



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Αποτύπωση και Αριθμητική Προσομοίωση Μοντέλου Αντλίας - Υδροστροβίλου με  
Χρήση Υπολογιστικών Εργαλείων και Επανασχεδίαση για  
Λειτουργία Υδροστροβίλου*

Βασίλειος Δ. Παπαδημητρίου  
Επιβλέπων Καθηγητής: Δημήτριος Ε. Παπαντώνης

ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2016

## Πρόλογος

Στο σημείο αυτό θα ήθελα αρχικά να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή Παπαντώνη Δημήτριο, που από τις διαλέξεις κίνησε το ενδιαφέρον μου για περεταίρω μελέτη των υδροδυναμικών μηχανών.

Έπειτα θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον υποψήφιο διδάκτορα Κασσάνο Ιωάννη, τόσο για την ορθή καθοδήγησή, όσο και για το χρόνο που αφιέρωσε για να με βοηθήσει καθ' όλη τη διάρκεια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Ιδιαίτερα θα ήθελα να ευχαριστήσω επίσης το ερευνητικό προσωπικό των υδροδυναμικών μηχανών, Μουσμούλη Γεώργιο, Παναγιωτόπουλο Αλέξανδρο και Νάκο Δημήτριο που υπήρξαν πρόθυμοι να με βοηθήσουν όποτε χρειαζόμουν.

Επίσης ευχαριστώ πολύ τον τεχνικό του εργαστηρίου των υδροδυναμικών μηχανών Σωτήρη, τον κ. Καισαρλή Γεώργιο από τον τομέα αντίστροφης μηχανικής και τον κ. Φραγκουδάκη Χριστόδουλο από το κέντρο δικτιών, που βοήθησαν σημαντικά στα διάφορα στάδια αυτής της διπλωματικής εργασίας.

Ευχαριστώ από καρδιάς την οικογένειά μου Δημήτρη, Μαρία, Θεοδώρα και Αγγελική για την διαρκή στήριξη όλα αυτά τα χρόνια.

Βαθύτατα ευχαριστώ τους δασκάλους μου Κρόκο Γιώργο, Γκερμπεσιώτη Ρούλα και Πετρόπουλο Φώτη που ο ζήλος και το μεράκι τους για τη δουλειά τους, αποτέλεσαν πυξίδα για τον προσανατολισμό μου.

Θα ήθελα σε αυτό το σημείο επίσης να ευχαριστήσω την παρέα μου Όμηρο, Φάνη, Ιωσήφ, Χατζ, Μάξιμο, Πέτρο, Μήτρο, Τζανέ Θανασάρα στα δωμάτιά σας, που εκτός από καλοί φίλοι, ο καθένας ξεχωριστά υπήρξε πρότυπο που νοηματοδοτούσε τα βήματά μου.

Ευχαριστώ πολύ την κυρία Σπυριδάκη Μυρτώ για την διαρκή στήριξη και την υπομονή που έδειξε προς το πρόσωπό μου.

Τέλος το μεγαλύτερο ευχαριστώ οφείλω να δώσω στον καλό μου φίλο Νικολέτο Γιάννη όχι μόνο για την άριστη συνεργασία που είχαμε στο κοινό μέρος των εργασιών μας αλλά και γιατί χωρίς την παρουσία του, ενδεχομένως αυτή τη στιγμή θα βρισκόμουν σε κάποιο αμφιθέατρο να παρακολουθώ στοιχεία μηχανών.



## Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε η λειτουργία μίας αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής. Στο πλαίσιο διδακτορικής διατριβής που εκπονήθηκε στο εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., τροποποιήθηκε μία φυγοκεντρική αντλία, που αποτελούνταν από τμήματα τυποποιημένων αντλιών της εταιρίας KSB. Κατά την τροποποίηση, αντικαταστάθηκε η πτερωτή από μία μικρότερων διαστάσεων και τοποθετήθηκε στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων, με στόχο τη μελέτη της απόδοσης της μηχανής, σε αναστρέψιμη λειτουργία [9].

Στόχοι της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η αντίστροφη αποτύπωση της προαναφερθείσας μηχανής, η αριθμητική μελέτη και η πρόλεξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας της, τόσο σε λειτουργία αντλίας όσο και σε λειτουργία υδροστροβίλου. Ακόμα στους στόχους συμπεριλαμβάνονταν, η σύγκριση των αριθμητικών αποτελεσμάτων με διαθέσιμα πειραματικά και η βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του δρομέα και κατ' επέκταση της υδροδυναμικής μηχανής, για λειτουργία αντλίας-υδροστροβίλου.

Αρχικά, έγινε αποσυναρμολόγηση της μηχανής, καθαρισμός και συντήρηση των εξαρτημάτων και αποτύπωσή τους, με χρήση του σχεδιαστικού προγράμματος SolidWorks. Λόγω της ιδιαίτερα πολύπλοκης γεωμετρίας της πτερωτής, η τριδιάστατη αποτύπωσή της με χρήση 3d scanner, κρίθηκε απαραίτητη για επίτευξη μεγαλύτερης ακρίβειας. Η μοντελοποίηση και η αριθμητική προσομοίωση του προβλήματος πραγματοποιήθηκε με το εμπορικό λογισμικό υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) Ansys Fluent. Για την πιστοποίηση των αριθμητικών αποτελεσμάτων, έγινε σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα για διάφορες κλίσεις των ρυθμιστικών πτερυγίων και για διάφορα σημεία λειτουργίας. Τέλος, επανασχεδιάστηκε ο δρομέας για βελτίωση του βαθμού απόδοσης της μηχανής, κατά τη λειτουργία της ως αντλία-υδροστροβίλο. Η βελτίωση επιλέχθηκε να γίνει στο κανονικό σημείο λειτουργίας, όπως αυτό είχε προκύψει από την πειραματική μέτρηση. Για τη σχεδίαση του βελτιωμένου δρομέα, επιλέχθηκε οι αριθμητικές προσομοιώσεις να γίνουν σε μοντέλο προσομοίωσης Blade to Blade, για τον περιορισμό του υπολογιστικού κόστους. Τρεις νέες γεωμετρίες προτάθηκαν, από τις οποίες η μία τελικά επικράτησε ως βέλτιστη. Κριτήριο σε αυτή τη σύγκριση, αποτέλεσε ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης. Μετά την επιλογή της νέας γεωμετρίας, πραγματοποιήθηκαν οι τελικές προσομοιώσεις σε ολόκληρη τη μηχανή πλέον, τόσο για την περίπτωση λειτουργίας ως αντλία όσο και για αυτής του υδροστροβίλου, ώστε να επιβεβαιωθεί η βελτίωση της προτεινόμενης γεωμετρίας.



## Abstract

The purpose of this thesis was to analyze the operation of a reversible hydrodynamic machine. As part of a doctoral thesis, conducted at the laboratory of Hydrodynamic Machines, faculty of Mechanical Engineering of NTUA, a centrifugal pump, which consisted of standard pump parts of the company KSB was modified. During the modification, the impeller was replaced by a smaller one and also a crown with guide vanes was placed, to study the performance of the engine, in reverse function.

The objectives of this thesis was the reverse engineering of the machine, the numerical study and the prediction of characteristic operating curves at both pump and turbine operation. Even more, the objectives included the comparison of numerical results with available experimental data and improving the hydraulic efficiency of the rotor and thus the hydrodynamic machine in pump-turbine operation.

Initially, the machine was dismantled, cleaned, restored and the parts were modeled using the design software SolidWorks. Due to the highly complexity of the impeller's geometry, the 3D virtual model which was created using 3d scanner, in order to achieve greater accuracy. The modeling and numerical simulation of the problem was achieved with the commercial computational fluid dynamics software (CFD) Ansys Fluent. Numerical results were compared with experimental results, for various angles of guide vanes and operation points. Finally, the runner was redesigned in order to improve the degree of efficiency of the machine, during operation as pump-turbine. The improvement was chosen to take place in the design operating point, as it had emerged from the experimental measurement. For the design of the improved runner, numerical simulations were chosen to be made in a blade to blade model, to reduce the computational cost. Three new geometries were proposed, of which one eventually prevailed as optimal. Criterion in this comparison was the hydraulic efficiency. After the selection of the new geometry, the final simulations were accomplished, including every part of the machine, in order to confirm the improvement of the proposed geometry.



## Περιεχόμενα

1.	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1.1	Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας και Υδροδυναμική Ενέργεια.....	1
1.2	Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών.....	4
1.3	Υδροδυναμικές Μηχανές.....	6
1.3.1	Αντλία.....	6
1.3.2	Υδροστρόβιλος.....	12
1.4	Αντλίες ως Υδροστρόβιλοι (Pump as Turbine).....	18
1.5	Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας.....	20
2.	ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ.....	23
2.1	Λειτουργία Υδροδυναμικών Μηχανών Σπειροειδούς Κελύφους.....	23
2.2	Ενέργεια στις Υδροδυναμικές Μηχανές.....	24
2.3	Τρίγωνα Ταχυτήτων.....	26
2.4	Το Θεώρημα Ροπής της Ορμής και η Εξίσωση Euler.....	27
2.5	Δευτερεύουσες Ροές.....	29
2.6	Θεωρία Απωλειών.....	31
2.6.1	Υδραυλικές Απώλειες.....	31
2.6.2	Ογκομετρικές Απώλειες.....	32
2.6.3	Μηχανικές Απώλειες.....	33
2.7	Βαθμός Απόδοσης.....	33
3.	ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΥΠΩΣΗ ΤΗΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ.....	35
3.1	Εισαγωγή.....	35
3.2	Μέθοδος Αποσυναρμολόγησης και Συντήρησης.....	36
3.3	Μέθοδοι Μέτρησης και Αποτύπωσης.....	37
3.3.1	Μετρήσεις με Συνήθη Μετρητικά Όργανα.....	37
3.3.2	Αποτύπωση Γεωμετρίας με Τριδιάστατο Σαρωτή (3d Scanner).....	43
3.4	Αποτελέσματα και Κατασκευαστικά Σχέδια.....	49
4.	ΘΕΩΡΙΑ ΑΝΑΠΤΥΞΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ.....	53
4.1	Υπολογιστική Ρευστομηχανική (Ανάλυση CFD).....	53
4.2	Δημιουργία Γεωμετρίας και Πλέγματος.....	54
4.2.1	Κατηγοριοποίηση Πλεγμάτων.....	54



4.2.2	Κριτήρια Ελέγχου Ποιότητας Πλέγματος .....	56
4.2.3	Προσομοίωση Οριακού Στρώματος .....	58
4.3	Αριθμητική Μοντελοποίηση .....	59
4.3.1	Εξισώσεις Navier- Stokes και RANS .....	59
4.3.2	Τυρβώδη Μοντέλα .....	61
4.3.3	Μοντέλο k- $\omega$ .....	62
4.3.4	Μοντέλο MRF.....	63
4.3.5	Μέθοδοι Επίλυσης του Προβλήματος .....	64
4.4	Υπολογισμός Σφάλματος της Υπολογιστικής Ανάλυσης.....	65
5.	ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗΣ ΠΕΡΙΟΧΗΣ ΡΕΥΣΤΟΥ ΚΑΙ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ.....	67
5.1	Εισαγωγή.....	67
5.2	Δημιουργία Χωρίου Κίνησης του Ρευστού .....	67
5.3	Δημιουργία Πλέγματος .....	71
5.4	Έλεγχος Ανεξαρτησίας Πλέγματος.....	76
6.	ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ .....	79
6.1	Εισαγωγή.....	79
6.2	Καθορισμός των Συνθηκών της Υπολογιστικής Προσομοίωσης .....	81
6.3	Θεωρία Επεξεργασίας Αποτελεσμάτων .....	88
6.3.1	Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας ως Υδροστροβίλος .....	91
6.3.2	Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας ως Αντλία .....	97
6.4	Εκτίμηση και Υπολογισμός Απωλειών και Σφαλμάτων Προσομοίωσης ....	100
6.4.1	Εκτίμηση Απωλειών και Σφαλμάτων για Περίπτωση Υδροστροβίλου.....	101
6.4.2	Εκτίμηση Απωλειών και Σφαλμάτων για Περίπτωση Αντλίας .....	112
6.5	Σύγκριση Αποτελεσμάτων CFD με Πειραματικά Δεδομένα .....	118
6.6	Παρουσίαση της Ροής και Post-Processing .....	130
7.	ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΕ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ .....	153
7.1	Εισαγωγή.....	153
7.2	Μοντέλο blade to blade .....	154
7.2.1	Ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας.....	157
7.2.2	Ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας με μείωση 10%.....	158
7.2.3	Προσδιορισμός προφίλ ταχύτητας από υπολογισμό μέσης τιμής των τριών συνιστωσών της σε διακριτά πλάτη .....	159

7.3	Αλλαγές για βελτίωση της γεωμετρίας.....	164
7.3.1	Βελτίωση γωνίας εισόδου .....	168
7.3.2	Στρογγύλεμα της ακμής εισόδου .....	171
7.3.3	Βελτίωση γωνίας εξόδου .....	172
7.3.4	Αύξηση των πτερυγίων του δρομέα.....	173
7.3.5	Μείωση του πάχους των πτερυγίων .....	174
7.3.6	Αύξηση της διαμέτρου του δρομέα .....	174
7.4	Προτεινόμενες νέες γεωμετρίες .....	175
7.4.1	Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=12$ .....	175
7.4.2	Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=9$ .....	179
7.4.3	Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=8$ .....	180
7.4.4	Περίπτωση βελτιωμένης πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=8$ .....	181
7.5	Σύγκριση των νέων γεωμετριών με την αρχική .....	184
8.	ΕΞΑΚΡΙΒΩΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΒΕΛΤΙΩΣΗΣ.....	187
8.1	Εισαγωγή.....	187
8.2	Αποτελέσματα προσομοίωσης σε ολόκληρη τη μηχανή βελτιωμένης γεωμετρίας.....	189
8.2.1	Σύγκριση βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με την αρχική .....	189
8.2.2	Σύγκριση ολόκληρου μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα αποτελέσματα της αριθμητικής προσομοίωσης της αρχικής γεωμετρίας.....	190
8.2.3	Σύγκριση βαθμού απόδοσης μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα πειραματικά δεδομένα.....	192
8.3	Απεικόνιση των αποτελεσμάτων του πεδίου ροής .....	192
9.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ .....	199
9.1	Ανασκόπηση και Συμπεράσματα .....	199
9.2	Προτάσεις για Μελλοντική Διερεύνηση .....	200
	Αναφορές.....	203
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α.....	205



## Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1:	Διάγραμμα λειτουργίας αναστρέψιμου υδροηλεκτρικού με χρήση αιολικής ενέργειας [7].....	4
Σχήμα1.2:	Ροή ενέργειας στις στροβιλομηχανές .....	6
Σχήμα 1.3:	Βασική κατηγοριοποίηση αντλιών .....	7
Σχήμα 1.4:	Λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας .....	9
Σχήμα 1.5:	Τομή φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικής ροής .....	11
Σχήμα 1.6:	Διάταξη φυγόκεντρης αντλίας συζευγμένης με τον κινητήρα της .....	11
Σχήμα 1.7:	Διάγραμμα επιλογής κατάλληλου υδροστροβίλου συναρτήσει της παροχής και του υδραυλικού ύψους πτώσεως [14].....	15
Σχήμα 1.8:	Απεικόνιση υδροστροβίλου Francis [8].....	16
Σχήμα 1.9:	Κατηγοριοποίηση πτερωτών συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών ....	17
Σχήμα 1.10:	Απεικόνιση λειτουργίας υδροστροβίλου Francis.....	18
Σχήμα 1.11:	Διαφορά στο κανονικό σημείο λειτουργίας για λειτουργία αντλίας και στροβίλου [12] .....	19
Σχήμα 1.12:	Εκτίμηση ενεργειακών απωλειών σε πλήρη κύκλο λειτουργίας αναστρέψιμου ΥΗΕ [12] .....	20
Σχήμα 2.1:	Τυπική μορφή αντλίας με σπειροειδές κέλυφος.....	23
Σχήμα 2.2:	Τρίγωνο ταχυτήτων .....	26
Σχήμα 2.3:	Συνιστώσες απόλυτης ταχύτητας.....	27
Σχήμα 2.4:	Επαλληλία δυναμικής και στροβιλής ροής .....	30
Σχήμα 2.5:	Εμφάνιση ογκομετρικών απωλειών για περίπτωση αντλίας .....	33
Σχήμα 2.6:	Ροή ενέργειας σε αντλία .....	34
Σχήμα 2.7:	Ροή ενέργειας σε υδροστρόβιλο.....	34
Σχήμα 3.1:	Σπειροειδές Κέλυφος      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD .....	38
Σχήμα 3.2:	Ρυθμιστικό Πτερύγιο      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD .....	39
Σχήμα 3.3:	Ισομετρική απεικόνιση ρυθμιστικού πτερυγίου.....	39
Σχήμα 3.4:	Βάση Στήριξης – Φωλιά ένσφαιρων τριβέων (Ισομετρική απεικόνιση)    Επάνω: Πραγματικό μοντέλο   Κάτω: Μοντέλο CAD.....	40
Σχήμα 3.5:	Βάση Στήριξης – Φωλιά ένσφαιρων τριβέων (Αριστερή όψη)    Επάνω: Πραγματικό μοντέλο   Κάτω: Μοντέλο CAD.....	41
Σχήμα 3.6:	Τμήμα Εισόδου      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD.....	42
Σχήμα 3.7:	Ρουλεμάν SKF 6207-2RS1      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD (σε τομή) .....	42
Σχήμα 3.8:	Άτρακτος      Επάνω: Πραγματικό μοντέλο   Κάτω: Μοντέλο CAD .....	43
Σχήμα 3.9:	Φλάντζα με ειδική διαμόρφωση για τοποθέτηση ρυθμιστικών πτερυγίων    Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD .....	43
Σχήμα 3.10:	Διάταξη 3d scanner .....	44
Σχήμα 3.11:	Προσπάθεια δημιουργίας πλέγματος στην πτερωτή μέσω του αρχείου νέφους σημείων .....	46
Σχήμα 3.12:	Προσπάθεια δημιουργίας επιφάνειας πάνω στην επιφάνεια ενός πτερυγίου . .....	46

Σχήμα 3.13:	Αρχείο νέφους σημείων της πτερωτής .....	47
Σχήμα 3.14:	Απεικόνιση πτερωτής σε μορφή cloud of points .....	47
Σχήμα 3.15:	Κάτοψη Πτερωτής      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD ..... .....	48
Σχήμα 3.16:	Ισομετρική όψη Πτερωτής      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD.....	48
Σχήμα 3.17:	Απεικόνιση της συναρμολογημένης διάταξης      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD.....	50
Σχήμα 3.18:	Τομή της συναρμολογημένης διάταξης σε περιβάλλον SolidWorks.....	50
Σχήμα 3.19:	Ισομετρική απεικόνιση της συναρμολογημένης διάταξης      Επάνω: Πραγματικό μοντέλο   Κάτω: Μοντέλο CAD.....	51
Σχήμα 4.1:	Δομημένο πλέγμα .....	55
Σχήμα 4.2:	Αδόμητο πλέγμα.....	55
Σχήμα 4.3:	Υβριδικό πλέγμα.....	56
Σχήμα 4.4:	Διανύσματα προσδιορισμού ορθογώνιας ποιότητας πλέγματος .....	57
Σχήμα 4.5:	Γεωμετρικός προσδιορισμός αναλογίας κελιού (aspect ratio).....	57
Σχήμα 4.6:	Επιθυμητή (πράσινο) και μη (μοβ) ποιότητα ασυμμετρίας .....	58
Σχήμα 4.7:	Διακριτοποίηση για προσομοίωση οριακού στρώματος.....	59
Σχήμα 5.1:	Ισομετρική όψη πτερωτής πριν την επεξεργασία      Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο   Δεξιά: Μοντέλο CAD.....	68
Σχήμα 5.2:	Κλείσιμο οπών διέλευσης ρευστού .....	68
Σχήμα 5.3:	Fluid domain πτερωτής .....	69
Σχήμα 5.4:	Αριστερά: Fluid domain κελύφους   Δεξιά: Fluid domain αγωγού εισόδου ..	69
Σχήμα 5.5:	Αριστερά: Fluid domain μηχανής μπροστινό μέρος      Δεξιά: Fluid domain μηχανής πίσω μέρος .....	70
Σχήμα 5.6:	Τελικό fluid domain μοντέλου προσομοίωσης για γωνία ρυθμιστικών 21,0°	70
Σχήμα 5.7:	Κελιά με υψηλό δείκτη Skewness στην περιοχή των ρυθμιστικών πτερυγίων.. .....	71
Σχήμα 5.8:	Διαμόρφωση πλέγματος πριν και μετά τη χρήση του Virtual Topology .....	72
Σχήμα 5.9:	Πλέγμα πριν (αριστερά) και μετά (δεξιά) τη χρήση του εργαλείου Pinch .....	73
Σχήμα 5.10:	Διαβαθμίσεις πυκνότητας πλέγματος.....	74
Σχήμα 5.11:	Είσοδος σε λειτουργία υδροστροβίλου .....	75
Σχήμα 5.12:	Ρυθμιστικό πτερύγιο .....	75
Σχήμα 5.13:	Πτερύγιο πτερωτής .....	75
Σχήμα 5.14:	Αριθμός κελιών ολόκληρης της μηχανής συναρτήσε του βαθμού απόδοσης.. .....	77
Σχήμα 5.15:	Αριθμός κελιών σπειροειδούς κελύφους συναρτήσε του βαθμού απόδοσης . .....	78
Σχήμα 5.16:	Αριθμός κελιών δρομέα συναρτήσε του βαθμού απόδοσης.....	78
Σχήμα 6.1:	Απεικόνιση της διάταξης για τις διάφορες γωνιές των ρυθμιστικών πτερυγίων .....	81
Σχήμα 6.2:	Επιλογή κατάλληλου ‘Velocity Formulation’ .....	82
Σχήμα 6.3:	Διάγραμμα Φ-Ψ υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=21,0^\circ$	92
Σχήμα 6.4:	Διάγραμμα Φ-η υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=21,0^\circ$	92

Σχήμα 6.5:	Συγκεντρωτικά αποτελέσματα Φ-Ψ για τις διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων.....	93
Σχήμα 6.6:	Συγκεντρωτικά αποτελέσματα Φ-η για τις διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων.....	93
Σχήμα 6.7:	Διακύμανση στην τιμή της ροπής, για λειτουργία υδροστροβίλου, τελευταίες επαναλήψεις, γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=12,7^\circ$ .....	95
Σχήμα 6.8:	Διάγραμμα Φ-Ψ υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=12,7^\circ$	96
Σχήμα 6.9:	Διάγραμμα Φ-η υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=12,7^\circ$	97
Σχήμα 6.10:	Διάγραμμα παροχής-ύψους Q-H, αντλίας με γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=16,9^\circ$ .....	98
Σχήμα 6.11:	Διάγραμμα παροχής-βαθμού απόδοσης Q-η, αντλίας για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=16,9^\circ$ .....	98
Σχήμα 6.12:	Διάγραμμα παροχής Q - ύψους H, αντλίας για διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων .....	99
Σχήμα 6.13:	Διάγραμμα παροχής Q – βαθμού απόδοσης η, αντλίας για διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων .....	99
Σχήμα 6.14:	Παράσταση ογκομετρικών απωλειών στη λειτουργία υδροστροβίλου [12]	102
Σχήμα 6.15:	Κατανομή των διαφόρων απωλειών υδροστροβίλου Francis συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών $n_q$ [12] .....	102
Σχήμα 6.16:	Επίδραση ογκομετρικών απωλειών στην καμπύλη Φ-Ψ ( $\gamma=21,0^\circ$ ) .....	104
Σχήμα 6.17:	Επίδραση ογκομετρικών απωλειών στο βαθμό απόδοσης ( $\gamma=21,0^\circ$ ).....	104
Σχήμα 6.18:	Υδραυλικός και ολικός βαθμός απόδοσης, για λειτουργία υδροστροβίλου ( $\gamma=21,0^\circ$ ) .....	105
Σχήμα 6.19:	Έλεγχος διακριτοποίησης για υπολογισμό σφάλματος.....	110
Σχήμα 6.20:	Αδιάστατος συντελεστή ύψους-παροχής, με εκτίμηση σφάλματος (υδροστροβίλος, $\gamma=21,0^\circ$ ) .....	111
Σχήμα 6.21:	Βαθμός απόδοσης με συνεκτίμηση του σχετικού σφάλματος $\gamma=21,0^\circ$ .....	111
Σχήμα 6.22:	Ροή ογκομετρικών απωλειών σε λειτουργία αντλίας [12] .....	112
Σχήμα 6.23:	Συνιστώμενες τιμές ογκομετρικού βαθμού απόδοσης αντλιών [10] .....	113
Σχήμα 6.24:	Διάγραμμα ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας ( $\gamma=16,9^\circ$ ) .....	114
Σχήμα 6.25:	Διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία αντλίας ( $\gamma=16,9^\circ$ ). .....	114
Σχήμα 6.26:	Ενδεικτικές τιμές της παραμέτρου απωλειών $\zeta_s$ στρεφόμενου δίσκου συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών $n_q$ [10].....	115
Σχήμα 6.27:	Ενδεικτικές τιμές της παραμέτρου απωλειών εδράνων αντλίας $\zeta_E$ [10].....	116
Σχήμα 6.28:	Διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης ( $\gamma=16,9^\circ$ ).....	116
Σχήμα 6.29:	Σύγκριση συντελεστή ύψους Ψ πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων ( $\gamma=21,0^\circ$ ) .....	119
Σχήμα 6.30:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών ( $\gamma=21,0^\circ$ ).. .....	120
Σχήμα 6.31:	Ροή στο πραγματικό μοντέλο   Ροή στο αριθμητικό μοντέλο .....	120
Σχήμα 6.32:	Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία $12,7^\circ$ . .....	121
Σχήμα 6.33:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία $12,7^\circ$ .....	121
Σχήμα 6.34:	Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες $25,1^\circ$ με $29,2^\circ$ .....	122

