

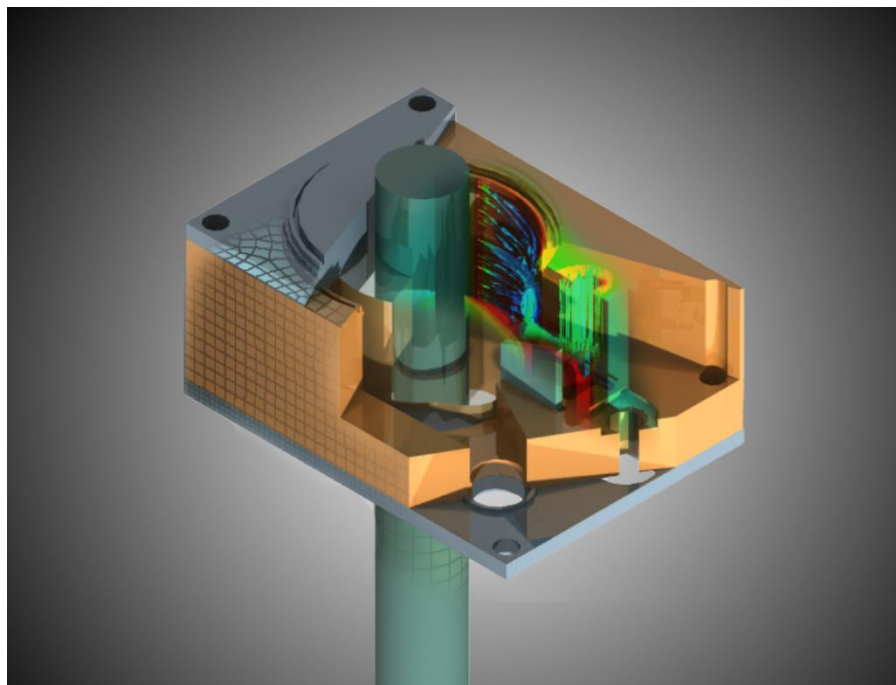


ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Ανάλυση και σχεδιασμός πολυβάθμιου πτερυγιοφόρου εκτονωτή  
ψυκτικού αερίου μέσου*



ΑΡΑΠΚΟΥΛΕΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ-ΚΥΡΙΑΚΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ : ΕΠΙΚΟΥΡΟΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ, ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ ΣΠΙΤΑΣ

ΑΘΗΝΑ 2015



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Μικρά (1–10kW) και πολύ μικρά (0.1–1kW) συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που λειτουργούν με βάση τον Οργανικό Κύκλο Rankine χρησιμοποιούνται σήμερα σε τοπική ή οικιακή κλίμακα. Στην αρχή του 2015 η εταιρία Heliix εισήγαγε ένα νέο θερμοδυναμικό κύκλο ως βελτίωση του Οργανικού Κύκλου Rankine, ο οποίος θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ως αναφορά για να αναπτυχθεί μια σειρά από προϊόντα ανάκτησης θερμότητας. Ο σχεδιασμός και η υλοποίηση ενός συστήματος αποκλειστικά για ανάκτηση ενέργειας από μια μόνο πηγή είναι αρκετά δύσκολος. Πέρα από την θερμοδυναμική προσέγγιση, θα πρέπει επίσης να επιλεγεί ένα κατάλληλο εργαζόμενο μέσο σε συνδυασμό με τον αντίστοιχο εκτονωτή. Οι ογκομετρικές μηχανές μπορούν να υιοθετηθούν σε αντικατάσταση των στροβιλομηχανών, σε μικρής κλίμακας εφαρμογές, όπως για παράδειγμα εφαρμογές οικιακής συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας. Η συνήθης επιλογή για αυτές τις εφαρμογές είναι ελικοειδείς (scroll) ή κοχλιωτοί (screw) εκτονωτές. Ωστόσο, οι εκτονωτές αυτού του τύπου είναι πολύπλοκοι και ακριβοί στην κατασκευή. Οι περιστροφικοί (rotary) εκτονωτές είναι μηχανικά απλούστεροι και φθηνότεροι. Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται και περιγράφεται ο σχεδιασμός πολυβάθμιου περιστροφικού πτερυγιοφόρου εκτονωτή ψυκτικού αερίου μέσου υψηλών θερμοκρασιών λειτουργίας (R245fa), για εφαρμογή σε εγκαταστάσεις ανάκτησης θερμότητας χαμηλής και πολύ χαμηλής ισχύος. Συγκεκριμένα, ο εκτονωτής αναπτύχθηκε με σκοπό να καλύψει τις προδιαγραφές λειτουργίας της συσκευής Phaethon™, μιας μονάδας ανάκτησης θερμότητας οικιακής κλίμακας που αναπτύσσεται από την εταιρεία Heliix, ιδρυτής της οποίας είναι ο συγγραφέας της εργασίας. Ως εκ τούτου, ο πυρήνας αυτής, αφορά την επίτευξη υψηλών επιδόσεων και ομαλής λειτουργίας του εκτονωτή, με το ελάχιστο δυνατό κόστος κατασκευής. Για την υλοποίηση αυτού του στόχου, ο σχεδιασμός που προτείνεται διαφέρει από τις υπάρχουσες λύσεις που επικρατούν μέχρι σήμερα, στην βραδέως εξελισσόμενη περιοχή της σχεδίασης εκτονωτών ψυκτικών μέσων μικρής ισχύος. Η προσέγγιση που υιοθετήθηκε αφορά την ελαχιστοποίηση των κινούμενων μερών, την επίτευξη ικανοποιητικού λόγου πιέσεων, την εξάλειψη των ταλαντωτικών φαινομένων κατά τη λειτουργία και την εξομάλυνση του παλμού παροχής της μηχανής. Στο κείμενο που ακολουθεί αναπτύσσονται εκτενώς τα χαρακτηριστικά αυτού του σχεδιασμού και δικαιολογούνται οι αποφάσεις που λήφθηκαν. Στην συνέχεια, προς επιβεβαίωση της αξιοπιστίας της λειτουργίας παρατίθενται έλεγχοι που έγιναν αναφορικά με τα στατικά και δυναμικά χαρακτηριστικά των κεντρικών στοιχείων της μηχανής. Τέλος, παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από αυτήν την διαδικασία και προτείνονται σχέδια μελλοντικής επέκτασης του σχεδιασμού.



## ABSTRACT

Small (1–10kW) and micro (0.1–1kW) electric power production systems that are based on Organic Rankine Cycle, are used in regional and domestic scale applications. In early 2015, Heliix, Inc introduced a new thermodynamic cycle as an improvement of the Organic Rankine Cycle, which can be used to develop a series of waste heat recovery products. Design and recovery of a system exclusively for waste heat recovery from a single energy source is quite a demanding process. Apart from the thermodynamic approach, a suitable working fluid must be chosen, in combination with a compatible fluid expander. Volumetric machines can be adopted as a substitution of turbo machines in small scale applications, such as residential thermal energy and electricity co-generation systems. Common choice for this kind of applications include scroll and screw expanders. However, construction of expanders of these types is complex and usually costly. Rotary expanders are usually cheaper and simpler to assemble. The present thesis describes the design process of a multi-stage rotary single-vane expander that operates with a high operating temperatures refrigerant, as the working medium (R245fa). The target was for the expander to be compliant for use into low-power waste heat recovery applications. Specifically, the expander was developed to meet the operational requirements of Phaethon™, a household scale heat recovery unit, developed by Heliix, a company whose founder is the author of this thesis. Therefore, the main part of this thesis is consisting of research on new ways of achieving higher performance and smoother operation of the expander, when compared to other expander designs at the lowest possible manufacturing cost. To achieve this goal, the proposed design differs significantly from existing solutions in the slowly evolving area of small scale expanders for refrigerants. The problem was approached by the scope of minimizing moving parts, achieving adequate pressure ratio, eliminating the oscillatory phenomena during operation and smoothen the flow rate profile of the machine. In the text below, elaboration on the design features and justification of the design choices taken is taking place, followed by cross-checking of the static and dynamic parameters of the main elements of the machine as a confirmation of the reliability of its functionality. At the end, conclusions drawn from this process are presented and suggestions for future design optimization are proposed.



Αφιερώνεται,  
Στη μητέρα μου





# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ .....	3
ABSTRACT .....	5
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	11
2. ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	13
3. ΣΤΑΘΜΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΙΚΗΣ.....	15
3.1 Εισαγωγή.....	15
3.2 Γνωστές Τεχνολογίες.....	15
3.2.1 Παλινδρομικοί συμπιεστές.....	15
3.2.2 Περιστροφικοί εκτονωτές με πτερύγια (Rotary-vane expanders).....	17
3.2.3 Ελικοειδείς εκτονωτές (Scroll expanders).....	18
3.2.4 Γραναζωτές αντλίες (Gear pumps).....	19
3.2.5 Κοχλιοφόροι εκτονωτές (Screw expanders).....	19
3.3 Τάση της αγοράς.....	20
4. ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΟΦΟΡΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ.....	21
4.1 Εισαγωγή.....	21
4.2 Βασικές Παράμετροι Σχεδίασης.....	24
4.2.1 Γεωμετρία Κνώδακα.....	24
4.2.2 Χρονισμός θυρίδας εισόδου.....	30
4.2.3 Διαφορά φάσης στην πλήρωση των θαλάμων.....	31
4.2.4 Γωνία θύρας εξόδου.....	32
5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ.....	35
5.1 Εισαγωγή.....	35
5.2 Έλεγχος απωλειών διαρροής.....	36

5.2.1 Ελαχιστοποίηση απωλειών .....	36
5.2.2 Υπολογισμός ανοχών.....	38
5.3 Έλεγχος ροής στον θάλαμο εκτόνωσης .....	39
5.3.1 Ταχύτητα της ροής .....	39
5.3.2 Γραμμές ροής εσωτερικά του θαλάμου .....	40
5.4 Έλεγχος επιφανειακών τάσεων.....	42
6. ΥΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ .....	45
6.1 Διαστασιολόγηση θαλάμου εκτόνωσης .....	45
6.2 Μορφή θυρίδας εξαγωγής .....	46
6.2.1 Σύνδεση θυρίδας.....	46
6.3.2 Γωνία εξαγωγής.....	47
6.3 Μορφή θυρίδας εισαγωγής.....	48
6.4 Άξονας Μετάδοσης Κίνησης .....	49
6.4.1 Επιλογή Διάστασης Άξονα.....	49
6.4.2 Επιλογή Εδράνων Κύλισης.....	49
6.5 Εκκεντροφόρος Χρονισμού .....	50
6.5.1 Κνώδακες χρονισμού .....	50
6.5.2 Επιλογή διάστασης άξονα .....	50
6.6 Συναρμολόγηση .....	51
6.6.1 Συναρμογή άξονα με κνώδακες .....	51
6.6.2 Στήριξη εδράνων κύλισης.....	51
6.6.3 Στεγανώσεις .....	52
6.6.4 Οδηγήσεις .....	52
7. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ .....	53
7.1 Εισαγωγή .....	53
7.2 Σύνοψη αποτελεσμάτων.....	54
8. ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΑΝΑΠΤΥΞΗ .....	57
9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	59

# 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η συνεχής αύξηση του πληθυσμού της Γης και της τάσης μετακίνησής του σε αστικά περιβάλλοντα, σε συνδυασμό με την αύξηση της εξάρτησης των ανθρώπων από μηχανολογικές διατάξεις που δημιουργούν αποδεκτές συνθήκες διαβίωσης, αλλά και τη γιγάντωση της βιομηχανικής δραστηριότητας με σκοπό τη δημιουργία προϊόντων και αγαθών, έχουν σαν αποτέλεσμα την εκθετική αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας από τους ανθρώπους, σε επίπεδα που ξεπερνούν πλέον τις 150.000.000 GWh σε ετήσια βάση (Enerdata, 2015). Στην προσπάθεια κάλυψης της ζήτησης αυτής με βιώσιμο τρόπο, έχουν επιλεγεί πολιτικές, κυρίως από τις αναπτυσσόμενες βιομηχανικά χώρες, οι οποίες ενθαρρύνουν την ενίσχυση της παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές (ΑΠΕ), με κίνητρα όπως η θέσπιση υψηλών τιμών πώλησης της ενέργειας που προέρχεται από ΑΠΕ, η χρηματοδοτική υποστήριξη μεγάλων εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές και η παροχή φορολογικών ελαφρύνσεων για την αγορά και τοποθέτηση αντίστοιχων προϊόντων από ιδιώτες. Οι κινήσεις αυτές έχουν οδηγήσει σε σημαντική και απότομη αύξηση της ενέργειας που παράγεται σε ημερήσια βάση από ΑΠΕ, ενώ ο εκσυγχρονισμός και η αναβάθμιση των δικτύων διανομής της ενέργειας δεν κατάφερε να ακολουθήσει την τάση αυτή, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται προβλήματα από την αδυναμία διαχείρισης της ηλεκτρικής ισχύος σε συγκεκριμένες περιοχές, κυρίως κατά τη διάρκεια της ημέρας. Παράλληλα, η κατανάλωση ορυκτών καυσίμων συνεχίζει να αυξάνεται και το ίδιο και το κόστος αγοράς τους, γεγονός που δικαιολογείται από το βαθμό εξάρτησης των συστημάτων παραγωγής ισχύος από το είδος αυτό των καυσίμων.

Κρίνεται λοιπόν σκόπιμη η προσέγγιση του ζητήματος της διαχείρισης της ενέργειας από μια άλλη οπτική γωνία, αυτή της διασύνδεσης της προσφοράς με τη ζήτηση (Ponis, Arapkoules, & Papadiamantis, 2014) και της αύξησης της απόδοσης των συστημάτων παραγωγής, διανομής και μετατροπής της ενέργειας (Arapkoules, Ponis, & Papadiamantis, 2015). Προς αυτήν την κατεύθυνση και με το δεδομένο ότι περίπου το 1/2 της ενέργειας που καταναλώνεται παγκοσμίως, μετά την πρωτεύουσα διαδικασία αποβάλλεται στο περιβάλλον σαν περίσσεια θερμότητας (BCS, Incorporated, March 2008), μελετήθηκε ένα νέος θερμοδυναμικός κύκλος τριών μεταβολών, οι εφαρμογές του οποίου επιτρέπουν τη συμπίεση του εργαζόμενου μέσου χωρίς ρεύμα, αλλά αποκλειστικά με τη χρήση θερμότητας. Δίνεται έτσι η δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν θερμά ρεύματα ρευστών, όπως καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης, λεβήτων και αεριοστροβίλων, ψυκτικά ή άλλα υγρά που χρησιμοποιούνται για τη ρύθμιση της θερμοκρασίας μηχανών ή χώρων, ρευστά που εργάζονται σε ηλιακές εγκαταστάσεις μικρής και μεγάλης κλίμακας ή και άλλες εγκαταστάσεις ΑΠΕ όπως η γεωθερμία, κ.ά. ώστε να προσδοθεί δυναμική ενέργεια στο εργαζόμενο μέσο της εγκατάστασης και στη συνέχεια αυτό να αποτονωθεί σε έναν εκτονωτή,

παράγοντας χρήσιμο μηχανικό έργο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την απευθείας παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος ή για κάποια άλλη διαδικασία.

Η πρώτη διάταξη που δοκιμάστηκε πειραματικά αφορά μια συσκευή που λαμβάνει σαν είσοδο θερμό διάλυμα προπανογλυκόλης σε νερό 40%, το οποίο ρέει στο κύκλωμα θερμικών ηλιακών συλλεκτών με βεβιασμένη κυκλοφορία (χρήση κατάλληλου κυκλοφορητή) και λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο πενταφθοροπροπάνιο, το οποίο είναι εμπορικά γνωστό με το όνομα R245fa. Η θερμότητα που συλλέγεται από τα κάτοπτρα των συλλεκτών μεταφέρεται στη συσκευή μέσω του διαλύματος της προπανογλυκόλης, το οποίο οδηγείται σε μια συστάδα εναλλακτών θερμότητας όπου και αποδίδει την ενέργεια που μεταφέρει στο εργαζόμενο μέσο της συσκευής, προς αύξηση της δυναμικής ενέργειας του τελευταίου. Το εργαζόμενο μέσο στη συνέχεια αποτονώνεται με τη βοήθεια κατάλληλου εκτονωτή και οδηγείται σε έναν συμπυκνωτή όπου αφαιρείται από αυτό επιπλέον θερμική ενέργεια, ώστε να μεταβεί ξανά στην υγρή φάση.

## 2. ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Κατά τη διαδικασία ανεύρεσης υλικών για τη συναρμολόγηση της διάταξης που περιγράφηκε παραπάνω, υπήρξε δυσκολία στον εντοπισμό εκτονωτή ψυκτικού αερίου μέσου πολύ μικρής ισχύος και με δυνατότητα λειτουργίας σε συνθήκες που να ικανοποιούν τις απαιτήσεις της δεδομένης εφαρμογής. Μετά από την ενδελεχή έρευνα που ακολούθησε, έγινε φανερό ότι υπάρχει σημαντική έλλειψη σε εμπορικά διαθέσιμους εκτονωτές με ονομαστική ισχύ μικρότερη από τα 10 kW, ενώ για πολύ μικρές τάξεις ισχύος, εφάμιλλες ή μικρότερες του 1kW, οι επιλογές περιορίζονται στις εταιρείες AirSquared, με έδρα στο Colorado των Ηνωμένων Πολιτειών και Green Turbine, με έδρα στην Ολλανδία. Προσχεδιασμένους εκτονωτές για ψυκτικά μέσα μάλιστα διαθέτει μόνο η πρώτη εκ των δύο.

