot \frac{823 - 363}{823 + 363} = 737 \text{ watts}$$

Δηλαδή θα είχαμε μία μείωση της ισχύος κατά 10%. Φυσικά, στην πραγματικότητα το αποτέλεσμα θα ήταν πιθανώς μεγαλύτερο εξαιτίας, επίσης, μίας μείωσης στην ταχύτητα με τη χαμηλότερη θερμοκρασία θερμαντήρα.

Αν και θα έπρεπε να είναι σαφές από την προηγηθείσα ανάλυση και τα παραδείγματα, είναι πιο εύχρηστο να χρησιμοποιήσουμε τις θερμοκρασίες μετάλλου του θερμαντήρα και του ψύκτη αντί για τις T_E και T_C στην εξίσωση (3.3). Σε αυτό το επίπεδο της ανάλυσης δεν μπορούμε να κάνουμε κάτι, εκτός από το να προβλέψουμε τις θερμοκρασίες αερίου που έχουν επιτευχθεί· είναι καλύτερα να θεωρήσουμε ότι ο εμπειρικός συντελεστής δικαιολογεί αυτές τις διαφορές (οι οποίες σε μία καλώς σχεδιασμένη μηχανή είναι αρκετά μικρές) και να αποδεχθούμε τα αποτελέσματα ως ένα πρώτο (αλλά συνήθως πολύ καλό) οδηγό.

Οι παρατηρήσεις που έγιναν προηγουμένως και αναφέρονται στην περιορισμένη ισχύ του εμπειρικού συντελεστή αφορούν την εξίσωση (3.3). Τελικά, η ισχύς του ιδανικού κύκλου

που προκύπτει από την εξίσωση (3.3) είναι ακριβώς ίση με αυτήν που υπολογίσαμε από την εξίσωση (3.1) (Senft – 1982) [6]. Έτσι, αν επιθυμούσαμε να εργαστούμε με μηχανές χαμηλής T_E , η εγκυρότητα του $F = 0.35$ θα πρέπει να ελεγχθεί και πολύ πιθανόν ο συντελεστής θα πρέπει να τροποποιηθεί.

3.2.3 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ

Η περισσότερο αβέβαιη τιμή που εμπλέκεται στην εφαρμογή της εξίσωσης της ισχύος της μέσης πίεσης (3.3) είναι η συχνότητα f . Αυτό είναι αληθές για τις μηχανές με κινηματικό μηχανισμό, όπου σε αυτό το σημείο της ανάλυσης, πρέπει ως επί το πλείστον να βασιστούμε σε διαισθητικές κρίσεις που βασίζονται στην εμπειρία από πραγματικές μηχανές. Ένα καλό ρητό για να ακολουθήσουμε είναι: “όσο χαμηλότερες τιμές υποθέτουμε τόσο πιο ασφαλής είναι η κατασκευή”. Όπως μπορεί να εκτιμηθεί εύκολα, απαιτείται ένα υψηλότερο επίπεδο (βαθμός) ανάλυσης, ενσωματώνοντας τουλάχιστον τις εσωτερικές απώλειες και τα εξωτερικά φορτία, ώστε να προβλέψουμε τη συχνότητα της μηχανής.

Επειδή η μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων, ελευθέρου εκτοπιστή, είναι μία συσκευή με περίπου σταθερή συχνότητα, είναι πολύ πιο εύκολος ο προσδιορισμός της συχνότητάς της από αυτή μίας πλήρως κινηματικής μηχανής. Για μια πρώτη προσέγγιση της συχνότητας, θα μπορούσαμε να θεωρήσουμε τη φυσική συχνότητα του συνδυασμού της μάζας του εμβόλου και του ελατηρίου:

$$f = f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.4)$$

όπου M = συνολική μάζα του εμβόλου

K = καθαρή σταθερά ελατηρίου στο έμβολο.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η μάζα M είναι η συνολική μάζα της διάταξης του εμβόλου, περιλαμβάνοντας κάθε εξάρτημα της διάταξης φορτίου που είναι συνδεδεμένο και παλινδρομεί μαζί με το έμβολο. Το K είναι το άθροισμα των σταθερών όλων των ελατηρίων που είναι συνδεδεμένα στη διάταξη του εμβόλου. Αυτό περιλαμβάνει την “επίδραση ελατηρίου” του εργαζόμενου χώρου. Η σταθερά του ελατηρίου αερίου του εργαζόμενου χώρου μπορεί να εκτιμηθεί από την ακόλουθη εξίσωση, όπου K_g είναι η σταθερά ελατηρίου του ελατηρίου αερίου:

$$K_g = \frac{\gamma \cdot p_m \cdot A^2}{V_m} \quad (3.5)$$

όπου $\gamma = C_p/C_v$,

p_m = μέση πίεση αερίου,

A = επιφάνεια διατομής εμβόλου,

V_m = μέσος όγκος του θαλάμου του ελατηρίου.

Φυσικά, ένα αδιαβατικό ελατήριο δεν έχει σταθερά, αλλά για ένα ελατήριο αερίου με μικρή διακύμανση όγκου σε σχέση με το μέσο όγκο ισχύει ο νόμος του Hooke με το υπολογισμένο προηγουμένως K_g .

Στον εργαζόμενο χώρο μίας μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων συμβαίνουν πολύ περισσότερα από ότι στο εσωτερικό ενός αδιαβατικού ελατηρίου αερίου, έτσι ώστε η (3.4) να αποτελεί συνήθως μόνο ένα σημείο εκκίνησης, ωστόσο πολύτιμο. Αν η μηχανή είναι εφοδιασμένη με ένα επιπρόσθετο μεγάλο ελατήριο στο έμβολο, τότε η σταθερά ελατηρίου του εργαζόμενου χώρου είναι λιγότερο κρίσιμη. Ως ένα προσεγγιστικό κανόνα για τυπικές διαμορφώσεις μηχανών, ο Beale προτείνει τη μείωση της τιμής που προκύπτει από την εξίσωση (3.4) κατά 20 % (Beale – 1976) [8].

Θα πρέπει να έχουμε στο μυαλό μας ότι, αν και η μηχανή ελευθέρου εμβόλου λειτουργεί σε σχεδόν καθορισμένη συχνότητα, η διαδρομή του εμβόλου δεν είναι καθορισμένη. Ο σαρωμένος όγκος V_o μεταβάλλεται στην πραγματικότητα με το φορτίο και τη μέση πίεση. Άρα, η εξίσωση (3.3) δεν προσφέρει κάτι περισσότερο για το στρόφαλο ή για την ελεύθερη μηχανή· στην πρώτη περίπτωση η συχνότητα είναι απροσδιόριστη (σε αυτό το στοιχειώδες επίπεδο) και στη δεύτερη ο σαρωμένος όγκος είναι απροσδιόριστος.

Μια ενδιαφέρουσα συνέπεια της παραπάνω ανάλυσης είναι ότι, η μέση πίεση του κύκλου, ή πίεση γόμωσης, μπορεί να χρησιμοποιηθεί, εντός ορίων, για την τροποποίηση των χαρακτηριστικών λειτουργίας της μηχανής. Για παράδειγμα, σε μία μηχανή με πολύ μικρή εξωτερική ανάρτηση του εμβόλου, υπερισχύει η επίδραση του ελατηρίου αερίου του εργαζόμενου χώρου. Άρα από τις εξισώσεις (3.4) και (3.5) η συχνότητα λειτουργίας της μηχανής είναι ανάλογη της τετραγωνικής ρίζας της μέσης πίεσης:

$$f \sim \sqrt{p_m} \quad (3.6)$$

Έτσι, μπορούμε να ελέγξουμε τη συχνότητα μεταβάλλοντας την πίεση γόμωσης, η οποία (συχνότητα) μπορεί να υποχρεωθεί να ταιριάζει με την βέλτιστη συχνότητα λειτουργίας της συσκευής φορτίου.

Η πίεση γόμωσης μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για να διαφοροποιήσει τη διαδρομή του εμβόλου σε κάποιο βαθμό. Αυτό είναι πιο αποτελεσματικό, όταν η μηχανή λειτουργεί κοντά στο όριο της ισχύος εξόδου που επιβάλλεται από τους εξωτερικούς (και εσωτερικούς) εναλλάκτες θερμότητας αυτής. Αν αυξηθεί η μέση πίεση, θα αυξηθεί και η συχνότητα όπως προβλέπει η εξίσωση (3.6) και αν δεν είναι δυνατή η αύξηση της ισχύος ανάλογα, εξαιτίας των ορίων στη ροή της θερμότητας, τότε ο σαρωμένος όγκος πρέπει να μειωθεί.

3.2.4 ΑΠΟΔΟΣΗ

Όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1, ο βαθμός απόδοσης του ιδανικού κύκλου Stirling με αναγέννηση είναι:

$$\bar{\eta} = 1 - \frac{T_C}{T_E} \quad (3.7)$$

Αυτός είναι ο πολύ γνωστός βαθμός απόδοσης του Carnot που είναι ο μέγιστος δυνατός βαθμός απόδοσης για μία μηχανή που λειτουργεί μεταξύ των θερμοκρασιών T_E και T_C . Αυτό συμβαίνει, επειδή η ποσότητα της θερμότητας που απορροφήθηκε από το εργαζόμενο αέριο κατά τη διάρκεια μίας ισόογκης διεργασίας είναι ακριβώς η ίδια με την ποσότητα που αποδίδεται στην άλλη ισόογκη διεργασία. Αυτό κάνει την αναγέννηση – την εναλλακτική προσωρινή αποθήκευση και απόδοση θερμότητας – θεωρητικά δυνατή, και στην πράξη μπορούν να δημιουργηθούν σχετικά αποδοτικοί αναγεννητές.

Έτσι, αν και η (3.7) είναι θεωρητικά κατάλληλη για τις Stirling, πρακτικά είναι υπερβολικά αισιόδοξη για κάθε άλλη χρήση εκτός από αυτή ως άνω όριο (το οποίο είναι για όλες τις μηχανές). Επιπρόσθετα, στην πράξη ενδιαφερόμαστε περισσότερο για το βαθμό απόδοσης πέδης, ο οποίος είναι ο λόγος της ισχύος που είναι διαθέσιμη στην άτρακτο προς το ρυθμό τής από τη μηχανή απορροφούμενης θερμότητας. Συγκεκριμένα, η τελευταία αυτή ποσότητα ορίζεται ως το άθροισμα του ρυθμού με τον οποίο η θερμότητα απορροφάται από το νερό ψύξης της μηχανής και της μετρημένης ισχύος της ατράκτου. Ο ορισμός αυτός χρησιμοποιείται επειδή είναι πιο εύκολο να μετρηθεί η θερμότητα που μεταφέρεται στο ψυκτικό νερό από ότι να μετρηθεί (κάπως) η θερμότητα που μεταφέρεται στο θερμό άκρο της

μηχανής και η δια συναγωγής απώλεια θερμότητας από τα θερμά εξαρτήματα της μηχανής προς το περιβάλλον μπορεί εύκολα να ελαχιστοποιηθεί με μόνωση, τουλάχιστον για τις ανάγκες αυτής της μέτρησης.

Μία ρεαλιστική προσέγγιση για την εκτίμηση του βαθμού απόδοσης πέδης είναι να παραλληλίσουμε αυτήν που χρησιμοποιήθηκε παραπάνω, δηλαδή να πολλαπλασιάσουμε το $\bar{\eta}$ με έναν εμπειρικό συντελεστή που προέρχεται από στοιχεία για παρόμοιες μηχανές. Ο Martini (1978) [3] ερευνήσε δεδομένα από πολλές μηχανές (Philips, United Stirling, General Motors, MAN / MWN) και ανακάλυψε ότι ο βαθμός απόδοσης πέδης κυμαινόταν από 28 % έως 69 % του $\bar{\eta}$, του βαθμού απόδοσης του Carnot: οι τιμές του $\bar{\eta}$ υπολογίστηκαν από τις θερμοκρασίες μετάλλου του θερμαντήρα και του ψύκτη. Άρα μία τιμή περίπου 0.5 του βαθμού απόδοσης Carnot θα μπορούσε να αναμένεται για το μέσο όρο των σύγχρονων καλά σχεδιασμένων μηχανών.

Λίγα ακόμα μπορούν να ειπωθούν σε αυτό το επίπεδο για να βελτιώσουμε την ακρίβεια ή τη βεβαιότητα των μεθόδων υπολογισμού της ισχύος και του βαθμού απόδοσης που περιγράφηκαν παραπάνω. Για να το πραγματοποιήσουμε αυτό, πρέπει να εφαρμόσουμε ένα προωθημένο σύστημα ανάλυσης που μοντελοποιεί τη μηχανή καθολικά. Αυτό έγκειται στο να λαμβάνει υπόψη τις σημαντικές αλληλεπιδράσεις μεταξύ των διαφόρων στοιχείων της μηχανής.

3.3 ΜΕΘΟΔΟΙ ΑΝΑΛΥΣΗΣ

Σε όλες σχεδόν τις μηχανές Stirling, εκτός των FPSE, ο εκτοπιστής και το έμβολο ισχύος ή τα δύο έμβολα ισχύος οδηγούνται από ένα στροφαλοφόρο άξονα. *Συνεπώς, οι τέσσερις διεργασίες εν μέρει καλύπτουν η μία την άλλη.* Ο πυρήνας της μεθόδου σχεδιασμού πρώτης τάξεως είναι ο υπολογισμός της ισχύος εξόδου όταν τα μέρη κινούνται ημιτονοειδώς ως προς το χρόνο.

Υπάρχουν δύο βασικοί τρόποι αντιμετώπισης του προβλήματος, αριθμητικά και αναλυτικά.

1. Στην αριθμητική μέθοδο οι θερμοί και ψυχροί όγκοι της υπό εξέταση μηχανής υπολογίζονται για ένα αριθμό χρόνων στη διάρκεια του κύκλου – π.χ. κάθε 30° της γωνίας στροφάλου. Επιπλέον, υπολογίζεται ο νεκρός όγκος. Καθορίζονται οι αποδοτικές θερμοκρασίες του θερμού χώρου, του ψυχρού χώρου και του χώρου του νεκρού όγκου. Επίσης καθορίζεται η μάζα του εργαζόμενου αερίου μέσου. *Θεωρείται ότι για ορισμένη γωνία του άξονα η πίεση σε όλη την έκταση της μηχανής είναι ίδια.*

Εφόσον η θερμοκρασία και ο όγκος κάθε χώρου του αερίου είναι καθορισμένα, η κοινή πίεση σε κάθε γωνία του άξονα υπολογίζεται χρησιμοποιώντας το νόμο του τελείου αερίου. Στη συνέχεια η πίεση του αερίου αναπαρίσταται γραφικά σε σχέση με το συνολικό όγκο αερίου και το εμβαδόν της κλειστής καμπύλης μετράται ώστε να υπολογιστεί το παραγόμενο έργο ανά κύκλο. Σημειώνονται, επίσης, οι μέγιστες και ελάχιστες πιέσεις.

2. Στην αναλυτική μέθοδο η κίνηση των μερών της μηχανής ορίζεται ημιτονοειδώς με καθορισμένη διαφορά γωνίας φάσης μεταξύ τους. Κατά τον ίδιο τρόπο με την αριθμητική μέθοδο, προσδιορίζονται οι θερμοκρασίες του αερίου στα διαφορετικά μέρη της μηχανής και θεωρούνται σταθερές. Έπειτα, χρησιμοποιώντας τις μεθόδους υπολογισμού ολοκληρώνεται το διάγραμμα πίεσης-όγκου της μηχανής για τη γενική περίπτωση. Πρώτος έκανε αυτό το 1871 ο Gustaf Schmidt ο οποίος και εξέδωσε τα αποτελέσματά του. Από τότε, αρκετοί συγγραφείς έχουν παρουσιάσει τύπους με βάση την ανάλυση του Schmidt. Κατά τη διάρκεια της διδακτορικής διατριβής μελετήθηκαν με την αναλυτική μέθοδο εννέα μηχανές Stirling εκ των οποίων η μία ψυκτική.

Συμπεράσματα μεθόδων σχεδιασμού πρώτης τάξεως:

1. Οι μέθοδοι σχεδιασμού πρώτης τάξεως είναι καλές για ανάλυση προκαταρκτικών συστημάτων.
2. Οι σύγχρονες θερμαινόμενες με φλόγα μηχανές Stirling που τροφοδοτούν όλα τα βοηθητικά μέρη δεν πραγματοποιούν άνω του 58% της απόδοσης Carnot όπως υπολογίζεται μεταξύ της θερμοκρασίας του μετάλλου του θερμαντήρα και της θερμοκρασίας του νερού ψύξης.
3. Οι δημοσιευμένες εξισώσεις Schmidt για τον υπολογισμό της βασικής παραγόμενης ισχύος από τις διαστάσεις της μηχανής είναι γενικά σωστές και μπορούν εύκολα να επαληθευτούν με αριθμητικές μεθόδους.
4. Προς το παρόν δεν υπάρχουν αξιόπιστοι εμπειρικοί παράγοντες οι οποίοι να συσχετίζουν τη βασική ισχύ με την ισχύ πέδης για μια καλώς σχεδιασμένη μηχανή Stirling.

3.3.1 ΑΝΑΛΥΣΗ SCHMIDT

Παρόλο που πολλά πρωτοβάθμια συστήματα ανάλυσης έχουν εκτεθεί στη βιβλιογραφία διαθέτουν πάντοτε έναν κοινό πυρήνα υποθέσεων που πρότεινε πρώτος ο G. Schmidt (1871) [9]:

- i) το εργαζόμενο ρευστό είναι ιδανικό αέριο,
- ii) η μάζα του αερίου στον εργαζόμενο χώρο της μηχανής είναι σταθερή,
- iii) η στιγμιαία πίεση του αερίου είναι σταθερή κατά μήκος του εργαζόμενου χώρου,

- iv) ο εργαζόμενος χώρος αποτελείται από ισοθερμοκρασιακές περιοχές,
- v) το έμβολο και ο εκτοπιστής κινούνται ημιτονοειδώς.

Η υπόθεση (i) είναι λογική και η (ii) μπορεί να προσεγγισθεί σε μεγάλο βαθμό στην πράξη από προσεκτικά τοποθετημένα στεγανωτικά των διωστήρων του εμβόλου και του εκτοπιστή (και φυσικά υψηλής αντοχής στατικά στεγανωτικά, επίσης). Η υπόθεση (iii) αγνοεί την πτώση πίεσης λόγω της τριβής του ρευστού πράγμα που ήταν πιθανώς αρκετά αποδεκτό την εποχή του Schmidt για τις βραδύστροφες μηχανές. Αυτή η πτώση πίεσης, ωστόσο, είναι σημαντική για μία ταχύστροφη μηχανή. Έτσι, η υπόθεση (iii) περιορίζει την ακρίβεια της ισχύος που προβλέπεται από την ανάλυση σε αυτήν την περίπτωση.

Μακράν η πιο σημαντική υπόθεση στο σύνολό τους είναι η (iv). Είναι, μάλιστα, τόσο σημαντική, ώστε αυτή η ανάλυση αναφέρεται συχνά ως μία ισοθερμοκρασιακή ανάλυση. Ο εργαζόμενος χώρος λαμβάνεται συνήθως να αποτελείται από τρεις περιοχές: το χώρο εκτόνωσης, το χώρο συμπίεσης και έναν κενό ή νεκρό χώρο. Το αέριο σε καθένα από αυτούς τους χώρους θεωρείται ότι είναι σε μία σταθερή θερμοκρασία συναφή με αυτό το χώρο: ολόκληρο το αέριο στο χώρο εκτόνωσης βρίσκεται στη σταθερή θερμοκρασία T_E , ολόκληρη η ποσότητα αερίου στο χώρο συμπίεσης σε μία χαμηλότερη θερμοκρασία T_C και το αέριο στο νεκρό χώρο σε μία ενδιάμεση θερμοκρασία T_D (συνήθως ο μέσος όρος των T_C και T_E).

Αυτή η υπόθεση συνεπάγεται τότε ότι οι διεργασίες εκτόνωσης και συμπίεσης είναι ισοθερμοκρασιακές και είναι σε τέλεια συμφωνία με τον ιδανικό κύκλο, αλλά είναι αρκετά μακριά από την πραγματική μηχανή, στην οποία οι διαδικασίες είναι πιο κοντά στις αδιαβατικές. Η υπόθεση, επίσης, απαιτεί το αέριο που εκτοπίζεται από τον ένα χώρο σε έναν άλλο στιγμιαία να αλλάζει θερμοκρασία, ώστε να είναι σύμφωνη με αυτή του νέου χώρου. Αυτό βεβαίως είναι φυσικώς αδύνατον, απαιτώντας άπειρο ρυθμό μεταφοράς θερμότητας ή μηδενική ειδική θερμότητα.

Ωστόσο, αποδεχόμενοι αυτήν την υπόθεση παράγουμε ένα αληθινό γενικό μοντέλο το οποίο είναι μαθηματικώς ευάγωγο, πράγμα που το κάνει πολύ αξιόλογο ως ένα βασικό οδηγό σχεδίασης για μηχανές Stirling.

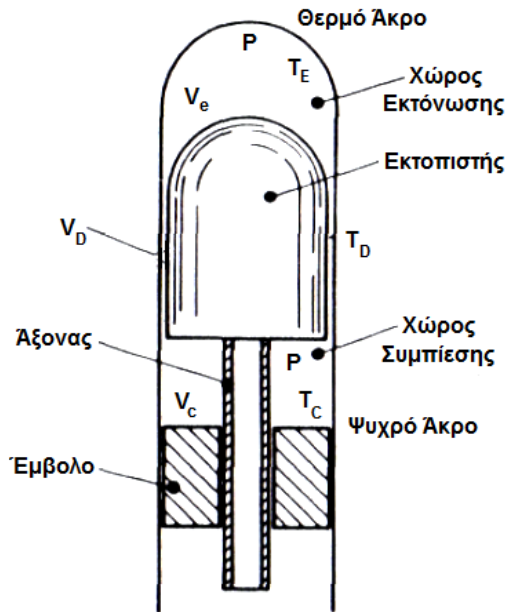
Αυτές οι πρώτες τέσσερις υποθέσεις καθορίζουν πλήρως την πίεση του εργαζόμενου χώρου ως συνάρτηση της θέσης του εμβόλου και του εκτοπιστή. Το Σχ. 3-1 παρουσιάζει την βασική κάψουλα της μηχανής Stirling και απεικονίζει την ορολογία που χρησιμοποιείται με τις ισοθερμοκρασιακές υποθέσεις: στον πίνακα ονοματολογίας περιγράφονται περεταίρω οι όροι. Η πίεση του εργαζόμενου χώρου είναι:

$$p = \frac{m \cdot R}{\frac{V_c}{T_C} + \frac{V_e}{T_E} + \frac{V_D}{T_D}} \quad (3.8)$$

Σημειώνουμε ότι οι μόνες μεταβλητές στη δεξιά μεριά της εξίσωσης (3.8) είναι οι V_e και V_c , οι οποίοι είναι γραμμικές συναρτήσεις της θέσης του εκτοπιστή και του εμβόλου.

Αν το έμβολο και ο εκτοπιστής εξαναγκαστούν να κινηθούν κυκλικά οι V_e και V_c θα είναι περιοδικές συναρτήσεις της θέσης του τροφάλου ή του χρόνου και το έργο ανά κύκλο είναι:

$$W = m \cdot R \cdot \oint \frac{d(V_e + V_c)}{\frac{V_c}{T_C} + \frac{V_e}{T_E} + \frac{V_D}{T_D}} \quad (3.9)$$



Σχήμα 3-1. Η βασική μηχανή Stirling μοντελοποιημένη ισοθερμοκρασιακά.

όπου η ολοκλήρωση πραγματοποιείται επί της κοινής περιόδου των V_e και V_c . Τονίζουμε ότι η εξίσωση (3.9) είναι εντελώς γενική· ισχύει για κάθε είδους κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή. Το έργο W μπορεί να προσδιοριστεί εύκολα με αριθμητικές μεθόδους για κάθε δεδομένες περιοδικές συναρτήσεις V_c και V_e .

Η υπόθεση (v) ότι το έμβολο και ο εκτοπιστής κινούνται ημιτονοειδώς με μία κοινή περίοδο και μία καθορισμένη διαφορά γωνίας φάσης, είναι αποδεκτά και σε συμφωνία με την πραγματική μηχανή. Στην κινηματική μηχανή οι σχετικά επιμήκεις διωστήρες και οι ογκώδεις σφόνδυλοι παράγουν σχετικά αρμονική κίνηση και σε μία μηχανή ελευθέρου

εμβόλου, ελευθέρου εκτοπιστή, που λειτουργεί χωρίς συγκρούσεις και με ένα φορτίο τύπου αποσβεστήρα, η κίνηση είναι επίσης κοντά στην αρμονική αφού έχει επιτευχθεί σταθερή κατάσταση. Κοινές εξαιρέσεις απαντώνται στη μηχανή Ringbom που λειτουργεί στην οριακή κατάσταση (over – driven) και στις κινηματικές μηχανές με σύγχρονους μηχανισμούς οδήγησης όπως ο ρομβικός (Senft – 1982) [7].

Ο Schmidt (1871) [9] έδειξε ότι με την υπόθεση (v) είναι δυνατόν να υπολογιστεί το ολοκλήρωμα της εξίσωση (3.9)· έτσι καταλήγουμε σε μία κλειστού τύπου έκφραση για το κυκλικό έργο W με βασικούς όρους της γεωμετρίας της μηχανής και των παραμέτρων λειτουργίας της. Από τότε αρκετοί έχουν συνεισφέρει στη βιβλιογραφία τελειοποιώντας και επεκτείνοντας τα βασικά αποτελέσματα του Schmidt για την κάλυψη ολόκληρου του εύρους των διαμορφώσεων των μηχανών Stirling από διάφορες οπτικές γωνίες. Αντί να προσπαθήσουμε να εξετάσουμε και να επαναλάβουμε σε αυτό το σημείο κάτι που είναι άμεσα διαθέσιμο σε πολλές εκδοχές και από πολλές πηγές, παραπέμπουμε τον αναγνώστη στο Martini (1978) [3], στο Walker (1980) [10], στους Reader και Hooper (1983) [11], Urieli και Berchowitz (1984) [12] και Μπορμπιλιά (2004) [13], για περισσότερες πληροφορίες και καθοδήγηση στη βιβλιογραφία.

Οι εξισώσεις κυκλικού έργου του Schmidt έχουν αποδείξει ότι είναι ισχυρά εργαλεία για την κατανόηση των βασικών προβλημάτων σχεδιασμού των Stirling. Η κύρια χρησιμότητά τους σε αυτήν την κατεύθυνση ήταν η εύρεση των βέλτιστων τιμών της γωνίας φάσης και του λόγου σαρωμένου όγκου με κύριο μέλημα τη μεγιστοποίηση της ειδικής ισχύος. Το έργο αυτό ακολούθησε μεγάλο χρονικό διάστημα μετά το έργο του Schmidt, με αναζωπύρωση του σοβαρού ενδιαφέροντος για τις μηχανές Stirling και βασίστηκε στον ηλεκτρονικό υπολογιστή για να βελτιστοποιήσει τη με διαφορετικό τρόπο απροσπέλαστη συνάρτηση έργου. Οι πρωτοπόρες προσπάθειες σε αυτόν τον τομέα έγιναν από τους Finkelstein (1960) [14, 15], Walker (1962) [16] και Kirkley (1962) [17].

3.3.2 ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Αν και η μηχανή ελευθέρων εμβόλων που λειτουργεί σε μία μη κρουστική σταθερή κατάσταση ικανοποιεί τις πέντε παραδοχές που έγιναν παραπάνω, όπως επίσης και η μηχανή με κινηματικό μηχανισμό, οι διαδρομές και οι φάσεις του εμβόλου και του εκτοπιστή δεν είναι γνωστές από τα σχέδια μίας μηχανής ελευθέρου εμβόλου, όπως είναι για τη μηχανή με κινηματικό μηχανισμό. Το γεγονός αυτό κάνει την εφαρμογή της ανάλυσης Schmidt αδύνατη χωρίς περεταίρω ανάλυση. Αυτό που περιπλέκει το ζήτημα είναι το ότι δεν είναι μόνο άγνωστες αυτές οι ποσότητες, αλλά είναι μεταβλητές με το φορτίο και περίπλοκα

συνδεδεμένες. Έτσι, πρέπει να ξεκινήσουμε με τον καθορισμό, στο μέτρο του δυνατού, της δυναμικής του εμβόλου και του εκτοπιστή δεδομένων των θερμοκρασιών, της περιγραφής της διάταξης, του φορτίου, της απόσβεσης, της ανάρτησης και άλλων. Οδηγούμαστε άρα σε ένα σύστημα διαφορικών εξισώσεων δευτέρας τάξεως.

Για να απεικονίσουμε αυτό που πρέπει να αναμένουμε, θεωρούμε τις εξισώσεις για μία μηχανή που έχει αμελητέα κίνηση κυλίνδρου (κανίστρου) όπως παριστάνεται σχηματικά στο σχήμα 3-2. Υποθέτοντας ότι η μηχανή μπορεί να μοντελοποιηθεί με καλή προσέγγιση από γραμμικά ελατήρια και αποσβεστήρες ανάλογους της ταχύτητας, οι εξισώσεις της κίνησης για το έμβολο και τον εκτοπιστή είναι:

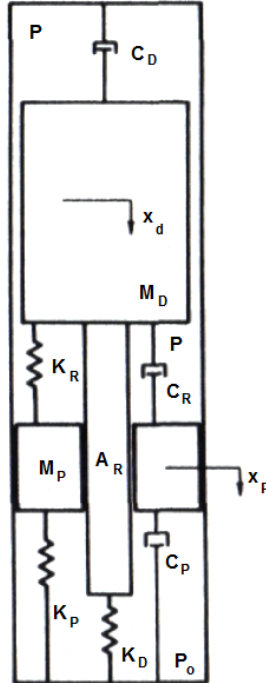
$$\begin{aligned} M_P \cdot \ddot{x}_p + (C_P + C_R) \cdot \dot{x}_p + (K_P + K_R) \cdot x_p - K_R \cdot x_d &= (p - p_o) \cdot A_P \\ M_D \cdot \ddot{x}_d + (C_D + C_R) \cdot \dot{x}_d - C_R \cdot \dot{x}_p - K_R \cdot x_p + (K_D + K_R) \cdot x_d &= (p - p_o) \cdot A_R \end{aligned} \quad (3.10)$$

με όλους τους συντελεστές στο αριστερό μέλος σταθερούς.

Δυστυχώς, η μορφή της συνάρτησης πίεσης που δίνεται από την εξίσωση (3.8) αποκλείει μία κλειστού τύπου λύση του συστήματος (3.10). Μία αριθμητική λύση της (3.10) βασισμένη σε ηλεκτρονικό υπολογιστή είναι βεβαίως ένα απλό ζήτημα. Ωστόσο, πρέπει να σκεφτούμε προσεκτικά πώς θα χειριστούμε τις κρούσεις εμβόλου – εκτοπιστή και εκτοπιστή – κυλίνδρου. Αυτά θα είναι σχεδόν βέβαιο ότι θα συμβούν τις πρώτες φορές που προσομοιώνεται μία μηχανή και στην πραγματικότητα, συχνά θα επιμείνουν πεισματικά, όταν επιχειρηθούν ριζοσπαστικά σχέδια. Δεδομένου ότι ενδιαφερόμαστε πρωτίστως για τη λειτουργία σταθερής κατάστασης χωρίς κρούσεις, μία προσέγγιση είναι να προγραμματίσουμε ώστε να τροποποιήσουμε τις αρχικές συνθήκες όταν συμβαίνουν κρούσεις και να κάνουμε επανεκκίνηση. Μία άλλη στρατηγική βασίζεται, κατά κύριο λόγο, στην ενημέρωση της ταχύτητας του εκτοπιστή, όταν υπάρξει επαφή με το έμβολο ή τον κύλινδρο για να συμφωνήσει με την ταχύτητα των τελευταίων· επειδή ο εκτοπιστής κατασκευάζεται με όσο το δυνατόν χαμηλότερο βάρος, αυτή είναι μία λογική επεξεργασία. Οι μάζες και τα ελατήρια ρυθμίζονται μέχρι να εμφανιστεί η επιθυμητή λειτουργία. Τα αποτελέσματα μπορούν να χρησιμοποιηθούν στις εξισώσεις έργου του Schmidt που παρουσιάστηκαν παραπάνω.

Σε κάθε περίπτωση, η μεγαλύτερη αξία ενός τέτοιου προγράμματος είναι ότι αποτελεί ένα γρήγορο οδηγό για να πάρουμε τη δυναμική μίας προτεινόμενης μηχανής εντός των επιθυμητών ορίων. Είναι επιθυμητό, επομένως, το πρόγραμμα να είναι γρήγορο στην

εκτέλεσή του και να είναι διαδραστικό. Ένας αναλογικός υπολογιστής είναι, στην πραγματικότητα, κατάλληλος για αυτή τη λειτουργία και είναι σχετικά χαμηλού κόστους· ο L. Mitchell σχεδίασε και κατασκεύασε μία πολύ αποτελεσματική έκδοση μίας τέτοιας συσκευής στη Sunpower Inc. το 1979.



Σχήμα 3-2. Σχηματική αναπαράσταση μίας μηχανής ελευθέρων εμβόλων.

3.3.3 ΓΡΑΜΜΙΚΟΠΟΙΗΣΗ ΠΙΕΣΗΣ

Θεωρώντας την πίεση του χώρου κρούσης p_o ίση με την πίεση του εργαζόμενου χώρου p που υπολογίζεται από την (3.8) στο μέσο της διαδρομής του εμβόλου και του εκτοπιστή, τα δεξιά μέλη των εξισώσεων (3.10) μπορούν εύκολα να προσεγγιστούν από μία γραμμική συνάρτηση των x_p και x_d , δηλαδή από το ολικό διαφορικό της p που θεωρείται ως συνάρτηση των x_p και x_d . Άρα:

$$p - p_o = S_p \cdot x_p + S_d \cdot x_d$$

όπου

$$S_p = \left. \frac{\partial p}{\partial x_p} \right|_{(0,0)} \quad (3.11)$$

και

$$S_d = \left. \frac{\partial p}{\partial x_d} \right|_{(0,0)}$$

Η προσέγγιση προτάθηκε για πρώτη φορά από τους Berchowitz και Wyatt – Mair (1979) [18].

Αυτό κάνει το γραμμικό σύστημα δεύτερης τάξης (3.10) ομογενές με σταθερούς συντελεστές και ως εκ τούτου πολύ εύκολο στο χειρισμό. Ας απλοποιήσουμε το συμβολισμό αναπαριστώντας αυτό το σύστημα ως εξής:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= A \cdot \dot{x} + B \cdot \dot{y} + C \cdot x + D \cdot y \\ \ddot{y} &= a \cdot \dot{x} + b \cdot \dot{y} + c \cdot x + d \cdot y \end{aligned} \quad (3.12)$$

όπου A, B, C, D, a, b, c, d είναι σταθερές, $x = x_p$ και $y = x_d$.

Η μορφή της (3.12) υποδεικνύει απλές ημιτονοειδείς συναρτήσεις για μία λύση σταθερής κατάστασης, η οποία φυσικά είναι και το πρωταρχικό μας ενδιαφέρον. Συνεπώς κάνουμε τις ακόλουθες αντικαταστάσεις στην εξίσωση (3.12):

$$\begin{aligned} x &= X \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ y &= Y \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \end{aligned}$$

όπου X και Y είναι τα πλάτη, ω είναι η γωνιακή συχνότητα και φ είναι η γωνία φάσης κατά την οποία ο εκτοπιστής προηγείται του εμβόλου.

Η εξασφάλιση κλειστού τύπου λύσης για τη συχνότητα και τη γωνία φάσης είναι ένα στοιχειώδες, αν και εκτενές ζήτημα. Υπολογίζουμε:

$$\omega = \sqrt{\frac{a \cdot D + c \cdot B - A \cdot d - C \cdot b}{A + b}} \quad (3.13)$$

$$\tan(\varphi) = \frac{a \cdot B - A \cdot b}{A \cdot \omega^2 + A \cdot d - a \cdot D} \cdot \omega \quad (3.14)$$

Τα πλάτη X και Y δεν είναι ορισμένα μοναδικά σε αυτήν την ανάλυση, αλλά σχετίζονται ισχυρά μέσω της συχνότητας και της γωνίας φάσης από τις εξισώσεις που προκύπτουν από την αντικατάσταση. Για παράδειγμα βρίσκουμε ότι:

$$A \cdot \omega \cdot X + B \cdot \omega \cdot Y + D \cdot Y \cdot \sin(\varphi) = 0 \quad (3.15)$$

η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να υπολογίσουμε το X αν υποτεθεί το Y μπορούμε να υιοθετήσουμε την αισιόδοξη οπτική γωνία και να θεωρήσουμε ότι το Y είναι το μισό από την επιθυμητή διαδρομή του εκτοπιστή! Σε κάθε περίπτωση, οι εξισώσεις (3.13), (3.14) και (3.15) που προκύπτουν από αυτή τη γραμμικοποιημένη ανάλυση αποτελούν ένα γρήγορα εφαρμόσιμο εργαλείο σχεδίασης για μηχανές ελευθέρων εμβόλων, απαιτώντας μόνο μία αριθμομηχανή χειρός. Μετά από την επίλυση των παραπάνω εξισώσεων για τη συχνότητα, μπορούν να προσδιοριστούν η γωνία φάσης και οι διαδρομές του εμβόλου και του εκτοπιστή. Σε αυτό το σημείο, οι κανονικές εξισώσεις Schmidt (Martini – 1978) [3] μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να υπολογίσουμε το κυκλικό έργο. Αυτό μαζί με τη συχνότητα αποδίδει την ισχύ της μηχανής. Φυσικά, οι πρώτης τάξης προβλέψεις για την ισχύ είναι αρκετά αισιόδοξες, εξαιτίας των απλοποιητικών παραδοχών που πάρθηκαν και πρέπει να μειωθούν αρκετά, αν επιθυμούμε μία ρεαλιστική προσέγγιση της ισχύος εξόδου της μηχανής. Ο Martini (1978) [3] πρότεινε έναν εμπειρικό συντελεστή από 0.3 έως 0.4 για τον υπολογισμό της ισχύος πέδησης των τυπικών μηχανών Stirling από τις προβλέψεις του Schmidt. Ο Wood (1980) [19] τροποποίησε αυτήν την προσέγγιση για να αντισταθμίσει τις μη γραμμικότητες του κύματος πίεσης της μηχανής και απόσβεσης της ροής για περεταίρω βελτίωση της ακρίβειας.

Παρά το γεγονός ότι είναι αρκετά πρόχειρη, η παραπάνω πρώτης τάξης ανάλυση μπορεί να είναι πολύτιμη για την εύρεση της συχνότητας και της γωνίας φάσης μίας μηχανής ελευθέρων εμβόλων. Γενικότερα, αυτή η ανάλυση δίνει, επίσης, μία εικόνα για τις χαρακτηριστικές της συχνότητας και της γωνίας φάσης των μηχανών ελευθέρων εμβόλων. Για παράδειγμα, οι Berchowicz και Wyatt – Mair (1979) [18] έχουν ερευνήσει την εξάρτηση της συχνότητας από το φορτίο σε δύο ειδικές περιπτώσεις με ενδιαφέροντα αποτελέσματα. Φαίνεται να υπάρχει περιθώριο για πολύ περισσότερη εργασία σε αυτήν την κατεύθυνση, η οποία θα οδηγήσει σίγουρα σε αποτελέσματα χρήσιμα, που θα μας καθοδηγήσουν στη σχεδίαση και θα μας βοηθήσουν στην κατανόηση της συμπεριφοράς των μηχανών Stirling ελευθέρων εμβόλων.

3.3.4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΕΥΤΕΡΗΣ ΤΑΞΗΣ

Όταν μειώσουμε την επίδραση των υποθέσεων του Schmidt που περιγράφηκαν παραπάνω, προκύπτει ανάλυση συστημάτων πέρα από το επίπεδο πρώτης τάξης. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τρεις τρόπους. Αρχικά μπορούμε να αφαιρέσουμε μία ή περισσότερες από τις αρχικές παραδοχές. Φυσικά η παραδοχή (i) ότι το εργαζόμενο ρευστό είναι ιδανικό αέριο, θα πρέπει να διατηρηθεί και η (v) ότι το έμβολο και ο εκτοπιστής κινούνται ημιτονοειδώς, θα εφαρμοζόταν αρκετά καλά στις περισσότερες μηχανές ελευθέρων εμβόλων (εκτός από τις συνθήκες εκκίνησης ή υπό ασυνήθιστες συνθήκες λειτουργίας). Η παραδοχή (ii), ότι η μάζα του αερίου στον εργαζόμενο χώρο της μηχανής είναι σταθερή, είναι η λιγότερο σημαντική από τις εναπομείνουσες, έτσι πρώτα θα προσπαθούσαμε να απαλλαγούμε από την (iii), ότι η στιγμιαία πίεση του αερίου είναι σταθερή κατά μήκος του εργαζόμενου χώρου, και την (iv), ότι ο εργαζόμενος χώρος αποτελείται από ισοθερμοκρασιακές περιοχές. Αν και αυτή είναι η πιο προφανής μέθοδος για να βελτιωθεί η πιστότητα του μοντέλου, παράγει λιγότερο ή περισσότερο άμεσα ένα πολύ σύνθετο και υπολογιστικά δύσκολο μοντέλο. Στην πράξη, είμαστε απαραίτητα στο επίπεδο τρίτης τάξης, όπου δεν είναι αισθητά δυσκολότερο να απαλλαγούμε από την (v) και την (ii) επίσης.

Η δεύτερη προσέγγιση σε ένα βελτιωμένο μοντέλο είναι να τροποποιήσουμε μία ή περισσότερες από τις παραδοχές, για να τις φέρουμε πλησιέστερα σε αυτά που υποψιαζόμαστε ότι πράγματι συμβαίνουν στη μηχανή. Για παράδειγμα, οι αδιαβατικοί χώροι εκτόνωσης και συμπίεσης με ισοθερμοκρασιακούς χώρους θερμαντήρα και ψύκτη μπορούν να αντικαταστήσουν την παραδοχή που έγινε ότι όλοι οι χώροι είναι ισοθερμοκρασιακοί. Όπως και με αυτό το συγκεκριμένο παράδειγμα, αυτή η προσέγγιση φαίνεται να απομακρύνει γρήγορα κάποιον από το σύνολο των κλειστού τύπου εκφράσεων για την ισχύ εξόδου, αλλά η αριθμητική ανάλυση δεν είναι τόσο πολύπλοκη ή χρονοβόρα, όπως στην πρώτη προσέγγιση.

Η τρίτη προσέγγιση περιλαμβάνει την εισαγωγή διορθώσεων για τις εξιδανικεύσεις και τις ανεπάρκειες των υποθέσεων. Για παράδειγμα, μπορούμε να εκτιμήσουμε την ισχύ που καταναλώθηκε εξαιτίας αεροδυναμικής τριβής από γνωστές συσχετίσεις και να μειώσουμε την ισχύ εξόδου που υπολογίστηκε ήδη κατά μία κατάλληλη ποσότητα· αυτό πιθανώς διορθώνει την παραδοχή (iii) και βελτιώνει το τελικό αποτέλεσμα. Αυτή η προσέγγιση, όταν χρησιμοποιείται μόνη της, αφήνει συχνά τα βασικά μαθηματικά του Schmidt ανέγγιχτα και συνήθως χρησιμοποιεί κλειστού τύπου εξισώσεις για τους υπολογισμούς των διορθώσεων.

Οι δεύτερες και τρίτες προσεγγίσεις, χρησιμοποιούμενες χωριστά ή σε συνδυασμό, οδήγησαν σε αυτό που είναι γενικά γνωστό ως δεύτερης τάξης αναλύσεις και πολλές περιγράφονται στη βιβλιογραφία. Θα ήταν ανώφελο να προσπαθήσουμε να ερευνήσουμε όλα

τα δεύτερης τάξης σχέδια που έχουν προταθεί κατά καιρούς και δεν υπάρχει ανάγκη να τα αναφέρουμε εδώ. Ο αναγνώστης που έχει εξειδικευτεί αρκετά στην ανάλυση, μέχρι το σημείο όπου είναι επιθυμητή μία δεύτερης τάξης ανάλυση, είναι πιθανώς καλά προετοιμασμένος να συμβουλευτεί τη βιβλιογραφία μόνος του και να συνεχίσει από αυτό το σημείο ούτως ώστε να τελειοποιήσει, να προσαρμόσει και πιθανώς να βελτιώσει ό, τι έχει γίνει, ώστε να είναι καλύτερα προσαρμοσμένο στις ανάγκες του. Ως αρχικό οδηγό για τη βιβλιογραφία και ως βάση για τη γενική κατανόηση θα περιοριστούμε για τα συστήματα δεύτερης τάξης στην περιγραφή των δύο σημαντικών προσεγγίσεων του βασικού υπολογισμού της ισχύος και στις διάφορες διορθώσεις που είναι απαραίτητες για να βρούμε ρεαλιστικές τιμές για την ακριβή ισχύ εξόδου και την απόδοση.

Οι μέθοδοι σχεδιασμού δευτέρας τάξεως είναι σχετικά απλές υπολογιστικές διαδικασίες που είναι ιδιαίτερες χρήσιμες για την εξ αρχής βελτιστοποίηση του σχεδιασμού μιας μηχανής Stirling. Χρησιμοποιείται μια εξίσωση ή μια σύντομη υπολογιστική διαδικασία για τον καθορισμό της βασικής ισχύος εξόδου και θερμότητας εισόδου. Στη συνέχεια αυτές τροποποιούνται από τους ποικίλους αναγνωρίσιμους όρους απώλειας ενέργειας.

Έτσι για την Καθαρή Παραγόμενη Ισχύ:

$$\text{Καθαρή Παραγόμενη Ισχύς} = \text{Βασική Παραγόμενη Ισχύς} - (\text{Απώλειες Τριβής του Ρευστού} + \text{Απώλειες Μηχανικής Τριβής})$$

Επίσης για την Καθαρή Θερμότητα Εισόδου:

$$\begin{aligned} \text{Καθαρή Θερμότητα Εισόδου} = & \text{Βασική Θερμότητα Εισόδου} + [\text{Απώλεια} \\ & \text{Αναθέρμανσης (Reheat Loss)} + \text{Αγωγή λόγω Παλινδρόμησης (Shuttle Conduction)} \\ & + \text{Αγωγιμότητα Αερίου και Στερεού (Gas and solid Conduction)} + \text{Απώλεια} \\ & \text{Αντλησης (Pumping Loss)} + \text{Απώλεια λόγω Παλινδρόμησης της Θερμοκρασίας} \\ & \text{(Temperature Swing Loss)} + \text{Απώλεια λόγω Εσωτερικής Παλινδρόμησης της} \\ & \text{Θερμοκρασίας (Internal Temperature Swing Loss)} + \text{Απώλεια του Θερμικού} \\ & \text{Εναλλάκτη (Heat Exchanger Loss)}] - \text{Θέρμανση Τριβής στο Θερμό Άκρο} \\ & \text{(Frictional Heating in the Hot End)} \end{aligned}$$

Τέλος για την Καθαρή Απόδοση:

$$\text{Καθαρή Απόδοση} = \text{Καθαρή Παραγόμενη Ισχύς} / \text{Καθαρή Θερμότητα Εισόδου}$$

Οι μέθοδοι υπολογισμού της βασικής θερμότητας εισόδου, της παραγόμενης ισχύος και των απωλειών παρουσιάζονται βάσει της διαθέσιμης βιβλιογραφίας. Ενδέχεται ωστόσο να υπάρχουν πλέον της μίας εξισώσεις ή μέθοδοι.

Συμπεράσματα μεθόδων σχεδιασμού δεύτερης τάξεως:

1. Οι μέθοδοι δευτέρας τάξεως είναι καλές για πρακτικό σχεδιασμό μηχανής και βελτιστοποίηση μηχανής.
2. Οι μέθοδοι δευτέρας τάξεως προσδιορίζουν και ποσοτικοποιούν τις απώλειες. Έτσι, είναι πιο εύκολο να καθοριστούν οι απαραίτητες ενέργειες ώστε να ελαχιστοποιηθεί το σύνολο όλων των απωλειών.
3. Απαιτείται πολλή, βασική εργασία προκειμένου να επεκταθεί η θεωρία και να ελεγχθούν πειραματικά οι εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση δευτέρας τάξεως.
4. Σε αυτό το στάδιο δημοσιευμένων εργασιών δεν έχει προσδιοριστεί ο απαιτούμενος βαθμός πολυπλοκότητας στην ανάλυση του σχεδιασμού μιας μηχανής Stirling ώστε να προβλέπεται ικανοποιητικά η απόδοση.

3.3.5 ΒΑΣΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ

Όπως ήδη αναφέρθηκε, η υπόθεση (iv) είναι η πιο ιδεαλιστική της ανάλυσης Schmidt, ιδίως όσον αφορά τους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης. Αυτοί οι χώροι είναι συνήθως απλοί κύλινδροι και συνεπώς η μεταφορά θερμότητας από το κύριο μέρος του αερίου προς τα τοιχώματα είναι αρκετά περιορισμένη για τυπικές ταχύτητες μηχανής. Συνεπώς, θα μπορούσαμε να υποστηρίξουμε ότι αυτοί οι χώροι θα ήταν πολύ πιο κοντά στην πραγματικότητα, αν τους μοντελοποιούσαμε ως αδιαβατικούς. Έτσι, ο Finkelstein (1960) [14] ανέπτυξε ένα σχέδιο ανάλυσης για να μοντελοποιήσει αυτούς τους χώρους ως αδιαβατικούς. Πράγματι, το σχέδιο του Finkelstein είναι αρκετά γενικό και μας επιτρέπει να επιλέξουμε αν οι διεργασίες στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης θα είναι αδιαβατικές ή ισοθερμοκρασιακές. Η ανάλυση διατηρεί ορισμένους ισοθερμοκρασιακούς χώρους: ο χώρος του θερμαντήρα, του ψύκτη και του αναγεννητή υποτίθενται ισοθερμοκρασιακοί (η θερμοκρασία αναγεννητή που χρησιμοποιείται είναι η μέση). Αν και αυτό εξακολουθεί να είναι εξιδανίκευση της πραγματικής μηχανής, είναι αποδεκτό όταν συνδυάζεται με αδιαβατικούς χώρους, γιατί τώρα έχουμε ένα μοντέλο που αντικατοπτρίζει τους υψηλούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες θερμότητας και τους μικρούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης.

Βέβαια, μία κλειστού τύπου έκφραση για το κυκλικό έργο δεν είναι δυνατή σε αυτό το σημείο και πρέπει να καταφύγουμε σε μεθόδους αριθμητικής ανάλυσης με χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή.

Ένα πρόγραμμα έτοιμο προς λειτουργία, το ALHA WEST από τον C. West, είναι διαθέσιμο από τη Westware Co. και μέσω της Martini Engineering. Ένα άλλο αξιόλογο πρόγραμμα σε γλώσσα Fortran περιέχεται το βιβλίο των Urieri και Berchowit (1984) [12].

Επίσης τέλος στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ, έχει αναπτυχθεί και είναι διαθέσιμος δωρεάν, ο υπολογιστικός κώδικας AMOCO με το πρόγραμμα συμβολικών υπολογισμών Mathcad (Rogdakis, Borbilas, Paradissis και Nikolaidis) [20]. Έχει πραγματοποιηθεί ανάλυση δευτέρας τάξεως σε οκτώ θερμικές μηχανές και σε ένα κρυοψύκτη. Κατά σειρά είναι οι: i) FORD-PHILIPS 4-215, ii) GPU-3 (GENERAL MOTORS), iii) PHILIPS MP1002CA, iv) ROSS-ORMAT TURBINES, v) RE-1000 (SUNPOWER), vi) M100 (SUNPOWER), vii) ALLISON PD-67A (GENERAL MOTORS), viii) STM 4-120 (STIRLING THERMAL MOTORS), ix) PPG-102 CRYOCOOLER (PHILIPS) (Μπορμπιλιάς – 2004) [13]. Ο υπολογισμός είναι αρκετά γρήγορος συγκρινόμενος με ένα τυπικό σχήμα τρίτης τάξης και μπορεί εύκολα να πραγματοποιηθεί σε έναν προσωπικό υπολογιστή.

Είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσουμε ότι ο West (1980) [21] ανακάλυψε μία κλειστού τύπου λύση στην ειδική περίπτωση που ο χώρος εκτόνωσης είναι αδιαβατικός και ο χώρος συμπίεσης είναι ισοθερμοκρασιακός· αυτό ισχύει για τις ρευστοδύνες στις οποίες ο ψυχρός χώρος μπορεί «ισοθερμοκρασιοποιηθεί».

Οι Walker και Khan (1965) [22] διενήργησαν μία αριθμητική μελέτη της αδιαβατικής ανάλυσης του Finkelstein που εφαρμόστηκε σε υποθετικές μηχανές. Οι επιδράσεις της θερμοκρασίας, του σαρωμένου όγκου, της γωνίας φάσης και του νεκρού όγκου στην ισχύ εξόδου και στο βαθμό απόδοσης της μηχανής είναι αρκετά ενδιαφέρουσες και φαίνονται να είναι σε συμφωνία με την πραγματική μηχανή σε μεγαλύτερο βαθμό από ότι τα αποτελέσματα της ανάλυσης πρώτης τάξης. Η αδιαβατική ανάλυση μας δίνει, επίσης, μία πιο ρεαλιστική εικόνα του βαθμού απόδοσης από ότι ο βαθμός απόδοσης του Carnot που δίνεται στο επίπεδο πρώτης τάξης. Αυτή, τότε, φαίνεται να είναι μία εξαιρετική βάση για μία μέθοδο ανάλυσης γρήγορα εκτελέσιμη, η οποία, όταν περιλαμβάνει τις κατάλληλες διορθώσεις, θα πρέπει να αποδειχθεί ένα πρακτικό εργαλείο για τη σχεδίαση των πραγματικών μηχανών Stirling· οι διορθώσεις αυτές θα αναλυθούν εν συντομία παρακάτω. Ο Lee (1981) [23] έχει αναφέρει ακριβώς ένα τέτοιο πρόγραμμα ανάλυσης με μία απλή σύγκριση σε σχέση με μία στιβαρή τρίτης τάξης ανάλυση (της Sunpower)· η προβλεπόμενη ισχύς και ο προβλεπόμενος

βαθμός απόδοσης βρίσκονταν σε σχετικά καλή συμφωνία με τις αντίστοιχες τιμές που προέκυψαν από την ανάλυση τρίτης τάξης για τη μηχανή που προσομοιώθηκε.

Ο Martini (1978) [3] παρουσίασε ένα εύκολα εφαρμόσιμο σχήμα ανάλυσης δεύτερης τάξης που βασίζεται στους υπολογισμούς του Schmidt για τη βασική ισχύ. Ο Martini εισήγαγε έναν έξυπνο σχετικό υπολογισμό των ενεργών θερμοκρασιών αερίου για να αντισταθμίσει την αισιοδοξία της ισοθερμοκρασιακής υπόθεσης και να ορίσει μία πολύ ξεκάθαρη και λεπτομερή μέθοδο για να υπολογίσουμε μία ρεαλιστική προσέγγιση του βαθμού απόδοσης. Η εργασία έχει μεγάλη σημασία και είναι υποχρεωτικό να διαβαστεί από όποιον ενδιαφέρεται για τη δεύτερης τάξης ανάλυση. Είναι, επίσης, μία εξαιρετική εγκυκλοπαίδεια για τις μεθόδους πρώτης ανάλυσης, τις εξισώσεις και τις αναφορές.

Η στρατηγική που ακολουθήθηκε από το σχήμα δεύτερης τάξης του Martini αρχίζει με τον υπολογισμό της βασικής ισχύος της μηχανής. Αυτό είναι απλά μία εφαρμογή της κατάλληλης εξίσωσης του Schmidt, αν η κίνηση του εμβόλου / εκτοπιστή είναι ημιτονοειδής. Αν δεν είναι ημιτονοειδής, όπως για παράδειγμα στην περίπτωση του ρομβικού μηχανισμού οδήγησης, πρέπει να χρησιμοποιήσουμε αριθμητική ολοκλήρωση για να αξιολογήσουμε το ολοκλήρωμα του κυκλικού έργου (3.9). Σε αυτό τον αρχικό υπολογισμό θα μπορούσαμε να χρησιμοποιήσουμε τις θερμοκρασίες μετάλλου του θερμαντήρα και του ψύκτη ως μία πρώτη προσέγγιση της θερμοκρασίας του αερίου T_E και T_C . Η πραγματική θερμοκρασία του αναγεννητή T_D είναι ο λογαριθμικός μέσος όρος των T_E και T_C :

$$T_D = \frac{T_E - T_C}{\ln(T_E) - \ln(T_C)}$$

Σε αυτό το επίπεδο ανάλυσης συνήθως επιθυμούμε να μοντελοποιήσουμε επιπλέον νεκρό χώρο στο θερμό και τον ψυχρό χώρο της μηχανής· αυτό απλώς συνεπάγεται την προσθήκη κατάλληλων σταθερών όρων στον παρονομαστή της (3.8) και (3.9).

Έχοντας υπολογίσει τη βασική ισχύ, αυτή διαιρείται με το βαθμό απόδοσης του Carnot $(T_E - T_C) / T_E$ για να υπολογίσουμε τη βασική προσφορά θερμότητας. Φυσικά το αέριο στο θερμαντήρα πρέπει να απορροφήσει πολύ περισσότερη ενέργεια ώστε να αναπληρώσει τις πολλές απώλειες που προκύπτουν. Παραδείγματα αυτών των απωλειών περιλαμβάνουν αγωγιμότητα παλινδρόμησης, συναγωγή στο αέριο, ακτινοβολία και απώλεια αναθέρμανσης· αυτές και άλλες θα συζητηθούν λεπτομερώς παρακάτω. Αυτή η απώλεια θερμότητας προστίθεται στη βασική είσοδο θερμότητας (με προσαρμογές για την ισχύ αερισμού) για να

προκύπτει η καθαρή εισροή θερμότητας, δηλαδή η συνολική ροή ενέργειας που πρέπει να παραδοθεί από το θερμαντήρα της μηχανής στο εργαζόμενο ρευστό. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται ανάλογα με τον τύπο του θερμαντήρα (δακτυλιοειδής ή σωληνοειδής) και έτσι καθορίζεται η διαφορά θερμοκρασίας αερίου – μετάλλου που απαιτείται για να επιτευχθεί η καθαρή εισροή θερμότητας που υπολογίστηκε παραπάνω. Αυτοί οι υπολογισμοί βασίζονται στις πρότυπες συσχετίσεις για τη μεταφορά θερμότητας και στον κατά προσέγγιση χρόνο ροής, που είναι τα δύο τρίτα της διάρκειας του κύκλου.

Με αυτούς τους υπολογισμούς έχουμε πιο ρεαλιστικές τιμές για τις ακριβείς τιμές των θερμοκρασιών αερίου από ότι για τις θερμοκρασίες μετάλλου του θερμαντήρα και του ψύκτη. Η βασική εισροή ισχύος και θερμότητας μπορούν τώρα να επαναυπολογιστούν με αυτές τις θερμοκρασίες και τα παραπάνω μπορούν να επαναληφθούν για να υπολογίσουμε επόμενες (και ελπίζουμε καλύτερες) τιμές για τις θερμές και ψυχρές θερμοκρασίες αερίου. Αυτό δεν είναι πολύ δύσκολο, επειδή οι απώλειες θερμότητας που έχουν ήδη υπολογιστεί από τις θερμοκρασίες μετάλλου του ψύκτη και του θερμαντήρα παραμένουν σταθερές. Αυτή η διαδικασία μπορεί να επαναληφθεί μέχρι οι θερμοκρασίες αερίου να παραμένουν πρακτικά αμετάβλητες – μόνο μερικές φορές σύμφωνα με το Martini για τυπικές περιπτώσεις.