Σχήμα 6.35:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες 25,1° με 29,2° .....	122
Σχήμα 6.36:	Σύγκριση συντελεστή ύψους $\Psi$ πειραματικών – υπολογιστικών αποτελεσμάτων ( $\gamma=21,0^\circ$ ), Θεώρηση τυπογραφικού λάθους .....	125
Σχήμα 6.37:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών ( $\gamma=21,0^\circ$ ), Θεώρηση τυπογραφικού λάθους.....	125
Σχήμα 6.38:	Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία 12,7°, Θεώρηση τυπογραφικού λάθους.....	126
Σχήμα 6.39:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία 12,7°, Θεώρηση τυπογραφικού λάθους.....	126
Σχήμα 6.40:	Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες 25,1° με 29,2°, Θεώρηση τυπογραφικού λάθους.....	127
Σχήμα 6.41:	Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες 25,1° με 29,2°, Θεώρηση τυπογραφικού λάθους .....	127
Σχήμα 6.42:	Σύγκριση πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων Q-H, αντλία, $\gamma=16,9^\circ$ .....	128
Σχήμα 6.43:	Σύγκριση πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων Q-η, αντλία, $\gamma=16,9^\circ$ .....	129
Σχήμα 6.44:	Σύγκριση Πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων Q-H, αντλία, $\gamma=21,0^\circ$ και $\gamma=25,1^\circ$ .....	129
Σχήμα 6.45:	Σύγκριση Πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων Q-η, αντλία, $\gamma=21,0^\circ$ και $\gamma=25,1^\circ$ .....	130
Σχήμα 6.46:	Κατανομή στατικής πίεσης σε ολόκληρη τη μηχανή για λειτουργία υδροστροβίλου ( $\gamma=21,0^\circ$ ).....	131
Σχήμα 6.47:	Κατανομή ολικής πίεσης στην πτερωτή ισομετρική όψη ( $\gamma=21,0^\circ$ ) .....	132
Σχήμα 6.48:	Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή, πίσω όψη ( $\gamma=21,0^\circ$ ).....	132
Σχήμα 6.49:	Εγκάρσια τομή στον άξονα z, λειτουργία υδροστροβίλου, $\gamma=21,0^\circ$ Αριστερά: Κατανομή πίεσης   Δεξιά: Γραμμές ροής.....	134
Σχήμα 6.50:	Αποκόλληση της ροής και δημιουργία ανακυκλοφορίας κατά την είσοδο στα ρυθμιστικά πτερύγια, λειτουργία υδροστροβίλου, $\gamma=21,0^\circ$ .....	135
Σχήμα 6.51:	Γραμμές ροής σε γωνία ρυθμιστικών $\gamma=21,0^\circ$ και λειτουργία υδροστροβίλου . .....	136
Σχήμα 6.52:	Διανύσματα ταχυτήτων σε τομές ανά 90° του κελύφους .....	137
Σχήμα 6.53:	Είσοδος διανυσμάτων ταχύτητας στο δρομέα .....	138
Σχήμα 6.54:	Σύγκριση ολικής πίεσης για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=21,0^\circ$ σε διαφορετικές παροχές .....	139
Σχήμα 6.55:	Γραμμές ροής για παροχή λειτουργίας $Q=104 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία υδροστροβίλου... ..	140
Σχήμα 6.56:	Ολική πίεση για παροχή λειτουργίας $Q=104 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία υδροστροβίλου... ..	141
Σχήμα 6.57:	Κατανομή στατικής πίεσης σε ολόκληρη τη μηχανή .....	142
Σχήμα 6.58:	Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή ισομετρική όψη, λειτουργία αντλίας .....	143
Σχήμα 6.59:	Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή πίσω όψη, λειτουργία αντλίας ..	143
Σχήμα 6.60:	Κατανομή ταχύτητας σε εγκάρσια τομή της πτερωτής στον άξονα z, λειτουργία αντλίας.....	144
Σχήμα 6.61:	Γραμμές ροής και κατανομή πίεσης σε εγκάρσια τομή κατά τον άξονα z ...	145

Σχήμα 6.62:	Γραμμές ροής του ρευστού κατά τη διαδρομή του σε όλη τη μηχανή .....	145
Σχήμα 6.63:	Διανύσματα ταχύτητας- Ανακυκλοφορία στο σπειροειδές κέλυφος.....	146
Σχήμα 6.64:	Γραμμές ροής σε τομή του σπειροειδούς κελύφους στον άξονα γ. Εμφάνιση ανακυκλοφορίας της ροής .....	146
Σχήμα 6.65:	Διανύσματα ταχυτήτων σε τομές ανά 90° του κελύφους .....	147
Σχήμα 6.66:	Εμφάνιση δευτερευουσών ροών στην περιοχή κυρτής πλευράς του πτερυγίου .....	148
Σχήμα 6.67:	Γραμμές ροής στην περιοχή της πτερωτής, λειτουργία αντλίας .....	148
Σχήμα 6.68:	Παρουσίαση επαλληλίας στροβιλής και αστρόβιλης ροής [12].....	149
Σχήμα 6.69:	Οριακό στρώμα .....	149
Σχήμα 6.70:	Γραμμές ροής για παροχή λειτουργίας $Q=70 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία αντλίας.....	151
Σχήμα 6.71:	Ολική πίεση για παροχή λειτουργίας $Q=70 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία αντλίας.....	152
Σχήμα 7.1:	Πειραματικά δεδομένα λειτουργίας για λειτουργία υδροστροβίλου .....	153
Σχήμα 7.2:	Χωρίο κίνησης του ρευστού ολόκληρου του δρομέα αρχικής γεωμετρίας .	154
Σχήμα 7.3:	Μοντέλο blade to blade αρχικής γεωμετρίας δρομέα-αγωγού εξόδου Γεωμετρία στο SolidWorks πάνω   Γεωμετρία στο Design Modeler κάτω...	155
Σχήμα 7.4:	Διαφορά στην ομοιομορφία ταχυτήτων εισόδου σε διαφορετικές διαμέτρους .....	156
Σχήμα 7.5:	Είσοδος ταχύτητας στην πρώτη δοκιμή.....	157
Σχήμα 7.6:	Σύγκριση βαθμού απόδοσης ολόκληρου μοντέλου-μοντέλου blade to blade .. ..	158
Σχήμα 7.7:	Είσοδος ταχύτητας στη δεύτερη δοκιμή.....	159
Σχήμα 7.8:	Σύγκριση βαθμού απόδοσης ολόκληρου μοντέλου-μοντέλου blade to blade μείωση 10% Vel magnitude.....	159
Σχήμα 7.9:	Κύκλοι κατά την περιφέρεια για υπολογισμό μέσης τιμής των συνιστωσών της ταχύτητας .....	160
Σχήμα 7.10:	Περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα.....	161
Σχήμα 7.11:	Ακτινική συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα .. ..	161
Σχήμα 7.12:	Αξονική συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα... ..	162
Σχήμα 7.13:	Χαρακτηριστική καμπύλη αδιάστατης παροχής-βαθμού απόδοσης .....	162
Σχήμα 7.14:	Χαρακτηριστική καμπύλη αδιάστατης παροχής-αδιάστατου ύψους .....	163
Σχήμα 7.15:	Διάγραμμα ροής για αποδοχή ή απόρριψη γεωμετρίας.....	165
Σχήμα 7.16:	Υδροστρόβιλος Kaplan .....	166
Σχήμα 7.17:	Μεσημβρινή τομή δρομέα για ενδεικτικές τιμές του ειδικού αριθμού στροφών .....	167
Σχήμα 7.18:	Τρίγωνο ταχύτητας για περίπτωση ιδανικής εισόδου στον δρομέα .....	168
Σχήμα 7.19:	Τρίγωνο ταχυτήτων .....	169
Σχήμα 7.20:	Διαταραχή της ροής κατά την είσοδο της στο δρομέα με συνέπεια την ανάπτυξη απωλειών κρούσης.....	171
Σχήμα 7.21:	Οξεία ακμή εισόδου αρχικής γεωμετρίας.....	172



Σχήμα 7.22:	Στρογγυλεμένη ακμή εισόδου τελικής γεωμετρίας.....	172
Σχήμα 7.23:	Κάτοψη μοντέλου CAD δρομέα 12 πτερυγίων .....	175
Σχήμα 7.24:	Ισομετρική όψη μοντέλου CAD δρομέα 12 πτερυγίων.....	176
Σχήμα 7.25:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 12 πτερυγίων.....	177
Σχήμα 7.26:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 12 πτερυγίων.....	178
Σχήμα 7.27:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων.....	179
Σχήμα 7.28:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων.....	180
Σχήμα 7.29:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων	180
Σχήμα 7.30:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 8 πτερυγίων.....	181
Σχήμα 7.31:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη βελτιωμένη γεωμετρία 8 πτερυγίων.....	182
Σχήμα 7.32:	Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη βελτιωμένη γεωμετρία 8 πτερυγίων.....	182
Σχήμα 7.33:	Μοντέλο CAD τελικής γεωμετρίας βελτιωμένου δρομέα οκτώ πτερυγίων κάτοψη .....	183
Σχήμα 7.34:	Μοντέλο CAD τελικής γεωμετρίας βελτιωμένου δρομέα οκτώ πτερυγίων ισομετρική όψη.....	183
Σχήμα 7.35:	Υδροτομές πτερυγίων πτερωτής στο ίδιο ύψος Δρομέας οκτώ πτερυγίων αριστερά Αρχική γεωμετρία κέντρο  μαζί δεξιά .....	184
Σχήμα 7.36:	Πτερύγιο αρχικής γεωμετρίας με πλήμνη και στεφάνη .....	185
Σχήμα 7.37:	Πτερύγιο γεωμετρίας δρομέα οκτώ πτερυγίων με πλήμνη και στεφάνη ....	185
Σχήμα 8.1:	Απόκλιση μοντέλου blade to blade από μοντέλο ολόκληρης της μηχανής σε χαμηλές παροχές.....	187
Σχήμα 8.2:	Ανομοιομορφία πεδίου ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα.....	188
Σχήμα 8.3:	Σύγκριση βαθμού απόδοσης βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με το ολόκληρο μοντέλο.....	189
Σχήμα 8.4:	Σύγκριση αδιάστατου ύψους βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με το ολόκληρο μοντέλο.....	190
Σχήμα 8.5:	Σύγκριση βαθμού απόδοσης CFD αρχικής με βελτιωμένη γεωμετρία.....	191
Σχήμα 8.6:	Σύγκριση αδιάστατου ύψους CFD αρχικής με βελτιωμένη γεωμετρία.....	191
Σχήμα 8.7:	Σύγκριση βαθμού απόδοσης μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα πειραματικά δεδομένα .....	192
Σχήμα 8.8:	Αυξημένη συστροφή στον αγωγό εξόδου του αρχικού δρομέα .....	193
Σχήμα 8.9:	Σχήμα 8.9 Μειωμένη συστροφή στην έξοδο του βελτιωμένου δρομέα .....	194
Σχήμα 8.10:	Σχήμα 8.10 Ταύτιση γωνίας εξόδου της ροής με ακμή εξόδου πτερυγίου ..	195
Σχήμα 8.11:	Σχήμα 8.11 Αυξημένες απώλειες κρούσης κατά την είσοδο του ρευστού στον αρχικό δρομέα.....	196
Σχήμα 8.12:	Σχήμα 8.12 Βελτιωμένη γεωμετρία χωρίς απώλειες κρούσης κατά την είσοδο της ροής στο δρομέα.....	196

## Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1.1:	Ενδεικτικές χρήσεις υδροστροβίλων συναρτήσει του διαθέσιμου υδραυλικού ύψους .....	14
Πίνακας 6.1:	Γωνίες ρυθμιστικών που επιλέχθηκαν για προσομοίωση .....	80
Πίνακας 6.2:	Ενδεικτικές τιμές βαθμών απόδοσης υδροστροβίλων [12].....	90
Πίνακας 6.3:	Εκτίμηση σχετικού σφάλματος κατά την πειραματική μέτρηση .....	101
Πίνακας 6.4:	Σειρά Υπολογισμού $\delta Q$ , για υδροστροβίλο με $\gamma=21,0^\circ$ .....	103
Πίνακας 6.5:	Υπολογισμός σχετικού σφάλματος πίεσης εισόδου για $\gamma=21,0^\circ$ , αριθμός δείγματος $N=1000$ .....	107
Πίνακας 6.6:	Μέγιστο σχετικό σφάλμα σε γωνία $\gamma=21,0^\circ$ κάθε υπολογιζόμενης μεταβλητής .....	107
Πίνακας 6.7:	Υπολογισμός σχετικού σφάλματος υδραυλικού βαθμού απόδοσης, λειτουργία υδροστροβίλου, $\gamma=21,0^\circ$ .....	108
Πίνακας 6.8:	Υπολογισμός συνολικού απόλυτου σφάλματος του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, λειτουργία υδροστροβίλου, $\gamma=21,0^\circ$ .....	110
Πίνακας 6.9:	Υπολογισμός ογκομετρικών απωλειών $\delta Q$ σε λειτουργία αντλίας για $\gamma=16,9^\circ$ .....	114
Πίνακας 6.10:	Πίεση εξόδου για αντλία, γωνία ρυθμιστικών $\gamma=16,9^\circ$ , αριθμός δείγματος $N=500$ .....	117
Πίνακας 6.11:	Εκτίμηση συνολικού σχετικού σφάλματος για το βαθμό απόδοσης, περίπτωση αντλίας, γωνία ρυθμιστικών $16,9^\circ$ .....	117
Πίνακας 6.12:	Ποσοστιαία απόκλιση πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων για σταθερή τιμή του $\Phi$ σε γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων $\gamma=21,0^\circ$ .....	123
Πίνακας 7.1:	Κατανομή της γωνίας εισόδου ρευστού-πτερυγίου κατά το πλάτος της εισόδου.....	170



# 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

## 1.1 Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας και Υδροδυναμική Ενέργεια

Η ενέργεια είναι απαραίτητο στοιχείο για τη ζωή του ανθρώπου και η επίδραση της είναι εμφανής σε όλα τα στάδια της ζωής του. Η πολιτισμική, οικονομική, τεχνολογική και κοινωνική ανάπτυξη συνοδεύονται από αυξανόμενες ενεργειακές ανάγκες. Στις βιομηχανικές κοινωνίες που ζει ένα μεγάλο μέρος του παγκόσμιου πληθυσμού, αλλά ακόμα και στις αναπτυσσόμενες περιοχές του πλανήτη, οι ανάγκες αυτές, κατά τον τελευταίο αιώνα, καλύφθηκαν κυρίως από την εκμετάλλευση ορυκτών καυσίμων. Ωστόσο, η διαρκώς αυξανόμενη χρήση ορυκτών καυσίμων, όπως είναι το πετρέλαιο, ο άνθρακας και το φυσικό αέριο, οδήγησε σε επίκαιρα, σημαντικά προβλήματα. Σοβαρές περιβαλλοντικές επιπτώσεις, όπως το φαινόμενο του θερμοκηπίου, η τοπική και περιφερειακή ρύπανση, καθώς και άλλα ζητήματα που προκύπτουν από τη χρήση συμβατικών πηγών ενέργειας, όπως ο κίνδυνος ασφάλειας που βιώνουν βιομηχανικές χώρες, λόγω της εξάρτησής τους από χώρες που εξάγουν πετρέλαιο, είτε ο κίνδυνος από τη μείωση, και συνεπακόλουθα την εξάντληση των ενεργειακών πηγών, έχουν οδηγήσει στην αναζήτηση και εκμετάλλευση νέων πηγών ενέργειας, γνωστές και ως Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας (ΑΠΕ).

Οι βασικότερες κατηγορίες ΑΠΕ είναι η Ηλιακή ενέργεια, η Αιολική, η Υδροδυναμική, η Γεωθερμική, η Θαλάσσια και η Βιομάζα. Οι ΑΠΕ μπορούν να έχουν ουσιαστική συμβολή στην περιβαλλοντική εξυγίανση, αφού είναι οι μόνες πηγές ενέργειας που δεν επιβαρύνουν το περιβάλλον με εκπομπές CO<sub>2</sub>, εκτός από το στάδιο της δημιουργίας και εγκατάστασης των σταθμών. Επιπρόσθετα είναι εγχώριες πηγές ενέργειας συμβάλλοντας στην ενεργειακή αυτάρκεια και στην ασφάλεια ενεργειακού εφοδιασμού σε τοπικό και εθνικό επίπεδο. Επιπλέον έχουν χαμηλό λειτουργικό κόστος και είναι γεωγραφικά διάσπαρτες, με αποτέλεσμα την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών σε τοπικό και περιφερειακό επίπεδο, ανακουφίζοντας τα συστήματα υποδομής και μειώνοντας τις απώλειες μεταφοράς της ενέργειας. Καταληκτικά, οι ΑΠΕ είναι πρακτικά ανεξάντλητες συμβάλλοντας έτσι στη μείωση της εξάρτησης από ορυκτά καύσιμα, δηλαδή από εξαντλήσιμους πόρους. Διαφαίνεται από τα παραπάνω, ότι η βιώσιμη ενεργειακή ανάπτυξη, δύναται να επιτευχθεί μέσω της διείσδυσης των ΑΠΕ στην παραγωγή της ενέργειας, παράλληλα με την ορθολογική της κατανάλωση. [7]

Η υδροδυναμική ενέργεια προσδιορίζεται ως η δυναμική ενέργεια που αποθηκεύεται μέσα σε βαρυτικό πεδίο, από τη συσσώρευση μεγάλων ποσοτήτων νερού, σε υψομετρική διαφορά από τη φυσική συνέχεια της ροής του ελεύθερου νερού. Ως υδάτινο δυναμικό νοείται η ύπαρξη επιφανειακής απορροής νερού και κλίσεως του εδάφους, έτσι ώστε να σχηματίζεται υψομετρική διαφορά. Η αξιοποίηση του υδροδυναμικού, έγκειται στη δέσμευση μέρους της δυναμικής ενέργειας του

ρευστού μέσω ενός υδροστροβίλου. Η δέσμευση της ενέργειας γίνεται κατά τη φυσική ροή του νερού, υπό την επίδραση της βαρύτητας μέχρι να φθάσει στην κατώτατη δυνατή στάθμη, δηλαδή τη στάθμη της θάλασσας. Για να εκμεταλλευτεί το υπάρχον υδροδυναμικό και να μετατραπεί σε ηλεκτρική ενέργεια, απαιτείται η εγκατάσταση ενός σταθμού υδροηλεκτρικής ενέργειας [11].

Η κατασκευή μονάδων για την αξιοποίηση της υδραυλικής ενέργειας είναι μία παλιά και γνωστή τεχνολογική εφαρμογή, με πρώτη χρονικά, το νερόμυλο. Η εμφάνιση και ανάπτυξη της επόμενης τεχνολογικά εφαρμογής, που θα αξιοποιούσε την υδραυλική ενέργεια, συμβάδισε με την ανάπτυξη των εφαρμογών του ηλεκτρισμού και δεν είναι άλλη από τους πρώτους υδροστροβίλους. Σημαντικό στάδιο στην ανάπτυξη υδροστροβίλων μεγαλύτερης ισχύος, στάθηκε η ευκολία μεταφοράς της ηλεκτρικής ενέργειας από την θέση παραγωγής της στην θέση κατανάλωσής της.

Η αξιοποίηση της υδραυλικής ενέργειας γίνεται μέσω ενός Υδροηλεκτρικού Έργου (ΥΗΕ), που πρόκειται για ένα σύνθετο έργο, που περιέχει σημαντικά έργα πολιτικού μηχανικού καθώς και σημαντικό ηλεκτρομηχανολογικό εξοπλισμό. Τα έργα πολιτικού μηχανικού έχουν ως βασικό στόχο τη συγκέντρωση της επιφανειακής ροής του νερού, στη συνέχεια την οδήγησή της σε έναν υδροστρόβιλο και τέλος την απαγωγή της στη φυσική του κοίτη, ώστε ελεύθερη πλέον να φτάσει σε χαμηλότερες στάθμες. Στον υδροστρόβιλο γίνεται η μετατροπή της ενέργειας του ρευστού σε μηχανική ενέργεια μέσω του στρεφόμενου μέρους του. Εν συνεχεία, στη γεννήτρια που είναι συζευγμένη με τον υδροστρόβιλο, παράγεται η ηλεκτρική ενέργεια. Στον ηλεκτρομηχανολογικό εξοπλισμό συμπεριλαμβάνονται και οι μετασχηματιστές, οι αυτοματισμοί, μετρητικοί εξοπλισμοί, ηλεκτρικοί πίνακες κλπ.

Ένας αρχικός διαχωρισμός που προκύπτει είναι ανάμεσα σε μικρά και μεγάλα ΥΗΕ, αναλόγως την εγκατεστημένη ονομαστική ισχύ της μονάδας, με αυτά που είναι κάτω από 10 MW να χαρακτηρίζονται ως “μικρά”, χωρίς ωστόσο να υπάρχει διαφορά στην αρχή λειτουργίας μεταξύ τους. Να παρατηρηθεί ότι δεν υπάρχει συγκεκριμένο ποσοτικό κριτήριο για τη διάκριση ενός υδροηλεκτρικού σε μικρό ή μεγάλο, καθώς εξαρτάται από ένα σύνολο χαρακτηριστικών, τα οποία δεν είναι όλα μετρήσιμα [11].

Σήμερα τα μεγάλα ΥΗΕ αντιμετωπίζουν δύο βασικά προβλήματα. Πρώτον, η εγκατάσταση ενός μεγάλου υδροηλεκτρικού έχει σημαντικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις στην περιοχή εγκατάστασής του, λόγω των εκτεταμένων έργων πολιτικού μηχανικού, ενώ παράλληλα το δυναμικό για εγκατάσταση μεγάλων υδροηλεκτρικών έργων έχει εκμεταλλευθεί ήδη σε μεγάλο βαθμό. Αντίθετα, για τα μικρά υδροηλεκτρικά υπάρχει δυναμικό που μέχρι σήμερα είναι ανεκμετάλλευτο σε μεγάλο βαθμό. Επιπλέον, η εγκατάσταση ενός μικρού ΥΗΕ δεν επιφέρει αρνητικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις, ενώ συχνά η κατασκευή τους συνδυάζεται και με άλλες διευθετήσεις όπως η άρδευση και η ύδρευση.