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι να αναπτυχθεί και να σχεδιαστεί εκτονωτής ψυκτικού αερίου μέσου υψηλών θερμοκρασιών λειτουργίας (ρευστά οργανικού κύκλου Rankine), ο οποίος θα πρέπει να παράγει μηχανική ισχύ εξόδου της τάξης των 500W, όταν λειτουργεί με παροχή ατμού πενταφθοροπροπανίου θερμοκρασίας άνω των 80° C, πίεση προσαγωγής του ρευστού 8 bar (abs) κατ' ελάχιστον και πίεση συμπύκνωσης 1,8 bar (abs).

Οι συνθήκες αυτές καθορίστηκαν αφού λήφθηκαν πειραματικά δεδομένα από θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες και καθορίστηκε η μέγιστη δυνατή θερμοκρασία που μπορεί να επιτευχθεί με έναν απλό επιλεκτικό συλλέκτη και ο ρυθμός απορρόφησης της ηλιακής ενέργειας, ενώ μελετήθηκε και η μέση επιφάνεια συλλεκτών ανά σύστημα ηλιακού θερμοσίφωνα σε ένα μεγάλο αριθμό χωρών του Ευρωπαϊκού Οικονομικού Χώρου καθώς και των Ηνωμένων Πολιτειών της Αμερικής.



## 3. ΣΤΑΘΜΗ ΤΗΣ ΤΕΧΝΙΚΗΣ

### 3.1 Εισαγωγή

Οι περιστροφικές μηχανές εφευρέθηκαν στα τέλη του 19ου αιώνα. Η απλότητα της κατασκευής και η αντοχή των μηχανών αυτών συνέβαλαν στην επιτυχία τους. Σήμερα οι περιστροφικές μηχανές είναι παρούσες σχεδόν σε όλους τους κλάδους της βιομηχανίας. Το εύρος των διαθέσιμων στο εμπόριο μηχανών του τύπου είναι μεγάλο και περιλαμβάνει: συμπιεστές, αντλίες, εκτονωτές, υδραυλικούς κινητήρες, αντλίες κενού κ.ά.

Για τον προσδιορισμό της στάθμης της τεχνικής στον τομέα των ογκομετρικών εκτονωτών, οι οποίοι κατατάσσονται στην κατηγορία των αντλιών θετικής μετατόπισης, μελετήθηκαν δημοσιεύσεις που αφορούν υπολογισμούς και βελτιώσεις στη λειτουργία των εν λόγω μηχανών, αλλά και Διπλώματα Ευρεσιτεχνίας που έχουν δοθεί σε εταιρείες που δραστηριοποιούνται στον κλάδο της ανάκτησης θερμότητας και των ψυκτικών εφαρμογών.

Αφού μελετήθηκε μια σειρά από διαφορετικές τεχνολογίες και καταγράφηκαν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα της κάθε μίας, έγινε προσπάθεια προσδιορισμού των κοινών χαρακτηριστικών τους και κατηγοριοποίησή τους σε θετικά και αρνητικά. Τα βασικά από αυτά είναι το βάρος της μηχανής, το κόστος κατασκευής, η αξιοπιστία κατά τη λειτουργία, η εμφάνιση ταλαντωτικών φαινομένων και τα επίπεδα θορύβου κατά τη λειτουργία.

### 3.2 Γνωστές Τεχνολογίες

#### 3.2.1 Παλινδρομικοί συμπιεστές

Οι παλινδρομικοί εκτονωτές δεν είναι ιδιαίτερα διαδεδομένοι στις εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας, καθώς για τα μεγέθη στα οποία θα μπορούσαν να εμφανίσουν πλεονεκτήματα στη χρήση τους έναντι των άλλων τεχνολογιών εκτονωτών θετικής μετατόπισης, προτιμάται η χρήση στροβιλομηχανών. Οι εμβολοφόροι συμπιεστές όμως είναι η πλέον διαδεδομένη τεχνολογία συμπιεστών στη βιομηχανία και

τη ναυτιλία, λόγω των πλεονεκτημάτων που παρουσιάζουν έναντι των περιστροφικών συμπιεστών, όταν η ισχύς συμπίεσης που απαιτείται είναι μεγάλη.

Η λειτουργία των παλινδρομικών συμπιεστών είναι απλή. Μέσα σε έναν κύλινδρο, το έμβολο με τη βοήθεια στροφάλου και διωστήρα κινείται μεταξύ δύο σημείων. Το ρευστό εισάγεται μέσα στον κύλινδρο με τη δύναμη του κενού που δημιουργεί το έμβολο κατά τη μία διαδρομή του, και στη συνέχεια συμπιέζεται μέσα σε αυτόν κατά την άλλη διαδρομή του. Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής αναλαμβάνουν την παραλαβή (αναρρόφηση) του ρευστού και την διανομή (κατάθλιψη) του αέρα.

Τα βασικά μέρη του παλινδρομικού συμπιεστή είναι:

- 1) στροφαλοφόρος άξονας
- 2) διωστήρας (μπιέλα)
- 3) έμβολο (πιστόνι)
- 4) κύλινδρος
- 5) βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης
- 6) φλάντζες
- 7) σιγαστήρες (σιλανσιέ)
- 8) περίβλημα και κεφαλή συμπιεστή
- 9) εξωτερικές βαλβίδες ελέγχου συμπιεστή

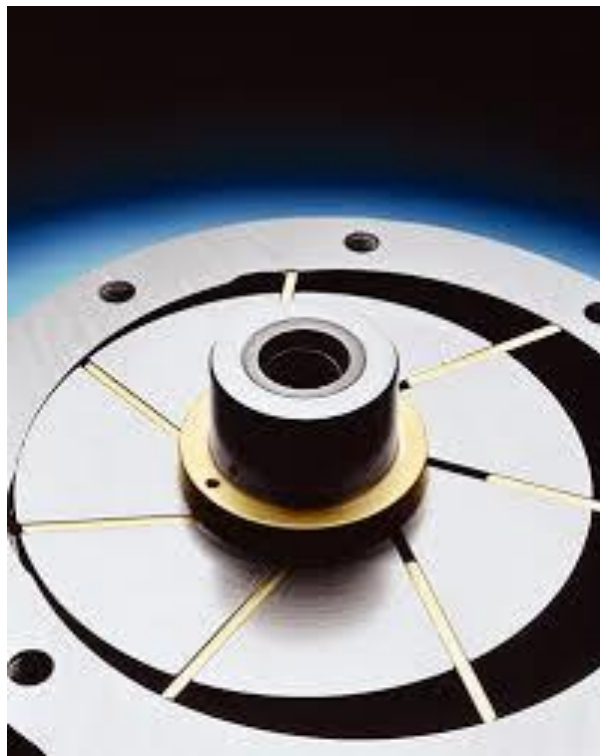


Φωτογραφία 3.1 Παλινδρομικός εκτονωτής 3 κυλίνδρων.



### 3.2.2 Περιστροφικοί εκτονωτές με πτερύγια (Rotary-vane expanders)

Σε σύγκριση με άλλους τύπους εκτονωτή, ο περιστροφικός με πτερύγιο έχει απλούστερη δομή, εύκολη κατασκευή και χαμηλότερο κόστος. Οι πιο διαδεδομένες υποκατηγορίες περιστροφικών πτερυγιοφόρων εκτονωτών είναι οι διπλής δράσης και πολλαπλών πτερυγίων. Ο εκτονωτής διπλής δράσης έχει δύο θύρες εισόδου και εξόδου συμμετρικά διατεταγμένες στον κύλινδρο. Δεδομένου ότι αυτό το είδος εκτονωτή δεν χρειάζεται ούτε βαλβίδα αναρρόφησης, ούτε βαλβίδα εκκένωσης, οι φάσεις αναρρόφησης και εκκένωσης πρέπει να προκαθορίζονται, με κατάλληλο σχεδιασμό των θέσεων των στομιών αναρρόφησης και εκκένωσης. Λόγω των συμμετρικών χαρακτηριστικών του εκτονωτή τύπου διπλής δράσης, οι ακτινικές δυνάμεις που ενεργούν επί του δρομέα είναι σχεδόν ισορροπημένες, και για τον λόγο αυτό μόνο δύο σφαιρικά ρουλεμάν εφαρμόζονται στο δεξιό άκρο του για τη στήριξη του άξονα, που φέρει κυρίως την ισορροπημένη αξονική δύναμη. Ο εκτονωτής πολλαπλών πτερυγίων (multi-vane expander), φέρει τα πτερύγια σε κατάλληλα διαμορφωμένες θυρίδες επάνω στον ρότορα, ο οποίος συνήθως είναι τοποθετημένος ομοαξονικά με τον άξονα περιστροφής και όχι έκκεντρα όπως στους άλλους τύπους πτερυγιοφόρων περιστροφικών εκτονωτών, όπως εύκολα διακρίνουμε και στο σχήμα που ακολουθεί.



Φωτογραφία 3.2 Περιστροφικός εκτονωτής πολλαπλών πτερυγίων.

### 3.2.3 Ελικοειδείς εκτονωτές (Scroll expanders)

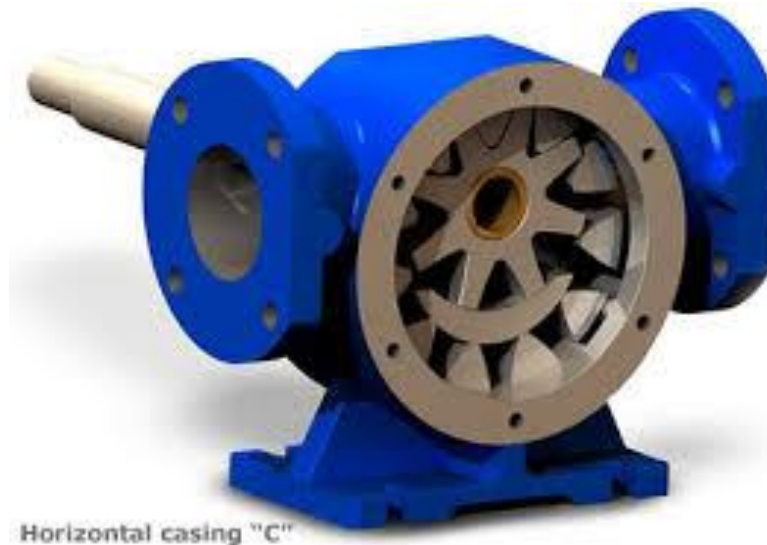
Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται συχνά για τις πολύ μικρές και μικρές εφαρμογές Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC), λόγω της αξιοπιστίας τους, τη συμπαγή δομή τους, τα λιγότερα κινούμενα μέρη τους, το χαμηλότερο επίπεδο του θορύβου και των κραδασμών τους. Κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών, οι ελικοειδείς μηχανές έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως στους τομείς του κλιματισμού και ψύξης. Με την ανάπτυξη των τεχνολογιών παραγωγής και τη συνεχή καινοτομία και τις βελτιώσεις, η τεχνολογία των ελικοειδών μηχανών έχει γίνει όλο και πιο ώριμη σε οικιακές και εμπορικές αγορές. Επί του παρόντος, η πλειονότητα των ελικοειδών εκτονωτών που ενσωματώνονται στα συστήματα ενεργειακής αξιοποίησης χαμηλού βαθμού κατασκευάζονται από την τροποποίηση ελικοειδών συμπιεστών. Εν τω μεταξύ, ορισμένοι ελικοειδείς εκτονωτές κατασκευάζονται για εμπορικές και οικιακές χρήσεις. Ωστόσο, υπάρχουν μεγάλες διαφορές απόδοσης μεταξύ πρακτικών εφαρμογών και θεωρητικών ερευνών, λόγω των πολλών σημαντικών παραγόντων απωλειών, όπως η υπο- και υπερ-εκτόνωση, οι απώλειες τριβής, οι εσωτερικές διαρροές, η πτώση πίεσης και η μεταφορά θερμότητας.



Φωτογραφία 3.3 Αποσυναρμολογημένος ελικοειδής εκτονωτής

### 3.2.4 Γραναζωτές αντλίες (Gear pumps)

Μια γραναζωτή αντλία χρησιμοποιεί τη συνεργασία των γραναζιών για την άντληση ρευστού με μετατόπιση. Καθώς τα γρανάζια περιστρέφονται, απομακρύνονται μεταξύ τους στην πλευρά προσαγωγής της αντλίας δημιουργώντας ένα κενό, το οποίο λόγω αναρρόφησης γεμίζει με ρευστό. Το υγρό μεταφέρεται στην πλευρά κατάθλιψης της αντλίας, όπου και εκτοπίζεται από τη συνεργασία των γραναζιών. Τα μηχανικά διάκενα είναι μικρά, της τάξης των 10 μm. Τα μικρά διάκενα, μαζί με την ταχύτητα περιστροφής, προλαμβάνουν τη προς τα πίσω ροή του ρευστού.



Φωτογραφία 3.4 Εσωτερική όψη γραναζωτής αντλίας.

### 3.2.5 Κοχλιοφόροι εκτονωτές (Screw expanders)

Οι κοχλιοφόροι εκτονωτές αποτελούνται από δύο συνεργαζόμενους ελικοειδείς ρότορες, έναν αρσενικό και ένα θηλυκό. Οι ρότορες έχουν τη μορφή ατέρμονα κοχλία και περιστρέφονται μέσα σε κοινό κύλινδρο. Ο αρσενικός ρότορας παίρνει κίνηση από το ρευστό και τη μεταδίδει στο θηλυκό ρότορα. Κατά τη περιστροφή τους παγιδεύουν, μεταφέρουν και τέλος εκτονώνουν το εργαζόμενο μέσο.



Φωτογραφία 3.5 Όψη του εσωτερικού κοχλιοφόρου εκτονωτή (Screw expander).

### 3.3 Τάση της αγοράς

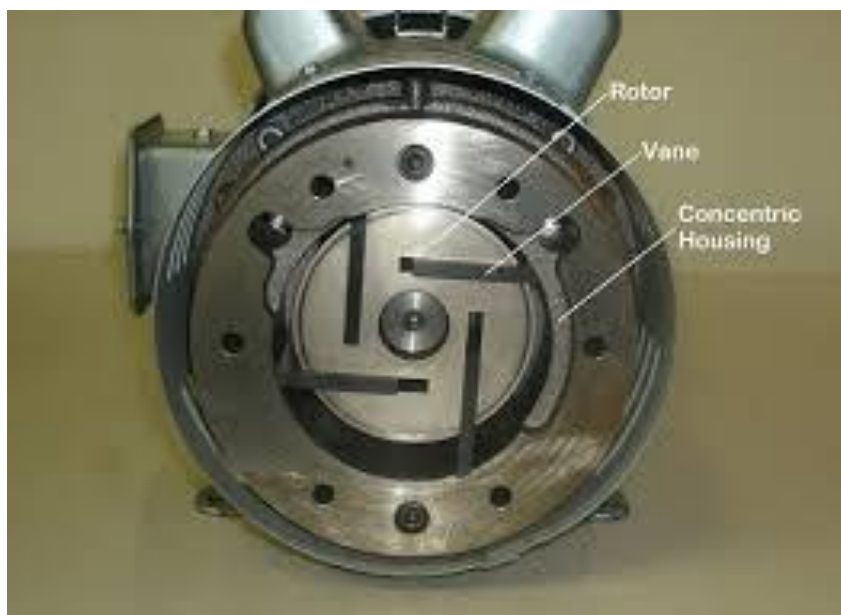
Οι εκτονωτές αερίων χρησιμοποιούνται βασικά σε βιομηχανικές εφαρμογές, κυρίως λόγω των περιορισμένων αναγκών των εμπορικά διαδεδομένων οικιακών συσκευών, για την εκτόνωση ενός ψυκτικού αερίου ή άλλου εργαζόμενου μέσου προς παραγωγή περιστροφικού μηχανικού έργου. Αυτό έχει οδηγήσει σε ελάχιστες εξελίξεις στον τομέα, παρά το γεγονός ότι πολλές εταιρείες έχουν προχωρήσει σε αντίστοιχη έρευνα. Με την πάροδο των χρόνων έχει διαδοθεί η χρήση των ελικοειδών μηχανών (scroll type), τόσο στη βιομηχανία, όσο και στις εφαρμογές οικιακής κλίμακας, λόγω των πλεονεκτημάτων που αναφέρθηκαν παραπάνω.

## 4. ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΟΦΟΡΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

### 4.1 Εισαγωγή

Οι περιστροφικοί πτερυγιοφόροι συμπιεστές και εκτονωτές, με εξαίρεση κάποιες υποκατηγορίες αυτών, εμφανίζουν κάποια κοινά δομικά χαρακτηριστικά. Τα κυριότερα από αυτά είναι ο άξονας περιστροφής, ο ρότορας και τα πτερύγια, που αποτελούν τα κινητά μέρη και το σώμα του θαλάμου εκτόνωσης και οι ακραίες πλάκες που ολοκληρώνουν τη γεωμετρία του κελύφους και στις περισσότερες υποκατηγορίες αποτελούν μέρος του στάτορα.

Στις εικόνες που ακολουθούν απεικονίζεται το εσωτερικό ενός αριθμού πτερυγιοφόρων εκτονωτών που ανήκουν σε διάφορες υποκατηγορίες.