Αυτό μας δίνει μία καθαρή ισχύ και μία καθαρή εισροή θερμότητας περισσότερο ρεαλιστική από ότι η ανάλυση (πρώτης τάξεως) του Schmidt. Επίσης, λαμβάνουμε μία καλή εκτίμηση της απόδοσης και ένα λεπτομερή υπολογισμό των διαφόρων απωλειών εντός της μηχανής κάτι το οποίο είναι μεγάλης αξίας, όταν κάνουμε τροποποιήσεις ή αλλαγές σχεδιασμού. Επιπλέον, μία ολοκληρωμένη δεύτερη έκδοση του Martini (1978) [3] περιέχει μία αδιαβατική εκδοχή της παραπάνω ανάλυσης για βελτιωμένη ακρίβεια.

3.4 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΙ ΑΠΩΛΕΙΩΝ

Ίσως η σημαντικότερη συνεισφορά στη δεύτερης τάξης ανάλυση των μηχανών Stirling έγινε από το Martini με το βιβλίο του: «Stirling Engine Design Manual» που ήταν μία πολύ σαφής και ολοκληρωμένη παρουσίαση των μεθόδων υπολογισμού προσεγγιστικών τιμών για τις κύριες απώλειες θερμότητας και ισχύος σε μία μηχανή Stirling. Οφείλουμε να περιγράψουμε εν συντομία τους κύριους μηχανισμούς απωλειών σε αυτές τις δύο κατηγορίες ώστε να παρέχουμε ένα γενικό υπόβαθρο, με ιδιαίτερη έμφαση στις απώλειες ισχύος που εμφανίζονται στις μηχανές ελευθέρων εμβόλων. Οι αναγνώστες που θέλουν να εντρυφήσουν βαθύτερα στο θέμα μπορούν να συμβουλευτούν το Martini και την πρόσφατη βιβλιογραφία.

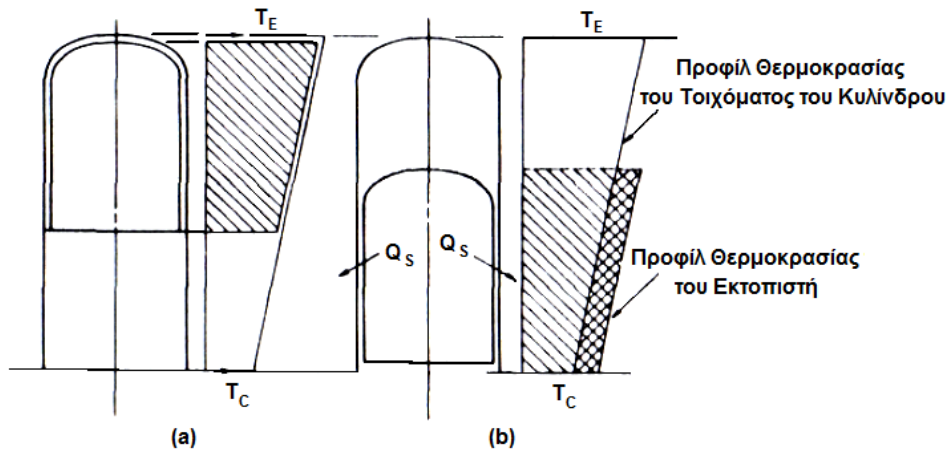
3.4.1 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

3.4.1.1 ΑΓΩΓΗ

Όλα τα υλικά άγουν θερμότητα σε μεγαλύτερη ή μικρότερη έκταση ανάλογα με τη θερμική αγωγιμότητά τους, μία χαρακτηριστική ιδιότητα του υλικού. Η θερμική αγωγιμότητα στις μηχανές Stirling είναι σημαντική κυρίως εξαιτίας της διαρροής θερμότητας λόγω αγωγής από τα θερμά μέρη κατά μήκος των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του εκτοπιστή. Τα τοιχώματα του κυλίνδρου και του εκτοπιστή κατασκευάζονται επιμήκη και όσο το δυνατόν λεπτά για να περιορίσουν την αγωγή.

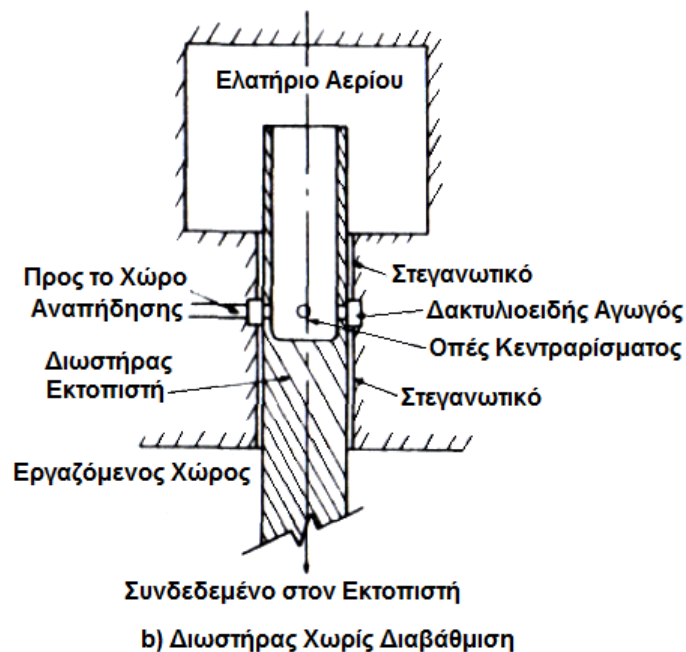
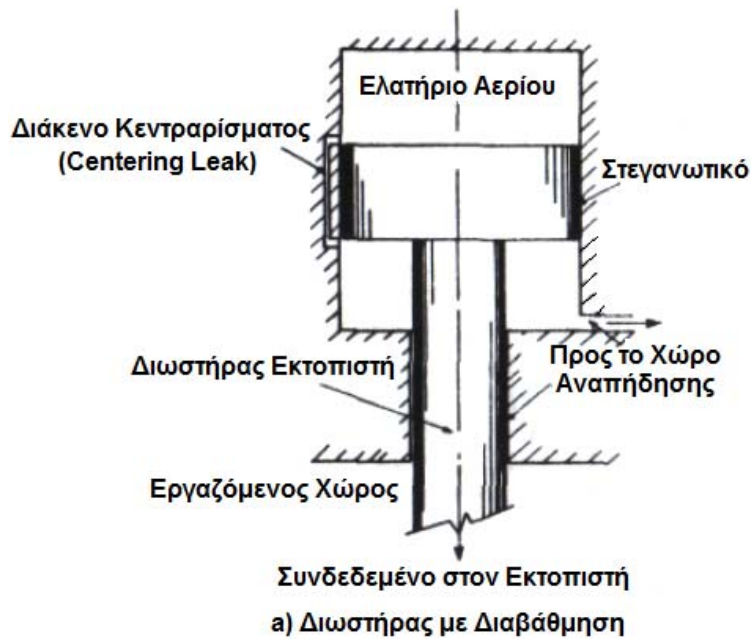
3.4.1.2 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΗΣΗΣ

Οι άμεσες θερμικές επιδράσεις αυξάνονται με τη μεταφορά θερμότητας παλινδρόμησης. Αυτό απεικονίζεται στο σχήμα 3-3. Η επίδραση ανακύπτει εξαιτίας της παλινδρομικής δράσης του εκτοπιστή. Υπάρχει μία κλίση θερμοκρασίας κατά μήκος των τοιχωμάτων του εκτοπιστή και του κυλίνδρου.



Σχήμα 3-3. Μεταφορά Θερμότητας Παλινδρόμησης.

Οι θερμοκρασίες των παρακείμενων τμημάτων του εκτοπιστή και του κυλίνδρου μπορεί να είναι ίδιες όταν ο εκτοπιστής είναι στην κορυφή της διαδρομής του, όπως φαίνεται στο σχήμα 3-4 (a). Όταν ο εκτοπιστής κινηθεί στην κατώτερη θέση, διάγραμμα (b), η ισότητα των θερμοκρασιών των παρακείμενων τμημάτων δε θα ισχύει. Οι θερμοκρασίες του εκτοπιστή θα είναι υψηλότερες από αυτές του παρακείμενου κυλίνδρου. Επιπλέον θερμότητα θα χαθεί με ακτινοβολία και με συναγωγή εξαιτίας της διαφοράς θερμοκρασίας. Το αποτέλεσμα είναι ουσιαστικά μία εξιδανίκευση της μεταφοράς θερμότητας με αγωγή. Το σύγγραμμα του Rios (1971) [24] περιέχει μια λεπτομερή ανάλυση.



Σχήμα 3-4. Δύο διατάξεις ελατηρίων αερίου σε μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων (μετά το Wood – 1980) [19, 25].

3.4.1.3 ΑΠΩΛΕΙΑ ΑΝΤΛΗΣΗΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥ ΕΚΤΟΠΙΣΤΗ

Μία παρόμοια αποτελεσματική ενίσχυση της απώλειας λόγω αγωγής θερμότητας εμφανίζεται ως αποτέλεσμα της κυκλικής πλήρωσης και αποστράγγισης του δακτυλιοειδούς χώρου μεταξύ του εκτοπιστή και του κυλίνδρου πάνω από το στεγανωτικό του εκτοπιστή, ο

οποίος τοποθετείται πάντοτε στο ψυχρό άκρο του εκτοπιστή. Αυτή η κυκλική πλήρωση και αποστράγγιση συμβαίνει ως αποτέλεσμα της κυκλικής εναλλαγής της πίεσης.

3.4.1.4 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ ΚΑΙ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ

Υπάρχουν διάφορες απώλειες μεταφοράς θερμότητας λόγω ακτινοβολίας και συναγωγής κάθε φορά που οι συνθήκες είναι ευνοϊκές και πρέπει να ανασταλούν με τη χρήση ασπίδων και φραγμάτων ακτινοβολίας ή περιοριστών συναγωγής.

3.4.1.5 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ

Ο αναγεννητικός εναλλάκτης θερμότητας υπόκειται σε διάφορες θερμοϋδραυλικές απώλειες. Υπάρχει μία αναπόφευκτη απώλεια ισχύος λόγω της τριβής του ρευστού στη μήτρα του αναγεννητή. Επιπρόσθετα, έχουμε αγωγή θερμότητας στη μήτρα κατά μήκος της κλίσης της θερμοκρασίας. Παρουσιάζεται επιπλέον αγωγή θερμότητας στην ακτινική κατεύθυνση προς τα τοιχώματα. Η ροή θερμότητας που επιστρέφει στο ρεύμα του αερίου κατά την ψυχρή ροή είναι πάντοτε μικρότερη από τη ροή θερμότητας στη μήτρα κατά τη θερμή ροή. Υπάρχει, επομένως, μία καθαρή ροή ενθαλπίας στη μήτρα από τη θερμή πλευρά προς την ψυχρή πλευρά. Όταν η θερμοχωρητικότητα του αερίου σε κάθε ροή (ψυχρή και θερμή) γίνεται σημαντική συγκρινόμενη με τη θερμοχωρητικότητα της μήτρας, ο αναγεννητής λέγεται ότι πλησιάζει το θερμικό κορεσμό και η αναγεννητική θερμική δράση χειροτερεύει.

3.4.2 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΙΣΧΥΟΣ

3.4.2.1 ΑΠΩΛΕΙΑ ΡΟΗΣ

Οι αεροδυναμικές απώλειες ροής στους αγωγούς που συνδέουν τους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης συμβάλλουν σημαντικά στην υποβάθμιση των επιδόσεων. Απώλειες πίεσης υπάρχουν στους αγωγούς των εναλλακτών θερμότητας και στη μήτρα του αναγεννητή. Οι αεροδυναμικές απώλειες ροής είναι συνάρτηση του τετραγώνου της ταχύτητας του ρευστού και συνεπώς μπορούν να μειωθούν με μεγάλη αναλογία των αγωγών ροής. Δυστυχώς, ο υπερβολικός νεκρός όγκος δεν είναι επιτρεπτός γιατί αμφοτέροι οι λόγοι όγκου και πίεσης συμπίεσης μειώνονται με αυτόν τον τρόπο με επακόλουθη μείωση της ισχύος εξόδου.

3.4.2.2 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΣΤΕΓΑΝΩΣΗΣ

Η απώλεια ισχύος που σχετίζεται με τα στεγανωτικά του εμβόλου οφείλεται σε δύο αιτίες: τριβή και διαρροή. Σε μία μηχανή ελευθέρων εμβόλων τα στεγανωτικά μικρής ανοχής φαίνονται να είναι τα καταλληλότερα στεγανωτικά, όπως συζητήθηκε παραπάνω στο

Κεφάλαιο 2, έτσι ώστε εδώ η απώλεια ισχύος λόγω τριβής σχεδόν να μην υφίσταται. Η διαρροή ωστόσο μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική απώλεια ισχύος, όπως δίνεται από την επόμενη εξίσωση:

$$\text{Απώλεια ισχύος λόγω διαρροής} = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot D}{24 \cdot \mu \cdot L} \cdot (P_{amp})^2$$

όπου h = ακτινικό διάκενο του εμβόλου στον κύλινδρο,

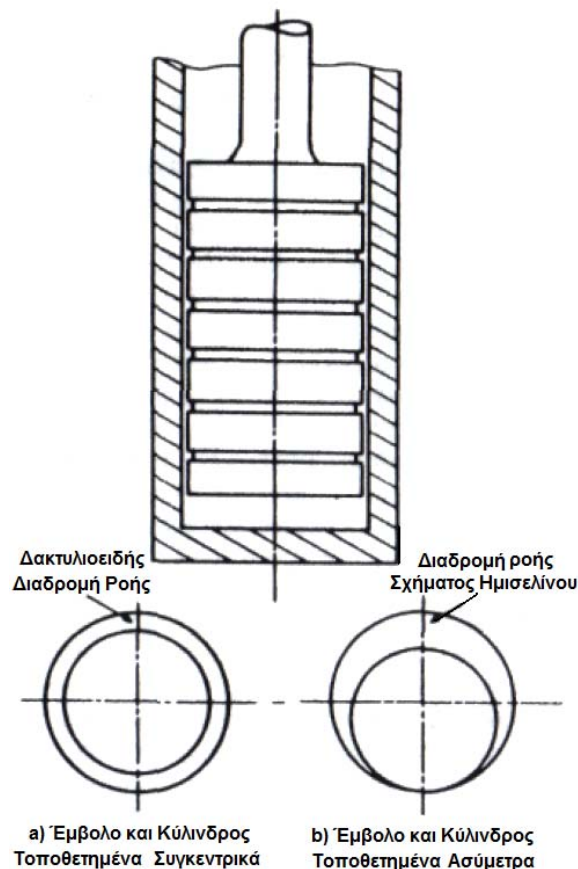
D = διάμετρος κυλίνδρου,

μ = ιξώδες αερίου,

L = μήκος εμβόλου,

P_{amp} = εύρος του κύματος πίεσης.

Αυτή η εξίσωση αναφέρεται σε μία συγκεντρική δακτυλιοειδή διαδρομή διαρροής. Ωστόσο, υπάρχει μία φυσική τάση του συστήματος να κινηθεί σε μία μη συγκεντρική θέση, με αποτέλεσμα τη διαδρομή της ροής σε σχήμα ημισελήνου που παρουσιάζεται στο σχήμα 3-5. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα αυξημένη διαρροή και απώλεια ισχύος.



Σχήμα 3-5. Συγκεντρική και μη συγκεντρική διαδρομή διαρροής ρευστού.

3.4.2.3 ΑΠΩΛΕΙΑ ΥΣΤΕΡΗΣΗΣ

Το ελατήριο αερίου, όπως εξηγήσαμε και στο Κεφάλαιο 2, είναι ουσιώδες για την υψηλή απόδοση μίας συντονισμένης μηχανής ελευθέρων εμβόλων. Είναι επίσης η πηγή της απώλειας ενέργειας, της αποκαλούμενης απώλειας υστέρησης. Οφείλεται στην απαραίτητα αδιαβατική διακύμανση της θερμοκρασίας του αερίου στην εσωτερική περιοχή του χώρου του ελατηρίου και στις απαραίτητα ισοθερμοκρασιακές συνθήκες στα τοιχώματα. Λαμβάνοντας υπόψη μόνο την αγωγή, οι Breckenridge και συν. (1971) [26] ανακάλυψαν ότι ο λόγος της απώλειας ισχύος του ελατηρίου αερίου προς την ενέργεια που αποθηκεύεται μπορεί να εκφραστεί ως:

$$\frac{GSPL}{ES} = \frac{F}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \frac{(\gamma - 1)}{V} \cdot S \cdot \sqrt{\alpha \cdot \omega}$$

όπου $GSPL$ = απώλεια ισχύος λόγω του ελατηρίου αερίου,

ES = ενέργεια που αποθηκεύεται,

F = εμπειρικός συντελεστής που προσδιορίζεται πειραματικά,

γ = λόγος ειδικών θερμοχωρητικοτήτων (C_p/C_v) του αερίου,

S = εσωτερική επιφάνεια του ελατηρίου,

V = μέσος όγκος του ελατηρίου,

α = θερμοκρασιακή αγωγιμότητα του αερίου του ελατηρίου, $\alpha = D/\rho C_p$,

D = θερμική αγωγιμότητα του αερίου,

ρ = μέση πυκνότητα του αερίου του ελατηρίου,

C_p = ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση,

ω = κυκλική συχνότητα, $\omega = 2f_n$.

Η αριθμητική τιμή της εμπειρικής σταθεράς F προσδιορίστηκε από τους Breckenridge και συν. και βρέθηκε ότι είναι 2.6 για το ελατήριο που χρησιμοποίησαν στον περιστροφικό κρυογονικό ψύκτη τους. Αυτός περιέχει την ενίσχυση της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας εξαιτίας φαινομένων συναγωγής καθώς και τη διαδικασία αγωγής που λήφθηκε υπ' όψιν στη βασική ανάλυση.

Μεταγενέστερα, οι Curen και συν. (1974) [27], σε δοκιμές με ένα ελατήριο αερίου χρησιμοποιώντας αέρα και ήλιο, έλαβαν παράγοντες βελτίωσης αισθητά υψηλότερους από το 2.6 που προσδιορίστηκε από τον Breckenridge. Ο Wood (1980) [25], από την εμπειρία του στη Sunpower με πολλά ελατήρια αερίου, έχει αναφέρει ότι μία ρεαλιστική τιμή για την

εμπειρική σταθερά είναι δύο ή τρεις φορές μεγαλύτερη από την τιμή του Breckenridge, δηλαδή $F = 6$ ή 7 .

Η παραπάνω εξίσωση δείχνει ότι οι απώλειες είναι ανάλογες του λόγου της επιφάνειας προς τον όγκο (S/V). Για να ελαχιστοποιήσουμε τις απώλειες ελατηρίου είναι, επομένως, σημαντικό να ελαχιστοποιήσουμε την έκταση της επιφάνειας του θαλάμου του ελατηρίου με τη χρήση σφαιρικών σχημάτων ή, αν είναι κυλινδρικά, να κάνουμε το μήκος του κυλίνδρου περίπου ίσο με τη διάμετρο του κυλίνδρου.

Το ήλιο, με υψηλή τιμή του λόγου ειδικών θερμοτήτων γ και της θερμοκρασιακής αγωγιμότητας α , έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερες απώλειες ελατηρίου από ότι αέρια με χαμηλές τιμές των γ και α (Freon 115). Ωστόσο, η χρήση του ίδιου αερίου για τα ελατήρια αερίου και για τον εργαζόμενο χώρο είναι υποχρεωτική στις μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων, για να εξαλειφθούν τα προβλήματα στεγανότητας και πλήρωσης που προκύπτουν από τη χρήση διαφορετικών ρευστών.

Οι Breckenridge και συν. (1971) [26] διαπραγματεύτηκαν εν συντομία πολλές ιδέες για την προσέγγιση της ισοθερμοκρασιακής λειτουργίας των ελατηρίων αερίου, με στόχο να ελαχιστοποιήσουν τις απώλειες ισχύος λόγω υστέρησης.

Δύο βασικοί τύποι ελατηρίων αερίου παρουσιάζονται στο σχήμα 3-4. Στο άνω μέρος του σχήματος απεικονίζεται η διάταξη, όπου ο διωστήρας του εκτοπιστή χρησιμοποιείται σαν έμβολο. Αυτή η διάταξη είναι πιο εύκολη στην κατασκευή και απαιτεί λιγότερο χώρο από ότι η διάταξη με το διαβαθμισμένο διωστήρα που φαίνεται στο κάτω μέρος του σχήματος. Ο Wood (1980) [25] έδειξε ότι η σχεδίαση με διαβαθμισμένο διωστήρα είναι ευνοϊκή στη μείωση των απωλειών ελατηρίου αερίου λόγω αμφότερων της υστέρησης και της διαρροής.

Αυτός ο μηχανισμός απωλειών είναι επίσης παρών και στον εργαζόμενο χώρο της μηχανής, όπως παρατήρησε ο Lee (1981) [23]. Η επίδρασή του εκεί, ωστόσο, ενισχύεται σημαντικά από την τυρβώδη ανάμιξη που ερευνήθηκε λεπτομερώς από τους Lee και Smith (1980) [28].

3.5 ΔΙΑΘΕΣΙΜΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ

Το αντικείμενο της ανάλυσης δεύτερης τάξης είναι πραγματικά εκτενές, και η παραπάνω συζήτηση έχει σκοπό να σκιαγραφήσει τις κύριες προσεγγίσεις που έχουν δημοσιευθεί και τους μηχανισμούς απωλειών που πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν όταν επιλέγουμε ένα σύστημα ανάλυσης για μία συγκεκριμένη εφαρμογή. Τα συστήματα ανάλυσης των Martini (1978) [3] και Lee (1981) [23] παρουσιάζουν μία πολλά υποσχόμενη ικανότητα πρόβλεψης, αν και αυτή βασίζεται σε ένα περιορισμένο αριθμό εφαρμογών αυτή

τη στιγμή. Όσο αποκτάται περισσότερη εμπειρία με αυτές και τις άλλες δεύτερης τάξης αναλύσεις και όσο γίνονται γνωστά για σύγκριση περισσότερα δεδομένα για δοκιμές πραγματικών μηχανών και τρίτης τάξης προβλέψεις, μπορούμε να περιμένουμε βελτιώσεις στις τεχνικές ανάλυσης δεύτερης τάξης.

Επίσης, θα βελτιωθεί η διαθεσιμότητα. Επιπρόσθετα σε αυτά που έχουν ήδη αναφερθεί, οι Heames και συν. στο Εθνικό Εργαστήριο Argonne (National Laboratory Argonne) ανέπτυξαν ένα πρόγραμμα για μία δεύτερης τάξης ανάλυση, προοριζόμενο για δημόσια χρήση κωδικοποιημένο στον ηλεκτρονικό υπολογιστή. Η ανάλυση του Argonne βασίζεται στην εργασία του Rios (1969) [29].

Ως εκ τούτου, συνιστάται να εξετάσουμε την υιοθέτηση ενός έτοιμου συστήματος (ανάλυσης) πριν βιαστούμε να δημιουργήσουμε ένα άλλο, όσο δελεαστικό και αν μπορεί να είναι το δεύτερο, γι' αυτόν που ασχολείται με αναλύσεις. Είναι υψηλές οι πιθανότητες, να υπάρχει ήδη ένα κατάλληλο πρόγραμμα, το οποίο να μπορεί να χρησιμοποιηθεί όπως είναι ή με γρήγορη μετατροπή για να ταιριάζει στην εκάστοτε περίπτωση. Φυσικά, σχέδια μηχανών που είναι καινοφανείς ή προορίζονται για την εξυπηρέτηση ειδικών αναγκών μπορεί να απαιτήσουν τόσο εκτεταμένες τροποποιήσεις σε υπάρχοντα προγράμματα, που το να ξεκινήσουμε από την αρχή θα ήταν απολύτως δικαιολογημένο (Rogdakis και Borbilas – 2001) [30], (Walker, Weiss, Fauvel και Reader – 1989) [31], (Atrey, Barat και Narayankhedkar – 1990) [32], (Kagawa – 1998) [33].

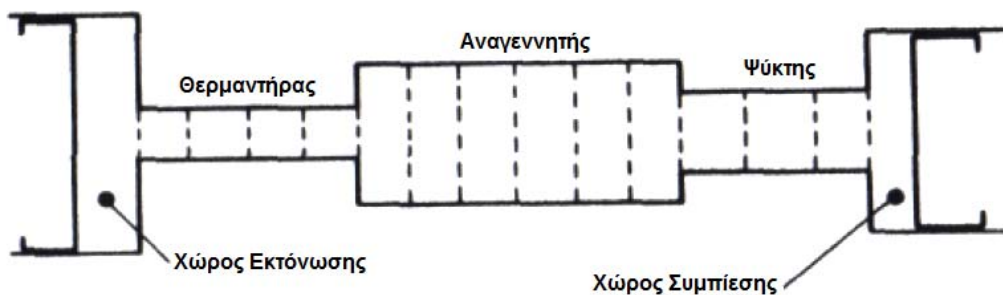
3.6 ΤΡΙΤΗΣ ΤΑΞΗΣ ΑΝΑΛΥΣΗ

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το τρίτο επίπεδο ανάλυσης προκύπτει όταν προσπαθούμε απ' ευθείας να αποφύγουμε μείζονες εξιδανικεύσεις στο βασικό επίπεδο παραδοχών. Επιθυμούμε λιγότερο ή περισσότερο λεπτομερώς και διαδραστικά να μοντελοποιήσουμε τις πολλές ταυτόχρονες διεργασίες σε όλη την έκταση της μηχανής. Καθώς μειώνονται οι εξιδανικεύσεις και βελτιώνεται η πιστότητα, η υπολογιστική πολυπλοκότητα αυξάνεται ραγδαία. Απαιτείται ένας ψηφιακός υπολογιστής μεγάλης υπολογιστικής ισχύος για να πραγματοποιήσει την προσομοίωση, και ο χρόνος επεξεργασίας δεν είναι αμελητέος ακόμη και για ένα μόνο κύκλο.

Το αντικείμενο είναι τόσο αχανές που δεν μπορούμε παρά να καλύψουμε ακόμη μικρότερη ύλη από ότι με τη δεύτερης τάξης ανάλυση. Ωστόσο, οι ίδιες παρατηρήσεις που έγιναν για τη δεύτερης τάξης ανάλυση και αφορούν την ικανότητα του σοβαρά ενδιαφερόμενου αναγνώστη να ερευνήσει τη βιβλιογραφία εφαρμόζονται και εδώ. Οι Martini (1978) [3], Walker (1979) [4] και Urieli (1979) [34] παρέχουν χρήσιμες έρευνες για το

αντικείμενο και ισχυρούς οδηγούς για τη βιβλιογραφία. Επιπλέον, ένα μεταγενέστερο βιβλίο από τους Urieli και Berchowitz (1983) [35] πραγματεύεται με πληρότητα το αντικείμενο. Έτσι, θα πρέπει να περιορίσουμε τη συζήτησή μας σε μία πολύ σύντομη έκθεση των βασικών αρχών και μία σύντομη υπόδειξη για το πώς μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε καλύτερα τέτοια προγράμματα ανάλυσης ιδίως για το σχεδιασμό των μηχανών ελευθέρων εμβόλων.

Ιδανικά, ο στόχος της ανάλυσης τρίτης τάξης είναι να μοντελοποιήσει ταυτόχρονα τις ροές ενέργειας και ρευστού της μηχανής Stirling διαδραστικά. Σε μία πραγματική μηχανή Stirling η εργαζόμενη ουσία δεν υφίσταται μία ενιαία ομοιόμορφη διεργασία, αλλά υφίσταται μία ποικιλία διεργασιών από το ένα άκρο της μηχανής στο άλλο, συχνά με εννοιολογικές ασυνέχειες στις φυσικές ενώσεις μεταξύ των τμημάτων. Έτσι, τα πιο προηγμένα προγράμματα ανάλυσης διαμερίζουν τη μηχανή σε ένα αριθμό τμημάτων – που άλλοτε ονομάζονται κελιά, όγκοι ελέγχου ή κόμβοι – καθένα από τα οποία αντιμετωπίζεται στη συνέχεια με ένα ομοιόμορφο τρόπο. Το σχήμα 3-6 παρουσιάζει ένα διαμερισμό σε 15 κελιά. Αυτό το βασικό σημείο εκκίνησης αναφέρθηκε για πρώτη φορά από τον Finkelstein και αναπτύχθηκε σε μία σειρά από δημοσιεύσεις, από τις οποίες η δημοσίευση του 1975 είναι μία καλή καταχώρηση.



Σχήμα 3-6. Διαμέριση της βασικής μηχανής Stirling σε κελιά.

Έχουν γίνει διάφορες υποθέσεις για τα κελιά, οι οποίες αφορούν τη συμπεριφορά του ρευστού και τη συναλλαγή ενέργειας, έτσι ώστε οι θεμελιώδεις εξισώσεις (ενέργεια, μάζα, ορμή) για το αέριο να μπορούν να επιλυθούν με λογικές αριθμητικές μεθόδους. Για παράδειγμα, η πίεση σε κάθε κελί υποτίθεται σταθερή από το ένα άκρο στο άλλο και ο όγκος για όλα τα κελιά είναι σταθερός, εκτός από τους όγκους των χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης. Αυτοί συνήθως λαμβάνονται ότι μεταβάλλονται ημιτονοειδώς, αλλά σε αυτό το επίπεδο ανάλυσης απλώς μπορούμε εύκολα να τους κάνουμε να μεταβάλλονται όπως υπαγορεύει η υπό εξέταση μηχανή· για τις μηχανές ελευθέρων εμβόλων αυτό σημαίνει ότι υπολογίζουμε την κίνηση του εμβόλου και του εκτοπιστή από τις δυνάμεις αερίου και τις

άλλες δυνάμεις που ασκούνται πάνω τους. Επιλέγουμε συσχετίσεις, για να μοντελοποιήσουμε τη μεταφορά θερμότητας και την τριβή του ρευστού κατά τρόπο κατάλληλο για τη συγκεκριμένη θέση του όγκου ελέγχου και της μηχανής που μοντελοποιείται. Συνήθως, το ρευστό υποτίθεται ιδανικό, αλλά έχουν χρησιμοποιηθεί άλλες εξισώσεις κατάστασης, για παράδειγμα από τους Tew και συν (1978) [36]. Σε αυτό το σημείο επιλέγουμε αν και πώς θα μοντελοποιήσουμε άλλα φαινόμενα όπως ταιριάζουν στην περίπτωση. Έτσι, καταλήγουμε με ένα σύστημα διαφορικών εξισώσεων που πινακοποιούνται από τους αριθμούς του όγκου ελέγχου, το οποίο σύστημα μπορεί να ολοκληρωθεί αριθμητικά σε χρονικά βήματα, για να αποδώσει τις ιδιότητες του ρευστού ως συναρτήσεις του χρόνου (και της θέσης του όγκου ελέγχου). Από αυτήν την πληροφορία μπορεί να υπολογιστεί εύκολα η συνολική απόδοση.

Οι Urieli και συν. (1977) [37] παρουσιάζουν μία ξεκάθαρη και πολύ πιο λεπτομερή περιγραφή αυτού του τύπου ανάλυσης. Έχουν αναπτυχθεί διάφοροι άλλοι συνδυασμοί όγκου ελέγχου κάνοντας διαφορετικές υποθέσεις σχετικά με τους όγκους ελέγχου, τις σχέσεις μεταξύ των γειτονικών κελιών, τις επιδράσεις της ορμής του αερίου και άλλα. Περιγραφές αυτών μπορούν να ευρεθούν στις αναφορές που παρατίθενται παραπάνω. Οι Organ (1982) [38] και Larson (1982) [39] πρότειναν τη χρήση της μεθόδου των χαρακτηριστικών για υπολογιστικές προσομοιώσεις τρίτης τάξης.

Εδώ, ακόμη περισσότερο από ότι με τα προγράμματα ανάλυσης δεύτερης τάξης, ο νεοεισερχόμενος που χρειάζεται προηγμένη ανάλυση θα πρέπει να αναζητήσει ένα ήδη υπάρχον πρόγραμμα. Τα λίγα που έχουν ήδη αναπτυχθεί και χρησιμοποιηθεί είναι σε κάθε περίπτωση το προϊόν ενός τεράστιου χρονικού διαστήματος προγραμματισμού και διόρθωσης λαθών. Στην περίπτωση προγραμμάτων που έχουν χρησιμοποιηθεί εκτενώς για το σχεδιασμό πραγματικών μηχανών (π.χ. η τρίτης τάξης ανάλυση της Sunpower, Gedeon – 1978) [40] η ανάπτυξη του κώδικα υπολογιστή περιλαμβάνει τη σύγκριση του κώδικα με το υλικό που προσομοιώνει και την πραγματοποίηση τροποποιήσεων ή διορθώσεων όπου χρειάζεται. Το θέμα είναι ότι χρειάζονται χρόνια αφοσιωμένης εργασίας για να καταλήξουμε σε ένα αξιόπιστο πρόγραμμα υπολογιστή τρίτης τάξης. Έτσι, εάν δεν είμαστε πρόθυμοι να αφιερώσουμε αρκετά χρόνια προσπαθειών για να φτιάξουμε ένα δικό μας πρόγραμμα από την αρχή, είναι σκόπιμο να αναθέσουμε αυτή την εργασία σε αυτούς που με κόπο έχουν αναπτύξει και οδηγήσει τέτοια προγράμματα στην ωριμότητα.

3.7 ΑΝΑΛΥΤΙΚΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ

Η πολυπλοκότητα των συστημάτων ανάλυσης τρίτης τάξης τα κάνει ιδανικά για να παρέχουν πολύ λεπτομερή πληροφόρηση για το τι συμβαίνει σε κάθε κύρια περιοχή της

μηχανής. Αυτό είναι ανεκτίμητο για το σχεδιαστή, ο οποίος επιθυμεί να ασχοληθεί με ένα συγκεκριμένο σχέδιο. Για παράδειγμα, παρέχει τη δυνατότητα να ελέγξουμε, ας πούμε το θερμαντήρα για επαρκή μεταφορά θερμότητας ή τον αναγεννητή για αποδεκτή αποτελεσματικότητα σε κάθε επιθυμητή δέσμη συνθηκών (ταχύτητα, μέση πίεση, θερμοκρασία θερμαντήρα κτλ.). Παρέχει πληροφορίες (πιθανώς ακριβείς) που είναι δύσκολο ή ακόμη και αδύνατο να εξάγουμε από την ίδια τη μηχανή ακόμη και αν αυτή ήταν διαθέσιμη στο εργαστήριο για δοκιμή.

Είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσουμε ότι ένα πρόγραμμα τρίτης τάξης μπορεί συχνά να τροποποιηθεί για να παραχθεί μία έκδοση δεύτερης τάξης. Παραδείγματος χάριν, θα μπορούσαμε να θεωρήσουμε ισοθερμοκρασιακά τμήματα θερμαντήρα, ψύκτη και αναγεννητή, ώστε να πάρουμε γρήγορες εκτιμήσεις των απωλειών του κύματος πίεσης και της ροής. Το πλεονέκτημα αυτής της προσέγγισης είναι ότι χρησιμοποιούμε την ίδια ορολογία για όλα τα προγράμματα, έτσι ώστε η πληροφορία από το ένα μπορεί να μεταφερθεί εύκολα στο άλλο.

Υποθέτοντας, τότε, ότι έχουμε διαθέσιμα αναλυτικά εργαλεία κατάλληλης τάξης για τα επιθυμητά αποτελέσματα το βασικό πρόβλημα σχεδίασης των μηχανών Stirling είναι να εξασφαλίσουμε τις προδιαγραφές για μία μηχανή που θα ικανοποιεί την ισχύ, την απόδοση, το μέγεθος, την κατασκευή και άλλες απαιτήσεις με τον καλύτερο δυνατό τρόπο. Αυτό εντάσσεται στο γενικότερο τίτλο *βελτιστοποίηση*. Μία αριστοτεχνική πραγματεία για αυτό το πρόβλημα δόθηκε από τον Gedeon (1978) [40]. Το αποτέλεσμα της βελτιστοποίησης είναι μία σειρά από διαστάσεις και συνθήκες λειτουργίας της μηχανής που ικανοποιούν τις απαιτήσεις. Φυσικά, αυτές οι προδιαγραφές μπορεί να φθάσουν στο γραφείο του σχεδιαστή από λιγότερο προσεκτικά εξετασθείσες πηγές, ώστε η απλή διαίσθηση συχνά συνεισφέρει αρκετά σε ένα νέο σχέδιο.

Ανεξάρτητα από τις πηγές, σε κάποιο σημείο της διαδικασίας σχεδίασης καθορίζονται οι επιθυμητές διαδρομές και γωνίες φάσης του εμβόλου και του εκτοπιστή. Αυτό ενσωματώνεται, τότε, απλά στο μηχανισμό στην περίπτωση μίας μηχανής Stirling με κινηματικό μηχανισμό. Αλλά, ο σχεδιαστής της μηχανής ελευθέρων εμβόλων βρίσκεται αντιμέτωπος με την πολύ δύσκολη εργασία της διασφάλισης ότι η ελεύθερη μηχανή θα λειτουργεί στην πραγματικότητα με τις επιθυμητές διαδρομές, την επιθυμητή συχνότητα και φάση υπό δεδομένες συνθήκες. Ταιριάζει να κλείσουμε αυτό το κεφάλαιο με μία σύντομη υπόδειξη για το πώς μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε αποδοτικά τα συστήματα ανάλυσης για να λύσουμε αυτό το θεμελιώδες πρόβλημα των μηχανών ελευθέρων εμβόλων.

Σε αυτό το σημείο θα μπορούσαμε απλά να καθορίσουμε κάποιο από το υλικό (hardware) και έπειτα να αποφασίσουμε για τα υπόλοιπα από επαναληπτική διαδικασία ή ευθέως από τη μέθοδο δοκιμής και απόρριψης. Για παράδειγμα, αν έχουμε διαθέσιμη μόνο μία ανάλυση πρώτης τάξης θα μπορούσαμε να εκτιμήσουμε ή να αποφασίσουμε σχετικά με τη διάμετρο του κυλίνδρου, τη μάζα του εμβόλου και του εκτοπιστή, την απόσβεση του εκτοπιστή και ας πούμε την ανάρτηση του εμβόλου, και να χρησιμοποιήσουμε το γραμμικοποιημένο μοντέλο που περιγράφηκε παραπάνω. Η ανάρτηση του εκτοπιστή και το φορτίο απόσβεσης του εμβόλου θα μπορούσαν να μεταβληθούν μέχρι να επιτευχθούν η επιθυμητή φάση και συχνότητα. Αυτό, όμως, είναι αρκετά δύσκολο να πραγματοποιηθεί από την αρχή, εξαιτίας των πολλαπλών ευαίσθητων διαδραστικών συσχετίσεων μεταξύ των συνιστωσών. Μόλις βρεθούμε στο επιθυμητό σημείο, τότε η διαταραχή είναι μία πολύ πρακτική προσέγγιση, αλλά κατά τα λοιπά έχει μεγάλη αβεβαιότητα. Με τα προγράμματα ανάλυσης δεύτερης ή τρίτης τάξης να είναι διαθέσιμα, η κατάσταση δε βελτιώνεται και πολύ για αυτήν την προσέγγιση, λόγω του μεγαλύτερου υπολογιστικού χρόνου που απαιτείται· ωστόσο, περισσότερες λεπτομέρειες είναι διαθέσιμες, μετά από μία εκτέλεση, η οποία θα μας οδηγήσει στη νέα επιλογή παραμέτρων για την επόμενη εκτέλεση.

Μία πολύ καλύτερη προσέγγιση είναι μέσω μίας εξαναγκασμένης προσομοίωσης (Gedeon – 1978) [40]. Εδώ η μηχανή προσομοιώνεται σαν το έμβολο και ο εκτοπιστής να ήταν μηχανικά εξαναγκασμένα να κινούνται όπως επιθυμούμε. Υποθέτουμε ημιτονοειδή κίνηση εμβόλου και εκτοπιστή με τις επιθυμητές διαδρομές και φάση και προσομοιώνουμε αναλυτικά τη μηχανή να λειτουργεί στη συχνότητα και τις άλλες συνθήκες που απαιτούνται. Μία ανάλυση τρίτης τάξης θα μας δώσει μία συνάρτηση πίεσης του εργαζόμενου χώρου στο έμβολο και μία συνάρτηση της δύναμης λόγω πτώσης πίεσης στον εκτοπιστή. Αυτές μπορούν να προσεγγιστούν (αρκετά καλά) από ημιτονοειδείς συναρτήσεις (π.χ. αναλύοντάς τις σε σειρές Fourier και απορρίπτοντας τους υψηλότερους αρμονικούς όρους) και ως εκ τούτου να παρασταθούν από περιστρεφόμενα διανύσματα όπως περιγράψαμε στο Κεφάλαιο 2. Στη συνέχεια είναι απλό ζήτημα η εύρεση της απαιτούμενης ανάρτησης του εμβόλου και απόσβεσης του εκτοπιστή και της ανάρτησης του εκτοπιστή και της επιφάνειας του διωστήρα που απαιτείται. Στην περίπτωση μίας ανάλυσης δεύτερης τάξης η πληροφορία θα είναι λιγότερο ακριβής και πολύ λιγότερο λεπτομερής, ιδίως όσον αφορά την απόσβεση του εκτοπιστή, αλλά από την εκτιμηθείσα ισχύ άντλησης μπορούμε εύκολα να προσδιορίσουμε έναν ισοδύναμο συντελεστή απόσβεσης και τότε να προχωρήσουμε στο διάγραμμα περιστρεφόμενου διανύσματος.

Ως έναν τελευταίο έλεγχο μπορούμε να προσομοιώσουμε τη μηχανή σε μία μη εξαναγκασμένη ανάλυση τρίτης τάξης όπου συνήθως βρίσκεται να λειτουργεί πολύ κοντά στις συνθήκες εξαναγκασμού. Από αυτό το σημείο θα ήταν καλό να διεξάγουμε αρκετές μη εξαναγκασμένες λειτουργίες προσομοίωσης σε όλο το φάσμα των αναμενόμενων συνθηκών λειτουργίας, για να ερευνήσουμε τα γενικά λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανής, ιδιαίτερος τη σταθερότητά της.

3.8 ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

V_e	στιγμιαίος όγκος του χώρου εκτόνωσης
V_c	στιγμιαίος όγκος του χώρου συμπίεσης
V_D	κενός όγκος
p	πίεση του εργαζόμενου χώρου
p_o	πίεση του χώρου αναπήδησης
p_m	μέση πίεση του εργαζόμενου χώρου
T_E	θερμοκρασία του χώρου εκτόνωσης
T_C	θερμοκρασία του χώρου συμπίεσης
T_D	θερμοκρασία του κενού όγκου
m	μάζα του εργαζόμενου ρευστού
R	σταθερά του αερίου
W	κυκλικό έργο
P	ισχύς της μηχανής
f	συχνότητα της μηχανής
M, M_P	μάζα του εμβόλου
M_D	μάζα του εκτοπιστή
x_p	θέση του εμβόλου από το μέσο της διαδρομής
x_d	θέση του εκτοπιστή από το μέσο της διαδρομής
C_R, C_D, C_P	συντελεστές απόσβεσης
K, K_R, K_P, K_D	σταθερές των ελατηρίων
A_P	επιφάνεια του εμβόλου
A_R	επιφάνεια του διωστήρα του εκτοπιστή

3.9 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 3^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Wood, J. G., “Private Communication”, Sunpower Inc., Athens, Ohio, 1982.
2. Walker, G. and Senft, J. R., “Lecture Notes in Engineering: Free Piston Stirling Engines”, Chapter 3 – Theoretical Analysis and Design, pp. 100 – 127, Edited by C. A. Brebbia and S. A. Orszag, Springer – Verlag, 1985.
3. Martini, W., “Stirling Engine Design Manual”, Nasa Report No. CR – 135382, (NTIS No. N78 – 23999), 1978.
4. Walker, G., “Elementary design guidelines for Stirling engines”, Proc. 14th I.E.C.E.C., Paper No. 799230, pp. 1066 – 1068, 1979.
5. West, C. D., “Theoretical basis for the Beale number”, Proc. 16th I.E.C.E.C., Paper No. 819787, pp. 1886 – 1887, 1981.
6. Senft, J. R., “A sample derivation of the generalized Beale number”, Proc. 17th I.E.C.E.C., Paper No. 829273, pp. 1652 – 1655, 1982.
7. Senft, J. R., “Small stationary Stirling engine design”, Proc. Stirling Engine Conference, Univ. of Reading, I. Mech. Eng., Paper No. C19 / 82, pp. 77 – 84, 1982.
8. Beale, W. T., “Rough rules of thumb for free – piston Stirling engine design”, Report, Sunpower, Inc., Athens, Ohio, 1976.
9. Schmidt, G., “Theore der Lehmannschen Calorischen Maschine”, Z. Verb. dt Ing., Vol. 15, No. 1, 1871.
10. Walker, G., “Stirling Engines”, Oxford University Press, Oxford, 1980.
11. Reader, G. T. and Hooper, C., “Stirling Engines”, E. & F. N. Spon, London & New York, ISBN No: 0-419-12400-4, pp. 370-371, 1983.
12. Urieli, I., Berchowitz, D., “Stirling Cycle Engine Analysis”, Adam Hilger Ltd., Bristol, ISBN: 0-85274-435-8, 1984.
13. Μπορμπιλιάς, Ν. Α., Διδακτορική Διατριβή: “Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλων Stirling”, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο – Τομέας Θερμότητας, Αθήνα, 2004.
14. Finkelstein, T., “Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines”, S.A.E. Paper No. 118B, 1960.
15. Finkelstein, T., “Optimization of phase angle and volume ratios in Stirling engines”, S.A.E. Paper No. 118C, 1960.
16. Walker, G., “An optimization of the principle design parameters of Stirling – cycle machines”, Jour. Mech. Eng. Sci., Vol. 4, No. 3, pp. 226 – 240, 1962.
17. Kirkley, D. W., “Determination of the optimum configuration for a Stirling engine”, Jour. Mech. Eng. Sci., Vol. 4, No. 3, pp. 203 – 212, 1962.

18. Berchowicz, D. M. and Wyatt – Mair, G. F., “Closed form solutions for a coupled ideal analysis of free – piston Stirling engines”, Research Report No. 79, School of Mechanical Engineering, University of the Witwatersrand, Johannesburg, 1979.
19. Wood, J. G., “A Program for Predicting the Dynamics of Free – Piston Stirling Engines”, M.Sc. Thesis, Ohio University, Athens, Ohio, 1980.
20. Rogdakis, E. D., Borbilas, N. A., Paradissis, E. A., Nikolaidis, A. P., “A Mathcad program as a simple tool for the study of the stirling engines”, 6th European Stirling Forum, Osnabruck (Germany), 2002.
21. West, C. D., “An analytical solution for a Stirling machine with an adiabatic cylinder”, Proc. 15th I.E.C.E.C., Paper No. 809453, pp. 2274 – 2277, 1980.
22. Walker, G. and Khan, M., “The theoretical performance of Stirling – cycle machines”, S.A.E., Paper No. 949A, 1965.
23. Lee, K., “Thermodynamic description of the adiabatic second order analysis for Stirling engines”, Proc. 16th I.E.C.E.C., Paper No. 819794, pp. 1919 – 1924, 1981.
24. Rios, P. A., “An approximate solution to the shuttle heat – transfer losses in a reciprocating machine”, Trans. ASME Journal of Engineering for Power, April, 1971.
25. Wood, J. G., “Lecture Notes for Free – Piston Stirling Engine Workshop”, Sunpower Inc., Athens, Ohio, 1980.
26. Breckenridge, R. W., Heuchling, T. P. and Moore, R. W., “Rotary – Reciprocating Cryogenic Refrigeration System Studies”, Part I Analysis, Tech. Report AFFDL – TR – 71 – 115, Part I, Wright Patterson Air Force Base, Dayton, Ohio, 1971.
27. Curen, P. W., White, H. V. and Gray, S., “Design and test of a helium gas spring”, Report No. AD – 787 – 142, NTIS, Springfield, Va, 1974.
28. Lee, K. and Smith, L. J. Jr., “Performance loss due to transient heat transfer in the cylinders of Stirling engines”, Proc. 15th I.E.C.E.C., 1980.
29. Rios, P. A., “An Analytical and Experimental Investigation of the Stirling Cycle. Ph. D. Thesis, MIT, 1969.
30. Rogdakis, E. D. and Borbilas, N. A., “Second law analysis of a Stirling cryocooler with optimal design of the regenerator and losses”, Proceedings of IMCE, Paper No. 2-18-2-3, New York (USA), 2001.
31. Walker, G., Weiss, M., Fauvel, R. and Reader, G., “Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers”, Cryogenics, Vol. 29, August, 1989.
32. Atrey, M. D., Bapat, S. L. and Narayankhedkar, K. G., “Cyclic simulation of Stirling cryocoolers”, Cryogenics, Vol. 30, April, 1990.

33. Kagawa, N., “Analytical method for Stirling engines and coolers”, JSME International Journal Series B, Vol. 41, No 3, 1998.
34. Urieli, I., “A review of Stirling cycle machine analysis”, Proc. 14th I.E.C.E.C., Paper No. 799236, pp. 1086 – 1090, 1979.
35. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., “Stirling Cycle Engine Analysis”, Adam Hilger Ltd, 1983.
36. Tew, R., Jefferies, K. and Miao, D., “A Stirling engine computer model for performance calculations”, NASA Report No. TM – 78884, 1978.
37. Urieli, I., Rallis, C. J. and Berchowitz, D. M., “Computer simulation of Stirling cycle machines”, Proc. 12th I.E.C.E.C., Paper No. 779252, pp. 1512 – 1521, 1977.
38. Organ, A. J., “Gas dynamics of Stirling cycle machines”, Proc. Stirling Engines Conference, Univ. of Reading, I. Mech. Eng., Paper No. C25 / 82, pp. 131 – 140, 1982.
39. Larson, V. H., “Computation techniques and computer programs to analyze Stirling cycle engines using characteristic dynamic energy equations”, Proc. 17th I.E.C.E.C., Paper No. 829283, pp. 1710 – 1715, 1982.
40. Gedeon, D. R., “The optimization of Stirling cycle machines”, Proc. 13th I.E.C.E.C., Paper No. 789193, pp. 1784 – 1790, 1978.
41. Finkelstein, T., “Computer analysis of Stirling engines”, Proc. 10th I.E.C.E.C., Paper No. 759140, pp. 933 – 941, 1975.
42. Heames, T. J., Daley, J. G., Uherka, D. J., and Zabel, J., “A user oriented design system for Stirling cycle codes”, Proc. 17th I.E.C.E.C., Paper No. 829278, pp. 1681 – 1687, 1982.

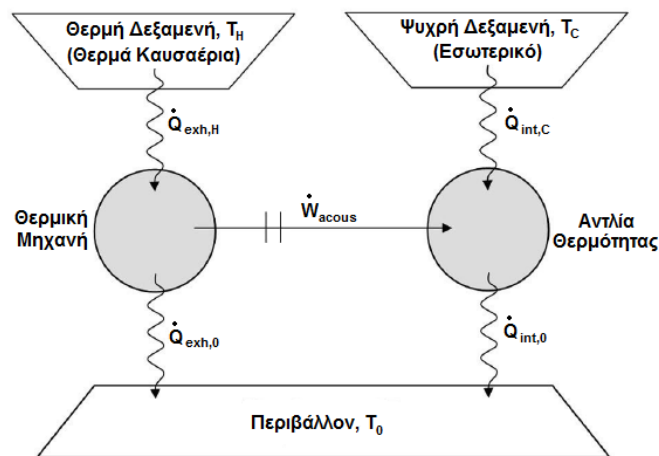
4. ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ

4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο όρος θερμοακουστική χρησιμοποιείται συχνά για να περιγράψει απλά τη μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ακουστική και αντίστροφα. Ωστόσο, τα θερμοακουστικά συστήματα που έχουν κατασκευαστεί μέχρι σήμερα είναι μία περίπλοκη εφαρμογή αμφοτέρων των θεωριών της θερμοδυναμικής και της ακουστικής.

Τα θερμοακουστικά συστήματα χωρίζονται σε δύο κατηγορίες: τις *κινητήριες μηχανές* (που είναι επίσης γνωστές και με τον όρο “θερμικές μηχανές”) και τις *αντλίες θερμότητας*. Κατ’ αρχήν, οι θερμικές μηχανές απορροφούν θερμική ενέργεια (θερμότητα) από μία δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας, μετατρέπουν ένα μέρος της θερμότητας σε ακουστική ενέργεια και αποβάλλουν τη θερμότητα που δεν αξιοποιήθηκε σε μία δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας. Αντίθετα, οι αντλίες θερμότητας χρησιμοποιούν την ακουστική ενέργεια για να αντλήσουν θερμότητα από μία θερμοκρασιακή δεξαμενή σε μία άλλη με αποτέλεσμα την εμφάνιση κλίσης θερμοκρασίας μεταξύ των δύο δεξαμενών. Όταν χρησιμοποιείται μία κινητήρια μηχανή ή άλλη ακουστική πηγή για να κινήσει την αντλία θερμότητας, όπως φαίνεται στο σχήμα 4-1, ολόκληρο το μηχανολογικό σύστημα αποκαλείται “ψύκτης”. Το σχήμα 4-1 παρουσιάζει μία πιθανή εφαρμογή θερμοακουστικού ψύκτη στην αυτοκινητοβιομηχανία. Ο ψύκτης αυτός εκμεταλλεύεται τη διαφορά θερμοκρασίας των θερμών καυσαερίων του κινητήρα και τη σχετικά χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος, για να ψύξει το εσωτερικό της καμπίνας του οχήματος.

Σχηματική παράσταση “Ιδανικού Θερμοακουστικού Ψύκτη” στην αυτοκινητοβιομηχανία



Σχήμα 4-1. Παράδειγμα μίας ιδανικής θερμοακουστικής θερμικής μηχανής που κινεί μία ιδανική θερμοακουστική αντλία θερμότητας για air condition οχημάτων.

Επειδή ο θερμοδυναμικός κύκλος τον οποίο ακολουθεί η λειτουργία των θερμοακουστικών συστημάτων είναι ιδανικά αναστρέψιμος, οι ψύκτες κινούνται τυπικά είτε από ένα μηχανικό σύστημα μετατόπισης αερίου (όπως ένα μεγάφωνο) ή από μία θερμική μηχανή. Τα μεγάφωνα ή οι ηλεκτροδυναμικοί αναδευτήρες, που μετατρέπουν την ηλεκτρική ισχύ σε ακουστική ισχύ, είναι σχετικά εύκολα στην κατασκευή και έχουν σχετικά χαμηλή τιμή. Ωστόσο, οι κινητήριες μηχανές έχουν υψηλότερους βαθμούς απόδοσης και δεν έχουν κινούμενα μέρη, με αποτέλεσμα μεγαλύτερη διάρκεια ζωής και καλύτερη λειτουργία. Για παράδειγμα οι Hofler και Adeff (2001) [1] κατασκεύασαν μία θερμοακουστική κινητήρια μηχανή μικρής κλίμακας, που χρησιμοποιούσε φλόγα ή ηλεκτρική πηγή και μία κόρνα που παρήγαγε μία στάθμη ηχητικής πίεσης 140 dB στα $20\ \mu\text{Pa}$ με συχνότητα 930 Hz . Πολλές πειραματικές θερμικές μηχανές χρησιμοποιούν θερμαντικά στοιχεία με αντιστάσεις που μετατρέπουν την ηλεκτρική ισχύ σε θερμότητα, την οποία η ίδια η μηχανή μετατρέπει σε ακουστική ισχύ. Οι μηχανές που κατασκευάζονται για άλλους σκοπούς (και όχι πειραματικούς) μπορούν να χρησιμοποιήσουν οποιαδήποτε πηγή ισχύος όπως ηλιακή ακτινοβολία, θερμά απόβλητα αέρια από βιομηχανικές εγκαταστάσεις ή καυσαέρια από τις μηχανές εσωτερικής καύσης (Zoontjens – 2008) [2].

4.2 ΙΣΤΟΡΙΚΟ ΤΩΝ ΕΡΕΥΝΩΝ

Οι έρευνες γύρω από τη θερμοακουστική ξεκίνησαν από απλή περιέργεια γύρω από την ταλαντούμενη μεταφορά θερμότητας μεταξύ των ηχητικών κυμάτων που διαδίδονταν σε ένα αέριο και των στερεών τοιχωμάτων των κοιλοτήτων που περιείχαν το αέριο. Αυτές οι αλληλεπιδράσεις είναι πολύ μικρές για να φανερωθούν στον αέρα στον ήχο με τον οποίο επικοινωνούμε κάθε μέρα. Ωστόσο, στα έντονα ηχητικά κύματα στα αέρια υπό πίεση, η θερμοακουστική μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να παραχθούν ισχυρές μηχανές, αντλίες θερμότητας, ψύκτες και διαχωριστές μιγμάτων. Γι' αυτό το λόγο, ένα μεγάλο μέρος της έρευνας πάνω στη θερμοακουστική υπαγορεύεται από την επιθυμία σχεδίασης νέων τεχνολογιών για τη βιομηχανία παραγωγής ενέργειας, οι οποίες θα είναι τόσο απλές και αξιόπιστες όσο και τα ίδια τα ηχητικά κύματα.

Ο Rott (1969, 1975, 1980) [3, 4, 5] θεώρησε την έννοια της λέξης “θερμοακουστική” ως κάτι το αυτονόητο – ένας συνδυασμός θερμικών φαινομένων (θερμότητας) και ήχου. Αυτός ανέπτυξε τη μαθηματική διατύπωση που περιγράφει τις ακουστικές ταλαντώσεις ενός αερίου σε κανάλι όπου επικρατεί αξονική κλίση θερμοκρασίας, με τις πλευρικές διαστάσεις του καναλιού να είναι τάξης μεγέθους του θερμικού βάθους διείσδυσης του αερίου δ_κ (τυπικά τάξης μεγέθους του 1 mm), κάτι που είναι σαφώς μικρότερο από το μήκος κύματος (τυπικά

τάξης μεγέθους του l m). Το πρόβλημα είχε ερευνηθεί από τον Rayleigh και από τον Kirchhoff, αλλά χωρίς ποσοτική επιτυχία. Στα χρόνια του Rott, τα κίνητρα για την κατανόηση του προβλήματος εμφανίστηκαν κυρίως από το κρυογονικό φαινόμενο, γνωστό και ως ταλαντώσεις Taconis – όταν ένας αγωγός γεμάτος αέριο φθάνει από θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος σε κρυογονική θερμοκρασία, το αέριο μερικές φορές ταλαντώνεται αυθόρμητα, με μεγάλη μεταφορά θερμότητας από το εξωτερικό περιβάλλον στο κρυογονικό περιβάλλον. Ο Yazaki (1980) [6] παρουσίασε πάρα πολύ πειστικά ότι η ανάλυση του Rott για την ταλάντωση Taconis ήταν ποσοτικά ακριβής.

Ο Rayleigh το 1878 [7] κατανόησε τα ποιοτικά χαρακτηριστικά τέτοιων ταλαντώσεων συντηρούμενων από τη θερμότητα: *“Αν δοθεί θερμότητα στον αέρα τη στιγμή της μέγιστης συμπίκνωσης (δηλαδή τη στιγμή που έχει τη μέγιστη πυκνότητα) ή του αφαιρεθεί θερμότητα τη στιγμή της μέγιστης αραιώσης, η ταλάντωση ενισχύεται.”* Είχε ερευνήσει τις ταλαντώσεις Sondhauss (Fedlman – 1968) [8], τον πρόδρομο των υαλουργών για τις ταλαντώσεις Taconis. Το κριτήριο του Rayleigh κατανοήθηκε ότι μπορεί να εφαρμοστεί και στις ταλαντώσεις Rijke (Fedlman – 1968) [9]. Όμοιες ταλαντώσεις μπορούν να υπάρξουν όταν γίνεται ανάφλεξη σε μία κοιλότητα (Zinn – 1986) [10]. Οι ταλαντώσεις εμφανίζονται αυθόρμητα, όταν η ανάφλεξη οδεύει πιο γρήγορα ή πιο αποδοτικά κατά τη διάρκεια της φάσης συμπίεσης της ταλάντωσης της πίεσης από ότι κατά τη διάρκεια της φάσης της αραιώσης. Τέτοιες ταλαντώσεις πρέπει να εξαλείφονται σε πυραύλους, για να προλαμβάνονται καταστροφικές ζημιές, ενθαρρύνονται, ωστόσο, σκόπιμα σε μερικούς οικιακούς λέβητες και θερμαντήρες νερού για να βελτιωθεί η απόδοσή τους.