Στο πλαίσιο μίας βιώσιμης ενεργειακής ανάπτυξης, παρατηρήθηκε η σημαντικότητα διεύθυνσης ΑΠΕ στην ηλεκτροπαραγωγή, αλλά και γενικότερα στην κάλυψη των διαφόρων ενεργειακών απαιτήσεων. Για να είναι παραγωγική ωστόσο η ένταξη τους, πρέπει να καλύπτουν τις προδιαγραφές που έχουν τα σύγχρονα συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και τα δίκτυα τροφοδοσίας της. Βασικές προδιαγραφές ενός καλού δικτύου είναι να υπάρχει συνεχής παραγωγή, χωρίς διακυμάνσεις, που θα βρίσκεται σε ισορροπία με τη ζήτηση. Αυτό το ζητούμενο προκύπτει, από την αδυναμία αποθήκευσης της ηλεκτρικής ενέργειας σε μεγάλες ποσότητες και με αποδεκτό κόστος. Τα μειονεκτήματα που πρέπει να καλυφθούν και να υπερνικήσουν οι διάφορες τεχνολογίες εκμετάλλευσης ΑΠΕ, διαφέρουν από τη μία πηγή στην άλλη. Για παράδειγμα, τα φωτοβολταϊκά έχουν το μειονέκτημα της λειτουργίας σε συγκεκριμένη περίοδο της ημέρας, ενώ τα αιολικά πάρκα έχουν το μειονέκτημα της στοχαστικότητας που έχει ο άνεμος, τόσο στην κατεύθυνση του όσο και στην ένταση του [7].

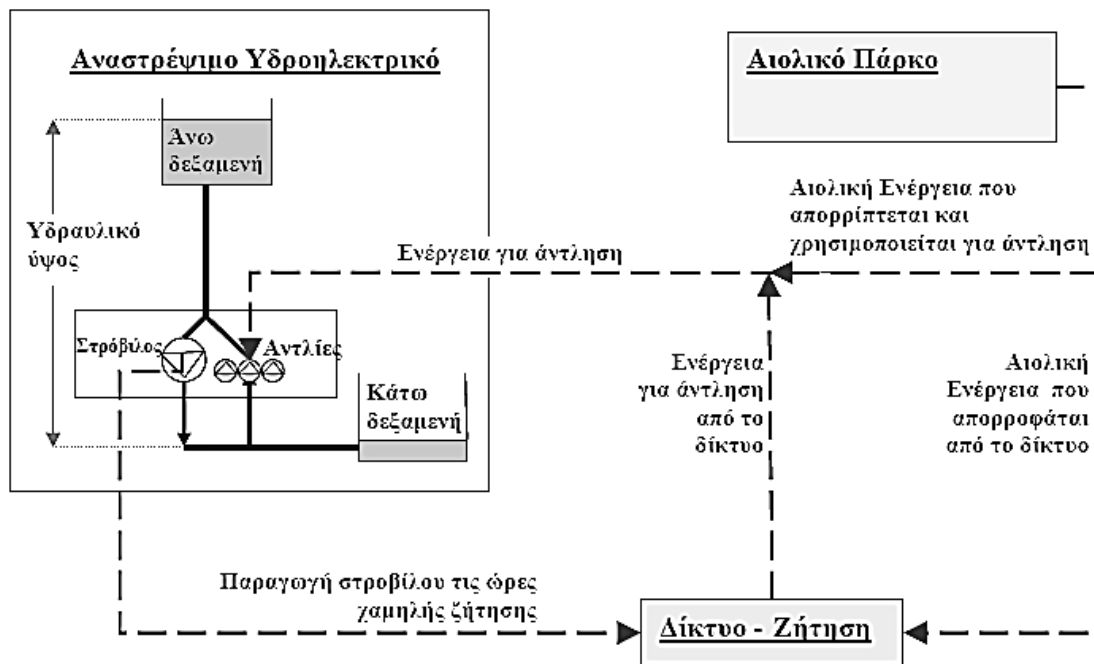
Τα ΥΗΕ δεν αντιμετωπίζουν τα παραπάνω μειονεκτήματα καθώς η ροή δεν έχει έντονες διακυμάνσεις κατά τη διάρκεια της μέρας, ούτε αποτελεί στοχαστικό μέγεθος. Ωστόσο στα ΥΗΕ, παρατηρούνται έντονες διακυμάνσεις στην ετήσια παραγωγή ενέργειας, ανάλογα με την ποσότητα των ατμοσφαιρικών κατακρημνίσεων. Για να μειωθεί ο κίνδυνος λανθασμένου υπολογισμού στην αναμενόμενη παραγωγή ηλεκτρικής, απαιτείται η μελέτη και συλλογή υδρολογικών και γεωλογικών στοιχείων τουλάχιστον σε βάθος δεκαετίας. Επιπρόσθετα η κατασκευή ενός ΥΗΕ είναι από μόνη της μία χρονοβόρα διαδικασία, με τα μικρά να απαιτούν τουλάχιστον 3 έτη και τα μεγάλα 5-10.

Ωστόσο τα πλεονεκτήματα των ΥΗΕ από τεχνοοικονομικής και περιβαλλοντικής άποψης, είναι σαφώς περισσότερα. Αρχικά, η υδροηλεκτρική ενέργεια παρουσιάζει όλα τα πλεονεκτήματα που έχουν οι ΑΠΕ. Συμπληρωματικά σε αυτά, τα ΥΗΕ έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής, της τάξεως των 50 ετών για τα μεγάλα και 20-30 για τα μικρά αντιστοίχως. Επιπλέον πρόκειται για μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με χαμηλό λειτουργικό κόστος και συντήρηση, καθώς οι υδροστρόβιλοι αποτελούν στιβαρές και αξιόπιστες μηχανές. Καταληκτικά, το πλέον σημαντικό πλεονέκτημα των ΥΗΕ συγκριτικά είτε με άλλες μονάδες ΑΠΕ, είτε με συμβατικές μονάδες όπως θερμικούς σταθμούς, είναι η δυνατότητα πολύ γρήγορης παραλαβής και απόρριψης φορτίου, ούτως ώστε να γίνεται δυνατή η παρακολούθηση της μεταβολής της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας του διασυνδεδεμένου δικτύου.

Βασική εφαρμογή του προαναφερθέντος μεγάλου πλεονεκτήματος των ΥΗΕ, είναι η κάλυψη των αιχμών ζήτησης του δικτύου. Αυτό γίνεται κατανοητό, αναλογιζόμενοι ότι σταθμοί ενέργειας όπως είναι οι θερμικοί ή οι πυρηνικοί μπορούν να λειτουργήσουν μόνο ως μονάδες βάσης σε ένα δίκτυο, αφού η έναρξη τους αλλά και η περαίωση λειτουργίας τους συνιστούν χρονοβόρες διαδικασίες. Επιπλέον τα φωτοβολταϊκά και οι ανεμογεννήτριες εξαρτώνται πλήρως από την ηλιοφάνεια και

τον άνεμο αντίστοιχα, που είναι πολύ πιθανό να μη συμπίπτουν χρονικά με την αιχμή ζήτησης. Το συγκριτικό πλεονέκτημα που προκύπτει για τα ΥΗΕ διαφαίνεται από το γεγονός ότι η αξία της kWh αιχμής είναι πολλαπλάσια της αξίας της kWh βάσεως.

Για να υπάρχει σε ένα ΥΗΕ αυτό το μεγάλο πλεονέκτημα, είναι αναγκαία η ύπαρξη ενός ταμιευτήρα, δηλαδή μίας δεξαμενής μεγάλης χωρητικότητας, είτε φυσικής είτε τεχνητής. Αυτό το χαρακτηριστικό απαντάται συνηθέστερα στα μεγάλα ΥΗΕ. Στο όφελος που προκύπτει από την ύπαρξη ταμιευτήρα, στηρίζεται η κατασκευή αναστρέψιμων ΥΗΕ. Οι μονάδες αυτές, κατά τη διάρκεια της χαμηλής ζήτησης, συνήθως τη νύχτα, λειτουργούν αντλώντας νερό από τον ταμιευτήρα χαμηλής στάθμης σε αυτόν της υψηλής, αποθηκεύοντας ουσιαστικά ενέργεια για να την αξιοποιήσουν στις ώρες αιχμής. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει και η κατασκευή υβριδικών σταθμών, που το ένα μέρος τους θα αποτελείται από ένα αναστρέψιμο ΥΗΕ και το άλλο από κάποια άλλη μορφή ΑΠΕ, όπως για παράδειγμα ένα αιολικό πάρκο (βλ. σχήμα 1.1). Έτσι εξαλείφονται ορισμένα βασικά μειονεκτήματα, όπως για παράδειγμα είναι η ενδεχόμενη απώλεια αιολικών, που θα οδηγούσε σε αδυναμία κάλυψης του φορτίου, δηλαδή σε “black-out” του δικτύου.



Σχήμα 1.1: Διάγραμμα λειτουργίας αναστρέψιμου υδροηλεκτρικού με χρήση αιολικής ενέργειας [7]

## 1.2 Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών

Οι μηχανές μέσω των οποίων, γίνεται εναλλαγή της μηχανικής ενέργειας του στρεφόμενου μέρους τους σε ενέργεια του ρευστού, ή αντίστροφα η ενέργεια του ρευστού να μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια, μέσω συνεχούς ροής και σταθερή περιστροφικής κίνησης, ονομάζονται στροβιλομηχανές. [12]

Από τον παραπάνω ορισμό φαίνεται ότι τα δύο βασικά χαρακτηριστικά μίας στροβιλομηχανής είναι:

- Η ροή του ρευστού. Το ρευστό μπορεί να είναι νερό, αέρας, ατμός, καυσαέρια κλπ.. Επιπλέον η ροή, σε ένα μόνιμο σημείο λειτουργίας, χαρακτηρίζεται από τη σταθερή ροή μάζας. Ανάλογα το είδος του ρευστού διακρίνουμε δύο βασικές κατηγορίες: τα ασυμπιεστά και τα συμπιεστά ρευστά. Στα συμπιεστά ρευστά κατατάσσονται ο ατμός, τα καυσαέρια και ο αέρας, ενώ στα ασυμπιεστά το νερό. Η διαφορά ανάμεσα στο τύπο ρευστού που χρησιμοποιεί μία στροβιλομηχανή, αλλάζει τον τρόπο φυσικής και μαθηματικής προσέγγισής της, όπως θα φανεί και σε επόμενο κεφάλαιο. Αξίζει να αναφερθεί, ότι για χαμηλές ταχύτητες του αριθμού Mach (περίπου  $Mach < 0,3$ ), ο αέρας θεωρείται ως ασυμπιεστός, αφού δεν εκδηλώνονται φαινόμενα που σχετίζονται με τη συμπιεστότητά του. Η χρησιμότητα αυτής της παρατήρησης, έγκειται στο γεγονός των σαφώς απλούστερων μαθηματικών σχέσεων που προκύπτουν στην ανάλυση ασυμπιεστού ρευστού, συγκριτικά με αυτήν του συμπιεστού.
- Η σταθερή περιστροφική κίνηση για τη μεταφορά της μηχανικής ενέργειας είτε από το ρευστό στη μηχανή, είτε από τη μηχανή στο ρευστό, η οποία εκδηλώνεται μέσω της στρεπτικής ροπής  $M$  που αναπτύσσεται σε μία στρεφόμενη άτρακτο με σταθερή γωνιακή ταχύτητα  $\omega$ . Η μηχανική ισχύς  $N$  που προκύπτει είναι ίση με:

$$N = M \cdot \omega \quad (1.1)$$

Οι στροβιλομηχανές που προσδίδουν ισχύ στο ρευστό ονομάζονται αντλίες, και το στρεφόμενο μέρος της μηχανής που έρχεται σε επαφή με το ρευστό, ώστε να γίνει η μεταφορά ενέργειας, ονομάζεται πτερωτή (impeller). Η ισχύς που απαιτείται για την περιστροφή της πτερωτής, παρέχεται από κάποιον κινητήρα συζευγμένο με τη μηχανή. Ο κινητήρας, μέσω της σύζευξης, παρέχει στην άτρακτο την αναγκαία στρεπτική ροπή, με αποτέλεσμα η προσδεμένη πτερωτή στην άτρακτο να στρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα για δεδομένο σημείο λειτουργίας.

Οι στροβιλομηχανές με αντίστροφη πορεία ενεργειακών μετατροπών, δηλαδή την εκμετάλλευση της υδροδυναμικής ενέργειας του ρευστού για την περιστροφή της μηχανής ονομάζονται σρόβιλοι. Το στρεφόμενο μέρος σε αυτή τη περίπτωση ονομάζεται δρομέας (runner). Στη συνέχεια η εκμετάλλευση της μηχανικής ενέργειας λόγω της περιστροφικής κίνησης του δρομέα και κατ' επέκταση της άτρακτου πάνω στην οποία είναι προσδεμένος, γίνεται μέσω της σύνδεσης με μία γεννήτρια. Από εκεί γίνεται η ηλεκτροπαραγωγή και στη συνέχεια η διανομή της ηλεκτρικής ενέργειας στο ηλεκτρικό δίκτυο.





Σχήμα1.2: Ροή ενέργειας στις στροβιλομηχανές

Και στις δυο περιπτώσεις λειτουργίας που προαναφέρθηκαν, εάν το εργαζόμενο μέσο, δηλαδή το ρευστό, είναι το νερό τότε οι στροβιλομηχανές ονομάζονται υδροδυναμικές μηχανές. Το δεύτερο συνθετικό της λέξης, δηλαδή το 'δυναμικές' προκύπτει από την κινητική ενέργεια της ροής και τον ουσιαστικό ρόλο που έχει στον τρόπο λειτουργίας, αλλά και το λόγο δημιουργίας των συγκεκριμένων μηχανών [12].

Από τα παραπάνω διαφαίνεται ότι οι στροβιλομηχανές είναι εύκολο να διαχωριστούν σε δύο βασικές κατηγορίες, ως προς την ροή ενέργειας. Στη μία κατηγορία ανήκουν οι στροβιλομηχανές, που μέσω εξωτερικής πηγής ενέργειας, μεταφέρουν τη μηχανική ενέργεια στο ρευστό και ονομάζονται εργοστροβιλομηχανές. Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν οι αντλίες, οι ανεμιστήρες, οι φυσητήρες και οι στροβιλοσυμπιεστές. Στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν οι μηχανές που εκμεταλλεύονται το ενεργειακό περιεχόμενο του ρευστού. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της μεταφοράς ενέργειας από το ρευστό στο δρομέα, που μέσω της ροπής που αναπτύσσεται σε αυτόν, δημιουργείται η περιστροφική του κίνηση και συνεπακόλουθα και της ατράκτου. Η εκμετάλλευση της μηχανικής ενέργειας που έχει η άτρακτος γίνεται μέσω της σύνδεσής της με κάποιο φορτίο, όπως για παράδειγμα είναι μία γεννήτρια, που προβάλλει την ανθιστάμενη ροπή. Για ένα σημείο λειτουργίας του στροβίλου, η γωνιακή ταχύτητα διατηρείται σταθερή, λόγω της ισοροπίας των ροπών που προκύπτουν από τη ροή του ρευστού και την αντίσταση του φορτίου.

### 1.3 Υδροδυναμικές Μηχανές

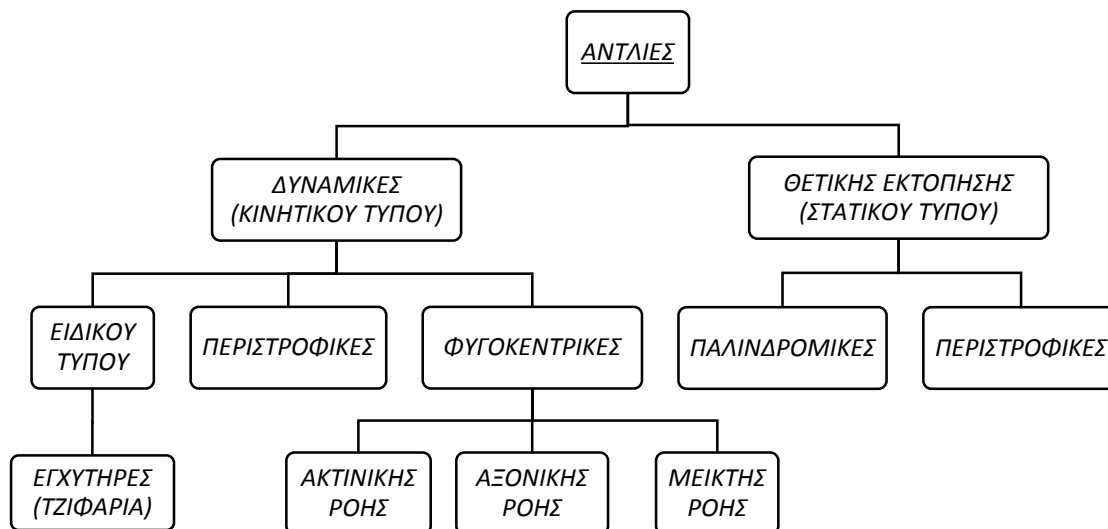
#### 1.3.1 Αντλία

Η διακίνηση των ρευστών, είτε πρόκειται για αέρια είτε για υγρά, επιτυγχάνεται μέσω των αντλιών. Οι αντλίες, στη συνηθέστερη εφαρμογή τους, μεταφέρουν στο ρευστό την απαιτούμενη ενέργεια, για να ανέλθει από μία δεξαμενή χαμηλής στάθμης σε

μία δεξαμενή υψηλής στάθμης. Με τον όρο δεξαμενή, νοείται είτε φυσική όπως είναι μία λίμνη ή ένας ποταμός, είτε τεχνητή, όπως για παράδειγμα είναι τα κλειστά δοχεία πίεσης. Συχνή είναι και η εφαρμογή τους, ως κυκλοφορητές σε ένα κλειστό δίκτυο, όπου εκεί η ενέργεια που μεταφέρει η αντλία στο ρευστό, έχει το στόχο να υπερνικήσει τις απώλειες ενέργειας λόγω τριβών, που αναπτύσσονται στις σωληνώσεις του κυκλώματος [12].

Άντληση υδάτων, πετρελαίου, διακίνηση νερού για άρδευση, ύδρευση και λουιές οικιακές καταναλώσεις νερού, πυρόσβεση, χημική βιομηχανία, ναυτιλιακές εγκαταστάσεις είναι μερικές μόνο από τις πολλές εφαρμογές που βρίσκουν οι αντλίες. Οι επιλογές για τον τύπο της αντλίας που θα επιλεγεί για να καλύψει μία τεχνική εφαρμογή είναι ποικίλες. Είναι χρήσιμο σε αυτό το στάδιο να αναφέρουμε τους βασικότερους τύπους αντλιών που απαντώνται.

Στο πρώτο στάδιο κατηγοριοποίησης συναντώνται οι εξής κατηγορίες:



Σχήμα 1.3: Βασική κατηγοριοποίηση αντλιών

Στο πρώτο επίπεδο διακρίνουμε τις δυναμικές αντλίες και τις αντλίες θετικής εκτόπισης. Οι πρώτες, προσδίδουν στο ρευστό κινητική ενέργεια με φυγοκεντρικές δυνάμεις, μεταφορά ορμής, ηλεκτρομαγνητικές δυνάμεις ή μηχανική ώθηση. Στις αντλίες θετικής εκτόπισης το υγρό εκτοπίζεται από ένα χώρο και προωθείται προς έναν άλλο είτε με ένα μηχανικό μέσο (έμβολο, παλλόμενο διάφραγμα, περιστρεφόμενο μηχανισμό), είτε με ένα άλλο ρευστό, όπως είναι οι αντλίες πιεστικού θαλάμου.

Μία δεύτερη κατηγοριοποίηση, προκύπτει από τη χρήση των αντλιών και το διακινούμενο ρευστό. Έτσι προκύπτει ο διαχωρισμός σε αντλίες νερού, αντλίες μιγμάτων, λυμάτων, λιπαντικών, τροφίμων, χημικών ουσιών κλπ. Υπάρχουν ακόμα

και αντλίες που είναι κατάλληλες για μεταφορά στερεών σωμάτων συνήθως με την υποβοήθηση νερού, όπως για παράδειγμα μεταφορά χώματος. Η εφαρμογή που καλείται η αντλία να ικανοποιήσει, θέτει τις προδιαγραφές για το είδος της αντλίας που θα επιλεγθεί, αλλά και τα υλικά κατασκευής της, τόσο για την αντοχή αυτής όσο και για να μην επιφέρει βλάβες στο διακινούμενο ρευστό.

Στο πλαίσιο της παρούσης διπλωματικής εργασίας, θα εξεταστούν εκτενέστερα τα χαρακτηριστικά μόνο για τις φυγοκεντρικές αντλίες. Στον ακόλουθο πίνακα παρατίθενται συγκεντρωτικά οι βασικότερες περιπτώσεις που απαντώνται στις φυγοκεντρικές αντλίες.

#### Με βάση το σχεδιασμό του κελύφους

- Σπειροειδές
- Απλό Κυκλικό
- Κέλυφος με πτερύγια διάχυσης

#### Με βάση τον τύπο της πτερωτής

- Ανοικτή
- Κλειστή
- Ημί-κλειστή

#### Με βάση τον αριθμό εισόδων

- Απλής αναρρόφησης
- Διπλής αναρρόφησης

#### Με βάση τον αριθμό πτερωτών

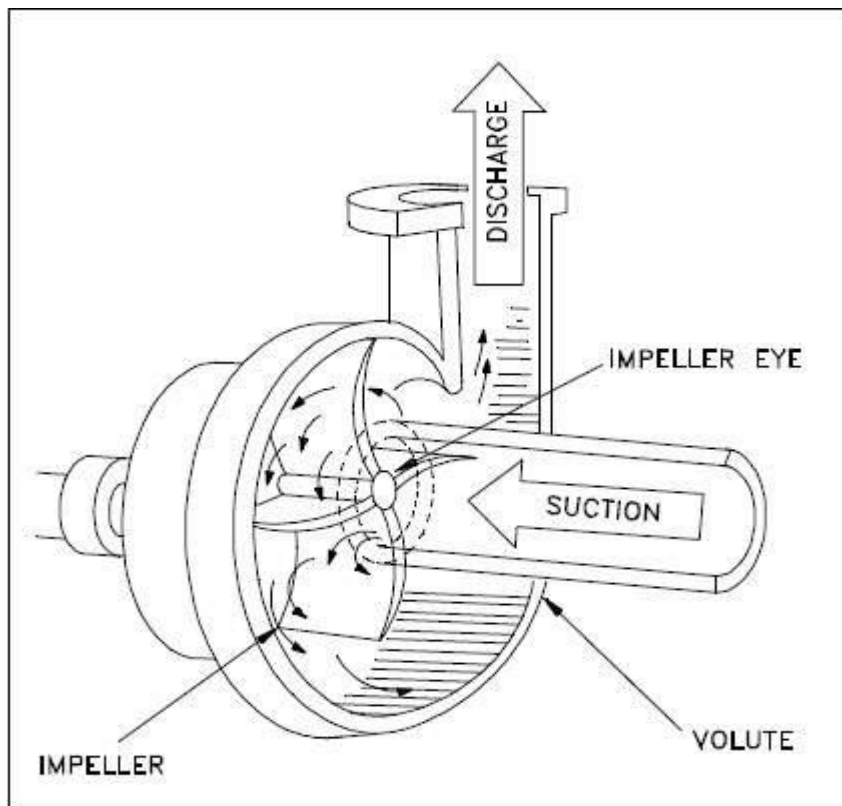
- Μονοβάθμιας
- Πολυβάθμιας

#### Με βάση τον τρόπο εγκατάστασης

- Κοινές αντλίες
- Βυθισμένες στο ρευστό

Στη παρούσα διπλωματική εργασία, η αντλία που μελετήθηκε είχε σπειροειδές κέλυφος, πτερωτή ημι-κλειστού τύπου, μονοβάθμια και απλής αναρρόφησης. Για το σκοπό της παρούσας διπλωματικής εργασίας, κρίθηκε δόκιμο να αναλυθούν εκτενέστερα τα στοιχεία που απαρτίζουν αυτόν τον τύπο φυγόκεντρης αντλίας και για αυτό στη συνέχεια δίνονται περαιτέρω πληροφορίες για αυτήν.

Στο σχήμα 1.4, παρουσιάζεται η αρχή λειτουργίας μίας φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικής μορφής. Τα κύρια μέρη της αντλίας αυτής είναι το σταθερό κέλυφος (volute) και η περιστρεφόμενη εντός αυτού πτερωτή (impeller).



Σχήμα 1.4: Λειτουργία φυγοκεντρικής αντλίας

Η διατομή εισόδου του ρευστού στη μηχανή, ονομάζεται και αλλιώς διατομή αναρρόφησης (suction), αφού είναι συνδεδεμένη με τη δεξαμενή από την οποία γίνεται η αναρρόφηση του ρευστού. Αντίστοιχα προκύπτει, ότι η διατομή μέσω της οποίας το ρευστό οδηγείται στη δεξαμενή υψηλής στάθμης, ονομάζεται διατομή εξόδου ή διατομή κατάθλιψης (discharge).