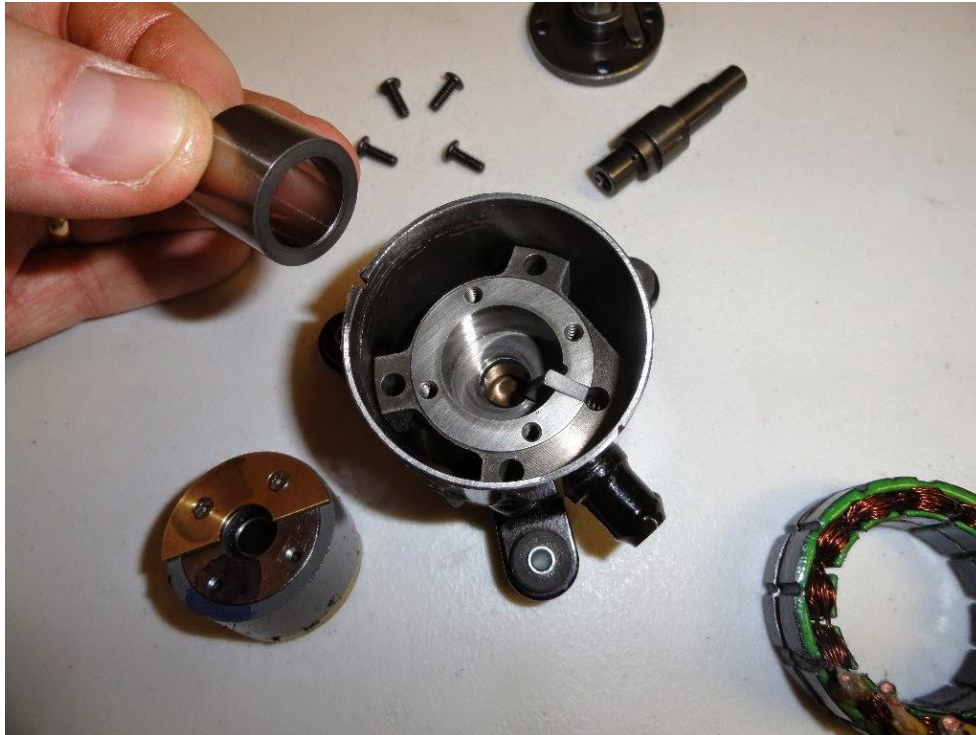


Φωτογραφία 4.1 Περιστροφικός πτερυγιοφόρος εκτονωτής με περισσότερα από ένα πτερύγια.





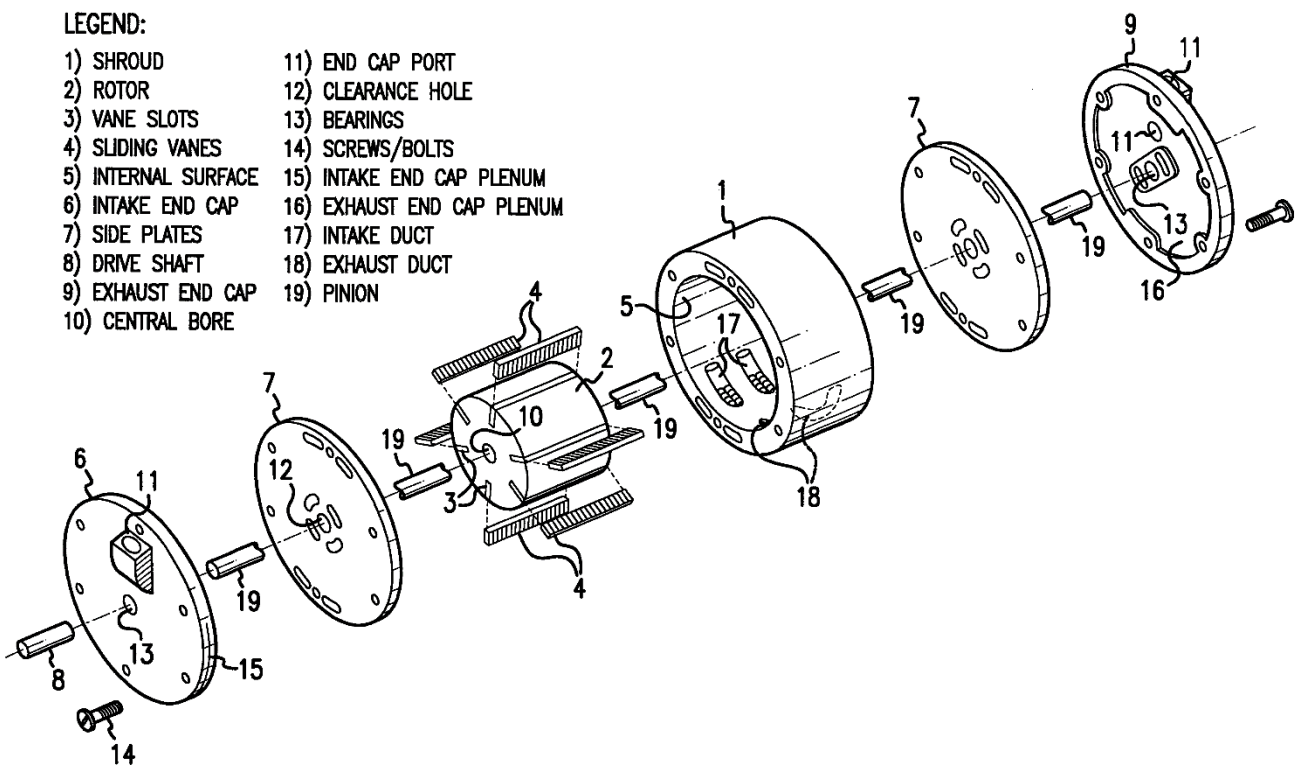
Φωτογραφία 4.2 Περιστροφικός πτερυγιοφόρος συμπιεστής με πτερύγιο πακτωμένο στο σώμα του θαλάμου, το οποίο περιστρέφεται μαζί με τον άξονα (revolving vane compressor).



Φωτογραφία 4.3 Περιστροφικός πτερυγιοφόρος συμπιεστής με ένα πτερύγιο που ολισθαίνει σε κοιλότητα στο σώμα του θαλάμου (rolling piston compressor).

Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζονται τα βασικά μέρη της μηχανής, ως εξής:

1. Κέλυφος (1)
2. Ρότορας (2)
3. Πτερύγια (4)
4. Ακραίες πλάκες (7)
5. Άξονας κίνησης (8)



Σχήμα 4.1 Σκαρίφημα και εξήγηση μηχανικών μερών περιστροφικού εκτονωτή.

## 4.2 Βασικές Παράμετροι Σχεδίασης

### 4.2.1 Γεωμετρία Κνώδακα

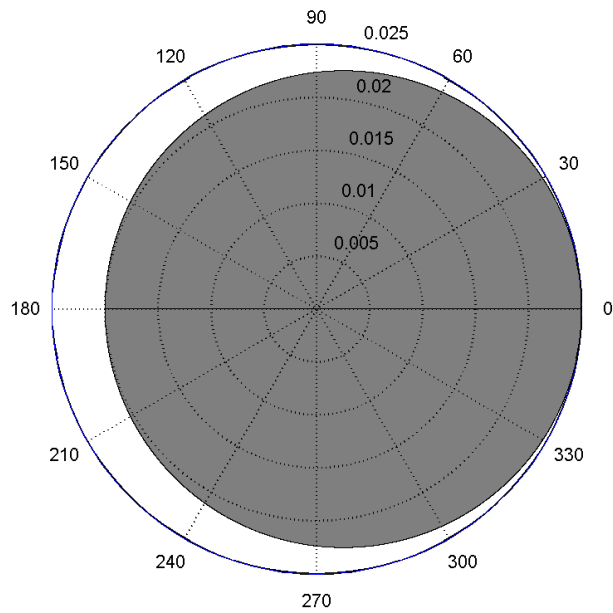
Με γνώμονα την καλύτερη διαχείριση της ροής του ρευστού, πριν την εισαγωγή του στον εκτονωτή, τη βελτίωση δηλαδή του παλμού παροχής, αποφασίστηκε να γίνει μία μελέτη για να προσδιοριστούν τα κατάλληλα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των κνωδάκων. Η τελική μορφή των κνωδάκων σε συνδυασμό με το χρονισμό των βαλβίδων εισόδου και του βαθμού επικάλυψης της παροχής στους θαλάμους του εκτονωτή, προσδιορίζει την τελική μορφή του παλμού παροχής.

Μελετήθηκαν διάφορα σχήματα κνωδάκων με επικρατέστερα τα εξής:

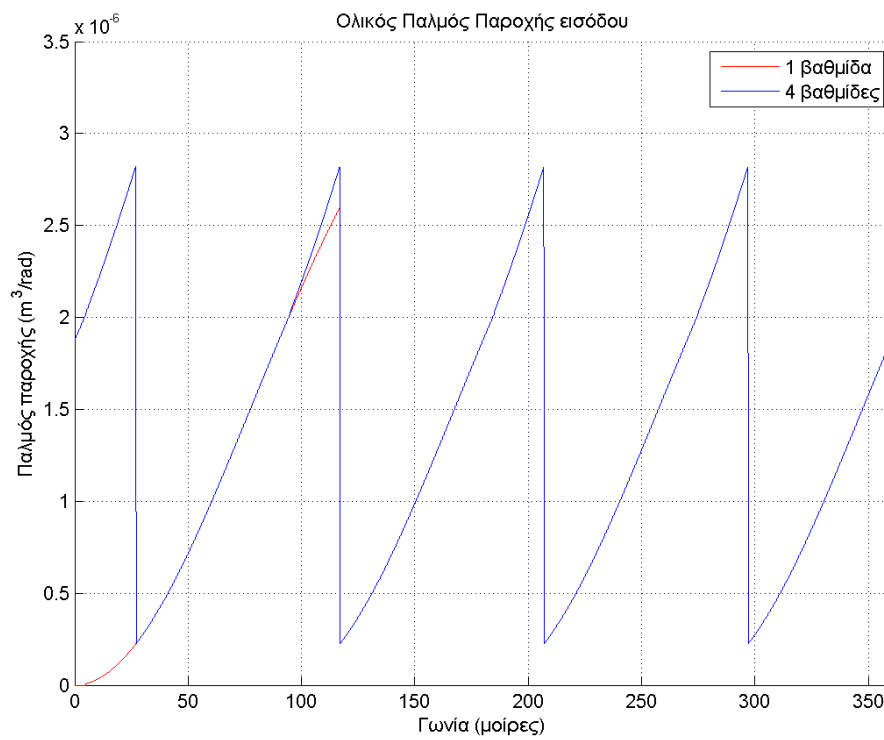
- Κνώδακας κυκλικής μορφής
- Ελλειψοειδής κνώδακας
- Ημιτονοειδής κνώδακας
- Κνώδακας σταθερού βασικού κύκλου που ακολουθεί τη γεωμετρία του κελύφους με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές.
- Κνώδακας βασικού κύκλου μεταβλητής ακτίνας με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές.

Στα σχήματα 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 και 4.5 που ακολουθούν, φαίνονται οι παραπάνω αναφερθείσες γεωμετρίες κνωδάκων με τους αντίστοιχους παλμούς παροχής που προκύπτουν, για 4 θαλάμους εκτόνωσης σε διαφορά φάσης 90 μοιρών και διακοπή της παροχής στις 120 μοίρες.

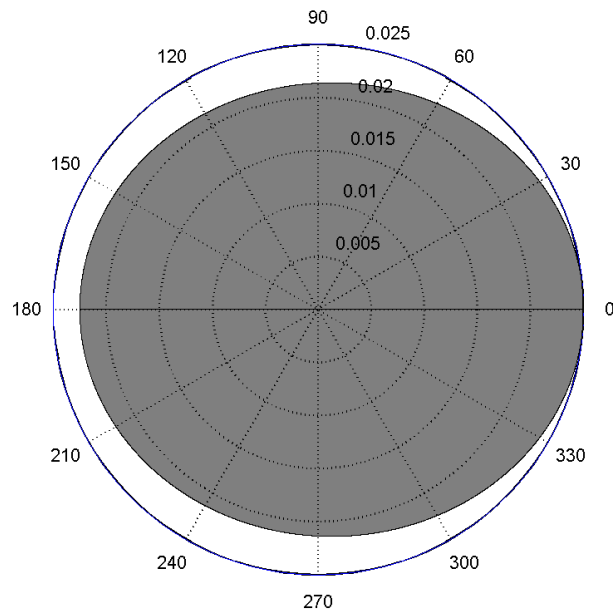




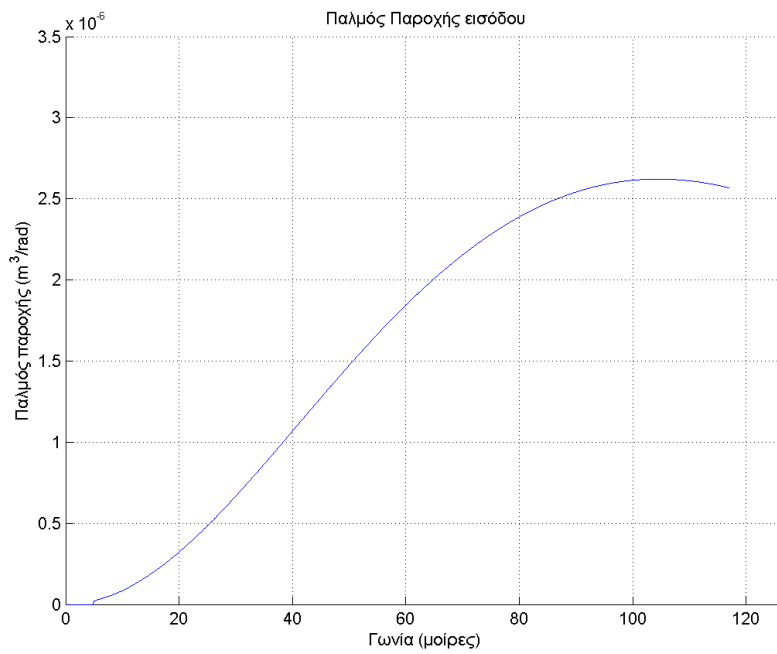
Σχήμα 4.2α Γεωμετρία κυκλικού κνώδακα, σε πολικές συντεταγμένες.



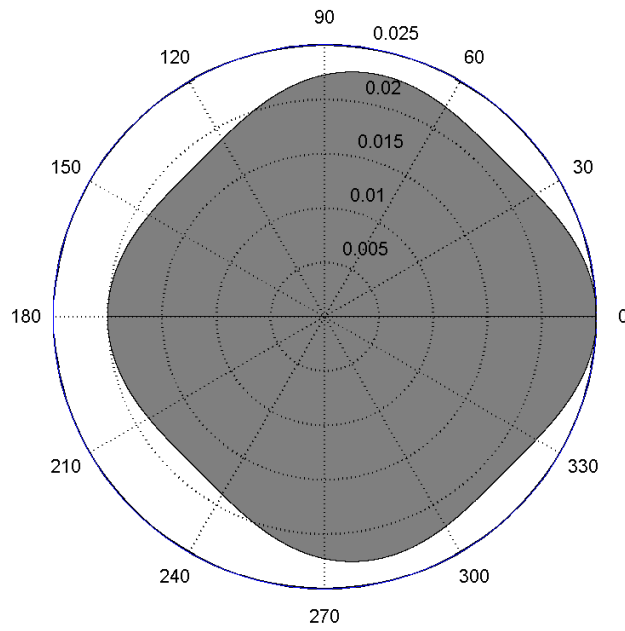
Σχήμα 4.2β Παλμός παροχής κυκλικού κνώδακα.



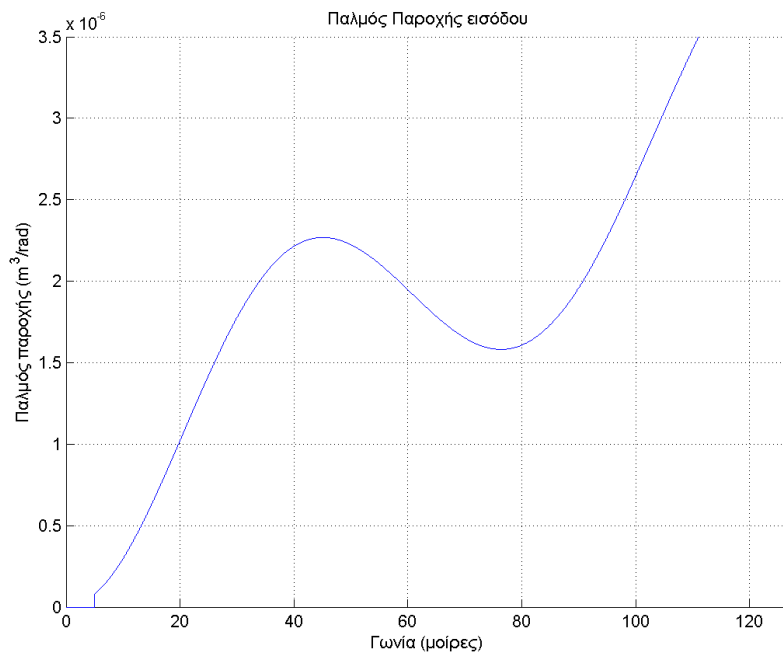
Σχήμα 4.3α Γεωμετρία ελλειψοειδούς κνώδακα, σε πολικές συντεταγμένες.