Εφαρμόζοντας τις μαθηματικές διατυπώσεις του Rott σε μία κατάσταση όπου η κλίση της θερμοκρασίας κατά μήκος του καναλιού ήταν τόσο ασθενής ώστε να ικανοποιείται το κριτήριο του Rayleigh, ο Hofler (1988) [11] εφήυρε έναν θερμοακουστικό ψύκτη στάσιμου κύματος και απέδειξε (Hofler – 1986) [12] για μία ακόμη φορά ότι η προσέγγιση του Rott όσον αφορά την ακουστική σε μικρά κανάλια ήταν ποσοτικά ακριβής. Σε αυτό τον τύπο ψύκτη οι συνδυασμένες ταλαντώσεις της κίνησης του αερίου, της θερμοκρασίας και της μεταφοράς θερμότητας στο ηχητικό κύμα ρυθμίστηκαν στο χρόνο έτσι, ώστε η θερμότητα να απορροφάται από ένα φορτίο σε χαμηλή θερμοκρασία και η αποβαλλόμενη θερμότητα να απορρίπτεται σε μία δεξαμενή υψηλότερης θερμοκρασίας. Οι απόγονοι του ψύκτη του Hofler βρίσκονται υπό έρευνα ακόμη και σήμερα.

Εν τω μεταξύ, εντελώς ανεξάρτητα, ο ψύκτης με αγωγό παλμών ήταν ο τομέας της κρυογονικής ψύξης που ερευνήθηκε πιο ενεργά. Αυτή η ανάπτυξη ξεκίνησε με την κατά λάθος ανακάλυψη από τον Gifford (1965) [13], και τη μεταγενέστερη διερεύνηση, της ψύξης

που σχετίζεται με την εφαρμογή τετραγωνικών κυμάτων πίεσης στο ένα άκρο ενός αγωγού, ο οποίος είναι κλειστός στο άλλο άκρο. Αν και η σχέση των δύο εφευρέσεων δεν αναγνωρίστηκε τότε, αυτό το φαινόμενο μοιράζεται αρκετά στοιχεία φυσικής με τον ψύκτη του Hofler (αλλά σε προσέγγιση οριακού στρώματος). Η προσπάθεια του Mikulin (1984) [14] για αξιοπρεπή βελτίωση στη μεταφορά θερμότητας σε ένα μέρος αυτού του “θεμελιώδους” ψύκτη με αγωγό παλμών, οδήγησε σε μία αναπάντεχη βελτίωση της επίδοσης (performance) και ο Radebaugh (1990) [15] συνειδητοποίησε ότι ο ψύκτης με αγωγό παλμών με στόμιο που προέκυψε ήταν στην πραγματικότητα μία διαφορετική εκδοχή του κρυογονικού ψύκτη Stirling. Ψύκτες με αγωγό παλμών με στόμιο και ψύκτες Stirling είναι διαθέσιμοι σήμερα από αρκετές εταιρίες και χρησιμοποιούνται για ψύξη σε αισθητήρες υπέρυθρης ακτινοβολίας σε δορυφόρους, αλλά και σε επίγειες εφαρμογές.

Η ανάπτυξη των μηχανών και ψυκτών Stirling ξεκίνησε το 19^ο αιώνα, με τις κινητήριες μηχανές να είναι στην αρχή ως εναλλακτικές των ατμομηχανών (Walker – 1960, Organ – 1992) [16, 17], όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 1. Αρχικά θεωρήθηκε ότι για τη λειτουργία των μηχανών ήταν απαραίτητα ορισμένα στοιχεία όπως η στροφαλοφόρος άτρακτος, πολλαπλά έμβολα και άλλα κινούμενα μέρη. Ένα σημαντικό και μοντέρνο κεφάλαιο της ανάπτυξης των μηχανών Stirling ξεκίνησε με την εφεύρεση των μηχανών και ψυκτών Stirling ελευθέρων εμβόλων. Σε αυτού του τύπου τις μηχανές και τους ψύκτες η κίνηση κάθε εμβόλου καθορίζεται από τις αλληλεπιδράσεις μεταξύ της δυναμικής των εμβόλων και της δυναμικής του εργαζόμενου μέσου (συνήθως αερίου) και όχι με τη βοήθεια της στροφαλοφόρου ατράκτου και του διωστήρα. Η ανάλυση τέτοιων πεπλεγμένων και αλληλένδετων φαινομένων είναι περίπλοκη, επειδή η παλινδρομική κίνηση προκαλεί ταλαντωτικές διαφορές πίεσης, ενώ ταυτόχρονα οι ταλαντωτικές διαφορές πίεσης προκαλούν παλινδρομικές κινήσεις. Ο Urieli (1984) [18] τις ανέλυσε υποθέτοντας ημιτονοειδείς ταλαντώσεις ως προς το χρόνο για όλες τις σημαντικές μεταβλητές και χρησιμοποιώντας μιγαδικούς αριθμούς για να εκφράσει τα πλάτη και τις χρονικές φάσεις. Ο Ceperley (1979, 1985) [19, 20] προσέθεσε μία επιπλέον ακουστική προοπτική στις μηχανές και στους ψύκτες Stirling, όταν συνειδητοποίησε ότι η διαδοχή φάσεων στο χρόνο (time phasing) μεταξύ της ταλάντωσης της πίεσης και της παλινδρομικής κίνησης στην καρδιά των αναγεννητών τους είναι αυτή ενός τρέχοντος ακουστικού κύματος. Αρκετά χρόνια αργότερα παρουσιάστηκαν εκδόσεις τέτοιων ακουστικών μηχανών από το Yazaki (1998) [21], το de Blok (1998, 2001) [22] και το Backhaus (1999) [23], με τον τελευταίο να έχει επιτύχει βαθμό απόδοσης της μετατροπής της θερμότητας σε ακουστική ενέργεια συγκρίσιμη με την απόδοση άλλων ώριμων τεχνολογιών μετατροπής ενέργειας. Οι μηχανές Stirling και οι θερμοακουστικές

μηχανές Stirling είναι υπό εξέλιξη ακόμη και σήμερα για εφαρμογές που αφορούν στην παραγωγή ισχύος για διαστημόπλοια και επίγεια συνδυασμένα συστήματα συμπαραγωγής θερμότητας και ισχύος.

Η λέξη “θερμοακουστική” αντιπροσωπεύει μία ενωτική αναλυτική και θεμελιώδη προσέγγιση για όλες αυτές τις συσκευές και τα φαινόμενα (Swift – 2002) [24]. Η θερμοακουστική προσέγγιση ξεκινά με τις υποθέσεις ότι οι ταλαντώσεις της πίεσης p , της θερμοκρασίας T , της πυκνότητας ρ , της ταχύτητας u και της εντροπίας s μπορούν να θεωρηθούν ότι είναι μικρές και ότι μπορούν να εκφραστούν ικανοποιητικά ως ημιτονοειδείς συναρτήσεις του χρόνου. Αποτελέσματα μηχανολογικού ενδιαφέροντος λαμβάνονται ως γινόμενα των μέσων τιμών, ως προς το χρόνο, των ταλαντούμενων μεταβλητών: οι παροχές θερμότητας είναι ανάλογες του γινομένου της θερμοκρασίας T επί την ταχύτητα u , η ισχύς είναι ανάλογη του γινομένου της πίεσης p επί την ταχύτητα u , οι παροχές μάζας είναι ανάλογες του γινομένου της πυκνότητας ρ επί την ταχύτητα u και το ίδιο συμβαίνει και με κάθε άλλο μέγεθος που μας ενδιαφέρει. Με μεγάλη έκπληξη παρατηρούμε ότι αν και αρχικά υποθέσαμε ότι οι ταλαντώσεις πρέπει να είναι μικρές και αρμονικές (monofrequency), τα αποτελέσματα της θερμοακουστικής προσέγγισης είναι αρκετά ακριβή για να είναι χρήσιμα ακόμη και για μεγάλες ταλαντώσεις με σημαντικό αρμονικό περιεχόμενο.

Οι χωρικές εξαρτήσεις των πλατών και των χρονικών φάσεων των ταλαντούμενων μεταβλητών μπορεί να είναι πολύ σύνθετες, μεταβαλλόμενες ομαλά στο εσωτερικό των συστατικών μερών και απότομα στις διεπαφές μεταξύ τους. Τυπικά, η διεπιφάνεια μεταξύ ενός συστατικού μέρους και ενός άλλου συνοδεύεται από δραματική αλλαγή στη γεωμετρία ή στις οριακές συνθήκες, κάτι που ενδυναμώνει ένα μακροσκοπικό φαινόμενο όπως η ψύξη. Για παράδειγμα, οι αναγεννητές των μηχανών και ψυκτών Stirling έχουν μεγέθη πόρων πολύ μικρότερα από το βάθος θερμικής διεύθυνσης δ_k , και οι δέσμες των μηχανών και ψυκτών στάσιμου κύματος έχουν μέγεθος πόρων που είναι συγκρίσιμο με το δ_k . Οι επονομαζόμενοι “αγωγοί παλμών” στους ψύκτες (αγωγών παλμών) και άλλοι ανοικτοί χώροι σε άλλα συστήματα, είναι σαφώς μεγαλύτερης διαμέτρου από το δ_k και αυτά τα συστατικά μέρη είναι απομονωμένα από το περιβάλλον τους, ενώ οι εναλλάκτες θερμότητας που συνορεύουν με αυτούς είναι συνδεδεμένοι με εξωτερικές θερμικές δεξαμενές. Ο Wheatley (1985) [25] υπογράμμισε τη σπουδαιότητα των αιφνίδιων αλλαγών στο περιβάλλον του αερίου σε τέτοιες διεπαφές μεταξύ των συστατικών στοιχείων χρησιμοποιώντας τη φράση “*διαταραγμένη θερμοδυναμική ισορροπία*”.

Σε μία σημαντική ανακάλυψη που βασίζεται στη θερμοακουστική προσέγγιση, ο Olson και συν. (1997) [26] επεξέτεινε την ανάλυση του Rott (1974) [27] που αναφερόταν στη ροή

Rayleigh σε ένα αγωγό με αξονική κλίση θερμοκρασίας, για να συμπεριλάβει μία αυθαίρετη διαδοχή φάσεων μεταξύ $p - u$. Με αυτόν τον τρόπο έδειξε πώς μειώνοντας τη διατομή του αγωγού στο ένα άκρο του μπορεί κανείς να μειώσει τη ροή Rayleigh στο εσωτερικό του. Η εργασία αυτή εξαλείφει αποτελεσματικά μία επιζήμια πηγή διαρροής θερμότητας σε μερικές θερμοακουστικές συσκευές, ειδικά στους ψύκτες με αγωγό παλμών.

Μια άλλη, νέα εξέλιξη, βασίζεται στην ανακάλυψη από τον Sproor (2000) [28] του θερμοακουστικού διαχωρισμού μιγμάτων. Η ακτινικά ταλαντούμενη θερμική διάχυση και η αξονική ταλαντωτική ιξώδης κίνηση ενός αερίου μίγματος προκαλεί το διαχωρισμό των αερίων του μίγματος κατά μήκος του αγωγού. Ο Geller (2004) [29] χρησιμοποίησε αυτή τη μέθοδο σε έναν αγωγό 2.5 m για να διαχωρίσει ένα μίγμα με σύσταση στο ένα άκρο αποτελούμενη από 50 % – 50 % ήλιο (${}^4_2\text{He}$) – αργό (${}^{40}_{18}\text{Ar}$) σε μίγμα με σύσταση 30 % σε ήλιο και 70 % σε αργό στο άλλο άκρο του αγωγού (Swift – 2004) [30].

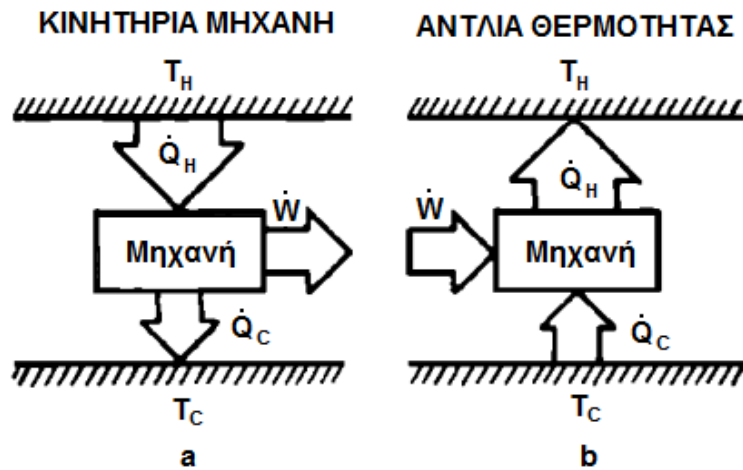
4.3 ΑΡΧΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Όπως αναφέραμε και παραπάνω η θερμοακουστική είναι η μελέτη του θερμοακουστικού φαινομένου και η προσπάθεια να χρησιμοποιήσουμε αυτό το φαινόμενο για τη λειτουργία μίας θερμικής μηχανής. Γενικά το θερμοακουστικό φαινόμενο είναι η μετατροπή της θερμικής ενέργειας σε ήχο ή το αντίστροφο. Οι θερμοακουστικές ή ακουστικές μηχανές είναι συσκευές μετατροπής ενέργειας που χαρακτηρίζονται από απλότητα και αξιοπιστία λόγω της χρήσης της ακουστικής τεχνολογίας. Ο βαθμός απόδοσης αυτών των μηχανών είναι ένα μεγάλο μέρος του βαθμού απόδοσης του κύκλου Carnot. Οι ακουστικές μηχανές χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

1. τις μηχανές **στάσιμου κύματος** (standing wave engines) με κύκλο λειτουργίας που προσομοιάζει σε αυτόν του *Brayton* και
2. τις μηχανές **οδεύοντος ή τρέχοντος κύματος** με κύκλο λειτουργίας αυτόν του *Stirling* (travelling wave engines).

4.3.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ

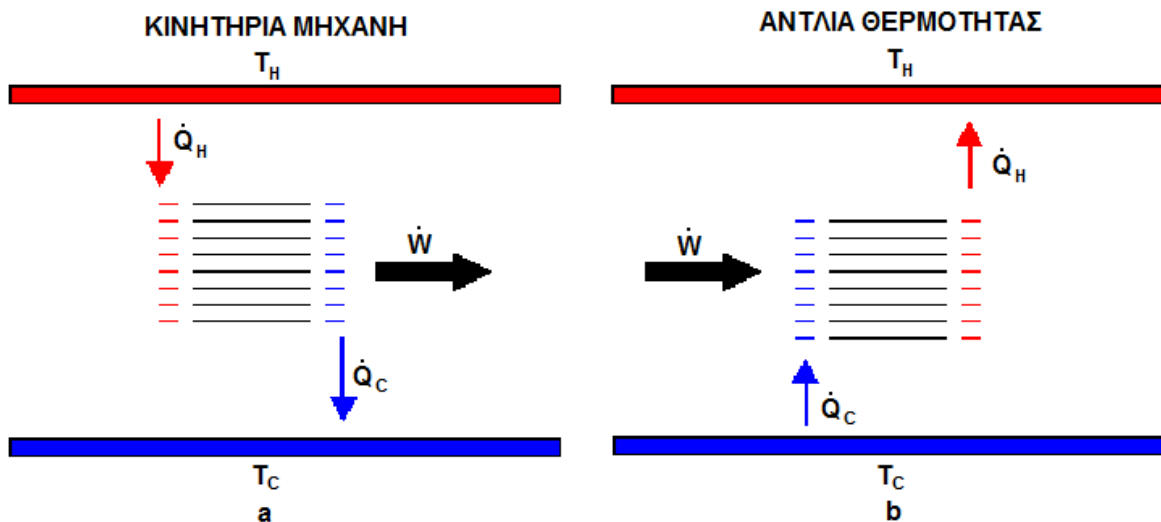
Όπως όλες οι μηχανές έτσι και οι μηχανές *στάσιμου κύματος* χωρίζονται σε **κινητήριες μηχανές** (*prime movers*) και **αντλίες θερμότητας** (*heat pumps*) ή **ψύκτες** (*refrigerators*) (σχήμα 4-2).



Σχήμα 4-2. Θερμικές Μηχανές: a. Κινητήρια Μηχανή
b. Αντλία Θερμότητας

Στις θερμοακουστικές *κινητήριες μηχανές*, η ροή θερμότητας, από μία πηγή *υψηλής θερμοκρασίας* σε μία δεξαμενή *χαμηλής θερμοκρασίας*, παράγει ακουστική ισχύ (στάσιμο κύμα), η οποία μπορεί να μετατραπεί σε ηλεκτρική ισχύ χρησιμοποιώντας κατάλληλες διατάξεις (σχήμα 4-3).

Αντίστροφα, στις θερμοακουστικές *αντλίες θερμότητας* και στους θερμοακουστικούς *ψύκτες*, η ακουστική ισχύς των στάσιμων κυμάτων χρησιμοποιείται για να αντλήσουμε θερμότητα από μία δεξαμενή *χαμηλής θερμοκρασίας* σε μία δεξαμενή *υψηλής θερμοκρασίας* (σχήμα 4-3).



Σχήμα 4-3. Θερμοακουστικές Θερμικές Μηχανές: a. Κινητήρια Μηχανή
b. Αντλία Θερμότητας

Η λειτουργία των θερμοακουστικών μηχανών βασίζεται σε ένα φαινόμενο που παρατηρήθηκε τυχαία από υαλουργούς το 17^ο αιώνα. Αυτοί παρατήρησαν ότι όταν τοποθετούσαν μία θερμή γυάλινη σφαίρα πάνω σε έναν ψυχρό σωληνοειδή κορμό, το άκρο του κορμού εξέπεμπε ήχο (αντηχείο). Ο Lord Rayleigh, το 1896, περιέγραψε το φαινόμενο ποιοτικά: *“Σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις που προσδίδεται θερμότητα σε ένα σώμα παρατηρείται εκτόνωση, και αυτή η εκτόνωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή μηχανικού έργου. Αν οι φάσεις των δυνάμεων που ασκούνται είναι ευνοϊκές τότε μπορούν να διατηρήσουν μία ταλάντωση... Για απλότητα ας θεωρήσουμε έναν αγωγό που περιέχει αέρα, θερμό στο κλειστό άκρο του και ψυχρόμενο σταδιακά στο ανοικτό άκρο του. Ένα τέταρτο της περιόδου πριν τη φάση της μεγαλύτερης συμπύκνωσης... ο αέρας κινείται προς το εσωτερικό του αγωγού, δηλαδή προς το κλειστό άκρο και συνεπώς μεταβαίνει από τα ψυχρότερα στα θερμότερα μέρη του αγωγού... Στην πραγματικότητα η αποκατάσταση της θερμοκρασίας χρειάζεται χρόνο και γι’ αυτό το λόγο η θερμοκρασία του αέρα διαφέρει από αυτή των γειτονικών της μερών του αγωγού. Αντίθετα πλησιάζει περισσότερο τη θερμοκρασία του μέρους του αγωγού από το οποίο ξεκίνησε. Από αυτό προκύπτει ότι κατά τη φάση της μεγαλύτερης συμπύκνωσης η θερμότητα απορροφάται από τον αέρα και κατά τη φάση της μεγαλύτερης αραιώσης η θερμότητα αποβάλλεται από αυτόν. Και έτσι υπάρχει μία τάση να διατηρηθούν οι ταλαντώσεις.”*

Θεωρώντας το εργαζόμενο αέριο (π.χ. αέρας) των θερμοακουστικών κινητήριων μηχανών ως ιδανικό αέριο είναι εύκολο να εξηγήσουμε την παραγωγή ήχου. Αφού το αέριο είναι ιδανικό θα ισχύει η καταστατική εξίσωση των ιδανικών αερίων, δηλαδή:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (4.1)$$

Όπου p είναι η πίεση του αερίου, n ο αριθμός των moles και T η θερμοκρασία του.

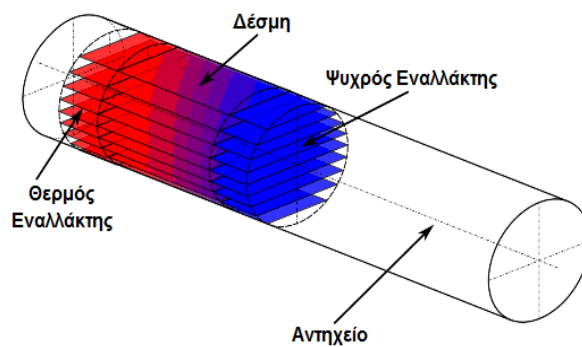
Παρατηρούμε ότι αν μεταβάλλουμε τη θερμοκρασία του αερίου μεταβάλλεται και η πίεσή του. Συνεπώς αν επιβάλλουμε μία ταλάντωση θερμοκρασίας στο αέριο τότε θα προκύψει και ταλάντωση στην πίεσή του. Όμως το ηχητικό κύμα δεν είναι τίποτα άλλο από ταλαντώσεις πίεσης του μέσου στο οποίο διαδίδεται και έτσι παράγεται ήχος από την ταλάντωση της θερμοκρασίας του αερίου.

Ακριβώς το αντίστροφο φαινόμενο συμβαίνει σε μία αντλία θερμότητας. Σε αυτές τις μηχανές η ενέργεια που προσδίδουμε είναι με τη μορφή ήχου, δηλαδή επιβάλλουμε στο εργαζόμενο αέριο ταλαντώσεις πίεσης. Αυτές οι ταλαντώσεις της πίεσης, λόγω της καταστατικής εξίσωσης των τέλειων αερίων, εγείρουν στο αέριο ταλαντώσεις θερμοκρασίας με αποτέλεσμα την άντληση θερμότητας.

Οι θερμοακουστικές μηχανές, είτε κινητήριες ή αντλίες θερμότητας, έχουν κάποια κοινά κατασκευαστικά στοιχεία. Το πρώτο κοινό τους στοιχείο είναι η **στοίβα (stack)** (σχήμα 4-4). Αυτή αποτελείται από παράλληλες μεταξύ τους επίπεδες πλάκες, οι οποίες είναι παράλληλες και στην κατεύθυνση διάδοσης του κύματος. Η παρουσία της στοίβας τροποποιεί το ηχητικό κύμα έχοντας δύο σημαντικά αποτελέσματα:

1. μία χρονικά μέση ροή θερμότητας κοντά στην επιφάνεια της στοίβας, κατά μήκος της κατεύθυνσης διάδοσης του κύματος και
2. την παραγωγή ή την απορρόφηση πραγματικής ακουστικής ισχύος (έργο) κοντά στην επιφάνεια της στοίβας.

Αυτά τα δύο απλά αποτελέσματα, που προέρχονται από την αλληλεπίδραση μεταξύ του ηχητικού κύματος και του στερεού ορίου (της στοίβας), είναι η βάση όλων των θερμοακουστικών φαινομένων.



Σχήμα 4-3. Σχηματικό διάγραμμα μίας θερμοακουστικής συσκευής [37].

Για να κατανοήσουμε τη συμβολή της στοίβας στη λειτουργία των θερμοακουστικών μηχανών θα θεωρήσουμε έναν αγωγό στο εσωτερικό του οποίου έχει εγκατασταθεί ένα στάσιμο κύμα. Αυτό το στάσιμο κύμα είναι αδιαβατικό και συνεπώς το πλάτος της ταλάντωσης της θερμοκρασίας του αερίου (T_1) εξαρτάται από το πλάτος της ταλάντωσης της πίεσής του (p_1), που προκαλείται από το ηχητικό κύμα. Θεωρούμε ότι το αέριο στο εσωτερικό του αγωγού είναι ατμοσφαιρικός αέρας σε κανονικές συνθήκες (STP). Επιπλέον θεωρούμε ότι είναι ιδανικό αέριο και ότι το πλάτος της ταλάντωσης της πίεσης είναι αυτό που προκαλείται από έναν τυπικό διάλογο μεταξύ δύο ανθρώπων. Τότε από υπολογισμούς προκύπτει ότι το πλάτος της ταλάντωσης της θερμοκρασίας, που οφείλεται στο ηχητικό κύμα, είναι $10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}$, δηλαδή μηδαμινό.

Εισάγοντας τη στοίβα στο εσωτερικό του αγωγού διαταράσσονται οι αρχικές αδιατάρακτες ταλαντώσεις θερμοκρασίας και σε μέτρο και σε φάση. Η διαταραχή αυτή δεν

επεκτείνεται απεριόριστα σε όλο το αέριο που βρίσκεται στον αγωγό, αλλά μόνο σε μία ποσότητα αερίου που γειτνιάζει με τη στοίβα. Η στοίβα επηρεάζει το αέριο που βρίσκεται σε μία μικρή απόσταση γύρω από αυτήν. Η απόσταση αυτή ονομάζεται βάθος θερμικής διείσδυσης, συμβολίζεται με δ_κ και δίνεται από την εξίσωση (4.5).

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\omega}} \quad (4.2)$$

Όπου ω ($\omega=2\pi f$) είναι η κυκλική συχνότητα του κύματος, f η συχνότητα, κ η θερμική διαχυτότητα του αερίου (για τον αέρα $\kappa = 21 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) και εκφράζεται ως:

$$\kappa = \frac{K}{\rho_m \cdot c_p}$$

Όπου K είναι η θερμική αγωγιμότητα του αερίου, ρ_m η μέση πυκνότητα του αερίου στο εσωτερικό της μηχανής και c_p η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του αερίου.

Το βάθος θερμικής διείσδυσης εκφράζει την απόσταση στην οποία η θερμότητα μπορεί να διαχυθεί μέσω του αερίου σε χρονικό διάστημα $1/\omega$. Για παράδειγμα για τον αέρα και για 1000 Hz προκύπτει ότι $\delta_\kappa=0.1 \text{ mm}$.

Το πλάτος ταλάντωσης της θερμοκρασίας του αερίου εξαρτάται από δύο παράγοντες. Κατ' αρχάς εξαρτάται από την αδιαβατική συμπίεση και εκτόνωση που υφίσταται, λόγω της ταλάντωσης της πίεσης στο στάσιμο κύμα. Ο άλλος παράγοντας οφείλεται στην παλινδρομική κίνηση του αερίου και στην κλίση θερμοκρασίας της στοίβας (∇T_m) κατά την κατεύθυνση, x , του μήκους της. Υπάρχει όμως μία τιμή της κλίσης θερμοκρασίας της στοίβας για την οποία το πλάτος ταλάντωσης της θερμοκρασίας του αερίου μηδενίζεται. Αυτή η κλίση θερμοκρασίας ονομάζεται “**κρίσιμη κλίση θερμοκρασίας**” και συμβολίζεται με ∇T_{crit} . Για αυτή την κλίση θερμοκρασίας οι ιδιότητες του ρευστού και η γεωμετρία του στάσιμου κύματος συμβάλλουν ώστε οι αλλαγές στη θερμοκρασία εξαιτίας των ταλαντώσεων της πίεσης να εξουδετερώνουν αυτές εξαιτίας της παλινδρομικής κίνησης του αερίου. Διαιρώντας την τιμή της μέσης κλίσης θερμοκρασίας της στοίβας με την τιμή της κρίσιμης κλίσης θερμοκρασίας έχουμε την τιμή του “**συντελεστή κλίσης θερμοκρασίας**” Γ , δηλαδή ισχύει ότι:

$$\Gamma = \frac{\nabla T_m}{\nabla T_{crit}} \quad (4.3)$$

Ο συντελεστής αυτός συγκρινόμενος με τη μονάδα καθορίζει αν η μηχανή είναι κινητήρια ή αντλία θερμότητας. Αυτό συμβαίνει γιατί η ροή θερμότητας κατά μήκος των πλακών της στοίβας (\dot{Q}_2) και η συνολική παραγόμενη ακουστική ισχύς (\dot{W}_2) είναι ανάλογες

της ποσότητας $(\Gamma - 1)$. Για την τιμή του συντελεστή κλίσης θερμοκρασίας διακρίνουμε τρεις περιπτώσεις:

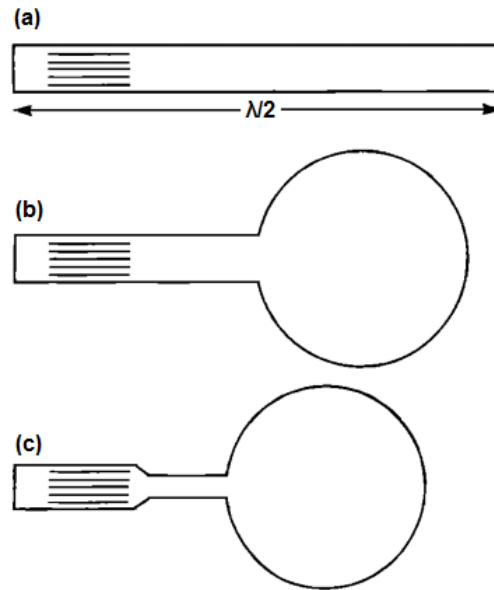
- ✓ $\nabla T_m = \nabla T_{crit} \Rightarrow \Gamma - 1 = 0$. Σε αυτή την περίπτωση δεν έχουμε ροή θερμότητας που σημαίνει ότι δεν έχουμε ταλαντώσεις θερμοκρασίας και συνεπώς ούτε ακουστική ισχύ.
- ✓ $\nabla T_m > \nabla T_{crit} \Rightarrow \Gamma - 1 > 0$. Σε αυτή την περίπτωση η θερμότητα ρέει προς τον κόμβο πίεσης και παράγεται ακουστική ισχύς κοντά στις πλάκες της στοίβας. Για αρκετά μεγάλες κλίσεις θερμοκρασίας είναι $\Gamma - 1 > 0$ και η θερμότητα μεταφέρεται από το θερμότερο στο ψυχρότερο μέρος της στοίβας και παράγεται ακουστική ισχύς, κάτι που συμβαίνει στις **κινητήριες μηχανές**.
- ✓ $\nabla T_m < \nabla T_{crit} \Rightarrow \Gamma - 1 < 0$. Σε αυτή την περίπτωση η θερμότητα απομακρύνεται από τον κόμβο πίεσης και η ακουστική ισχύς απορροφάται κοντά στις πλάκες της στοίβας. Για μικρές κλίσεις της θερμοκρασίας ισχύει ότι $\Gamma - 1 < 0$ και η μεταφορά της θερμότητας γίνεται από την ψυχρότερη προς στη θερμότερη περιοχή της στοίβας. Για να γίνει αυτή η μεταφορά απορροφάται ακουστική ισχύς, κάτι που συμβαίνει στις **αντλίες θερμότητας**.

Το άλλο κοινό στοιχείο των θερμοακουστικών μηχανών είναι το **αντηχείο (resonator)** (σχήμα 4-5). Αυτό είναι μία κοιλότητα που μέσα του περιέχονται η στοίβα, οι εναλλάκτες θερμότητας και το εργαζόμενο αέριο. Το μήκος του αντηχείου, το οποίο όσο μικρότερο είναι τόσο λιγότερες οι απώλειες ισχύος του, είναι συνήθως υποπολλαπλάσιο του μήκους (λ) του ηχητικού κύματος. Το γεγονός αυτό μας επιτρέπει να ρυθμίζουμε τη συχνότητα συντονισμού στο εσωτερικό του αντηχείου καθορίζοντας το μήκος του αντηχείου. Η συχνότητα συντονισμού (f) ως συνάρτηση του μήκους του αντηχείου (L) για ένα κυλινδρικό αντηχείο είναι:

$$f = \frac{\sqrt{K \cdot R \cdot T_m}}{\lambda} = \frac{\sqrt{K \cdot R \cdot T_m}}{j \cdot L} \quad (4.4)$$

Όπου $L = \frac{\lambda}{j}$ και συνήθως $j=2$ ή $j=4$.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ



Σχήμα 4-5. Τρία αντηχεία που έχουν την ίδια συχνότητα συντονισμού και την ίδια γεωμετρία στοίβας. Οι απώλειες ισχύος του αντηχείου (b) είναι περίπου οι μισές από αυτές του κυλινδρικού αντηχείου (a). Οι απώλειες ισχύος του αντηχείου Hofler (c) είναι ακόμη μικρότερες.

Ένας σημαντικός παράγοντας των συμβατικών θερμικών μηχανών είναι η διαδοχή των φάσεων. Για να επιτευχθεί η σωστή διαδοχή των φάσεων που απαιτείται για τον εκάστοτε κύκλο λειτουργίας των συμβατικών μηχανών, χρησιμοποιούνται κινούμενα μέρη, όπως έμβολα ή βαλβίδες, για να μετακινούν το εργαζόμενο ρευστό με σωστό χρονισμό, ώστε να ακολουθεί τον επιθυμητό θερμοδυναμικό κύκλο. Αυτή η διαδικασία στις θερμοακουστικές μηχανές επιτυγχάνεται με το στάσιμο ηχητικό κύμα. Οι θερμοακουστικές μηχανές, δηλαδή, δεν έχουν κινούμενα μέρη, αλλά η ηχητική διέγερση της μεταφοράς θερμότητας και η παραγωγή ή απορρόφηση της ηχητικής ισχύος οδηγούν σε ένα τύπο διαδοχής φάσεων των θερμοδυναμικών διεργασιών στο χρόνο. Βασικό στοιχείο της διαδοχής φάσεων στις ακουστικές μηχανές είναι η παρουσία δύο θερμοδυναμικών μέσων: του ρευστού και της στοίβας. Καθώς το ρευστό παλινδρομεί κατά μήκος της στοίβας, στην ακουστική συχνότητα, υφίσταται μεταβολές στη θερμοκρασία του. Ένα μέρος αυτών των θερμοκρασιακών αλλαγών προέρχεται από την αδιαβατική συμπίεση και εκτόνωση του ρευστού από τη μεταβολή της πίεσης, λόγω του ηχητικού κύματος και η υπόλοιπη είναι συνέπεια της τοπικής θερμοκρασίας των πλακών της στοίβας. Η ροή θερμότητας μεταξύ του ρευστού και των πλακών δεν παράγει στιγμιαίες μεταβολές στη θερμοκρασία του ρευστού. Αντίθετα η ροή θερμότητας μεταξύ των δύο θερμοδυναμικών μέσων δημιουργεί μία χρονική υστέρηση, ή διαδοχή

φάσεων στο χρόνο, μεταξύ της θερμοκρασίας, της πίεσης και της κίνησης, η οποία απαιτείται για να οδηγήσει το ρευστό στον επιθυμητό θερμοδυναμικό κύκλο. Έτσι μία απλή αλλά μη αντιστρεπτή μεταβολή – η ροή θερμότητας κατά μήκος μίας διαφοράς θερμοκρασίας – είναι ουσιαστική για τη λειτουργία των θερμοακουστικών μηχανών.

Όσον αφορά το αέριο, μόνο τα “πακέτα αερίου” που βρίσκονται σε απόσταση το πολύ δ_k γύρω από τη στοίβα είναι αυτά που αλληλεπιδρούν με τη στοίβα για την παραγωγή ή απορρόφηση της ακουστικής ισχύος και τη μεταφορά θερμότητας. Η υπόλοιπη ποσότητα αερίου συμπιέζεται και εκτονώνεται αδιαβατικά και αντιστρεπτά χωρίς να παίρνει μέρος στις συναλλαγές θερμότητας και ισχύος.

Ωστόσο τα πακέτα αερίου που βρίσκονται γύρω από τις πλάκες και σε απόσταση μικρότερη ή ίση με δ_k από αυτές έχουν επαρκή θερμική επαφή με τη στοίβα, ώστε να συναλλάσσουν θερμότητα με αυτήν, αλλά την ίδια στιγμή η θερμική επαφή είναι τόσο ανεπαρκής ώστε να δημιουργείται χρονική υστέρηση μεταξύ της κίνησης και της μεταφοράς θερμότητας.

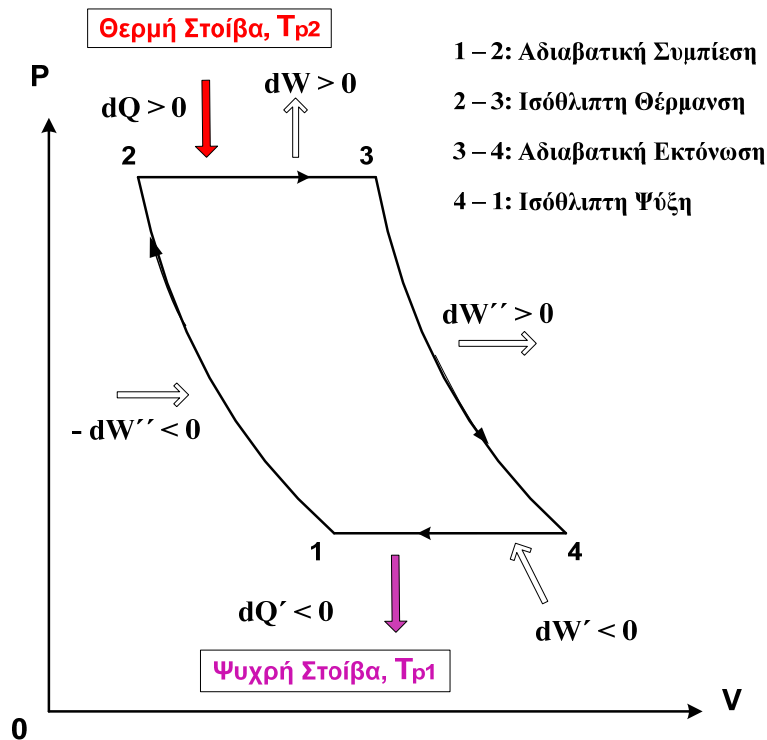
Σε μία πραγματική θερμοακουστική μηχανή οι ταλαντωτικές κινήσεις των πακέτων αερίου είναι ημιτονοειδείς. Για απλότητα όμως, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι είναι βηματική (γρήγορη κίνηση – στάση – γρήγορη κίνηση – στάση – ...), ώστε ο βασικός θερμοδυναμικός κύκλος μίας μηχανής στάσιμου κύματος να μπορεί να παρασταθεί από δύο *αντιστρεπτές αδιαβατικές* και δύο *μη αντιστρεπτές ισόθλιπτες* μεταβολές. Αυτές οι μεταβολές προσομοιάζουν στον κύκλο Brayton.

Επιπλέον σε αυτό το σημείο πριν ξεκινήσουμε την ανάλυση των διεργασιών που υφίσταται το ρευστό στο εσωτερικό της μηχανής πρέπει να αναφέρουμε ότι, το ρευστό εκτελεί ταλαντωτική κίνηση με πλάτος $2x_l$ και συχνότητα αυτήν του κύματος (f). Εκτός από την παλινδρομική κίνηση του ρευστού, ένα άλλο φαινόμενο που παρατηρείται είναι η ταλάντωση της θερμοκρασίας του, η οποία γίνεται με πλάτος $2T_a$ και συχνότητα αυτήν του κύματος.

4.3.1.1 ΚΙΝΗΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΗ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στην κινητήρια μηχανή προσδίδουμε θερμότητα και ως ωφέλιμο έργο παίρνουμε ακουστική ισχύ. Για να λειτουργήσει η μηχανή θερμαίνουμε το ένα τμήμα της στοίβας (θερμό) μέσω του θερμού εναλλάκτη θερμότητας και ψύχουμε το άλλο (ψυχρό) μέσω του ψυχρού εναλλάκτη θερμότητας. Αυτή η διαφορά θερμοκρασίας παράγει ήχο και άρα την ωφέλιμη ακουστική ισχύ.

ΚΙΝΗΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΗ



Σχήμα 4-6. Οι μεταβολές που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό σε μία θερμοακουστική κινητήρια μηχανή στάσιμου κύματος προσομοιάζουν στον κύκλο Brayton κινητήριας μηχανής.

Οι θερμοδυναμικές μεταβολές που υφίσταται μία ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού (“πακέτο ρευστού”) στο εσωτερικό της στοίβας μίας *κινητήριας μηχανής* φαίνονται στο σχήμα 4-6 και 4-9 και είναι:

Διεργασία 1 – 2, Αδιαβατική συμπίεση: το πακέτο ρευστού λόγω της ταλάντωσής του μετατοπίζεται από την ακραία του θέση (1) στην ακραία θέση (2) όπου επικρατεί μεγαλύτερη πίεση ($p_1 < p_2$) και συνεπώς συμπιέζεται αδιαβατικά. Λόγω της αδιαβατικής συμπίεσης αυξάνεται η θερμοκρασία του από $T_1 = T_m - x_1 \cdot \nabla T_m = T_{p1}$ σε $T_2 = T_m - x_1 \cdot \nabla T_m + 2 \cdot T_a$, όπου T_m είναι η μέση θερμοκρασία του ρευστού και της πλάκας της στοίβας και ∇T_m η κλίση θερμοκρασίας της στοίβας κατά την κατεύθυνση, x , του μήκους της. Επιπλέον το πακέτο επειδή μετατοπίζεται από μία περιοχή με χαμηλή πίεση σε μία περιοχή με υψηλή πίεση *απορροφά έργο dW''* .

Διεργασία 2 – 3, Ισόθλιπτη θέρμανση: το ρευστό στη νέα του ακραία θέση (2) και στην νέα κατάσταση (2) έχει μικρότερη θερμοκρασία από τη στοίβα σε αυτή τη θέση ($T_2 < T_{p2}$) και έτσι το πακέτο *απορροφά θερμότητα dQ* από τη στοίβα υπό σταθερή πίεση, έως

ότου (το πακέτο) να αποκτήσει τη θερμοκρασία της στοίβας στη συγκεκριμένη θέση $T_3 = T_{p_2} = T_m + x_1 \cdot \nabla T_m$. Λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του υπό σταθερή πίεση, το πακέτο εκτονώνεται **παράγοντας ωφέλιμο έργο dW** .

Διεργασία 3 – 4, Αδιαβατική εκτόνωση: το πακέτο ρευστού μετατοπίζεται από τη θέση (2) στην παλαιά θέση (1) όπου επικρατεί μικρότερη πίεση ($p_1 < p_2$) και συνεπώς εκτονώνεται αδιαβατικά. Λόγω της αδιαβατικής εκτόνωσης μειώνεται η θερμοκρασία του και γίνεται $T_4 = T_m + x_1 \cdot \nabla T_m - 2T_a < T_3$. Επιπλέον επειδή το πακέτο μετατοπίστηκε από μία περιοχή με υψηλή πίεση σε μία περιοχή με χαμηλή πίεση **αποδίδει έργο dW''** .

Διεργασία 4 – 1, Ισόθλιπτη ψύξη: το ρευστό στη θέση (1) και κατάσταση (4) έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία από τη στοίβα σε αυτή τη θέση ($T_{p1} < T_4$) και έτσι το πακέτο **προσδίδει θερμότητα dQ'** στη στοίβα υπό σταθερή πίεση, έως το πακέτο να αποκτήσει τη θερμοκρασία της στοίβας στη συγκεκριμένη θέση ($T_{p1} = T_1$). Λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας του υπό σταθερή πίεση, το πακέτο συμπιέζεται και **απορροφά έργο dW'** .

Στο θερμοδυναμικό κύκλο που περιγράψαμε παραπάνω για την **κινητήρια μηχανή** (σχήμα 4-4), θερμότητα απορροφάται από το πακέτο ρευστού κατά τη διεργασία 2 – 3 και αποβάλλεται κατά τη διεργασία 4 – 1. Έτσι το πακέτο ρευστού υφίσταται ανά κύκλο:

- i) **ισόθλιπτη θέρμανση** σε υψηλή πίεση (εκτόνωση) και
- ii) **ισόθλιπτη ψύξη** σε χαμηλή πίεση (συμπίεση).

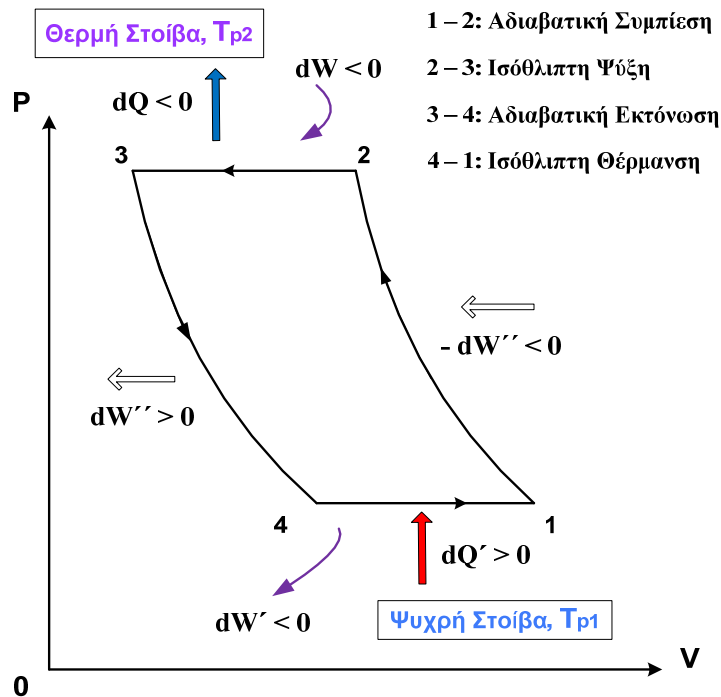
Άρα το πακέτο ρευστού **παράγει ανά κύκλο ωφέλιμο έργο ($dW - dW'$)**.

4.3.1.2 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στην αντλία θερμότητας προσδίδουμε ακουστική ισχύ για να αντλήσουμε θερμότητα από μία δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας. Για να λειτουργήσει η μηχανή πρέπει με κάποιο τρόπο να δημιουργήσουμε ένα στάσιμο ηχητικό κύμα στο αντηχείο της. Το ηχητικό κύμα εγείρει ταλαντώσεις θερμοκρασίας στο εργαζόμενο ρευστό και αυτό με τη σειρά του απορροφώντας την ακουστική ισχύ του κύματος αντλεί θερμότητα κατά μήκος των πλακών της στοίβας.

Οι θερμοδυναμικές μεταβολές που υφίσταται μία ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού (“**πακέτο ρευστού**”) στο εσωτερικό της στοίβας μίας **αντλίας θερμότητας** φαίνονται στο σχήμα 4-7 και 4-9 και είναι:

ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ



Σχήμα 4-7. Οι μεταβολές που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό σε μία θερμοακουστική αντλία θερμότητας στάσιμου κύματος προσομοιάζουν στον κύκλο Brayton αντλίας θερμότητας.

Διεργασία 1 – 2, Αδιαβατική συμπίεση: το πακέτο ρευστού λόγω της ταλάντωσής του μετατοπίζεται από την ακραία του θέση (1) στην ακραία θέση (2) όπου επικρατεί μεγαλύτερη πίεση ($p_1 < p_2$) και συνεπώς συμπιέζεται αδιαβατικά. Λόγω της αδιαβατικής συμπίεσης αυξάνεται η θερμοκρασία του από $T_1 = T_m - x_1 \cdot \nabla T_m = T_{p1}$ σε $T_2 = T_m - x_1 \cdot \nabla T_m + 2 \cdot T_a$. Επιπλέον το πακέτο επειδή μετατοπίζεται από μία περιοχή με χαμηλή πίεση σε μία περιοχή με υψηλή πίεση *απορροφά έργο dW''* .

Διεργασία 2 – 3, Ισόθλιπτη ψύξη: το ρευστό στη νέα του θέση (2) και στη νέα του κατάσταση (2) έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία από τη στοίβα σε αυτή τη θέση ($T_{p2} < T_2$) και έτσι το πακέτο αποβάλλει θερμότητα dQ προς τη στοίβα υπό σταθερή πίεση, έως ότου (το πακέτο) να αποκτήσει τη θερμοκρασία της στοίβας στη συγκεκριμένη θέση $T_3 = T_{p2} = T_m + x_1 \cdot \nabla T_m$. Λόγω της μείωσης της θερμοκρασίας του υπό σταθερή πίεση, το πακέτο *ψύχεται απορροφώντας έργο dW* .

Διεργασία 3 – 4, Αδιαβατική εκτόνωση: το πακέτο ρευστού μετατοπίζεται από τη θέση (2) στην παλαιά θέση (1) όπου επικρατεί μικρότερη πίεση ($p_1 < p_2$) και συνεπώς εκτονώνεται αδιαβατικά. Λόγω της αδιαβατικής εκτόνωσης μειώνεται η θερμοκρασία του και

γίνεται $T_4 = T_m + x_1 \cdot \nabla T_m - 2T_a < T_3$. Επιπλέον επειδή το πακέτο μετατοπίστηκε από μία περιοχή με υψηλή πίεση σε μία περιοχή με χαμηλή πίεση **αποδίδει ωφέλιμο έργο dW''** .

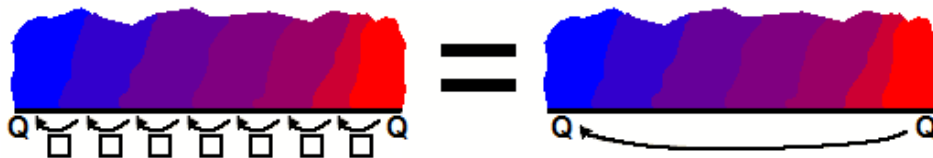
Διεργασία 4 – 1, Ισόθλιπτη θέρμανση: το ρευστό στη θέση (1) και στην κατάσταση (4) έχει μικρότερη θερμοκρασία από τη στοιβα σε αυτή τη θέση ($T_4 < T_{pl}$) και έτσι το πακέτο απορροφά θερμότητα dQ' από τη στοιβα υπό σταθερή πίεση, έως ότου (το πακέτο) να αποκτήσει τη θερμοκρασία της στοιβάς στη συγκεκριμένη θέση ($T_1 = T_{pl}$). Λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας του υπό σταθερή πίεση, το πακέτο εκτονώνεται και **αποδίδει ωφέλιμο έργο dW'** .

Στο θερμοδυναμικό κύκλο της **αντλίας θερμότητας** που περιγράψαμε παραπάνω (σχήμα 4-5), θερμότητα αποβάλλεται από το πακέτο ρευστού κατά τη διεργασία 2 – 3 και απορροφάται κατά τη διεργασία 4 – 1. Έτσι το πακέτο ρευστού υφίσταται ανά κύκλο:

- i) **ισόθλιπτη ψύξη** σε υψηλή πίεση (συμπίεση) και
- ii) **ισόθλιπτη θέρμανση** σε χαμηλή πίεση (εκτόνωση).

Άρα το πακέτο ρευστού **καταναλώνει ανά κύκλο έργο ($dW - dW'$)**.

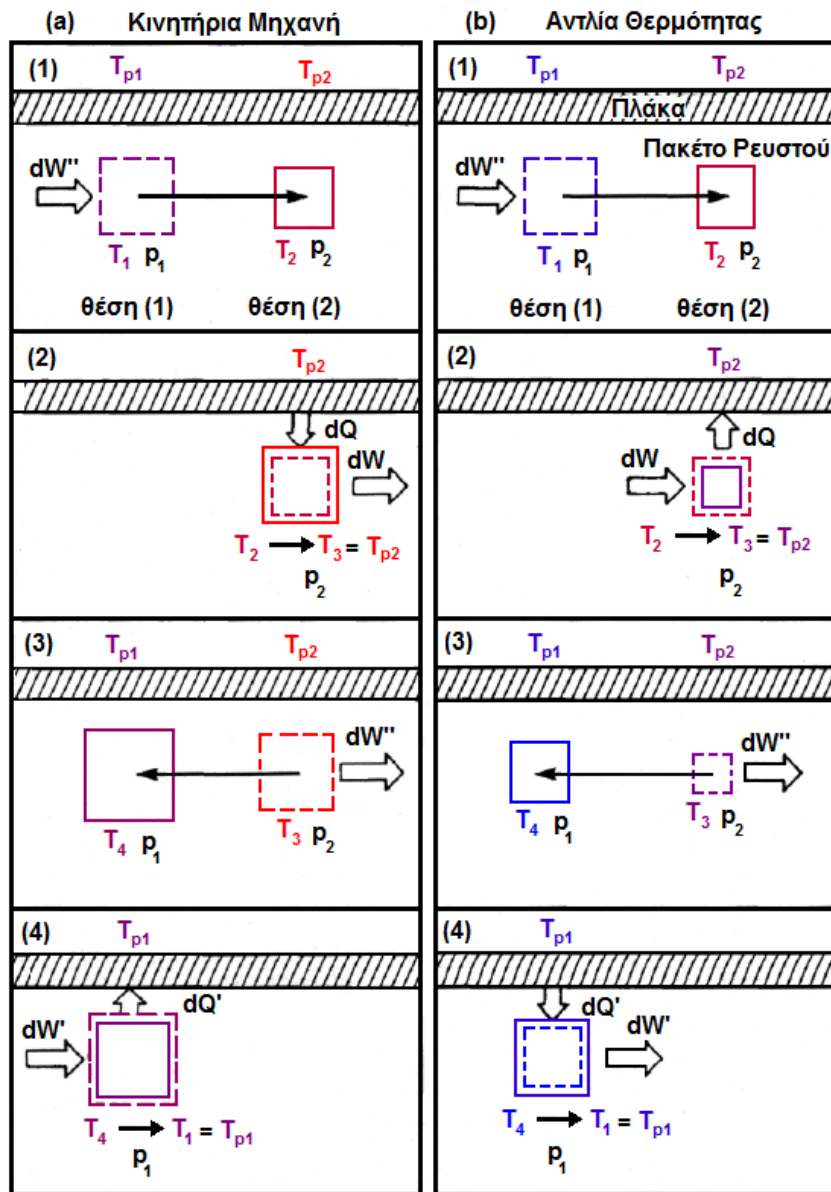
Παρατηρούμε ότι και στις δύο μηχανές το ρευστό κατά την αδιαβατική εκτόνωση αποδίδει έργο dW'' και κατά την αδιαβατική συμπίεση απορροφά ακριβώς το ίδιο ποσό, δηλαδή, dW'' . Αυτό είναι κάτι αναμενόμενο, αφού οι μεταβολές της θερμοκρασίας για τις δύο διεργασίες σε κάθε μηχανή είναι κατ' απόλυτη τιμή ίσες, δηλαδή $(T_2 - T_1) = (T_3 - T_4) = 2T_a$.



Σχήμα 4-8. Μετακίνηση θερμότητας κατά μήκος μίας πλάκας θερμοακουστικής κινητήριας μηχανής στάσιμου κύματος.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να παρατηρήσουμε ένα φαινόμενο που είναι κοινό και για την κινητήρια μηχανή και για την αντλία θερμότητας. **Το ποσό θερμότητας που αποβάλλει κάποιο πακέτο ρευστού προς την πλάκα της στοιβάς το απορροφά το γειτονικό του πακέτο στο επόμενο μισό του κύκλου του και έτσι μέσω των πακέτων ρευστού μεταφέρεται η ποσότητα θερμότητας από τη μία άκρη της στοιβάς στην άλλη.** Οι πλάκες της στοιβάς λειτουργούν δηλαδή σαν προσωρινές αποθήκες θερμότητας (σχήμα 4-9). Αυτό το φαινόμενο (μετακίνησης θερμότητας) ισχύει για κάθε πακέτο αερίου που βρίσκεται σε απόσταση δ_k από

τη στοιβα και για τους δύο τύπους μηχανών. Οι κύκλοι λειτουργίας που περιγράψαμε παραπάνω ισχύουν για κάθε πακέτο αερίου που βρίσκεται σε απόσταση δ_k από τη στοιβα.



Σχήμα 4-9. Παλινδρομική κίνηση ενός πακέτου ρευστού στο εσωτερικό της στοιβάς ($T_{p1} < T_{p2}$). Επιπλέον παρουσιάζονται οι ροές θερμότητας και έργου για:

- a. Κινητήρια Μηχανή
- b. Αντλία Θερμότητας

4.3.2 ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Μία μηχανή τρέχοντος κύματος μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε ως κινητήρια μηχανή ή ως αντλία θερμότητας. Όταν λειτουργεί ως **κινητήρια μηχανή**, η θερμότητα μετατρέπεται σε ηχητικά τρέχοντα κύματα λόγω της ύπαρξης μίας κλίσης θερμοκρασίας μέσα στη μήτρα.

Αυτή η ακουστική ισχύς (τρέχον ηχητικό κύμα) μπορεί να μετατραπεί σε πιο συμβατικές μορφές όπως ηλεκτρική ή μηχανική. Αντίστροφα όταν λειτουργεί ως *αντλία θερμότητας*, τα ηχητικά τρέχοντα κύματα προσδίδουν την απαιτούμενη ισχύ (ηχητική ισχύς) ώστε να πραγματοποιηθεί άντληση της θερμότητας κατά μήκος της κλίσης θερμοκρασίας μέσα στη μήτρα.

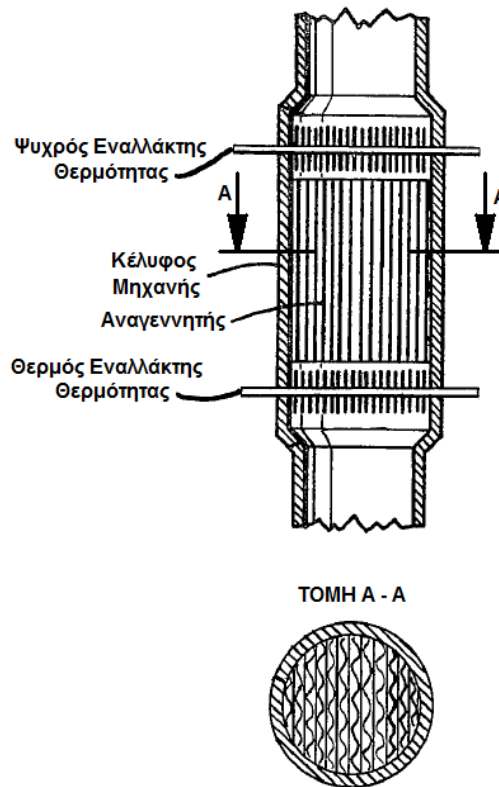
Η *κινητήρια μηχανή* απορροφά θερμότητα από μία πηγή *υψηλής θερμοκρασίας* και ένα μέρος της το μετατρέπει σε ισχύ (τρέχον ηχητικό κύμα), ενώ το υπόλοιπο το απορρίπτει υπό μορφή θερμότητας σε μία δεξαμενή *χαμηλής θερμοκρασίας* (σχήμα 4-2a). Σε αντίθεση με την κινητήρια μηχανή, η *αντλία θερμότητας* απορροφά ισχύ (τρέχον ηχητικό κύμα) για να αντλήσει θερμότητα από μία δεξαμενή *χαμηλής θερμοκρασίας* σε μία δεξαμενή *υψηλής θερμοκρασίας* (σχήμα 4-2b). Παρατηρούμε, δηλαδή, ότι οι μηχανές τρέχοντος κύματος λειτουργούν με τον ίδιο τρόπο που λειτουργούν και οι μηχανές στάσιμου κύματος.

Βασικό τμήμα των μηχανών τρεχόντων κυμάτων είναι ο *αναγεννητής (regenerator)*. Ο αναγεννητής είναι η βασική αιτία εμφάνισης του θερμοακουστικού φαινομένου. Ακριβέστερα η αλληλεπίδραση του ηχητικού κύματος με το εργαζόμενο αέριο της μηχανής και εν συνεχεία η αλληλεπίδραση του αερίου με το στερεό σύνορο του αναγεννητή είναι η αιτία ενίσχυσης (κινητήρια μηχανή) ή απορρόφησης (αντλία θερμότητας) της ισχύος των τρεχόντων ηχητικών κυμάτων. Επιπλέον ο αναγεννητής μπορεί να έχει διάφορες μορφές, αλλά αυτή που βελτιστοποιεί την απόδοσή του είναι αυτή που εικονίζεται στο σχήμα 4-10.