Η λειτουργία της φυγοκεντρικής αντλίας έχει ως ακολούθως. Κατά την εκκίνηση η αντλία είναι γεμάτη από το αντλούμενο νερό. Η πτερωτή είναι προσδεμένη πάνω σε οδηγητική άτρακτο (drive shaft), η οποία στηρίζεται σε μία βάση (bearing pedestal), και δύναται να περιστρέφεται χάρη στην ύπαρξη των εδράνων ολίσθησης, ή αλλιώς ρουλεμάν (ball bearing), όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.5. Η άτρακτος κινείται από συζευγμένο με αυτήν κινητήρα, με αποτέλεσμα να περιστρέφεται η πτερωτή κατά τη φορά που δείχνουν τα βέλη του σχήματος 1.4. Η πτερωτή, χάρη στην κατάλληλη διαμόρφωση των πτερυγίων, της εξωθεί το ρευστό προς την περιφέρεια, λόγω της φυγοκεντρικής δύναμης που αναπτύσσεται. Εξαιτίας της κίνησης του ρευστού δημιουργείται υποπίεση στο κέντρο της πτερωτής, με αποτέλεσμα να προκαλείται αναρρόφηση του ρευστού από το σωλήνα εισόδου προς το κέντρο της πτερωτής. Η ροή που κατευθύνεται προς την έξοδο λόγω της ώθησης από την πτερωτή, οδηγείται

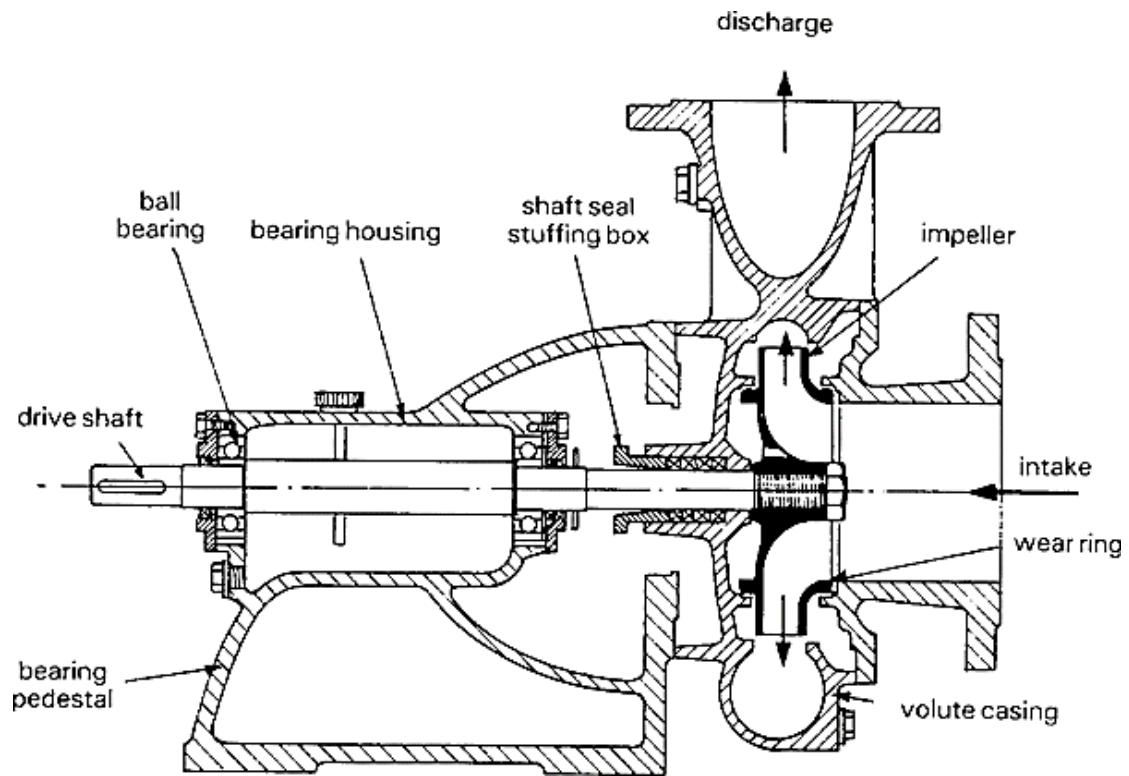
μέσα από το σπειροειδές κέλυφος. Ο ουσιαστικός λόγος ύπαρξης αυτής της μορφής του κελύφους είναι η σταδιακώς διευρυνόμενη εσωτερική διατομή που παρουσιάζει. Το ρευστό εξαναγκάζεται να ακολουθήσει, αυτή τη γεωμετρία και σύμφωνα με την αρχή διατήρησης της μάζας και κατ' επέκταση της παροχής, σταδιακώς ελαττώνει την ταχύτητά του. Σύμφωνα με την εξίσωση του Bernoulli αυτή η μείωση της ταχύτητας, συνεπάγεται μείωση της κινητικής του ενέργειας  $u^2/2g$  και αύξηση της πίεσης  $P$  ώστε να ισχύει:

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{u^2}{2g} = const \quad (1.2)$$

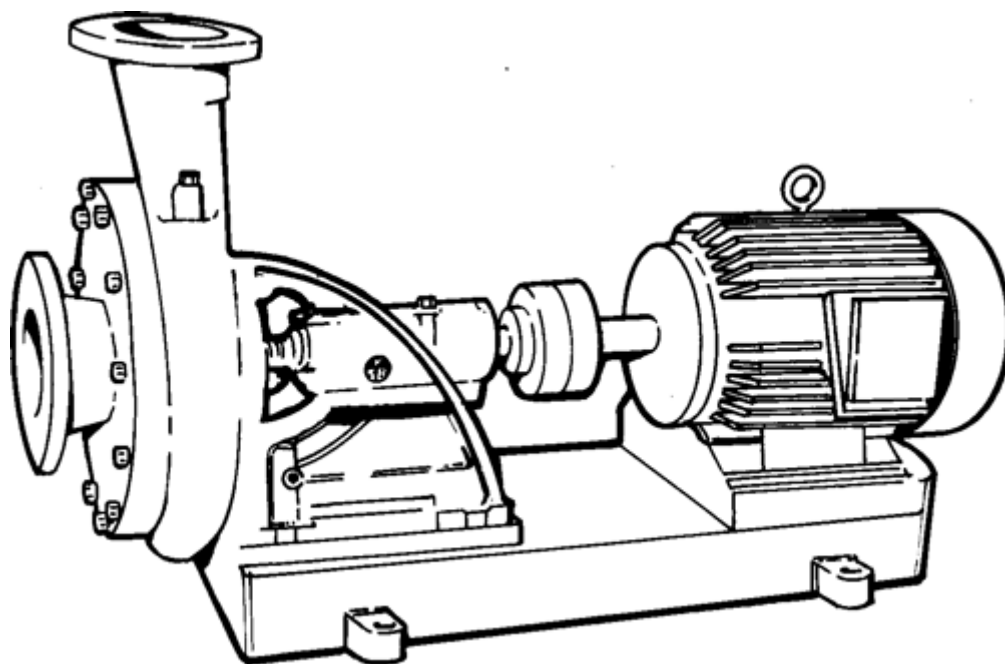
Συνεπώς, γίνεται ανάκτηση στατικής πίεσης, αφού δεν είναι ζητούμενο να αυξηθεί η ταχύτητα του ρευστού, αλλά η ολική του πίεση, μέσω της στατικής. Εξάλλου υψηλή ταχύτητα του ρευστού, θα οδηγούσε σε απώλειες ενέργειας λόγω τριβών της ροής στις σωληνώσεις, που κρίνονται ενεργειακά ασύμφορες.

Στο σχήμα 1.5, παρουσιάζεται σε τομή η φυγοκεντρική αντλία και το έδρανο στήριξης της ατράκτου. Η ελαιολεκάνη (bearing housing) που υπάρχει στο έδρανο βάσης, εξυπηρετεί στη λίπανση της ατράκτου για τη μείωση των τριβών που υπάρχουν μεταξύ της ατράκτου και των εδράνων ολίσθησης. Επιπρόσθετα, η ανάγκη στεγάνωσης καλύπτεται με τη χρήση στυπίου που τοποθετείται και λειτουργεί με τη βοήθεια του στυπιοθλίπτη (shaft seal stuffing box).

Στο σχήμα 1.6, παρουσιάζεται σε σκαρίφημα μία τυπική διάταξη αντλίας με σπειροειδές κέλυφος, σε σύζευξη με τον κινητήρα της. Η συγκεκριμένη διάταξη, είναι αντίστοιχη με αυτήν που μελετήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία.



Σχήμα 1.5: Τομή φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικής ροής



Σχήμα 1.6: Διάταξη φυγόκεντρης αντλίας συζευγμένης με τον κινητήρα της

### 1.3.2 Υδροστροβίλος

Όπως προαναφέρθηκε οι μηχανές που εκτελούν την αντίστροφη λειτουργία από την αντλία ονομάζονται υδροστροβίλοι. Είναι δηλαδή οι μηχανές μέσω των οποίων η ενέργεια του υγρού μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια, δηλαδή σε κινητήρια ροπή στη στρεφόμενη άτρακτο του δρομέα. Η ενέργεια που διαθέτει το ρευστό, συνήθως το νερό, είναι η δυναμική ενέργεια που εκφράζεται από τη στάθμη του ως προς τη στάθμη της θάλασσας. Επιδίωξη ενός υδροστροβίλου είναι η μέγιστη δυνατή αξιοποίηση αυτής της ενέργειας, για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας που δύναται να μεταφερθεί σχετικά εύκολα και με ελάχιστες απώλειες στα σημεία κατανάλωσης.

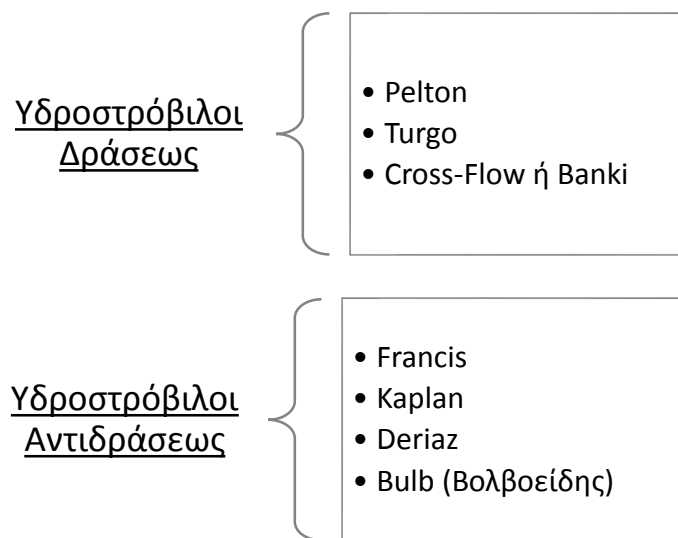
Όπως και στις αντλίες, έτσι και στους υδροστροβίλους, αναπτύχθηκαν διάφοροι τύποι, καθένας με τα αντίστοιχα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά του. Η επιλογή του κατάλληλου τύπου για μία εφαρμογή, προϋποθέτει τη γνώση διάφορων παραμέτρων. Ενδεικτικά αναφέρεται, πως οι βασικότερες παράμετροι που θέτει η εφαρμογή είναι η διαθέσιμη παροχή και το διαθέσιμο ύψος στάθμης που μεταφράζεται σε ενέργεια της ροής του ρευστού. Η γνώση της παροχής, σε μία θέση υδροδυναμικού ενδιαφέροντος, εξαρτάται έντονα από την ύπαρξη ή όχι ταμιευτήρα. Η ύπαρξη ταμιευτήρα, ελαττώνει την ετήσια διακύμανση που υπάρχει, λόγω των διαφορών που υπάρχουν από χρόνο σε χρόνο στις ατμοσφαιρικές κατακρημνίσεις. Το διαθέσιμο ύψος σε μία θέση είναι μέγεθος που υπολογίζεται ευκολότερα και με μικρή μεταβολή στη διάρκεια ζωής ενός ΥΗΕ [11].

Οι υδροστροβίλοι διακρίνονται κατ' αρχήν με κριτήριο το βαθμό αντιδράσεως. Ως βαθμός αντίδρασης μίας βαθμίδας της στροβιλομηχανής, ορίζεται ο λόγος της μεταβολής της στατικής πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου της πτερωτής, προς τη συνολική μεταβολή της στατικής πίεσης μεταξύ εισόδου της πτερωτής και εξόδου από τη βαθμίδα. Όταν η στατική πίεση μεταξύ εισόδου και εξόδου της πτερωτής μεταβάλλεται τότε η πτερωτή χαρακτηρίζεται ως πτερωτή αντιδράσεως, ενώ σε αντίθετη περίπτωση ως πτερωτή δράσεως. Με κριτήριο το βαθμό αντιδράσεως της πτερωτής, διακρίνονται οι υδροστροβίλοι δράσεως και αντιδράσεως.

Τα βασικά χαρακτηριστικά κάθε μίας από τις παραπάνω κατηγορίες, αναδεικνύονται συγκεντρωτικά στο ακόλουθο γράφημα.

<u>Υδροστροβίλοι</u> <u>Δράσεως</u>	<u>Υδροστροβίλοι</u> <u>Αντιδράσεως</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Είναι υδροστροβίλοι μερικής προσβολής, δηλαδή κάθε χρονική στιγμή μόνο ένα τμήμα της πτερωτής συμμετέχει στην ενεργειακή μετατροπή.</li> <li>• Η στατική πίεση δεν μεταβάλλεται μεταξύ εισόδου και εξόδου της πτερωτής και ο βαθμός αντιδράσεως ισούται με μηδέν.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Είναι υδροστροβίλοι ολικής προσβολής, δηλαδή ολόκληρη η πτερωτή λειτουργεί αξονοσυμμετρικά.</li> <li>• Η στατική πίεση μεταβάλλεται (μειώνεται) μεταξύ εισόδου και εξόδου της πτερωτής.</li> </ul>

Οι συνηθέστεροι τύποι υδροστροβίλοι που έχουν δημιουργηθεί σε κάθε μία κατηγορία φαίνονται αμέσως παρακάτω:



Γενικά, από τους υδροστροβίλους δράσεως, ο πλέον συνηθισμένος είναι ο Pelton. Οι υπόλοιποι απαντώνται πλέον πολύ σπάνια. Από την άλλη μεριά, ο Francis αποτελεί την πλέον συνηθή επιλογή για μεσαίες τιμές διαθέσιμου υδραυλικού ύψους, ενώ για μικρότερες τιμές χρησιμοποιούνται υδροστροβίλοι τύπου Deriaz διαγώνιας ροής και διάφορες διαμορφώσεις υδροστροβίλων αξονικής ροής, όπως είναι ο Kaplan. Στον επόμενο πίνακα 1.1, παρατίθενται συγκεντρωτικά και ο κατάλληλος τρόπος αξιοποίησης του καθενός, ως προς το διαθέσιμο υδραυλικό ύψος.

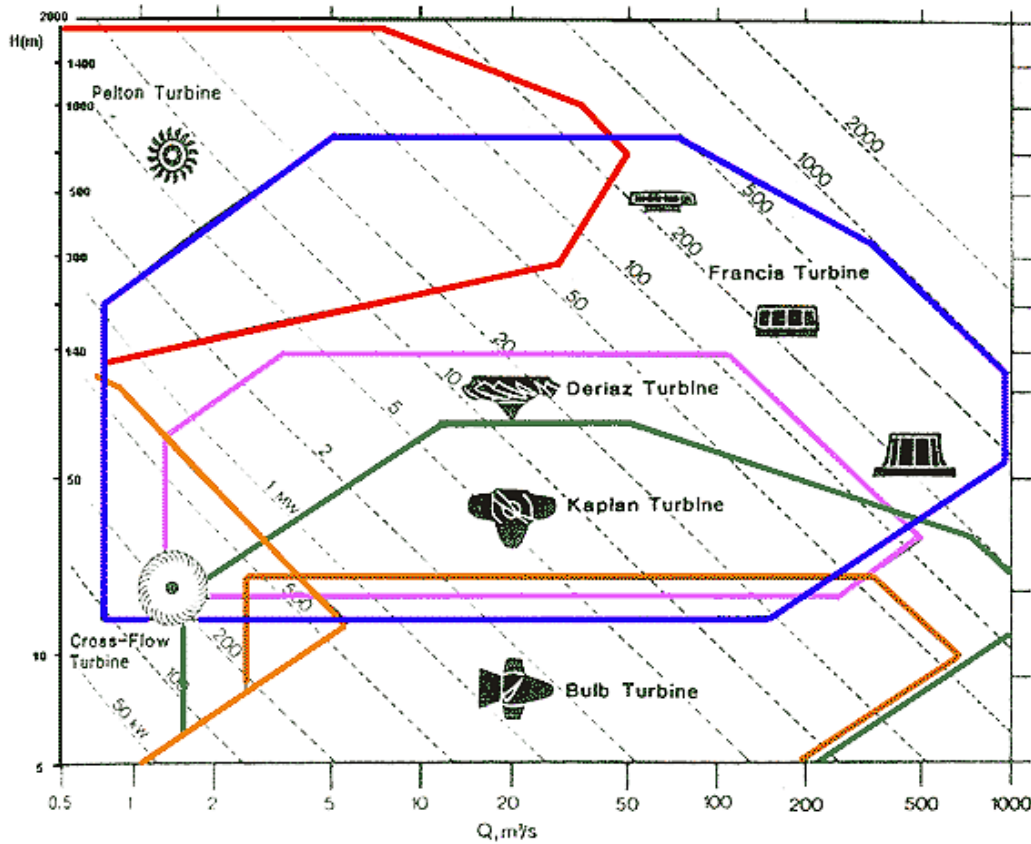


Πίνακας 1.1: Ενδεικτικές χρήσεις υδροστροβίλων συναρτήσει του διαθέσιμου υδραυλικού ύψους

	Μεγάλο Υδραυλικό Ύψος (>50m)	Μεσαίο Υδραυλικό Ύψος (50 – 500m)	Μικρό Υδραυλικό Ύψος (<50m)
<u>Υδροστρόβιλοι</u> <u>Δράσεως</u>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pelton</li> <li>• Turgo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cross-Flow</li> <li>• Pelton</li> <li>• Turgo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cross-Flow</li> </ul>
<u>Υδροστρόβιλοι</u> <u>Αντιδράσεως</u>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Francis</li> <li>• Deriaz</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kaplan</li> <li>• Βολβοειδής</li> <li>• Σωληνωτός</li> </ul>

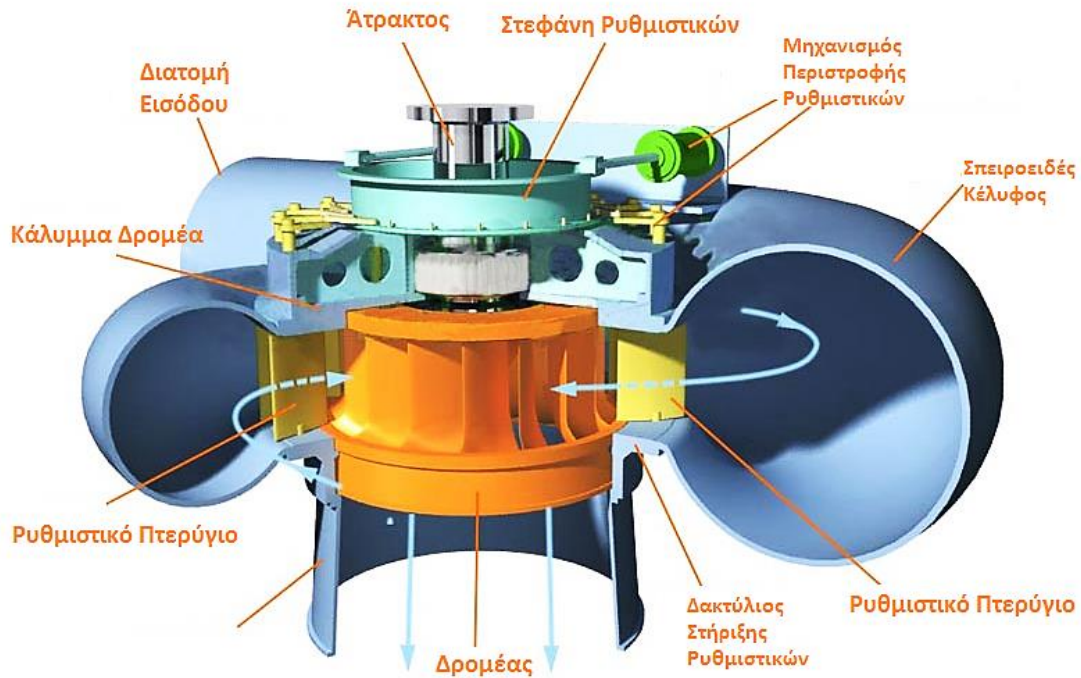
Επειδή η διαθέσιμη παροχή αποτελεί και αυτή, βασικό χαρακτηριστικό για την επιλογή του τύπου υδροστροβίλου που ταιριάζει σε μία τεχνική εφαρμογή, παρατίθεται το ακόλουθο νομογράφημα (βλ. σχήμα 1.7). Σε αυτό παρουσιάζεται η κατάλληλη επιλογή υδροστροβίλου, για τις διάφορες περιοχές σημείων λειτουργίας Q-H. Επιπρόσθετα, σημειώνονται οι ευθείες σταθερής ισχύος, μέσω των οποίων

μπορεί να γίνει εκτίμηση του τύπου υδροστροβίλου που ανταποκρίνεται στην παραγωγή της ενέργειας που επιζητείται σε κάποια τεχνική εφαρμογή.



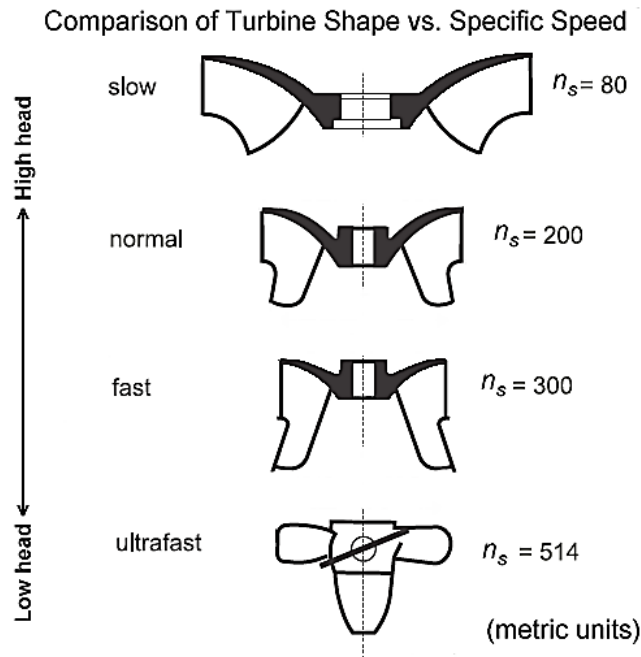
Σχήμα 1.7: Διάγραμμα επιλογής κατάλληλου υδροστροβίλου συναρτήσει της παραχής και του υδραυλικού ύψους πτώσεως [14]

Στο πλαίσιο της παρούσης διπλωματικής, ο τύπος που μας ενδιαφέρει περισσότερο είναι ο Francis, καθώς η υδροδυναμική μηχανή που τίθεται υπό μελέτη είναι πλησιέστερα σε αυτή τη μορφή. Στο σχήμα 1.8, παρουσιάζεται ενδεικτικά ο δρομέας και τα ρυθμιστικά πτερύγια ενός υδροστροβίλου Francis.



Σχήμα 1.8: Απεικόνιση υδροστροβίλου Francis [8]

Διαχωρισμός γίνεται επίσης, ανάλογα με τη θέση του άξονα με τις δύο περιπτώσεις να είναι αυτές του οριζοντίου και του κατακόρυφου άξονα. Διάκριση υπάρχει ακόμα στο αν πρόκειται για ακτινικής, μεικτής ή αξονικής ροής. Ως ακτινικής ροής χαρακτηρίζεται ο στρόβιλος, όταν η ροή εισέρχεται στην πτερωτή κατά την ακτινική διεύθυνση, ενώ αντίστοιχα ως αξονικής ροής όταν εισέρχεται κατά την αξονική. Αυτό είναι άμεση συσχέτιση του εάν πρόκειται για αργόστροφη ή για ταχύστροφη πτερωτή. Γενικά όσο πιο αργόστροφη είναι η πτερωτή, δηλαδή για μικρές τιμές της γωνιακής ταχύτητας  $\omega$ , τόσο θα πρέπει αναλογικά να αυξάνεται η διάμετρος εξόδου της πτερωτής  $D_2$ . Παράλληλα για σταθερή παροχή  $Q$ , θα πρέπει να μειώνεται το πλάτος  $b$ . Το αποτέλεσμα των δύο παραπάνω, δηλαδή μεγάλη διάμετρος εξόδου  $D_2$  και μικρό πλάτος  $b$ , οδηγεί σε πτερωτή ακτινικής ροής. Αντίθετα αποτελέσματα προκύπτουν για μία ταχύστροφη πτερωτή. Η πτερωτή μεικτής ροής, αποτελεί ενδιάμεση κατάσταση των δύο παραπάνω. Για την περίπτωση που μας ενδιαφέρει, που δεν είναι άλλη από τον υδροστρόβιλο Francis, οι περιπτώσεις που συναντώνται είναι της ακτινικής και της μεικτής ροής. Στο σχήμα 1.9, παρατίθεται μία κατηγοριοποίηση των παραπάνω περιπτώσεων, συναρτήσε του ειδικού αριθμού στροφών της εκάστοτε υδροδυναμικής μηχανής.