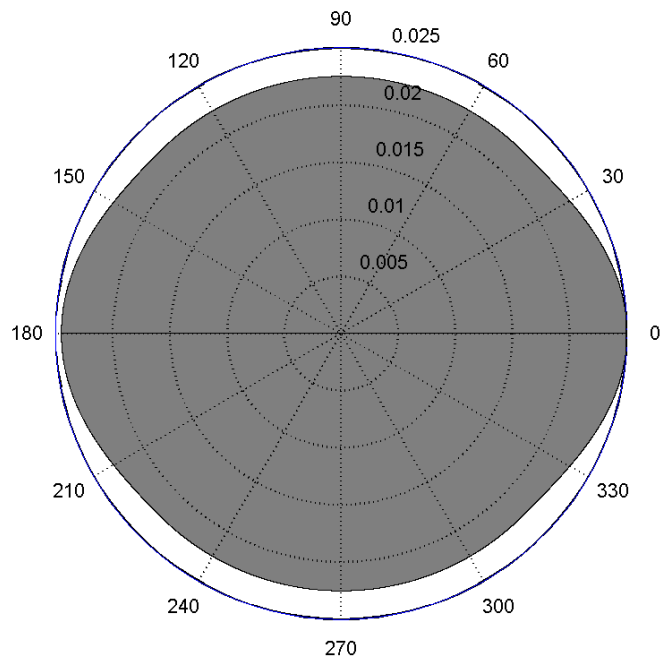
Σχήμα 4.3β Παλμός παροχής ελλειψοειδούς κνώδακα.



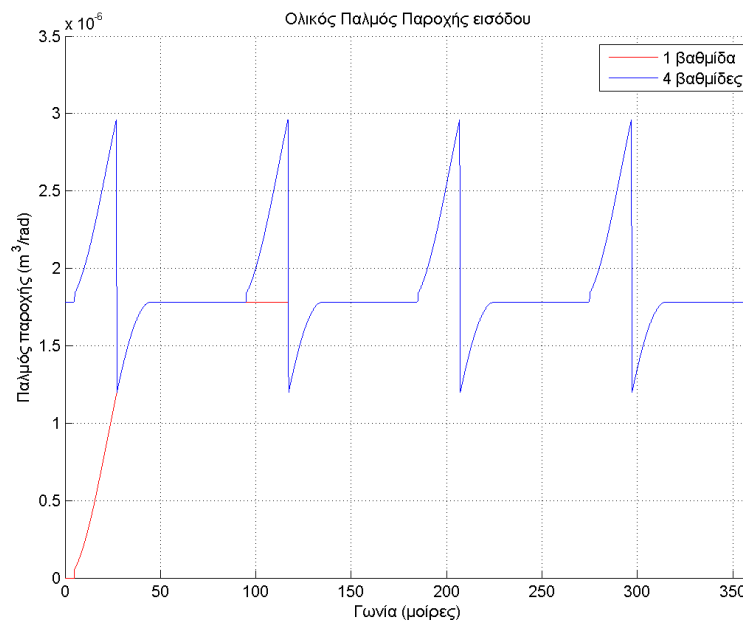
Σχήμα 4.4α Γεωμετρία ημιτονοειδούς κνώδακα, σε πολικές συντεταγμένες.



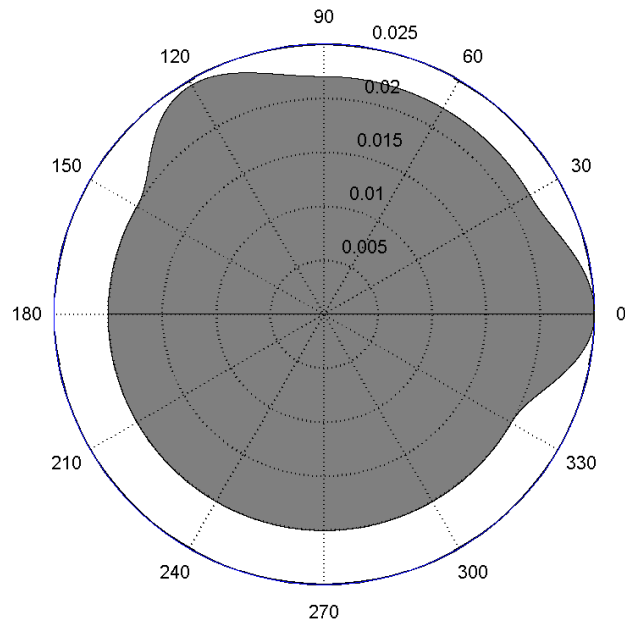
Σχήμα 4.4β Παλμός παροχής ημιτονοειδούς κνώδακα.



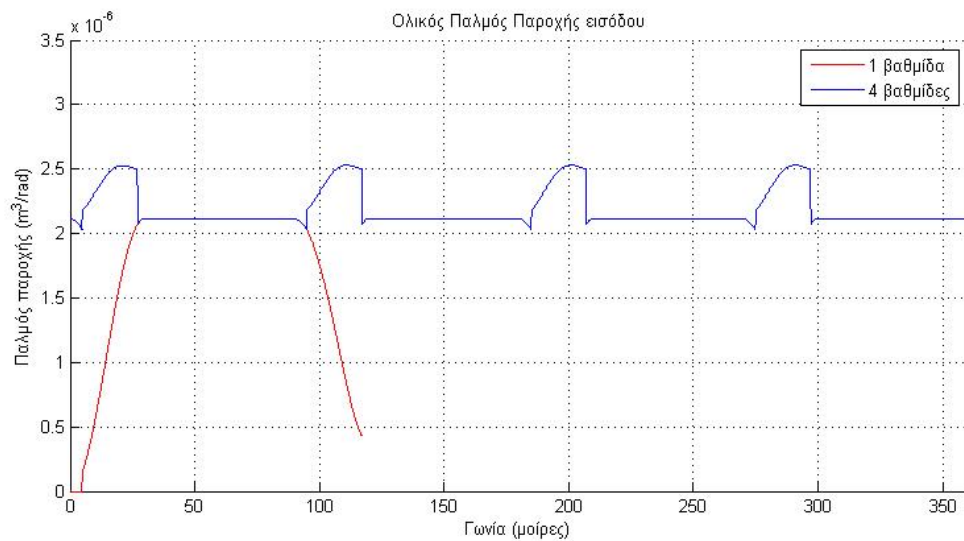
Σχήμα 4.5α Γεωμετρία κνώδακα σταθερού βασικού κύκλου που ακολουθεί τη γεωμετρία του κελύφους με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές, σε πολικές συντεταγμένες.



Σχήμα 4.5β Παλμός παροχής Κνώδακας σταθερού βασικού κύκλου που ακολουθεί τη γεωμετρία του κελύφους με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές.



Σχήμα 4.6α Γεωμετρία κώδακα βασικού κύκλου μεταβλητής ακτίνας με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές, σε πολικές συντεταγμένες.



Σχήμα 4.6β Παλμός παροχής για γεωμετρία κώδακα βασικού κύκλου μεταβλητής ακτίνας με δύο ημιτονοειδείς προεξοχές. Συνδυασμός 4 θαλάμων εκτόνωσης σε διαφορά φάσης 90 μοιρών.

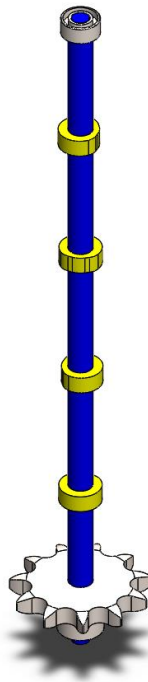
#### 4.2.2 Χρονισμός θυρίδας εισόδου

Για το χρονισμό των θυρίδων εισόδου αρχικά μελετήθηκε το ενδεχόμενο να τοποθετηθεί μεταλλικό έλασμα ή κλαπέτο στην είσοδο του θαλάμου, το οποίο να έχει τη δυνατότητα να κάμπτεται ή να περιστρέφεται αντίστοιχα, όταν η πτέρυγα της μηχανής ξεκινά να εισέρχεται στο θάλαμο, επιτρέποντας την εισαγωγή του προς εκτόνωση αερίου στο θάλαμο εκτόνωσης. Με αυτόν τον τρόπο ο χρονισμός θα ήταν άρρηκτα συνδεδεμένος με τη θέση της πτέρυγας η οποία καθορίζεται από το σχήμα του κνώδακα. Δυστυχώς δε βρέθηκε ικανοποιητικός τρόπος να ελεγχθεί το άνοιγμα της θυρίδας εισόδου μόνο κατά την είσοδο της πτέρυγας στο θάλαμο, καθώς, λόγω της παλινδρομικής της κίνησης, με τη διάταξη αυτή θα επιτρεπόταν η είσοδος ρευστού στο θάλαμο και κατά τη διάρκεια της εξαγωγής.

Αποφασίστηκε λοιπόν να χρησιμοποιηθούν δισκοειδείς βαλβίδες επιστομίου (poppet valves) σε συνδυασμό με εκκεντροφόρο άξονα χρονισμού, ώστε να ανεξαρτητοποιηθεί εντελώς ο χρονισμός από τα υπόλοιπα κινούμενα μέρη της μηχανής και να συνδεθεί απευθείας με τον κύριο άξονα. Η σύνδεση με τον κύριο άξονα της μηχανής γίνεται με χρήση κατάλληλου συστήματος αλυσίδας – αλυσοτροχών. Η σύνδεση αυτή προτιμήθηκε έναντι των οδοντωτών τροχών, λόγω του λόγου μετάδοσης, ο οποίος πρέπει να είναι 1:1. Στην περίπτωση μετάδοσης της κίνησης με χρήση οδοντωτών τροχών θα έπρεπε να αυξηθεί τοπικά η διάμετρος του εξωτερικού κελύφους της μηχανής, το οποίο δε θα ήταν επιθυμητό για κατασκευαστικούς λόγους.

Για να επιτευχθεί ομαλός παλμός παροχής, σύμφωνα με τη μέθοδο που τελικά ακολουθήθηκε για τον καθορισμό της γεωμετρίας του κνώδακα, οι μοίρες κατά τις οποίες η θυρίδα εισόδου επιτρέπει την είσοδο του ρευστού στο θάλαμο θα πρέπει να συμπίπτουν με τη γωνία όπου εμφανίζεται η κορυφή της δεύτερης ημιτονοειδούς προεξοχής του κνώδακα, δηλαδή όταν ο άξονας έχει εκτραπεί κατά 120 μοίρες από την αρχική του θέση. Πρέπει επίσης να ληφθεί υπ' όψη ότι στις πολύ αρχικές μοίρες περιστροφής του άξονα δεν είναι δυνατό να λαμβάνει χώρα εισαγωγή του ρευστού στο θάλαμο, καθώς δεν είναι επιθυμητό να έρχεται σε επαφή η θυρίδα εισαγωγής με την κοιλότητα κίνησης της πτέρυγας, τόσο για κατασκευαστικούς λόγους, όσο και για την αποφυγή επιπλέον απωλειών στα διάκενα που δημιουργούνται περιμετρικά της πτέρυγας.

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται ο άξονας χρονισμού με τους κνώδακες χρονισμού.



Σχήμα 4.7 Άξονας χρονισμού με τα έκκεντρα, τις εδράσεις και τους τροχούς μετάδοσης κίνησης.

#### 4.2.3 Διαφορά φάσης στην πλήρωση των θαλάμων

Είναι γνωστό ότι συνηθίζεται η χρήση διβάθμιων εκτονωτών υγρού ψυκτικού μέσου στις σύγχρονες κλιματιστικές μονάδες, σαν εναλλακτική μέθοδος εκτόνωσης του ρευστού που εξέρχεται από τη φάση συμπύκνωσης, με στόχο την ανάκτηση μέρους της ενέργειας που αυτό απορρόφησε κατά τη διάρκεια της συμπίεσης. Στις μηχανές αυτές οι θάλαμοι εκτόνωσης είναι τοποθετημένοι σε σειρά. Το εργαζόμενο μέσο οδηγείται στον πρώτο θάλαμο, όπου εκτονώνεται μέχρι μίας πρώτης πίεσεως και στη συνέχεια στο δεύτερο, όπου ολοκληρώνεται η εκτόνωση. Κατ' επέκταση, οι εκκεντρότητες των κνωδάκων των δύο θαλάμων έχουν παρόμοιο προσανατολισμό, με αποτέλεσμα την κακή ζυγοστάθμιση του άξονα.

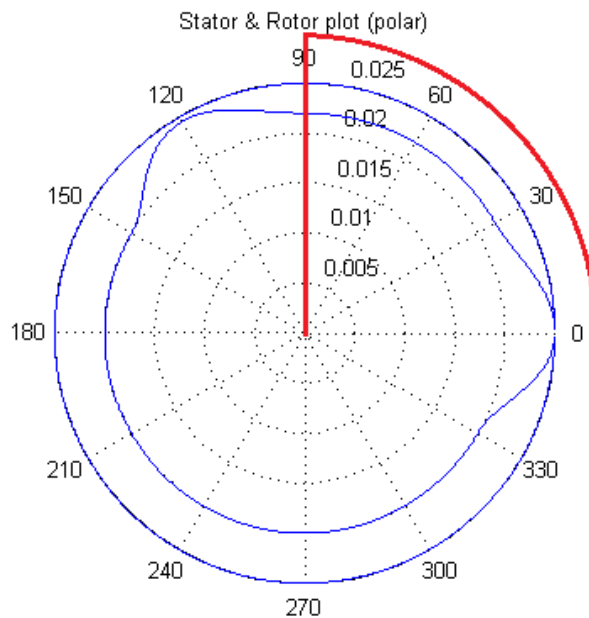
Ο σχεδιασμός μηχανής με περισσότερους από έναν θαλάμους εκτόνωσης σε παράλληλη διάταξη μελετήθηκε για δύο λόγους:

- Να δοθεί η δυνατότητα χρονισμού της πλήρωσης των θαλάμων.
- Να βελτιωθεί η ταλαντωτική συμπεριφορά κατά τη λειτουργία, με στόχο τη μείωση του παραγόμενου θορύβου.

Στην παρούσα μελέτη αποφασίστηκε οι θάλαμοι εκτόνωσης να έχουν ομοιόμορφη διαφορά φάσης, επομένως η γωνία περιστροφής του κάθε κνώδακα σε σχέση τον προηγούμενο κατά τη συναρμολόγηση

θα είναι ίση με  $360^\circ$  προς τον αριθμό των θαλάμων. Με 4 θαλάμους, η γωνία αυτή προκύπτει προφανώς  $90^\circ$ .

Από το υπολογιστικό μοντέλο που κατασκευάστηκε παρατηρήθηκε ότι για τη γεωμετρία κνώδακα που έχει επιλεχθεί, η διαφορά φάσης πρέπει να συμπίπτει με την αρχή της δεύτερης ημιτονοειδούς προεξοχής του κνώδακα, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.8 Γεωμετρία κνώδακα και διαφορά φάσης μεταξύ θαλάμων εκτόνωσης.

#### 4.2.4 Γωνία θύρας εξόδου

Για τον υπολογισμό της γωνίας στην οποία εκτείνεται η θύρα εξόδου έχουν ληφθεί υπ' όψη τα εξής δεδομένα:

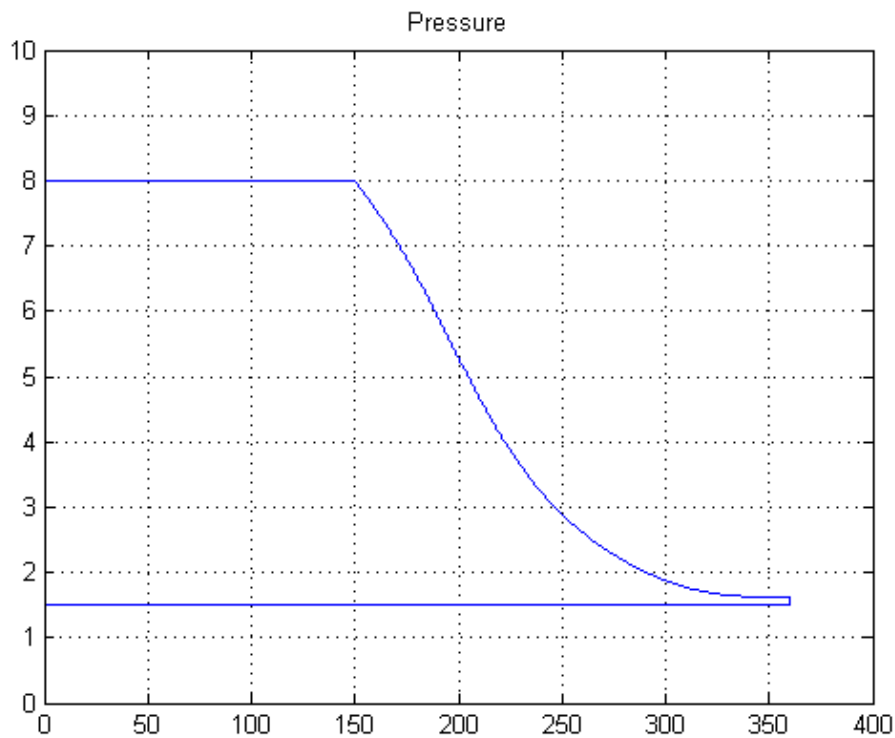
- Κατά τη λειτουργία της μονάδας ανάκτησης θερμότητας στην οποία θα εργάζεται ο υπό σχεδιασμό εκτονωτής, η πίεση συμπύκνωσης μπορεί να μεταβάλλεται, εντός ενός ορισμένου εύρους πιέσεων.
- Κατά τη λειτουργία της μονάδας ανάκτησης θερμότητας στην οποία θα εργάζεται ο υπό σχεδιασμό εκτονωτής, η πίεση προσαγωγής μπορεί να μεταβάλλεται, εντός ενός ορισμένου εύρους πιέσεων.
- Διαφορές της πίεσης του εκτονούμενου ρευστού με την πίεση συμπύκνωσης κατά την αποκάλυψη της θυρίδας εξαγωγής μπορεί να προκαλέσουν φαινόμενα απότομης τοπικής



εκτόνωσης ή συμπύκνωσης του ρευστού με αποτέλεσμα την εμφάνιση σταγονιδίων, τα οποία προκαλούν κρουστικά φαινόμενα κατά την επαφή τους με τον κνώδακα ή άλλα μέρη της μηχανής.