Ο αναγεννητής βρίσκεται ανάμεσα σε δύο *εναλλάκτες θερμότητας* που εξασφαλίζουν την απαιτούμενη κλίση θερμοκρασίας για τη λειτουργία των μηχανών (σχήμα 4-10). Ο ένας είναι ο ψυχρός και ο άλλος είναι ο θερμός εναλλάκτης θερμότητας. Συνήθως ο ένας από τους δύο βρίσκεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος, ενώ ο άλλος ανάλογα με τη λειτουργία της μηχανής είναι θερμότερος ή ψυχρότερος.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφέρουμε ότι η μήτρα του αναγεννητή αποτελείται από κάποιο πορώδες υλικό. Οι πόροι του υλικού έχουν μικρή υδραυλική ακτίνα, ώστε το εργαζόμενο ρευστό, στον αναγεννητή, να βρίσκεται σε θερμική ισορροπία με τη μήτρα γύρω από αυτό. Βέβαια η υδραυλική ακτίνα των πόρων δεν είναι τόσο μικρή που να εμποδίζει τη διάδοση των ηχητικών κυμάτων μέσα από τον αναγεννητή.

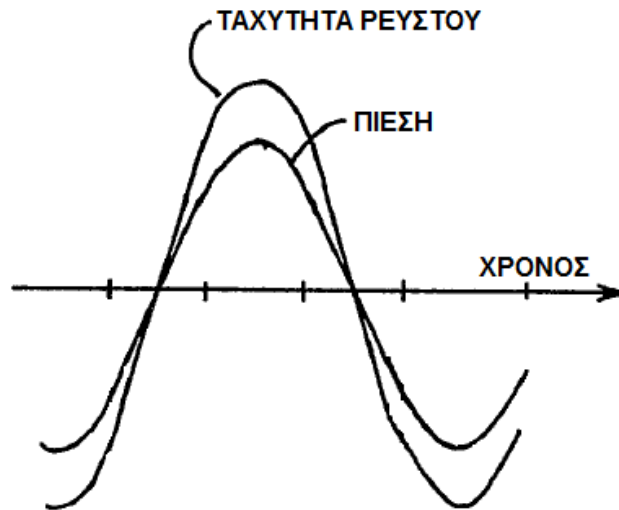
Όπως υποθέσαμε για τις μηχανές στάσιμου κύματος, έτσι θα υποθέσουμε και για τις μηχανές τρέχοντος κύματος ότι το εργαζόμενο ρευστό είναι ιδανικό αέριο. Συνεπώς με την υπόθεση που κάναμε θα ισχύει η καταστατική εξίσωση των τέλειων αερίων (εξίσωση 4.1).



Σχήμα 4-10. Τομή αναγεννητή σε μηχανή τρέχοντος κύματος.

Από την εξίσωση (4.1) παρατηρούμε ότι τα τρία μεγέθη, θερμοκρασία, πίεση και όγκος συνδέονται με μία ισότητα. Μεταβάλλοντας, δηλαδή, ένα από τα τρία μεγέθη, πρέπει να μεταβληθεί και άλλο ένα τουλάχιστον. Το ηχητικό κύμα δεν είναι τίποτα άλλο από ταλαντώσεις πίεσης και ταχύτητας κατά μήκος της κατεύθυνσης διάδοσής του. Οι ταλαντώσεις αυτές παρουσιάζονται στο αέριο μέσα στο οποίο διαδίδεται το κύμα. Έτσι βάσει της καταστατικής εξίσωσης παρατηρούμε ότι το αέριο μέσα στο οποίο διαδίδεται το ηχητικό κύμα θα παρουσιάζει ταλαντώσεις στη θερμοκρασία και τον όγκο του, λόγω της ταλάντωσης της πίεσής του.

Στο τρέχον κύμα οι ταλαντώσεις της πίεσης και της ταχύτητας είναι σε φάση (σχήμα 4-11). Έτσι υπάρχει διαχωρισμός των διεργασιών που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό, σε αντίθεση με το στάσιμο κύμα. Συνεπώς δεν είναι απαραίτητο ο αναγεννητής της μηχανής να προκαλεί καθυστέρηση στη μεταφορά θερμότητας, όπως συμβαίνει στις μηχανές στάσιμου κύματος με τη στοίβα. Ο αναγεννητής των μηχανών τρεχόντων κυμάτων πρέπει να εξασφαλίζει πολύ καλή θερμική επαφή με το αέριο.



Σχήμα 4-11. Πίεση και ταχύτητα αερίου, μέσω του οποίου διαδίδεται ένα τρέχον κύμα, ως συνάρτηση του χρόνου. Για ένα αέριο, που περιέχεται σε έναν αναγεννητή με σωστό προσανατολισμό και με κλίση θερμοκρασίας, η θετική ταχύτητα έχει ως αποτέλεσμα το αέριο να μετακινείται προς το θερμό άκρο και να θερμαίνεται. Αντίθετα η αρνητική ταχύτητα έχει ως αποτέλεσμα την ψύξη του αερίου.

Ο Ceperley διαπίστωσε ότι ένα ηχητικό τρέχον κύμα που διαδίδεται διαμέσου ενός αναγεννητή αναγκάζει το αέριο, που βρίσκεται στο εσωτερικό του, να εκτελέσει μία σειρά από διεργασίες, οι οποίες αποτελούν ένα κύκλο Stirling. Καθώς το κύμα διαδίδεται από την περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας του αναγεννητή σε αυτή με υψηλή, υποβάλλει το αέριο που βρίσκεται στο εσωτερικό του αναγεννητή σε μία σειρά από διεργασίες: μετατόπιση προς την περιοχή υψηλής θερμοκρασίας, εκτόνωση, μετατόπιση προς την περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας και συμπίεση. Το αέριο υφίσταται θερμική εκτόνωση κατά τη μετατόπισή του προς την υψηλή θερμοκρασία, ενώ υποβάλλεται σε θερμική συμπίεση κατά τη μετακίνησή του προς τη χαμηλή θερμοκρασία, έτσι ώστε η ακουστική ισχύς να ενισχύεται καθώς το κύμα μετακινείται προς την υψηλότερη θερμοκρασία. Η διαδικασία αυτή είναι και η πηγή του καθαρού έργου της μηχανής. Ταυτόχρονα το αέριο “απορροφά” εντροπία από τον αναγεννητή κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και “αποδίδει” εντροπία στον αναγεννητή κατά τη συμπίεση. Αυτός είναι ο μηχανισμός με τον οποίο η μηχανή απορροφά θερμότητα από την πηγή υψηλής θερμοκρασίας και την απορρίπτει στη δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας.

Πριν ξεκινήσουμε την ανάλυση των κύκλων της κινητήριας μηχανής και της αντλίας θερμότητας τρέχοντος κύματος, θα αναφερθούμε σε μερικά χαρακτηριστικά μεγέθη που θα μας βοηθήσουν στην κατανόησή τους. **Καταρχάς μόνο το αέριο που βρίσκεται στο εσωτερικό του αναγεννητή υφίσταται τις διάφορες διεργασίες και αυτό είναι που**

απορροφά ή ενισχύει το ηχητικό κύμα. Η υπόλοιπη ποσότητα αερίου που βρίσκεται στο εσωτερικό της μηχανής δε συμμετέχει, απλώς ταλαντώνεται λόγω του κύματος.

Όπως αναφέραμε παραπάνω πρέπει το εργαζόμενο αέριο στο εσωτερικό του αναγεννητή να είναι σε θερμική επαφή με το υλικό της μήτρας του. Αυτό σημαίνει ότι το αέριο που βρίσκεται σε μεγαλύτερη απόσταση, από τη μήτρα του αναγεννητή, μίας δεδομένης, δε συμμετέχει στη μετατροπή της ενέργειας. Η απόσταση αυτή, για την οποία το αέριο αλληλεπιδρά με το στερεό σύνορο (τη μήτρα του αναγεννητή), ονομάζεται **βάθος θερμικής διείσδυσης**, συμβολίζεται με δ_k και εκφράζεται από την εξίσωση (4.2). **Η υδραυλική ακτίνα των πόρων της μήτρας του αναγεννητή πρέπει να είναι μικρότερη από το βάθος θερμικής διείσδυσης.**

Το πλάτος ταλάντωσης της θερμοκρασίας του αερίου στις μηχανές τρέχοντος κύματος εξαρτάται από δύο παράγοντες, τους ίδιους με αυτούς για τις μηχανές στάσιμου κύματος. Έτσι, λοιπόν, το πλάτος ταλάντωσης της θερμοκρασίας εξαρτάται από τη θερμική συμπίεση και εκτόνωση που υφίσταται, λόγω της ταλάντωσης της πίεσης στο τρέχον κύμα. Ενώ, ο άλλος παράγοντας οφείλεται στην παλινδρομική κίνηση του αερίου και στην κλίση θερμοκρασίας της μήτρας του αναγεννητή (∇T_m) κατά την κατεύθυνση διάδοσης του κύματος. Ακριβώς όπως και στις μηχανές στάσιμου κύματος, υπάρχει μία τιμή της κλίσης θερμοκρασίας της μήτρας του αναγεννητή για την οποία το πλάτος ταλάντωσης της θερμοκρασίας του αερίου μηδενίζεται. Αυτή η κλίση θερμοκρασίας ονομάζεται “**κρίσιμη κλίση θερμοκρασίας**” και συμβολίζεται με ∇T_{crit} . Για αυτή την κλίση θερμοκρασίας οι ιδιότητες του ρευστού και η γεωμετρία του τρέχοντος κύματος συμβάλλουν ώστε οι αλλαγές στη θερμοκρασία εξαιτίας των ταλαντώσεων της πίεσης να εξουδετερώνουν αυτές εξαιτίας της παλινδρομικής κίνησης του αερίου. Διαιρώντας την τιμή της μέσης κλίσης θερμοκρασίας της μήτρας του αναγεννητή με την τιμή της κρίσιμης κλίσης θερμοκρασίας έχουμε την τιμή του “**συντελεστή κλίσης θερμοκρασίας**” Γ (εξίσωση 4.3). Η σύγκριση του συντελεστή ($\Gamma - 1$) με το μηδέν καθορίζει, όπως και στη μηχανή στάσιμου κύματος, αν η μηχανή θα λειτουργεί ως κινητήρια ή ως αντλία θερμότητας.

Ένας σημαντικός παράγοντας των συμβατικών θερμικών μηχανών είναι η διαδοχή των φάσεων. Για να επιτευχθεί η σωστή διαδοχή των φάσεων που απαιτείται για τον εκάστοτε κύκλο λειτουργίας των συμβατικών μηχανών, χρησιμοποιούνται κινούμενα μέρη, όπως έμβολα ή βαλβίδες, για να μετακινούν το εργαζόμενο ρευστό με σωστό χρονισμό, ώστε να ακολουθεί τον επιθυμητό θερμοδυναμικό κύκλο. Αυτή η διαδικασία στις θερμοακουστικές μηχανές τρέχοντος κύματος επιτυγχάνεται με το τρέχον ηχητικό κύμα. Οι θερμοακουστικές

μηχανές, δηλαδή, δεν έχουν κινούμενα μέρη, αλλά η ηχητική διέγερση της μεταφοράς θερμότητας και η παραγωγή ή απορρόφηση της ηχητικής ισχύος οδηγούν σε ένα τύπο διαδοχής φάσεων των θερμοδυναμικών διεργασιών στο χρόνο. Επιπλέον σε μία κινητήρια, για παράδειγμα, μηχανή με έμβολα το ωφέλιμο έργο που παράγει το εργαζόμενο μέσο μεταβιβάζεται στα έμβολα της μηχανής, δηλαδή στο αίτιο που προκαλεί την κίνηση του αερίου. Έτσι στις θερμοακουστικές μηχανές το ωφέλιμο έργο που παράγει το εργαζόμενο ρευστό απορροφάται από το ηχητικό κύμα με αποτέλεσμα την ενίσχυσή του.

Βασικό στοιχείο της διαδοχής φάσεων στις μηχανές τρέχοντος κύματος είναι η παρουσία δύο θερμοδυναμικών μέσων: του ρευστού και της μήτρας του αναγεννητή. Καθώς το ρευστό παλινδρομεί κατά μήκος του αναγεννητή, στην ακουστική συχνότητα, υφίσταται μεταβολές στη θερμοκρασία του. Ένα μέρος αυτών των θερμοκρασιακών αλλαγών προέρχεται από τη θερμική συμπίεση και εκτόνωση του ρευστού από τη μεταβολή της πίεσης, λόγω του ηχητικού κύματος και η υπόλοιπη είναι συνέπεια της τοπικής θερμοκρασίας της μήτρας του αναγεννητή.

Αντίθετα με αυτό που συμβαίνει στις μηχανές στάσιμου κύματος, όπου η στοίβα προκαλεί υστέρηση στη μεταφορά θερμότητας, στις μηχανές τρέχοντος κύματος ο αναγεννητής πρέπει να εξασφαλίζει την άμεση ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρευστού και της μήτρας του. *Αυτό το γεγονός είναι που κάνει τη μηχανή τρέχοντος κύματος να έχει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης από τη μηχανή στάσιμου κύματος.* Έτσι μία απλή μεταβολή – η ροή θερμότητας κατά μήκος μίας διαφοράς θερμοκρασίας – είναι ουσιαστική για τη λειτουργία των θερμοακουστικών μηχανών.

Όσον αφορά το αέριο, μόνο τα “πακέτα αερίου” που βρίσκονται σε απόσταση το πολύ δ_k από το στερεό σύνορο της μήτρας του αναγεννητή είναι αυτά που αλληλεπιδρούν με αυτή για την παραγωγή ή απορρόφηση της ακουστικής ισχύος και τη μεταφορά θερμότητας. Η υπόλοιπη ποσότητα αερίου συμπιέζεται και εκτονώνεται χωρίς να παίρνει μέρος στις συναλλαγές θερμότητας και ισχύος.

Βασική ιδέα στις κινητήριες μηχανές τρέχοντος κύματος είναι ότι το εργαζόμενο ρευστό στον αναγεννητή υφίσταται θερμική εκτόνωση όταν η πίεση είναι υψηλή και θερμική συμπίεση όταν η πίεση είναι χαμηλή. Έτσι το αέριο παράγει ωφέλιμο έργο σε κάθε ακουστικό κύκλο, προσφέροντας ακουστική ισχύ στο ηχητικό κύμα, με αποτέλεσμα την ενίσχυσή του. Το ηχητικό κύμα, διαδοχικά, παρέχει δύο πράγματα: ταλάντωση πίεσης και παλινδρομική κίνηση. Η παλινδρομική κίνηση είναι η αιτία που κάνει το αέριο στον αναγεννητή να υφίσταται ταλαντώσεις θερμοκρασίας, οι οποίες είναι υπεύθυνες για τη θερμική συμπίεση και εκτόνωση. Αυτές οι σύνθετες συνδεδεμένες ταλαντώσεις εμφανίζονται

αυθόρμητα κάθε φορά που η θερμοκρασία του θερμού τμήματος του αναγεννητή είναι αρκετά υψηλή. Η ταχύτητα του ρευστού, κατά μήκος της κλίσης θερμοκρασίας στον αναγεννητή, είναι σε φάση με την πίεση. Το γεγονός αυτό απαιτεί καλή θερμική επαφή μεταξύ του αναγεννητή και του εργαζόμενου ρευστού, ώστε οι μεταβολές της θερμικής εκτόνωσης και συμπίεσης να βρίσκονται σε φάση με την ταλαντούμενη πίεση. Αυτή η καλή θερμική επαφή επιτυγχάνεται, όπως αναφέραμε και παραπάνω, όταν η υδραυλική ακτίνα των πόρων είναι μικρότερη από το βάθος θερμικής διείσδυσης του αερίου.

Αντίθετα στην αντλία θερμότητας το εργαζόμενο ρευστό στον αναγεννητή υφίσταται θερμική εκτόνωση όταν η πίεση είναι χαμηλή και θερμική συμπίεση όταν η πίεση είναι υψηλή. Έτσι το αέριο απορροφά ωφέλιμο έργο σε κάθε ακουστικό κύκλο. Η ακουστική ισχύ, που απορροφά το εργαζόμενο ρευστό για να αντλήσει θερμότητα, προέρχεται από το ηχητικό κύμα, με αποτέλεσμα την εξασθένησή του.

Επιπλέον σε αυτό το σημείο πριν ξεκινήσουμε την ανάλυση των διεργασιών που υφίσταται το ρευστό στο εσωτερικό της μηχανής πρέπει να αναφέρουμε ότι, το ρευστό εκτελεί ταλαντωτική κίνηση με πλάτος $2x_l$ και συχνότητα αυτήν του κύματος (f). Εκτός από την παλινδρομική κίνηση του ρευστού, ένα άλλο φαινόμενο που παρατηρείται είναι η ταλάντωση της θερμοκρασίας του, η οποία γίνεται με πλάτος $2T_a$ και συχνότητα αυτήν του κύματος. Τέλος θα υποθέσουμε ότι και στη μηχανή τρέχοντος κύματος το εργαζόμενο ρευστό εκτελεί μία βηματική κίνηση ίδια με αυτήν που υποθέσαμε και για τη μηχανή στάσιμου κύματος, αν και η κίνηση είναι ημιτονοειδής.

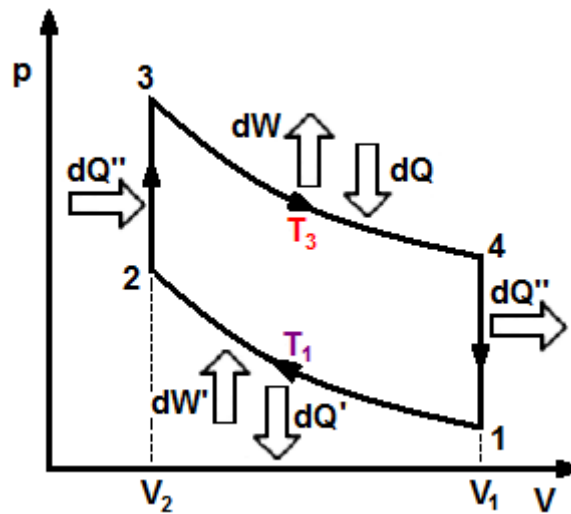
4.3.2.1 ΚΙΝΗΤΗΡΙΑ ΜΗΧΑΝΗ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στην κινητήρια μηχανή προσδίδουμε θερμότητα και ως ωφέλιμο έργο παίρνουμε ακουστική ισχύ (τρέχον κύμα). Για να λειτουργήσει η μηχανή θερμαίνουμε το ένα τμήμα της μήτρας του αναγεννητή (θερμό) μέσω του θερμού εναλλάκτη θερμότητας και ψύχουμε το άλλο (ψυχρό) μέσω του ψυχρού εναλλάκτη θερμότητας. Αυτή η διαφορά θερμοκρασίας παράγει ήχο και άρα την ωφέλιμη ακουστική ισχύ.

Τα ηχητικά κύματα στο εσωτερικό της μηχανής κατευθύνονται από το ψυχρό τμήμα του αναγεννητή προς το θερμό. Το ηχητικό κύμα εξαναγκάζει το ρευστό να κινηθεί προς το θερμό τμήμα του αναγεννητή με αποτέλεσμα να θερμαίνεται και να εκτονώνεται, ενώ όταν επιστρέφει στο ψυχρό τμήμα, ψύχεται και συμπιέζεται.

Οι μεταβολές που υφίσταται ένα πακέτο ρευστού στο εσωτερικό του αναγεννητή καθώς το κύμα διαδίδεται μέσα του είναι: αύξηση της πίεσης και συμπίεση, ροή του πακέτου προς

το θερμό άκρο και θέρμανση, πτώση της πίεσης και εκτόνωση και τελικά ροή προς το ψυχρό άκρο και ψύξη.



Σχήμα 4-12. Οι μεταβολές που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό σε μία θερμοακουστική κινητήρια μηχανή τρέχοντος κύματος είναι ίδιες με αυτές στον κύκλο Stirling κινητήριας μηχανής.

Οι θερμοδυναμικές μεταβολές που υφίσταται μία ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού (“πακέτο ρευστού”) στο εσωτερικό της μήτρας του αναγεννητή μίας *κινητήριας μηχανής* φαίνονται στα σχήματα 4-12 και 4-14 και είναι:

Διεργασία 1 – 2, Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση: το πακέτο ρευστού συμπιέζεται λόγω της αύξησης της πίεσης που προκαλεί το ηχητικό κύμα. Όμως λόγω του γεγονότος ότι βρίσκεται κοντά στο ψυχρότερο τμήμα του αναγεννητή, δεν αλλάζει η θερμοκρασία του ($T_1 = T_2$), οπότε θα μειωθεί ο όγκος του ($V_1 > V_2$) και άρα θα απορροφήσει έργο.

Διεργασία 2 – 3, Ισόογκη θέρμανση: το ρευστό λόγω της αύξησης της ταχύτητάς του μετατοπίζεται προς τη θερμότερη περιοχή του αναγεννητή. Η θερμοκρασία του πακέτου ρευστού σε αυτή τη θέση είναι μικρότερη από την αντίστοιχη τοπική θερμοκρασία του αναγεννητή ($T_2 < T_{p2}$). Φθάνοντας το πακέτο αερίου στην ακραία θέση της ταλάντωσης του απορροφά θερμότητα υπό σταθερό όγκο ($V_2 = V_3$), από τον αναγεννητή, με αποτέλεσμα να αυξηθεί η θερμοκρασία του ($T_2 < T_3 = T_{p2}$).

Διεργασία 3 – 4, Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση: σε αυτή τη φάση το πακέτο ρευστού βρίσκεται στο θερμότερο τμήμα του αναγεννητή. Η πίεση στην περιοχή αυτή αρχίζει να

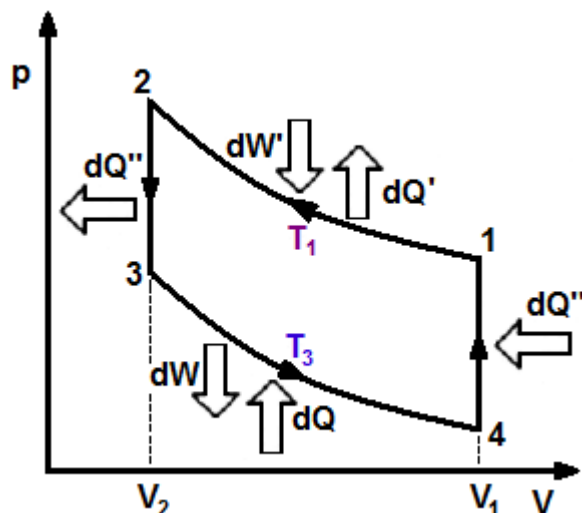
μειώνεται, λόγω του κύματος, οπότε το πακέτο εκτονώνεται ($V_3 < V_4$) ισοθερμοκρασιακά ($T_3 = T_4$), παράγοντας έργο.

Διεργασία 4 – 1, Ισόογκη ψύξη: το ρευστό μετατοπίζεται στην αρχική του θέση, λόγω της παλινδρομικής του κίνησης. Το πακέτο αερίου στη συγκεκριμένη θέση έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία από την τοπική θερμοκρασία του αναγεννητή σε αυτή τη θέση ($T_4 > T_{p1}$). Το τμήμα του αναγεννητή σε αυτή τη θέση είναι ψυχρότερο από το πακέτο, οπότε το πακέτο αποδίδει κάποιο ποσό θερμότητας, υπό σταθερό όγκο ($V_4 = V_1$), για να επιστρέψει στην αρχική του θερμοκρασία ($T_4 > T_1 = T_{p1}$).

Άρα το πακέτο ρευστού *παράγει ανά κύκλο ωφέλιμο έργο ($dW - dW'$)*.

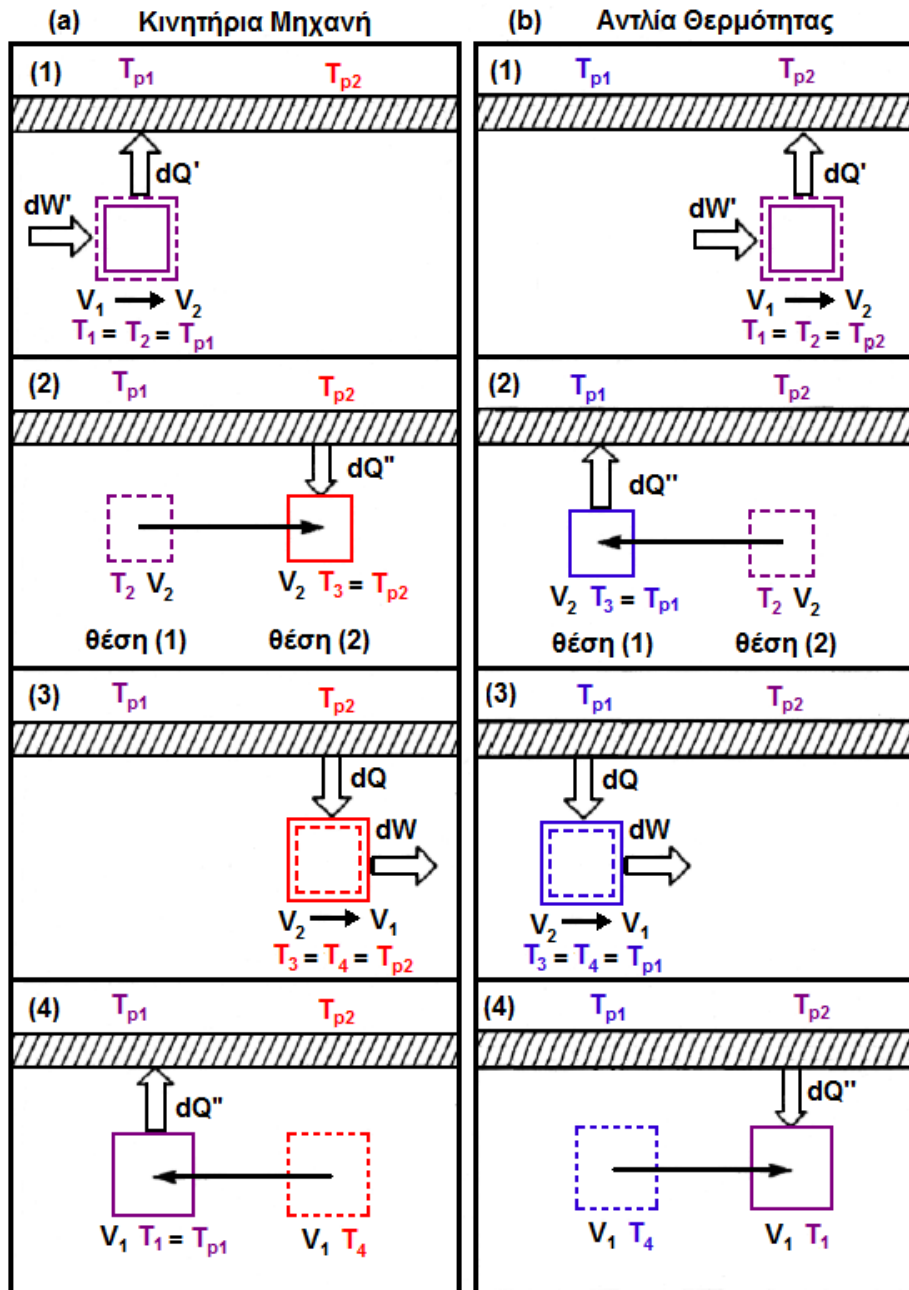
4.3.2.2 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στην αντλία θερμότητας προσδίδουμε ακουστική ισχύ για να αντλήσουμε θερμότητα από μία δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας. Για να λειτουργήσει η μηχανή πρέπει με κάποιο τρόπο να δημιουργήσουμε ένα τρέχον ηχητικό κύμα στο εσωτερικό της. Το ηχητικό κύμα εγείρει ταλαντώσεις θερμοκρασίας στο εργαζόμενο ρευστό και αυτό με τη σειρά του απορροφώντας την ακουστική ισχύ του κύματος αντλεί θερμότητα κατά μήκος της μήτρας του αναγεννητή. Τα ηχητικά κύματα στο εσωτερικό της μηχανής κατευθύνονται από το ψυχρό τμήμα του αναγεννητή προς το θερμό.



Σχήμα 4-13. Οι μεταβολές που υφίσταται το εργαζόμενο ρευστό σε μία θερμοακουστική αντλία θερμότητας τρέχοντος κύματος είναι ίδιες με αυτές στον κύκλο Stirling αντλίας θερμότητας.

Οι μεταβολές που υφίσταται ένα πακέτο ρευστού στο εσωτερικό του αναγεννητή καθώς το κύμα διαδίδεται μέσα του είναι: αύξηση της πίεσης και συμπίεση, ροή του πακέτου προς το θερμό άκρο και ψύξη, πτώση της πίεσης και εκτόνωση και τελικά ροή προς το ψυχρό άκρο και θέρμανση.



Σχήμα 4-14. Παλινδρομική κίνηση ενός πακέτου ρευστού στο εσωτερικό του αναγεννητή

($T_{p1} < T_{p2}$). Επιπλέον παρουσιάζονται οι ροές θερμότητας και έργου για:

- a. Κινητήρια Μηχανή
- b. Αντλία Θερμότητας

Οι θερμοδυναμικές μεταβολές που υφίσταται μία ποσότητα του εργαζόμενου ρευστού (“πακέτο ρευστού”) στο εσωτερικό της μήτρας του αναγεννητή μίας *αντλίας θερμότητας* φαίνονται στα σχήματα 4-11 και 4-12 και είναι:

Διεργασία 1 – 2, Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση: το πακέτο ρευστού συμπιέζεται λόγω της αύξησης της πίεσης που προκαλεί το ηχητικό κύμα. Όμως λόγω του γεγονότος ότι βρίσκεται κοντά στο ψυχρότερο τμήμα του αναγεννητή, δεν αλλάζει η θερμοκρασία του ($T_1 = T_2$), οπότε θα μειωθεί ο όγκος του ($V_1 > V_2$) και άρα θα απορροφήσει έργο.

Διεργασία 2 – 3, Ισόογκη ψύξη: το ρευστό λόγω της αύξησης της ταχύτητάς του μετατοπίζεται προς την ψυχρότερη περιοχή του αναγεννητή. Η θερμοκρασία του πακέτου ρευστού σε αυτή τη θέση είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τοπική θερμοκρασία του αναγεννητή ($T_2 > T_{p1}$). Φθάνοντας το πακέτο αερίου στην ακραία θέση της ταλάντωσης του αποδίδει θερμότητα υπό σταθερό όγκο ($V_2 = V_3$), στον αναγεννητή, με αποτέλεσμα να μειωθεί η θερμοκρασία ($T_2 > T_3 = T_{p1}$) του.

Διεργασία 3 – 4, Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση: σε αυτή τη φάση το πακέτο ρευστού βρίσκεται στο θερμότερο τμήμα του αναγεννητή. Η πίεση στην περιοχή αυτή αρχίζει να μειώνεται, λόγω του κύματος, οπότε το πακέτο εκτονώνεται ($V_3 < V_4$) ισοθερμοκρασιακά ($T_3 = T_4$), παράγοντας έργο.

Διεργασία 4 – 1, Ισόογκη θέρμανση: το ρευστό μετατοπίζεται στην αρχική του θέση, λόγω της παλινδρομικής του κίνησης. Το πακέτο αερίου στη συγκεκριμένη θέση έχει μικρότερη θερμοκρασία από την τοπική θερμοκρασία του αναγεννητή σε αυτή τη θέση ($T_4 < T_{p2}$). Το τμήμα του αναγεννητή σε αυτή τη θέση είναι ψυχρότερο από το πακέτο, οπότε το πακέτο απορροφά κάποιο ποσό θερμότητας, υπό σταθερό όγκο ($V_4 = V_1$), για να επιστρέψει στην αρχική του θερμοκρασία ($T_4 < T_1 = T_{p2}$).

Άρα το πακέτο ρευστού *καταναλώνει ανά κύκλο έργο ($dW - dW'$)*.

Το κάθε πακέτο αερίου σε κάθε κύκλο μεταφέρει μια μικρή ποσότητα θερμότητας κατά μήκος της κλίσης θερμοκρασίας. Την ποσότητα αυτή παραλαμβάνει το γειτονικό του πακέτο, όπως ακριβώς συμβαίνει και με τη μηχανή στάσιμου κύματος.

4.4 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΕΣ ΚΛΙΜΑΚΕΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΚΕΣ ΕΠΙΔΟΣΕΩΝ

Υπάρχουν κοινές κλίμακες για τις καταστάσεις λειτουργίας και τη γεωμετρία των θερμοακουστικών συσκευών και συχνά ανευρίσκονται στη βιβλιογραφία που αφορά στο σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση τέτοιων συσκευών (Wetzel και Herman – 1997, Swift – 2002) [35, 24].

Ο λόγος έμφραξης (blockage ratio) χρησιμοποιείται συχνά για να περιγράψει το τμήμα της ελεύθερης επιφάνειας της δέσμης ή του αναγεννητή. Επιπλέον, χρησιμοποιείται και για να χαρακτηρίσει τη συμπεριφορά συστημάτων με διαφορετικές διαμορφώσεις δέσμης. Ο λόγος έμφραξης ορίζεται ως εξής:

$$BR = \frac{\text{λόγος της ελεύθερης επιφάνειας}}{\text{συνολική επιφάνεια της εγκάρσιας τομής}} \quad (4.5)$$

Για μία δέσμη που αποτελείται από πολλές παράλληλες πλάκες πάχους $l = t_s$ και κέντρο το $2y_0$ έχουμε:

$$BR \approx \frac{y_0 - t_s}{y_0} \quad (4.6)$$

Ο λόγος οδήγησης (drive ratio) είναι ο λόγος του πλάτους της ακουστικής (δυναμικής) πίεσης, p_1 , προς τη μέση (στατική) πίεση, p_m , και εκφράζεται συνήθως ως ποσοστό επί τοις εκατό. Ο λόγος αυτός ορίζεται ως εξής:

$$DR = \frac{|p_1|}{p_m} \quad (4.7)$$

Οι Wetzell και Herman (1997) [35] παρατήρησαν ότι ο λόγος οδήγησης είναι μία χρήσιμη ένδειξη της μη γραμμικότητας του συστήματος, αφού συνδέεται με τον ακουστικό αριθμό Mach και συνεπώς με την ταχύτητα της ροής.

Το βάθος θερμικής διείσδυσης, δ_k , και το βάθος ιξώδους διείσδυσης, δ_v , είναι δύο ενδιαφέρουσες κλίμακες μηκών για τους σχεδιαστές των θερμοακουστικών δεσμών. Ο Swift (2002) [24] ορίζει αυτές τις κλίμακες ως εξής:

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{\rho_m \cdot \omega \cdot c_p}} \text{ και} \quad (4.8)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu}{\rho_\mu \cdot \omega}} \quad (4.9)$$

Όπου k είναι η θερμική αγωγιμότητα του εργαζόμενου ρευστού, ρ_m είναι η μέση πυκνότητα του ρευστού, c_p είναι η θερμοχωρητικότητα του ρευστού, ω είναι η γωνιακή ταχύτητα και μ είναι η δυναμική συνεκτικότητα. Ο Swift αναφέρει ότι:

“Τα χαρακτηριστικά μήκη μας πληροφορούν για το πόσο μακριά μπορούν να διαχυθούν πλευρικά η θερμότητα και η ορμή σε ένα χρονικό διάστημα τάξης μεγέθους της περιόδου παλινδρόμησης διαιρεμένης με το π . Σε αποστάσεις πολύ μεγαλύτερες αυτών των μηκών διείσδυσης από το πλησιέστερο στερεό σύνορο, το αέριο δεν έχει καθόλου θερμική ή ιξώδη επαφή με το στερεό σύνορο... Σαφώς και τα στοιχεία συναλλαγής θερμότητας στα θερμοακουστικά συστήματα πρέπει να έχουν πλευρικές διαστάσεις της τάξης μεγέθους του βάθους θερμικής διείσδυσης, ώστε να συναλλάσσουν θερμότητα με το εργαζόμενο ρευστό.”

Γι’ αυτό το λόγο θα ήταν σκόπιμο να θέσουμε το μισό του πάχους των πλακών, t_s , ίσο με το δ_k . Και αυτό επειδή το υλικό της πλάκας σε βάθη μεγαλύτερα του δ_k δε συνεισφέρει στο θερμοακουστικό φαινόμενο, αλλά μάλλον αυξάνει την αντίσταση της ροής διαμέσου της περιοχής της δέσμης.

Το πλάτος μετατόπισης του αερίου $|\xi_l|$ ορίζεται από τον Swift (2002) [24] ως εξής:

$$|\xi_l| = \frac{|u_l|}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad (4.10)$$

Όπου u_l είναι η ακουστική ταχύτητα, f η συχνότητα και $2 \cdot \pi \cdot f = \omega$. Η ποσότητα $2|\xi_l|$ προσεγγίζει τη συνολική αξονική απόσταση την οποία διανύει ένα πακέτο αερίου σε μία περίοδο παλινδρόμησης. Αμφότερα τα δ_k και δ_v περιμένουμε να είναι μικρότερα σε μήκος από το $|\xi_l|$, το οποίο είναι μικρότερο από το μήκος κύματος του ακουστικού κύματος, για το οποίο ισχύει: $\lambda = c / f$.

4.5 ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΑΕΡΙΑ

Για να μειωθεί το κόστος και η πολυπλοκότητα, πολλές πειραματικές και διδακτικές θερμοακουστικές συσκευές χρησιμοποιούν μόνο τον αέρα ως εργαζόμενο ρευστό. Ωστόσο, η πλειονότητα των θερμοακουστικών συστημάτων για εμπορική χρήση χρησιμοποιούν το ήλιο ή μίγματα δύο ευγενών αερίων όπως ήλιο (${}^4_2\text{He}$) και αργό (${}^{40}_{18}\text{Ar}$) ή ήλιο και ξένο (${}^{131}_{54}\text{Xe}$). Συχνά, η εκλογή του εργαζόμενου αερίου βασίζεται στην πυκνότητα θερμοακουστικής

ισχύος, μία κλίμακα της οποίας καθόρισε ο Swift (1988) [40]. Η κλίμακα αυτή είναι το γινόμενο της μέσης πίεσης p_m , της ακουστικής ταχύτητας c και της επιφάνειας της εγκάρσιας τομής, δηλαδή $p_m \cdot c \cdot A$. Το γεγονός ότι το ήλιο έχει την υψηλότερη ηχητική ταχύτητα και τη μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα από όλα τα ευγενή αέρια (Tijiani – 2001) [41] το κάνει μία εξαιρετική αρχική επιλογή σχεδίασης. Η υψηλή ηχητική ταχύτητα, η μεγάλη θερμική αγωγιμότητα και το σχετιζόμενο αυξημένο δ_k επιτρέπουν την κατασκευή συσκευών με υψηλή συχνότητα χωρίς να είναι πολύ μικρών διαστάσεων. Η μεγάλη θερμική αγωγιμότητα αυξάνει το βάθος θερμικής διείσδυσης της συσκευής, το οποίο με τη σειρά του αυξάνει τη γεωμετρία της δέσμης σε μεγέθη που μπορούν να κατασκευαστούν με σχετικά φθηνές μεθόδους καταργασίας (Swift – 2002) [24].

Άλλα αδρανή αέρια, όπως το αργό ή το ξένο, προστίθενται στο ήλιο για να βελτιώσουν την απόδοση των θερμοακουστικών συστημάτων. Η προσθήκη τέτοιων βαρύτερων αερίων στο ήλιο είναι σχεδιασμένη να μειώνει τον αριθμό Prandtl, σ , του εργαζόμενου αερίου, ο οποίος με τη σειρά του μειώνει τις απώλειες ιξώδους διάχυσης (viscous dissipation losses) μέσα στο σύστημα (Swift – 2002) [24]. Οι Merkli και Thomann (1975) [42], παρατηρώντας ότι “όσο μικρότερος είναι ο αριθμός Prandtl τόσο μεγαλύτερα είναι τα θερμικά φαινόμενα (ψύξη, θέρμανση)”, πρότειναν ότι η αποτελεσματικότητα των θερμοακουστικών συσκευών θα μπορούσε να μεγιστοποιηθεί μέσω προσεκτικής επιλογής του εργαζόμενου αερίου. Πιο πρόσφατα, οι Wetzel και Herman (1997) [35] απέδειξαν ότι η χρήση ενός μίγματος 62 % ήλιο και 38 % ξένο οδήγησε σε διπλασιασμό του σχετικού συντελεστή συμπεριφοράς (COP_r) του συστήματος. Ωστόσο, από σχεδιαστικής άποψης, η πυκνότητα ισχύος “θυσιάζεται” για την αύξηση του βαθμού απόδοσης: η προσθήκη του αερίου ξένο μείωσε πάρα πολύ την ταχύτητα του ήχου στο εργαζόμενο αέριο και κατ’ επέκταση την πυκνότητα ισχύος του συστήματος.

Οι θερμοακουστικές συσκευές που λειτουργούν με ήλιο είναι κατάλληλες για να χρησιμοποιηθούν σε ψυκτικά συστήματα στην αυτοκινητοβιομηχανία. Τα περιβαλλοντικά οφέλη από τη χρήση του ηλίου στη θερμοακουστική έναντι των συμβατικών ψυκτικών τεχνολογιών είναι:

- μηδενική συμβολή του στην υπερθέρμανση του πλανήτη (GWP) από απευθείας εκπομπές,
- μηδενική συμβολή του στη διεύρυνση της τρύπας του όζοντος (ODP) από απευθείας εκπομπές,
- το εργαζόμενο αέριο δεν είναι τοξικό και εύφλεκτο και
- το εργαζόμενο αέριο δε χρειάζεται να ανακτηθεί όταν αντικαθίσταται.

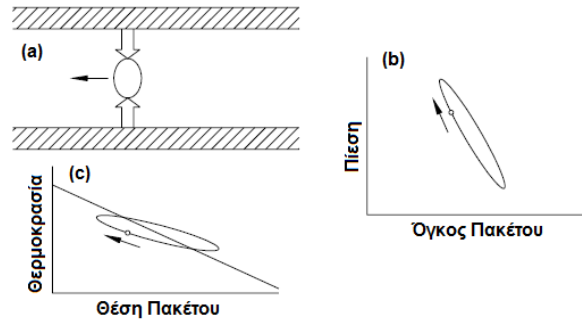
Άλλα ψυκτικά που χρησιμοποιούνται σε ανταγωνιστικές τεχνολογίες ψύξης, όπως αμμωνία (NH_3), βουτάνιο (C_4H_{10}), προπάνιο (C_3H_8), υδροφθοράνθρακες ($HFCs$), χλωροφθοράνθρακες ($CFCs$), υδροφθοροχλωράνθρακες ($HCFCs$) και διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) έχουν ένα ή περισσότερα από τα παραπάνω χαρακτηριστικά που σχετίζονται με τη χρήση τους.

4.6 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΕΣ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ

4.6.1 ΜΗΧΑΝΕΣ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ

Το κριτήριο του Rayleigh για την αυθόρμητη θερμοακουστική ταλάντωση – ότι δηλαδή η θερμότητα θα πρέπει να προσδοθεί στο αέριο όταν η πυκνότητά του είναι μεγάλη και να αφαιρεθεί θερμότητα από το αέριο όταν η πυκνότητά του είναι μικρή – εφαρμόζεται στον αγωγό του Sondhauss και σε άλλες μηχανές στάσιμου κύματος σύμφωνα με τη διεργασία που παρουσιάζεται στο σχήμα 4-15. Στο σχήμα 4-15 (a) παρουσιάζεται το στιγμιότυπο της παλινδρόμησης ενός πακέτου αερίου. Σε αυτή τη χρονική στιγμή το πακέτο αερίου κινείται αριστερά (μαύρο βέλος) απορροφώντας θερμότητα από τα τοιχώματα του αγωγού (λευκά βέλη). Στο σχήμα 4-15 (b) παρατηρούμε ότι η πίεση και ο όγκος του πακέτου διαγράφουν μία έλλειψη, με ωρολογιακή φορά, στο χρόνο. Τέλος, στο σχήμα 4-15 (c) η ευθεία γραμμή παρουσιάζει τη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του αγωγού συναρτήσει της απόστασης, ενώ η έλλειψη είναι η θερμοκρασία του πακέτου ως συνάρτηση της θέσης του και του χρόνου.

Καθώς ένα τυπικό πακέτο αερίου παλινδρομεί κατά μήκος του άξονα του αγωγού, υφίσταται μεταβολές στη θερμοκρασία του που προκαλούνται από αδιαβατική συμπίεση και εκτόνωση του αερίου λόγω της ακουστικής πίεσης και από συναλλαγή θερμότητας με το στερεό τοίχωμα του αγωγού. Ένας θερμοδυναμικός κύκλος, με τη διαδοχή φάσεων που απαιτήθηκε από το Rayleigh, είναι το αποτέλεσμα του συνδυασμού των ταλαντώσεων της πίεσης, της θερμοκρασίας, της θέσης και της θερμότητας. Η διαδοχή των φάσεων μεταξύ της κίνησης του αερίου και της πίεσής του είναι τέτοια που το αέριο κινείται προς τη θερμή περιοχή καθώς αυξάνεται η πίεση και προς την ψυχρή περιοχή καθώς μειώνεται η πίεση. Σκόπιμα απαιτείται ατελής συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του αερίου και των στερεών τοιχωμάτων του αγωγού, ώστε να εισάγουμε σημαντική χρονική υστέρηση μεταξύ της κίνησης του αερίου και της θερμικής εκτόνωσής / συμπίεσής του, για να ικανοποιείται το κριτήριο του Rayleigh.

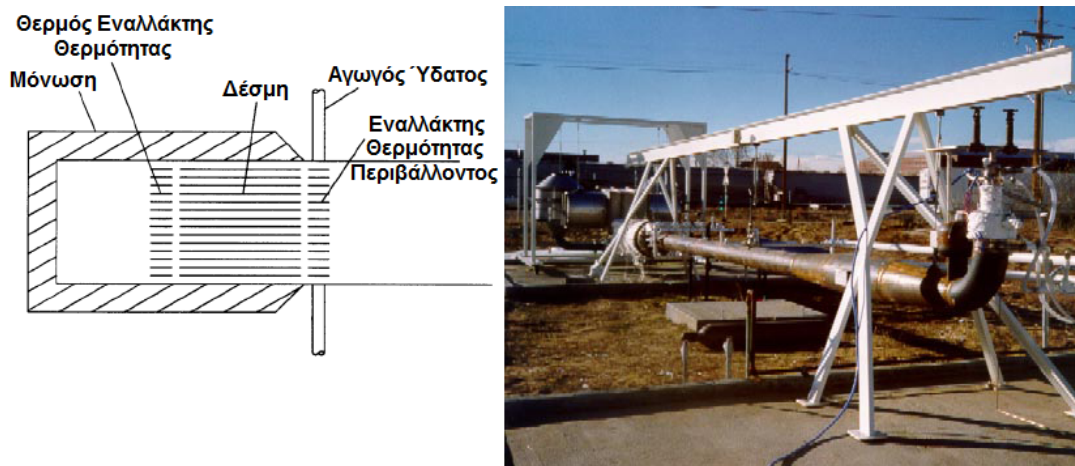


Σχήμα 4-15. Διαγράμματα μηχανής στάσιμου κύματος.

Η διαδοχή φάσεων στο χρόνο που περιγράφηκε παραπάνω είναι αυτή ενός στάσιμου ακουστικού κύματος. Έτσι, ένα απλό αντηχείο όπως ένα κλειστό άκρο – κλειστό άκρο με μήκος $\lambda / 2$ ή ένα κλειστό άκρο – ανοικτό άκρο με μήκος $\lambda / 4$, όπου λ είναι το μήκος του ακουστικού κύματος, μπορεί να παρέχει το απαραίτητο ακουστικό περιβάλλον. Για μέγιστη απόδοση, οι συσχετίσεις μεταξύ των απωλειών συνεκτικότητας, των απωλειών θερμικής χαλάρωσης και των απωλειών θερμικής αγωγιμότητας τοποθετούν τη δέσμη και τους εναλλάκτες θερμότητάς της σε μία περιοχή του κύματος που ισχύει: $Z \sim 5 \cdot \rho \cdot a$, όπου Z είναι το μέτρο της ειδικής ακουστικής αντίστασης, ρ η πυκνότητα του αερίου και a η ταχύτητα του ήχου.

Στον αγωγό του Sondhauss, η διεργασία που παρουσιάζεται στο σχήμα 4-15 συμβαίνει στο εσωτερικό ενός μόνο αγωγού. Η κλίση της θερμοκρασίας συντηρείται από μία εξωτερική πηγή θερμότητας στο ένα άκρο του αγωγού και από ψύκτρες (heat sinks) κατά μήκος του αγωγού, αλλά και στο άλλο άκρο του. Ωστόσο, στις μηχανές στάσιμου κύματος η διεργασία που περιγράψαμε συμβαίνει σε πολλούς παράλληλους αγωγούς, οι οποίοι συμβάλλουν στην παραγωγή ακουστικής ισχύος. Μία τέτοια σειρά από παράλληλους αγωγούς, που τώρα ονομάζεται δέσμη, τοποθετήθηκε για πρώτη φορά σε αγωγό Sondhauss από το Feldman στα τέλη της δεκαετίας του 1960 [8, 9, 43, 44]. Αυτή η σημαντική ανακάλυψη μας επέτρεψε να τοποθετούμε μικρά κανάλια στο εσωτερικό αγωγών μεγάλης διαμέτρου, δημιουργώντας ένα μεγάλο όγκο ισχυρής παραγωγής θερμοακουστικής ισχύος, αφήνοντας το υπόλοιπο αντηχείο ελεύθερο και σχετικά χαμηλής κατανάλωσης. Οι εναλλάκτες θερμότητας που βρίσκονται στα άκρα της δέσμης απαιτούνται για αποδοτική απορρόφηση και αποβολή των μεγάλων ποσών θερμότητας που χρειάζεται η δέσμη. Οι πρώτοι που αναφέρεται ότι έκαναν χρήση τέτοιων εναλλακτών θερμότητας ήταν οι Feldman (1966, 1970) [43, 44] και Wheatley (1985) [45]. Το σχήμα 4-5 παρουσιάζει ένα παράδειγμα τέτοιας μηχανής (Wollan και συν. – 2002) [46] η οποία παράγει ακουστική ισχύ μέχρι 17 KW με βαθμό απόδοσης 18% . Η μηχανή αυτή

κατασκευάστηκε στην Cryenco στο Denver, CO, για να παρέχει ακουστική ισχύ σε έναν ψύκτη αγωγού παλμών με στόμιο. Ολόκληρο το σύστημα αποτελούσε έναν υγροποιητή φυσικού αερίου που αντλούσε την απαιτούμενη ισχύ λειτουργίας από την καύση του φυσικού αερίου. Στη φωτογραφία του σχήματος 4-16 η μηχανή (που φαίνεται και σε σχηματικό διάγραμμα) είναι αριστερά (στο φόντο) και ο ψύκτης είναι στο προσκήνιο. Το αντηχείο έχει μήκος $\lambda / 2$, με τις ταλαντώσεις πίεσης στη μηχανή και στον ψύκτη να έχουν διαφορά φάσης 180° και παρόμοια πλάτη. Για τη μηχανή αυτή ο βαθμός απόδοσης υπολογίζεται ως ο λόγος της ροής της ακουστικής ισχύος που κινείται από τον εναλλάκτη θερμότητας περιβάλλοντος προς την ισχύ του θερμαντή που παρέχεται προς το θερμό εναλλάκτη θερμότητας από την καύση του φυσικού αερίου.

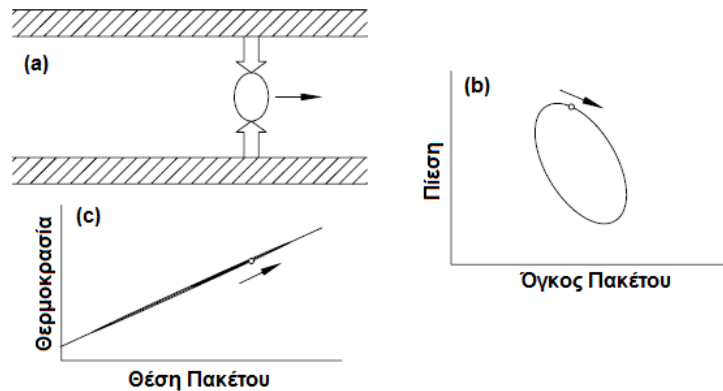


Σχήμα 4-16. Φωτογραφία και σχηματικό διάγραμμα μίας μηχανής στάσιμου κύματος που κατασκευάστηκε από την Cryenco (Wollan και συν. – 2002) [46].

Παρόλο που ο Rayleigh έδωσε τη σωστή ποιοτική περιγραφή της θερμοδυναμικής των ταλαντώσεων, η οποία αποτελεί τη βάση των μηχανών στάσιμου κύματος, η ακριβής θεωρητική βάση τέθηκε όταν ο Nikolaus Rott (1969, 1975) [3, 4] παραγωγήσε τη συνάρτηση κύματος και τη συνάρτηση ενέργειας για απλό ήχο (μίας συχνότητας), ο οποίος διαδίδεται κατά μήκος ενός αγωγού με κλίση θερμοκρασίας. Αυτές οι εξισώσεις επιβεβαιώθηκαν για πρώτη φορά πειραματικά (Yazaki, Tominaga, Narahara) [6] στα πλαίσια των ταλαντώσεων Tacoma, οι οποίες προκύπτουν όταν ένας αγωγός γεμάτος με αέριο φθάνει από θερμοκρασία περιβάλλοντος σε κρυογονική θερμοκρασία. Η εργασία του Rott διαμορφώνει τη θεωρητική βάση του μεγαλύτερου μέρους της μοντέρνας θερμοακουστικής που αφορά σε στάσιμα κύματα.

4.6.2 ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στις μηχανές Stirling και στις μηχανές τρέχοντος κύματος η μετατροπή της θερμότητας σε ακουστική ισχύ συμβαίνει στον αναγεννητή, ο οποίος συνδέει ομαλά τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του θερμού εναλλάκτη θερμότητας και του εναλλάκτη θερμότητας περιβάλλοντος και περιέχει μικρά κανάλια μέσα από τα οποία παλινδρομεί το αέριο. Τα κανάλια αυτά πρέπει να είναι αρκετά μικρότερα από αυτά που υπάρχουν στις δέσμες που περιγράψαμε παραπάνω και επαρκώς μικρά ώστε το αέριο που βρίσκεται μέσα στα κανάλια αυτά να είναι σε πολύ καλή τοπική θερμική επαφή με τα τοιχώματά τους. Συνήθως χρησιμοποιείται μία στερεά μήτρα, όπως μία στοιβή από κόσκινα λεπτού μεταλλικού πλέγματος. Ο κατάλληλος σχεδιασμός προκαλεί το αέριο στο κανάλι να κινηθεί προς το θερμό εναλλάκτη όταν η πίεση είναι υψηλή και προς τον εναλλάκτη θερμότητας περιβάλλοντος όταν η πίεση είναι χαμηλή, όπως φαίνεται στο σχήμα 4-17. Ως εκ τούτου, η ταλαντούμενη θερμική εκτόνωση και συμπίεση του αερίου στον αναγεννητή, που εξαρτάται από την ταλάντωση κατά μήκος της κλίσης θερμοκρασίας του αερίου στους πόρους του αναγεννητή, έχει τη σωστή διαδοχή φάσεων στο χρόνο σε συμφωνία με την ταλάντωση της πίεσης, ώστε να ικανοποιείται το κριτήριο του Rayleigh για την παραγωγή ισχύος.



Σχήμα 4-17. Οι διεργασίες στον αναγεννητή μίας μηχανής τρέχοντος κύματος.

Η διαδοχή φάσεων στο χρόνο που περιγράφηκε παραπάνω είναι αυτή ενός τρέχοντος ακουστικού κύματος, το οποίο μεταφέρει ακουστική ισχύ από την περιοχή με θερμοκρασία περιβάλλοντος στη θερμή περιοχή. Σε αντίθεση με τις μηχανές στάσιμου κύματος, στις μηχανές τρέχοντος κύματος, η ακουστική ισχύς πρέπει να εγχυθεί (injected) στο άκρο του αναγεννητή που βρίσκεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος, ώστε να δημιουργήσει περισσότερη ακουστική ισχύ· ο αναγεννητής είναι ενισχυτής της ακουστικής ισχύος. Ένα απλό κλειστό αντηχείο δεν μπορεί να παρέχει την απαιτούμενη έγχυση ισχύος (power

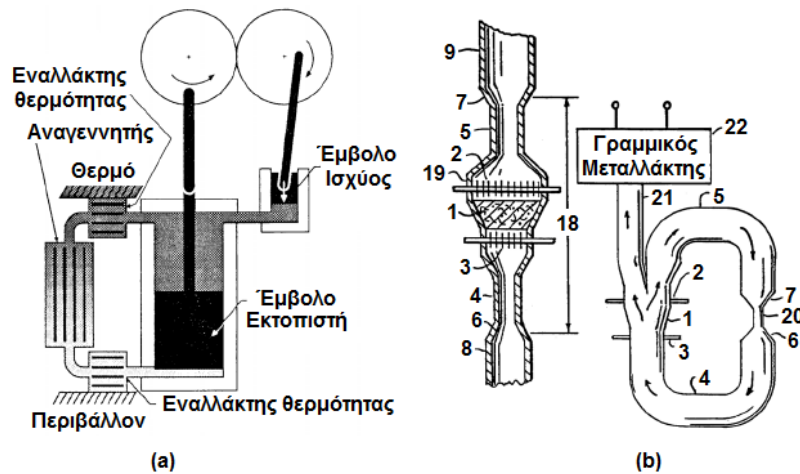
injection) στο άκρο του αναγεννητή που βρίσκεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Έτσι είναι απαραίτητη η χρήση ενός περιβαλλοντικού εμβόλου (σχήμα 4-18 a) ή ενός σπειροειδούς αντηχείου (σχήμα 4-19).

Για υψηλότερη απόδοση, οι συμβιβασμοί μεταξύ των απωλειών συνεκτικότητας και των θερμικών απωλειών μας υποδεικνύουν τη θέση του αναγεννητή και των εναλλακτών θερμότητάς του γύρω από μία περιοχή του κύματος όπου ισχύει: $z \sim 30 \cdot \rho \cdot a$, όπου z είναι το μέτρο της ειδικής ακουστικής αντίστασης, ρ η πυκνότητα του αερίου και a η ταχύτητα του ήχου.