Με βάση τις παραπάνω παρατηρήσεις κρίθηκε σκόπιμο να σχεδιαστεί το διάγραμμα πίεσης του εκτονούμενου ρευστού σε συνάρτηση με τη γωνία περιστροφής του άξονα, ώστε να μελετηθεί ο ρυθμός αποτόνωσης του ρευστού και να ελεγχθούν αφενός το κατά πόσο επιτυγχάνεται ο επιθυμητός λόγος εκτόνωσης, αφετέρου αν υπάρχει περιθώριο ασφαλείας για ομαλή λειτουργία στην περίπτωση μεταβολής των πιέσεων συμπύκνωσης-προσαγωγής.

Παρατηρήθηκε ότι σε αρκετές περιπτώσεις το διάγραμμα εμφάνισε την παρακάτω μορφή:

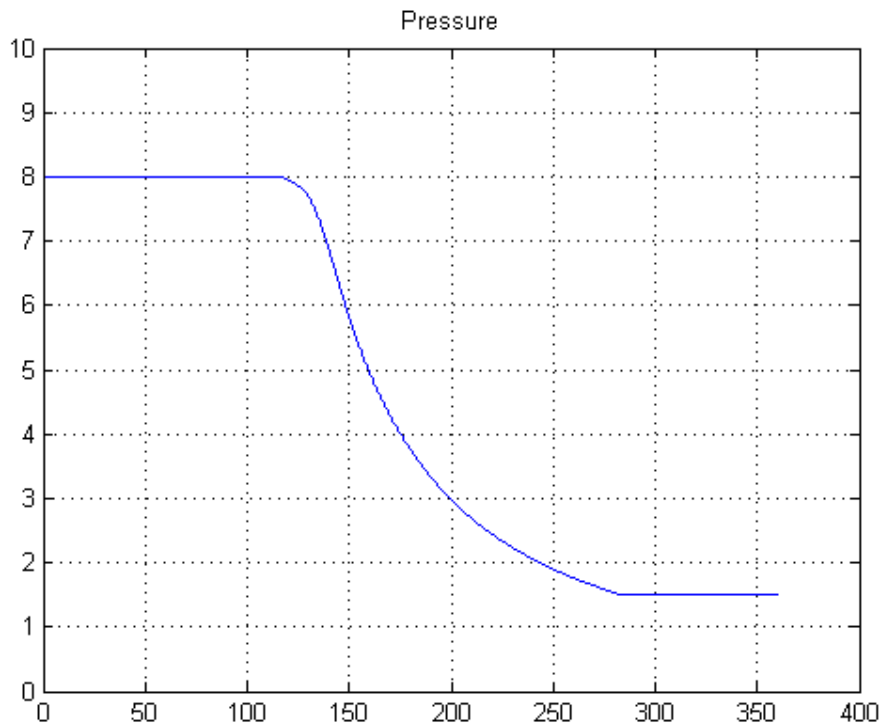


Σχήμα 4.9 Πίεση στην πλευρά υψηλής πίεσης του θαλάμου εκτόνωσης σε σχέση με τη γωνία περιστροφής για κνώδακα με κύκλο βάσης σταθερής διαμέτρου.

Είναι φανερό ότι στην περίπτωση αυτή το ρευστό δεν έχει ολοκληρώσει την εκτόνωσή του μέχρι την πίεση συμπύκνωσης πριν ολοκληρώσει μια πλήρη περιστροφή και επομένως όταν αποκαλυφθεί η θυρίδα εξαγωγής θα εκτονωθεί απότομα δημιουργώντας ανεπιθύμητα φαινόμενα, όπως περιγράφεται παραπάνω. Μια από τις λύσεις που εξετάστηκε ήταν η διακοπή της εισαγωγής του ρευστού στο θάλαμο εκτόνωσης μερικές μοίρες νωρίτερα. Μια τέτοια προσέγγιση όμως θα επηρέαζε τον παλμό παροχής. Για

το λόγο αυτό αποφασίστηκε να ανεξαρτητοποιηθεί η διάμετρος του κύκλου βάσης του κνώδακα για το τμήμα που ακολουθεί του σημείου διακοπής της παροχής από τη διάμετρο του κύκλου βάσης στο τμήμα που προηγείται του εν λόγω σημείου.

Πλέον, η μεταβολή της πίεσης στην τμήμα υψηλής πίεσης του θαλάμου σε σχέση με τη γωνία περιστροφής, μπορεί να πάρει τη μορφή που φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί:



Σχήμα 4.10 Πίεση στην πλευρά υψηλής πίεσης του θαλάμου εκτόνωσης σε συνάρτηση με τη γωνία περιστροφής για κνώδακα με κύκλο βάσης μεταβλητής διαμέτρου.

Με αυτή τη μέθοδο είναι εύκολο να ελεγχθεί ο λόγος πιέσεων λειτουργίας της μηχανής και να ρυθμιστεί η γωνία της θυρίδας εξόδου, με κατάλληλη προσαρμογή της διαμέτρου του κύκλου βάσης του κνώδακα στο τμήμα που έπεται της κορυφής της δεύτερης ημιτονοειδούς προεξοχής του.

## 5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

### 5.1 Εισαγωγή

Για να καλυφθούν οι ανάγκες του σχεδιασμού, χρησιμοποιήθηκε ένας συνδυασμός εργαλείων και προγραμμάτων λογισμικού για την κατασκευή μιας σειράς από υπολογιστικά μοντέλα.

Για τον έλεγχο των απωλειών εντός του θαλάμου εκτόνωσης δημιουργήθηκε ένα υπολογιστικό φύλλο στο οποίο περιλαμβάνονται οι υπολογισμοί για τις ροές Couette και Poiseuille στα διάφορα διάκενα που δημιουργούνται περιμετρικά του κνώδακα και του πτερυγίου. Από το μοντέλο αυτό καθορίστηκαν τα επιθυμητά πάχη των διακένων με τα οποία ελαχιστοποιούνται οι απώλειες ρευστού από την πλευρά υψηλής προς την πλευρά χαμηλής πίεσης.

Για να μελετηθεί η γεωμετρία του κνώδακα και να υπολογιστεί ο παλμός παροχής, η σχέση της πίεσης με τη γωνία περιστροφής, η σχέση της γωνίας περιστροφής με τη θέση και την ταχύτητα του πτερυγίου, ο απαιτούμενος όγκος του θαλάμου εκτόνωσης κ.ά., κατασκευάστηκε ένα υπολογιστικό μοντέλο με χρήση του λογισμικού Matlab. Με τη βοήθεια του ίδιου λογισμικού παρήχθησαν και τα διαγράμματα που περιλαμβάνονται στο παρόν κείμενο.

Η ανάλυση της ροής και ο υπολογισμός των καταπονήσεων έγινε με πεπερασμένα στοιχεία (Finite Element Analysis) στην πλατφόρμα του ANSYS, στην οποία λύθηκε ο συνδυασμός της ρευστοδυναμικής ανάλυσης και της στατικής. Η γεωμετρία σχεδιάστηκε παραμετρικά και εισήχθη στο ANSYS όπου εξήχθη ο αρνητικός όγκος που είναι απαραίτητος για την CFD (Computational Fluid Dynamics) ανάλυση. Στη συνέχεια διακριτοποιήθηκε το μοντέλο για την ρευστοδυναμική ανάλυση. Τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν είναι τετράεδρα (Tet4) και εξάεδρα (Wedge6), με μέγιστο μέγεθος στοιχείου επιλέχθηκε 1mm ώστε να προκύψει μεγαλύτερη ακρίβεια στα αποτελέσματα. Το οριακό στρώμα αποτελείται από 10 στρώματα (layers), με πρώτο ύψος κελιού (first cell height) 0.0075mm και growth rate 1.15. (AnSys, 2012)

Τη διαδικασία του meshing ακολούθησε η δημιουργία μοντέλου μόνιμης κατάστασης για ασυμπίεστη ροή προκειμένου να επακολουθήσει ανάλυση CFD. Το μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιήθηκε είναι το Standard k-ε, λόγω χαμηλών ταχυτήτων της ροής και μικρού αριθμού Reynolds, με standard wall functions. Το ρευστό του προβλήματος επιλέχθηκε να είναι το R245fa. Στη συνέχεια καθορίστηκαν οι οριακές συνθήκες (inflow, walls και fluid):.

- Inflow: το inflow επιλέχθηκε να είναι mass-flow-inlet με mass-flow-rate 0.6lt/s, gauge pressure 7bar και θερμοκρασία 354.15 K.
- Walls: τα τοιχώματα επιλέχθηκαν ως wall χωρίς να υπάρχει ροή θερμότητας.
- Fluid: ο όγκος του ρευστού μας επιλέχθηκε σαν εσωτερική οριακή συνθήκη (interior boundary condition).

Το μοντέλο συνέκλινε μετά από 500 επαναλήψεις (iterations).

Ακολούθως στήθηκε το μοντέλο για την στατική ανάλυση. Αφού επιλέχθηκαν οι διεπαφές (contacts) μεταξύ των στοιχείων (parts) της κατασκευής, έγινε η διακριτοποίηση του μοντέλου. Για τη διακριτοποίηση επιλέχθηκαν εξάπλευρα στοιχεία Wedge6 που αποδεδειγμένα παρέχουν τη μέγιστη ακρίβεια στα αποτελέσματα. Έπειτα πραγματοποιήθηκε η μεταφορά των πιέσεων και των θερμοκρασιών (μεταφορά και χαρτογράφηση). Η χαρτογράφηση έγινε με 100% επιτυχία και όλοι οι κόμβοι του CFD αντιστοιχήθηκαν σε κόμβους του στατικού μοντέλου (structural). Τέλος λύθηκε η στατική ανάλυση από την οποία εξήχθησαν πληροφορίες για τις παραμορφώσεις των στοιχείων της κατασκευής και τασικό πεδίο που αναπτύσσεται λόγω της πίεσης που ασκεί το ρευστό.

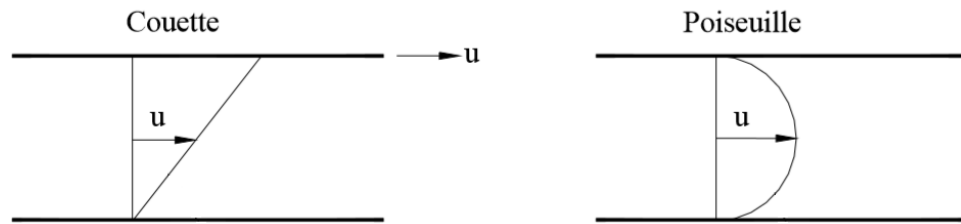
## 5.2 Έλεγχος απωλειών διαρροής

### 5.2.1 Ελαχιστοποίηση απωλειών

Οι απώλειες διαρροής εντός του θαλάμου εκτόνωσης δημιουργούνται:

- Λόγω της διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς υψηλής πίεσης του θαλάμου που περιέχει το προς εκτόνωση ρευστό και της πλευράς χαμηλής πίεσης του θαλάμου που περιέχει το εξερχόμενο εκτονωμένο ρευστό.
- Λόγω της κίνησης του κνώδακα μέσα στο θάλαμο, εξαιτίας της οποίας παρασύρεται ρευστό από το ένα τμήμα του θαλάμου στο άλλο, μέσω των διακένων.

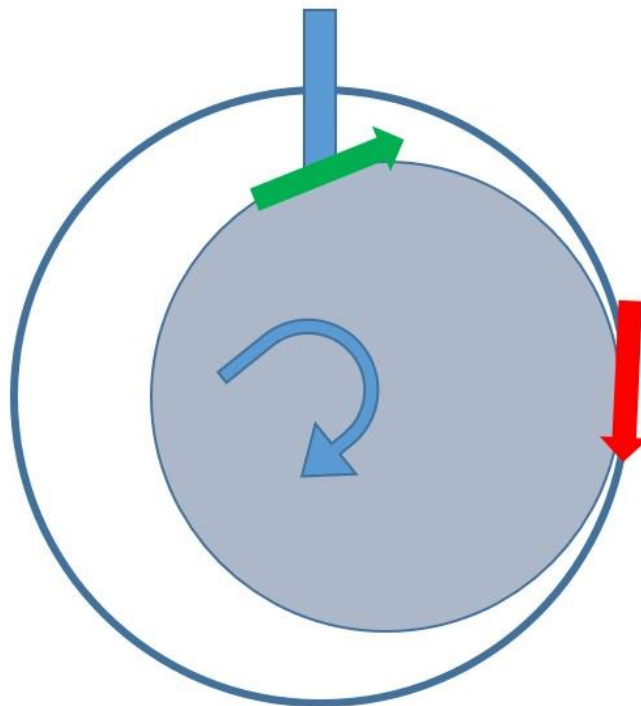
Στην πρώτη περίπτωση, η ροή που προκύπτει μπορεί να υπολογιστεί ως ροή Poiseuille, ενώ στη δεύτερη ως ροή Qouette.



Σχήμα 5.1 Ποιοτική απεικόνιση των ροών Couette και Poiseuille.

Στο υπολογιστικό φύλλο που χρησιμοποιήθηκε, εισήχθησαν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του θαλάμου. Από αυτά υπολογίστηκε η σχετική ταχύτητα μεταξύ του κνώδακα και του κελύφους και του κνώδακα και της πτέρυγας, ανά μοίρα περιστροφής του άξονα. Συγκεκριμένα υπολογίστηκαν:

- Η γραμμική ταχύτητα του σημείου του κνώδακα που έρχεται σε επαφή με το κέλυφος.
- Η γραμμική ταχύτητα του σημείου του κνώδακα που έρχεται σε επαφή με το κέλυφος ανά μοίρα περιστροφής του άξονα.



Σχήμα 5.2 Σχηματική απεικόνιση των σημείων όπου παρατηρούνται απώλειες διαρροής με παράλληλη υπόδειξη της κατεύθυνσης της εκάστοτε διαρροής.

Οι ταχύτητες αυτές χρησιμοποιήθηκαν για να προσδιοριστεί η μέση ταχύτητα λόγω ροής Qouette από την οποία προκύπτει και η μέση παροχή ρευστού στα διάκενα μεταξύ κνώδακα και στάτορα και κνώδακα και πτερυγίου αντίστοιχα.

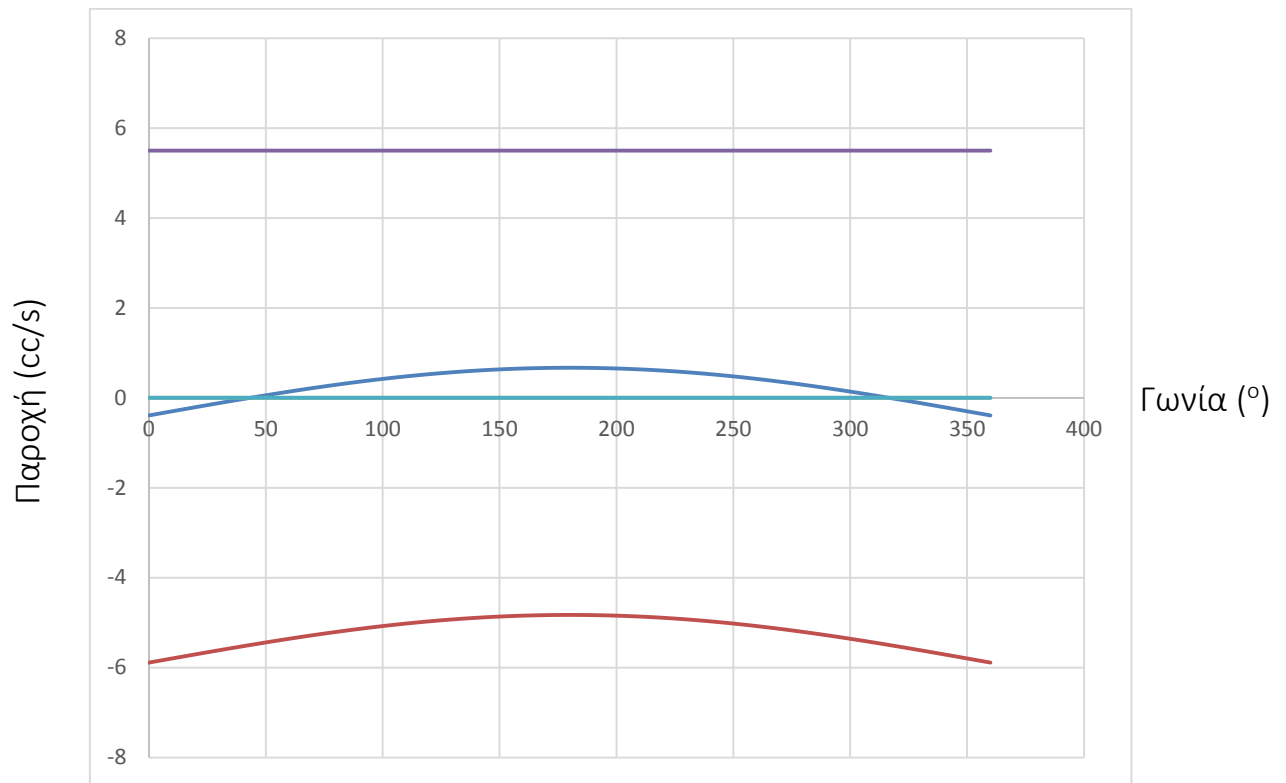
Για τον υπολογισμό της ροής Poisseuille καθορίστηκε η μέση δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού στις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής, η πρόοδος της πίεσης και στις δύο πλευρές του κνώδακα, καθώς και το ύψος του θαλάμου εκτόνωσης. Η πτώση της πίεσης υπολογίστηκε υποθέτοντας ισοθερμοκρασιακή μεταβολή. Από τα παραπάνω δεδομένα, υπολογίστηκε η ροή Poisseuille στα διάκενα μεταξύ πτερυγίου και κνώδακα και κνώδακα και στάτορα, όπως φάνηκε στο προηγούμενο σχήμα.