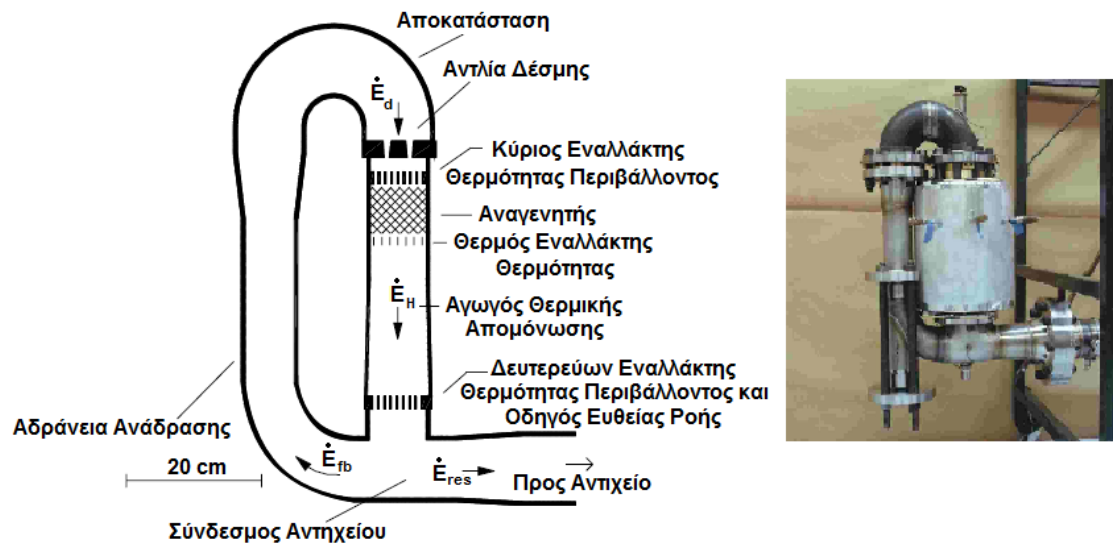
Οι Yazaki και συν. (1998) [21] παρουσίασαν μία μηχανή οδύοντος κύματος παρόμοια με αυτή του Ceperley με μήκος διαδρομής, γύρω από τον δακτυλιοειδή οδηγό κύματος, σχεδόν ίσο με $2 \cdot \lambda$, όπου λ είναι το μήκος του ακουστικού κύματος. Περίπου την ίδια περίοδο, ο de Block (1998, 2001) [22] και τα Los Alamos Laboratories (Backhaus και Swift – 1999, 2000) [23, 49], εφηύραν μία μηχανή τρέχοντος κύματος με τους εναλλάκτες θερμότητας ενσωματωμένους σε έναν διογκωμένο δακτύλιο ακουστικής αντίστασης με μήκος πολύ μικρότερο του λ . Το σχήμα 4-19 παρουσιάζει την εργασία των Los Alamos Laboratories. ***Η μετατροπή της θερμότητας σε ακουστική ισχύ συμβαίνει στον αναγεννητή μεταξύ των δύο εναλλακτών θερμότητας, οι οποίοι είναι κατασκευαστικά και λειτουργικά όμοιοι με αυτούς μίας μηχανής Stirling.*** Ο σωστός σχεδιασμός του ακουστικού δικτύου, που περιλαμβάνει κυρίως την αδράνεια ανάδρασης και την αποκατάσταση (compliance), αναγκάζει το αέριο, που βρίσκεται στα κανάλια του αναγεννητή, να κινηθεί προς το θερμό εναλλάκτη θερμότητας όταν η πίεση είναι υψηλή και προς τον κύριο εναλλάκτη θερμότητας περιβάλλοντος όταν η πίεση είναι χαμηλή. Η εξαιρετική θερμική επαφή μεταξύ του αερίου και της μήτρας του αναγεννητή διασφαλίζει ότι ικανοποιείται το κριτήριο του Rayleigh ακριβώς όπως και σε μία μηχανή Stirling, αλλά χωρίς κινούμενα μέρη. Με αναγεννητή ***συρμάτων κόσκινων*** (wire screen) (Backhaus και Swift – 1999, 2000) [23, 49] η μηχανή του σχήματος 4-19 παρήγαγε ακουστική ισχύ 710 W με βαθμό απόδοσης 30% , ενώ με αναγεννητή ***παράλληλων πλακών*** (Backhaus και Swift – 2001) [50] η ισχύς που παράχθηκε ήταν 1750 W με τον ίδιο βαθμό απόδοσης (30%).

Υπάρχουν αρκετοί μηχανισμοί που μπορούν να μεταφέρουν θερμότητα με συναγωγή, από το τμήμα της μηχανής που επικρατεί υψηλή θερμοκρασία στο τμήμα που έχει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, χωρίς να παραχθεί ακουστική ισχύς και μειώνοντας την απόδοση της μηχανής. Γι' αυτό το λόγο χρειάζεται ένας θερμικός ρυθμιστικός αγωγός (heat buffer tube, σχήμα 4-19), ο οποίος απομονώνει το θερμό εναλλάκτη θερμότητας από τα στοιχεία που βρίσκονται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στην ιδανική περίπτωση, μία

“φουσαλίδα” (slug) αερίου που βρίσκεται στο κεντρικό τμήμα του θερμικού ρυθμιστικού αγωγού υφίσταται αδιαβατικές ταλαντώσεις πίεσης και κίνησης, έτσι ώστε αυτή η ποσότητα αερίου να συμπεριφέρεται σαν ένα θερμικά μονωμένο αξονικά ταλαντούμενο έμβολο. Η συνεχής αξονική εσωτερική κίνηση κάθε τμήματος της φουσαλίδας αερίου πρέπει να αποφεύγεται, επειδή αυτού του τύπου η κίνηση μεταφέρει θερμότητα με συναγωγή από τη μία άκρη της φουσαλίδας αερίου στην άλλη. Αυτού του είδους η ανεπιθύμητη αξονική εσωτερική κίνηση μπορεί να προκαλείται από φαινόμενα συναγωγής που συντηρούνται από τη βαρύτητα, από ανεπαρκή ευθυγράμμιση της ροής στα άκρα του θερμικού ρυθμιστικού αγωγού ή λόγω συνεχούς ροής Rayleigh (Nyborg – 1965) [51]. Αυτή η ανεπαρκής ευθυγράμμιση της ροής προκαλεί δέσμες αερίου που εκτείνονται στο κεντρικό τμήμα του θερμικού ρυθμιστικού αγωγού. Η δακτυλιοειδής γεωμετρία χωρίς έμβολα του σχήματος 4-19 εισάγει την πιθανότητα ύπαρξης συνεχούς ροής Gedeon (Gedeon – 1997) [52], δηλαδή μίας συνεχούς κυκλοφορίας γύρω από ολόκληρο το δακτύλιο. Η υδροδυναμική παρεμπόδιση της συνεχούς ροής Gedeon (“αντλία δέσμης”, σχήμα 4-19) που παρουσιάστηκε διαχέει την ηχητική ισχύ και απαιτεί πρόσθετα εξαρτήματα.



Σχήμα 4-18. (a) Σε μία μηχανή Stirling τα δύο έμβολα που παλινδρομούν με σωστή διαδοχή φάσεων στο χρόνο μεταφέρουν το αέριο σε δύο εναλλάκτες θερμοτότητας και έναν αναγεννητή μέσω ενός κύκλου συμπίεσης (κίνηση από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος στη θερμοκρασία του θερμού εναλλάκτη) και μέσω ενός κύκλου αποσυμπίεσης (κίνηση από τη θερμοκρασία του θερμού εναλλάκτη στη θερμοκρασία περιβάλλοντος). (b) Ο Ceperley παρατήρησε ότι τα υφιστάμενα φαινόμενα αποτελούσαν ένα ηχητικό κύμα και πρότεινε ότι τα έμβολα της μηχανής Stirling θα μπορούσαν να αφαιρεθούν αν τοποθετούνταν οι εναλλάκτες θερμοτότητας (2 και 3) και ο αναγεννητής (1) σε έναν κατάλληλο οδηγό ακουστικών κυμάτων (Ceperley – 1979, 1985, 1982) [19, 20, 48].



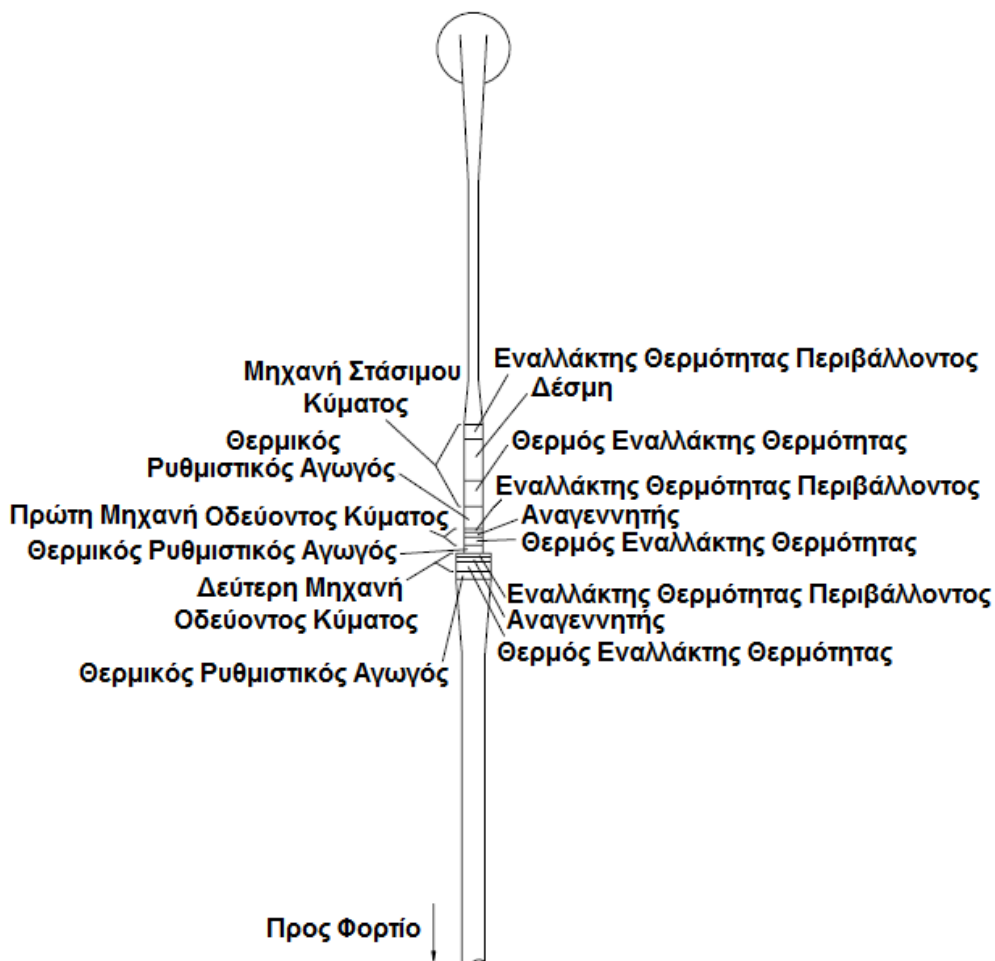
Σχήμα 4-19. Θερμοακουστική υβριδική μηχανή Stirling, με παραγωγή ισχύος 1 KW και βαθμό απόδοσης 30 %, χωρίς κινούμενα μέρη. Τα \dot{E} δείχνουν την κυκλοφορία και τη ροή της ακουστικής ισχύος (Wollan και συν. – 2002) [46].

4.6.3 ΜΗΧΑΝΕΣ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΑΙ ΣΤΑΣΙΜΟΥ ΚΥΜΑΤΟΣ ΕΝ ΣΕΙΡΑ

Κανένα από τα συστήματα που περιγράψαμε μέχρι τώρα δεν παρέχει υψηλή απόδοση, μεγάλη αξιοπιστία και χαμηλό κόστος κατασκευής. Για παράδειγμα, η παραδοσιακή μηχανή Stirling (σχήμα 4-18) έχει υψηλή απόδοση, αλλά τα κινούμενα εξαρτήματά της (που απαιτούν στενά στεγανωτικά μεταξύ των εμβόλων και των κυλίνδρων που τα περιβάλλουν) περιορίζουν την αξιοπιστία και είναι υπεύθυνα για το υψηλό κόστος κατασκευής. Η θερμοακουστική υβριδική μηχανή Stirling (σχήμα 4-19) έχει υψηλή απόδοση και πολύ μεγάλη αξιοπιστία, αλλά η δακτυλιοειδής τοπολογία που απαιτείται είναι υπεύθυνη για το υψηλό κόστος κατασκευής για τους δύο παρακάτω λόγους. Αφ' ενός είναι δύσκολο να παράσχουμε την ευελιξία του δακτυλιοειδούς δοχείου πίεσης, για να διευκολυνθεί η θερμική εκτόνωση του θερμού εναλλάκτη θερμότητας και των γύρω θερμών εξαρτημάτων, αφ' ετέρου δε πρέπει να εφοδιάσουμε τη μηχανή με κάποια δομή ελέγχου, ώστε να ανακόπτεται η συνεχής ροή Gedeon γύρω από το δακτύλιο. Τέλος, οι θερμοακουστικές μηχανές στάσιμων κυμάτων με δέσμη (σχήμα 4-16) είναι αξιόπιστες και φθηνές στην κατασκευή τους, αλλά η απόδοσή τους είναι μόλις τα 2 / 3 της απόδοσης των συστημάτων με αναγεννητή.

Ελπίζοντας να συνδυάσουν τα καλύτερα χαρακτηριστικά από τα συστήματα που περιγράψαμε παραπάνω, οι Backhaus και Swift (2002) [36] ξεκίνησαν να κατασκευάζουν ένα συνδυασμό τέτοιων μηχανών. Αυτός ο συνδυασμός αποτελείται από μία μηχανή

στάσιμου κύματος συνδεδεμένη σε σειρά με δύο μηχανές τρέχοντος κύματος, όπως φαίνεται στο σχήμα 4-20. Και οι τρεις μηχανές έχουν ένα μέγιστο πίεσης στο στάσιμο κύμα, ενώ η δέσμη είναι τοποθετημένη σε μία θέση όπου ισχύει $z \sim 5 \cdot \rho \cdot a$ και οι αναγεννητές σε θέσεις όπου το z είναι μέγιστο. Οι δύο συνδεδεμένοι σε σειρά αναγεννητές παρέχουν μεγάλη ενίσχυση της μικρής ποσότητας ακουστικής ισχύος που παράγεται από τη μικρή μονάδα δέσμης. Μόνο το 20 % της ακουστικής ισχύος παράγεται στη δέσμη. Έτσι, η συγκριτικά χαμηλή απόδοση της δέσμης έχει μικρή επίδραση στο βαθμό απόδοσης ολόκληρου του συστήματος. Η γραμμική τοπολογία απλοποιεί τα προβλήματα θερμικής εκτόνωσης και εξαλείφει τη συνεχή ροή Gedeon.



Σχήμα 4-20. Μηχανή στάσιμου κύματος εν σειρά με δύο μηχανές τρέχοντος κύματος. Η μηχανή έχει μία δέσμη, δύο αναγεννητές τους απαραίτητους παρακείμενους εναλλάκτες θερμότητας και ανάμεσά τους τους θερμικούς ρυθμιστικούς αγωγούς, που παρέχουν υψηλή απόδοση σε μία απλή και αξιόπιστη κατασκευή. Το τμήμα του αντηχείου που παρουσιάζεται στο σχήμα έχει μήκος $\lambda / 2$, όπου λ είναι το μήκος του ακουστικού κύματος.

4.7 ΠΡΑΚΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΩΝ STIRLING

4.7.1 ΠΡΩΤΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΩΝ STIRLING

Τα πρώτα χρόνια που ανακαλύφθηκαν οι θερμοακουστικές μηχανές τα Los Alamos National Laboratories παρήγαγαν και έλεγξαν αρκετούς ψύκτες και πολλές κινητήριες μηχανές (Wheatley και συν. – 1983, 1984, Hofler – 1986, 1988 και Wheatley και Cox – 1985) [55, 56, 57, 58, 11, 12, 59, 25]. Επιπλέον, την ίδια περίοδο, κατασκευάστηκαν δύο ψύκτες για εφαρμογή σε διαστημόπλοια, από το Naval Postgraduate School. Ο ψύκτης “*Space ThermoAcoustic Refrigerator*” (Garrett και συν. – 1993) [60] πέταξε με το διαστημόπλοιο Discovery (STS – 42) τον Ιανουάριο του 1992. Ένας ακόμη ψύκτης που κατασκευάστηκε εκείνη την περίοδο είναι ο ThermoAcoustic Life Sciences Refrigerator (TALSR) (Garrett – 1991) [61].

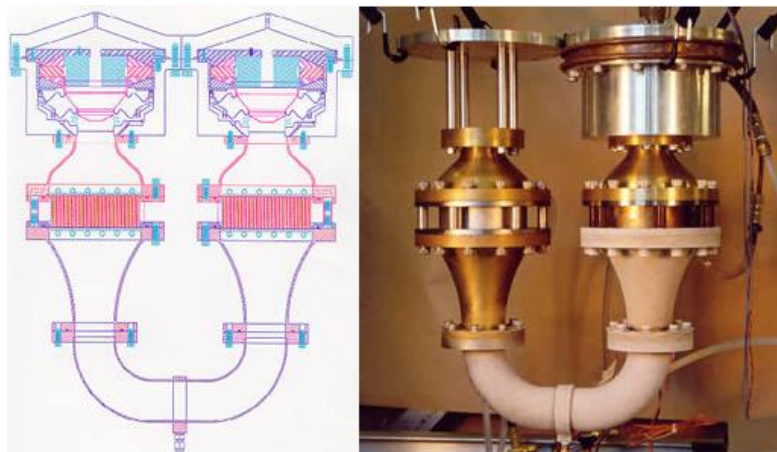
Οι εφαρμογές των θερμοακουστικών μηχανών κατατάσσονται σε δύο κατηγορίες οι οποίες εξαρτώνται από το αν ο ψύκτης απορροφά ισχύ από τον ηλεκτρισμό ή από τη θερμότητα. Οι απλοί και οι κρυογονικοί ψύκτες που χρησιμοποιούν τη θερμότητα ως πηγή ισχύος για τη λειτουργία τους είναι αρκετά ελκυστικοί για εφαρμογές όπου υπάρχει άφθονη ή απορριπτόμενη θερμότητα. Δύο χαρακτηριστικά παραδείγματα τέτοιων είναι ένας ψύκτης μύρας (Wheatley και Cox – 1985, Wheatley και συν. – 1989) [25, 53] και ο κρυογονικός ψύκτης με αγωγό παλμών με στόμιο που ονομάζεται “*Coolahoop*” (Jones – 1990) [54]. Αρκετοί θερμοακουστικοί ψύκτες έχουν αναπτυχθεί για να εφαρμοστούν στην ψύξη των ηλεκτρονικών υψηλής ταχύτητας, ένας εκ των οποίων ήταν μία μικρότερη εκδοχή του “*Coolahoop*”. Τρεις άλλες ενδιαφέρουσες εφαρμογές αυτών των μηχανών που έχουν ερευνηθεί είναι: α). ένας ψύκτης για αποθήκευση ιατρικών υλικών και φαρμάκων στο Bangladesh, β). ένα ψυχόμενο εμπορευματοκιβώτιο για μεταφορά τροπικών φρούτων, όπου η ψύξη θα προέρχεται από την ηλιακή ακτινοβολία και γ). μία μονάδα υγροποίησης φυσικού αερίου.

Η έρευνα για τους θερμοακουστικούς ψύκτες που χρησιμοποιούν τον ηλεκτρισμό ως πηγή ισχύος είχε περιοριστεί μέχρι το 1992 σε εργαστηριακές έρευνες και σε εφαρμογές σε διαστημόπλοια. Δύο παραδείγματα θερμοακουστικών ψυκτών που λειτουργούν με ηλεκτρική ενέργεια είναι οι δύο μηχανές που έχει αναπτύξει το Naval Postgraduate School. Η πρώτη είναι ένας θερμοακουστικός κρυογονικός ψύκτης τρίτης γενιάς, ενός σταδίου (TAR – 3) που είναι σχεδιασμένος να επιτυγχάνει θερμοκρασίες μετάπτωσης των υπεραγωγών υψηλής T_c . Η άλλη είναι ο ψύκτης TASLR, που είναι ικανός να παράγει ψύξη συγκρίσιμη με αυτή των

εμπορικών οικιακών ψυγείο – καταψυκτών. Ο TALSΡ είχε σχεδιαστεί για να χρησιμοποιηθεί σε διαστημόπλοιο (Garrett – 1991) [61].

Ο ψύκτης TALSΡ ήταν σχεδιασμένος για να αντλεί $700 \text{ Btu} / \text{hr}$ στη λειτουργία ψύξης (refrigerator mode, $+4^\circ \text{C}$) και $400 \text{ Btu} / \text{hr}$ στη λειτουργία κατάψυξης (freezer mode, -22°C). Η ιδιαιτερότητα αυτή στη λειτουργία του είναι που κάνει αυτόν τον ψύκτη τον πρώτο θερμοακουστικό ψύκτη που θα μπορούσε να λειτουργήσει ως συμβατικός ψυγείο – καταψύκτης τροφίμων για οικιακή χρήση. Επιπλέον, έχουν παρουσιαστεί αρκετά αρχικά σχέδια μηχανών που θα είναι ικανές να επεξεργαστούν 1,5 έως 3 τόνους αέρα.

Εξαιτίας της απλότητας στη λειτουργία της και τη χρήση ενός μόνο κινούμενου τμήματος, η ψύξη με θερμοακουστικές συσκευές είναι επίσης κατάλληλη για να ψύξουμε την τελευταία γενιά ολοκληρωμένων κυκλωμάτων που χρησιμοποιούνται σε υπολογιστές (computer chips). Τα ολοκληρωμένα αυτά κυκλώματα, όταν λειτουργούν στους -50°C έχουν τη δυνατότητα να λειτουργήσουν με διπλάσια ταχύτητα από αυτή για την οποία έχουν σχεδιαστεί να λειτουργούν σε θερμοκρασία δωματίου (Garrett και συν. – 1993) [62].



Σχήμα 4-21. Ψύκτης TALSΡ [63].

4.7.2 ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΟΞΥΓΟΝΟΥ ΓΙΑ ΟΙΚΙΑΚΗ ΧΡΗΣΗ

Η μικρότερη μηχανή Qdrive είναι η $2s102K$, με ικανότητα $8 - 10 \text{ watts}$ στους 77 K και κατανάλωση 250 watts ηλεκτρικής ισχύος. Αυτή η μηχανή κατασκευάστηκε αρχικά ως ένας υγραποποιητής χαμηλού κόστους για μέχρι $2 \text{ λίτρα οξυγόνου} / \text{ημέρα}$ για οικιακή χρήση. Σε τέτοιες εφαρμογές τα κύρια ζητούμενα είναι τα χαμηλά επίπεδα θορύβου, η ασφάλεια και η αξιοπιστία, ιδιότητες που τις έχει η παραπάνω μηχανή. Δεδομένου ότι ο πληθυσμός γερνά στον αναπτυγμένο κόσμο, περισσότερα από 20.000 άτομα κάθε έτος χρήζουν θεραπείας με οξυγόνο. Πολλοί κινούνται και θα επωφελούνταν από ένα ελαφρύ δοχείο κενού με

υγροποιημένο οξυγόνο για φορητή παροχή. Έχουν γίνει δοκιμές σε έναν οικιακό υγροποιητή χρησιμοποιώντας μικρές μηχανές Stirling ελευθέρων εμβόλων τύπου εκτοπιστή ή συστήματα υγροποίησης Joule – Thomson με ανάμεικτα αέρια. Κανένα από τα δύο δε συνδυάζει την αξιοπιστία, τη διάρκεια, τα χαμηλά επίπεδα θορύβου και τη χαμηλού κόστους δυνατότητα κατασκευής που προσφέρεται εδώ. Η ευέλικτη σύνδεση (flexibly – attached remote, FAR) έχει τροποποιηθεί κατάλληλα, ώστε να παρέχει ένα χαμηλό κέντρο μάζας και έχει ένα αερόψυκτο κρύο άκρο που προσαρμόζεται στο «λαιμό» του δοχείου κενού (σχήμα 4-22). Η παραπάνω περιγραφείσα διαμόρφωση είναι αδύνατον να επιτευχθεί με συμβατικές μηχανές Stirling.

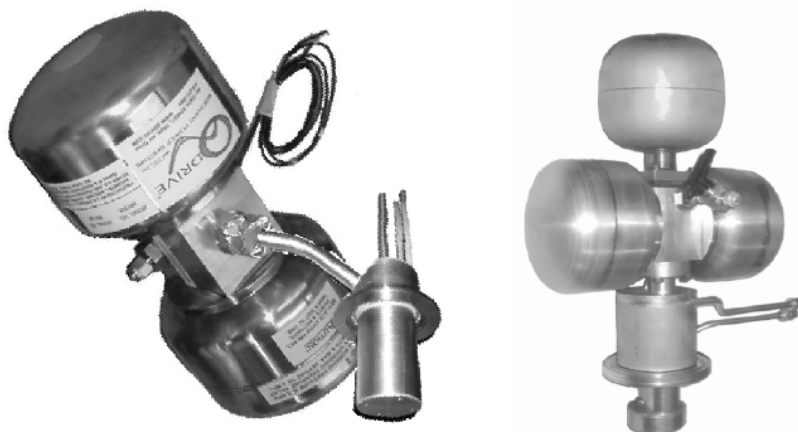


Σχήμα 4-22. Οικιακή μονάδα παραγωγής υγροποιημένου οξυγόνου (LOX) χαμηλού κέντρου βάρους (low CG).

4.7.3 ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗ ΒΙΟΛΟΓΙΚΩΝ ΥΛΙΚΩΝ

Η 2s132K παρέχει 20 – 25 watts ψύξης στους 77 K με κατανάλωση 500 watts ηλεκτρικής ισχύος. Εκτιμάται να αντικαταστήσει το άζωτο σε κατάσταση βρασμού ως ψυκτικό για μακράς διάρκειας αποθήκευση παγωμένων βιολογικών υλικών (συνήθως σπόρους, σπέρμα και δείγματα ιστού για ιατρική και φαρμακευτική έρευνα). Επί του παρόντος, αυτά φυλάσσονται σε πολλαπλά δοχεία κενού, τα οποία συνήθως απαιτούν ένα δίκτυο από δαπανηρές σωληνώσεις προστατευμένες σε κενό και μία εξωτερική εγκατάσταση αποθήκευσης για τα προϊόντα που βρίσκονται σε κρυογονική θερμοκρασία και θα μεταφερθούν με τα φορητά. Με έναν ακουστικό ψύκτη Stirling, αυτά τα δοχεία κενού είναι

αληθινά ψυγεία, τόσο αξιόπιστα και ασφαλή όσο αυτά που έχουμε στην κουζίνα. Έχουμε κάποια αποταμίευση εξόδων κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής τους· μείωση του κόστους του κεφαλαίου (εξάλειψη της περιοχής των δεξαμενών και της σωλήνωσης κενού), και ένα πλεονέκτημα ασφάλειας (σε ένα καλώς σφραγισμένο κτίριο ή δωμάτιο η διαρροή του αζώτου λόγω εξάτμισης μπορεί να δημιουργήσει επικίνδυνα χαμηλά επίπεδα οξυγόνου με άμεσο κίνδυνο την ασφυξία). Αυτή η εφαρμογή μπορεί να οδηγήσει σε μία παραδειγματική αλλαγή στη βιοτεχνολογία, απομακρύνοντας την απαίτηση για μεγάλη έκταση χερσαίων υποδομών με ασφαλείς εγκαταστάσεις φόρτωσης οχημάτων για διανομή. Έτσι, μπορούν μικρότερες επιχειρήσεις με διαθέσιμο χώρο τόσο όσο ενός ενοικιαζόμενου γραφείου να εισέλθουν σε αυτό τον τομέα δραστηριοτήτων. Αυτό το μοντέλο είναι επίσης διαθέσιμο ως τροποποιημένο FAR ή ως ολοκληρωμένη κατασκευή (σχήμα 4-23).



Σχήμα 4-23. Τροποποιημένο FAR και κανονικός ακέραιος 2s132K ψύκτης για χρήση στην αποθήκευση βιολογικών υλικών.

4.7.4 ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΗ ΕΠΑΝΑΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ

Όπως παρατηρήθηκε, τα περισσότερα κρυογονικά υγρά διανέμονται από φορτηγά σε αποθηκευτικούς χώρους, που βρίσκονται κοντά στο χώρο χρήσης, ώστε να είναι διαθέσιμα για χρήση αργότερα. Οι δεξαμενές έχουν χωρητικότητα τυπικά 100.000 μέχρι 200.000 λίτρα (περίπου 25.000 μέχρι 50.000 γαλόνια). Οι χρήστες είναι πολύ μεγάλες εταιρίες που ασχολούνται με την τοπική υγροποίηση ή αποθηκεύουν ένα προϊόν μεγάλης αξίας (για παράδειγμα αργό ή υψηλής καθαρότητας άζωτο) που δεν μπορεί να ληφθεί με οικονομικό τρόπο από τον αέρα της περιοχής. Ο ακουστικός υγροποιητής Stirling μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να αντισταθμίσει ή να αποτρέψει τις απώλειες λόγω εξάτμισης, σε μία δεξαμενή για μεταφερόμενες προμήθειες. Το μοντέλο 2s241K (250 – 300 watts στους 77 K

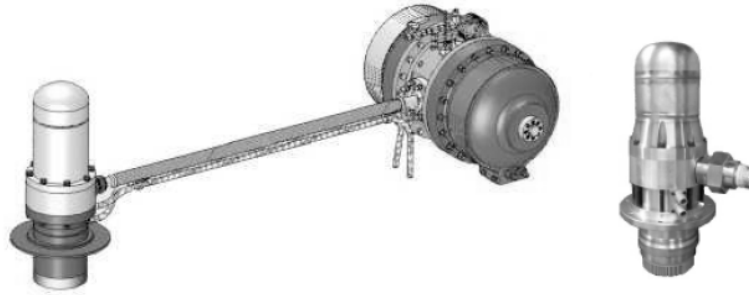
με κατανάλωση κάτω από 5 KW ηλεκτρικής ισχύος) είναι κατάλληλο για αυτή τη λειτουργία. Αυτό συνιστά, επίσης, αλλαγή κατάστασης για τη βιομηχανία, η οποία μέχρι τώρα είχε κέρδος από τις περισσότερες απώλειες δεξαμενής, που υφίσταντο οι αγοραστές. Για μία τυπική δεξαμενή με αργό έχει υπολογιστεί ο χρόνος απόσβεσης κάτω από 2 έτη ανάλογα με τις τιμές της αγοράς, οι οποίες αυξάνονται.



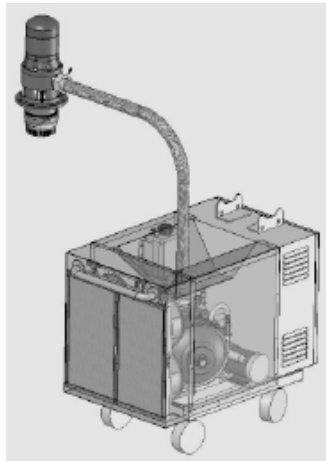
Σχήμα 4-24. 2s241K, Επανασυμπυκνωτής – Υγροποιητής (πυρήνας) σε σειρά.

4.7.5 ΥΠΕΡΑΓΩΓΙΜΟΤΗΤΑ ΥΨΗΛΗΣ T_c

Οι εξελίξεις στους κεραμικούς υπεραγωγούς καθιστούν τους ακουστικούς ψύκτες Stirling κατάλληλους για άμεση χρήση σε πρακτικές εφαρμογές που περιλαμβάνουν ασφάλειες ρεύματος, μετασχηματιστές και γραμμές μεταφοράς. Αυτά χρειάζονται εξαιρετικά αξιόπιστη, αποδοτική και προσιτή ψύξη στους 60 – 80 K. Έρευνες αναγνώρισαν στις ακουστικές μηχανές Stirling την ικανότητα ψύξης αυτών των συστημάτων. Για το υγροποιημένο άζωτο (για καλώδια) μία ευθύγραμμη κεφαλή ψύξης (σχήμα 4-24) μπορεί να αρκεί, και ο πρώτος ψύκτης 1000 watts με αυτή τη μορφή ανακοινώθηκε από την Praxair. Ένας ψύκτης με σύνδεση FAR είναι υπό ανάπτυξη (παράδειγμα 2s241K, σχήμα 4-25) για βελτιστοποίηση του σχήματός του, ειδικά όπου απαιτείται τοποθέτηση του πάνω σε λεπτότοιχους κρυοστάτες (cryostat). Το σύστημα (σχήμα 4-26) παρουσιάστηκε στο HTS Peer Review του Υπουργείου Ενέργειας (DoE) το 2008.



Σχήμα 4-25. 2s241K-FAR (solid model and first actual Coldhead).



Σχήμα 4-26. 2s241K-FAR για HTS.

4.7.6 ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟ ΟΞΥΓΟΝΟ ΓΙΑ ΣΤΡΑΤΙΩΤΙΚΗ ΧΡΗΣΗ

Τα πολεμικά αεροσκάφη συχνά βασίζονται στο υγροποιημένο οξυγόνο για να αυξήσουν τα αποθέματα οξυγόνου που είναι διαθέσιμα για να αναπνεύσει ο πιλότος. Έτσι, τα αεροπλανοφόρα έχουν “μικρές” μονάδες διαχωρισμού του αέρα για να παράγουν το οξυγόνο. Αυτές απαιτούν τρεις υπαλλήλους και η υγροποίηση ξεκινάει ώρες μετά την εκκίνηση. Εξάλλου, το ιατρικό οξυγόνο είναι απαραίτητο σε υπαίθρια νοσοκομεία και σε μεταγωγικά αεροσκάφη. Το 2005 η CFIC – Qdrive παρουσίασε την ευκολία και την απόδοση υγροποίησης οξυγόνου που επιτυγχάνεται με τη χρήση των ακουστικών μηχανών Stirling. **Η ιδιαίτερα γρήγορη ψύξη που επιτυγχάνουν αυτά τα συστήματα ήταν εντυπωσιακή. Έτσι, το 2006 το Πολεμικό Ναυτικό των Η.Π.Α. την υπέδειξε ως την επιθυμητή τεχνολογία παραγωγής υγροποιημένου οξυγόνου για τα νέα αεροπλανοφόρα τύπου CVN78 (δύο 2s362K έχουν παραγγελθεί).** Μία κινητή έκδοση θα είναι η πρώτη που θα παραδοθεί για εμπορική χρήση (σχήμα 4-28). Αμφότερες οι εκδόσεις χρησιμοποιούν τριπλές κεφαλές 241 – FAR με τη μεγαλύτερη οδήγηση 362 (Corey – 2008) [64].



Σχήμα 4-27. 2s241, φορητό σύστημα παραγωγής υγροποιημένου οξυγόνου για εξωτερικό χώρο (field).



Σχήμα 4-28. 2d362K – 3FAR φορητό σύστημα παραγωγής υγροποιημένου οξυγόνου.

4.8 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 4^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Hofler, T. J. and Aeff, J. A., “An optimized miniature hofler tube”, Acoustic Research Letters Online 2 (1), 37 – 42, 2001.
2. Zoontjens, L., “Numerical investigations of the performance and effectiveness of thermoacoustic couples”, School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, South Australia, February 8, 2008.
3. Rott, N., “Dumped and Thermally Driven Acoustic Oscillations in Wide and Narrow Tubes”, Z. Angew. Math. Phys., 20: 230 – 243, 1969.
4. Rott, N., “Thermally Driven Acoustic Oscillations”, Part III: Second – order Heat Flux, Z. Angew. Math. Phys., 26: 43 – 49, 1975.
5. Rott, N., “Thermoacoustics”, Adv. Appl. Mech., 20: 135 – 175, 1980.
6. Yazaki, T., Tominaga, A. and Narahara, Y., “Experiments on Thermally Driven Acoustic Oscillations of Gaseous Helium”, J. Low Temp. Phys., 41: 45 – 60, 1980.

7. Lord Rayleigh, “The Explanation of Certain Acoustical Phenomena”, *Nature*, 18: 319 – 321, 1878.
8. Feldman, K. T., “Review of the Literature on Sondhaus Thermoacoustic Phenomena”, *J. Sound Vib.*, 7: 71 – 82, 1968.
9. Feldman, K. T., “Review of the Literature on Rijke Thermoacoustic Phenomena”, *J. Sound Vib.*, 7: 83 – 89, 1968.
10. Zinn, B., “Pulsating Combustion”, In F. J. Weinberg, editor, *Advanced Combustion Methods*, pages 113 – 181, Academic, London, 1986.
11. Hofler, T. J., Wheatley, J. C., Swift, G. W. and Migliori, A., “Acoustic Cooling Engines”, US Patent No. 4,722,201, 1988.
12. Hofler, T. J., “Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance”, PhD thesis, Physical department, University of California, San Diego, 1986.
13. Gifford, W. E. and Longworth, R. C., “Pulse Tube Refriheration Progress”, *Adv. Cryogenic Eng.*, 10 B: 69 – 79, 1965.
14. Mikulin, E. L., Tarasov, A. A. and Shkrebyonock, M. P., “Low – Temperature Expansion Pulse Tubes”, *Adv. Cryogenic Eng.*, 29: 629 – 637, 1984.
15. Radebaugh, R., “ A Review of Pulse Tube Refrigeration”, *Adv. Cryogenic Eng.*, 35: 1191 – 1205, 1990.
16. Walker, G., “Stirling Engines”, Clarendon, Oxford, 1960.
17. Organ, J. A., “Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine”, Cambridge University Press, 1992.
18. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., “Stirling Cycle Engine Analysis”, Adam Hilger, Bristol UK, 1984.
19. Ceperley, P. H., “A Pistonless Stirling Engine – The Travelling Wave Heat Engine”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 66: 1508 – 1513, 1979.
20. Ceperley, P. H., “Gain and Efficiency of a Short Travelling Wave Heat Engine”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 77: 1239 – 1244, 1985.
21. Yazaki, T., Iwata, A., Maekawa, T. and Tominaga, A., “Travelling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube”, *Phys. Rev. Lett.*, 81: 3128 – 3131, 1998.
22. de Block, C. M., “Thermoacoustic System”, Dutch Patent: International Application Number PCT/NL98/00515, 1998, US Patent 6,314,740, November 13, 2001.
23. Backhaus, S. and Swift, G. W., “A Thermoacoustic – Stirling Heat Engine”, *Nature*, 399: 335 – 338, 1999.

24. Swift, G. W., “Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators”, Acoustical Society of America Publications, Sewickley PA, 2002.
25. Wheatley, J. C. and Cox, A., “Natural Engines”, *Physics Today*, 38: 50 – 57, August 1985.
26. Olson, J. R. and Swift, G. W., “Acoustic Streaming in Pulse Tube Refrigerators: Tapered Pulse Tubes”, *Cryogenics*, 37: 769 – 776, 1997.
27. Rott, N., “The Influence of Heat Conduction on Acoustic Streaming”, *Z. Angew. Math. Phys.*, 25: 417 – 421, 1974.
28. Spoor, P. S. and Swift, G. C., “Thermoacoustic Separation of a He – Ar Mixture”, *Phys. Rev. Lett.*, 85: 1646 – 1649, 2000.
29. Geller, D. A. and Swift, G. C., “Thermoacoustic Enrichment of the Isotopes of Neon”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 115: 2059 – 2070, 2004.
30. Swift, G. C., “What Is Thermoacoustics – A Brief Description, With Technical Details and Citations”, Condensed Matter and Thermal Physics Group, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico, April 28, 2004.
31. Tijiani, M. E. H, Zeegers, J. C. H. and de Waele, A. T. A. M., “Construction and performance of a thermoacoustic refrigerator”, *Cryogenics* 42, 59 – 66, 2002.
32. Hatazawa, M., Sugita, H., Ogawa, T. and Seo, Y., “Performance of a thermoacoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine”, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers (Part B)* 70 (689), 292 – 299, 2004.
33. Wakeland, R. S. and Koelian, R. M., “Influence of velocity profile nonuniformity on minor losses for flow exiting thermoacoustic heat exchangers (1)”, *J. Acous. Soc. Am.* 112 (4), 1249 – 1252, 2002.
34. Wakeland, R. S. and Koelian, R. M., “Calculated effects of pressure – driven temperature oscillations on heat exchangers in thermoacoustic devices with and without a stack”, *J. Acous. Soc. Am.* 116 (1), 294 – 302, 2004.
35. Wetzel, M. and Herman, C., “Design optimisation of thermoacoustic refrigerators”, *Int. J. Refrig.* 20 (1), 3 – 21, 1997.
36. Backhaus, S. and Swift, G. W., “New varieties of thermoacoustic engines”, *Proceedings of the 9th International Congress on Sound and Vibration*, Orlando FL, USA, July 8 – 11, 2002.
37. <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Machine-thermoacoustique.png>
38. Wheatley, J. C., Swift, G. and Migliori, A., “The natural heat engine”, *Los Alamos Science* 14, 2 – 33, Los Alamos National Laboratories, USA, 1986.

39. Chen, G. B. and Jin, T., “Experimental investigation on the onset and damping behaviour of the oscillation in a thermoacoustic prime mover”, *Cryogenics* 39, 843 – 846, 1999.
40. Swift, G. W., “Thermoacoustic engines”, *J. Acoust. Soc. Am.* 84 (4), 1145 – 1180, 1988.
41. Tijiani, M. E. H., “Loudspeaker – driven thermo – acoustic refrigeration”, PhD thesis, Eindhoven University of Technology, Netherlands, 2001.
42. Merkli, P. and Thomann, H., “Thermoacoustic effects in a resonance tube”, *J. Fluid Mech.* 70 (1), 161 – 177, 1975.
43. Feldman, K. T., “A study of heat generated pressure oscillations in a closed end pipe”, PhD dissertation, Mechanical Engineering Department, Univ. of Mo., 1966.
44. Feldman, K. T. and Carter, R. L., “A study of heat driven oscillations in a gas”, *Trans. ASME C, J. Heat Trans.* 92, 536 – 541, 1970.
45. Wheatley, J. C., Hofler, T., Swift, G. W. and Migliori, A., “Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines”, *Am. J. Phys.* 53, 147 – 162, 1985.
46. Wollan, J. J., Swift, G. W., Backhaus, S. and Gardner, D. L., “Development of a thermoacoustic natural gas liquefier”, *Proceedings of AIChE Meeting, New Orleans LA, March 11 – 14, 2002.*
47. Garrett, S. L. and Backhaus, S., “The power of sound”, *American Scientist* 88 (6), 516 – 525, 2000.
48. Ceperley, P. H., “Resonant travelling wave heat engine”, U.S. Patent 4,355,517, 1982.
49. Backhaus, S. and Swift, G. W., “A thermoacoustic – Stirling heat engine”, *J. Acoust. Soc. Am.* 107, 3148 – 3166, 2000.
50. Backhaus, S. and Swift, G. W., “Fabrication and use of parallel-plate regenerators in thermoacoustic engines”, *Proceedings of the 36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Savannah GA, 29 July – 2 August, 2001.*
51. Nyborg, W. L. M., “Acoustic streaming”, *Physical Acoustics IIB*, 265 – 331, edited by W. P. Mason, Academic Press, 1965.
52. Gedeon, D., “DC gas flows in Stirling and pulse-tube cryocoolers”, *Cryocoolers* 9, 385 – 392, edited by R. G. Ross, Plenum, New York, 1997.
53. Wheatley, J. C., Swift, G. W., Migliori, A. and Hofler, T., “Heat – driven Acoustic Cooling Engine Having no Moving Parts”, U.S. Patent No. 4,858,441, Aug. 22, 1989.
54. Jones, R. R., “High – Tech Elite”, *R & D Magazine* 32 (10), 61, 1990.
55. Wheatley, J. C., Holfer, T., Swift, G. W. and Migliori, A., “Experiments with an Intrinsically Irreversible Heat Engine”, *Phys. Rev. Lett.* 50, 499, 1983.

56. Wheatley, J. C., Holfer, T., Swift, G. W. and Migliori, A., “An Intrinsically Irreversible Thermoacoustic Heat Engine”, J. Acoust. Soc. Am. 74, 153, 1983.
57. Wheatley, J. C., Holfer, T., Swift, G. W. and Migliori, A., “Acoustical Heat Pumping Engine”, U.S. Patent No. 4,398,398, Aug. 16, 1983.
58. Wheatley, J. C., Holfer, T., Swift, G. W. and Migliori, A., “Intrinsically Irreversible Heat Engine”, U.S. Patent No. 4,489,553, Dec. 25, 1984.
59. Hofler, T. J., “Concepts for Thermoacoustic Refrigeration and a Practical Device”, Proc. 5th Int. Cryocooler Conf., 18 – 19 Aug., Monterey, CA, 1988.
60. Garrett, S. L., Adef, J. A. and Holfer, T. J., “ThermoAcoustic Refrigeration for Space Application”, J. Thermophysics and Heat Transfer (AIAA) 7 (3), 1993.
61. Garrett, S., “ThermoAcoustic Life Sciences Refrigerator”, NASA Tech. Report No. LS – 10114, Johnson Space Center, Space and Life Sciences Directorate, Huston TX, October 31, 1991.
62. Garrett, S. L., Hofler, T. J. and Perkins, D. K., “Thermoacoustic Refrigeration”, Refrigeration and Air Conditioning Technology Workshop, Breckenridge Hilton, Breckenridge, CO, June 23 – 25, 1993.
63. <http://www.acs.psu.edu/thermoacoustics/refrigeration/setac.htm>
64. Corey, J., “On – Demand LOX & LN2 by On – Site Acoustic Liquefiers”, CFIC – Qdrive, 302 Tenth St., Troy, New York, 12180 USA, 2008.

5. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΨΥΚΤΗ STIRLING 4K ΕΝΟΣ ΣΤΑΔΙΟΥ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΨΥΞΗ

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

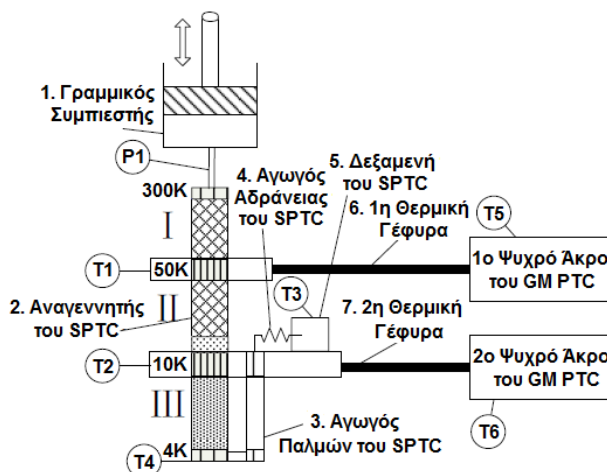
Η εφαρμογή των υπεραγωγών χαμηλών θερμοκρασιών απαιτεί τη χρήση ψυκτών με ψυκτική ικανότητα $4K$. Οι κρυογονικοί ψύκτες Gifford – McMahon (GM) και οι κρυογονικοί ψύκτες GM με αγωγό παλμών (PTC) που λειτουργούν σε συχνότητες $1 - 2 Hz$ είναι οι τυπικοί ψύκτες με ικανότητα ψύξης $4K$. Οι κρυογονικοί ψύκτες με αγωγό παλμών τύπου Stirling (SPTC) που λειτουργούν σε συχνότητες $30 - 60 Hz$ έχουν τα πλεονεκτήματα της συμπαγούς κατασκευής, του μικρού βάρους και της μεγάλης διάρκειας ζωής συγκρινόμενοι με τους παραπάνω κρυογονικούς ψύκτες. Κατά συνέπεια η έρευνα στους STPC που δουλεύουν στους $4K$ είναι πολύ σημαντική για στρατιωτικές και διαστημικές εφαρμογές [1].

Γίνεται μεγάλη προσπάθεια και θεωρητικά αλλά και πειραματικά για να αναπτυχθούν STPC που θα δουλεύουν γύρω από τη θερμοκρασία του υγρού ηλίου (Olson, Moore, Champagne, Roth, Evtimov, Jensen, Collaco και Nast – 2006, Nast, Olson, Champagne, Mix, Evtimov, Roth και Collaco – 2008, Radebaugh, Huang, O' Gallagher και Gary – 2008) [2, 3, 4]. Οι μόνες μηχανές που είναι ικανές να επιτύχουν θερμοκρασίες ίσες με του υγρού ηλίου είναι δύο Stirling τεσσάρων σταδίων (four – stage) τύπου PTC που αναπτύχθηκαν από τη Lockheed Martin Advanced Technology Center (Olson, Moore, Champagne, Roth, Evtimov, Jensen, Collaco και Nast – 2006, Nast, Olson, Champagne, Mix, Evtimov, Roth και Collaco – 2008) [2, 3]. Ωστόσο, η συμπεριφορά του αναγεννητή σε μία μηχανή Stirling τύπου PTC τεσσάρων σταδίων που φθάνει ως τους $4K$ δεν έχει κατανοηθεί πλήρως από τη σχετική βιβλιογραφία και η απόδοση ενός SPTC $4K$ είναι ακόμη πολύ χαμηλή. Αναπτύχθηκε ένα SPTC ενός σταδίου με πρόψυξη από ένα GM τύπου PTC δύο σταδίων, για να κατανοηθούν τα χαρακτηριστικά του PTC των $4K$ σε υψηλή συχνότητα με εστίαση στη συμπεριφορά του αναγεννητή όταν λειτουργεί σε πεδίο θερμοκρασιών $4 - 10 K$ (Qiu, Li, Gan και Dai – 2008, Li, Dai, Qiu και Gan – 2009, Gan, Li, Qiu, Chen και Dai – 2009) [5, 6, 7]. Για να βελτιωθεί η απόδοση του SPTC των $4K$, βελτιστοποιήθηκε η μήτρα του αναγεννητή και οι παραμέτροι λειτουργίας, όπως η συχνότητα λειτουργίας, η μέση πίεση και οι λόγοι πίεσης. Ωστόσο, η απόδοση δεν είναι ακόμη τόσο καλή συγκρινόμενη με τα αποτελέσματα των υπολογισμών μέσω του λογισμικού *REGEN 3.3* (Gary et al. – 2006) [8]. Σκοπός του παρόντος κειμένου είναι να επισημάνει τη διαφορά μεταξύ της υπάρχουσας θεωρίας και των πραγματικών

πειραματικών αποτελεσμάτων σε ότι αφορά τους SPTC των 4K και να παράσχει κάποια καθοδήγηση για το σχεδιασμό του SPTC των 4 K.

5.2 ΟΡΓΑΝΩΣΗ ΤΟΥ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ

Η μηχανή Stirling τύπου PTC σχεδιάστηκε βασισμένη σε μία πρακτική εφαρμογή προσομοίωσης αναγεννητή γνωστή ως REGEN 3.3 που αναπτύχθηκε στο Εθνικό Ινστιτούτο Τυποποίησης και Τεχνολογίας των Η.Π.Α. (National Institute of Standards and Technology, NIST). Η σχηματική αναπαράσταση της μηχανής Stirling τύπου PTC με πρόψυξη φαίνεται στο σχήμα 5-1 (Gan, Chen, Li, και Qiu – 2009) [9]. Η GM τύπου PTC οδηγείται από ένα συμπιεστή Ηλίου με ρυθμισμένη ισχύ εισόδου 7.5 KW και η Stirling τύπου PTC οδηγείται από ένα γραμμικό συμπιεστή με μέγιστη ηλεκτρική ισχύ εισόδου 280 W. Η συχνότητα λειτουργίας του γραμμικού συμπιεστή μπορεί να μεταβληθεί από 25 έως 70 Hz. Ο αναγεννητής της μηχανής Stirling τύπου PTC αποτελείται από τρία τμήματα (I, II και III) σύμφωνα με το προβλεπόμενο από το σχέδιο εύρος θερμοκρασιών, όπως φαίνεται στο σχήμα 5-1. Η μηχανή Stirling τύπου PTC λειτουργεί στην κατάσταση αδράνειας. Ο ψυχρός αγωγός αδράνειας (cold inertance tube) και η δεξαμενή σχεδιάστηκαν ως ο επιλογέας συχνότητας της μηχανής Stirling τύπου PTC για καλύτερη σχέση φάσης μεταξύ της πίεσης και της ροής μάζας και τοποθετούνται στη θερμική γέφυρα του δεύτερου σταδίου. Οι δύο θερμικές γέφυρες, που βρίσκονται στο πρώτο στάδιο του κρύου άκρου και στο δεύτερο στάδιο του κρύου άκρου της GM τύπου PTC, χρησιμοποιούνται για να παρέχουν την απαραίτητη πρόψυξη για τη μηχανή Stirling τύπου PTC στις θέσεις σύνδεσης των τμημάτων του αναγεννητή. Η διάταξη των θερμομέτρων φαίνεται επίσης στο σχήμα 5-1. Η θερμοκρασία στο ψυχρό άκρο της μηχανής Stirling τύπου PTC (T_4) μετριέται από ένα βαθμονομημένο θερμόμετρο Cernox (με ακρίβεια 0.014 K, όταν η θερμοκρασία είναι κάτω από τους 10 K) και πέντε βαθμονομημένα θερμόμετρα με αντίσταση από ρόδιο και σίδηρο (Rh – Fe, ακρίβεια 0.1 K) χρησιμοποιούνται για να μετρήσουμε θερμοκρασίες σε άλλα σημεία (T1 – T3, T5 – T6). Δύο ηλεκτρικοί θερμαντήρες είναι τοποθετημένοι στο πρώτο και δεύτερο στάδιο του κρύου άκρου της GM τύπου PTC, για να ρυθμίζουν τις θερμοκρασίες πρόψυξης. Η στατική και δυναμική πίεση στην είσοδο του αναγεννητή της μηχανής Stirling τύπου PTC (P1) μετριέται επίσης όπως φαίνεται στο σχήμα 5-1. Ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιείται το ήλιο (${}^4_2\text{He}$).



Σχήμα 5-1. Σχηματική αναπαράσταση του ενός σταδίου STC με πρόψυξη.

5.3 Η ΜΗΤΡΑ ΤΟΥ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΗ

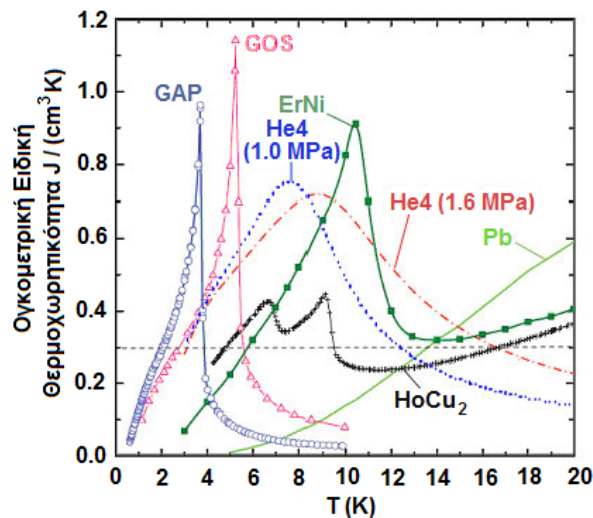
Ο αναγεννητής είναι βασικό στοιχείο όλων των αναγεννητικών κρυογονικών ψυκτών. Η αποδοτικότητα του αναγεννητή που λειτουργεί στους 4 K (μέρος III, $4\text{ K} - 10\text{ K}$) είναι ζωτικής σημασίας για τη συμπεριφορά της μηχανής Stirling τύπου PTC που λειτουργεί στη θερμοκρασία του υγρού ηλίου. Προηγουμένως, οι ερευνητές είχαν κάνει ορισμένους υπολογισμούς για τη συμπεριφορά του αναγεννητή στους 4 K (Li, Dai, Qiu και Gan – 2009, Gan, Li, Qiu, Chen και Dai – 2009) [6, 7]. Η ογκομετρική ειδική θερμοχωρητικότητα της αναγεννητικής μήτρας πρέπει να είναι πολύ μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του εργαζόμενου ρευστού για να έχουμε συναλλαγή θερμότητας μεταξύ τους. Το σχήμα 5-2 παρουσιάζει την ογκομετρική ειδική θερμοχωρητικότητα της τυπικής αναγεννητικής μήτρας που χρησιμοποιήθηκε κάτω από τους 20 K . Η ειδική θερμοχωρητικότητα των τυπικών υλικών της μήτρας είναι αρκετά χαμηλή κοντά στους 4 K και η ειδική θερμοχωρητικότητα του ηλίου αυξάνεται καθώς μειώνεται η θερμοκρασία. Ως αποτέλεσμα, ο αναγεννητής του τελευταίου τμήματος έχει σημαντική επίδραση στη συμπεριφορά του STPC.

Για να εξετάσουν την επίδραση της αναγεννητικής μήτρας στη συμπεριφορά του αναγεννητή στους 4 K σε υψηλή συχνότητα, έγινε σύγκριση μεταξύ δύο τύπων αναγεννητικής μήτρας (HoCu_2 και GOS) (Numazawa, Yanagitani, Nozawa, Ikeya, Li και Satoh – 2003) [10] θεωρητικά και πειραματικά στην παρούσα έκθεση. Το σχήμα 5-3 παρουσιάζει φωτογραφία των σωματιδίων της αναγεννητικής μήτρας από HoCu_2 και GOS με τη βοήθεια μικροσκοπίου. Το σχήμα 5-4 δείχνει τη σύνθεση των δύο διαφορετικών περιπτώσεων της μήτρας του αναγεννητή που συγκρίνονται στους υπολογισμούς και τα πειράματα.

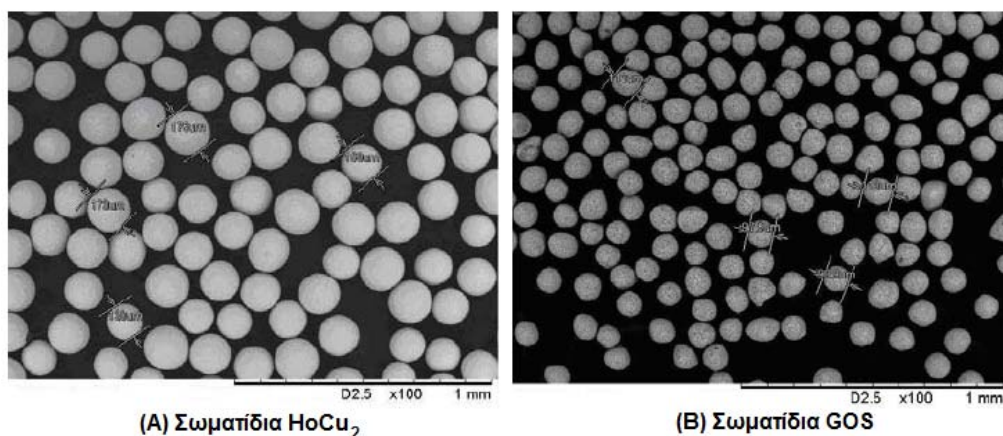
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΨΥΚΤΗ STIRLING 4K ΕΝΟΣ ΣΤΑΔΙΟΥ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΨΥΞΗ

Τα υλικά που αναφέρθηκε ότι χρησιμοποιήθηκαν για τη μήτρα του αναγεννητή είναι τα εξής:

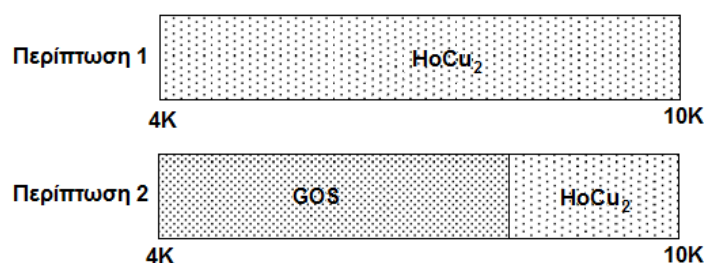
1. το $HoCu_2$, που ονομάζεται “Όλμιο Χαλκός 2” (Holmium Copper 2) και αποτελείται από δύο μέταλλα: το Όλμιο ($^{165}_{67}Ho$), που ανήκει στην ομάδα των Λανθανίδων (Σπάνιων Γαιών) του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων και το Χαλκό ($^{63.5}_{29}Cu$) που ανήκει στην ομάδα I_B του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων.
2. το GOS ή Gd_2O_2S , που ονομάζεται “Θειούχο Οξείδιο του Γαδολίνιου”, είναι φωσφορούχο υλικό και αποτελείται από τρία στοιχεία, ένα εκ των οποίων είναι μέταλλο και τα άλλα δύο μη μεταλλικά υλικά: το Γαδολίνιο ($^{157}_{64}Gd$), που ανήκει στην ομάδα των Λανθανίδων (Σπάνιων Γαιών) του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων, το Οξυγόνο ($^{16}_8O$) και το Θείο ($^{32}_{16}S$), που αμφότερα ανήκουν στην ομάδα VI_A του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων.



Σχήμα 5-2. Ογκομετρική ειδική θερμοχωρητικότητα της αναγεννητικής μήτρας κάτω από τους 20 K.



Σχήμα 5-3. Φωτογραφία από μικροσκόπιο των σωματιδίων της αναγεννητικής μήτρας που χρησιμοποιήθηκαν στο πείραμα.

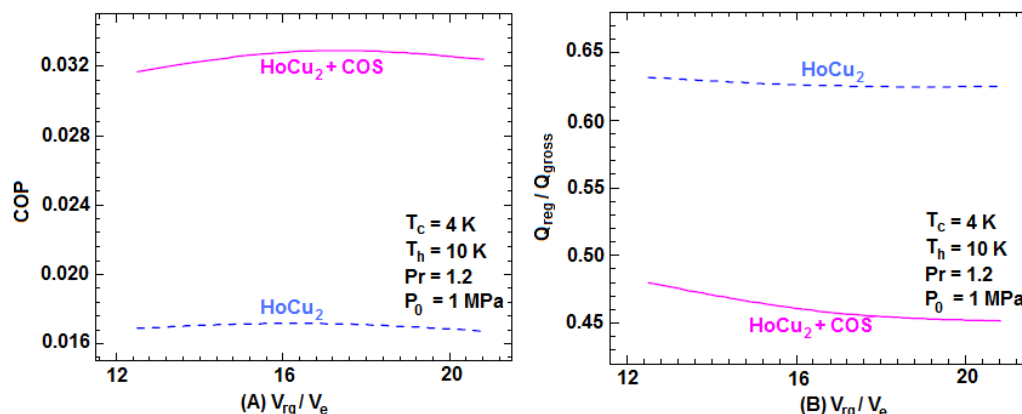


Σχήμα 5-4. Σύσταση της μήτρας του μέρους III του αναγεννητή.

5.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΕΝΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ SPTC ΜΕ HoCu_2 ΚΑΙ GOS

Οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται για την απόδοση του μέρους III του αναγεννητή και είναι βασισμένοι στο REGEN 3.3. Στο σχήμα 5-5 παρουσιάζεται η επίδραση που έχει ο λόγος του όγκου του αερίου στον αναγεννητή προς τον όγκο του αερίου, που έχει σαρωθεί στο κρύο άκρο, στο συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και στις σχετικές απώλειες του αναγεννητή (απώλειες αναγεννητή / μεικτή ψυκτική ικνότητα) σε ένα SPTC 4 K. Από τα αποτελέσματα παρατηρούμε ότι με τη χρήση GOS σε θερμοκρασία γύρω στους 4 K αυξάνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς κατά περίπου 100 %, εξαιτίας της μείωσης στη ροή ενθαλπίας που σχετίζεται με τη μη τέλεια μετάδοση θερμότητας μεταξύ της μήτρας του αναγεννητή και του ηλίου στον αναγεννητή. Και ο βέλτιστος λόγος του όγκου του αερίου στον αναγεννητή προς τον όγκο που έχει σαρωθεί στο ψυχρό άκρο είναι περίπου 16 και για τις δύο περιπτώσεις. Δεδομένου του γεγονότος ότι, όταν ο λόγος των όγκων είναι πάρα πολύ μεγάλος, οι απώλειες στο θερμότερο αναγεννητή θα αυξηθούν δραματικά λόγω της μη

τέλειας γωνίας φάσης μεταξύ της ροής μάζας και της πίεσης, για το πείραμα χρησιμοποιήθηκε μία τιμή γύρω στο 12.

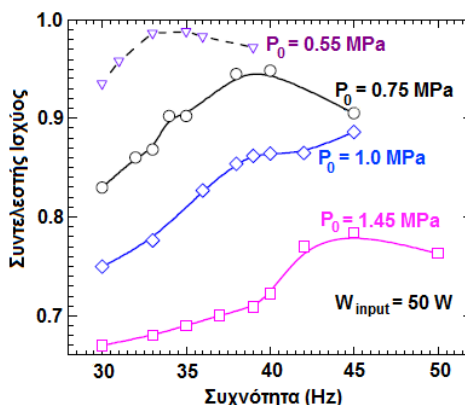


Σχήμα 5-5. Επίδραση του λόγου του όγκου του αερίου προς τον όγκο που έχει σαρωθεί στο ψυχρό άκρο στο συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και στις σχετικές απώλειες αναγεννητή.

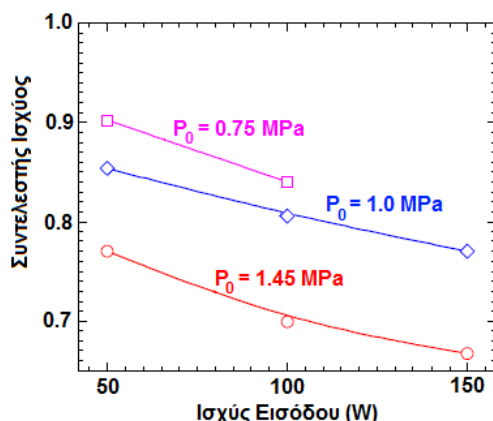
5.5 ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

5.5.1 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΙΣΧΥΟΣ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Το σχήμα 5-6 παρουσιάζει την επίδραση της συχνότητας στο συντελεστή ισχύος (πραγματική ισχύς / ηλεκτρική ισχύς) υπό διαφορετικές μέσες πιέσεις. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η βέλτιστη συχνότητα για το γραμμικό συμπιεστή αυξάνεται με τη μέση πίεση. Και η απόδοση του γραμμικού συμπιεστή μειώνεται καθώς αυξάνεται η μέση πίεση. Το σχήμα 5-7 παρουσιάζει την επίδραση της ισχύος εισόδου στο συντελεστή ισχύος του γραμμικού συμπιεστή. Ο συντελεστής ισχύος του γραμμικού συμπιεστή μειώνεται σημαντικά καθώς αυξάνεται η ηλεκτρική ισχύς εισόδου.



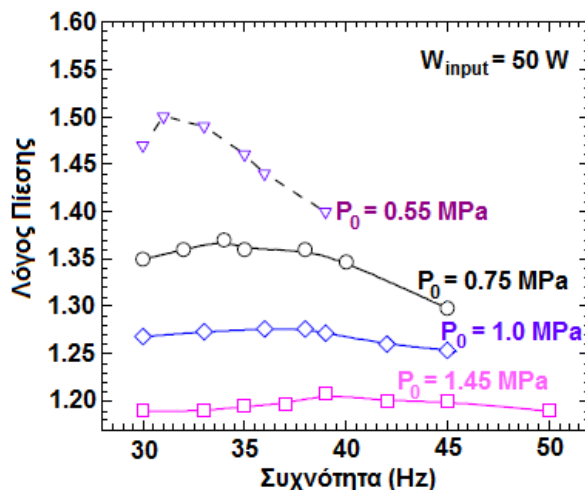
Σχήμα 5-6. Επίδραση της συχνότητας στο συντελεστή ισχύος του γραμμικού συμπιεστή υπό διαφορετικές μέσες πιέσεις.



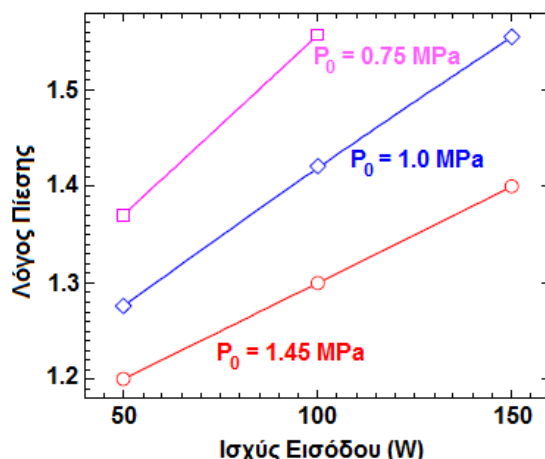
Σχήμα 5-7. Επίδραση της ισχύος εξόδου στο συντελεστή ισχύος του γραμμικού συμπιεστή υπό διαφορετικές μέσες πιέσεις.

5.5.2 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟ ΛΟΓΟ ΠΙΕΣΕΩΝ ΤΟΥ ΓΡΑΜΜΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Το σχήμα 5-8 παρουσιάζει την επίδραση της συχνότητας στο λόγο πιέσεων του γραμμικού συμπιεστή με ηλεκτρική ισχύ εισόδου 50 W . Η βέλτιστη συχνότητα σε σταθερή πίεση αυξάνεται καθώς αυξάνεται η μέση πίεση. Το σχήμα 5-9 παρουσιάζει το λόγο πίεσης του γραμμικού συμπιεστή ως συνάρτηση της ισχύος εισόδου. Ο λόγος πίεσης αυξάνεται σχεδόν γραμμικά με την ισχύ εισόδου.



Σχήμα 5-8. Επίδραση της συχνότητας γραμμικού συμπιεστή για διαφορετικές τιμές της μέσης πίεσης.



Σχήμα 5-9. Επίδραση της ισχύος εισόδου στο λόγο πίεσης γραμμικού συμπεστού για διαφορετικές τιμές της μέσης πίεσης.

5.6 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΟΥ SPTC 4 K

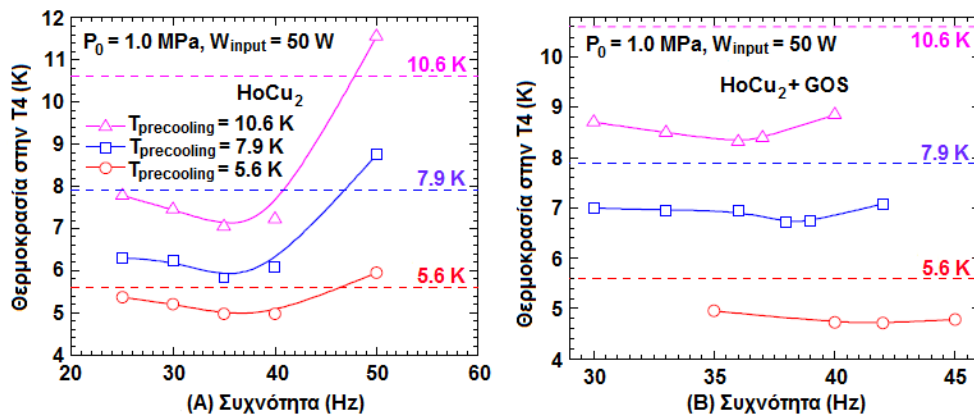
Η απόδοση του τμήματος III του αναγεννητή είναι ζωτικής σημασίας για την απόδοση της μηχανής Stirling τύπου PTC. Ως αποτέλεσμα, ερευνήθηκε πειραματικά η επίδραση της θερμοκρασίας της θερμικής γέφυρας του δεύτερου σταδίου (T2, σχήμα 5-1) στη θερμοκρασία ψύξης της μηχανής Stirling τύπου PTC (T4), ενώ η θερμοκρασία της θερμικής γέφυρας του πρώτου σταδίου (T1) διατηρείται σχεδόν σταθερή γύρω από τους 50 K στο προκαταρκτικό στάδιο. Στο κείμενο που ακολουθεί η θερμοκρασία πρόψυξης (precooling temperature) αναφέρεται στη θερμοκρασία της θερμικής γέφυρας του δευτέρου σταδίου, T2.

5.6.1 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΨΥΞΗΣ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ ΠΡΟΨΥΞΗΣ

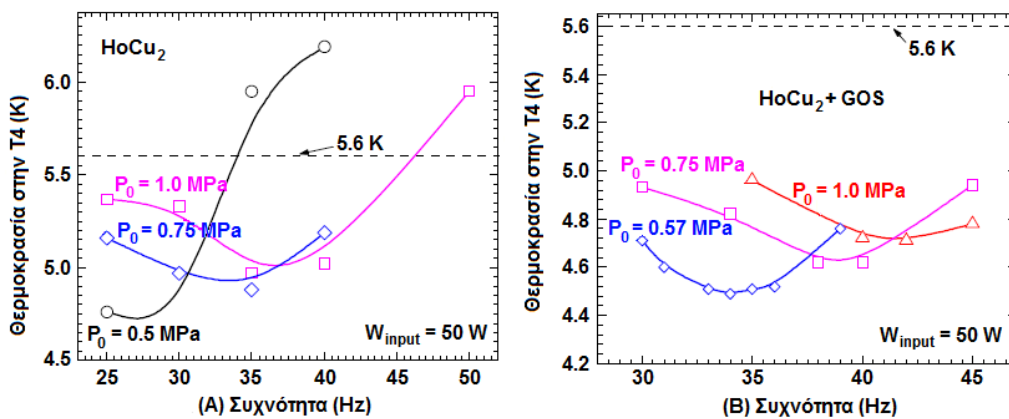
Το σχήμα 5-10 παρουσιάζει τα πειραματικά αποτελέσματα της επίδρασης της συχνότητας στη θερμοκρασία ψύξης της μηχανής Stirling τύπου PTC για διάφορες θερμοκρασίες πρόψυξης (T2) με HoCu₂ (περίπτωση 1) και με αμφότερα τα HoCu₂ και GOS (περίπτωση 2). Στο πείραμα η θερμοκρασία πρόψυξης (T2) διατηρήθηκε στους 10.6 K, 7.9 K και 5.6 K αντίστοιχα. Η μέση πίεση διατηρήθηκε σταθερή στο 1 MPa. Με τη χρήση του GOS η απόδοση του SPTC 4 K βελτιώνεται όταν η θερμοκρασία πρόψυξης είναι 5.6 K. Η χαμηλότερη θερμοκρασία που επιτεύχθηκε είναι περίπου 5 K για την περίπτωση 1, ενώ η χαμηλότερη θερμοκρασία για την περίπτωση 2 είναι 4.7 K. Όταν η θερμοκρασία πρόψυξης είναι υψηλότερη, όπως 7.9 K και 10.6 K, η απόδοση του STPC 4 K στην περίπτωση 2 δεν είναι τόσο καλή όσο στην περίπτωση 1. Βασικός λόγος μπορεί να είναι το γεγονός ότι η απόδοση της εκτόνωσης του αγωγού παλμών είναι πολύ μικρότερη από 80 %, την τιμή που

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΨΥΚΤΗ STIRLING 4K ΕΝΟΣ ΣΤΑΔΙΟΥ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΨΥΞΗ

είχε υποθεθεί για τους υπολογισμούς. Ο αγωγός παλμών λειτουργεί σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία ($4\text{ K} - 10\text{ K}$). Το μεγαλύτερο μέρος από τον όγκο του αγωγού παλμών πληρώνεται με ήλιο πολύ υψηλής πυκνότητας που συμπεριφέρεται περίπου όπως το υγρό ήλιο. Ως αποτέλεσμα, ο ενεργός όγκος του αγωγού παλμών είναι πολύ μικρότερος από 3 – 5 φορές τον όγκο που έχει σαρωθεί στο κρύο άκρο. Η θερμοκρασία ψύξης του SPTC δεν μπορεί να φθάσει τη θερμοκρασιακή περιοχή γύρω από τους 5.2 K όπου η θερμοχωρητικότητα του GOS είναι μεγάλη.



Σχήμα 5-10. Επίδραση της συχνότητας στην T4 με διαφορετικές θερμοκρασίες πρόψυξης T2.



Σχήμα 5-11. Επίδραση της συχνότητας στην T4 με διαφορετικές τιμές της μέσης πίεσης όταν η T2 είναι 5.6 K .

5.6.2 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΨΥΞΗΣ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΤΙΜΕΣ ΤΗΣ ΜΕΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Έγιναν πειράματα για την επίδραση της συχνότητας στην T4 με διαφορετικές τιμές της μέσης πίεσης, όταν η T2 είναι 5.6 K , και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο σχήμα 5-11. Η βέλτιστη συχνότητα αυξάνεται με τη μέση πίεση και για τις δύο περιπτώσεις. Αλλά, για την

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΨΥΚΤΗ STIRLING 4K ΕΝΟΣ ΣΤΑΔΙΟΥ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΨΥΞΗ

περίπτωση 1, όταν χρησιμοποιείται μόνο HoCu_2 ως αναγεννητική μήτρα, η συχνότητα έχει σημαντική επίδραση στη θερμοκρασία ψύξης του SPTC. Όταν η συχνότητα είναι 35 Hz , η θερμοκρασία ψύξης υπερβαίνει τη θερμοκρασία πρόψυξης στα 0.55 MPa . Αυτό συμβαίνει επειδή οι απώλειες, που σχετίζονται με την ατελή μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή, αυξάνονται όπως και η συχνότητα. Η χαμηλότερη θερμοκρασία για την περίπτωση 1 και την περίπτωση 2 είναι 4.65 K και 4.49 K αντίστοιχα.

5.7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Πραγματοποιήθηκε θεωρητική και πειραματική έρευνα σε μία μηχανή Stirling τύπου PTC με πρόψυξη που λειτουργεί στους 4 K . Για να μειωθούν οι απώλειες του αναγεννητή, που σχετίζονται με την ατελή μετάδοση θερμότητας, χρησιμοποιήθηκε ένα κεραμικό υλικό GOS ως μήτρα κοντά στους 4 K . Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι με τη χρήση του GOS η απόδοση του SPTC 4 K βελτιώνεται, όταν η θερμοκρασία πρόψυξης είναι χαμηλή. Η χαμηλή μέση πίεση μπορεί να βελτιώσει την απόδοση του SPTC 4 K . Και η βέλτιστη συχνότητα του SPTC αυξάνεται όπως η μέση πίεση. Η επίδραση του αγωγού παλμών στην απόδοση του SPTC 4 K δεν ερευνήθηκε.

5.8 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 5^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Li, Z. P., Chen, J., Gan, Z. H. and Qiu, L. M., “Theoretical and experimental investigation of a 4 K single – stage Stirling type pulse tube cryocooler with precooling”, Advances in Cryogenic Engineering: Transactions of the Cryogenic Engineering Conference, Vol. 55, pp. 1609 – 1616. American Institute of Physics, 2010.
2. Olson, J., Moore, M., Champagne, P., Roth, E., Evtimov, B., Jensen, J., Collaco, A., and Nast, T., “Development of a space – type 4 – stage pulse tube cryocooler for very low temperature”, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 51, American Institute of Physics, pp. 623 – 631, New York, USA, 2006.
3. Nast, T., Olson, J., Champagne, P., Mix, J., Evtimov, B., Roth, E., and Collaco, A., “Development of a 4.5 K pulse tube cryocooler for superconducting electronics”, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 53, American Institute of Physics, pp. 881 – 886, New York, USA, 2008.
4. Radebaugh, R., Huang, Y. H., O’Gallagher, A., and Gary, J., “Calculated regenerator performance at 4 K with Helium – 4 and Helium – 3”, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 53, American Institute of Physics, pp. 225 – 234, New York, USA, 2008.

5. Qiu, L. M., Li, Z. P., Gan, Z. H. and Dai, L., “Design of a 4 K single – stage Stirling type pulse tube cooler precooled by a G – M type pulse tube cooler”, Proc. International Conference on Cryogenics and Refrigeration, Science Press, pp. 313 – 316, Beijing, P.R. China, 2008.
6. Li, Z. P., Dai, L., Qiu, L. M., and Gan, Z. H., “A 4 K single – stage Stirling type pulse tube cryocooler precooled by G – M type pulse tube cryocooler”, Proc. International Cryogenic Engineering Conference, Vol. 21, Edited by Ho – Myung Chang et al. The Korea Institute of Applied Superconductivity and Cryogenics, pp. 99 – 104, 2009.
7. Gan, Z.H., Li, Z.P., Qiu, L.M., Chen, J. and Dai, L., “Design and preliminary experimental investigation of a 4 K Stirling type pulse tube cryocooler with precooling”, J Zhejiang Univ Sci A 10, 2009.
8. Gary, J. et al., REGEN 3.3: User Manual. NIST, 2006.
9. Gan, Z. H., Chen, J., Li, Z. P. and Qiu, L. M., “Investigation on performance of high frequency pulse tube cryocooler at liquid helium temperature”, Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Vol. 41, pp. 1 – 5 (In Chinese), 2009.
10. Numazawa, T., Yanagitani, T., Nozawa, H., Ikeya, Y., Li, R. and Satoh, T., “A new ceramic magnetic regenerator material for 4 K cryocoolers”, Cryocoolers, Vol. 12, Kluwer Academic / Plenum Press, pp. 473 – 481, New York, 2003.

6. ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ ΔΥΟ ΣΤΑΔΙΩΝ 15 Κ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ

6.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η έρευνα πάνω στις εφαρμογές υπεραγώγιμων διατάξεων και εξοπλισμών υψηλής T_c (HTS), όπως υπεραγώγιμος κινητήρας, γεννήτρια, ασφάλειες ηλεκτρικού ρεύματος, καλώδιο μεταφοράς ηλεκτρικής ισχύος βρίσκει όλο και περισσότερο πρακτική εφαρμογή. Τα υπεραγώγιμα υλικά υψηλής T_c μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο τύπους, BSCCO (1^η γενιά) και YBCO (2^η γενιά), που πρέπει να λειτουργούν σε περιοχή θερμοκρασιών $30 - 40 K$ και $50 - 60 K$, αντίστοιχα. Έτσι η τεχνολογία των κρυογονικών ψυκτών για την ψύξη αυτών των συσκευών HTS γίνεται όλο και πιο σημαντική. Λόγω των πλεονεκτημάτων του μικρού βάρους, του μικρού μεγέθους και της υψηλής απόδοσης ο κρυογονικός ψυκτής τύπου Stirling με αγωγό παλμών είναι ένας από τους πολλά υποσχόμενους υποψηφίους. Σύμφωνα με την απαιτούμενη θερμοκρασία ψύξης, κοντά στους $30 K$, συστήνονται ως καταλληλότεροι οι κρυογονικοί ψυκτές αγωγού παλμού με στάδια (Pengda, Guobang, Jingjing και Weili – 2009) [1].

Μέχρι τώρα έχουν αναφερθεί μόνο μερικά πειραματικά αποτελέσματα για τους κρυογονικούς ψυκτές Stirling αγωγού παλμών με στάδια. Η Sunpower Inc. ανέπτυξε έναν κρυογονικό ψυκτή δύο σταδίων με αγωγό παλμών, που μπορεί να επιτύχει χαμηλότερη θερμοκρασία $24.4 K$ και $80 K$ στο πρώτο και το δεύτερο στάδιο αντίστοιχα και παρέχει $260 mW$ ψύξης στους $30 K$ (Wilson και Gedeon – 2004) [2]. Ένας κρυογονικός ψυκτής δύο σταδίων με αγωγό παλμών που αναπτύχθηκε από τη Sierra Lobo Inc. μπορεί να παρέχει $1.4 W$ στους $18.3 K$ στο δεύτερο στάδιο και $5 W$ στους $67 K$ στο πρώτο στάδιο με PV ισχύ εισόδου $600 W$ (Nguyen, Yeckley, Culler et al. – 2004) [3]. Ένας ψυκτής δύο σταδίων με αγωγό παλμών που λειτουργεί στο κρυογονικό πεδίο και αναπτύχθηκε από το Πανεπιστήμιο του Giessen πέτυχε ελάχιστη σταθερή θερμοκρασία $19.6 K$ στο δεύτερο στάδιο, ενώ το πρώτο στάδιο έφθασε στους $73 K$, με συχνότητα λειτουργίας $35 Hz$ (Yang και Thummes – 2005) [4]. Τελικά ο θερμικά συνδεδεμένος ψυκτής με δύο στάδια και αγωγό παλμών που αναπτύχθηκε από το Πανεπιστήμιο του Giessen και το Πανεπιστήμιο Zhejiang πέτυχε χαμηλότερη θερμοκρασία, $12.96 K$, με συνολική είσοδο ηλεκτρικής ισχύος $400 W$, όταν κάθε στάδιο οδηγούνταν από ένα ανεξάρτητο γραμμικό συμπιεστή (Tang, Chen και Thummes – 2005) [5]. Οι παραπάνω έρευνες ασχολήθηκαν περισσότερο με την ψυχρή κεφαλή (cold

head) του αγωγού παλμών, ωστόσο ο συμπιεστής διαδραματίζει εξίσου σημαντικό ρόλο σε ένα ψύκτη που λειτουργεί στο κρυογονικό πεδίο.

Για να εξεταστεί ο κρυογονικός ψύκτης με αγωγό παλμών και στάδια στο θερμοκρασιακό πεδίο λειτουργίας των HTS αναπτύχθηκε ένας κρυογονικός ψύκτης δύο σταδίων με αγωγό παλμών. Λαμβάνοντας υπόψη τη σπουδαιότητα του γραμμικού συμπιεστή έγινε, επίσης, προσπάθεια από τους ερευνητές να αναπτύξουν το δικό τους γραμμικό συμπιεστή τύπου κινούμενου μαγνήτη για να τον προσαρμόσουν στην ψυχρή κεφαλή του αγωγού παλμών.

6.2 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ

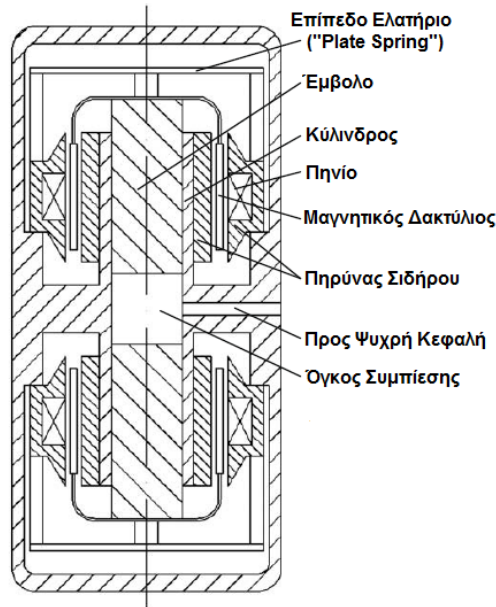
Σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε ένας κρυογονικός ψύκτης με δύο στάδια και αγωγό παλμών που οδηγείται από ένα γραμμικό συμπιεστή. Τα σχήματα 6-1 και 6-2 παρουσιάζουν τις κατασκευές του συμπιεστή και της ψυχρής κεφαλής.

Ο συμπιεστής είναι μία διαμόρφωση δύο αντίθετων εμβόλων (dual – opposed – piston) με δύο γραμμικούς κινητήρες τύπου κινούμενου μαγνήτη. Έτσι η ταλάντωση που οφείλεται στη παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μπορεί να εξουδετερωθεί. Ο γραμμικός κινητήρας στο συμπιεστή αποτελείται από μαγνήτη, πυρήνα σιδήρου σχηματισμένο σε δακτύλιο και πηνίο. Αφήνεται ένα κενό σε σχήμα δακτυλίου μεταξύ του εσωτερικού και του εξωτερικού σιδήρου. Ο μαγνητικός δακτύλιος μπορεί να κινείται ελεύθερα κατά την αξονική διεύθυνση. Όταν εφαρμόζεται εναλλασσόμενο ρεύμα στο πηνίο, δημιουργείται ένα εναλλασσόμενο μαγνητικό πεδίο στο κενό. Ο μαγνητικός δακτύλιος κινείται στην αξονική κατεύθυνση οδηγούμενος από το εναλλασσόμενο μαγνητικό πεδίο. Το πηνίο που είναι συνδεδεμένο με το μαγνήτη κινείται παλινδρομικά έτσι ώστε το εργαζόμενο ρευστό ρέει μέσα και έξω από το συμπιεστή.

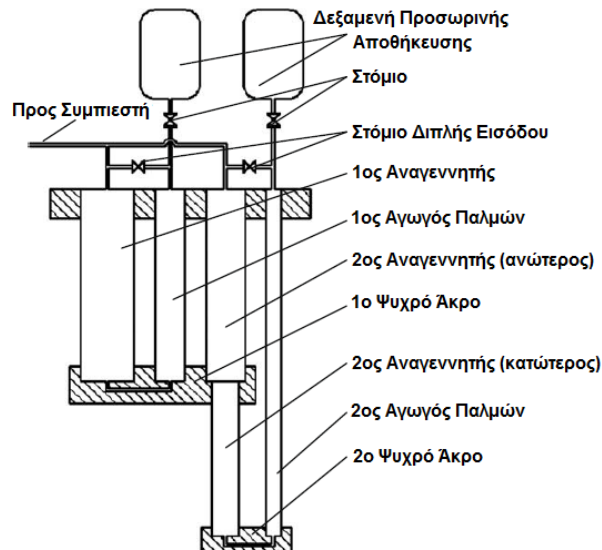
Οι διαστάσεις και οι ηλεκτρικές παράμετροι του συμπιεστή καθορίζονται από μία στατική ηλεκτρομαγνητική ανάλυση (Yan, Chen, Tang και Li – 2006) [6]. Ως πυρήνας σιδήρου χρησιμοποιούνται πολυστρωματικά φύλλα πυριτίου – χάλυβα για τη μείωση των απωλειών από το ρεύμα λόγω αυτεπαγωγής (eddy current). Χρησιμοποιείται ένας μαγνήτης από συμπτυκνωμένο NdFeB τύπου N35H. Αυτός ο τύπος μαγνήτη έχει υψηλή παραμένουσα μαγνήτιση περίπου 1.2 mT , μεγάλη δύναμη απομάκρυνσης παραμένουσας μαγνήτισης (coercive force) περίπου 1353 kA / m και υψηλή επιτρεπόμενη θερμοκρασία μέχρι τους $120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Το υλικό του παραπάνω μαγνήτη είναι μία ένωση τριών στοιχείων του Νεοδύμιου ($^{144}_{60}\text{Nd}$) που ανήκει στην ομάδα των Λανθανίδων (Σπάνιων Γαιών) του Περιοδικού Πίνακα

των Στοιχείων, του Σιδήρου ($^{56}_{26}Fe$) που ανήκει στην ομάδα VIII_B του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων και του Βόριου ($^{11}_5B$) που ανήκει στην ομάδα III_A ομάδα του Περιοδικού Πίνακα των Στοιχείων.



Σχήμα 6-1. Σχηματικό διάγραμμα του συμπιεστή.



Σχήμα 6-2. Σχηματικό διάγραμμα της ψυχρής κεφαλής.

Στο συμπιεστή χρησιμοποιούνται επίπεδα ελατήρια, το οποίο μορφοποιείται με μία μηχανή κοπής σύρματος από φύλλο ανοξειδωτου ελατού χάλυβα (spring steel) με πάχος 0.6

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ ΔΥΟ ΣΤΑΔΙΩΝ 15 Κ ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ

mm. Το σχήμα του αναλύθηκε και βελτιστοποιήθηκε στο ANSYS με το εργαλείο ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων. Η ποσότητα των επίπεδων ελατηρίων κάθε γραμμικού κινητήρα μπορεί να μεταβληθεί για να ρυθμιστεί η συνολική σκληρότητα. Σχεδιάστηκε ένας χώρος για να τοποθετηθούν 10 δίσκοι. Για να μειωθεί η πολυπλοκότητα της κατασκευής του συμπιεστή, τα επίπεδα ελατήρια στηρίζουν μόνο ένα άκρο του εμβόλου. Το άλλο άκρο του εμβόλου οδηγείται από τον κύλινδρο. Η εξωτερική επιφάνεια του εμβόλου επικαλύπτεται από μία μεμβράνη PTFE (Teflon[®], polytetrafluoroethylene membrane), η οποία λιπαίνει το έμβολο και τον κύλινδρο και παρατείνει τη διάρκεια ζωής του συμπιεστή. Υπάρχει ένα διάκενο περίπου 10 μm μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου για να συντηρήσει μία κατάλληλη δυναμική στεγάνωση.

Ο Πίνακας 6-1 παρουσιάζει τις κύριες παραμέτρους σχεδίασης του συμπιεστή. Έχει μέγιστο όγκο σάρωσης 60 cc και παρέχει PV ισχύ εξόδου 0 – 600 W, όταν εφαρμόζεται στο συμπιεστή εναλλασσόμενη τάση 0 – 220 V.

Πίνακας 6-1. Προδιαγραφές του συμπιεστή.

Αντικείμενο	Διαστάσεις Συμπιεστή	Μέγιστος Όγκος Σάρωσης	Μέγιστη PV ισχύς εξόδου	Περιοχή Τάσεων Εισόδου	Περιοχή Συχνοτήτων
Τιμή	198 mm x 550 mm	60 cc	600 W	0 – 200 V AC	30 – 60 Hz

Το σχήμα 6-3 παρουσιάζει την εσωτερική δομή του συμπιεστή που κατασκευάστηκε. Η εξωτερική του διάμετρος είναι 198 mm και το μήκος του 550 mm.

Η ψυχρή κεφαλή του αγωγού παλμών δύο σταδίων είναι μία διαμόρφωση διαχωρισμού αερίου θερμικής σύνδεσης. Και τα δύο στάδια έχουν τους δικούς τους αναγεννητές και αγωγούς παλμών και δεν υπάρχει ανάμιξη αερίου, εκτός από τις εισόδους των αναγεννητών. Ο αναγεννητής του δεύτερου σταδίου είναι χωρισμένος σε δύο μέρη και υπάρχει ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ τους, όπου το αέριο από τον ανώτερο αναγεννητή ψύχεται από το πρώτο ψυχρό άκρο.

Οι διαστάσεις της ψυχρής κεφαλής βελτιστοποιήθηκαν με το REGEN 3.2, ένα πρόγραμμα αριθμητικής ανάλυσης για αναγεννητικούς ψύκτες που αναπτύχθηκε από το NIST (National Institute of Standards and Technology, Εθνικό Ινστιτούτο Τυποποίησης και τεχνολογίας, ΗΠΑ). Οι κύριες παράμετροι της ψυχρής κεφαλής παρουσιάζονται στον Πίνακα 6-2.



Σχήμα 6-3. Φωτογραφία της εσωτερικής δομής του συμπιεστή.

Πίνακας 6-2. Βασικές παράμετροι της ψυχρής κεφαλής.

	1 ^{ος} Αναγεννητής	1 ^{ος} Αγωγός Παλμών	2 ^{ος} Αναγεννητής (ανώτερος)	2 ^{ος} Αναγεννητής (κατώτερος)	2 ^{ος} Αγωγός Παλμών
Εσωτερική Διάμετρος (mm)	23.8	11.8	15.0	11.8	6.4
Μήκος (mm)	41	68	35	50	132
Υλικό Αναγεννητή	S.S. screen	-	S.S. screen	S.S. screen	-
Αριθμός Πλέγματος	400	-	400	500	-
Αριθμός Κομματιών	675	-	560	1115	-

Στο σχήμα 6-4 παρουσιάζονται τα ψυχρά μέρη της ψυχρής κεφαλής με τον αισθητήρα θερμότητας και το θερμαντήρα τοποθετημένους σε κάθε στάδιο, για να μετράται η ψυκτική ικανότητα.

Ο επιλογέας φάσης (phase shifter) του κάθε σταδίου του κρυογονικού ψύκτη μπορεί να είναι τύπου διπλής εισόδου (double – inlet) ή αγωγού αδράνειας (inertance – tube). Αρχικά

εγκαταστάθηκε ένας επιλογέας συχνότητας διπλής εισόδου, όπως παρουσιάζεται και στο σχήμα 6-5.

Χρησιμοποιήθηκαν επιπλέον έξι βαλβίδες με βελόνες τύπου Swagelok και δύο δεξαμενές αερίου. Δύο από τις βαλβίδες λειτουργούν ως στόμια για το κάθε στάδιο και οι υπόλοιπες τέσσερις βαλβίδες είναι για τα στόμια διπλής εισόδου του κάθε σταδίου. Κάθε στόμιο διπλής εισόδου αποτελείται από δύο ίδιου τύπου βελονοειδείς βαλβίδες, αντίστροφα παράλληλα συνδεδεμένες μεταξύ τους, για να ρυθμίζουν τη συνολική ροή και τη ροή συνεχούς ρεύματος (Direct Current, DC) κατά μήκος του βρόχου κατά μήκος του αναγεννητή και του αγωγού παλμών εκμεταλλευόμενες τα ανόμοια χαρακτηριστικά ροής της βελονοειδούς βαλβίδας.



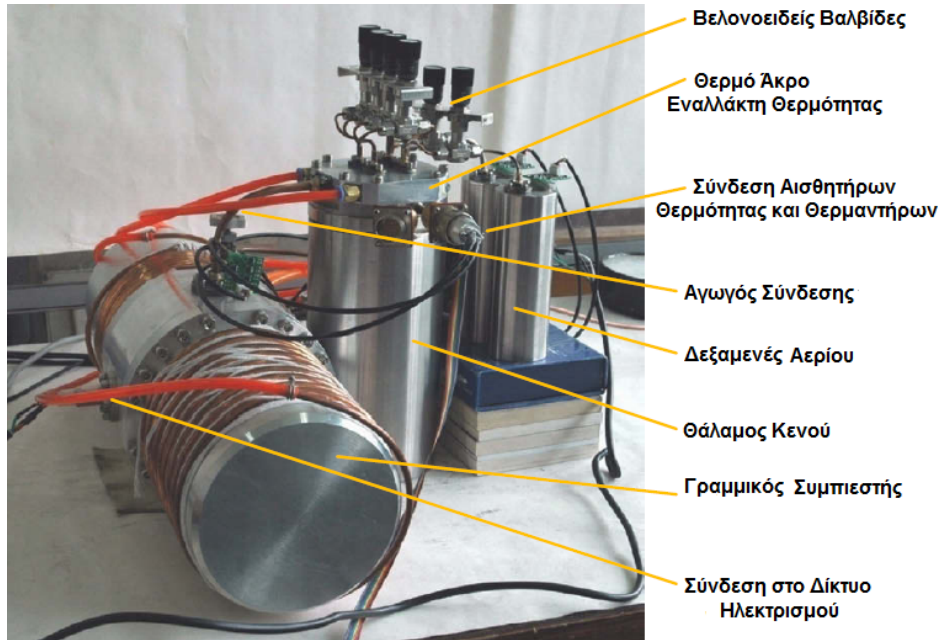
Σχήμα 6-4. Φωτογραφία με τα ψυχρά μέρη της ψυχρής κεφαλής.

6.3 ΟΡΓΑΝΩΣΗ ΤΟΥ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ

Όπως φαίνεται στο σχήμα 6-5, ο κρυογονικός ψύκτης τοποθετείται πάνω σε ένα γραφείο με το συμπιεστή τοποθετημένο οριζόντια, ενώ η ψυχρή κεφαλή είναι τοποθετημένη κατακόρυφα. Ο συμπιεστής και η ψυχρή κεφαλή είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους με έναν αγωγό από χαλκό. Η ψυχρή κεφαλή είναι τοποθετημένη έτσι, ώστε το θερμό άκρο να είναι από πάνω και το ψυχρό άκρο να είναι από κάτω και τα ψυχρά μέρη του να είναι κλεισμένα στο θάλαμο κενού. Χρησιμοποιείται θερμομόνωση πολλών επιπέδων. Εγκαθίσταται μία ασπίδα ακτινοβολίας που συνδέεται με το πρώτο ψυχρό άκρο και επεκτείνεται για να περικυκλώσει και το κρύο άκρο του δεύτερου σταδίου. Από το θάλαμο κενού αφαιρείται αέριο μέχρι τα 10^{-4} Pa με τη χρήση αντλίας κενού (turbine vacuum pump).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ ΔΥΟ ΣΤΑΔΙΩΝ 15 K ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ

Οι βελονοειδείς βαλβίδες και οι δεξαμενές αερίου είναι συνδεδεμένες με τους εναλλάκτες θερμότητας του θερμού άκρου με αγωγούς από χαλκό. Και τα δύο θερμά άκρα του αγωγού παλμών και του συμπιεστή ψύχονται με νερό.



Σχήμα 6-5. Πειραματική διάταξη του κρυογονικού ψύκτη.

Δύο αισθητήρες θερμότητας με αντίσταση ροδίου – σιδήρου (Rh – Fe) εγκαθίστανται σε κάθε κρύο άκρο. Βαθμονομήθηκαν από τον Σταθμό Κρυογονικών Μετρήσεων της Κινεζικής Ακαδημίας Επιστημών (Cryogenic Metering Station of the Chinese Academy of Sciences) με ακρίβεια 0.1 K στο θερμοκρασιακό πεδίο από 1.2 έως 290 K . Οι πληροφορίες που αφορούν τη θερμοκρασία διαβάζονται και παρουσιάζονται από το όργανο παρακολούθησης τύπου Lakeshore 218 και καταγράφονται (οι πληροφορίες για τη θερμοκρασία) από έναν ηλεκτρονικό υπολογιστή.

Οι πιέσεις του συστήματος ελέγχονται από αισθητήρες πίεσης που είναι κατασκευασμένοι από ημιαγωγούς πυριτίου. Τα σήματα ενισχύονται και λαμβάνονται από έναν ηλεκτρονικό υπολογιστή με μία κάρτα ανάκτησης δεδομένων της εταιρείας National Instrument (NI data acquisition card).

Ο συμπιεστής τροφοδοτείται με ισχύ από πηγές ισχύος με μεταβλητή συχνότητα, που μπορούν να παρέχουν μέγιστη ηλεκτρική ισχύ 2000 VA σε ένα εύρος συχνοτήτων από 30 έως 70 Hz .

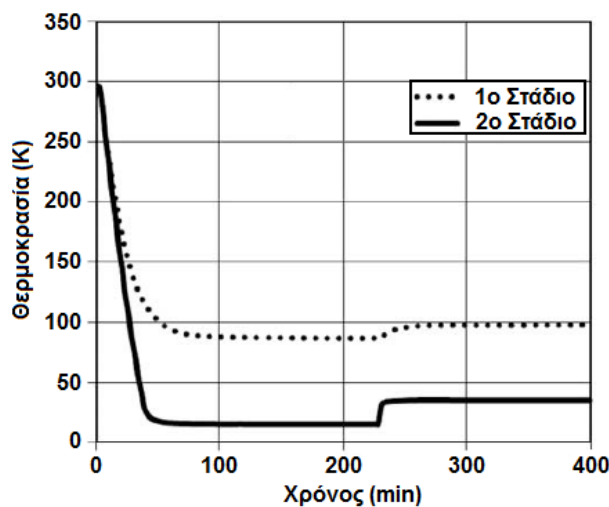
6.4 ΠΕΙΡΑΜΑΤΑ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Αρχικά και τα δύο στάδια του κρυογονικού ψύκτη εγκαθίστανται με επιλογή συχνότητας διπλής εισόδου. Το δεύτερο στάδιο έφθασε την ελάχιστη θερμοκρασία των 14.2 K ενώ η θερμοκρασία του πρώτου σταδίου ήταν 93.3 K . Αυτό το αποτέλεσμα επιτεύχθηκε γεμίζοντας τον κρυογονικό ψύκτη με He – 4 υψηλής καθαρότητας και σε πίεση 1.2 MPa και ισχύ εισόδου 400 W AC στα 32 Hz .

Το σχήμα 6-6 παρουσιάζει μία τυπική διεργασία ψύξης για τον κρυογονικό ψύκτη που λειτουργεί με συχνότητα 40 Hz και με ηλεκτρική ισχύ εισόδου 500 W . Εντός μίας ώρας, το πρώτο και το δεύτερο στάδιο έφθασαν στις χαμηλότερες θερμοκρασίες, τους 86.7 K και 15.3 K αντίστοιχα. Ο κρυογονικός ψύκτης αφέθηκε να λειτουργεί χωρίς θερμικό φορτίο για περίπου τέσσερις ώρες και επέδειξε σταθερή λειτουργία. Έπειτα εφαρμόστηκαν θερμικά φορτία 2.5 W και 1 W στο πρώτο και το δεύτερο στάδιο αντίστοιχα, και οι θερμοκρασίες σταθεροποιήθηκαν στους 97.8 K και 34.9 K αντίστοιχα.

Η ψυκτική ικανότητα του κρυογονικού ψύκτη μετρήθηκε όπως φαίνεται στο σχήμα 6-7. Το σχήμα παριστάνει τη θερμοκρασία κάθε σταδίου όταν εφαρμόστηκε ψυκτικό φορτίο 0 W και 5 W στο πρώτο στάδιο, ενώ στο δεύτερο στάδιο εφαρμόστηκαν ψυκτικά φορτία 0 W , 0.5 W , 1 W , 1.5 W και 2 W . Από το σχήμα 6-7 μπορεί να βρεθεί ότι ο ψύκτης μπορεί να επιτύχει ψυκτική ισχύ 1 W στους 35 K στο δεύτερο στάδιο, και 5 W στους 110 K στο πρώτο στάδιο.

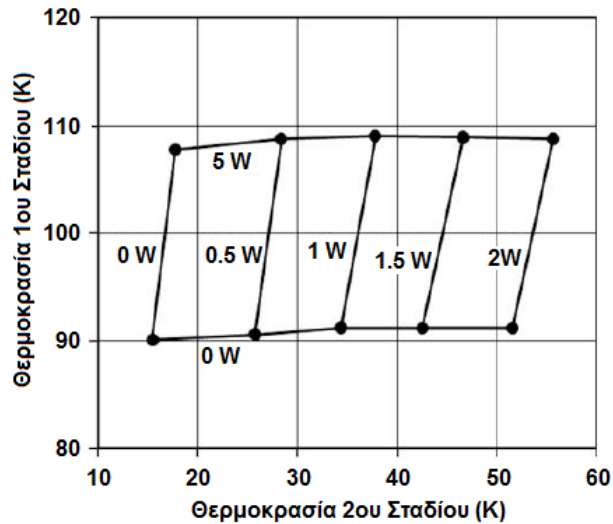
Ο συμπιεστής μπορεί να μας εξασφαλίσει λόγο πίεσης 1.5 όταν ο κρυογονικός ψύκτης εκκινηθεί σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Όταν το κάθε στάδιο έφθασε τη χαμηλότερη θερμοκρασία, ο λόγος πίεσης μειώθηκε περίπου στο 1.3 .



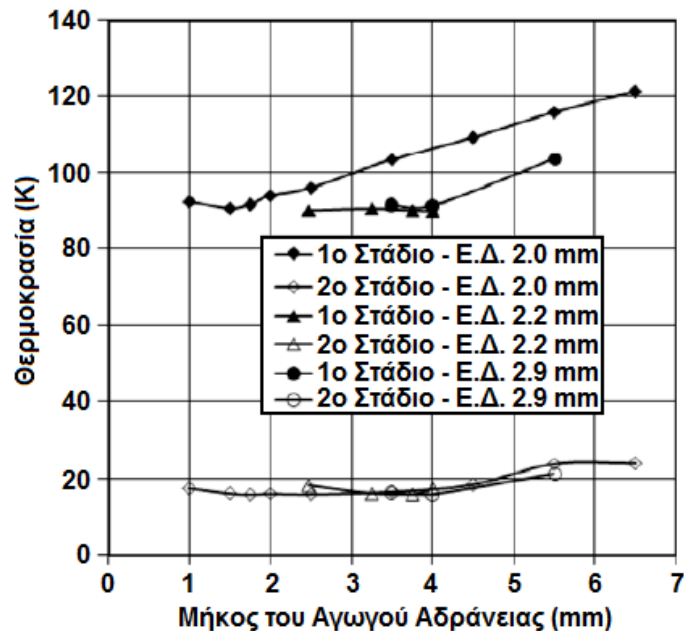
Σχήμα 6-6. Καμπύλη ψύξης του κρυογονικού ψύκτη.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – ΚΡΥΟΓΟΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΗΣ ΔΥΟ ΣΤΑΔΙΩΝ 15 K ΜΕ ΑΓΩΓΟ ΠΑΛΜΩΝ

Εκτελέσθηκε, επίσης, ένα πείραμα όσον αφορά τον επιλογέα φάσης του πρώτου σταδίου που είναι τύπου αγωγού αδράνειας. Ως αγωγοί αδράνειας χρησιμοποιήθηκαν τρεις διαφορετικοί αγωγοί με εσωτερικές διαμέτρους 2.0 mm, 2.2 mm και 2.9 mm. Για κάθε αγωγό προσαρμόστηκε κατάλληλα το μήκος του. Τα αποτελέσματα του πειράματος συνοψίζονται στο σχήμα 6-8, το οποίο παρουσιάζει τη χαμηλότερη θερμοκρασία κάθε σταδίου να εξαρτάται από το μήκος του αγωγού αδράνειας.



Σχήμα 6-7. Χάρτης φορτίων κρυογονικού ψύκτη.



Σχήμα 6-8. Πειραματικά αποτελέσματα του αγωγού αδράνειας.

Από το σχήμα 6-8 παρατηρούμε ότι μπορεί να επιτευχθεί η ίδια θερμοκρασία στο ίδιο στάδιο, αλλά με διαφορετική διάμετρο αγωγού, όσο βελτιστοποιούνται το μήκος του αγωγού. Οι χαμηλότερες θερμοκρασίες που επιτεύχθηκαν στο πρώτο και δεύτερο στάδιο του κρυογονικού ψύκτη με τον αγωγό αδράνειας ως επιλογή αφάσης ήταν περίπου οι ίδιες με αυτές που είχαν επιτευχθεί με τον επιλογέα αφάσης διπλής εισόδου.

Στην περίπτωση που χρησιμοποιήθηκε αγωγός αδράνειας εσωτερικής διαμέτρου 2.2 mm και μήκους 4.0 mm η ψυκτική ικανότητα του πρώτου σταδίου ήταν 2.5 W στους 100.9 K και του δεύτερου σταδίου ήταν 1 W στους 37.9 K.

6.5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Με βάση την ηλεκτρομαγνητική ανάλυση σχεδιάστηκε ένας γραμμικός συμπιεστής τύπου κινούμενου μαγνήτη και δύο αντίθετων εμβόλων. Τα επίπεδα ελατήρια σχεδιάστηκαν με τη βοήθεια της μεθόδου ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων, ώστε να κρατούν το έμβολο σε συντονισμό. Ο συμπιεστής μπορεί να επιτύχει λόγο πίεσης 1.3 – 1.5 για να οδηγήσει ένα κρυογονικό ψύκτη δύο σταδίων με αγωγό παλμού.

Η ψυχρή κεφαλή είναι μία θερμικά συνδεδεμένη διάταξη διαχωρισμού αερίου. Ο επιλογέας αφάσης κάθε σταδίου μπορεί να είναι τύπου διπλής εισόδου ή τύπου αγωγού αδράνειας. Στο δεύτερο στάδιο επιτεύχθη ελάχιστη θερμοκρασία 14.2 K. Μία τυπική καμπύλη ψύξης παρουσιάζει μία σταθερή λειτουργία με ψυκτική ικανότητα 1 W στους 35 K και 5 W στους 110 K, αντίστοιχα, υπό τις παρακάτω συνθήκες: 2 MPa πίεση τροφοδοσίας, 40 Hz συχνότητα λειτουργίας και 500 W ηλεκτρική ισχύς.

Ο επιλογέας αφάσης αγωγού αδράνειας προσέδωσε μία λειτουργία όμοια με αυτή του επιλογέα αφάσης διπλής εισόδου.

6.6 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 6^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Pengda, Y., Guobang, C., Jingjing, D. and Weili, G., “15 K two – stage Stirling – type pulse – tube cryocooler”, *Cryogenics*, Vol. 49, pp. 103 – 106, 2009.
2. Wilson, K. B. and Gedeon, D. R., “Status of pulse tube cryocooler development at Sunpower Inc.”, *Proceeding of the 13th International Cryocooler Conference*, *Cryocoolers*, Vol. 13, pp. 31 – 40, 2004.
3. Nguyen, C., Yeckley, A., Culler, A., et al., “Hydrogen – oxygen propellant densifier using a two – stage pulse tube cryocooler”, *Adv. Cryo Eng.*, Vol. 49 (B), pp. 1703 – 1709, 2004.
4. Yang, L. W. and Thummes, G., “High frequency two – stage pulse tube cryocooler with base temperature below 20 K”, *Cryogenics*, Vol. 45, pp. 155 – 159, 2005.

5. Tang, K., Chen, G. B. and Thummes, G., “13 K thermal linked two stage Stirling type pulse tube cryocooler”, Chinese Sci. Bull 2005, Vol. 18, pp. 2046 – 2048, 2005.
6. Yan, P. D., Chen, G. B., Tang, K. and Li, J. S., “Discussion on optimization design of a linear compressor for pulse tube cryocooler”, Proc. I.C.E.C. 2006, Vol. 21, pp. 611 – 614, 2006.

7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

7.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΩΝ ΚΥΜΑΤΩΝ ΤΩΝ BACKHAUS ΚΑΙ SWIFT

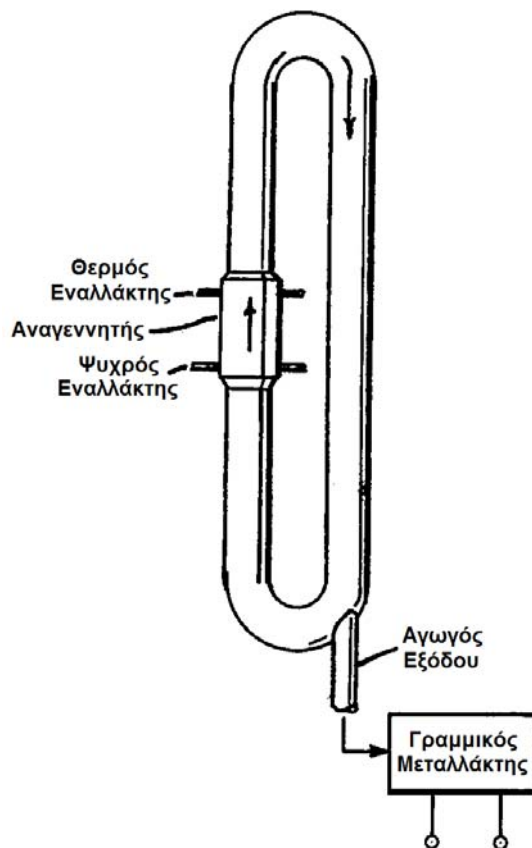
Από την εφεύρεσή τους, το 1815, οι κινητήριες και ψυκτικές μηχανές Stirling φάνηκαν να είναι πολλά υποσχόμενες για εμπορική χρήση [1]. Το γεγονός αυτό ενισχύθηκε από την έμφυτη αντιστρεπτότητα του κύκλου Stirling και συνεπώς την αυξημένη απόδοσή του. Ένα σημαντικό μειονέκτημα των μηχανών Stirling (είτε είναι κινητήριες ή ψυκτικές) είναι τα στεγανωτικά. Οι μηχανές αυτές απαιτούν μεγάλο αριθμό από ολισθαίνοντα στεγανωτικά, ικανά να αντέξουν υψηλές πιέσεις και πολλούς κύκλους φόρτισης. Πρόσφατες εξελίξεις στην τεχνολογία των μηχανών Stirling αποτελούν οι μηχανές ελευθέρων εμβόλων, η χρήση γραμμικών μεταλλακτών και κινητήρων και ψύκτες με αγωγό παλμών με στόμιο [2]. Δυστυχώς όμως δεν κατάφεραν να εξαλείψουν τελείως την αναξιοπιστία και το υψηλό κόστος των στεγανωτικών.

Η μηχανή ρευστοδύνης (Fluidyne) [3] ήταν η πρώτη προσπάθεια να απαλείψουν τα στεγανωτικά τελείως, χρησιμοποιώντας υγρά έμβολα σε αγωγό σχήματος U . Δυστυχώς, όμως, αυτή η λύση περιορίζεται σε χαμηλές συχνότητες λειτουργίας λόγω της μεγάλης μάζας των υγρών εμβόλων. Ο Ceperley προσπάθησε να αφαιρέσει τελείως τα στεγανωτικά από τις μηχανές Stirling [4, 5, 6]. Αυτός παρατήρησε ότι ένα τρέχον κύμα που διαδίδεται σε ένα αέριο διαμέσου ενός αναγεννητικού εναλλάκτη θερμότητας (αναγεννητή) υφίσταται μεταβολές στην κατάσταση του που είναι ίδιες με αυτές σε έναν κύκλου Stirling. Καθώς το κύμα διαδίδεται κατά μήκος του αναγεννητή, από το ψυχρό τμήμα του (θερμοκρασία περιβάλλοντος) στο θερμό, επιβάλλει στο αέριο μία ακολουθία από μεταβολές που είναι: μετατόπιση προς το θερμό τμήμα – εκτόνωση – μετατόπιση προς το ψυχρό τμήμα – συμπίεση. Το αέριο υφίσταται θερμική εκτόνωση κατά τη μετατόπιση προς τη θερμότερη περιοχή, ενώ συμπιέζεται κατά τη μετατόπισή του προς την ψυχρότερη περιοχή. Με αυτές τις διεργασίες το ηχητικό κύμα ενισχύεται καθώς διαδίδεται προς τη θερμότερη περιοχή του αναγεννητή. Αυτή είναι και η πηγή της παραγωγής ισχύος της μηχανής αυτής. Ταυτόχρονα το αέριο απορροφά ένα ποσό εντροπίας από τον αναγεννητή κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και προσδίδει εντροπία σε αυτόν κατά τη συμπίεση έτσι ώστε οι δύο διεργασίες μετατόπισης να έχουν ως αποτέλεσμα μία καθαρή συναγωγή εντροπίας από το θερμό στο ψυχρό τμήμα του αναγεννητή. Αυτός είναι ο μηχανισμός με τον οποίο η μηχανή απορροφά θερμότητα από

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

την πηγή υψηλής θερμοκρασίας και την απορρίπτει στη δεξαμενή με θερμοκρασία ίση με αυτή του περιβάλλοντος.

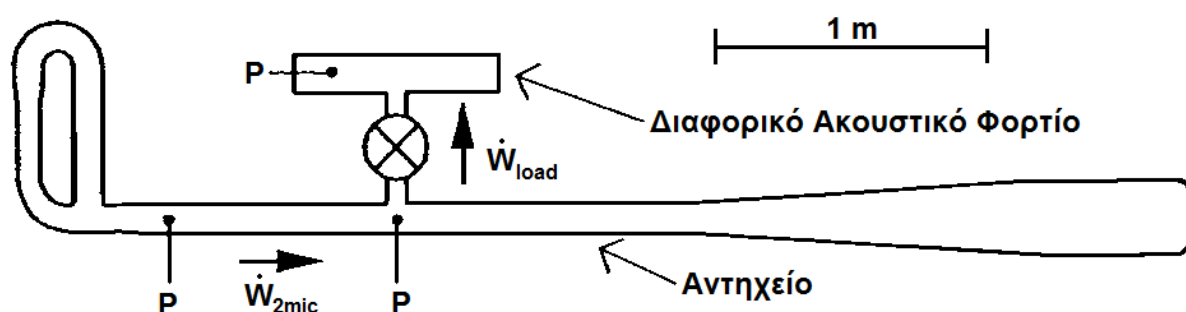
Η πειραματική μηχανή του Ceperley (σχήμα 7-1) δεν ήταν ικανή να ενισχύσει το ηχητικό κύμα. Αρκετά αργότερα ο Yazaki και οι συνεργάτες του [5] παρουσίασαν μία τέτοια μηχανή, αλλά με χαμηλό βαθμό απόδοσης. Οι Ceperley και Yazaki συνειδητοποίησαν ότι ο χαμηλός βαθμός απόδοσης ήταν αποτέλεσμα της χαμηλής ακουστικής αντίστασης (acoustic impedance) του εργαζόμενου αερίου. Αυτό το φαινόμενο έχει ως αποτέλεσμα μεγάλες απώλειες ισχύος λόγω συνεκτικότητας που προκαλούνται από υψηλές ηχητικές ταχύτητες [6]. Επιπλέον δεν προέβλεψαν την ύπαρξη μερικών μορφών ακουστικών ροών που περιλαμβάνουν τη “ροή Gedeon”, η οποία συμβαίνει όταν υπάρχει κάποιο στοιχείο τρέχοντος κύματος [7], και τη “ροή Rayleigh” η οποία οφείλεται σε φαινόμενα οριακού στρώματος στο χώρο του αερίου, ο οποίος απομονώνει θερμικά το θερμό εναλλάκτη της μηχανής [8]. Αν και η ροή Gedeon έχει εντοπιστεί πειραματικά [9, 10], δεν υπάρχουν δημοσιευμένες περιγραφές μεθόδων για την αντιμετώπισή της.