Από τη μελέτη των αποτελεσμάτων έγινε φανερό ότι οι απώλειες λόγω της διαφοράς πίεσης (Poisseuille flow) είναι τάξεις μικρότερες από εκείνες που προκαλούνται από την περιστροφή του κνώδακα εντός του θαλάμου. Έτσι αποφασίστηκε να μη γίνει υπολογισμός των απωλειών λόγω διαφοράς πίεσης της πλευράς χαμηλής πίεσης προς την πλευρά υψηλής πίεσης του θαλάμου στο διάκενο μεταξύ του κνώδακα και των ακραίων πλακών του θαλάμου.

### 5.2.2 Υπολογισμός ανοχών

Με το μοντέλο που περιγράφηκε παραπάνω έγιναν δοκιμές για να αποκτηθεί μια εικόνα της μεταβολής του ποσοστού απωλειών σε σχέση με τις διαστάσεις των διακένων που δημιουργούνται περιφερειακά του πτερυγίου και του κνώδακα. Από τα αποτελέσματα, έγινε φανερό πως για κάθε γεωμετρία κνώδακα και διαστασιολόγηση του θαλάμου, υπάρχει ένας συγκεκριμένη αναλογία για τα διάκενα που δημιουργούνται μεταξύ του κνώδακα και του πτερυγίου και μεταξύ του κνώδακα και του κελύφους, για την οποία οι απώλειες διαρροής μπορούν να ελαχιστοποιηθούν. Έτσι, υπάρχει η δυνατότητα να επιλεγούν διάφορες τάξεις ανοχών, αρκεί να τηρείται η αναλογία μεταξύ τους. Προσοχή πρέπει να δοθεί στο γεγονός ότι όσο μικραίνουν οι διαστάσεις της μηχανής, η ισορροπία αυτή γίνεται όλο και πιο ασταθής, όπως προέκυψε από την ανάλυση ευαισθησίας.

Παρακάτω φαίνεται το διάγραμμα απεικόνισης των ροών Qouette και Poisseuille, καθώς και της υπέρθεσής τους.



Σχήμα 5.3 Διάγραμμα απεικόνισης των τιμών των ροών Rouette και Poisseuille, καθώς και της συνολικής διαροής που προκύπτει από την υπέρθεσή τους.

## 5.3 Έλεγχος ροής στον θάλαμο εκτόνωσης

### 5.3.1 Ταχύτητα της ροής

Με δεδομένη την απαιτούμενη παροχή μάζας του ρευστού στον εκτονωτή ώστε να μπορεί να παραχθεί η επιθυμητή ισχύς κατά την αποτόνωση και την προβλεπόμενη πυκνότητα που θα έχει το ρευστό κατά την εισαγωγή του στο θάλαμο εκτόνωσης, υπολογίστηκε η αντίστοιχη παροχή όγκου σύμφωνα με τον τύπο

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (1)$$

Διαιρώντας την παροχή αυτή με τον αριθμό των θαλάμων, προκύπτει η μέση παροχή όγκου ανά θάλαμο, η οποία βρέθηκε 0.076 cc/s.

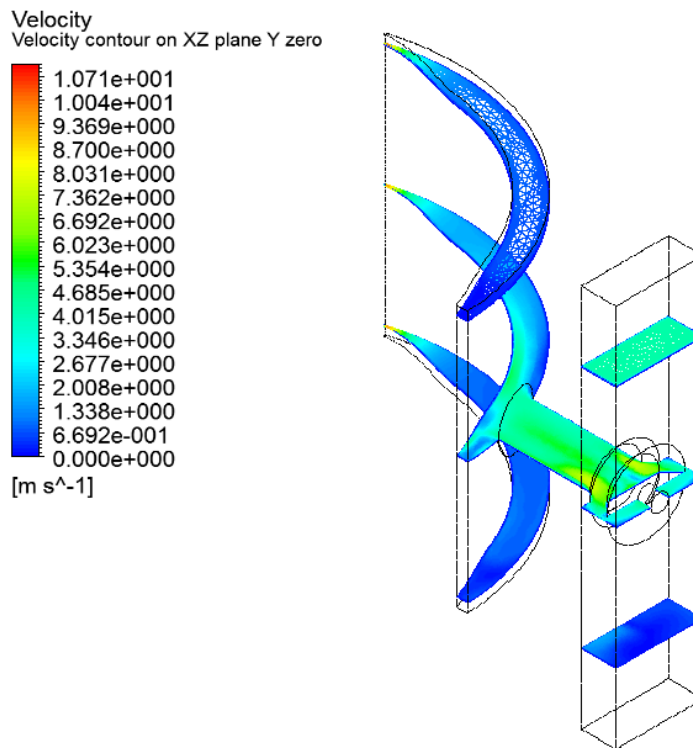
Στη συνέχεια, με γνωστή τη διατομή της θυρίδας εισαγωγής, υπολογίζεται η ταχύτητα εισόδου του ρευστού στη μηχανή από τη σχέση

$$\dot{V}=A*U \quad (2)$$

και προκύπτει 5.92m/s.

Από τη CFD ανάλυση που προέκυψε από το μοντέλο που περιγράφηκε στην αρχή του κεφαλαίου, υπολογίστηκαν οι τιμές της ταχύτητας του ρευστού κατά την εισαγωγή του στο θάλαμο εκτόνωσης. Όπως αναμενόταν οι ταχύτητες εμφανίστηκαν ελαφρά μειωμένες λόγω των τριβών και αντιστάσεων, οι οποίες δεν λήφθηκαν υπ' όψη στον αναλυτικό υπολογισμό που παρουσιάστηκε παραπάνω.

Παρατίθεται το αντίστοιχο στιγμιότυπο:

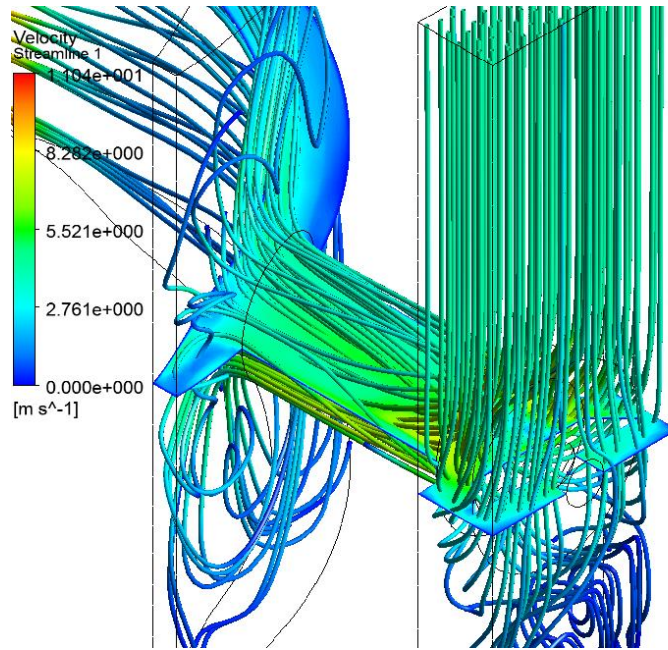


Σχήμα 5.4 Στιγμιότυπο που απεικονίζει τις ζώνες ταχύτητας του ρευστού εντός του θαλάμου εκτόνωσης.

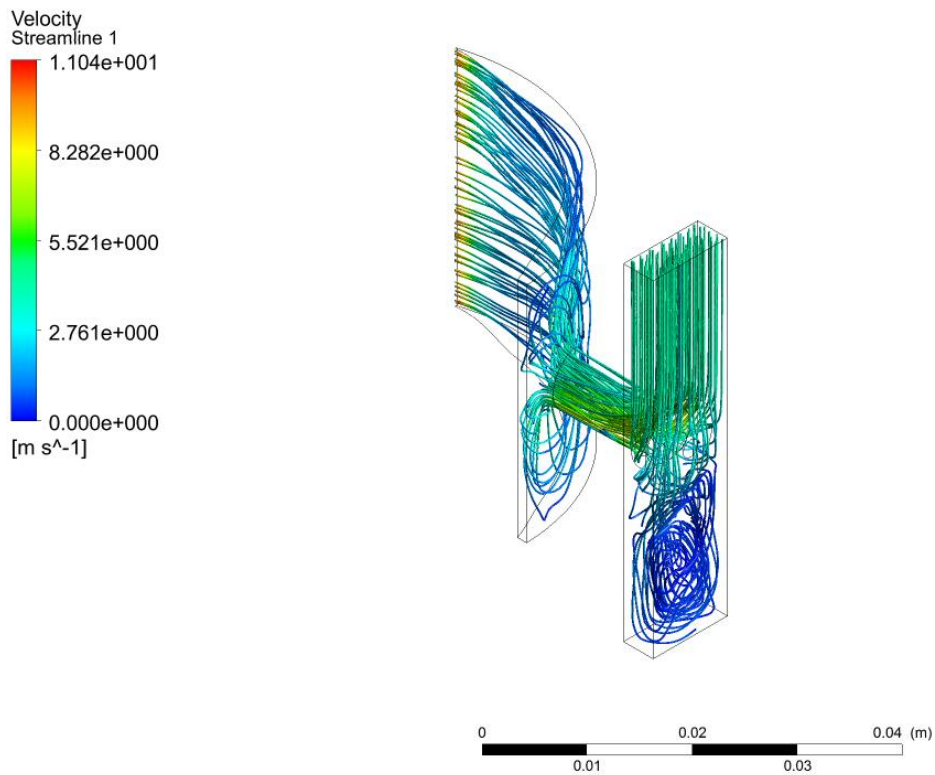
### 5.3.2 Γραμμές ροής εσωτερικά του θαλάμου

Όπως είναι φυσικό, οι ταχύτητες αυτές μειώνονται με την είσοδο του ρευστού στο θάλαμο, καθώς ο διαθέσιμος όγκος αυξάνεται σημαντικά. Λόγω της μικρής ταχύτητας προσαγωγής του ρευστού, καθώς και των χαμηλών πιέσεων, αναμένεται να έχουμε ομαλή ροή εντός του θαλάμου, το οποίο επιβεβαιώνεται και από τα στιγμιότυπα που ακολουθούν.





Σχήμα 5.6 Στιγμιότυπο που απεικονίζει της γραμμές ροής και την ταχύτητα του ρευστού κατά την εισαγωγή του στο θάλαμο εκτόνωσης.

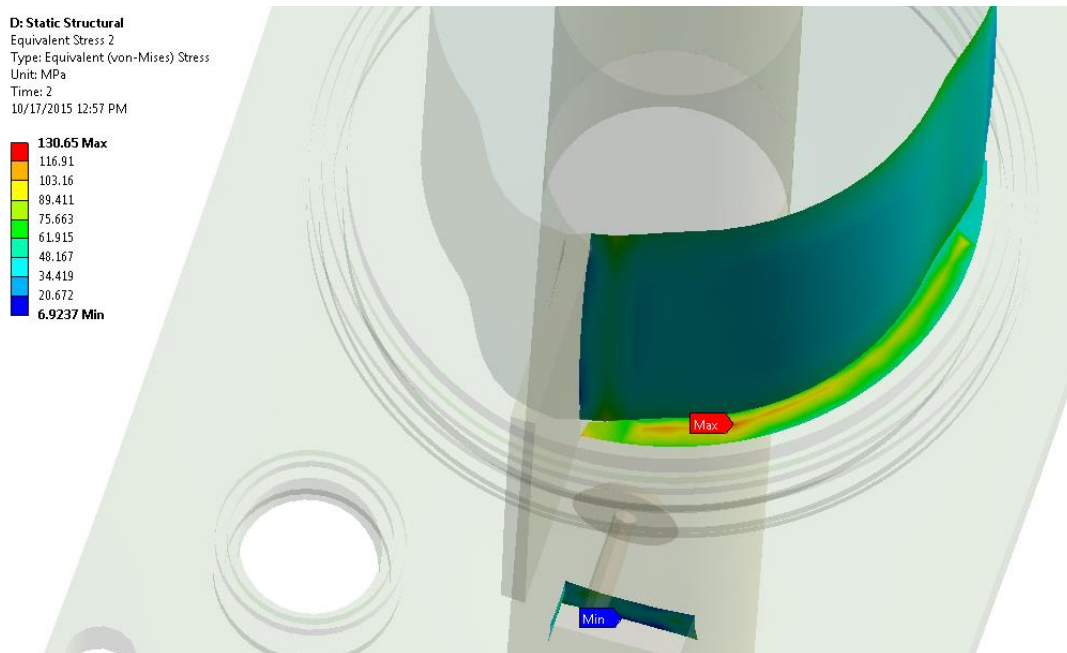


Σχήμα 5.7 Στιγμιότυπο που απεικονίζει της γραμμές ροής και την ταχύτητα του ρευστού εντός του θαλάμου εκτόνωσης.

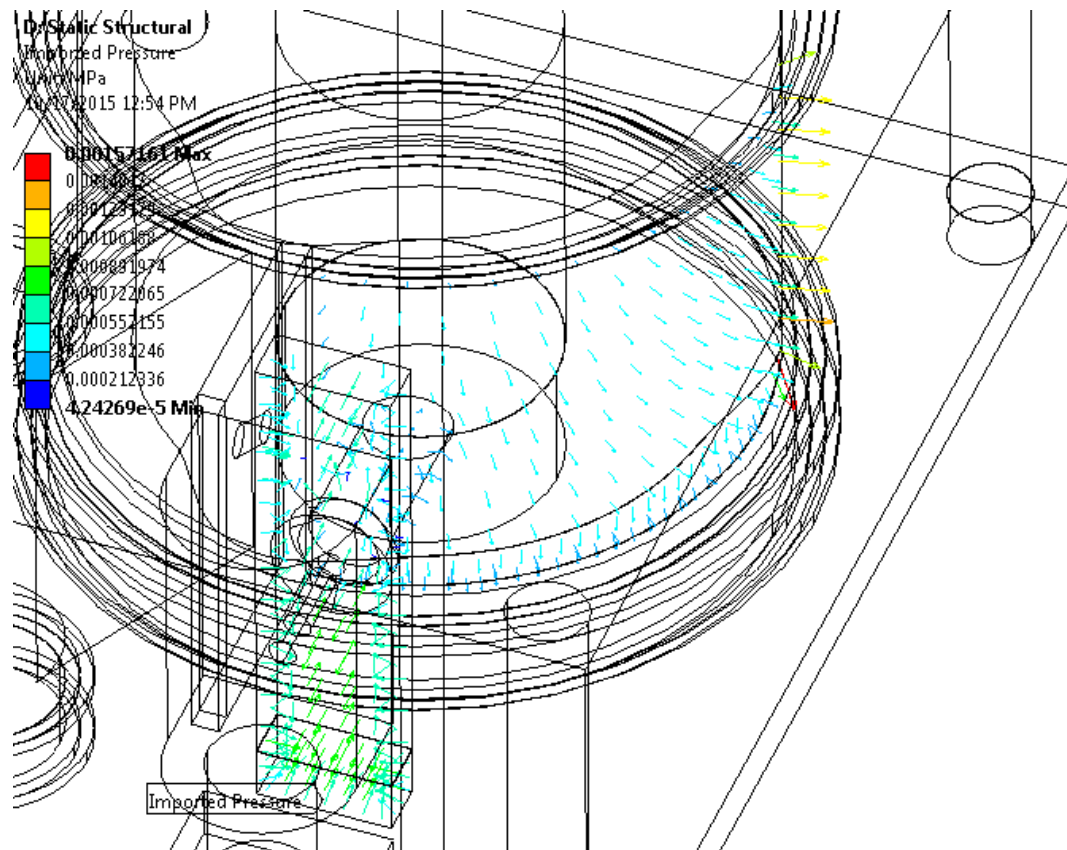
Όπως αναμενόταν, οι ταχύτητες του ρευστού εντός του θαλάμου είναι αρκετά χαμηλές, της τάξης του ενός μέτρου το δευτερόλεπτο (1 m/s) στο μεγαλύτερο μέρος του όγκου του. Μικρή διαφοροποίηση παρατηρείται γύρω από την ημιτονοειδή προεξοχή του κνώδακα, καθώς εκεί η διατομή από την οποία αναγκάζεται να περάσει το ρευστό κατά τη φορά της κίνησής του μειώνεται σημαντικά, όμως και σε αυτήν τη θέση η ταχύτητα του αερίου, μόλις που πλησιάζει τα δέκα μέτρα το δευτερόλεπτο (10 m/s), παραμένει δηλαδή σε πολύ χαμηλά επίπεδα.

## 5.4 Έλεγχος επιφανειακών τάσεων

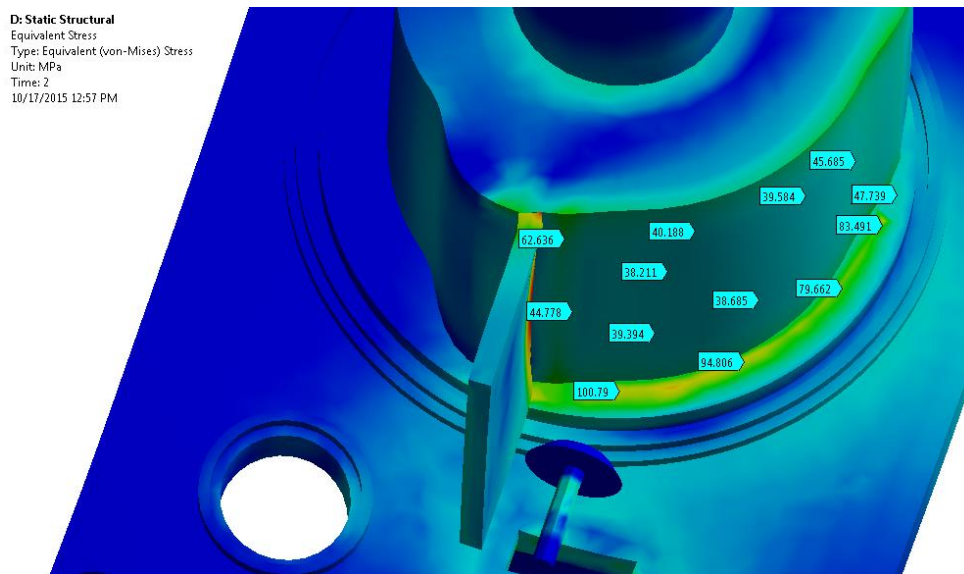
Για τον υπολογισμό των επιφανειακών τάσεων χρησιμοποιήθηκε η Θεωρία Επαφών του Hertz (Ρορον, 2010), και στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων με χρήση του μοντέλου που περιγράφηκε στην αρχή του κεφαλαίου.



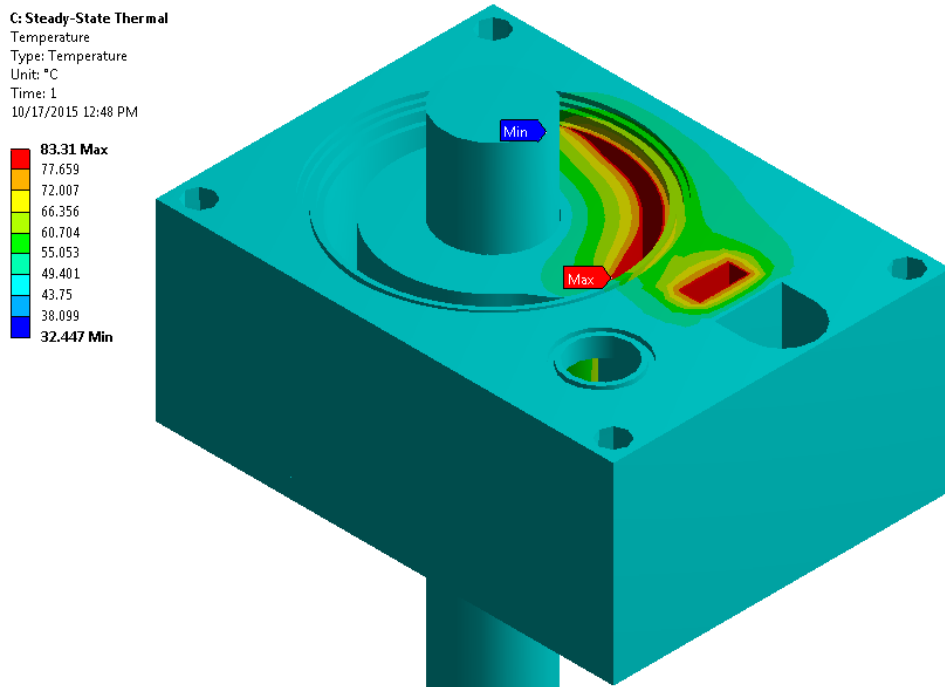
Σχήμα 5.8 Στατική καταπόνηση της επιφάνειας του κνώδακα. Ισοδύναμη καταπόνηση κατά Von-Mises.



Σχήμα 5.9 Κατανομή της πίεσης εντός του θαλάμου εκτόνωσης.



Σχήμα 5.10 Στατική καταπόνηση της επιφάνειας του κνώδακα. Ισοδύναμη καταπόνηση κατά Von-Mises.



Σχήμα 5.11 Ανάπτυξη θερμοκρασιακών ζωνών και σχετικής καταπόνησης στη μηχανή.

Είναι φανερό ότι οι τάσεις που δέχονται όλα τα στερεά τοιχώματα του θαλάμου, είναι ιδιαίτερα χαμηλές και μάλιστα της τάξης των kPa. Παρατηρήθηκε όμως συγκέντρωση τάσεων πλησίον του πτερυγίου, όταν η περιφερειακή διατομή του θαλάμου μειώνεται σημαντικά, το οποίο αποδίδεται σε ατέλεια του μοντέλου, λόγω των αποστάσεων μεταξύ των κόμβων του mesh.

## 6. ΥΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

### 6.1 Διαστασιολόγηση θαλάμου εκτόνωσης

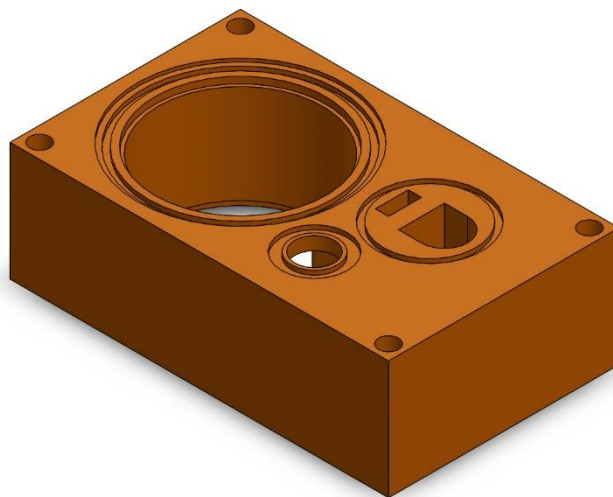
Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 2, σκοπός της εργασίας ήταν να σχεδιαστεί εκτονωτής με ονομαστική ισχύ εξόδου περί τα 500W. Για τον υπολογισμό του ωφέλιμου όγκου χρησιμοποιήθηκαν οι σχέσεις:

$$W = \dot{m} \times \Delta h \quad (3)$$

$$\dot{m} = \dot{V} \times d \quad (4)$$

Από όπου η παροχή όγκου στη μηχανή προκύπτει πεντακόσια δώδεκα κυβικά εκατοστά το δευτερόλεπτο (512 cc/s).

Διαιρούμενος διά τον αριθμό των θαλάμων και τη συχνότητα περιστροφής, ο όγκος πλήρωσης ανά θάλαμο και ανά περιστροφή προκύπτει 3,44 cc, ο οποίος επιτυγχάνεται με ακτίνα κυλίνδρου 25 χιλιοστά (25mm), ύψος κυλίνδρου 15 χιλιοστά (15mm), πρώτη ακτίνα κνώδακα 22 χιλιοστά (22mm) και δεύτερη ακτίνα κνώδακα 20 χιλιοστά (20mm).



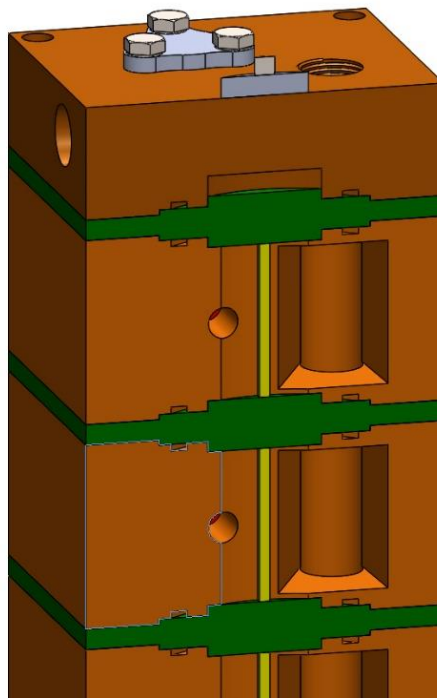
Σχήμα 6.1 Δομική μονάδα του κελύφους του εκτονωτή.

## 6.2 Μορφή Θυρίδας εξαγωγής

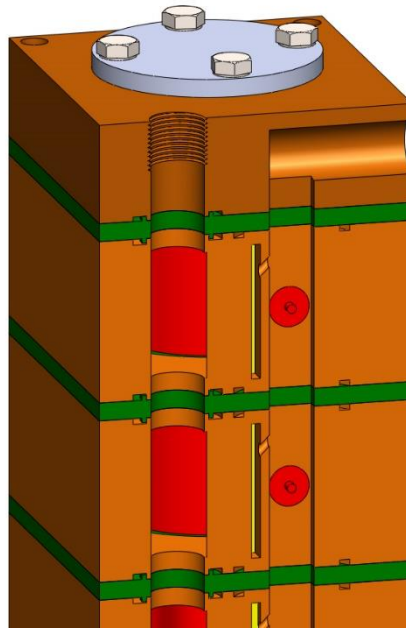
### 6.2.1 Σύνδεση θυρίδας

Για την εξαγωγή του αερίου που έχει εκτονωθεί από τη μηχανή, επιλέχθηκε να δημιουργηθεί αυλάκι κυκλικής διατομής που διαπερνά όλα τα modules και τις ενδιάμεσες πλάκες και καταλήγει σε σπείρωμα μισής ίντσας (1/2 in). Η διάσταση αυτή επιλέχθηκε με βάση την αναμενόμενη παροχή του αερίου στην έξοδο. Αφού συναρμολογηθεί η μηχανή, το αυλάκι έρχεται σε επαφή με όλες τις θυρίδες εξαγωγής των θαλάμων και οδηγεί το εκτονωμένο αέριο στην έξοδο της μηχανής.

Στα σχέδια που ακολουθούν αποκαλύπτεται η εν λόγω διαμόρφωση.



Σχήμα 6.2 Όψη των θυρίδων εξαγωγής από την εσωτερική πλευρά του θαλάμου εκτόνωσης.



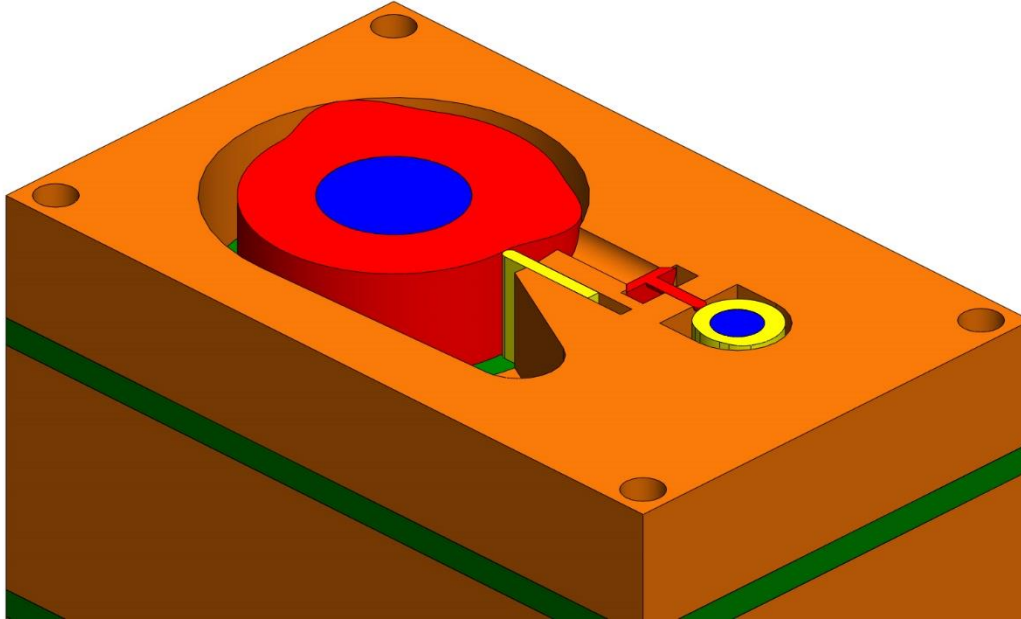
Σχήμα 6.4 Πλάγια όψη από δεξιά σε τομή. Διακρίνεται η αύλακα εξαγωγής.

### 6.3.2 Γωνία εξαγωγής

Οι θυρίδες εξόδου, όπως είναι διαμορφωμένες, δίνουν τη δυνατότητα να επιλεχθεί, κατά την κατασκευή, η γωνία στην οποία θα βαίνουν. Έτσι δε χρειάζεται εκ νέου σχεδιασμός, στην περίπτωση που ο εκτονωτής πρέπει να κατασκευαστεί για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

Στο σχέδιο που ακολουθεί διακρίνεται η διαμόρφωση της εξαγωγής και γίνεται φανερή η ευελιξία που προκύπτει από το συγκεκριμένο σχεδιασμό.





Σχήμα 6.5 Τομή ενός εκ των θαλάμων στο επίπεδο που διέρχεται από το μέσο του ύψους του, σε ισομετρική όψη. Διακρίνεται η θυρίδα εξαγωγής.

### 6.3 Μορφή Θυρίδας εισαγωγής

Για την είσοδο του αερίου στο συναρμολόγημα του εκτονωτή, επιλέχθηκε αύλακα ορθογωνικής διατομής, λόγω της μορφής των δισκοειδών βαλβίδων επιστομίου που θα τοποθετηθούν για το χρονισμό της εισαγωγής, οι οποίες πρέπει να κινούνται περιοδικά κατά τον άξονα κίνησής τους, εντός της αύλακας και κάθετα στη διατομή αυτής. Στη συνέχεια η οδήγηση του αερίου στο θάλαμο εκτόνωσης γίνεται μέσω κυλινδρικών θυρίδων εισαγωγής.





Σχήμα 6.6 Όψη του συναρμολογημένου συνόλου σε τομή, όπου διακρίνεται η αύλακα και οι θυρίδες εισαγωγής.

## 6.4 Άξονας Μετάδοσης Κίνησης

### 6.4.1 Επιλογή Διάστασης Άξονα

Η επιλογή του άξονα έγινε με γνώμονα την εύκολη σύνδεση του με γεννήτρια ονομαστικής ισχύος ανάλογης με την παραγόμενη από τον εκτονωτή. Έτσι επιλέχθηκε άξονας μέγιστης διαμέτρου 20mm, ο οποίος εξέρχεται του κελύφους της μηχανής με διάμετρο 16mm.

Από τον έλεγχο που έγινε, η αναπτυσσόμενη ροπή υπολογίστηκε 1,59Nm στις 3000 στροφές ανά λεπτό.

Για τη διαχείριση της ροπής αυτής υπολογίστηκε ότι άξονας διαμέτρου 5mm θα ήταν αρκετός με ένα συντελεστή ασφαλείας 6. Επομένως, ο συντελεστής ασφαλείας για τον άξονα που χρησιμοποιήθηκε αγγίζει το φάσμα των εκατοντάδων μονάδων.

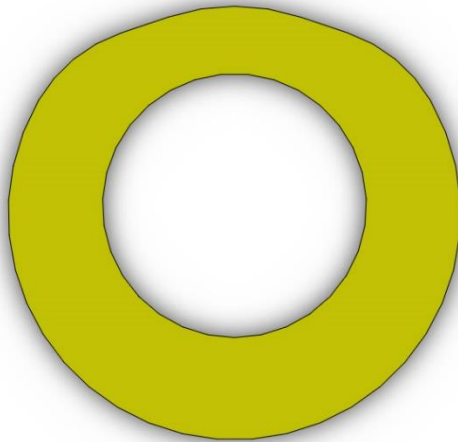
### 6.4.2 Επιλογή Εδράνων Κύλισης

Για τις εδράσεις του άξονα μετάδοση επιλέχθηκαν τα έδρανα βαθείας αύλακος, απλής σειράς και συνήθων ανοχών με βάση την πρόβλεψη για τις καταπονήσεις του άξονα. Συγκεκριμένα επιλέχθηκαν τα 6002 της SKF (Κωστόπουλος, Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών, 2010).

## 6.5 Εκκεντροφόρος Χρονισμού

### 6.5.1 Κνώδακες χρονισμού

Μέρος του σχεδιασμού ήταν και η εύρεση κατάλληλης γεωμετρίας για τα έκκετρα που προσαρμόζονται στον άξονα χρονισμού. Για το άνοιγμα των βαλβίδων, υπεύθυνο είναι το ελατήριο που προσαρμόζεται μεταξύ του άκρου της βαλβίδας που έρχεται σε επαφή με τον άξονα χρονισμού και του τοιχώματος που ορίζει την κοιλότητα από την οποία διέρχεται ο άξονας. Η συγκράτηση των βαλβίδων στο τέρμα της διαδρομής τους, σε θέση που σφραγίζει τη θυρίδα εισαγωγής, γίνεται από τον εκάστοτε κνώδακα του άξονα χρονισμού. Σύμφωνα με την ανάλυση που έγινε στο προηγούμενο κεφάλαιο, οι βαλβίδες χρονισμού της εισαγωγής θα πρέπει να επιτρέπουν την είσοδο του ρευστού στο θάλαμο κατά  $120^\circ$ . Έτσι προέκυψε για τους κνώδακες χρονισμού η γεωμετρία που φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 6.7 Κάτοψη του εκκέντρου.

### 6.5.2 Επιλογή διάστασης άξονα

Ο εκκεντροφόρος άξονας έχει διάμετρο 6 χιλιοστά (6mm).

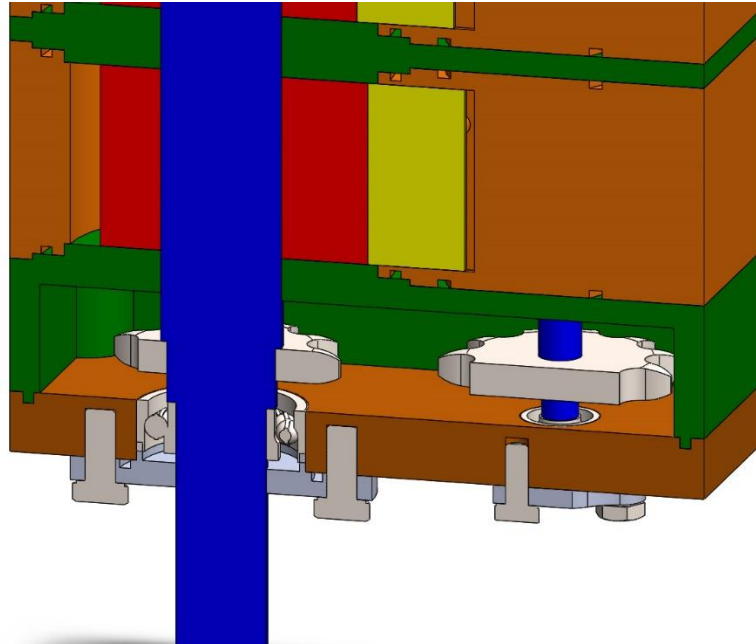
## 6.6 Συναρμολόγηση

### 6.6.1 Συναρμογή άξονα με κνώδακες

Μετά από μελέτη διαφόρων επιλογών, αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί συναρμογή ρίκνωσης (shrink fit) για την προσαρμογή των κνωδάκων πάνω στον άξονα, καθώς προσφέρει ευκολία στη συναρμολόγηση και απλότητα στην κατασκευή, ενώ επιτρέπει τη μεταφορά μεγάλων φορτίων χωρίς προβλήματα.

### 6.6.2 Στήριξη εδράνων κύλισης

Για τη στήριξη των εδράνων του κύριου άξονα μετάδοσης της κίνησης γίνεται μείωση της διαμέτρου του άξονα μετά τη έξοδό του από τους θαλάμους εκτόνωσης και αφού συνδεθεί επάνω του ο τροχός μετάδοσης της κίνησης στον άξονα χρονισμού. Στη συνέχεια τοποθετείται το καπάκι της μηχανής, το οποίο συγκρατεί το έδρανο σταθερό κατά την αξονική διεύθυνση, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα..



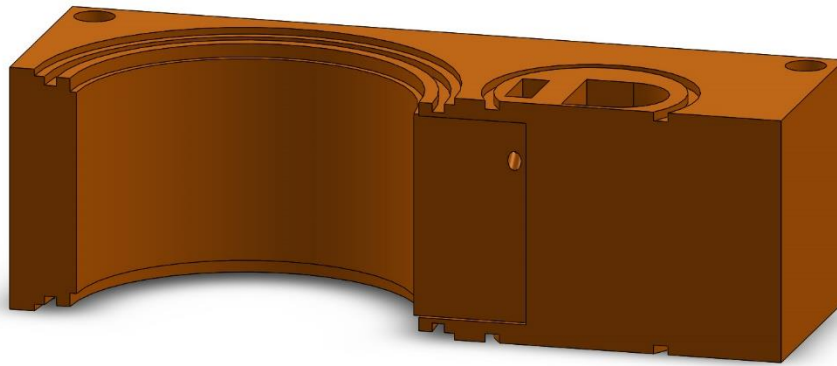
Σχήμα 6.8 Στήριξη εδράνων.

### 6.6.3 Στεγανώσεις

Για να επιτευχθεί ικανοποιητική στεγάνωση ανάμεσα στις διάφορες βαθμίδες του εκτονωτή, έχουν σχεδιαστεί αυλακώσεις σε κάθε κομμάτι του κελύφους, οι οποίες είναι συμπληρωματικές με τις αντίστοιχες αυλακώσεις των τεμαχίων με τα οποία συνδέονται. Στις υποδοχές αυτές τοποθετούνται κατάλληλα ελαστικά (o-rings), τα οποία με τη συναρμολόγηση συμπιέζονται καλύπτοντας το χώρο στον οποίο έχουν τοποθετηθεί και έτσι δεν επιτρέπουν τη διέλευση του ρευστού εξωτερικά των προβλεπόμενων χώρων εργασίας του.

### 6.6.4 Οδηγήσεις

Οι αυλακώσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω και γίνονται οπτικά αντιληπτές στο σχήμα που ακολουθεί, χρησιμεύουν και σαν οδηγήσεις για τη σωστή θέση του μερών του στάτορα, ώστε να γίνει σωστά η συναρμολόγηση και σύσφιξη των τεμαχίων.



Σχήμα 6.9 Πρόοψη του κελύφους σε τομή.

## 7. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

### 7.1 Εισαγωγή

Με το πέρας της παρούσας διπλωματικής εργασίας, ολοκληρώθηκε το πρώτο τμήμα μιας μελέτης που στόχο έχει, όταν ολοκληρωθεί πλήρως, να καταστεί εφικτή η κατασκευή του εκτονωτή που σχεδιάστηκε, με την λιγότερη δυνατή προσπάθεια και επίβλεψη, αλλά και με το μικρότερο δυνατό κόστος, ώστε να μπορέσει να αποτελέσει ένα εμπορικά βιώσιμο προϊόν. Ο στόχος ήταν η μηχανή που θα προκύψει να είναι εφάμιλλη των σημερινών μηχανών της κατηγορίας της και να μπορέσει να ενσωματωθεί εύκολα στη μονάδα ανάκτησης ενέργειας για τις ανάγκες της οποίας σχεδιάστηκε. Για να είναι όμως δυνατό το εν λόγω μηχανήμα να μπορέσει, όχι μόνο να κατασκευαστεί πειραματικά, αλλά και να παραχθεί σε μεγάλους όγκους, χρειάστηκε κατά τη φάση του σχεδιασμού του να ληφθούν αποφάσεις που να οδηγήσουν σε μεγάλη μείωση του κόστους, έναντι των εμπορικά διαθέσιμων εναλλακτικών λύσεων, χωρίς παράλληλα να αμφισβητηθεί η αξιοπιστία του.

Αναφορικά λοιπόν με την αξιοπιστία, σε κάθε φάση της παρούσας ανάπτυξης διεξήχθησαν ενδεδειγμένοι έλεγχοι που αφορούσαν, τόσο στην εκλογή του πιο απλού εξαρτήματος (οδηγήσεις, οδοντώσεις, κοχλιώσεις, στεγανώσεις) όσο και στην συμπεριφορά και αντοχή των κυριότερων υποτημημάτων του (κνώδακες, άξονες, έδρανα). Οι έλεγχοι αυτοί εκτός του ότι καθόριζαν κάθε επόμενο βήμα της σχεδίασης, έγιναν με στόχο να ορίσουν την τελική μορφή της μηχανής, πριν από το στάδιο της κατασκευής.

Κρίθηκε λοιπόν από τον συγγραφέα, ότι η παράθεση εκτενών και ενδεδειγμένων υπολογισμών που έλαβαν χώρα κατά την μελέτη, όπως και παράθεση των διάφορων αναλυτικών και αριθμητικών μοντέλων που συνόδευαν τη φάση του σχεδιασμού, απομακρύνει τον αναγνώστη από την ουσία της εκπονηθείσας εργασίας.

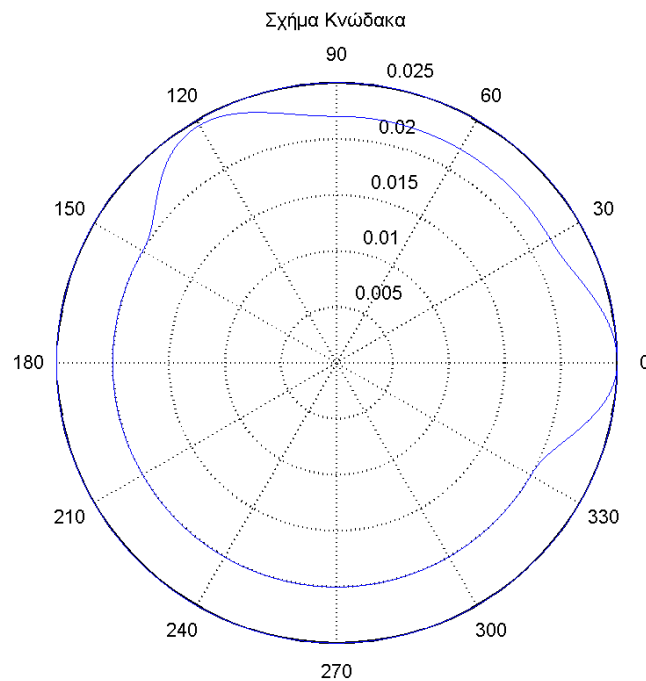
Στόχος εξ' αρχής ήταν να γίνει σαφής η συλλογιστική πορεία και ο προσανατολισμός της προσπάθειας που ακολουθήθηκε από τον συγγραφέα, σε στενή συνεργασία με τον επιβλέποντα, ώστε να αντιμετωπισθούν σημαντικές τεχνολογικές προκλήσεις που συνόδευαν τον σχεδιασμό της μηχανής. Ως εκ τούτου κρίνεται πως τα κεφάλαια που προηγήθηκαν επιτέλεσαν αυτόν το σκοπό.

## 7.2 Σύνοψη αποτελεσμάτων

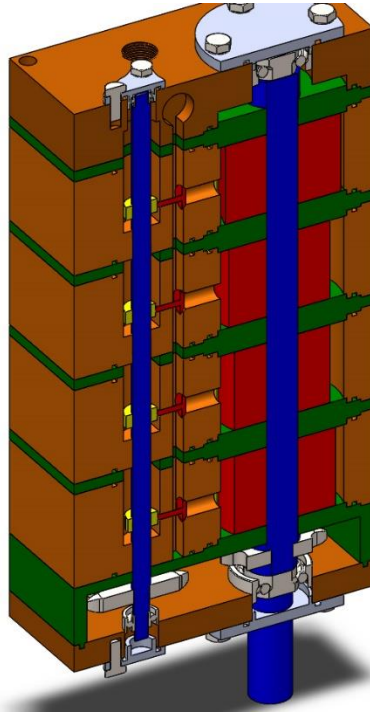
Οι βασικοί άξονες επί των οποίων κινήθηκε η μελέτη προέκυψαν από την ανάλυση των χαρακτηριστικών των σημερινών αντιστοίχων μηχανών και από την προσπάθεια αποδόμησης των παραγόντων που αναστέλλουν την εξέλιξή τους. Συγκεντρωτικά οι αποφάσεις που πάρθηκαν για αυτό τον σκοπό ήταν οι εξής:

1. Προσθήκη παράλληλων θαλάμων εκτόνωσης γύρω από κοινό άξονα.
2. Χρονισμός της εισαγωγής αερίου ανά θάλαμο εκτόνωσης με επιλογή ή σχεδιασμό κατάλληλου συστήματος.
3. Επαναπροσέγγιση της γεωμετρίας του κνώδακα για τη ρύθμιση του παλμού παροχής.

Στην συνέχεια παρατίθενται τα σχήματα που συνοψίζουν αυτόν το σχεδιασμό:



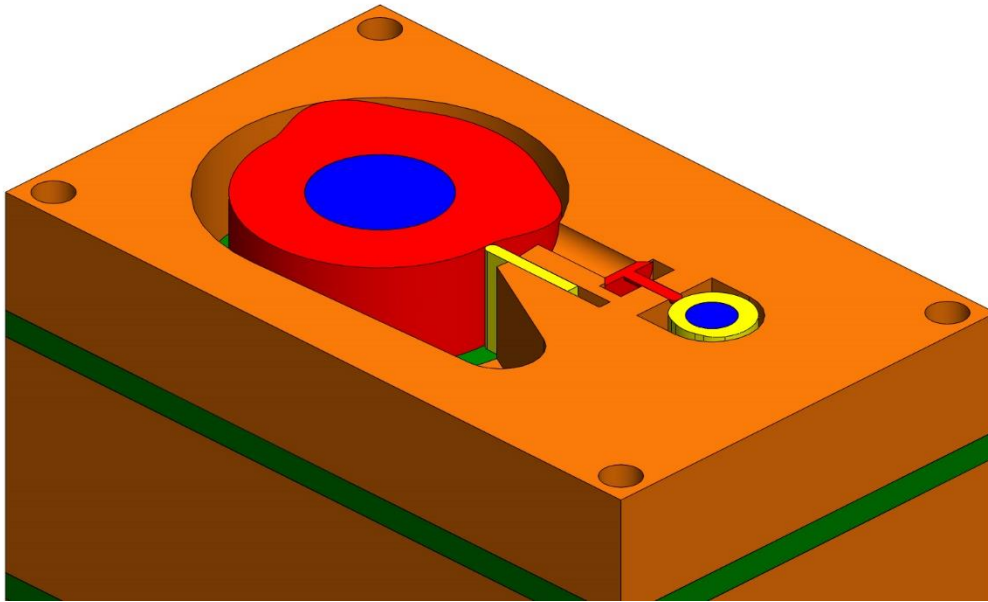
Σχήμα 7.1 Γεωμετρία κνώδακα σε πολικές συντεταγμένες



Σχήμα 7.2 Συναρμολογημένο σύνολο σε τομή.



Σχήμα 7.3 Συναρμολογημένο σύνολο σε τομή.



Σχήμα 7.4 Συναρμολογημένο σύνολο σε τομή.



## 8. ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΑΝΑΠΤΥΞΗ

Παρά το γεγονός ότι η παρούσα εργασία αποτελεί μια ολοκληρωμένη μελέτη που οδηγεί σε ασφαλή αποτελέσματα, δεν παύει να είναι μια πρώτη προσέγγιση σε ένα πολύπλοκο και πολυπαραμετρικό πρόβλημα για το οποίο προτάθηκε μια σειρά από λύσεις που μελετήθηκαν για πρώτη φορά. Θεωρείται, λοιπόν, ότι υπάρχει έδαφος για περαιτέρω διερεύνηση σχεδιαστικών λύσεων και δημιουργία υπολογιστικών μοντέλων για βελτιστοποίηση των σχεδιαστικών παραμέτρων και μοντελοποίηση της λειτουργίας της μηχανής.

Ενδεικτικά αναφέρονται σαν προτεινόμενα επόμενα βήματα:

- Η μελέτη πιο πολύπλοκης γεωμετρίας για τους κνώδακες, ώστε σε συνδυασμό με το χρονισμό των θαλάμων να βελτιστοποιηθεί ο παλμός παροχής.
- Η δημιουργία δυναμικού μοντέλου ανάλυσης της ροής.
- Ο έλεγχος και η βελτιστοποίηση του ρυθμού εκτόνωσης του ρευστού εντός του θαλάμου.

Ενώ θα μπορούσε ακόμη και να μελετηθεί ο η ενσωμάτωση των βασικών σχεδιαστικών αποφάσεων που πάρθηκαν σε αυτή τη μελέτη και σε άλλους τύπους περιστροφικών πτερυγιοφόρων εκτονωτών.



## 9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

AnSys. (2012). *AnSys Help*. AnSys.

Arapkoules, N. K., Ponis, S. T., & Papadiamantis, P. (2015). Transforming Solar Thermal Collectors into High Performance Electricity and Heat Cogeneration Units. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, 284 - 290.

BCS, Incorporated. (March 2008). *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in US Industry*. US Department of Energy.

Deeg, E. (1992). New Algorithms for Calculating Hertzian Stresses, Deformations and Contact Zone Parameters. *AMP Journal of Technology Vol. 2*, 14 -24.

Enerdata. (2015). *Global Energy Statistical Yearbook 2015*. yearbook.enerdata.net.

Ponis, S., Arapkoules, K., & Papadiamantis, P. (2014). An Innovative Solar-Thermal Device to Support Demand-Side Management of the Energy Supply Chain. *9th International Conference on Energy & Environment*. Geneva, Switzerland.

Popov, V. (2010). *Contact Mechanics and Friction Physical Principles and Applications*. Berlin: Springer.

Κωστόπουλος, Θ. Ν. (2009). *Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα*. Αθήνα: Συμεών.

Κωστόπουλος, Θ. Ν. (2010). *Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών*. Αθήνα: Συμεών.