Σχήμα 7-1. Μηχανή Τρέχοντος Κύματος του Ceperley.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Ένας άλλος τύπος μηχανών χωρίς στεγανωτικά είναι οι θερμοακουστικές μηχανές στάσιμου κύματος [11]. Έχουν κατασκευαστεί πολλές τέτοιες μηχανές, αλλά επειδή ο κύκλος λειτουργίας τους είναι μη αντιστρεπτός, ο θερμικός βαθμός απόδοσης αυτών των μηχανών (ο λόγος της ακουστικής ισχύος που παράγεται προς την ισχύ που καταναλώνει ο θερμαντήρας) περιορίζεται στο 0.20 [12].



Σχήμα 7-2. Σχέδιο υπό κλίμακα της μηχανής, του αντηχείου και του διαφορικού ακουστικού φορτίου (το φορτίο δεν είναι σχεδιασμένο υπό κλίμακα). Το αντηχείο με μήκος το $\frac{1}{4}$ του μήκους κύματος είναι πληρωμένο με ήλιο σε πίεση 30 bar. Η κοιλία πίεσης βρίσκεται κοντά στην κορυφή του δακτυλοειδούς αγωγού, ενώ ο κόμβος πίεσης κοντά στην είσοδο του μεγάλου κώνου. Το διαφορικό ακουστικό φορτίο αποτελείται από μία ρυθμιζόμενη σφαιρική βαλβίδα που συνδέεται σε μία δεξαμενή με όγκο 2.2 l.

Οι Backhaus και Swift, το 2000, παρουσίασαν μία θερμοακουστική μηχανή [13], η λειτουργία της οποίας βασίζεται στον κύκλο Stirling. Αυτή η μηχανή λόγω του γεγονότος ότι η λειτουργία της βασίζεται στον αντιστρεπτό κύκλο Stirling έχει βαθμό απόδοσης που είναι μεγαλύτερος από τις μηχανές στάσιμου κύματος. Για να δημιουργήσουν τη διαδοχή φάσεων του τρέχοντος ηχητικού κύματος και την υψηλή ακουστική αντίσταση στον αναγεννητή, όπως είχε προτείνει ο Ceperley [6], οι Backhaus και Swift χρησιμοποίησαν ένα μικρό ακουστικό δίκτυο. Στη διάταξη αυτή προσπάθησαν να ελέγξουν και να περιορίσουν αμφότερες τις ροές Gedeon και Rayleigh, οι οποίες επηρεάζουν αρνητικά το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η ροή Gedeon αντιμετωπίζεται χρησιμοποιώντας υδροδυναμικά φαινόμενα άκρου (hydrodynamic end effects) τα οποία παράγουν μία αντίθετη διαφορά πίεσης. Η ροή Rayleigh αντιμετωπίζεται με τη χρήση ενός κατάλληλου κωνικού αγωγού που λειτουργεί ως θερμικό φίλτρο (thermal buffer tube). Αυτός ο αγωγός ονομάζεται και αγωγός παλμών στις διατάξεις ψυκτών με αγωγό παλμών και στόμιο. Με τα φορτία θερμότητας εξαιτίας αυτών των δύο ροών να έχουν μειωθεί σε αποδεκτά επίπεδα, η μηχανή των Backhaus και Swift είχε

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

βαθμό απόδοσης 0.30, ο οποίος είναι 50% μεγαλύτερος από κάθε άλλη προγενέστερή της θερμοακουστική μηχανή. Για να έχουμε ένα μέτρο σύγκρισης με τις μηχανές εσωτερικής καύσης, σε αυτό το σημείο να αναφέρουμε ότι ένας βενζινοκινητήρας έχει βαθμό απόδοσης 0.25, ενώ ένας κινητήρας diesel 0.40. Στη συνέχεια θα παρουσιάσουμε τη διάταξη της μηχανής [14].

Βασικά η μηχανή αποτελείται από ένα αντηχείο, με μήκος $\frac{1}{4}$ του μήκους κύματος, το οποίο έχει πληρωθεί με αέριο ήλιο (${}^4_2\text{He}$) σε πίεση 30 bar. Το δακτυλιοειδούς σχήματος τμήμα της μηχανής περιέχει τους εναλλάκτες θερμότητας, τον αναγεννητή και άλλες διατάξεις απαραίτητες ώστε να οδηγήσουν το αέριο για να εκτελέσει τον κύκλο Stirling [15]. Τα υπόλοιπα τμήματα που βρίσκονται μετά το σύνδεσμο του αντηχείου αποτελούν το αντηχείο και το διαφορικό ακουστικό φορτίο [16].

Προς την κορυφή του δακτυλιοειδούς αγωγού βρίσκεται ο κύριος ψυχρός εναλλάκτης θερμότητας. Η κατασκευή του είναι ένα κέλυφος που περιέχει αγωγούς. Οι αγωγοί αυτοί είναι 299 στον αριθμό και έχουν εσωτερική διάμετρο 2.5 mm, μήκος 20 mm και κατασκευάζονται από ανοξείδωτο χάλυβα. Επιπλέον είναι συγκολλημένοι σε δύο πλάκες από ανοξείδωτο χάλυβα με πάχος 1.6 mm. Το πάχος των αγωγών είναι 0.7 mm. Η διάμετρος του εναλλάκτη θερμότητας, μετρημένη από την εξωτερική κορυφή των αγωγών μέχρι την περιφέρεια, είναι 9.5 cm. Οι αγωγοί, που είναι παράλληλοι προς την κατεύθυνση διάδοσης των κυμάτων, περιέχουν το αέριο ήλιο. Ψύχονται από νερό (~ 15° C) που περνάει μέσα από το κέλυφος. Σε μεγάλα πλάτη ταλάντωσης η μετατόπιση του αερίου είναι περίπου ίση με το μήκος των αγωγών και ο αριθμός Reynolds στο εσωτερικό των αγωγών είναι 3000.

Κάτω από τον κύριο ψυχρό εναλλάκτη θερμότητας βρίσκεται ο αναγεννητής. Ο αναγεννητής αποτελείται από μία στοίβα με 120 κόσκινα, μήκους 7.3 cm και διαμέτρου 8.89 cm. Η διάμετρος του σύρματος από το οποίο κατασκευάζεται το κάθε κόσκινο είναι 65 μm . Τα τυχαία στοιβαγμένα κόσκινα περιέχονται σε ένα λεπτότοιχο κέλυφος από ανοξείδωτο χάλυβα, για να είναι ευκολότερη η εγκατάσταση και απομάκρυνση του. Σε κάθε άκρο έχουν συγκολληθεί τρία “νεύρα” (ribs) με πάχος 3.2 mm ώστε να συγκρατούν αξονικά τα κόσκινα και να εξασφαλίζουν επαρκή χώρο μεταξύ του αναγεννητή και των γειτονικών εναλλακτών θερμότητας. Στο ανώτερο άκρο αυτός ο χώρος επιτρέπει στη ροή να απλώνεται σε όλη την επιφάνεια της διατομής του αναγεννητή, αφού εξέλθει από τα στενά κανάλια του κύριου ψυχρού εναλλάκτη. Βασισμένοι στο συνολικό βάρος των κόσκινων στον αναγεννητή οι Backhaus και Swift υπολόγισαν το πορώδες $\phi \approx 0.72$ και την υδραυλική ακτίνα $r_h = 42\mu\text{m}$ του. Η υδραυλική ακτίνα είναι μικρότερη από το βάθος θερμικής διεύθυνσης δ_k του ηλίου, το

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

οποίο μεταβάλλεται 140 έως $460 \mu\text{m}$ κατά μήκος του αναγεννητή. Το δοχείο πίεσης γύρω από τον αναγεννητή, το οποίο είναι κατασκευασμένο από *Inconel 625* (*ASTM B446-Grade 2*), έχει πάχος τοιχώματος 4.0 mm . Αυτό το κράμα επιλέχθηκε λόγω της υψηλής αντοχής του σε εφελκυσμό και της χαμηλής θερμικής του αγωγιμότητας. Είναι χαρακτηριστικό ότι αν για το δοχείο αυτό χρησιμοποιούσαν ανοξείδωτο χάλυβα *316H* η διαρροή θερμότητας από τα τοιχώματα του δοχείου θα ήταν τριπλάσια!

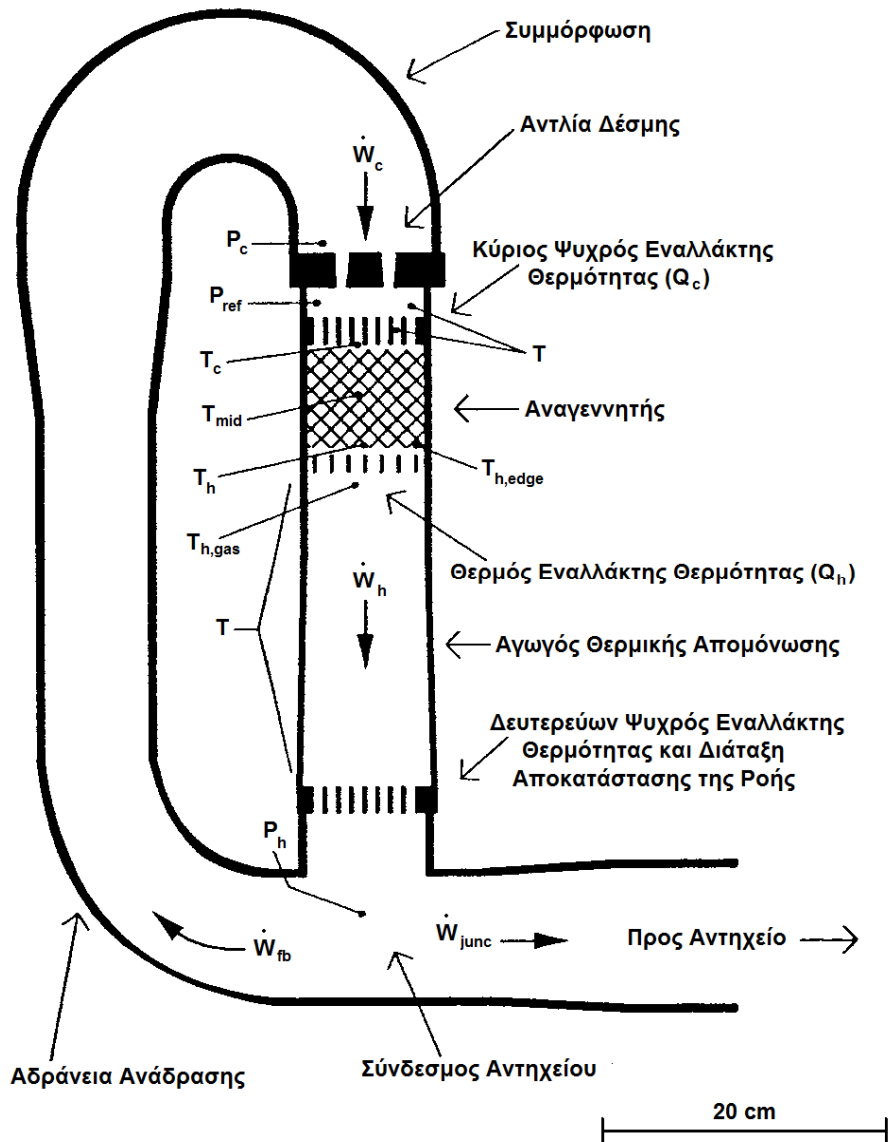
Το κατώτερο άκρο του αναγεννητή συνορεύει με το θερμό εναλλάκτη θερμότητας. Αυτός αποτελείται από μία ταινία Ni – Cr πάχους 0.64 cm και μήκους 3.5 m και με πτυχώσεις (zigzag) σε ένα πλαίσιο από αλουμίνια. Η ταινία είναι χωρισμένη σε τρία τμήματα ίσου μήκους με αντίσταση 4.0Ω το κάθε ένα. Στις αντιστάσεις αυτές προσδίδεται τριφασική ηλεκτρική ισχύς με τάση 208 V και είναι συνδεδεμένες σε διάταξη τριγώνου (delta configuration). Οι συνδέσεις του ηλεκτρικού ρεύματος (electrical leads) εισέρχονται στο δοχείο πίεσης, κάθετα στον άξονα του και κάτω από το θερμό εναλλάκτη θερμότητας. Αυτή η θέση επιλέχθηκε έτσι ώστε να μην εμποδίζεται η ροή στο αγωγό θερμικής μόνωσης (thermal buffer tube). Οι Backhaus και Swift μέτρησαν την ισχύ της ροής προς το θερμό εναλλάκτη θερμότητας με τη βοήθεια ενός βατόμετρου (wattmeter) με ακρίβεια 0.2% [18]. Η ισχύς που προσφέρεται είναι μέχρι 5.5 kW με το αέριο να βρίσκεται στους 725° C .

Ο αγωγός θερμικής απομόνωσης (Thermal Buffer Tube – TBT) είναι ένας κωνικός κύλινδρος με μήκος 24 cm και είναι κατασκευασμένος από το ίδιο υλικό με το περίβλημα του αναγεννητή (*Inconel 625*). Λειτουργεί ως θερμικό φίλτρο μεταξύ του θερμού εναλλάκτη και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Η εσωτερική του διάμετρος είναι πολύ μεγαλύτερη από το βάθος θερμικής διείσδυσης του ηλίου, και το μήκος του πολύ μεγαλύτερο από το πλάτος ταλάντωσης του αερίου (4 cm) για μεγάλα πλάτη ηχητικού κύματος. Η εσωτερική επιφάνεια είναι στιλβωμένη με τραχύτητα $1 \mu\text{m}$ ώστε να εξασφαλιστεί ότι η τραχύτητα της επιφάνειας είναι πολύ μικρότερη από τα βάθη ιξώδους και θερμικής διείσδυσης. Το πάχος των τοιχωμάτων είναι 4 cm σε ολόκληρο το μήκος. Στα αρχικά 8 cm ο αγωγός είναι ένας ίσιος κύλινδρος, ενώ στα υπόλοιπα 16 cm έχει σχήμα κώνου με ημιγωνία 1.35° . Αυτή η μορφή χρησιμοποιείται για να ελαχιστοποιήσει τη ροή εξαιτίας του οριακού στρώματος (ροή Rayleigh) στον αγωγό θερμικής απομόνωσης [8].

Στο κατώτερο άκρο του αγωγού θερμικής απομόνωσης έχει τοποθετηθεί μία διάταξη για να ευθυγραμμίζει τη ροή (flow straightener). Αυτή αποτελείται από πέντε επίπεδα με 22 κόσκινα χαλκού και διάμετρο σύρματος στα κόσκινα 0.4 mm . Με αυτή τη διάταξη εξασφαλίζεται ότι η ροή που εισέρχεται στο τελευταίο τμήμα του αγωγού θερμικής απομόνωσης είναι χωροταξικά ομοιόμορφη και δεν έχουμε ροή δέσμης λόγω της γεωμετρίας

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

του δευτερεύοντος ψυχρού εναλλάκτη θερμότητας ή του διαχωρισμού της ροής στο σύνδεσμο του αντηχείου. Μία ροή δέσμης θα είχε ως αποτέλεσμα η ροή στο εσωτερικό του αγωγού θερμικής απομόνωσης να απορροφά θερμότητα από το θερμό εναλλάκτη λόγω συναγωγής. Πριν τοποθετήσουν αυτή τη διάταξη αποκατάστασης της ροής, οι Backhaus και Swift, είχαν παρατηρήσει ότι σε αυτή τη φάση το αέριο απορροφούσε μέχρι και 1 kW θερμικής ισχύος από το θερμό εναλλάκτη.



Σχήμα 7-3. Σχέδιο του δακτυλιοειδούς αγωγού υπό κλίμακα. Οι περιοχές που είναι χαρακτηρισμένες με T , P δείχνουν που γίνονται μετρήσεις θερμοκρασίας και πίεσης αντίστοιχα. Η περιοχή μέτρησης της πίεσης που χαρακτηρίζεται από το σύμβολο P_{ref} είναι η περιοχή αναφοράς για τις μετρήσεις του ακουστικού πλάτους στη μηχανή.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Έπειτα, ένας δευτερεύων ψυχρός εναλλάκτης θερμότητας, με κέλυφος και αγωγούς, συνδέει το κατώτερο τμήμα του αγωγού θερμικής απομόνωσης με τη θερμοκρασία του δωματίου. Περιέχει 109 αγωγούς από ανοξείδωτο χάλυβα, με εσωτερική διάμετρο 4.6 mm και μήκος 10 mm, οι οποίοι είναι συγκολλημένοι σε δύο πλάκες ανοξείδωτου χάλυβα με πάχος 1.6 mm. Αν και δύο τύποι ροών, που προαναφέραμε, αντιμετωπιστούν, αυτός ο εναλλάκτης θερμότητας απλώς εμποδίζει τη διαρροή θερμότητας προς το τοίχωμα του αγωγού θερμικής απομόνωσης και την ακτινοβολία από το θερμό εναλλάκτη, έτσι μπορεί να κατασκευαστεί από αγωγούς με μεγάλη διάμετρο και μικρό μήκος.

Οι Backhaus και Swift, για να πραγματοποιήσουν μετρήσεις θερμοκρασίας στο τμήμα της μηχανής που εκτελεί τον κύκλο Stirling, τοποθέτησαν αρκετά θερμοζεύγη τύπου K. Δύο από αυτά τα τοποθέτησαν κοντά στον κύριο ψυχρό εναλλάκτη θερμότητας. Το ένα από αυτά τοποθετήθηκε στο εσωτερικό ενός αγωγού και το άλλο στο ήλιο, περίπου 1 cm πάνω από τη διάταξη του εναλλάκτη. Επιπλέον είχαν τοποθετήσει άλλα δύο θερμοζεύγη στην είσοδο και στην έξοδο του νερού ψύξης, που τροφοδοτούσε τον εναλλάκτη. Αυτά τα τέσσερα θερμοζεύγη τους βοήθησαν να αποτιμήσουν τη συμπεριφορά του εναλλάκτη, μετρώντας το θερμικό φορτίο σε αυτόν (μέσω της θερμοκρασιακής αύξησης στο νερό ψύξης) και τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του ηλίου και του νερού ψύξης. Άλλα τέσσερα θερμοζεύγη ήταν τοποθετημένα στο χώρο της μήτρας του αναγεννητή. Το πρώτο διερχόταν από το εσωτερικό ενός αγωγού του κύριου ψυχρού εναλλάκτη θερμότητας και ήταν συνδεδεμένο στο κέντρο του ψυχρού άκρου του αναγεννητή. Τα υπόλοιπα τρία διέρχονταν μέσω του περιβλήματος του αναγεννητή και ήταν τοποθετημένα σε ειδικές θέσεις στο εσωτερικό του αναγεννητή. Δύο από τα προαναφερθέντα θερμοζεύγη τοποθετήθηκαν στο κέντρο ακτινικά με το ένα να είναι στο κέντρο του θερμού τμήματος του αναγεννητή και το άλλο στο κέντρο αξονικά. Το τελευταίο θερμοζεύγος ήταν στο θερμό άκρο του αναγεννητή, αλλά η θέση του ήταν μόλις 1cm στο εσωτερικό του αναγεννητή. Τα τρία ακτινικά τοποθετημένα στο κέντρο θερμοζεύγη τους επέτρεψαν να μετρήσουν την αξονική κατανομή θερμοκρασίας στο εσωτερικό του αναγεννητή. Αυτή η κατανομή είναι σημαντική για την ανακάλυψη και εξάλειψη της ροής Gedeon. Τα δύο θερμοζεύγη κοντά στο θερμό άκρο επιτρέπουν τη μέτρηση της ακτινικής κατανομής της θερμοκρασίας. Οι Backhaus και Swift υποστηρίζουν ότι η έντονη ροή Rayleigh ή η ροή δέσμης στον αγωγό θερμικής απομόνωσης προκαλούν ανομοιόμορφη θέρμανση του θερμού “προσώπου” του αναγεννητή. Σε μία προηγούμενη έκδοση αυτής της μηχανής τους, που δεν είχαν ληφθεί μέτρα για την αντιμετώπιση κανενός είδους ροών, οι θερμοκρασιακές διαφορές που μετρήθηκαν μεταξύ του κέντρου και της άκρης του θερμού “προσώπου” του αναγεννητή ήταν μέχρι και 100° C. Στη συγκεκριμένη

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

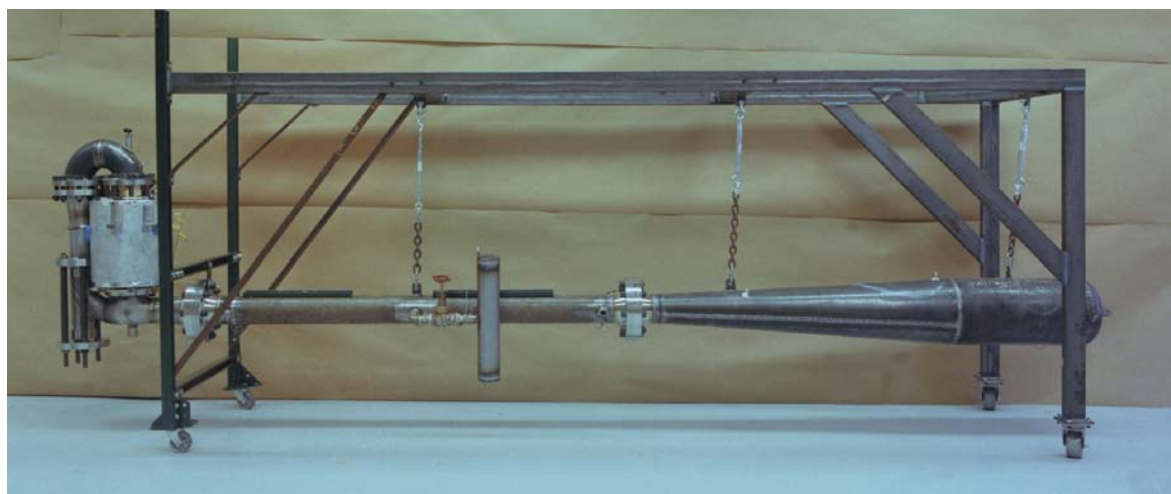
μηχανή πριν την εγκατάσταση της διάταξης διαμόρφωσης της ροής οι θερμοκρασιακές διαφορές που μετρήθηκαν ήταν μέχρι και $90^{\circ} C$, ενώ μετά την εγκατάσταση της διάταξης διαμόρφωσης της ροής, οι θερμοκρασιακές διαφορές δεν ξεπερνούσαν τους $30^{\circ} C$. Τέλος τοποθέτησαν οκτώ θερμοζεύγη στο εξωτερικό του τοιχώματος του αγωγού θερμικής απομόνωσης με απόσταση μεταξύ τους 2.5 cm . Αφού εξαλειφθεί το μεγαλύτερο μέρος της ροής Gedeon, η αξονική κατανομή θερμοκρασίας που μετράται με τα παραπάνω θερμοζεύγη χρησιμοποιείται για να αντιληφθούμε την ύπαρξη ροής Rayleigh ή ροής δέσμης.

Άλλα στοιχεία που περιλαμβάνει η διάταξη της θερμοακουστικής μηχανής Stirling είναι ο σύνδεσμος του αντηχείου, η αδράνεια της ανάδρασης (feedback inertance) και η συμμόρφωση (compliance). Ο σύνδεσμος του αντηχείου είναι ένα “ταυ” από ανοξείδωτο χάλυβα με κανονικό τοίχωμα και ονομαστική διάμετρο 8.9 cm ($3\frac{1}{2}\text{ in}$). Η εσωτερική διάμετρος είναι περίπου 9 cm . Η αντίσταση ανάδρασης αποτελείται από τρία χωριστά μέρη. Το πρώτο μέρος είναι μία γωνία ένωσης αγωγών μεγάλης ακτίνας η οποία μειώνει την ονομαστική διάμετρο της διατομής από 8.9 cm ($3\frac{1}{2}\text{ in}$) σε 7.6 cm (3 in), η μέση γραμμή της έχει μήκος 20.9 cm και η τελική εσωτερική διάμετρος είναι περίπου 7.8 cm . Όλες οι προεξοχές και ανωμαλίες της εσωτερικής επιφάνειας έχουν αφαιρεθεί με λείανση και λιμάρισμα. Το επόμενο τμήμα είναι ένας αγωγός από ανοξείδωτο χάλυβα με ονομαστική διάμετρο 7.6 cm (3 in) και μήκος 25.6 cm . Η εσωτερική διάμετρος αυτού του τμήματος έχει υποστεί λείανση με φινίρισμα $2\text{ }\mu\text{m}$, για να μειωθούν οι απώλειες λόγω συνεκτικότητας σε μεγάλα πλάτη ταλάντωσης. Αυτό το τμήμα του αγωγού περιλαμβάνει έναν ολισθαίνοντα σύνδεσμο που επιτρέπει τη θερμική διαστολή του περιβλήματος του αναγεννητή και του αγωγού θερμικής απομόνωσης. Όταν η υψηλή θερμοκρασία αυξηθεί από τους $25^{\circ} C$ στους $725^{\circ} C$ αυτά τα στοιχεία διαστέλλονται περίπου κατά 3 mm . Αν δεν υπήρχε αυτός ο σύνδεσμος η προκύπτουσα φόρτιση θα παραμόρφωνε τα θερμά στοιχεία. Το τελευταίο τμήμα της αδράνειας της ανάδρασης είναι ένας κατεργασμένος κώνος που προσαρμόζει τον αγωγό με ονομαστική διάμετρο 7.6 cm (3 in) στη συμμόρφωση. Οι αρχικές και τελικές εσωτερικές διαμέτροι του κώνου είναι 7.8 cm και 10.2 cm αντίστοιχα, το μήκος του είναι 10.2 cm και η γωνία του 13.5° . Οι σταδιακές αλλαγές στο εμβαδόν της διατομής, οι ομαλές καμπύλες και οι λείες επιφάνειες χρησιμοποιούνται για να μειώσουν τη διάχυση που οφείλεται στο διαχωρισμό της ροής [19] και στη συνεκτικότητα στην αδράνεια της ανάδρασης. Η συμμόρφωση αποτελείται από δύο γωνίες ένωσης αγωγών 90° με ονομαστική διάμετρο 10.2 cm (4 in). Αυτές είναι κατασκευασμένες από ανοξείδωτο χάλυβα. Η εσωτερική επιφάνεια αυτών των αγωγών έχει υποστεί αμμοβολή ώστε να αφαιρεθεί το προστατευτικό στρώμα χρώματος. Αν και αυτή η διαδικασία αφήνει την επιφάνεια αρκετά τραχιά, οι ηχητικές

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

ταχύτητες στη συμμόρφωση είναι χαμηλές, έτσι η τραχιά επιφάνεια δε θα επηρεάζει σημαντικά τη διάχυση. Ο εσωτερικός όγκος της συμμόρφωσης είναι 2830 cm^3 και μετρήθηκε γεμίζοντάς τον με γνωστό όγκο νερού.

Μεταξύ της συμμόρφωσης και του κύριου ψυχρού εναλλάκτη θερμότητας υπάρχει μία συσκευή που οι Backhaus και Swift ονόμασαν “αντλία δέσμης” (“jet pump”) [20], η οποία εξαλείφει τη ροή Gedeon. Η αντλία δέσμης εκμεταλλεύεται δευτερεύουσες απώλειες από τη διοχέτευση της ροής πάνω από τον κύριο ψυχρό εναλλάκτη θερμότητας μέσα από δύο παράλληλα κωνικά ορθογωνικά κανάλια που διευρύνονται απότομα κάτω, στο μεγαλύτερο χώρο κάτω από την αντλία δέσμης. Η μεγάλη διάσταση των ανοιγμάτων ρυθμίζεται στα 51 mm . Η μικρή διάσταση είναι ρυθμιζόμενη και συνήθως ορίζεται κοντά στα $1 - 2 \text{ mm}$. Τα άκρα των εξόδων είναι συνήθως στρογγυλεμένα με ακτίνα συνήθως 0.8 mm .



Σχήμα 7-4. Φωτογραφία της μηχανής των Backhaus και Swift.

Το αντηχείο, το οποίο συνδέεται μέσω του συνδέσμου του δακτυλιοειδούς αγωγού με τον αγωγό θερμικής απομόνωσης και τον αγωγό της ανάδρασης, αποτελείται από τρία τμήματα. Το πρώτο τμήμα του είναι ένας κώνος που προέρχεται από μηχανουργική κατεργασία που μετατρέπει την ονομαστική διάμετρο του “ταυ”, 8.9 cm ($3 \frac{1}{2} \text{ in}$), στην ονομαστική διάμετρο των 10.2 cm (4 in). Αυτός ο κωνικός αγωγός είναι κατασκευασμένος από ανθρακούχο χάλυβα. Η αρχική και τελική του εσωτερική διάμετρος είναι 9 cm και 10.2 cm αντίστοιχα, ενώ έχει μήκος 10.2 cm , που του δίνει μία γωνία κώνου 6.8° . Η μικρή γωνία χρησιμοποιείται ώστε να αποτρέπει τον διαχωρισμό της ροής στα τοιχώματα του κώνου [19]. Το κύριο τμήμα του αντηχείου είναι ένας αγωγός κατασκευασμένος από ανθρακούχο χάλυβα με μήκος 1.90 m και ονομαστική διάμετρο 10.2 cm (4 in). Η εσωτερική διάμετρος του

αγωγού είναι 10.2 cm και η εσωτερική του επιφάνεια έχει υποστεί λείανση για να έχει τραχύτητα $2\ \mu\text{m}$. Η διάμετρος του αντηχείου αυξάνεται σε σχέση με τη διάμετρο της μηχανής, ώστε να μειωθούν οι ηχητικές ταχύτητες κοντά στην κοιλία ταχύτητας που βρίσκεται στο τέλος του κύριου τμήματος του αντηχείου. Η αύξηση στο εμβαδόν της επιφάνειας τείνει να αυξήσει τη διάχυση, αλλά η μείωση της ταχύτητας είναι περισσότερο σημαντική σε μεγάλα πλάτη ταλάντωσης, όπου οι ακουστικές απώλειες αυξάνονται με τον κύβο του πλάτους [21]. Το τελικό τμήμα του αντηχείου περιλαμβάνει ένα κώνο 7° ο οποίος μεγεθύνει την εσωτερική διάμετρο του αντηχείου από 10.2 cm σε 25.5 cm και έχει μήκος 1.22 m . Το μεγάλο άνοιγμα στο άκρο του κώνου καλύπτεται με έναν αγωγό διαμέτρου 25.5 cm και μήκους περίπου 52 cm , ο οποίος καταλήγει σε ένα ελλειψοειδές κάλυμμα με λόγο $2:1$. Το κύριο τμήμα του αντηχείου έχει τρεις εξόδους με διάμετρο 1.6 cm . Δύο από αυτές βρίσκονται κοντά στα άκρα του αντηχείου, ενώ η άλλη βρίσκεται στο κέντρο του. Ένα διαφορικό ακουστικό φορτίο τύπου RC [16] μπορεί να συνδεθεί σε κάποια από τις δύο εξόδους που βρίσκονται πιο κοντά στο σύνδεσμο του αντηχείου. Η γραμμή πλήρωσης τοποθετείται στην έξοδο που βρίσκεται πιο κοντά στον κώνο των 7° . Όλα τα στοιχεία και οι διατάξεις που περιγράφονται παραπάνω φαίνονται στα σχήματα 7-2, 7-3 και 7-4 [22].

7.2 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΠΙΕΣΕΩΝ

7.2.1 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ

Σε αυτή την παράγραφο θα μοντελοποιηθεί ο δακτυλιοειδής αγωγός του σχήματος 7-3, ώστε να εξάγουμε τις εξισώσεις που επιθυμούμε. Οι διαστάσεις των στοιχείων στο δακτύλιο είναι σημαντικά μικρότερες από το μήκος κύματος των ταλαντώσεων. Το γεγονός αυτό μας οδηγεί στη μοντελοποίηση του δακτυλιοειδούς αγωγού όπως αυτή φαίνεται στο σχήμα 7-6. Ο δακτύλιος χωρίζεται σε τμήματα c , t , και d (στο εσωτερικό των οποίων η πίεση είναι ομοιογενής), σε μία αδράνεια και στον αναγεννητή (σχήμα 7-5). Η αδράνεια υποτίθεται ότι λειτουργεί ως ένα στερεό έμβολο με μάζα M_i , που είναι ίση με τη μάζα του αερίου που περιέχεται στο τμήμα της αδράνειας. Το στόμιο μαζί με τον όγκο του αγωγού θερμικής απομόνωσης αντιπροσωπεύουν ένα φορτίο. Επιπλέον υποθέτουμε ότι διάχυση υπάρχει μόνο στον αναγεννητή και στο στόμιο.

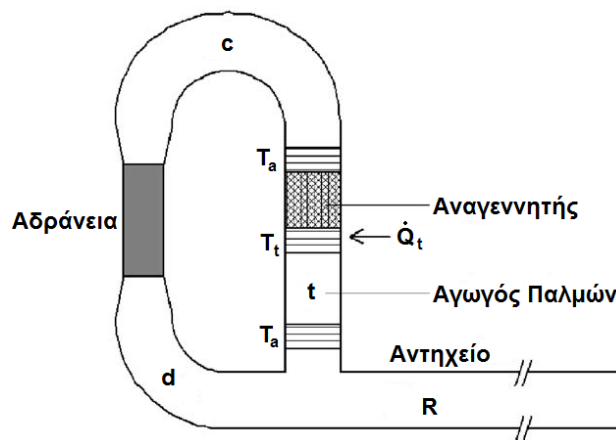
Όλες οι ροές όγκων στο δακτύλιο μπορούν να καθοριστούν από την τοπική πίεση και τη χρονική της παράγωγο, εκτός από τη ροή όγκου στο αντηχείο, V_R^* . Το αντηχείο είναι έχει τόσο μεγάλο μήκος που υπάρχουν θεμελιώδεις υστερήσεις σε αυτό, εξαιτίας της πεπερασμένης ταχύτητας του ήχου. Είναι μία πρόκληση για μελλοντική ανάλυση η

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

μοντελοποίηση του αντηχείου με όρους ακουστικής. Στην παρούσα ανάλυση το αντηχείο έχει μοντελοποιηθεί ως ένας κυλινδρικός χώρος R με όγκο V_R (μέσο μήκος L_{R0} και επιφάνεια διατομής A_R) κλειστός στο δεξί άκρο του με ένα έμβολο μάζας M_R . Μοντελοποιώντας αυτό το σύστημα με αυτόν τον τρόπο μπορούμε να κάνουμε λόγο για ένα τύπο μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων. Επιπλέον θεωρούμε ότι η πίεση στο εσωτερικό του όγκου V_R είναι συνάρτηση μόνο του χρόνου. Η μάζα M_R λαμβάνεται ίση με τη μάζα του αερίου στον όγκο V_R και είναι:

$$M_R = \rho_0 \cdot L_{R0} \cdot A_R$$

Όπου ρ_0 είναι η μέση πυκνότητα του αερίου.



Σχήμα 7-5. Σχηματική παράσταση της μηχανής Stirling τρέχοντος κύματος.

Ο δείκτης θ χρησιμοποιείται για να εκφράσει τις χρονικά μέσες τιμές. Η συχνότητα συντονισμού, ω_R , του συστήματος μάζα – ελατήριο αερίου που σχηματίζεται από τον όγκο V_R και τη μάζα M_R είναι:

$$\omega_R^2 = \frac{\gamma \cdot P_0}{\rho_0 \cdot L_{R0}^2} \quad (7.1)$$

Όπου γ είναι ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων του αερίου και p_0 η μέση πίεση του αερίου στη μηχανή.

Η βασική κυκλική συχνότητα συντονισμού, ω_{ac} , για έναν “ανοιχτό” αγωγό (με μήκος το $1/4$ του μήκους κύματος), όπως στην περίπτωση της διάταξης που μελετάμε [22], δίνεται από την παρακάτω ισότητα:

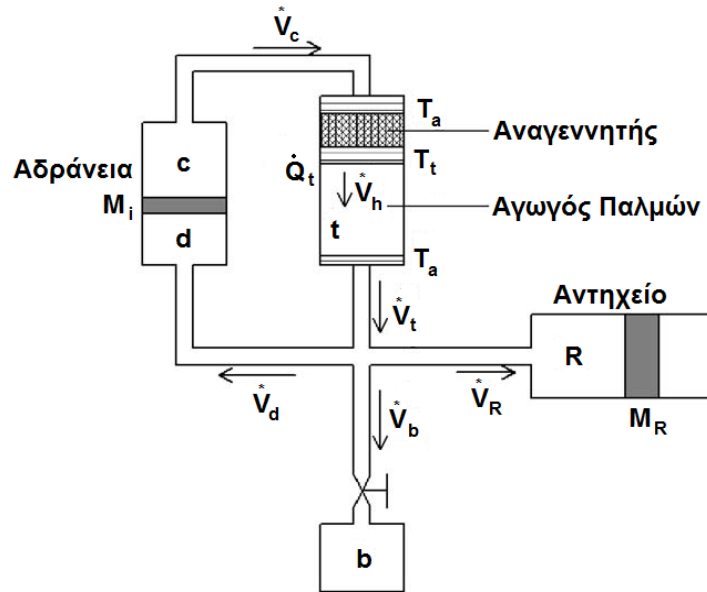
$$\frac{\omega_{ac} \cdot L_{ac}}{c} = \frac{1}{2} \cdot \pi \quad (7.2)$$

Όπου c είναι η ταχύτητα του ήχου και L_{ac} είναι το ακουστικό μήκος του αντηχείου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Θεωρώντας το μέσο μήκος του κυλίνδρου, L_{R0} , με τέτοιο τρόπο που να ισχύει ότι $\omega_R = \omega_{ac}$ και θέτοντας $\rho_0 c^2 = \gamma p_0$ προκύπτει η παρακάτω ισότητα:

$$L_{R0} = \frac{2}{\pi} \cdot L_{ac} \quad (7.3)$$



Σχήμα 7-6. Σχηματική παράσταση της θερμοακουστικής μηχανής. Σε σύγκριση με το σχήμα 7-5 ο αγωγός του αντηχείου έχει αντικατασταθεί από τον όγκο V_R , ο οποίος είναι κλειστός με ένα έμβολο μάζας M_R . Επιπλέον, υποθέτουμε ένα στόμιο με αγωγιμότητα ροής C_o ακολουθούμενο από τον όγκο του αγωγού θερμικής απομόνωσης (ο οποίος θεωρείται ότι είναι πολύ μεγάλος), ώστε να μοντελοποιήσουμε τη διάχυση στη διάταξη εκτός από αυτή που συμβαίνει στον αναγεννητή.

7.2.2 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ

Στις εκφράσεις που θα ακολουθήσουν, οι ιδιότητες και τα μεγέθη που αναφέρονται στο αντηχείο έχουν δείκτη R , ενώ τα μεγέθη για τον αγωγό αδράνειας έχουν το δείκτη i . Οι πιέσεις στους χώρους t , d και R είναι όλες ίσες με την πίεση στον αγωγό παλμών, p_t . Η πίεση στο χώρο c είναι p_c . Η εξίσωση κίνησης της μάζας, M_i , στον αγωγό αδράνειας i δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$M_i \cdot \frac{d^2 x_i}{dt^2} = A_i \cdot (p_t - p_c) \quad (7.4)$$

Όπου x_i είναι η θέση της μάζας M_i , η οποία θεωρείται θετική όταν έχει φορά προς τα πάνω και A_i η επιφάνεια της διατομής του αγωγού αδράνειας.

**ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ**

Ο στιγμιαίος όγκος του χώρου κάτω από τη μάζα M_i (χώρος d), V_d , υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$V_d = V_{d0} + A_i \cdot x_i \quad (7.5)$$

Όπου V_{d0} είναι ο μέσος όγκος του χώρου d .

Με την εξίσωση (7.5) η εξίσωση (7.4) παίρνει την παρακάτω μορφή:

$$\frac{d^2 V_d}{dt^2} = \frac{A_i^2}{M_i} \cdot p_r \quad (7.6)$$

Όπου p_r είναι η πτώση πίεσης κατά μήκος του αναγεννητή (και κατά μήκος του αγωγού αδράνειας) και ορίζεται από την εξίσωση (7.7).

$$p_r = p_t - p_c \quad (7.7)$$

Επιπλέον για ευκολία θα χρησιμοποιήσουμε τις παρακάτω εκφράσεις:

$$\delta p_t = p_t - p_0 \quad (7.8)$$

$$\alpha_R = \frac{A_R^2}{M_R} \text{ και } \alpha_i = \frac{A_i^2}{M_i} \quad (7.9)$$

Η επιτάχυνση της μάζας M_R του αντηχείου υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$M_R \cdot \frac{d^2 x_R}{dt^2} = A_R \cdot \delta p_t \quad (7.10)$$

Όπου x_R είναι η θέση της μάζας M_R .

Ο στιγμιαίος όγκος του αντηχείου υπολογίζεται με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε ο στιγμιαίος όγκος του αγωγού αδράνειας, οπότε έχουμε:

$$V_R = V_{R0} + A_R \cdot x_R \quad (7.11)$$

Όπου V_{R0} ο μέσος όγκος του αντηχείου.

Παραγωγίζοντας δύο φορές την εξίσωση (7.11) και αντικαθιστώντας στην εξίσωση (7.10) προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{d^2 V_R}{dt^2} = \alpha_R \cdot \delta p_t \quad (7.12)$$

Η ροή όγκου μέσω του στομίου υπολογίζεται από την εξίσωση (7.13) και είναι:

$$V_b^* = C_o \cdot \delta p_t \quad (7.13)$$

Όπου C_o είναι η αγωγιμότητα ροής του στομίου.

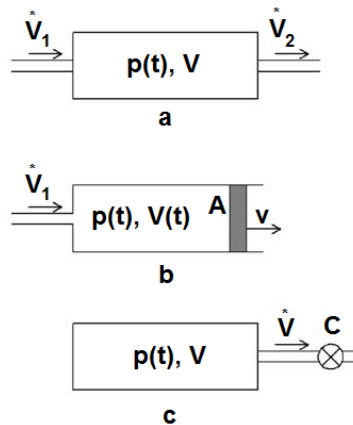
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Στο σχήμα 7-7 παρουσιάζονται τρεις περιπτώσεις που θα μας βοηθήσουν για την περαιτέρω ανάλυση. Στην πρώτη περίπτωση το αέριο ρέει μέσα και έξω από έναν όγκο ελέγχου που έχει όγκο V και πίεση $p(t)$. Στη δεύτερη περίπτωση το αέριο εισέρχεται σε έναν όγκο ελέγχου που υπάρχει ένα έμβολο και τέλος στην τρίτη παρουσιάζεται η περίπτωση στην οποία το αέριο εξέρχεται από ένα δοχείο μέσω μίας βαλβίδας με αγωγιμότητα ροής C . Για αυτές τις τρεις περιπτώσεις έχουμε και τις ανάλογες σχέσεις. Για την περίπτωση του σχήματος 7-7 α έχουμε:

$$\dot{V}_1^* = \dot{V}_2^* + \frac{V}{\gamma \cdot p} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (7.14)$$

Όπου p είναι η στιγμιαία τιμή της πίεσης.

Η εξίσωση (7.14) ισχύει και για αδιαβατικό ιδανικό αέριο μέσα στο δοχείο, ακόμη και αν η θερμοκρασία δεν είναι ομοιογενής. Η περίπτωση αυτή ισχύει για τον αγωγό παλμών, όπου η θερμοκρασία στη μία πλευρά είναι T_i και στην άλλη T_a .



Σχήμα 7-7. Ροές αερίου με μεταβλητή πίεση: (α) είσοδος και έξοδος, (β) είσοδος και έμβολο και (c) σταθερός όγκος και βαλβίδα με αγωγιμότητα ροής C .

Για την περίπτωση του σχήματος 7-7 b η αντίστοιχη εξίσωση που περιγράφει τη μεταβολή είναι:

$$\dot{V}_1^* = v \cdot A + \frac{V}{\gamma \cdot p} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (7.15)$$

Ενώ για το σχήμα 7-7 c η αντίστοιχη εξίσωση είναι:

$$0 = C \cdot (p - p_0) + \frac{V}{\gamma \cdot p} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (7.16)$$

**ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ**

Στην ανάλυση που θα ακολουθήσει έχει υποθεθεί ότι οι μεταβολές των πιέσεων στους διάφορους χώρους της μηχανής είναι πολύ μικρότερες σε σχέση με τη μέση πίεση. Με βάση αυτή την παραδοχή ο όρος $V/\gamma p$ μπορεί να αντικατασταθεί από την έκφραση $V/\gamma p_0$. Κάθε ένας από τους χώρους R , c , d και t του σχήματος 7-6 μπορούν να χαρακτηριστούν από την παράμετρο που ορίζεται με την εξίσωση (7.17).

$$w_i = \frac{\gamma \cdot p_0}{V_{i0}} \quad (7.17)$$

Όπου $i = R, c, d, t$.

Με τις εξισώσεις (7.14) έως (7.17) εκφράζονται οι διάφορες ροές όγκων, όπως ορίζονται στο σχήμα 7-6. Εφαρμόζοντας την εξίσωση (7.14) στον αγωγό παλμών, t προκύπτει η παρακάτω ισότητα:

$$V_h^* = V_t^* + \frac{I}{w_t} \cdot \frac{dp_t}{dt} \quad (7.18)$$

Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις (7.15) και (7.5) για τον όγκο του χώρου d έχουμε:

$$V_d^* = \frac{dV_d}{dt} + \frac{I}{w_d} \cdot \frac{dp_t}{dt} \quad (7.19)$$

Ομοίως χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (7.11) και (7.15), για το χώρο του αντηχείου, R , προκύπτει η παρακάτω ισότητα:

$$V_R^* = \frac{dV_R}{dt} + \frac{I}{w_R} \cdot \frac{dp_t}{dt} \quad (7.20)$$

Επίσης για το χώρο c ισχύουν ακριβώς τα ίδια που περιγράψαμε για τους δύο προηγούμενους χώρους (R και d) και συνεπώς έχουμε:

$$V_c^* = \frac{dV_c}{dt} + \frac{I}{w_c} \cdot \frac{dp_c}{dt} \quad (7.21)$$

Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης μάζας στη μηχανή παίρνουμε την επόμενη σχέση για τις ροές όγκων:

$$V_t^* = V_b^* + V_d^* + V_R^* \quad (7.22)$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Για απλότητα έχει υποτεθεί ότι ο νεκρός όγκος του αναγεννητή είναι μηδενικός. Σε αυτή την περίπτωση η διατήρηση μάζας για τον αναγεννητή μας δίνει ότι:

$$V_t^* = \tau_t \cdot V_c^* \quad (7.23)$$

Όπου τ_t είναι ο λόγος της υψηλής προς τη χαμηλή θερμοκρασία της μηχανής και ορίζεται από την εξίσωση (7.24).

$$\tau_t = \frac{T_t}{T_a} \quad (7.24)$$

Όπου T_a είναι η χαμηλή θερμοκρασία που συμπίπτει με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και T_t είναι η υψηλή θερμοκρασία ($T_t = 725^\circ \text{C}$).

Σε μία γραμμική προσέγγιση, η ροή όγκου, που εισέρχεται στον αναγεννητή, είναι ανάλογη της πτώσης πίεσης p_r και μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$V_c^* = -C_r \cdot p_r \quad (7.25)$$

Όπου C_r είναι η αγωγιμότητα ροής και ορίζεται από την εξίσωση (7.26).

$$C_r = \frac{I}{\eta_a \cdot Z_r} \quad (7.26)$$

Όπου η_a είναι συνεκτικότητα σε θερμοκρασία δωματίου και Z_r είναι ένας συντελεστής που εξαρτάται από την αντίσταση της ροής και υπολογίζεται από την εξίσωση (7.27).

$$Z_r = \frac{z_r \cdot L_r}{A_r} \quad (7.27)$$

Όπου z_r είναι ειδική αντίσταση ροής του αναγεννητή, L_r το μήκος του και A_r η επιφάνεια της διατομής του κάθετα στη διάδοση του κύματος.

Γενικά ο όρος C_r εξαρτάται από την κατανομή της θερμοκρασίας και από άλλους παράγοντες στον αναγεννητή. Πιο λεπτομερής ανάλυση για τον αναγεννητή μπορεί να βρεθεί στις αναφορές [22] και [23]. Για ακόμη πιο λεπτομερείς αριθμητικές αναλύσεις παραπέμπουμε στα προγράμματα Sage [24], Regen3.2 [25] ή DeltaE [26].

7.2.3 ΜΙΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΕΞΙΣΩΣΗ

Στην προηγούμενη παράγραφο παρουσιάστηκαν οι δυναμικές εξισώσεις για κάθε ένα από τα στοιχεία της μηχανής. Σε αυτήν την παράγραφο θα συγκεντρωθούν όλες αυτές οι εξισώσεις, ώστε να προκύψει μία μόνο διαφορική εξίσωση με μία παράμετρο (τη διαφορά

**ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ**

δp_t), η οποία καθορίζει την ολική δυναμική συμπεριφορά. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε ήταν η απαλοιφή διαδοχικά όλων των μεταβλητών εκτός μίας.

Η ροή όγκου V_h^* στην εξίσωση (7.18) μπορούμε να την απαλείψουμε με την εξίσωση (7.23) και έχουμε ότι:

$$\tau_t \cdot V_c^* = V_t^* + \frac{1}{w_t} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} \quad (7.28)$$

Λόγω της εξίσωσης (7.25) ο όρος V_c^* απαλείφεται από την εξίσωση (7.28) οπότε προκύπτει η εξίσωση (7.29):

$$\tau_t \cdot C_r \cdot (p_c - p_t) = V_t^* + \frac{1}{w_t} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} \quad (7.29)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (7.13), (7.19), (7.20) και (7.29) στην (7.22) έχουμε ότι:

$$\tau_t \cdot C_r \cdot p_r + \frac{1}{w_t} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} + C_o \cdot \delta p_t + \frac{dV_d}{dt} + \frac{1}{w_d} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} + \frac{dV_R}{dt} + \frac{1}{w_R} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} = 0 \quad (7.30)$$

Ο συντελεστής w_e δίνεται από την εξίσωση (7.31) και θα αντικατασταθεί στην εξίσωση (7.30) για να προκύψει η εξίσωση (7.32):

$$w_e = \frac{\gamma \cdot P_0}{V_t + V_{d0} + V_{R0}} \quad (7.31)$$

$$-\frac{d\delta p_t}{dt} = \tau_t \cdot w_e \cdot C_r \cdot p_r + w_e \cdot C_o \cdot \delta p_t + w_e \cdot \frac{dV_d}{dt} + w_e \cdot \frac{dV_R}{dt} \quad (7.32)$$

Από τις εξισώσεις (7.21), (7.25) και (7.7) προκύπτει η εξίσωση (7.33):

$$C_r \cdot p_r = -\frac{dV_d}{dt} + \frac{1}{w_c} \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} - \frac{1}{w_c} \cdot \frac{dp_r}{dt} \quad (7.33)$$

Με την εξίσωση (7.32) έχουμε ότι:

$$-\frac{dp_r}{dt} = (w_c + w_e) \cdot \frac{dV_d}{dt} + (\tau_t \cdot w_e \cdot C_r + w_c \cdot C_r) \cdot p_r + w_e \cdot C_o \cdot \delta p_t + w_e \cdot \frac{dV_R}{dt} \quad (7.33)$$

**ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ**

Απαλείφουμε τους όγκους V_R και V_d παραγωγίζοντας τις εξισώσεις (7.34) και (7.32) μία φορά ως προς το χρόνο και με αντικατάσταση των εξισώσεων (7.6) και (7.12) προκύπτουν οι δύο διαφορικές εξισώσεις (7.35) και (7.36):

$$-w_e \cdot C_o \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} - w_e \cdot \alpha_R \cdot \delta p_t = \frac{d^2 p_r}{dt^2} + (\tau_t \cdot w_e + w_c) \cdot C_r \cdot \frac{dp_r}{dt} + (w_e + w_c) \cdot \alpha_i \cdot p_r \quad (7.35)$$

$$\frac{d^2 \delta p_t}{dt^2} + w_e \cdot C_o \frac{d\delta p_t}{dt} + w_e \cdot \alpha_R \cdot \delta p_t = -\tau_t \cdot w_e \cdot C_r \cdot \frac{dp_r}{dt} - w_e \cdot \alpha_i \cdot p_r \quad (7.36)$$

Οι εξισώσεις (7.35) και (7.36) αποτελούν ένα σύστημα δύο γραμμικών διαφορικών εξισώσεων δευτέρας τάξης με μεταβλητές τα μεγέθη δp_t και p_r . Η απαλοιφή του όρου p_r από τις παραπάνω εξισώσεις οδηγεί σε μία απλή ομογενή διαφορική εξίσωση τετάρτης τάξεως ως προς δp_t (εξίσωση 7.37).

$$\frac{d^4 \delta p_t}{dt^4} + a_3 \cdot \frac{d^3 \delta p_t}{dt^3} + a_2 \cdot \frac{d^2 \delta p_t}{dt^2} + a_1 \cdot \frac{d\delta p_t}{dt} + a_0 \cdot \delta p_t = 0 \quad (7.37)$$

Όπου οι συντελεστές της εξίσωσης υπολογίζονται από τις εξισώσεις (7.38) έως (7.41) ως εξής:

$$a_3 = w_e \cdot C_o + w_c \cdot C_r + \tau_t \cdot w_e \cdot C_r \quad (7.38)$$

$$a_2 = w_e \cdot \alpha_R + w_c \cdot \alpha_i + \alpha_i \cdot w_e + w_c \cdot w_e C_o \cdot C_r \quad (7.39)$$

$$a_1 = w_c \cdot w_e \cdot (C_r \cdot \alpha_R + C_o \cdot \alpha_i) \quad (7.40)$$

$$a_0 = w_c \cdot w_e \cdot \alpha_R \cdot \alpha_i \quad (7.41)$$

Εισάγοντας την έκφραση της εξίσωσης (7.42) στη διαφορική εξίσωση (7.37) προκύπτει η έκφραση (7.44).

$$x = \omega_0 \cdot t \quad (7.42)$$

Όπου το ω_0 ορίζεται από την εξίσωση (7.43) και είναι η χαρακτηριστική συχνότητα.

$$\omega_0 = a_0^{1/4} \quad (7.43)$$

Οπότε αντικαθιστώντας τις παραπάνω εξισώσεις (7.42) και (7.43) στην (7.37) προκύπτει η νέα μορφή της διαφορικής εξίσωσης:

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

$$\frac{d^4 \delta p_t}{dt^4} + c_3 \cdot \frac{d^3 \delta p_t}{dt^3} + c_2 \cdot \frac{d^2 \delta p_t}{dt^2} + c_1 \cdot \frac{d \delta p_t}{dt} + \delta p_t = 0 \quad (7.44)$$

Όπου οι νέοι συντελεστές της διαφορικής εξίσωσης υπολογίζονται από τις εξισώσεις (7.45) έως (7.47).

$$c_3 = \frac{a_3}{\omega_0} \quad (7.45)$$

$$c_2 = \frac{a_2}{\omega_0^2} \quad (7.46)$$

$$c_1 = \frac{a_1}{\omega_0^2} \quad (7.47)$$

Όλοι οι συντελεστές της εξίσωσης (7.44) είναι θετικοί και πραγματικοί αριθμοί, οπότε η λύση της εξίσωσης (7.44) θα έχει την παρακάτω μορφή:

$$\delta p_t = \sum_{k=1}^4 C_k \cdot e^{(z_k \cdot \omega_0 \cdot t)} \quad (7.48)$$

Όπου C_k είναι σταθερές που υπολογίζονται από τις αρχικές συνθήκες και z_k είναι οι λύσεις της χαρακτηριστικής εξίσωσης (7.49).

$$z^4 + c_3 \cdot z^3 + c_2 \cdot z^2 + c_1 \cdot z + 1 = 0 \quad (7.49)$$

Η ανάλυση που περιγράψαμε παραπάνω έχει προταθεί από τον A. T. A. M. Waele [27].

7.3 ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΤΩΝ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ

Οι εξισώσεις (7.35) και (7.36) αποτελούν το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων που πρέπει να επιλύσουμε. Όμως το σύστημα αυτό των διαφορικών εξισώσεων μπορεί να γραφεί με την παρακάτω μορφή:

$$\frac{d^2 p_r}{dt^2} = -(\tau_t \cdot \omega_{Cer} + \omega_{Ccr}) \cdot \frac{dp_r}{dt} - \omega_{Ceo} \cdot \frac{d \delta p_t}{dt} - (\omega_{ei}^2 + \omega_{ci}^2) \cdot p_r - \omega_{eR}^2 \cdot \delta p_t \quad (7.50)$$

$$\frac{d^2 \delta p_t}{dt^2} = -\tau_t \cdot \omega_{Cer} \cdot \frac{dp_r}{dt} - \omega_{Ceo} \cdot \frac{d \delta p_t}{dt} - \omega_{ei}^2 \cdot p_r - \omega_{eR}^2 \cdot \delta p_t \quad (7.51)$$

Όπου οι συντελεστές ω_{Ccr} , ω_{Cer} , ω_{Ceo} , ω_{eR} , ω_{ci} και ω_{ei} υπολογίζονται από τις εξισώσεις (7.52) έως (7.57).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

$$\omega_{Ccr} = w_c \cdot C_r \quad (7.52)$$

$$\omega_{Cer} = w_e \cdot C_r \quad (7.53)$$

$$\omega_{Ceo} = w_e \cdot C_o \quad (7.54)$$

$$\omega_{eR} = \sqrt{w_e \cdot \alpha_R} \quad (7.55)$$

$$\omega_{ci} = \sqrt{w_c \cdot \alpha_i} \quad (7.56)$$

$$\omega_{ei} = \sqrt{w_e \cdot \alpha_i} \quad (7.57)$$

Το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων (7.50) και (7.51) μπορεί να γραφεί με τη μορφή πίνακα, οπότε έχουμε την εξίσωση (7.58):

$$X' = A \cdot X \quad (7.58)$$

Όπου οι πίνακες X' , A και X ορίζονται από τις εξισώσεις (7.59) έως (7.61).

$$X' = \begin{bmatrix} \frac{d^2 p_r}{dt^2} \\ \frac{d^2 \delta p_t}{dt^2} \\ \frac{dp_r}{dt} \\ \frac{d\delta p_t}{dt} \end{bmatrix} \quad (7.59)$$

$$A = \begin{bmatrix} -(\tau_t \cdot \omega_{Cer} + \omega_{Ccr}) & -\omega_{Ceo} & -(\omega_{ci}^2 + \omega_{ei}^2) & -\omega_{eR}^2 \\ -\tau_t \cdot \omega_{Cer} & -\omega_{Ceo} & \omega_{ei}^2 & -\omega_{eR}^2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.60)$$

$$X = \begin{bmatrix} \frac{dp_r}{dt} \\ \frac{d\delta p_t}{dt} \\ p_r \\ \delta p_t \end{bmatrix} \quad (7.61)$$

Σύμφωνα με το Waele [27] για να έχουμε ευσταθή λύση στο σύστημα των διαφορικών εξισώσεων (7.50) και (7.51) θα πρέπει οι συντελεστές της χαρακτηριστικής εξίσωσης (7.49)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

να είναι θετικοί και μη μηδενικοί αριθμοί θα πρέπει να ικανοποιείται και ένα άλλο κριτήριο. Τα δύο κριτήρια που θα πρέπει να ικανοποιούνται φαίνονται στον πίνακα 7-1.

Πίνακας 7-1. Ευσταθείς λειτουργικοί περιορισμοί της μηχανής.

$\frac{a_1}{a_3} + a_0 \cdot \frac{a_3}{a_1} - a_2 = 0$			(K1)
$c_1 > 0$	$c_2 > 0$	$c_3 > 0$	(K2)

Για τον υπολογισμό των συντελεστών ο Waele [27] παρέχει και ορισμένα χαρακτηριστικά μεγέθη της μηχανής. Αυτά τα μεγέθη παρουσιάζονται στον πίνακα 7-2.

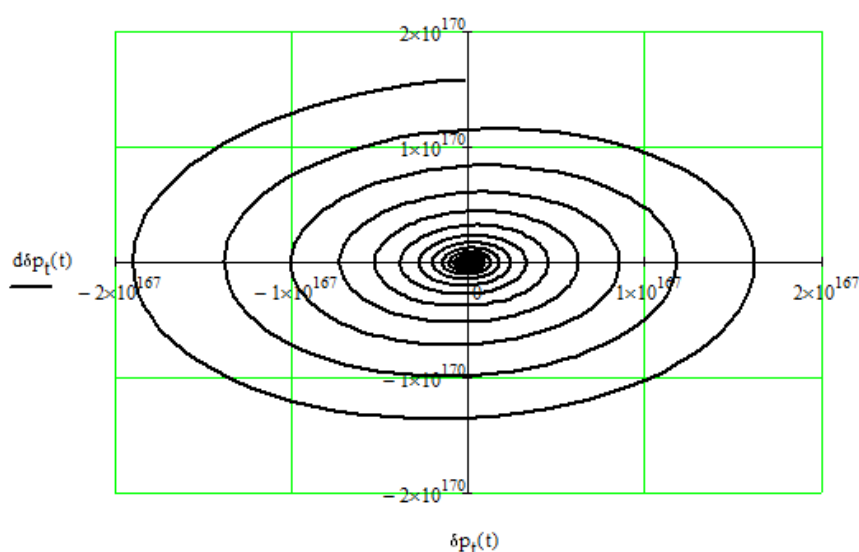
Πίνακας 7-2. Χαρακτηριστικά Μεγέθη της Μηχανής.

<u>Παράμετροι Συστήματος</u>	<u>Σύμβολο</u>	<u>Τιμή</u>
Διάμετρος Αναγεννητή	D_R	0.102 m
Ακουστικό Μήκος Αντηχείου	L_{ac}	2 m
Διάμετρος Αναγεννητή	D_r	0.0889 m
Μήκος Αναγεννητή	L_r	0.073 m
Ειδική Αντίσταση Αναγεννητή	z_r	$3.6 \cdot 10^9 \text{ m}^{-2}$
Μήκος Αγωγού Παλμών	L_t	0.24 m
Διάμετρος Αγωγού Παλμών	D_t	0.078 m
Μέσο Μήκος του Χώρου d	L_{d0}	0.209 m
Διάμετρος του Χώρου d	D_d	0.085 m
Μήκος του Αγωγού Αδράνειας	L_i	0.256 m
Διάμετρος του Αγωγού Αδράνειας	D_i	0.078 m
Μέσος Όγκος του Χώρου c	V_{c0}	0.00283 m^3
Θερμοκρασία Περιβάλλοντος	T_a	300 K
Μέση Πίεση	p_0	3 MPa
Λόγος Ειδικών Θερμοχωρητικοτήτων	γ	1.67
Συνεκτικότητα στη Θερμοκρασία T_a	η_a	$20 \mu\text{sPa}$
Πυκνότητα	ρ_0	4.81 Kg/m^3
Αγωγιμότητα Στομίου	C_o	$0.1 \cdot C_r$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

Πίνακας 7-3. Προτεινόμενες τιμές από τον Waele για ευστάθεια στις λύσεις του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων (7.50) και (7.51).

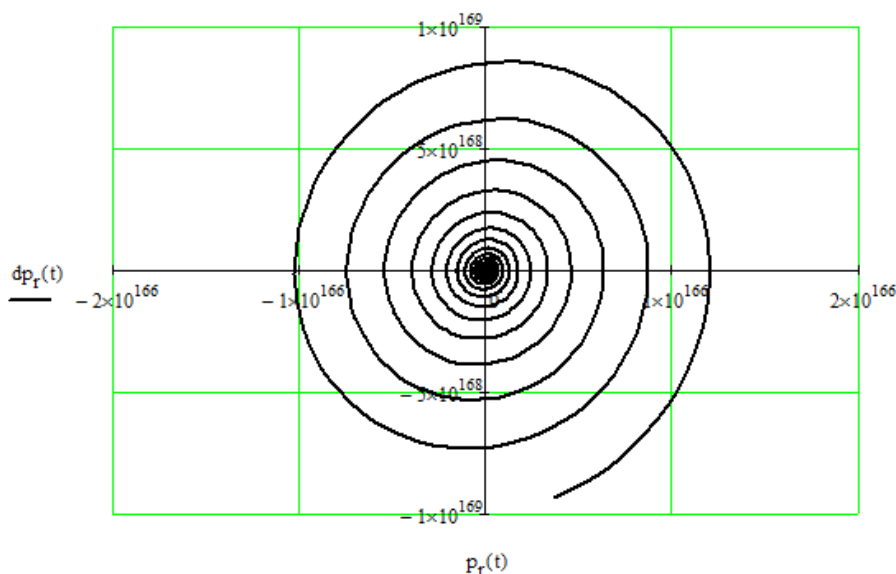
$c_1 = 0.54$	$\alpha_0 = 3.59 \cdot 10^{12} \cdot s^{-4}$	$\omega_{Ccr} = 2086 \cdot rad/s$
$c_2 = 4.75$	$\alpha_1 = 1.41 \cdot 10^9 \cdot s^{-3}$	$\omega_{Cer} = 463.699 \cdot rad/s$
$c_3 = 2.45$	$\alpha_2 = 8.99 \cdot 10^6 \cdot s^{-2}$	$\omega_{Ceo} = 46.37 \cdot rad/s$
-	$\alpha_3 = 3.37 \cdot 10^3 \cdot s^{-1}$	$\omega_{eR} = 722.566 \cdot rad/s$
-	-	$\omega_{ci} = 2620 \cdot rad/s$
-	-	$\omega_{ei} = 1232 \cdot rad/s$



Σχήμα 7-8. Η πρώτη παράγωγος της διαφοράς πίεσης δp_t ως προς το χρόνο ($d\delta p_t/dt$) ως συνάρτηση της διαφοράς πίεσης δp_t για τα πρώτα 10 δευτερόλεπτα λειτουργίας της μηχανής.

Στο διάγραμμα η πρώτη παράγωγος της διαφοράς πίεσης δp_t ως προς το χρόνο ($d\delta p_t/dt$) συμβολίζεται με $d\delta p_t$.

Ο Waele στην ανάλυσή του [27] προτείνει τις παρακάτω τιμές (πίνακας 7-3) για να έχουμε ευστάθεια στις λύσεις του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφέρουμε ότι επιθυμούμε την ευστάθεια των λύσεων ώστε να λειτουργεί σωστά η μηχανή. Κάθε μορφής αστάθεια έχει ως αποτέλεσμα τη λανθασμένη λειτουργία της μηχανής. Αν η τιμή της εξίσωσης (K1) είναι μεγαλύτερη του μηδενός τότε οι ταλαντώσεις στο εσωτερικό της μηχανής ενισχύονται συνεχώς και υπάρχει κίνδυνος καταστροφής της μηχανής. Αντίθετα, αν η τιμή της εξίσωσης (K1) είναι μικρότερη του μηδενός τότε οι ταλαντώσεις στο εσωτερικό της μηχανής συνεχώς εξασθενούν και έπειτα από κάποιο χρονικό διάστημα η μηχανή σταματάει να λειτουργεί.



Σχήμα 7-9. Η πρώτη παράγωγος της διαφοράς πίεσης p_r ως προς το χρόνο (ddp_r/dt) ως συνάρτηση της διαφοράς πίεσης p_r για τα πρώτα 10 δευτερόλεπτα λειτουργίας της μηχανής.

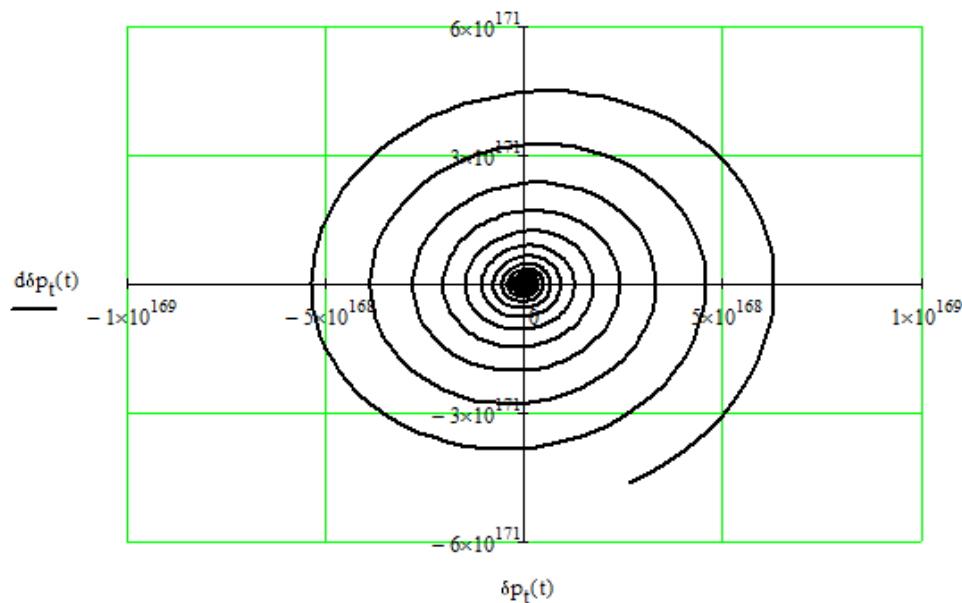
Στο διάγραμμα η πρώτη παράγωγος της διαφοράς πίεσης p_r ως προς το χρόνο (dp_r/dt) συμβολίζεται με dp_r .

Παρατηρούμε ότι το κριτήριο (K2) του πίνακα 7-1 ικανοποιείται. Αντίθετα το κριτήριο (K1) δεν ικανοποιείται αφού με τις τιμές του πίνακα 7-3 έχουμε ότι:

$$\frac{a_1}{a_3} + a_0 \cdot \frac{a_3}{a_1} - a_2 = 8.752 \cdot 10^3$$

Οπότε οι λύσεις των διαφορικών εξισώσεων (7.50) και (7.51) δεν είναι ευσταθείς και αυτό επιβεβαιώνεται και από τα διαγράμματα στα σχήματα 7-8 και 7-9. Σε αυτά τα σχήματα φαίνεται ότι οι λύσεις που προκύπτουν έχουν μορφή σπείρας. Αν ήταν ευσταθείς οι λύσεις θα έπρεπε να σχηματίζουν μία έλλειψη. Η συχνότητα λειτουργίας της μηχανής για τις τιμές που προτείνει ο Waele είναι: $\nu = 102.92 \text{ Hz}$ [27].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ



Σχήμα 7-10. Η αστάθεια της λύσης που παρατηρείται με τις τιμές του πίνακα 7-4 για τη διαφορά πίεσης δp_t .

Πίνακας 7-4. Υπολογισμένες τιμές των συντελεστών των διαφορικών εξισώσεων από την ανάλυση του Waele [27].

$c_1 = 0.54$	$\alpha_0 = 3.61 \cdot 10^{12} \cdot s^{-4}$	$\omega_{Ccr} = 2091 \cdot rad/s$
$c_2 = 4.75$	$\alpha_1 = 1.42 \cdot 10^9 \cdot s^{-3}$	$\omega_{Cer} = 464.5 \cdot rad/s$
$c_3 = 2.67$	$\alpha_2 = 9.02 \cdot 10^6 \cdot s^{-2}$	$\omega_{Ceo} = 46.45 \cdot rad/s$
-	$\alpha_3 = 3.68 \cdot 10^3 \cdot s^{-1}$	$\omega_{eR} = 724 \cdot rad/s$
-	-	$\omega_{ci} = 3000 \cdot rad/s$
-	-	$\omega_{ei} = 1200 \cdot rad/s$

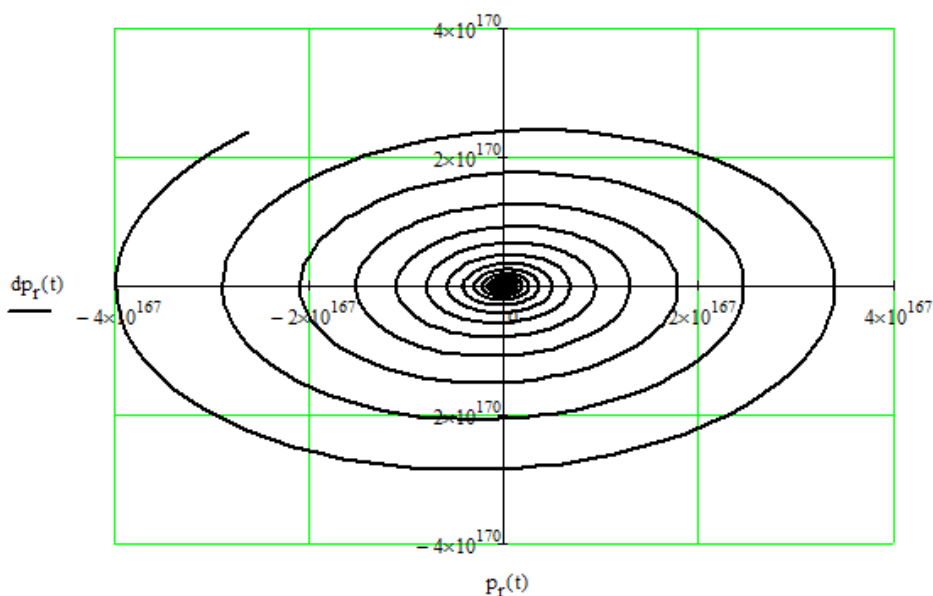
Εμείς βάσει των στοιχείων του πίνακα 7-2 υπολογίζουμε τους αντίστοιχους συντελεστές του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων. Οι τιμές που υπολογίζουμε βάσει των στοιχείων που παραθέτει ο Waele [27] φαίνονται στον πίνακα 7-4. Αντικαθιστώντας τις τιμές του πίνακα 7-4 στην εξίσωση (7.62) υπολογίζουμε τη συχνότητα λειτουργίας της μηχανής και είναι: $\nu = 98.70 \text{ Hz}$ [27].

Με αυτές τις τιμές κάναμε επίλυση του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων (7.50) και (7.51). Είναι προφανές ότι το κριτήριο ευσταθούς λειτουργίας (K2) ικανοποιείται. Αντίθετα το κριτήριο (K1) δεν ικανοποιείται, αλλά έχουμε ότι:

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

$$\frac{a_1}{a_3} + a_0 \cdot \frac{a_3}{a_1} - a_2 = 7.41 \cdot 10^5$$

Παρατηρούμε ότι και με αυτές τις τιμές δεν υπάρχει ευστάθεια. Αυτό παρουσιάζεται και στα σχήματα 7-10 και 7-11 που σχεδιάστηκαν βάσει των τιμών του πίνακα 7-4.



Σχήμα 7-11. Η αστάθεια της λύσης που παρατηρείται με τις τιμές του πίνακα 7-4 για τη διαφορά πίεσης p_r .

7.4 ΑΝΑΦΟΡΕΣ 7^{ΟΥ} ΚΕΦΑΛΑΙΟΥ

1. Walker, G., “Stirling Engines”, Clarendon, Oxford, 1960.
2. Radebaugh, R., “A review of pulse tube refrigeration”, Adv. Cryog. Eng. 35, pp. 1191 – 1205, 1990.
3. West, C. D., “Liquid Piston Stirling Engines”, Van Nostrand Reinhold, New York, 1983.
4. Ceperley, P. H., “A pistonless Stirling engine – the travelling wave heat engine”, J. Acoust. Soc. Am. 66, pp. 1508 – 1513, 1979.
5. Yazaki, T., Iwata, A., Maekawa, T. and Tominaga, A., “Travelling wave thermoacoustic engine in a looped tube”, Phys. Rev. Lett. 81, pp. 3128 – 3131, 1998.
6. Ceperley, P. H., “Gain and efficiency of a short traveling wave heat engine”, J. Acoust. Soc. Am. 77, pp. 1239 – 1244, 1985.
7. Gedeon, D., “DC gas flows in Stirling and pulse-tube cryocoolers”, Cryocoolers 9, edited by R. G. Ross, Plenum, pp. 385 – 392, New York, 1997.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ

8. Olson, J. R. and Swift, G. W., “Acoustic streaming in pulse tube refrigerators: Tapered pulse tubes”, *Cryogenics* 37, pp. 769 – 776, 1997.
9. Ju, Y. L., Wang, C., and Zhou, Y., “Dynamic experimental study of the multi-bypass pulse tube refrigerator with two-bypass tubes”, *Adv. Cryog. Eng.* 43, pp. 2031 – 2037, 1998.
10. Ravex, A., Poncet, J. M., Charles, I. and Bleuze, P., “Development of low frequency pulse tube refrigerators”, *Adv. Cryog. Eng.* 43, pp. 1957 – 1964, 1998.
11. Swift, G. W., “Thermoacoustic engines”, *J. Acoust. Soc. Am.* 84, 1145 – 1180, 1988.
12. Σύμφωνα με τους Backhaus και Swift ο υψηλότερος βαθμός απόδοσης μηχανής στάσιμου κύματος είναι 0.18 και έχει αναφερθεί από τον C. Jin. Η διαπίστωση αυτή ήταν βασισμένη στην ακουστική ισχύ που αποδίδεται από τη μηχανή στο αντηχείο, χρησιμοποιώντας τη συσκευή των K. M. Godshalk και των συνεργατών του, *Adv. Cryog. Eng.* 41, pp. 1411 – 1418, 1996. Συγκρίσιμος βαθμός απόδοσης επιτεύχθηκε και με μία πολύ μεγαλύτερη μηχανή στάσιμου κύματος στην Cryenco Inc. που περιγράφεται στην παρακάτω ιστοσελίδα: <http://lib-www.lanl.gov/la-pubs/00412750.pdf>.
13. Backhaus, S. and Swift, G. W., “A thermoacoustic-Stirling heat engine”, *Nature* 399, pp. 335 – 338, London, 1999.
14. Bejan, A., “Advanced Engineering Thermodynamics”, 2nd ed., Wiley, New York, 1997.
15. Organ, A. J., “Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine”, Cambridge University Press, Cambridge, U.K., 1992.
16. Fusco, A. M., Ward, W. C. and Swift, G. W., “Two-sensor power measurements in lossy ducts”, *J. Acoust. Soc. Am.* 91, pp. 2229 – 2235, 1992.
17. Klopp, W. D., “Inconel Alloy 625, Aerospace Structural Metals Handbook”, Code 4117, July 1993, Metals and Ceramics Information Center 1997.
18. Ohio Semitronics, Inc., 4242 Reynolds Dr., Hilliard, OH 43026.
19. Idelchik, I. E., “Handbook of Hydraulic Resistance”, 3rd ed., Begell House, New York, 1996.
20. Swift, G. W., Gardner, D. L. and Backhaus, S., “Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators”, *J. Acoust. Soc. Am.* 105, pp. 711 – 724, 1999.
21. Iguchi, M., Ohmi, M. and Maegawa, K., “Analysis of free oscillating flow in a U-shaped tube”, *Bull. JSME* 25, 1398, 1982.
22. Backhaus, S. and Swift, G. W., “A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study”, *J. Acoust. Soc. Am.* 107 (6), June 2000.
23. Waele, A. T. A. M., “Regenerator dynamics in the harmonic approximation II”, *Cryogenics* 41, pp. 195 – 200, 2001.

**ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΣΕ ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ STIRLING
ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ**

24. Gedeon, D., “Sage: object orientated software for Stirling – type machine design”, Proceedings of the 29th Intersociety Energy Conversion and Engineering Conference Vol.4, American Institute for Aeronautics and Astronautics, pp. 1902 – 1907, Monterey, CA, 1994.
25. Gary, J., O’ Gallagher, A., Radebaugh, R. and Marquardt, E., “REGEN3.2 regenerator model: user manual”, NIST Technical Note, 2001.
26. Swift, G., “A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators”, The Acoustical Society of America, ISBN 0 – 7354 – 0065 – 2, 2002.
27. de Waele, A. T. A. M., “Basic treatment of onset conditions and transient effects in thermoacoustic Stirling engines”, Journal of Sound and Vibration 325, pp. 974 – 988, 2009.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο.
ΕΠΙΛΥΣΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ
ΣΥΜΦΩΝΑ ΜΕ ΤΟ WAELE [ΑΣΤΑΘΕΙΑ].
Το αρχείο αυτό αναφέρεται στο Κεφάλαιο 7.

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ ΤΩΝ BACKHAUS ΚΑΙ SWIFT

Το πρόγραμμα αυτό επιλύει το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων υπολογισμού των διαφορών πίεσης στο εσωτερικό της μηχανής των Backhaus και Swift, όπως αυτές εκφράστηκαν από το Waele στο **7ο Κεφάλαιο** (εξισώσεις **7.50** και **7.51**). Σε αυτό το πρόγραμμα αντικαθιστούμε τους συντελεστές των διαφορικών εξισώσεων που προτείνει ο ίδιος ο συγγραφέας και εξετάζουμε την ευστάθεια των λύσεων. Όλες οι μονάδες των παρακάτω μεγεθών είναι στο S.I.

Ο Waele προτείνει τις παρακάτω τιμές για τους συντελεστές του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων ώστε να έχουμε ευσταθείς λύσεις.

$$\tau_t := 3.327 \quad \underline{a_0} := 3.59 \cdot 10^{12} \quad a_1 := 1.41 \cdot 10^9 \quad a_2 := 8.99 \cdot 10^6 \quad a_3 := 3.37 \cdot 10^3$$

$$\omega_{Cer} := 332 \cdot 2 \cdot \pi \quad \omega_{Cer} = 2.086 \times 10^3$$

$$\omega_{Cer} := 73.8 \cdot (2 \cdot \pi) \quad \omega_{Cer} = 463.699$$

$$\omega_{Ce0} := 7.38 \cdot (2 \cdot \pi) \quad \omega_{Ce0} = 46.37$$

$$\omega_{eR} := 115 \cdot (2 \cdot \pi) \quad \omega_{eR} = 722.566$$

$$\omega_{ci} := 417 \cdot (2 \cdot \pi) \quad \omega_{ci} = 2.62 \times 10^3$$

$$\omega_{ei} := 196 \cdot (2 \cdot \pi) \quad \omega_{ei} = 1.232 \times 10^3$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο

Ως αρχικές τιμές λαμβάνονται τυχαία οι παρακάτω, χωρίς όμως αυτό να επηρεάζει τη λύση του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων της πίεσης, αφού το πρόβλημα δεν είναι πρόβλημα αρχικών τιμών.

$$\underline{y}_0 := \begin{pmatrix} 1.3 \\ 1.25 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Αδιαστατοποιούμε τον παρακάτω πίνακα πολλαπλασιάζοντας με το αντίστροφο των μονάδων των συντελεστών. Η επίλυση του αρχικού συστήματος των διαφορικών εξισώσεων είναι:

Εξίσ. (7.60): $\underline{A} := \begin{bmatrix} -(\tau_t \cdot \omega_{Cer} + \omega_{Ccr}) & -\omega_{Ce0} & -(\omega_{ci}^2 + \omega_{ei}^2) & -\omega_{eR}^2 \\ -(\tau_t \cdot \omega_{Cer}) & -\omega_{Ce0} & \omega_{ei}^2 & -\omega_{eR}^2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$ $\underline{N} := \text{cols}(\underline{A})$ $N = 4$

Με ιδιοτιμές: $\underline{m} := \text{eigenvals}(\underline{A})$ $m = \begin{pmatrix} -1.877 \times 10^3 + 2.276i \times 10^3 \\ -1.877 \times 10^3 - 2.276i \times 10^3 \\ 39.159 + 769.707i \\ 39.159 - 769.707i \end{pmatrix}$

Και ιδιοδιανύσματα: $\underline{v} := \text{eigenvecs}(\underline{A})$

$$\underline{v} = \begin{pmatrix} 0.834 & 0.834 & -0.06 + 0.017i & -0.06 - 0.017i \\ 0.278 + 0.476i & 0.278 - 0.476i & 0.998 & 0.998 \\ -1.799 \times 10^{-4} - 2.181i \times 10^{-4} & -1.799 \times 10^{-4} + 2.181i \times 10^{-4} & 1.811 \times 10^{-5} + 7.861i \times 10^{-5} & 1.811 \times 10^{-5} - 7.861i \times 10^{-5} \\ 6.463 \times 10^{-5} - 1.755i \times 10^{-4} & 6.463 \times 10^{-5} + 1.755i \times 10^{-4} & 6.58 \times 10^{-5} - 1.293i \times 10^{-3} & 6.58 \times 10^{-5} + 1.293i \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο

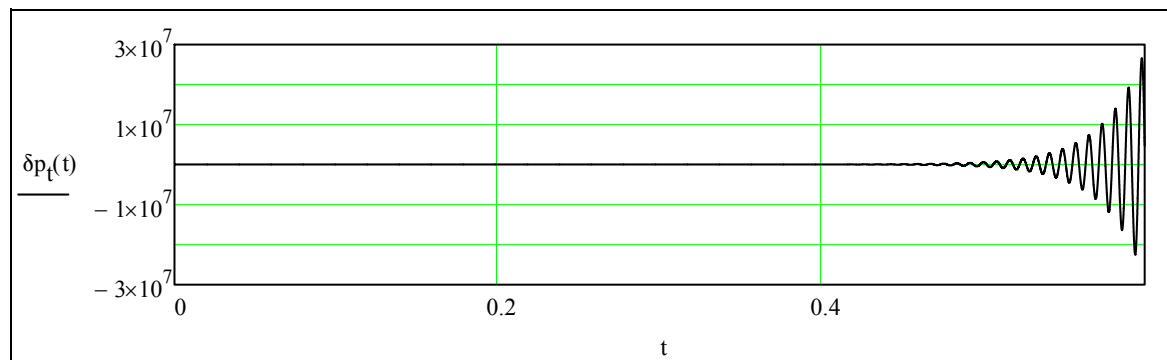
$$X' = A \cdot X \quad c := \text{lsolve}(v, Y0) \quad c = \begin{pmatrix} 0.824 + 0.569i \\ 0.824 - 0.569i \\ 0.668 - 0.152i \\ 0.668 + 0.152i \end{pmatrix}$$

$$S(t, i) := \sum_{n=0}^{N-1} \left(c_n \cdot v_{i,n} \cdot e^{m_n \cdot t} \right) \quad S(t, i) := c_0 \cdot v_{i,0} \cdot e^{m_0 \cdot t} + c_1 \cdot v_{i,1} \cdot e^{m_1 \cdot t} + c_2 \cdot v_{i,2} \cdot e^{m_2 \cdot t} + c_3 \cdot v_{i,3} \cdot e^{m_3 \cdot t}$$

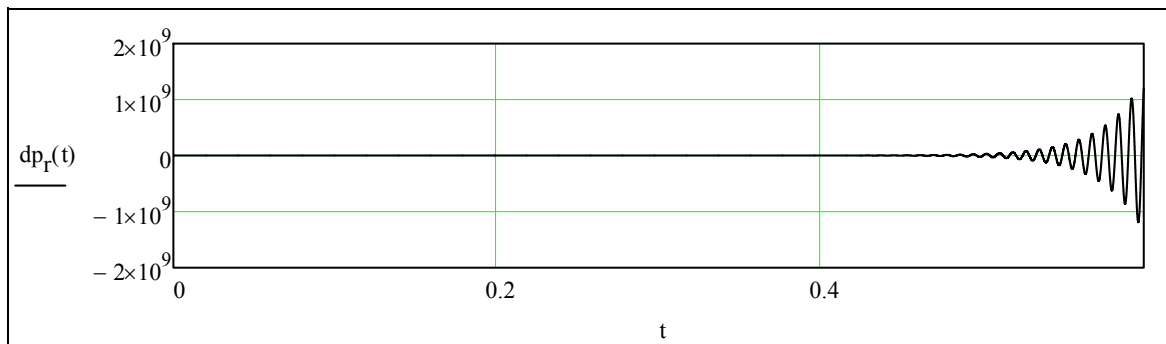
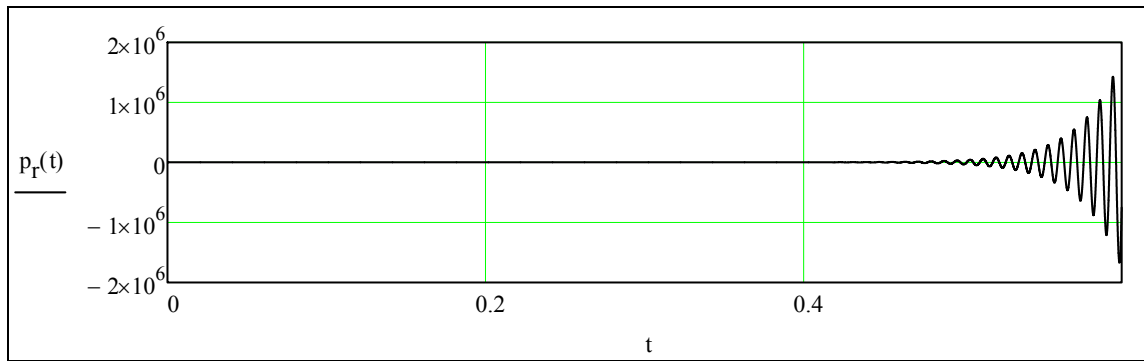
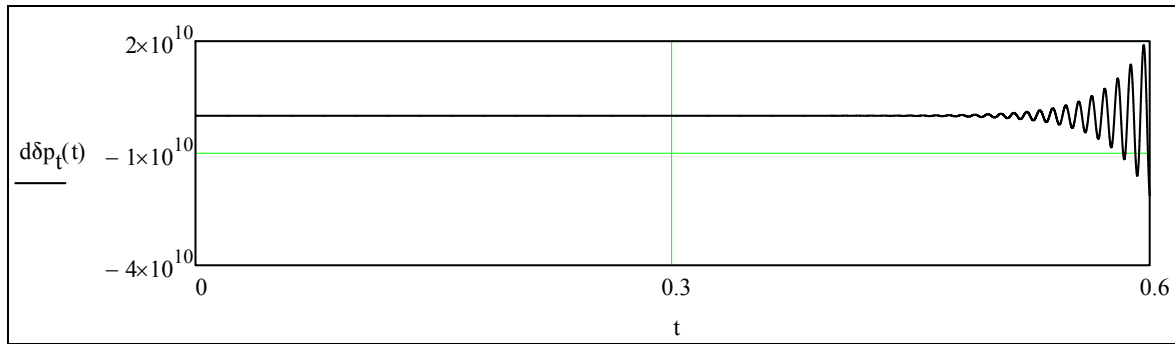
Διαγράμματα Μεταβολών Πίεσης και των Χρονικών Παραγώγων τους ως προς το Χρόνο.

Όπως φαίνεται και από τις ιδιοτιμές του συστήματος δεν έχουμε ευστάθεια, αφού υπάρχουν μιγαδικές ρίζες με θετικό πραγματικό μέρος. Αποτέλεσμα αυτού είναι τα διαγράμματα της Χρονικής Παραγωγού Μεταβολής της Πίεσης - Μεταβολής Πίεσης να είναι ασταθή. Ακόμη και σε ένα μικρό χρονικό διάστημα μετά την εκκίνηση της μηχανής, τα πλάτη των πιέσεων αυξάνουν αρκετά. Σύστημα μονάδων μέτρησης το SI.

$$t := 0, 0.00001 .. 0.6 \quad d\delta p_t(t) := \text{Re}(S(t, 1)) \quad \delta p_t(t) := \text{Re}(S(t, 3)) \quad dp_t(t) := \text{Re}(S(t, 0)) \quad p_t(t) := \text{Re}(S(t, 2))$$



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο

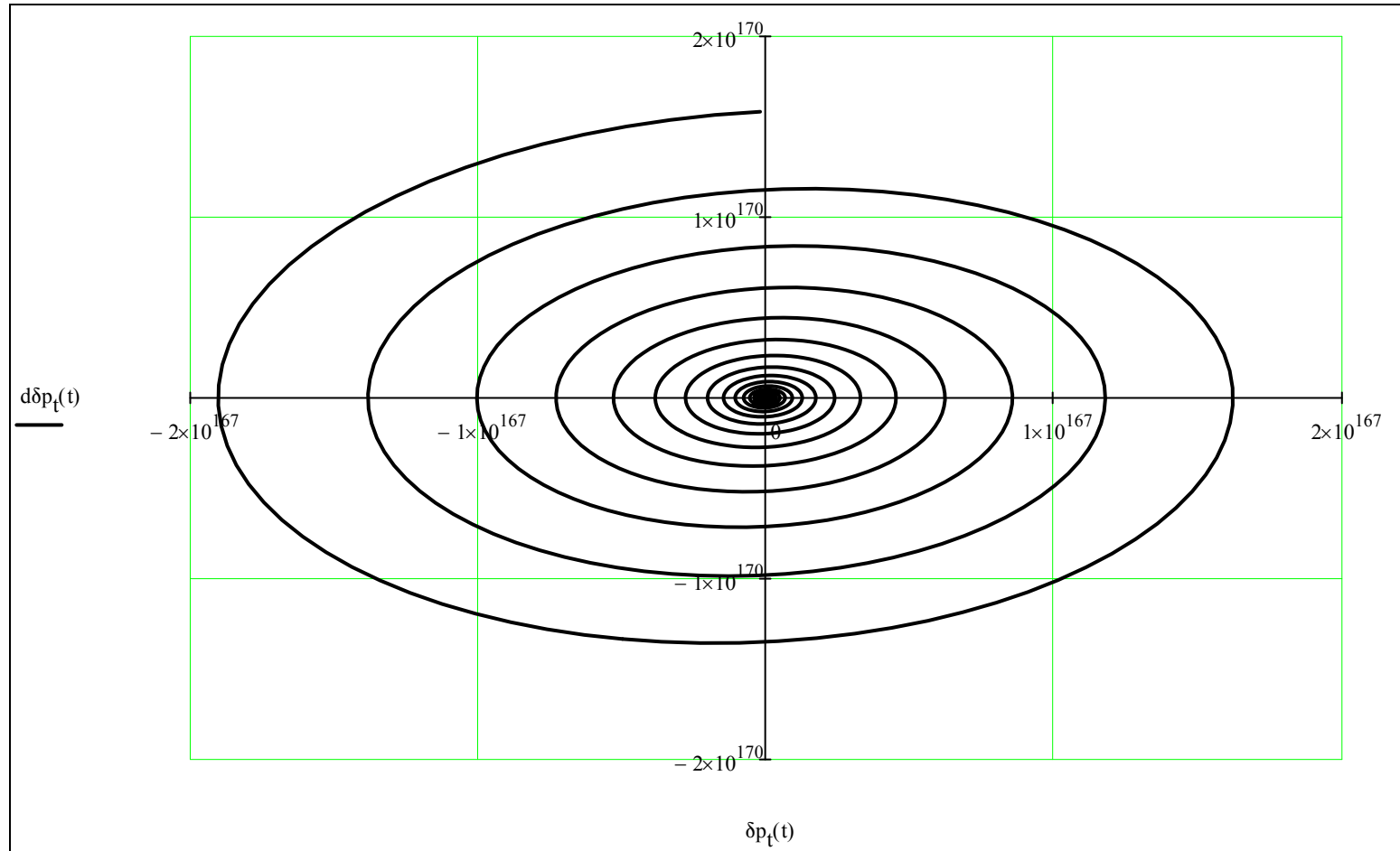


Διαγράμματα Χρονικών Παραγώγων των Μεταβολών Πίεσης ως προς τις Μεταβολές Πίεσης.

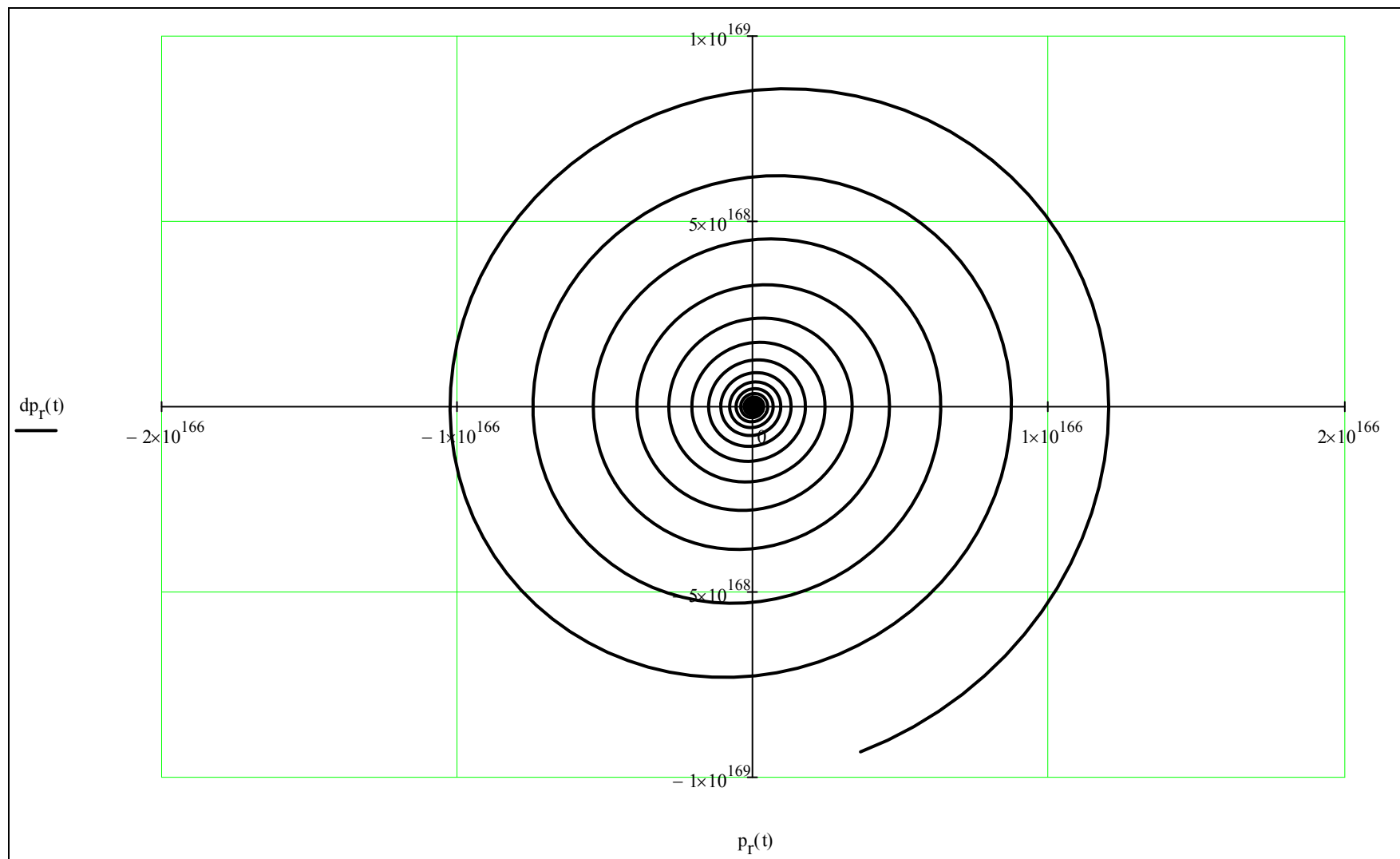
Όπως φαίνεται και από τα παρακάτω διαγράμματα οι μεταβολές των πιέσεων δεν είναι ευσταθείς.

Σύστημα μονάδων μέτρησης το SI.

$$t := 0, 0.0001 .. 10$$



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο.
ΕΠΙΛΥΣΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ
ΣΥΜΦΩΝΑ ΜΕ ΤΟ WAELE [ΑΣΤΑΘΕΙΑ].
Το αρχείο αυτό αναφέρεται στο Κεφάλαιο 7.

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΑΚΟΥΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΗ ΤΡΕΧΟΝΤΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ ΤΩΝ BACKHAUS ΚΑΙ SWIFT

Το πρόγραμμα αυτό επιλύει το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων υπολογισμού των διαφορών πίεσης στο εσωτερικό της μηχανής των Backhaus και Swift, όπως αυτές εκφράστηκαν από το Waele στο **7ο Κεφάλαιο** (εξισώσεις **7.50** και **7.51**). Για να υπολογίσουμε τους διάφορους συντελεστές των διαφορικών εξισώσεων θα χρησιμοποιήσουμε τα παρακάτω δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά λειτουργίας της μηχανής. Όλες οι μονάδες των παρακάτω μεγεθών είναι στο S.I.

Θερμοκρασία Θερμού Εναλλάκτη $T_t := 998.15$

Θερμοκρασία Ψυχρού Εναλλάκτη $T_a := 300$

Μέση Πυκνότητα Αερίου $\rho_0 := 4.81$

Μέση Πίεση Αερίου $p_0 := 3 \cdot 10^6$

Συνεκτικότητα στη θερμοκρασία T_a $n_a := 20 \cdot 10^{-6}$

Λόγος Ειδικών Θερμοχωρητικοτήτων Αερίου $\gamma := 1.67$

Διάμετρος Αντηχείου $D_R := 0.102$

Ακουστικό Μήκος Αντηχείου $L_{ac} := 2$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

Μέσο Μήκος του Κυλίνδρου του Αντηχείου	$L_{R0} := \frac{2}{\pi} \cdot L_{ac}$
Επιφάνεια Διατομής Αντηχείου	$A_R := \frac{\pi D_R^2}{4}$
Μάζα Αερίου στο Αντηχείο	$M_R := \rho_0 \cdot L_{R0} \cdot A_R$
Διάμετρος Αγωγού Αδράνειας	$D_i := 0.078$
Μήκος Αγωγού Αδράνειας	$L_i := 0.256$
Επιφάνεια Διατομής Αγωγού Αδράνειας	$A_i := \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$
Μάζα Αερίου στον Αγωγό Αδράνειας	$M_i := \rho_0 \cdot L_i \cdot A_i$
Ειδική Αδράνεια Ροής του Αναγεννητή	$z_T := 3.6 \cdot 10^9$
Διάμετρος Αναγεννητή	$D_T := 0.0889$
Μήκος Αναγεννητή	$L_T := 0.073$
Επιφάνεια Διατομής Αναγεννητή	$A_T := \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}$
Μέσος Όγκος του χώρου c	$V_{c0} := 0.00283$
Διάμετρος Αγωγού Παλμών	$D_t := 0.078$
Μήκος Αγωγού Παλμών	$L_t := 0.24$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

Επιφάνεια Διατομής Αγωγού Παλμών	$A_t := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4}$
Διάμετρος του χώρου d	$D_d := 0.085$
Μέσο μήκος του χώρου d	$L_{d0} := 0.209$
Επιφάνεια Διατομής του χώρου d	$A_d := \frac{\pi \cdot D_d^2}{4}$
Όγκος του Αγωγού Παλμών	$V_t := L_t \cdot A_t$
Μέσος Όγκος του Αντιχείου	$V_{R0} := L_{R0} \cdot A_R$
Μέσος Όγκος του χώρου d	$V_{d0} := L_{d0} \cdot A_d$
Λόγος Θερμοκρασιών	$\tau_t := \frac{T_t}{T_a}$
Γεωμετρική Αδράνεια της ροής στον Αναγεννητή	$Z_r := \frac{z_r \cdot L_r}{A_r}$
Συναγωγιμότητα Ροής στον Αναγεννητή	$C_r := \frac{1}{n_a \cdot Z_r}$
Συναγωγιμότητα Ροής στο Στόμιο	$C_o := 0.1 C_r$
Συντελεστής Συμμόρφωσης του χώρου c	$w_c := \frac{\gamma \cdot P_0}{V_{c0}}$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

Στη συνέχεια ορίζουμε και υπολογίζουμε κάποιους χρήσιμους συντελεστές.

$$w_e := \frac{\gamma \cdot P_0}{V_t + V_{d0} + V_{R0}} \quad \alpha_R := \frac{A_R^2}{M_R} \quad \alpha_i := \frac{A_i^2}{M_i}$$

$$a_0 := w_c \cdot w_e \cdot \alpha_R \cdot \alpha_i \quad a_0 = 3.61 \times 10^{12}$$

$$a_1 := w_c \cdot w_e \cdot (C_r \cdot \alpha_R + C_o \cdot \alpha_i) \quad a_1 = 1.42 \times 10^9$$

$$a_2 := \alpha_R \cdot w_e + \alpha_i \cdot w_c + \alpha_i \cdot w_e + w_c \cdot w_e \cdot C_r \cdot C_o \quad a_2 = 9.02 \times 10^6$$

$$a_3 := w_e \cdot C_o + w_c \cdot C_r + \tau_t \cdot w_e \cdot C_r \quad a_3 = 3.68 \times 10^3$$

$$\omega_0 := a_0^{\frac{1}{4}} \quad \omega_0 = 1.378 \times 10^3$$

$$c_1 := \frac{a_1}{\omega_0^3} \quad c_1 = 0.541$$

$$c_2 := \frac{a_2}{\omega_0^2} \quad c_2 = 4.749$$

$$c_3 := \frac{a_3}{\omega_0} \quad c_3 = 2.673$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

$$\nu_{Ccr} := \frac{w_c \cdot C_r}{2\pi} \quad \nu_{Ccr} = 332.74 \quad \omega_{Ccr} := w_c \cdot C_r \quad \omega_{Ccr} = 2.091 \times 10^3$$

$$\nu_{Cer} := \frac{w_e \cdot C_r}{2\pi} \quad \nu_{Cer} = 73.9 \quad \omega_{Cer} := w_e \cdot C_r \quad \omega_{Cer} = 464.5$$

$$\nu_{Ceo} := \frac{w_e \cdot C_o}{2\pi} \quad \nu_{Ceo} = 7.39 \quad \omega_{Ceo} := w_e \cdot C_o \quad \omega_{Ceo} = 46.45$$

$$\nu_{eR} := \frac{\sqrt{\alpha_R \cdot w_e}}{2\pi} \quad \nu_{eR} = 115 \quad \omega_{eR} := \sqrt{\alpha_R \cdot w_e} \quad \omega_{eR} = 724$$

$$\nu_{ci} := \frac{\sqrt{\alpha_i \cdot w_c}}{2\pi} \quad \nu_{ci} = 417 \quad \omega_{ci} := \sqrt{\alpha_i \cdot w_c} \quad \omega_{ci} = 3 \times 10^3$$

$$\nu_{ei} := \frac{\sqrt{\alpha_i \cdot w_e}}{2\pi} \quad \nu_{ei} = 196.6 \quad \omega_{ei} := \sqrt{\alpha_i \cdot w_e} \quad \omega_{ei} = 1.2 \times 10^3$$

$$\nu := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{a_1}{a_3}} \quad \nu = 98.702 \quad \text{Η συχνότητα λειτουργίας της μηχανής}$$

Ως αρχικές τιμές λαμβάνονται τυχαία οι παρακάτω, χωρίς όμως αυτό να επηρεάζει τη λύση του συστήματος των διαφορικών εξισώσεων της πίεσης, αφού το πρόβλημα δεν είναι πρόβλημα αρχικών τιμών.

$$Y0 := \begin{pmatrix} 1.3 \\ 1.25 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

Αδιαστατοποιούμε τον παρακάτω πίνακα πολλαπλασιάζοντας με το αντίστροφο των μονάδων των συντελεστών. Η επίλυση του αρχικού συστήματος των διαφορικών εξισώσεων είναι:

$$\text{Εξίσ. (7.60): } \underline{\underline{A}} := \begin{bmatrix} -(\tau_t \cdot \omega_{\text{Cer}} + \omega_{\text{Ccr}}) & -\omega_{\text{Ceo}} & -(\omega_{\text{ci}}^2 + \omega_{\text{ei}}^2) & -\omega_{\text{eR}}^2 \\ -(\tau_t \cdot \omega_{\text{Cer}}) & -\omega_{\text{Ceo}} & \omega_{\text{ei}}^2 & -\omega_{\text{eR}}^2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{N}} := \text{cols}(\underline{\underline{A}}) \quad N = 4$$

$$\text{Με ιδιοτιμές: } \underline{\underline{m}} := \text{eigenvals}(\underline{\underline{A}}) \quad m = \begin{pmatrix} -1.881 \times 10^3 + 2.276i \times 10^3 \\ -1.881 \times 10^3 - 2.276i \times 10^3 \\ 39.507 + 771.866i \\ 39.507 - 771.866i \end{pmatrix}$$

Και ιδιοδιανύσματα: $\underline{\underline{v}} := \text{eigenvecs}(\underline{\underline{A}})$

$$\underline{\underline{v}} = \begin{pmatrix} 0.834 & 0.834 & -0.06 + 0.017i & -0.06 - 0.017i \\ 0.279 + 0.477i & 0.279 - 0.477i & 0.998 & 0.998 \\ -1.798 \times 10^{-4} - 2.176i \times 10^{-4} & -1.798 \times 10^{-4} + 2.176i \times 10^{-4} & 1.818 \times 10^{-5} + 7.862i \times 10^{-5} & 1.818 \times 10^{-5} - 7.862i \times 10^{-5} \\ 6.432 \times 10^{-5} - 1.757i \times 10^{-4} & 6.432 \times 10^{-5} + 1.757i \times 10^{-4} & 6.601 \times 10^{-5} - 1.29i \times 10^{-3} & 6.601 \times 10^{-5} + 1.29i \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

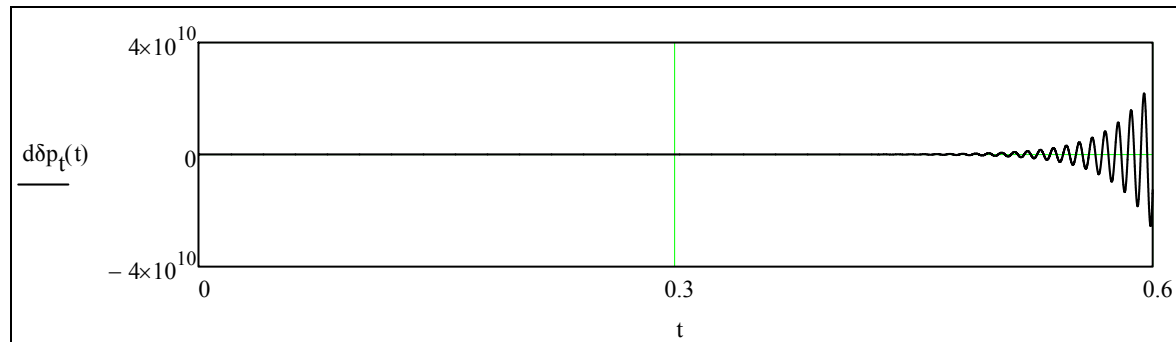
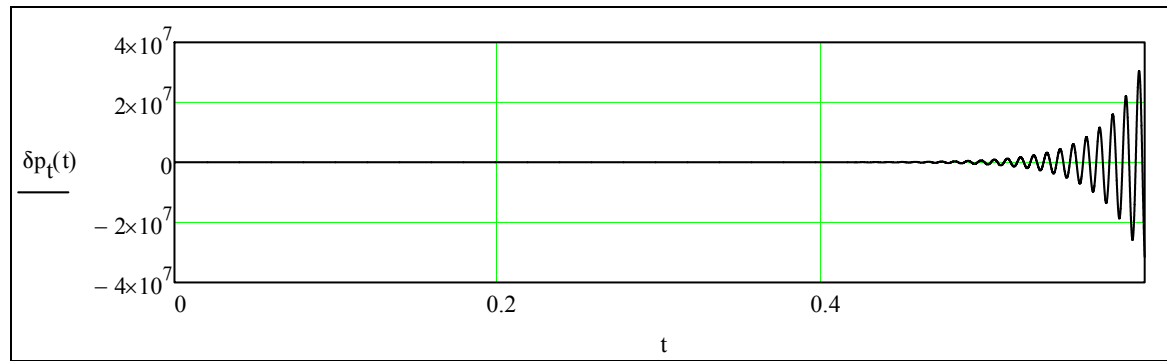
$$X' = A \cdot X \quad \underline{\underline{c}} := \text{lsolve}(\underline{\underline{v}}, Y0) \quad c = \begin{pmatrix} 0.825 + 0.57i \\ 0.825 - 0.57i \\ 0.668 - 0.153i \\ 0.668 + 0.153i \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{S}}(t,i) := \sum_{n=0}^{N-1} \left(c_n \cdot v_{i,n} \cdot e^{m_n \cdot t} \right) \quad \underline{\underline{S}}(t,i) := c_0 \cdot v_{i,0} \cdot e^{m_0 \cdot t} + c_1 \cdot v_{i,1} \cdot e^{m_1 \cdot t} + c_2 \cdot v_{i,2} \cdot e^{m_2 \cdot t} + c_3 \cdot v_{i,3} \cdot e^{m_3 \cdot t}$$

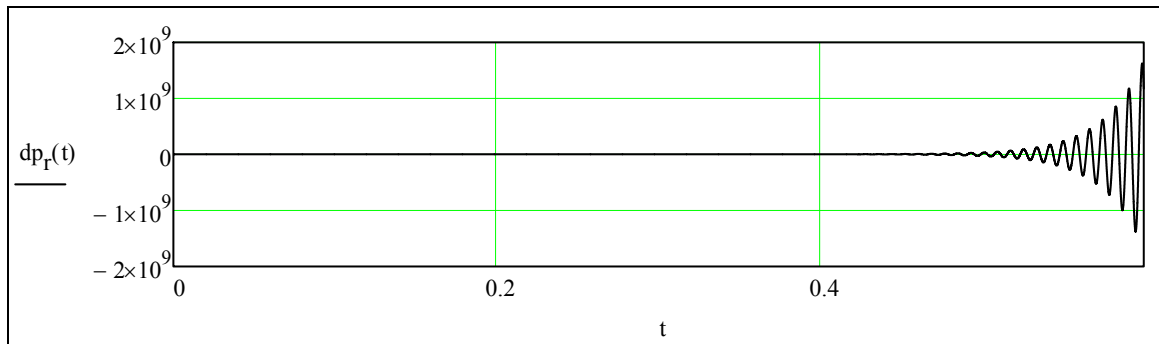
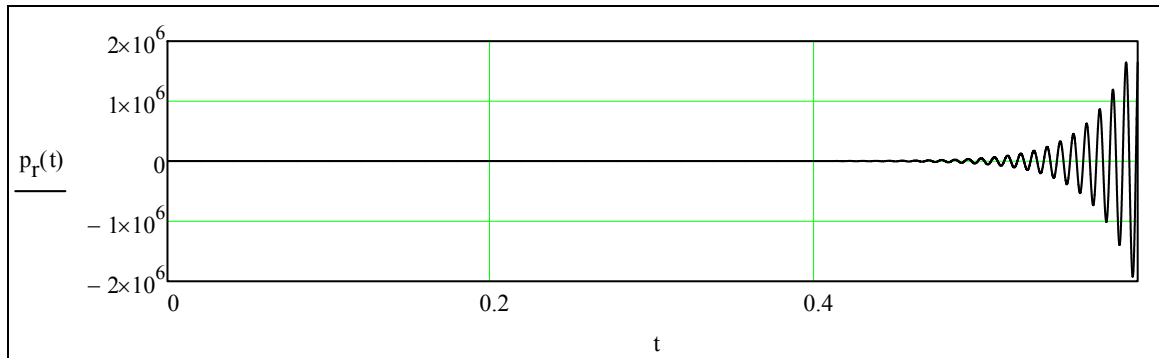
Διαγράμματα Μεταβολών Πίεσης και των Χρονικών Παραγώγων τους ως προς το Χρόνο.

Όπως φαίνεται και από τις ιδιοτιμές του συστήματος δεν έχουμε ευστάθεια, αφού υπάρχουν μιγαδικές ρίζες με θετικό πραγματικό μέρος. Αποτέλεσμα αυτού είναι τα διαγράμματα της Χρονικής Παραγώγου Μεταβολής της Πίεσης - Μεταβολής Πίεσης να είναι ασταθή. Ακόμη και σε ένα μικρό χρονικό διάστημα μετά την εκκίνηση της μηχανής, τα πλάτη των πιέσεων αυξάνουν αρκετά. Σύστημα μονάδων μέτρησης το S.I.

$$t := 0, 0.00001 \dots 0.6 \quad d\delta p_t(t) := \text{Re}(S(t, 1)) \quad \delta p_t(t) := \text{Re}(S(t, 3)) \quad dp_t(t) := \text{Re}(S(t, 0)) \quad p_t(t) := \text{Re}(S(t, 2))$$



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

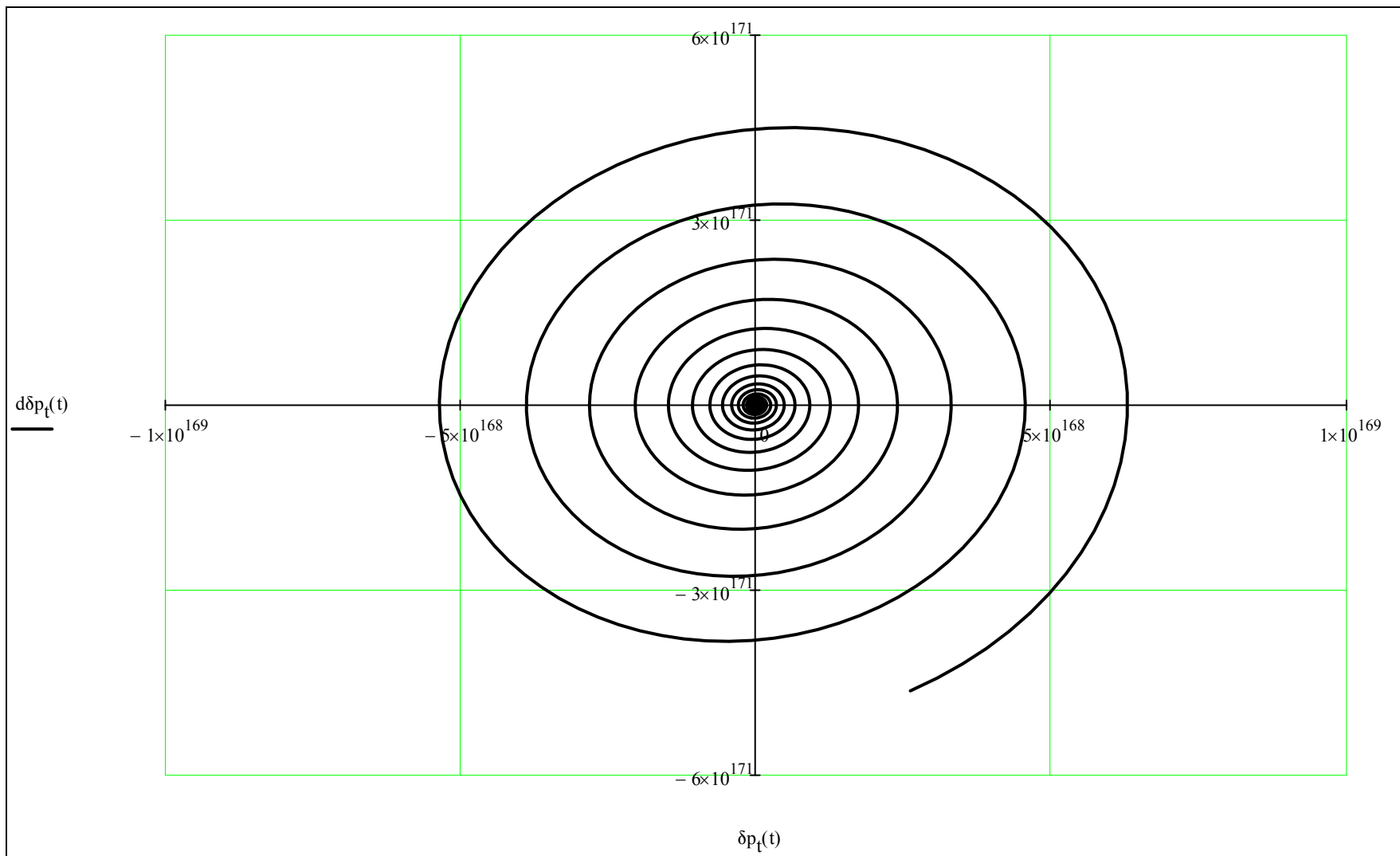


Διαγράμματα Χρονικών Παραγώγων των Μεταβολών Πίεσης ως προς τις Μεταβολές Πίεσης.

Όπως φαίνεται και από τα παρακάτω διαγράμματα οι μεταβολές των πιέσεων δεν είναι ευσταθείς.
Σύστημα μονάδων μέτρησης το SI.

$t := 0,0.0001 .. 10$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο