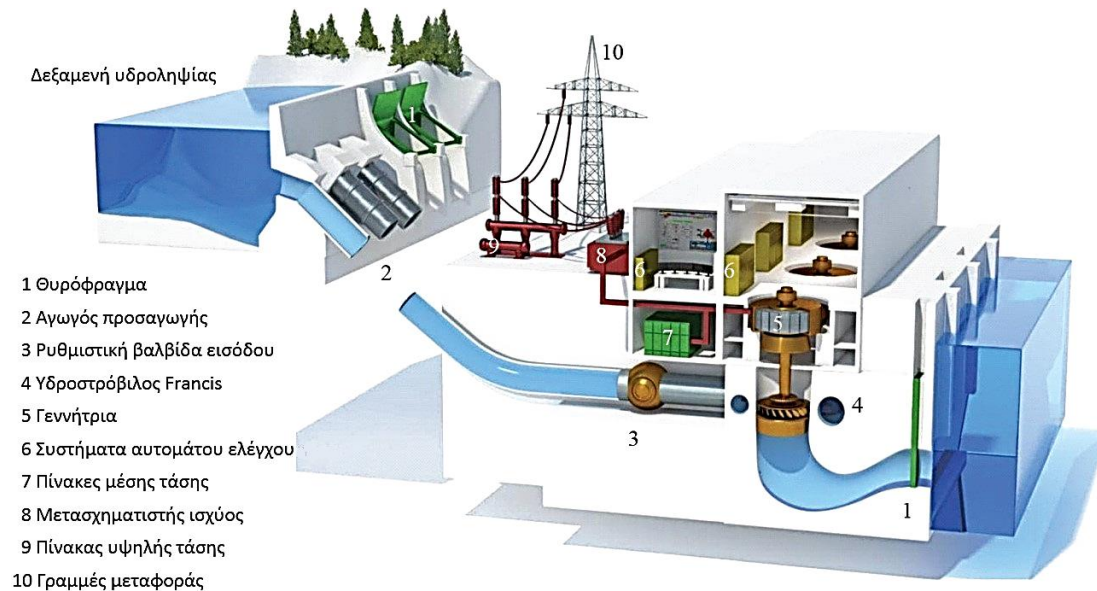


Σχήμα 1.9: Κατηγοριοποίηση πτερωτών συναρτήσεων του ειδικού αριθμού στροφών

Η λειτουργία ενός σύγχρονου υδροστροβίλου βασίζεται στην αφαίρεση της συστροφής που έχει η ροή στην είσοδο του δρομέα. Η εξασφάλιση της ομοιόμορφης τροφοδοσίας του δρομέα κατά την περιφέρειά του, επιτυγχάνεται μέσω του σπειροειδούς κελύφους, που αποτελεί και το σώμα της μηχανής ως το ογκωδέστερο τμήμα της. Η φορά της ροής είναι η αντίθετη από αυτήν που περιγράφηκε στις φυγοκεντρικές αντλίες. Πριν το ρευστό συναντήσει την πτερωτή διέρχεται από τη στεφάνη οδηγητικών, και εν συνεχεία των ρυθμιστικών πτερυγίων, που συνήθως υπάρχουν σε υδροστροβίλους όπως ο Francis. Οδηγητικά πτερύγια είναι αυτά που δεν έχουν τη δυνατότητα περιστροφής και η λειτουργία τους έγκειται στην πρόσδοση της κατάλληλης κατεύθυνσης στην ροή. Παράλληλα, σε μεγάλες εγκαταστάσεις συμβάλλουν στη στήριξη του κελύφους, αφού λειτουργούν ως δοκοί στήριξης παραλαμβάνοντας φορτία από το κέλυφος. Τέλος, αξίζει να αναφερθεί πως τα οδηγητικά πτερύγια, συνήθως έχουν μηδενική υδραυλική επίδραση στην ροή.

Τα ρυθμιστικά πτερύγια από την άλλη μεριά, είναι αυτά που δύνανται μέσω κατάλληλου μηχανισμού να περιστραφούν ομοιόμορφα, για να ρυθμίσουν την παροχή και κατ' επέκταση την παραγόμενη ισχύ. Το τμήμα εξόδου του στροβίλου έχει σκοπό τη συλλογή του νερού από την έξοδο του δρομέα και την οδήγηση του στη διατομή εξόδου, με παράλληλη επιβράδυνση της απόλυτης ταχύτητας, ώστε η απορριπτόμενη ενέργεια να είναι η μικρότερη δυνατή. Επιπλέον μέσω του αγωγού εξόδου, επιτρέπεται η τοποθέτηση του υδροστροβίλου σε υψηλότερη θέση, χωρίς να χάνεται μέρος του διαθέσιμου ύψους, αφού μέσω του αγωγού, η στάθμη απαγωγής διατηρείται στην ίδια θέση.

Στο ακόλουθο σχήμα 1.10, παρουσιάζεται η διάταξη ενός μικρού υδροηλεκτρικού έργου, με εμφανή το τμήμα του στροβίλου, το τμήμα προσαγωγής σε αυτόν, καθώς και τα βασικά έργα πολιτικού μηχανικού, όπως το φράγμα και οι εγκαταστάσεις τοποθέτησης τόσο του στροβίλου, όσο και του υπόλοιπου ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού, όπως η γεννήτρια.



Σχήμα 1.10: Απεικόνιση λειτουργίας υδροστροβίλου Francis

#### 1.4 Αντλίες ως Υδροστροβίλοι (Pump as Turbine)

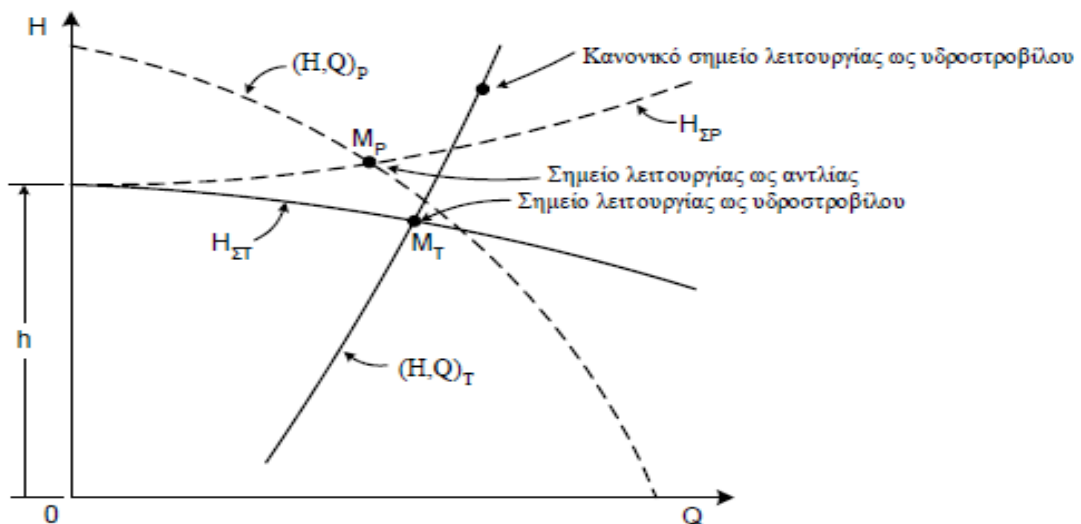
Σε αυτό το μέρος, αναφέρεται μία κατηγορία υδροδυναμικών μηχανών με την οποία, πραγματεύεται η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία. Σε αυτήν την κατηγορία ανήκουν οι επονομαζόμενες στροβιλοαντλίες, που ουσιαστικά πρόκειται για αναστρέψιμες υδροδυναμικές μηχανές. Μία αναστρέψιμη υδροδυναμική μηχανή έχει τη δυνατότητα λειτουργίας ως αντλία και ως υδροστροβίλο, με την αντιστροφή της φοράς περιστροφής του δρομέα-πτερωτής και της φοράς της ροής.

Όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο [1.1], ένας τύπος ΥΗΕ που συναντάται είναι αυτός του αναστρέψιμου ΥΗΕ. Για την κατασκευή ενός αναστρέψιμου ΥΗΕ δύο είναι οι διαθέσιμες επιλογές ως προς τον εξοπλισμό υδροδυναμικών μηχανών. Η πρώτη είναι η ύπαρξη δύο ανεξάρτητων υδροδυναμικών μηχανών, δηλαδή μίας αντλίας και ενός υδροστροβίλου, που συνδέονται μέσω κοινής ατράκτου με την ηλεκτρική μηχανή, η λειτουργία της οποίας μπορεί να είναι είτε ως κινητήρας είτε ως γεννήτρια. Στη σύνδεση αντλίας και υδροστροβίλου παρεμβάλλεται συμπλέκτης, για να μην περιστρέφονται ταυτόχρονα και οι δύο μηχανές και υπάρχει αύξηση της φθοράς άνευ λόγου. Η δεύτερη επιλογή είναι η ύπαρξη μοναδικής υδροδυναμικής μηχανής που δύναται να λειτουργήσει είτε ως αντλία είτε ως στροβίλος. Αυτήν την επιλογή θα αναλύσουμε παρακάτω.

Βασικά πλεονεκτήματα της επιλογής αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής είναι το κόστος και ο χώρος. Είναι εύκολα κατανοητή η διαφορά αν αναλογιστούμε τις δύο μηχανές, αντλία και στρόβιλο, μαζί με την ανάγκη ύπαρξης συμπλέκτη. Οι σύνθετες μονάδες ωστόσο πλεονεκτούν όταν η προβλεπόμενη συχνότητα εναλλαγής της λειτουργίας είναι μεγάλη, και καθίστανται υποχρεωτική επιλογή όταν η διαθέσιμη υδραυλική πτώση είναι μεγάλη και αντιστοιχεί σε επιλογή υδροστρόβιλου Pelton.

Η αξιοποίηση μικρών υδατοπτώσεων με χρήση τυποποιημένων αντλιών, έχει αποδειχθεί στην πράξη ότι αποτελεί μία τεχνοοικονομικά συμφέρουσα επιλογή. Πιο συγκεκριμένα για ισχύ μέχρι 250 kW, η αντίστροφη λειτουργία αντλιών έχει ευρεθεί να είναι η ορθότερη επιλογή. Επιπλέον ο διαθέσιμος εξοπλισμός των μικρών ΥΗΕ σε τυποποιημένες φυγοκεντρικές αντλίες οδήγησε πολλούς κατασκευαστές αντλιών, να προχωρήσουν σε πειραματική δοκιμή των τυποποιημένων αντλιών τους σε αντίστροφη λειτουργία.

Από τις πειραματικές δοκιμές έχει προκύψει ότι και για την ίδια μηχανή, στην ίδια ταχύτητα περιστροφής, το κανονικό σημείο λειτουργίας ως αντλία διαφοροποιείται από το κανονικό σημείο λειτουργίας ως υδροστρόβιλος. Πιο συγκεκριμένα, κατά την αντίστροφη λειτουργία της μηχανής, η καμπύλη ύψους πτώσης – παροχής ( $H, Q$ ) είναι μετατοπισμένη σε αρκετά υψηλότερες τιμές παροχής και ύψους συγκρινόμενη με την αντίστοιχη καμπύλη λειτουργίας ως αντλία. Στο σχήμα 1.11, φαίνεται η διαφορά στο κανονικό σημείο λειτουργίας ως υδροστρόβιλο και ως αντλία.

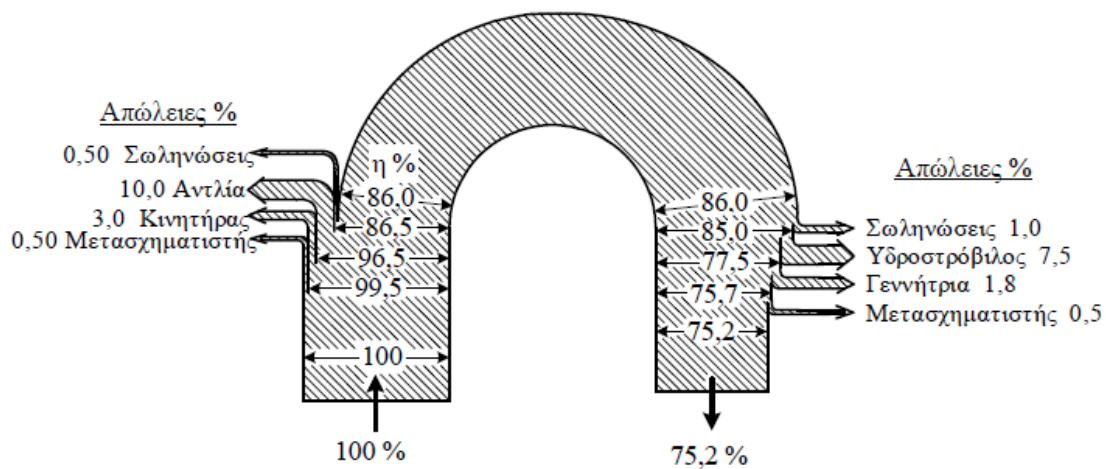


Σχήμα 1.11: Διαφορά στο κανονικό σημείο λειτουργίας για λειτουργία αντλίας και στρόβιλου [12]

Η λειτουργία ενός αναστρέψιμου ΥΗΕ στηρίζεται στη αξιοποίηση της περίσσειας ηλεκτρικής ενέργειας, κατά τις ώρες χαμηλής ζήτησης, μετατρέποντάς την σε υδραυλική ενέργεια. Αυτή αποθηκεύεται στον υψηλής γεωδαιτικής στάθμης ταμιευτήρα και αποδίδεται στο δίκτυο κατά τις ώρες αιχμής, ολοκληρώνοντας έτσι

τον κύκλο λειτουργίας του. Το όφελος έγκειται στο γεγονός ότι οι μονάδες βάσης, όπως είναι για παράδειγμα οι μεγάλες θερμικές μονάδες, δεν είναι σε θέση να ακολουθήσουν ικανοποιητικά τη μεταβολή που υπάρχει στη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας, με αποτέλεσμα τις ώρες χαμηλής ζήτησης να παράγεται ενέργεια μεγαλύτερη αυτής. Η περίσσεια ενέργειας, αντί να μείνει ανεκμετάλλευτη και να χαθεί λόγω αδυναμίας αποθήκευσης της ηλεκτρικής ενέργειας, αποθηκεύεται σε υδραυλική μέσω του αναστρέψιμου ΥΗΕ.

Ωστόσο η διαδικασία μετατροπής της ηλεκτρικής ενέργειας σε υδραυλική και σε μετέπειτα στάδιο από υδραυλική σε ηλεκτρική, συνεπάγεται αυξημένες ενεργειακές απώλειες σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας. Το όφελος προκύπτει από το αυξημένο κόστος μίας kWh αιχμής συγκριτικά με μία kWh βάσης. Σημαντικό κρίνεται να παρατηρηθεί, πως το όφελος είναι και σε οικονομικό επίπεδο αλλά και σε επίπεδο αξιοπιστίας του δικτύου, αφού χάρη στο αναστρέψιμο ΥΗΕ έχει μεγαλύτερη ευελιξία στο να παρακολουθήσει την καμπύλη ζήτησης. Ενδεικτικά παρουσιάζεται μία εκτίμηση των ενεργειακών απωλειών στο ακόλουθο σχήμα 1.12, με τον υπολογισμό να φθάνει περίπου στο 23% για μεγάλα αναστρέψιμα ΥΗΕ. Είναι εύλογο πως όσο θα μικραίνει το μέγεθος των μηχανών, και κατ' επέκταση του ΥΗΕ, τόσο οι απώλειες θα αυξάνονται.



Σχήμα 1.12: Εκτίμηση ενεργειακών απωλειών σε πλήρη κύκλο λειτουργίας αναστρέψιμου ΥΗΕ [12]

## 1.5 Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, αποτελεί η αποτύπωση της γεωμετρίας, υπάρχουσας υδροδυναμικής μηχανής. Στη συνέχεια η αριθμητική προσομοίωση της ροής για λειτουργία ως αντλία και ως υδροστρόβιλο και εν

συνεχεία, η βελτίωση των χαρακτηριστικών λειτουργίας, μέσω κατάλληλης τροποποίησης της γεωμετρίας του δρομέα-πτερωτής.

Έναυσμα για την ενασχόληση με το συγκεκριμένο θέμα, αποτέλεσε η ύπαρξη μίας μικρής, τυποποιημένης αντλίας της εταιρίας KSB, που υπήρχε στο εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών, της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.. Η συγκεκριμένη αντλία είχε αποτελέσει αντικείμενο πρωτοποριακής έρευνας, στο πλαίσιο διδακτορικής μελέτης που εκπονήθηκε από τον κ. Παναγιωτόπουλο [9]. Στο πλαίσιο αυτής της μελέτης έγινε τροποποίηση της αντλίας και μετατροπές, με στόχο τη λειτουργία της και ως αντλία και ως υδροστρόβιλο. Για την επίτευξη του συγκεκριμένου στόχου, χρησιμοποιήθηκε το σώμα τυποποιημένης αντλίας της εταιρίας KSB της σειράς ETANORM 125-200 (με στόμιο κατάθλιψης 125mm, πλάτος σπειροειδούς κελύφους 39 mm και διάμετρο δρομέα 200 mm) και πτερωτή από την αντλία ETANORM 100-160 (διάμετρος 135/125 mm και πλάτος 37mm στην εξωτερική διάμετρο). Στη διάταξη έγιναν οι αναγκαίες τροποποιήσεις, για την προσθήκη στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων, ώστε να είναι εφικτή η αντίστροφη λειτουργία της. Επίσης, στη μελέτη αυτή, έγιναν πειραματικές δοκιμές με στόχο τη χάραξη των καμπυλών λειτουργίας ως αντλία και ως υδροστρόβιλο, για διαφορές γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Στο πρώτο σκέλος της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν αναγκαίο να γίνει η αποτύπωση της μηχανής. Αυτή ωστόσο, όντας εκτός λειτουργίας, και λόγω παλαιότητας είχε εκτεταμένα προβλήματα οξειδωσης. Για να επιτευχθεί συνεπώς η αποσυναρμολόγησή της, ώστε να μπορεί να γίνει καταγραφή των διαστάσεων των εξαρτημάτων της, προηγήθηκαν εργασίες καθαρισμού και συντήρησης. Μετέπειτα ακολούθησε καταγραφή των διαστάσεων, και αποτύπωση των διαφόρων στοιχείων της, μέσω του σχεδιαστικού πακέτου SolidWorks που παρέχεται από τη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.. Στα αποτελέσματα του πρώτου σκέλους συγκαταλέγονται και τα κατασκευαστικά σχέδια της υδροδυναμικής μηχανής.

Ο δεύτερος στόχος που τέθηκε ήταν η δημιουργία ενός υπολογιστικού μοντέλου για την προσομοίωση της ροής. Για την επίτευξη αυτού επιλέχθηκε η χρήση του λογισμικού της Ansys που είναι διαθέσιμο σε όσους υπάγονται στο Ε.Μ.Π.. Με βάση τη θεωρία της υπολογιστικής ρευστομηχανικής και με τη χρήση του λογισμικού που προαναφέρθηκε, κατασκευάστηκε το μοντέλο προσομοίωσης της υδροδυναμικής μηχανής. Στο στόχο αυτό συγκαταλέγεται και η σύγκριση με τα διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα, για την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων, ως προς την ποιότητα και την ακρίβεια των αποτελεσμάτων που έδωσε η αριθμητική προσομοίωση.

Στο τελευταίο σκέλος της διπλωματικής, κρίθηκε σημαντικό να γίνει δοκιμή μοντέλου που θα αποτελείται μόνο από ένα πτερύγιο του δρομέα (προσομοίωση blade-to-blade) και λόγω της αξονοσυμμετρίας που υπάρχει στην πτερωτή να εξαχθούν

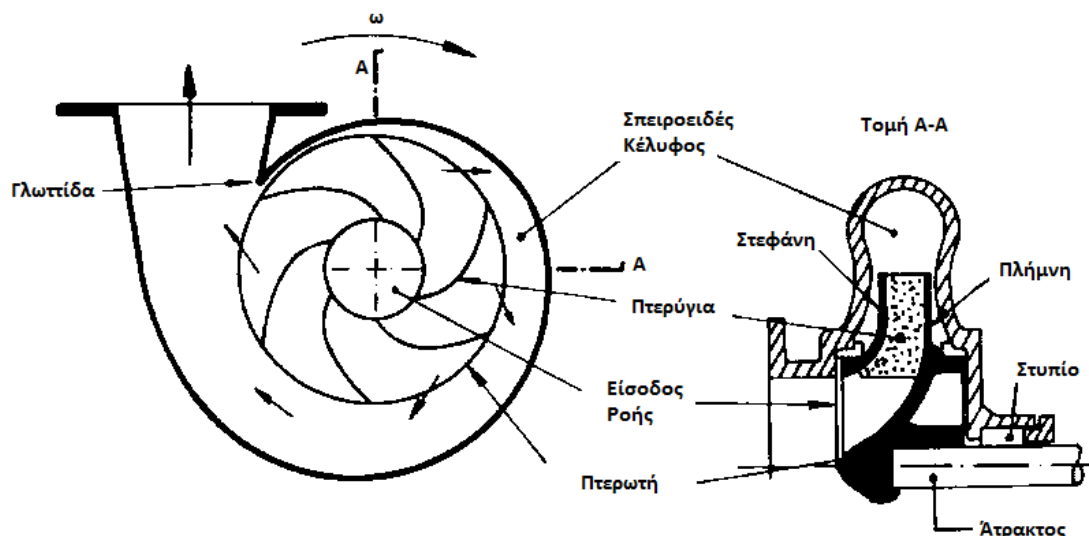


αποτελέσματα καλής ακρίβειας, με πολύ χαμηλότερο υπολογιστικό κόστος. Στη συνέχεια αυτού, και μετά από την επαλήθευση της καλής ακρίβειας των αποτελεσμάτων του μοντέλου blade-to blade, έγινε τροποποίηση της γεωμετρίας του πτερυγίου, με στόχο τη βελτίωση της απόδοσης της μηχανής σε λειτουργία υδροστροβίλου, χωρίς ωστόσο να χαλάσει η απόδοσή της ως αντλία.

## 2. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

### 2.1 Λειτουργία Υδροδυναμικών Μηχανών Σπειροειδούς Κελύφους

Η λειτουργία των στροβιλομηχανών βασίζεται σε ένα μέσο από το οποίο παραλαμβάνουμε ή προσδίδουμε ενέργεια. Στην περίπτωση των υδροδυναμικών μηχανών το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό. Όταν μία υδροδυναμική μηχανή σπειροειδούς κελύφους λειτουργεί ως εργοστροβιλομηχανή (αντλία), το νερό αρχικά εισέρχεται αξονικά στην είσοδο του δρομέα και στη συνέχεια συμπαρασύρεται από τα στρεφόμενα πτερύγιά του. Η περιστροφική κίνηση του δρομέα προσδίδει ενέργεια στο ρευστό το οποίο σταδιακά κινείται προς την έξοδο του δρομέα. Έπειτα το νερό εξέρχεται με μεγάλη ταχύτητα στο σπειροειδές κέλυφος, του οποίου η διατομή αυξάνει σταδιακά, συμβάλλοντας με αυτόν τον τρόπο στη μετατροπή της κινητικής ενέργειας που είχε αρχικά αποκτήσει το ρευστό, σε στατική πίεση, σύμφωνα με το θεώρημα του Bernoulli. Το σπειροειδές κέλυφος συμβάλλει στην ομαλή μετάβαση του εργαζόμενου μέσου από την έξοδο του δρομέα ως τον αγωγό εξόδου του ρευστού, μειώνοντας με αυτόν τον τρόπο τις απώλειες που εμφανίζονται εξ αιτίας των δινών που δημιουργούνται, από την επιβράδυνση του ρευστού. Πολλές φορές χρησιμοποιούνται οδηγητικά πτερύγια, τα οποία βοηθούν στην περαιτέρω μείωση των απωλειών κατευθύνοντας την ροή, τα οποία τοποθετούνται περιφερειακά μετά την έξοδο του δρομέα. Ο μηχανισμός λειτουργίας μίας υδροδυναμικής μηχανής σπειροειδούς κελύφους που λειτουργεί ως υδροστρόβιλος, είναι παρόμοιος με αυτόν που περιγράφηκε παραπάνω με τη διαφορά πως το εργαζόμενο μέσο κινείται με αντίστροφη φορά. Επίσης στην περίπτωση αυτή, το ρευστό προσδίδει ενέργεια στο δρομέα και δεν παραλαμβάνει από αυτόν, όπως συμβαίνει στη λειτουργία ως αντλία.



Σχήμα 2.1: Τυπική μορφή αντλίας με σπειροειδές κέλυφος

## 2.2 Ενέργεια στις Υδροδυναμικές Μηχανές

Στόχος της αντλίας, είναι να προσφέρει στο ρευστό την απαραίτητη ενέργεια, για να καλύψει την υψομετρική διαφορά, τη διαφορά στατικής πίεσης και κινητικής κατάστασης του ρευστού, ώστε η να επιτυγχάνεται η κάλυψη των εκάστοτε αναγκών. Τέτοιες ανάγκες εστιάζονται συνήθως, στη παροχή και στο ύψος στήλης του ρευστού. Για να γίνει κατανοητή η λειτουργία και ο στόχος της αντλίας πρέπει να γίνει ένας αρχικός στοιχειώδης ενεργειακός υπολογισμός. Με τον όρο στοιχειώδη εννοούμε ότι το σύστημα θα εξετασθεί θεωρώντας το, ως ένα μαύρο κουτί με είσοδο τη διατομή αναρρόφησης (a) και έξοδο τη διατομή κατάθλιψης (b). Και τις δύο διατομές τις θεωρούμε πριν και μετά την πτερωτή, χωρίς να ασχολούμαστε προς το παρόν με τα τμήματα των σωληνώσεων. Στην ανάλυση που θα ακολουθήσει, θεωρούμε τη λειτουργία της μηχανής σε μόνιμη κατάσταση, δηλαδή θεωρούμε χρονικά αμετάβλητα λειτουργικά χαρακτηριστικά της αντλίας, όπως είναι η ροπή, η παροχή του ρευστού που διέρχεται από τη μηχανή και η ταχύτητα περιστροφής της πτερωτής. Αύτη η θεώρηση δεν αμελεί συνιστώσες που δημιουργούν απόκλιση με την πραγματικότητα, απλώς δεν συμπεριλαμβάνει μεταβατικά φαινόμενα όπως είναι η εκκίνηση ή η κράτηση.

Από τη θεωρία της Μηχανικής Ρευστών, η ενεργειακή εξίσωση ή αλλιώς η εξίσωση Bernoulli, που περιγράφει την ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του ρευστού, που μπορεί να εναλλαχθεί με μηχανική ενέργεια, συμβολίζεται με  $E$  (Joule/kg) και εκφράζεται από το άθροισμα:

$$E = \frac{p}{\rho} + U + \frac{c^2}{2} + g \cdot z \quad (2.1)$$

Στην οποία με  $p$  (Pascal) συμβολίζεται η στατική πίεση του ρευστού, με  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) η πυκνότητά του, με  $U$  (Joule/kg) η εσωτερική του ενέργεια που χαρακτηρίζεται από την απόλυτη θερμοκρασία του ρευστού  $T$  (Kelvin), με  $c$  (m/s) το μέτρο της ταχύτητάς του, με  $g$  (m/s<sup>2</sup>) η επιτάχυνση της βαρύτητας και τέλος με  $z$  (m) το γεωδαιτικό ύψος ως προς κάποια αυθαίρετη στάθμη αναφοράς [12].

Το ενεργειακό πακέτο που αναζητείται προκύπτει από τη διαφορά μεταξύ της ενέργειας  $E_a$  στην είσοδο της μηχανής με την  $E_b$  στην έξοδό της. Δηλαδή:

$$E_b - E_a \pm \delta E = \left( \frac{c_b^2}{2} + \frac{p_b}{\rho} + U_b + g \cdot z_e \right) - \left( \frac{c_a^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} + U_a + g \cdot z_a \right) \quad (2.2)$$

Επειδή οι συνηθέστερες εφαρμογές αντλιών, αλλά και το περιεχόμενο ολόκληρης της παρούσης διπλωματικής εργασίας, πραγματεύεται εφαρμογές όπου το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό, μπορεί να αμεληθεί ο όρος της εσωτερική ενέργειας  $U$  από την εξίσωση (2.3), χωρίς αλλοίωση των αποτελεσμάτων. Αυτό ισχύει διότι το νερό, όντας

ασυμπίεστο ρευστό, έχει μεγάλη πυκνότητα και ειδική θερμότητα  $C$  που μέσω της μείωσης ή της αύξησης της θερμοκρασίας του θα οδηγούσε σε σημαντική μεταφορά ενέργειας μέσω θερμότητας. Ωστόσο η πρακτικά ασυμπίεστη μάζα του νερού δεν μπορεί να οδηγήσει σε μετατροπή της ενέργειας αυτής σε μηχανικό έργο, αφού οι νόμοι της θερμοδυναμικής υποδεικνύουν ότι για να συμβεί αυτό θα πρέπει να υπάρχει αντίστοιχα μεταβολή του όγκου. Επιπλέον η  $\delta E$ , που αντιστοιχεί σε εναλλαγή ενέργειας υπό μορφή θερμότητας με το περιβάλλον, αποτελεί αμελητέα ποσότητα και για αυτό παραλείπεται από την εξίσωση. Τα παραπάνω οδηγούν στην ακόλουθη έκφραση:

$$E_b - E_a = \left( \frac{c_b^2}{2} + \frac{p_b}{\rho} + g \cdot z_e \right) - \left( \frac{c_a^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} + g \cdot z_a \right) \quad (2.3)$$

Η ενέργεια και συνεπώς η ισχύς που εναλλάσσεται με μηχανική ενέργεια δίνεται από τη σχέση:

$$N_i = m(E_b - E_a) \quad \text{ΣΤΡΟΒΙΛΟΣ} \quad (2.4)$$

$$N_i = m(E_a - E_b) \quad \text{ΑΝΤΛΙΑ} \quad (2.5)$$

Η ισχύς  $N_i$  χαρακτηρίζεται ως θεωρητική ισχύς και συναλλάσσεται στον κατάλληλα διαμορφωμένο δρομέα της μηχανής. Η ισχύς  $N_i$  χαρακτηρίζεται έτσι, αφού δεν έχουν ληφθεί υπόψη οι ενεργειακές απώλειες, που οφείλονται σε απώλειες τριβών της ροής δια μέσου της μηχανής λόγω συνεκτικότητας, αλλά και σε απώλειες τριβών στα μηχανικά της μέρη, όπως είναι τα έδρανα στήριξης της ατράκτου. Η πραγματική ισχύς που αναπτύσσεται στην άτρακτο, αναλογιζόμενοι τις παραπάνω απώλειες, δίνεται από την εξίσωση (1.1).

Στις υδροδυναμικές μηχανές η ολική ενέργεια και πίεση του ρευστού εκφράζονται σε μέτρα στήλης υγρού από τη σχέση:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{P}{\gamma} \quad (2.6)$$

,όπου με  $\gamma$  εννοείται το ειδικό βάρος του υγρού που διακινείται στην υδροδυναμική μηχανή:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (2.7)$$

Η εξίσωση (2.3), σύμφωνα με τα παραπάνω, μπορεί να εκφραστεί ως:

$$H_o = \frac{c^2}{2 \cdot g} + \frac{P}{\gamma} + z \quad (2.8)$$

,όπου  $H_o$  το ολικό ύψος δηλαδή η ολική πίεση ή η ολική ενέργεια εκφρασμένη σε μέτρα στήλης υγρού [12].

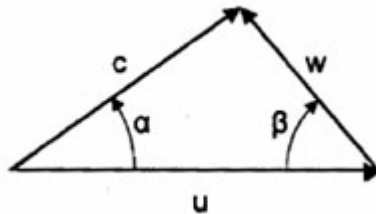
### 2.3 Τρίγωνα Ταχυτήτων

Η πραγματική ροή του εργαζόμενου μέσου αποτελεί ένα αρκετά πολύπλοκο πρόβλημα ρευστομηχανικής, το οποίο απλοποιείται με αρκετά καλή ακρίβεια, με τη χρήση των τριγώνων ταχυτήτων. Η θεωρία των τριγώνων ταχυτήτων, επιτρέπει με αναλυτικές μεθόδους τον προσδιορισμό των διανυσμάτων της ταχύτητας, όταν η ροή εισέρχεται και εξέρχεται από το περιστρεφόμενο στοιχείο μίας υδροδυναμικής μηχανής.

Όταν μελετάται η ροή ενός μέσου μεταξύ του διακένου που δημιουργούν τα πτερύγια ενός δρομέα πρέπει να υπάρχει σαφής διάκριση μεταξύ της απόλυτης ταχύτητας, της σχετικής ταχύτητας και της περιφερειακής ταχύτητας. Η απόλυτη ταχύτητα συμβολίζεται με  $\vec{c}$ , η σχετική με  $\vec{w}$  ενώ η περιφερειακή με  $\vec{u}$ . Από το διανυσματικό άθροισμα της σχετικής με την περιφερειακή ταχύτητα, προκύπτει η απόλυτη ταχύτητα του ρευστού.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.9)$$

Η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ των διανυσμάτων της απόλυτης και της περιφερειακής ταχύτητας, ονομάζεται απόλυτη γωνία και συμβολίζεται με  $\alpha$ , ενώ η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της σχετικής και της περιφερειακής ταχύτητας ονομάζεται αντίστοιχα σχετική γωνία και συμβολίζεται με  $\beta$ .



Σχήμα 2.2: Τρίγωνο ταχυτήτων

Εξαιτίας της αξονικής συμμετρίας της γεωμετρίας μίας υδροδυναμικής μηχανής, χρησιμοποιείται πολικό σύστημα συντεταγμένων περί του άξονα περιστροφής, για την ανάλυση των ταχυτήτων. Για το λόγο αυτό, μπορούμε να αναλύσουμε κάθε ταχύτητα σε τρεις συνιστώσες. Αναλύοντας λοιπόν την απόλυτη ταχύτητα  $\vec{c}$  στις επιμέρους συνιστώσες, προκύπτουν: η ακτινική  $c_r$ , η αξονική  $c_z$  και η περιφερειακή συνιστώσα  $c_u$ . Αντίστοιχα τα μοναδιαία διανύσματα των πολικών συντεταγμένων είναι τα  $\vec{i}_r$ ,  $\vec{i}_z$  και  $\vec{i}_u$ . Αναλύεται λοιπόν η απόλυτη ταχύτητα ως εξής:

$$\vec{c} = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z + \vec{i}_u c_u \quad (2.10)$$

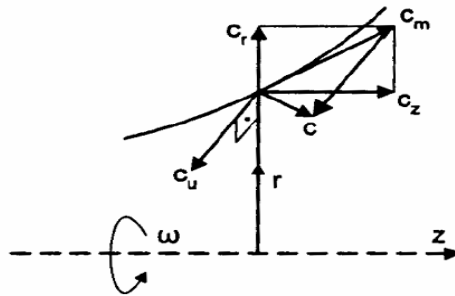
Από το διανυσματικό άθροισμα της ακτινικής και της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας, προκύπτει η επονομαζόμενη μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας  $c_m$ .

Αυτή αποτελεί τη συνιστώσα της ταχύτητας που κείται στο μεσημβρινό επίπεδο και δίνεται από την εξίσωση:

$$\vec{c}_m = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z \quad (2.11)$$

Από τις σχέσεις (2.10) και (2.11) προκύπτει μία νέα έκφραση της απόλυτης ταχύτητας  $\vec{c}$ , η οποία πλέον μπορεί να αναλυθεί σε μεσημβρινή  $c_m$  και περιφερειακή συνιστώσα  $c_u$ .

$$\vec{c} = \vec{i}_m c_m + \vec{i}_u c_u \quad (2.12)$$



Σχήμα 2.3: Συνιστώσες απόλυτης ταχύτητας

Οι δρομείς διαχωρίζονται σε τρεις κατηγορίες ανάλογα με την κλίση της μεσημβρινής ταχύτητας. Εάν η αξονική συνιστώσα  $c_z$  είναι σχεδόν μηδενική, τότε ο δρομέας χαρακτηρίζεται ως ακτινικής ροής. Εάν η αξονική συνιστώσα  $c_z$  είναι ίση με την μεσημβρινή  $c_m$ , δηλαδή η ακτινική συνιστώσα  $c_r$  μηδενική, τότε ο δρομέας χαρακτηρίζεται ως αξονικής ροής. Στις ενδιάμεσες περιπτώσεις, όπου η ροή δεν είναι ούτε πλήρως αξονική ούτε πλήρως ακτινική ο δρομέας χαρακτηρίζεται ως μεικτής ροής. Στην παρούσα εργασία η μηχανή που μελετήθηκε φέρει δρομέα μεικτής ροής.

## 2.4 Το Θεώρημα Ροπής της Ορμής και η Εξίσωση Euler

Το θεώρημα Ροπής της Ορμής στη γενική του μορφή εκφράζεται από την εξίσωση:

$$M_P + M_T + M_G - M_K = \frac{dB_u}{dt} + M_S \quad (2.13)$$

Ο κάθε όρος της παραπάνω εξίσωσης εξηγείται συνοπτικά παρακάτω:

1.  $M_P$  Είναι η ροπή λόγω στατικών πιέσεων που αναπτύσσονται στην εξωτερική επιφάνεια  $E$  του σώματος.
2.  $M_T$  Είναι η ροπή λόγω των δυνάμεων συνεκτικότητας του ρευστού που αναπτύσσονται στην εξωτερική επιφάνεια  $E$  του σώματος.
3.  $M_G$  Είναι η ροπή μαζικών ή ογκικών δυνάμεων λόγω βαρύτητας πάνω στο ρευστό το οποίο περιβάλλεται από την επιφάνεια  $E$  του σώματος

4.  $M_K$  Είναι η ροπή λόγω του στερεού σώματος K πάνω στο ρευστό.
5.  $B_u$  Είναι η ροπή της εν θέση ορμής του ρευστού ως προς τον άξονα που μελετάμε το φαινόμενο για μία δεδομένη χρονική στιγμή.
6.  $M_S$  Είναι η ροπή της ορμής του ρευστού που εισέρχεται και εξέρχεται από την επιφάνεια αναφοράς E. [12]

Εφαρμόζοντας την παραπάνω εξίσωση στην πτερωτή μίας στροβιλομηχανής εξαιτίας της αξονοσυμμετρικής γεωμετρίας του σώματος, της αξονοσυμμετρικής ροής του ρευστού και της μόνιμης κατάστασης λειτουργίας (λειτουργία σε σταθερές στροφές) η εξίσωση τελικά παίρνει την παρακάτω μορφή:

$$M_u = \rho_1 c_{u1} c_{n1} r_1 E_1 - \rho_2 c_{u2} c_{n2} r_2 E_2 \quad (2.14)$$

,όπου  $M_u$  είναι η ροπή που εναλλάσσεται με μηχανική ενέργεια. Το πρόσημο της  $M_u$  εξαρτάται από τη λειτουργία της μηχανής. Εάν αυτή λειτουργεί ως στρόβιλος τότε το πρόσημο της  $M_u$  προκύπτει θετικό, ενώ στην περίπτωση λειτουργίας ως εργοστροβιλομηχανή το πρόσημό της είναι αρνητικό.

Η περιφερειακή ισχύς του δρομέα  $N_u$ , που αναπτύσσεται λόγω της ροπής στην πτερωτή  $M_u$ , υπολογίζονται μέσω του θεωρήματος της συστροφής από την εξίσωση:

$$N_u = M_u \cdot \omega \quad (2.15)$$

Η ολοκληρωματική διατύπωση της εξίσωσης της συνέχειας, για ασυμπίεστο ρευστό, σε μόνιμη αλλά και μη μόνιμη κατάσταση δίνεται παρακάτω [13]:

$$\int_E \vec{u} \cdot \vec{n} dE = 0 \quad (2.16)$$

Στην περίπτωση που εφαρμόζεται η αρχή της συνέχειας στην παροχή μάζας που περνά δια μέσου του δρομέα η εξίσωση παίρνει τη μορφή:

$$m_u = \rho_1 \cdot E_1 \cdot c_{n1} = \rho_2 \cdot E_2 \cdot c_{n2} \quad (2.17)$$

Είναι επίσης γνωστό ότι η περιφερειακή ταχύτητα συνδέεται με τη γωνιακή μέσω της σχέσης:

$$u = \omega \cdot r \quad (2.18)$$

Από τις σχέσεις (2.15), (2.16), (2.17) και (2.18), καταλήγουμε στην παρακάτω εξίσωση:

$$N_u = m_u (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.19)$$

Η περιφερειακή ισχύς όμως, μπορεί να εκφραστεί σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$N_u = \gamma \cdot Q_u \cdot H_u \quad (2.20)$$

Από τις σχέσεις (2.19) και (2.20) προκύπτει η παρακάτω σχέση:

$$H_u = \frac{1}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.21)$$

Η εξίσωση (2.21), ονομάζεται εξίσωση του Euler για το ασυμπίεστο ρευστό. Η εξίσωση του Euler περιγράφει την πρόσδοση ενέργειας που θεωρητικά θα μεταφέρονταν από το ρευστό στο περιστρεφόμενο στοιχείο εάν δεν υπήρχαν απώλειες. Η ίδια σχέση ισχύει για την περίπτωση λειτουργίας της μηχανής ως εργοστροβιλομηχανή με μόνη διαφορά την αλλαγή προσήμου του θεωρητικού ύψους  $H_u$ , αφού στην περίπτωση αυτή η ροή της ενέργειας έχει αντίθετη φορά. Η σχέση αυτή αποτελεί τη θεμελιώδη εξίσωση των στροβιλομηχανών.

## 2.5 Δευτερεύουσες Ροές

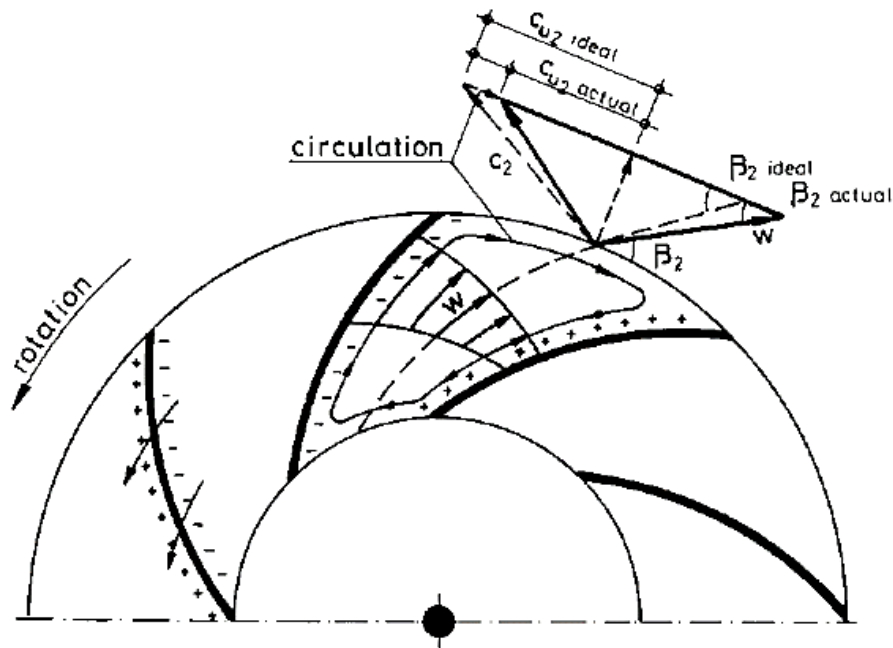
Τα περισσότερα πεδία ροής στις σύγχρονες τεχνικές εφαρμογές είναι τριδιάστατα και τυρβώδη. Υπάρχουν όμως και τριδιάστατα πεδία ροής, στα οποία είναι δυνατόν να αναγνωριστεί κύρια διεύθυνση της ροής. Αυτή είναι παρόμοια, με αυτήν που θα πρόκυπτε από την αναλυτική προσομοίωση της ροής, στον ίδιο χώρο, από ένα μη συνεκτικό ρευστό. Στην περίπτωση των υδροδυναμικών μηχανών η πρωτεύουσα ροή επιβάλλεται από τα στερεά τοιχώματα, αλλά και από τη φορά περιστροφής του στρεφόμενου μέσου.

Σε ένα πεδίο τριδιάστατης ροής όμως, στην πλειονότητα των περιπτώσεων υπάρχουν περιοχές στο πεδίο ροής, που η ροή είναι σημαντικά διαφορετική, τόσο στην ταχύτητα, όσο και στην κατεύθυνση από αυτή του ιδεατού ρευστού (μη συνεκτικού) που προκύπτει από απλά μοντέλα ανάλυσης. Η ροή σε αυτές τις περιοχές ονομάζεται δευτερεύουσα (secondary flow).

Σε αντίθεση με την ετοιμολογία του όρου, η μελέτη του φαινομένου των δευτερευουσών ροών είναι ιδιαίτερα σημαντική. Ο λόγος για τον οποίο πρέπει το φαινόμενο αυτό να λαμβάνεται υπόψη είναι πως περιπλέκει το πεδίο ροής και αυξάνει τις απώλειες. Συνήθως το φαινόμενο αυτό δεν είναι θεμιτό εκτός ελάχιστων περιπτώσεων.

Οι περιοχές στις οποίες εμφανίζεται συνήθως το φαινόμενο των δευτερευουσών ροών, είναι οι περιοχές κοντά στις στερεές επιφάνειες, όπου κάνουν την εμφάνισή τους οι δυνάμεις συνεκτικότητας. Στο πεδίο των υδροδυναμικών μηχανών πιο συγκεκριμένα, το φαινόμενο αυτό παρατηρείται στις πτερυγώσεις του στρεφόμενου μέσου, αλλά και στα ισχυρά καμπυλωμένα σημεία της μηχανής [12].





Σχήμα 2.4: Επαλληλία δυναμικής και στροβιλής ροής

Για την κατανόηση του φαινομένου των δευτερευουσών ροών, μπορεί να γίνει μία αρχική, απλουστευτική ανάλυση. Για την ποιοτική μελέτη των δευτερευουσών ροών στο στρεφόμενο σώμα της υδροδυναμικής μηχανής, αρκεί να μελετήσουμε την ροή μεταξύ δύο περυγίων, αφού εμφανίζεται περιοδικότητα του φαινομένου. Πρέπει λοιπόν, να μελετηθεί η επαλληλία δύο ροών. Μίας αστρόβιλης και μία στροβιλής, των οποίων η σύνθεση παράγει τη σχετική ταχύτητα. Η διόρθωση της αστρόβιλης ροής περιγράφεται από τη σχέση:

$$d w_{\alpha} = \frac{w}{R} dn \quad (2.22)$$

Ενώ η διόρθωση της στροβιλής ροής από τη σχέση:

$$d w_{\sigma} = 2\omega \cdot dn \quad (2.23)$$

,όπου  $w$  η σχετική ταχύτητα του ρευστού,  $R$  η ακτίνα καμπυλότητας της γραμμής ροής,  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα της περωτής και  $dn$  η στοιχειώδης διαμέριση της γραμμής που ξεκινάει από την πλευρά υπερπίεσης του ενός περυγίου και καταλήγει στην πλευρά υποπίεσης του επόμενου, όντας πάντα κάθετη στο διάνυσμα της σχετικής ταχύτητας  $w$ .

Η δευτερεύουσα ροή εμφανίζεται πρώτη φορά τη στιγμή που η επαλληλία των δύο συνιστωσών γίνει αρνητική δηλαδή  $w = w_{\alpha} + w_{\sigma} < 0$ . Όπως γίνεται αντιληπτό, όσο μειώνεται η παροχή, τόσο θα μειώνεται και η συνιστώσα εξαιτίας αστρόβιλης ροής, ενώ παράλληλα η συνιστώσα της στροβιλής ροής θα παραμένει σταθερή. Έτσι, καθώς μειώνεται η παροχή μεγαλώνει η ζώνη ανάστροφης κυκλοφορίας του ρευστού μέσα στο στρεφόμενο μέσο.

## 2.6 Θεωρία Απωλειών

Η μετάδοση ενέργειας από το ρευστό στο δρομέα που υπολογίζεται μέσω της εξίσωσης του Euler, δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί στην πράξη. Ο λόγος της απόκλισης του θεωρητικού ύψους που μας δίνει η εξίσωση του Euler, από αυτό που προκύπτει κατά τη λειτουργία της μηχανής, είναι οι διάφορες μορφές απώλειας ενέργειας.

Οι απώλειες μπορούν να κατηγοριοποιηθούν, έτσι ώστε να μπορέσουν να υπολογιστούν και ακριβέστερα, στις παρακάτω κατηγορίες:

### 2.6.1 Υδραυλικές Απώλειες

Κατά τη διαδρομή του υγρού από τη διατομή εισόδου έως τη διατομή εξόδου της υδροδυναμικής μηχανής, αναπτύσσονται υδραυλικές απώλειες. Αυτές εμφανίζονται σε κάθε τμήμα που το ρευστό συναντάει στερεό σώμα. Μπορούν να χωριστούν σε απώλειες στον αγωγό εισόδου, σε απώλειες στο στρεφόμενο μέρος και σε απώλειες στον αγωγό εξόδου. Το άθροισμα αυτών αποτελεί το σύνολο των υδραυλικών απωλειών το οποίο συμβολίζεται με  $\delta h_{ba}$ . Υπολογίζεται λοιπόν ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης ως:

$$\eta_h = 1 - \frac{\delta h_{ba}}{H_u} \quad (2.24)$$

Οι υδραυλικές απώλειες, μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο άλλες μεγάλες κατηγορίες.

1. Υδραυλικές Απώλειες Τριβής: Αυτές οφείλονται στη συνεκτικότητα του ρευστού. Ο τρόπος υπολογισμού τους είναι αντίστοιχος με αυτόν του υπολογισμού υδραυλικών απωλειών σε σωλήνωση. Για να υπολογιστούν λοιπόν, πρέπει να ληφθούν υπόψη οι γραμμικές και οι εντοπισμένες απώλειες.

Γραμμικές:

$$\delta h_{\tau i} = \frac{\lambda_i \cdot \delta l_i}{d_i} \cdot \frac{c_i^2}{2g} \quad \text{ή} \quad \delta h_{\tau i} = \frac{\lambda_i \cdot \delta l_i}{d_i} \cdot \frac{w_i^2}{2g} \quad (2.25)$$

Εντοπισμένες:

$$\delta h_{\zeta i} = \zeta \cdot \frac{c_i^2}{2g} \quad \text{ή} \quad \delta h_{\zeta i} = \zeta \cdot \frac{w_i^2}{2g} \quad (2.26)$$

Στις παραπάνω εξισώσεις (2.25) και (2.26), χρησιμοποιείται η απόλυτη ταχύτητα στον υπολογισμό των απωλειών για τα ακίνητα μέρη της μηχανής,

ενώ αντίθετα η σχετική ταχύτητα για τα κινούμενα μέρη. Με  $d_i$  συμβολίζεται η υδραυλική διάμετρος, με  $\lambda_i$  ο συντελεστής γραμμικών απωλειών και με  $\zeta_i$  ο συντελεστής εντοπισμένων απωλειών.

2. Υδραυλικές απώλειες κρούσεως: Αυτές λαμβάνουν χώρα εξαιτίας της αποκόλλησης της ροής η οποία προσκρούει στην ακμή πρόσπτωσης του πτερυγίου ή στη γλωττίδα του κελύφους. Αυτές υπολογίζονται από τη σχέση:

$$\delta h_a = \zeta_a \left( 1 - \frac{Q}{Q_A} \right)^2 \cdot \frac{u_1^2}{2g} \quad (2.27)$$

,όπου με  $Q_A$  συμβολίζεται η βέλτιστη παροχή.

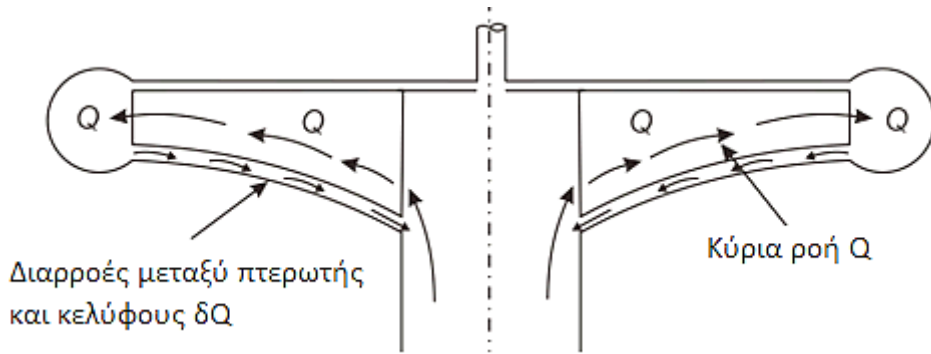
### 2.6.2 Ογκομετρικές Απώλειες

Οι ογκομετρικές απώλειες εκφράζουν, τις εσωτερικές απώλειες της αντλίας που οφείλονται κυρίως σε κατασκευαστικές απαιτήσεις. Παράδειγμα μίας τέτοιας απαίτησης, είναι η διαμόρφωση οπών εξισορρόπησης στην πλήμνη της πτερωτής, οι οποίες συνεισφέρουν στη μείωση της αξονικής δύναμης που δέχεται η πτερωτή. Μπορεί επίσης να οφείλονται σε φθορά των σταθερών και των κινουμένων εξαρτημάτων της αντλίας, με συνέπεια την αύξηση των διακένων μεταξύ των κινουμένων μερών ή μεταξύ των κινουμένων μερών και των σταθερών μερών (κέλυφος) της αντλίας. Αυτό έχει ως συνέπεια, μέρος του υγρού που αναρροφάται και οδηγείται στο θάλαμο της κατάθλιψης της αντλίας να επιστρέφει στο θάλαμο της αναρρόφησης. Σημαντική είναι επίσης, στη διαμόρφωση του μεγέθους του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης και η καλή στεγανοποίηση του εσωτερικού της αντλίας με το εξωτερικό περιβάλλον, καθώς επίσης και η κατάσταση των εξαρτημάτων πάνω στα οποία περιστρέφεται ο άξονας της αντλίας. Στη διαμόρφωση του μεγέθους του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης συμβάλει ακόμη, αν και σε πολύ μικρό ποσοστό, η αντίσταση λόγω αδράνειας του υγρού [12].

Από τα παραπάνω λοιπόν, συμπεραίνουμε ότι ο ογκομετρικός βαθμός είναι το πηλίκο της πραγματικής παροχής προς τη θεωρητική παροχή και δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_u} \quad (2.28)$$

Τρόπος αντιμετώπισης του προβλήματος είναι η χρήση λαβυρίνθων, που είναι μία εντοπισμένη αντίσταση για το στραγγαλισμό της διακινούμενης παροχής.



Σχήμα 2.5: Εμφάνιση ογκομετρικών απωλειών για περίπτωση αντλίας

### 2.6.3 Μηχανικές Απώλειες

Τη συνηθέστερη μορφή απωλειών, σε κάθε μηχανολογική κατασκευή, αποτελούν οι μηχανικές απώλειες. Αυτές είναι ουσιαστικά οι απώλειες που πρέπει να υπερνικήσουν τα στρεφόμενα μέρη για να κινηθούν. Η ισχύς που δαπανάται για τις απώλειες αυτές συμβολίζεται με  $N_m$  και διακρίνεται σε δύο όρους. Την ισχύ που δαπανάται εξαιτίας των τριβών στα έδρανα και στο στυπιοθλίπτη και συμβολίζεται με  $N_E$ . Ο δεύτερος όρος, αφορά τις απώλειες στρεφόμενου δίσκου. Οι απώλειες αυτές προέρχονται από την τριβή του κινούμενου στερεού μέρους με το ρευστό και συμβολίζεται με  $N_S$ . Ισχύει λοιπόν η παρακάτω σχέση:

$$N_m = N_E + N_S \quad (2.29)$$

Εάν με  $N$  συμβολίζεται η συνολική μηχανική ισχύς, που προσδίδεται στην άτρακτο από τον κινητήρα, τότε ο μηχανικός βαθμός απόδοσης προκύπτει από την εξίσωση:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_E}{N} - \frac{N_S}{N} \quad (2.30)$$

Οι μηχανικές απώλειες από τα έδρανα εξαρτώνται από τον τύπο του εδράνου. Αυτές αυξάνονται ανάλογα με το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής του στρεφόμενου μέρους.

## 2.7 Βαθμός Απόδοσης

Στην περίπτωση που η υδροδυναμική μηχανή που μελετάται είναι αντλία, ο βαθμός απόδοσης προκύπτει από το λόγο της ενέργειας που τελικά παραλαμβάνει το κινούμενο ρευστό προς τη μηχανική ενέργεια που προσδίδεται στην άτρακτο από τον κινητήρα. Αυτός ο λόγος είναι πάντα μικρότερος της μονάδας αφού για τη μετατροπή της ενέργειας από μία μορφή σε μία άλλη, εμφανίζονται διάφορες μορφές

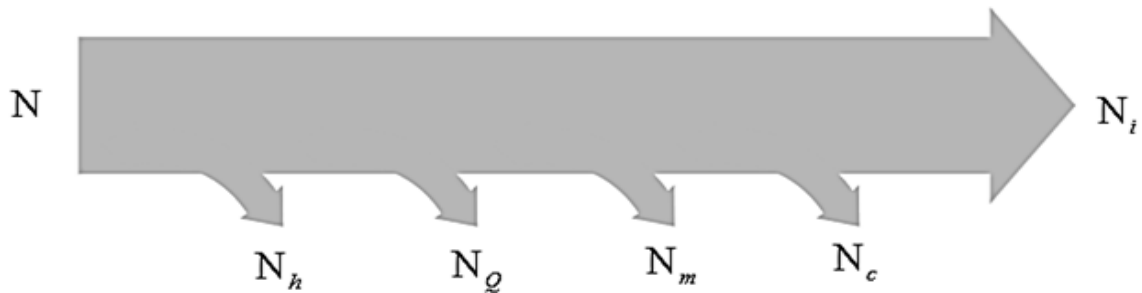
απωλειών, όπως αναφέρθηκαν και εκτενέστερα προηγουμένως. Η σχέση υπολογισμού του βαθμού απόδοσης μίας αντλίας είναι:

$$\eta = \frac{N_i}{N} = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q}{N} \quad (2.31)$$

Επίσης ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας μπορεί να εκφραστεί από το γινόμενο των επιμέρους βαθμών απόδοσης, του υδραυλικού, του ογκομετρικού και του μηχανικού εξετάσαμε πριν ως εξής:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_Q \quad (2.32)$$

Η ροή ισχύος σε μία αντλία οπτικοποιείται συμφωνά με το παρακάτω σχήμα:



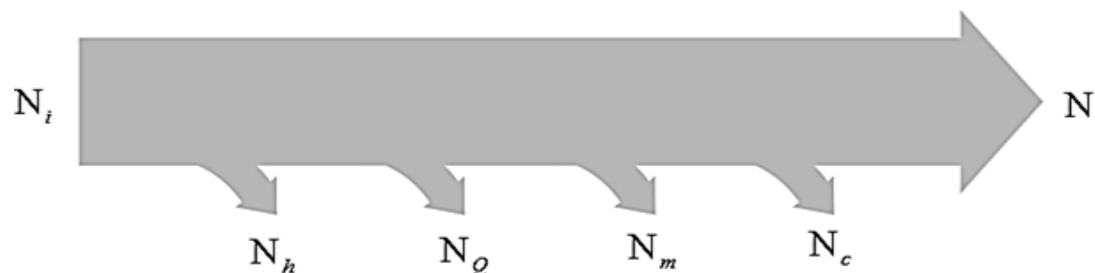
Σχήμα 2.6: Ροή ενέργειας σε αντλία

Όπου  $N_h$  η ισχύς που χάνεται λόγω υδραυλικών απωλειών,  $N_Q$  η ισχύς που χάνεται λόγω ανακυκλοφορίας της ροής,  $N_m$  η ισχύς που χάνεται λόγω μηχανικών απωλειών και τέλος  $N_c$  η ισχύς που χάνεται λόγω διαφεύγουσας κινητικής ενέργειας του ρευστού.

Στην περίπτωση που η υδροδυναμική μηχανή λειτουργεί ως στρόβιλος, όπως είναι αναμενόμενο η ροή της ενέργειας έχει την αντίθετη φορά από αυτή της λειτουργίας σαν αντλία. Η σχέση υπολογισμού του βαθμού απόδοσης λοιπόν είναι:

$$\eta = \frac{N}{N_i} = \frac{N}{\gamma \cdot H \cdot Q} \quad (2.33)$$

Η ροή ισχύος σε έναν υδροστρόβιλο οπτικοποιείται συμφωνά με το παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 2.7: Ροή ενέργειας σε υδροστρόβιλο

### 3. ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΥΠΩΣΗ ΤΗΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

#### 3.1 Εισαγωγή

Ένας τομέας της σύγχρονης μηχανικής, που παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον και στο πλαίσιο της διπλωματικής χρειάστηκε να διερευνηθεί, είναι αυτός της αντίστροφης μηχανικής, γνωστός στη διεθνή βιβλιογραφία ως 'Reverse Engineering'. Ως αντίστροφη μηχανική στο πλαίσιο των μηχανών, ορίζονται όλες εκείνες οι διαδικασίες για την κατανόηση των σταδίων σχεδιασμού και την αποτύπωση ενός υπάρχοντος μοντέλου, του οποίου τα στοιχεία κατασκευής και σύνθεσης εκλείπουν. Συνήθης σκοπός αυτής της διαδικασίας, είναι η μελέτη του σχεδιασμού του μοντέλου για την ανακατασκευή καινούργιου είτε βελτιώνοντας μέρη του, είτε μειώνοντας το κόστος παραγωγής του.

Στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, στόχος ήταν η μελέτη της αναστρέψιμης αντλίας που υπήρχε διαθέσιμη στο εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών του Ε.Μ.Π.. Στη διδακτορική μελέτη που είχε εκπονηθεί και αφορούσε τη συγκεκριμένη στροβιλοαντλία, υπήρχαν διαθέσιμα κατασκευαστικά σχέδια για μέρη της μηχανής, καθώς και του συναρμολογήματός της. Ωστόσο από τα σχέδια αυτά έλειπαν τα σχέδια της πτερωτής καθώς και του εδράνου στήριξης της μηχανής, ενώ παράλληλα τα σχέδια δεν ήταν διαθέσιμα σε ηλεκτρονική μορφή (CAD). Κρίθηκε λοιπόν αναγκαίο και χρήσιμο για τα περαιτέρω στάδια της εργασίας, να αποτυπωθούν τα σχέδια της μηχανής σε ηλεκτρονική μορφή.

Ένα από τα πρώτα ζητήματα που προκύπτουν σε μία ανάλυση αντίστροφης μηχανικής, είναι ο τρόπος με τον οποίο θα γίνει η μέτρηση των διαστάσεων του μοντέλου. Απλές γεωμετρίες και μορφολογίες του εξαρτήματος, απλοποιούν τη διαδικασία, αφού με απλά μετρητικά όργανα όπως είναι το παχύμετρο, μπορεί να γίνει η μέτρηση των διαστάσεων. Ωστόσο όταν η γεωμετρία τυγχάνει να είναι σύνθετη, λόγω σύνθετων διαμορφώσεων (αεροτομές), η επιλογή μέτρησης με συμβατικά μέσα οδηγεί σε αυξημένη αναξιοπιστία των μετρήσεων, ενώ συχνά μπορεί να είναι και πρακτικώς αδύνατη. Αντιμετώπιση αυτών των προβλημάτων καθώς και επιτάχυνση της διαδικασίας των μετρήσεων έφερε η δημιουργία των τριδιάστατων σαρωτών (3d scanner). Η επιλογή του κατάλληλου τριδιάστατου σαρωτή εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή, εννοώντας τις απαιτήσεις ακρίβειας που υπάρχουν σε αυτήν καθώς και τη γεωμετρία που τίθεται προς αποτύπωση (π.χ. κοιλότητες στη γεωμετρία).

Τέλος, αξίζει να αναφερθούν τα ποικίλα πλεονεκτήματα που υπάρχουν, από την αποτύπωση της υδροδυναμικής μηχανής, σε τριδιάστατα σχέδια συγχρόνων σχεδιαστικών λογισμικών. Ένα πλεονέκτημα που προκύπτει, είναι ότι η σχεδίαση μπορεί να θεωρηθεί παραμετρική, αφού εύκολα μπορούν να γίνουν αλλαγές σε

διαστάσεις και να απεικονιστούν σε πραγματικό χρόνο. Μέσω αυτού μπορεί να δοκιμαστούν και να εξεταστούν τροποποιήσεις στη γεωμετρία της πτερωτής ή του κελύφους και στη συνέχεια να εξεταστεί εάν το σύστημα είναι βελτιωμένο ή όχι. Ένα ακόμα πλεονέκτημα που προσφέρεται στα σύγχρονα σχεδιαστικά πακέτα, είναι η δυνατότητα υπολογισμών ενδεχόμενων επικαλύψεων του ενός μέρους με κάποιο άλλο, οδηγώντας σε αδυναμία λειτουργίας και καταστροφικά φαινόμενα για τη μηχανή. Επιπλέον δίνεται η δυνατότητα της ποσοτικής εύρεσης των χρήσιμων διακένων που υπάρχουν για τη λειτουργία της μηχανής. Καταληκτικά, αναφέρεται και η δυνατότητα παρουσίασης σε μορφή βίντεο της λειτουργίας της μηχανής, δηλαδή της κίνησης της μηχανής.

### 3.2 Μέθοδος Αποσυναρμολόγησης και Συντήρησης

Ένα από τα πρωταρχικά στάδια της διπλωματικής ήταν η αποσυναρμολόγηση της μηχανής. Σε πρώτο στάδιο λοιπόν, διερευνήθηκαν τα υπάρχοντα σχέδια και αναζητήθηκαν πληροφορίες από τον κατασκευαστή για τον τρόπο αποσυναρμολόγησης της μηχανής.

Αυτή, όντας εκτός λειτουργίας για μεγάλο χρονικό ζήτημα, είχε εκτεταμένα προβλήματα οξείδωσης σε όλα τα μέρη της, και κατ' επέκταση και στα σημεία σύνδεσης, όπως για παράδειγμα τα σπειρώματα. Απόρροια της υφιστάμενης σκουριάς, ήταν μέρη της μηχανής να μην δύνανται να αποσυναρμολογηθούν χωρίς κίνδυνο θραύσης. Τέτοια μέρη ιδιαίτερης προσοχής ήταν η πτερωτή στη σύνδεση της με τον άξονα. Η χρήση αντισκωριακού υγρού και στη συνέχεια εξολκέα, έφερε εις πέρας το λύσιμο της πτερωτής από τον άξονα, χωρίς να προκαλέσει ζημιές σε κάποιο από τα δύο μέρη. Στη συνέχεια αποσυναρμολογήθηκαν και τα υπόλοιπα στοιχεία, καθώς δεν έχριζαν ιδιαίτερων προβλημάτων παρόμοιας φύσεως.

Για το επόμενο στάδιο, δηλαδή αυτό των μετρήσεων, ήταν αναγκαίος ο καθαρισμός των τμημάτων της μηχανής από επικαθίσεις και ατέλειες, ώστε να μπορεί να γίνει σωστά η μέτρηση των διαστάσεων. Με αποσυναρμολογημένη πλέον τη μηχανή, ήταν φανερό ότι τα μέρη που χρειάζονταν επιμέλεια και καθαρισμό ήταν αυτά της πτερωτής και του κελύφους. Για τον καθαρισμό τους χρησιμοποιήθηκε αμμοβολή, που ήταν εφικτή στους χώρους του Ε.Μ.Π., στο τμήμα της τεχνολογίας των κατεργασιών της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών. Πλέον με καθαρές τις επιφάνειες των διαφόρων εξαρτημάτων, ήταν εφικτές οι μετρήσεις και η καταγραφή των διαστάσεων.

### 3.3 Μέθοδοι Μέτρησης και Αποτύπωσης

Για την εξαγωγή ενός μοντέλου υπολογιστικών προσομοιώσεων που θα έχει ικανοποιητικής ακρίβειας αποτελέσματα, είναι αναγκαίο η γεωμετρία να έχει αποτυπωθεί με μεγάλη ακρίβεια. Η ακρίβεια αυτή όμως, δεν είναι αναγκαίο να είναι η μέγιστη δυνατή που μπορεί να επιτευχθεί αλλά πρέπει να είναι η μέγιστη δυνατή που χρειάζεται για τη λειτουργικότητα του μοντέλου προσομοιώσεων. Αύτη η παρατήρηση είναι ιδιαιτέρως σημαντική, καθώς η ακρίβεια που μπορεί να επιτευχθεί στην καταγραφή των διαστάσεων με τα σύγχρονα τεχνολογικά μέσα, μπορεί να είναι της τάξεως του εκατοστού του μικρού ή και ακόμα υψηλότερη. Αυτό ωστόσο, συνεπάγεται αυξημένο κόστος εξοπλισμού, αλλά και επεξεργασίας, που ενδέχεται να μην προσφέρει και αντιστοίχως καλύτερα αποτελέσματα. Είναι λοιπόν σημαντικό να τεθούν εξ' αρχής, οι απαιτήσεις ακρίβειας για την εκάστοτε εφαρμογή.

Στο πλαίσιο της υδροδυναμικής μηχανής που μελετήθηκε, τέθηκαν διαφορετικές προδιαγραφές για κάθε μέρος της. Πιο αναλυτικά, για τα μέρη που η μηχανή βρισκόταν σε άμεση επαφή με το ρευστό, όπως είναι η πτερωτή και το κανάλι που σχηματίζεται στο σπειροειδές κέλυφος, οι απαιτήσεις ήταν αρκετά υψηλές, της τάξεως του δέκατου του χιλιοστού ( $\pm 0,1$  mm, από τη μέτρηση). Επίσης, ίδιας τάξης απόκλιση, ήταν αποδεκτή και για τις διαστάσεις της ατράκτου στην οποία συνδέεται η πτερωτή. Οι απαιτήσεις ήταν μικρότερες για στοιχεία όπως το έδρανο στήριξης, αφού πρόκειται για σώμα που παράγεται από χύτευση και αποκλίσεις της τάξεως του χιλιοστού, δεν θα επέφεραν προβλήματα στη λειτουργία της μηχανής. Στα κατασκευαστικά σχέδια που περιέχονται στο παράρτημα Α, αναγράφονται και πιο αναλυτικά τα σημεία στα οποία επιβάλλεται αυξημένη ακρίβεια. Αυτό γίνεται φανερό από τις απαιτήσεις ανοχών και συναρμογών που θέτονται, και που προδιαγράφονται από το μελετητή και τηρούνται κατά την κατασκευή από το μηχανουργό, ή γενικότερα από τον εκάστοτε κατασκευαστή.

#### 3.3.1 Μετρήσεις με Συνήθη Μετρητικά Όργανα

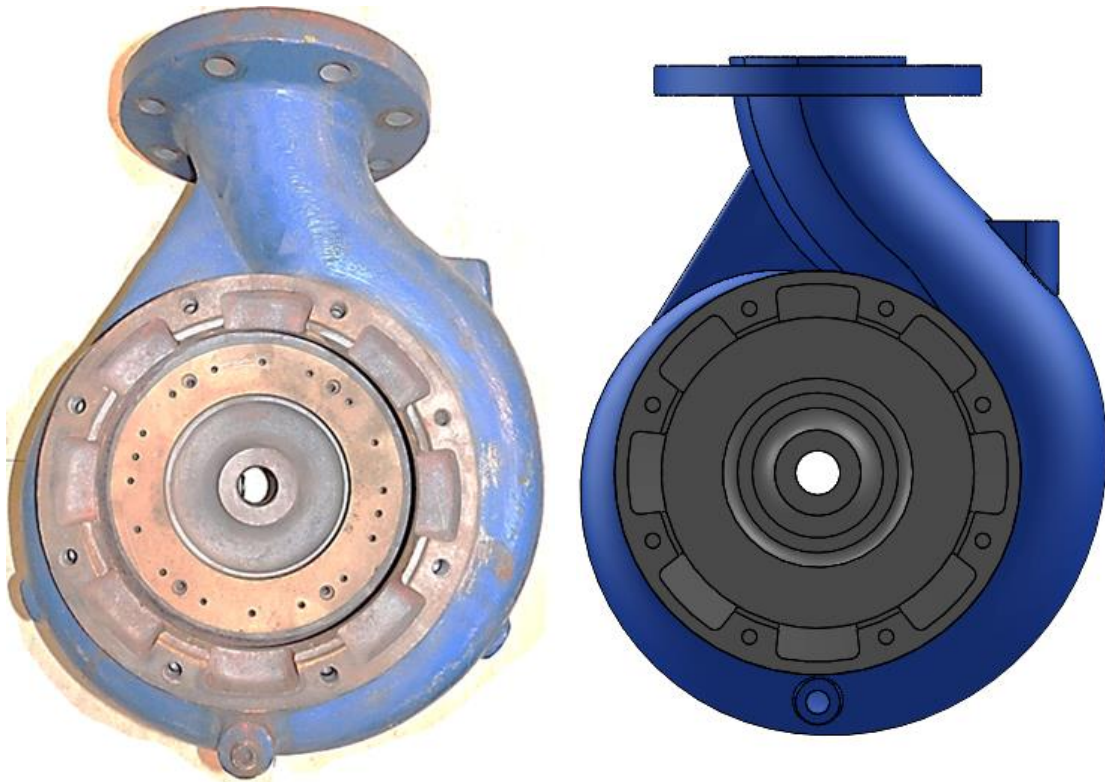
Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, τα διάφορα μέρη της μηχανής, αντιμετωπίστηκαν και με διαφορετική προσέγγιση. Το σπειροειδές κέλυφος, το έδρανο στήριξης, τα ρυθμιστικά πτερύγια και ο αγωγός εισόδου μετρήθηκαν με τη χρήση παχύμετρου, ακρίβειας της τάξεως του δέκατου του χιλιοστού. Για κάθε ένα από τα παραπάνω ωστόσο, απαιτήθηκε διαφορετικός τρόπος προσέγγισης, που θα αναλυθεί ακολούθως.

Στο σπειροειδές κέλυφος, οι εξωτερικές διαστάσεις ήταν εύκολο να μετρηθούν και να καταγραφούν. Η δυσκολία που αντιμετωπίστηκε στην αποτύπωση του σπειροειδούς κελύφους έγκειται στη σπειροειδή διαμόρφωση του εσωτερικού καναλιού, από όπου διέρχεται η ροή του ρευστού. Για τη μέτρησή του,



χρησιμοποιήθηκαν δύο διαφορετικά είδη κουμπάσου για να μπορεί να επιτευχθεί η μέτρηση στο κανάλι του κελύφους. Η αδυναμία χρησιμοποίησης μόνο ενός από τους δύο έγκειται στο γεγονός ότι η διατομή συνεχώς μεταβάλλεται με αποτέλεσμα να απαιτούνται μετρητικά όργανα με διαφορετικά ανοίγματα. Η επαλήθευση των μετρήσεων που πάρθηκαν έγινε και μέσω των μηχανολογικών σχεδίων που είχαμε στη διάθεσή μας. Η εξαρχής χρησιμοποίηση αυτών ωστόσο, δεν ήταν εφικτή καθώς οι πληροφορίες από τα διαθέσιμα σχέδια, δεν ήταν επαρκείς για την εξ' ολοκλήρου αποτύπωσή του.

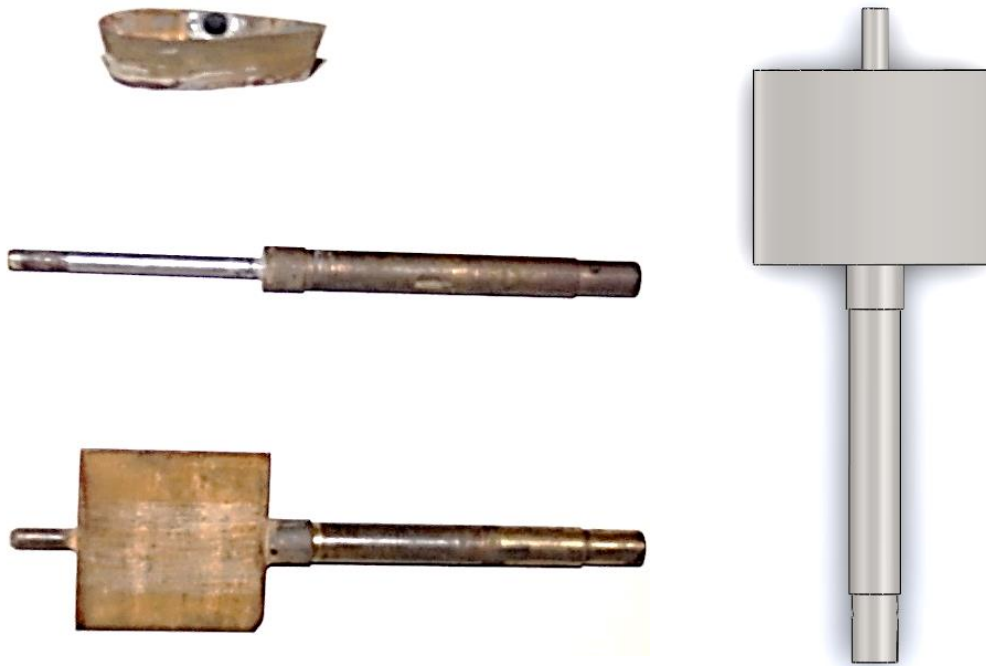
Ιδιαίτερα απαιτητικό τμήμα, ως προς την αποτύπωσή του, αποδείχθηκε η γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους. Λόγω των διαθέσιμων μετρητικών μέσων, δεν ήταν εφικτό λόγω της θέσης και της διάταξης της γλωττίδας, να γίνει ακριβής μέτρηση και αποτύπωσή της. Η γλωττίδα του κελύφους ωστόσο, αποτελεί κομβικό σημείο της σχεδίασης, αφού επιδρά άμεσα στην διαμόρφωση του πεδίου ροής. Μικρές αποκλίσεις του πραγματικού από το μοντέλο CAD, μπορεί να επιφέρουν σημαντικές αποκλίσεις στα αριθμητικά αποτελέσματα. Μία ιδέα για καλύτερη αποτύπωση του σημείου αυτού, είναι η χρήση βιομηχανικού τομογράφου, η οποία δεν δοκιμάστηκε στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, λόγω του αυξημένου κόστους της.



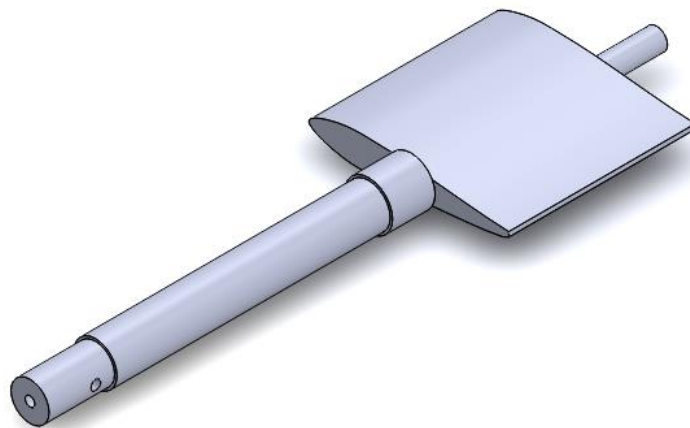
Σχήμα 3.1: Σπειροειδές Κέλυφος  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD

Για τα ρυθμιστικά πτερύγια, που χρησιμοποιήθηκαν για τη δυνατότητα λειτουργίας της αντλίας και ως στρόβιλο, υπήρχαν διαθέσιμα τα πλήρη κατασκευαστικά σχέδια, τόσο για το προφίλ της αεροτομής των πτερυγίων, όσο και για τον άξονα αυτών.

Επομένως, η ιδέα αποτύπωσής τους μέσω του τριδιάστατου σαρωτή, που θα αναλυθεί στο επόμενο εδάφιο, κρίθηκε ως περιττή. Έγινε ωστόσο μέτρηση και επαλήθευση των διαστάσεων που υπήρχαν στα κατασκευαστικά σχέδια.



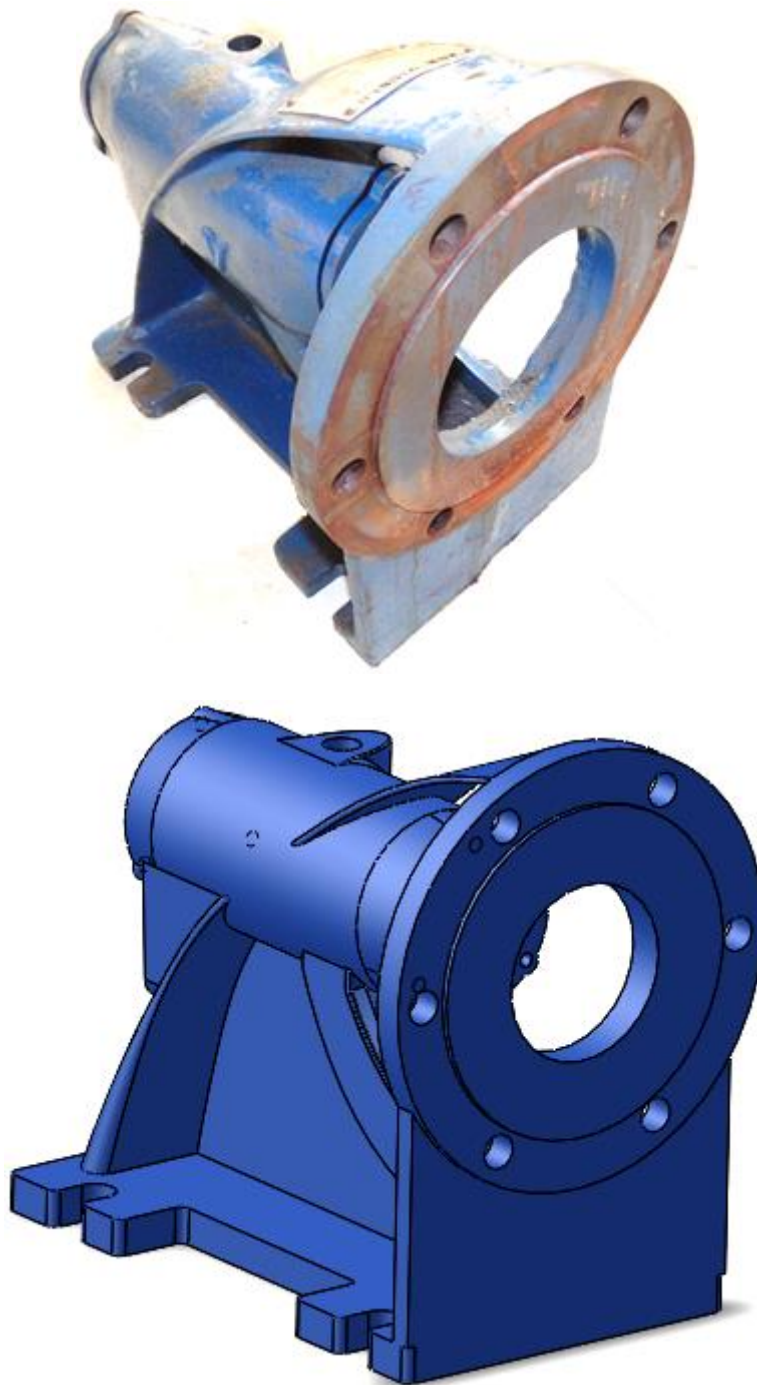
Σχήμα 3.2: Ρυθμιστικό Πτερύγιο  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD



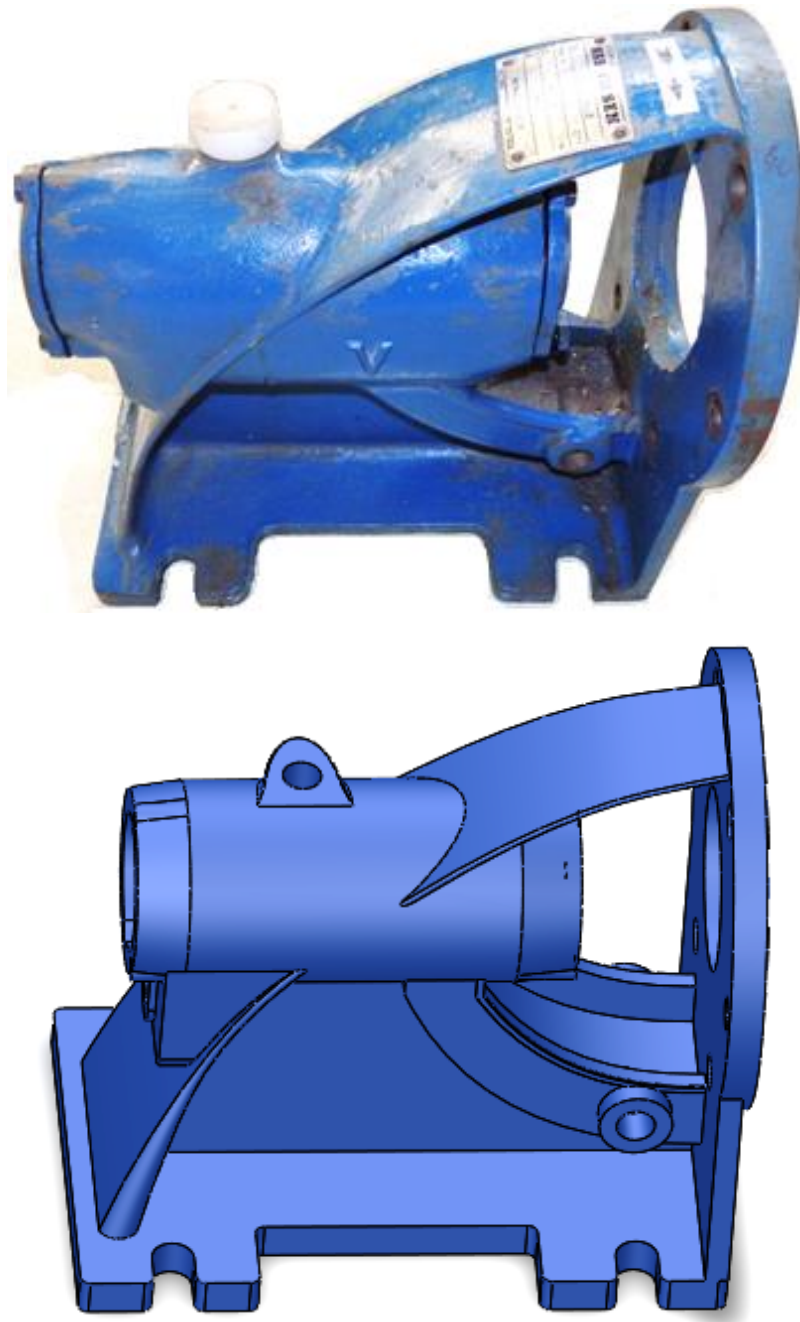
Σχήμα 3.3: Ισομετρική απεικόνιση ρυθμιστικού πτερυγίου

Στο έδρανο στήριξης έγινε ιδιαίτερως προσεχτική μέτρηση στα μέρη που συνεργάζονται άμεσα με τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν), καθώς αυτά αποτελούν λειτουργικές διαστάσεις του εδράνου. Διαμορφώσεις που προέκυψαν λόγω της χύτευσης και της κατασκευής του καταγράφηκαν και αποτυπώθηκαν, χωρίς ωστόσο

να υπάρχει για αυτές υψηλή απαίτηση ακρίβειας. Αυτό δεν ζημιώνει την αποτύπωση, αφού δεν αποτελούν λειτουργικές διαστάσεις που θα επηρεάσουν το υπολογιστικό χωρίο.

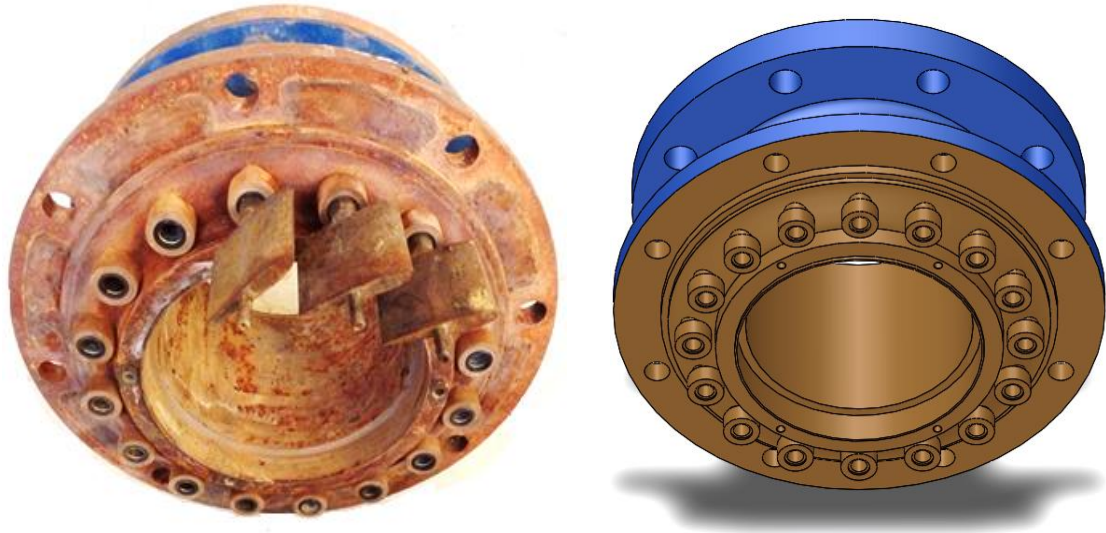


Σχήμα 3.4: Βάση Στήριξης – Φωλιά ένσφαιρων τριβέων (Ισομετρική απεικόνιση)  
Επάνω: Πραγματικό μοντέλο | Κάτω: Μοντέλο CAD



Σχήμα 3.5: Βάση Στήριξης – Φωλιά ένσφαιρων τριβέων (Αριστερή όψη)  
Επάνω: Πραγματικό μοντέλο | Κάτω: Μοντέλο CAD

Το τμήμα εισόδου ήταν επίσης απλό στην αποτύπωσή του, αφού όπως φαίνεται και στα κατασκευαστικά σχέδια δεν φέρει σύνθετες διαμορφώσεις. Στο τμήμα αυτό μετά από κατάλληλη τροποποίηση, που έγινε στο πλαίσιο της διδακτορικής διατριβής του κ. Παναγιωτόπουλου [9], στηρίζονται τα ρυθμιστικά πτερύγια, χωρίς να τους αφαιρείται ο βαθμός ελευθερίας της περιστροφής. Στο επόμενο σχήμα 3.6, παρουσιάζεται το συγκεκριμένο τμήμα.



Σχήμα 3.6: Τμήμα Εισόδου  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD

Καθοριστικό ρόλο στη λειτουργία της μηχανής διαδραματίζουν και τα ρουλεμάν. Αυτά εξασφαλίζουν την ομαλή περιστροφή της ατράκτου, καθώς και τη στήριξή της. Απαιτείται για αυτά να γίνει αναλυτική μελέτη κατά την κατασκευή της μηχανής ώστε να καλύπτουν όλες τις προδιαγραφές λειτουργίας της. Στο πλαίσιο της αντίστροφης μηχανικής, αυτό το σημείο δεν χρήζει ανάλυσης, αφού θεωρείται δεδομένο ότι έχει ήδη μελετηθεί από τον κατασκευαστή. Για το σκέλος της συντήρησης της μηχανής όμως, ήταν συνετό να εξαχθούν και να παραγγελθούν νέα, ούτως ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί μελλοντικά στο εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών, πειραματική μελέτη για την εξακρίβωση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων. Τα ρουλεμάν αυτά αντικαταστάθηκαν με καινούργια ίδιου τύπου, τυποποιημένα της εταιρίας SKF. Για την αξιοποίηση τους στα σχέδια και στο συναρμολογημένο σύνολο, βρέθηκαν από την εταιρία SKF, τα σχέδια των δύο ρουλεμάν σε ηλεκτρονική μορφή.



Σχήμα 3.7: Ρουλεμάν SKF 6207-2RS1  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD (σε τομή)

Στο σχήμα 3.8, που ακολουθεί παρουσιάζεται η άτρακτος της υδροδυναμικής μηχανής. Αυτή φέρει ειδικές διαμορφώσεις, για την τοποθέτηση των σφηνών σύνδεσης της με τον δρομέα της μηχανής αλλά και τον κινητήρα.



Σχήμα 3.8: Άτρακτος  
Επάνω: Πραγματικό μοντέλο | Κάτω: Μοντέλο CAD



Σχήμα 3.9: Φλάντζα με ειδική διαμόρφωση για τοποθέτηση ρυθμιστικών περυγίων  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD

### 3.3.2 Αποτύπωση Γεωμετρίας με Τριδιάστατο Σαρωτή (3d Scanner)

Κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας, για την αποτύπωση της γεωμετρίας της περωτής αποφασίστηκε η χρήση σύγχρονων μέσων σάρωσης τριδιάστατων γεωμετριών. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε η Μηχανή Μέτρησης Συντεταγμένων τύπου Αρθρωτού Βραχίονα (ΜΜΣ-ΑΒ) FARO PLATINUM ARM Model P083D του εργαστηρίου ΤΚΠ&ΑΣ του τομέα ΜΚ&ΑΕ, Ε.Μ.Π.. Πρόκειται για ένα χειροκίνητο φορητό μετρητικό βραχίονα τελευταίας τεχνολογίας κατασκευασμένο από την εταιρία FARO Technologies Inc (έτος κατασκευής 2007) που διαθέτει 7 βαθμούς ελευθερίας και διάμετρο εργόσφαιρας 2,4 m. Σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή, οι επιδόσεις ακρίβειας του εν λόγω μετρητικού βραχίονα κατά ANSI B89.4.22 -2004 περιγράφονται από τα μεγέθη:

- Single point 2 sigma =  $\pm 0.030$  mm και
- Linear Displacement 2 sigma (volumetric performance) =  $\pm 0.043$ mm  
(πιστοποιητικό επίδοσης ακρίβειας # P2235539037-6/11/2006, FARO Tech. Inc.)

Εκτός από το μηχανικό αισθητήρα επαφής (ακίδα επαφής), η εν λόγω ΜΜΣ-ΑΒ διαθέτει επιπροσθέτως λέιζερ κάμερα προσαρτημένη στην απόληξη του βραχίονα για εφαρμογές αποτύπωσης αντικειμένων χωρίς επαφή όπως ο ποιοτικός/μετροτεχνικός έλεγχος, ο αντίστροφος μηχανολογικός σχεδιασμός (Reverse Engineering), η τριδιάστατη μοντελοποίηση (3-D modelling) και η αντιπαραβολή νέφους σημείων με ονομαστική γεωμετρία μοντέλου CAD. Για τη λέιζερ κάμερα, ο κατασκευαστής δίνει ακρίβεια  $\pm 0.050$  mm, βάθος πεδίου 85 mm, ωφέλιμο πλάτος δέσμης σάρωσης 34 έως 60 mm ανάλογα με την απόσταση από τη μετρούμενη επιφάνεια, 640 σημεία ανά δέσμη σάρωσης, 30 σαρώσεις ανά δευτερόλεπτο (frames per second), άρα 19200 σημεία ανά δευτερόλεπτο, και μήκος κύματος λέιζερ 660 nm (CDRH Class II/IEC Class 2M). Για το σύστημα βραχίονα-κάμερας η ακρίβεια προδιαγράφεται στα  $\pm 0.080$  mm. Η ΜΜΣ-ΑΒ Faro Arm επικοινωνεί μέσω θύρας USB με Η/Υ στον οποίο είναι εγκατεστημένο κατάλληλο εξειδικευμένο λογισμικό για τη διεκπεραίωση των παραπάνω εργασιών. Σημειώνεται ότι τα δεδομένα της μέτρησης/ψηφιακής αποτύπωσης αποθηκεύονται σε πραγματικό χρόνο στον Η/Υ.



Σχήμα 3.10: Διάταξη 3d scanner

Ουσιαστικός παράγοντας που οδήγησε στην επιλογή της προαναφερθείσας διάταξης, για την αποτύπωση της γεωμετρίας της πτερωτής είναι η ιδιαίτερη διαμόρφωση των πτερυγίων της. Σε αυτό συνέβαλλε τόσο η έλλειψη πληροφοριών από τα διαθέσιμα σχέδια, όσο και η ανάγκη της κατά το δυνατόν ακριβέστερης αποτύπωσης, αναλογιζόμενοι ότι αυτή η γεωμετρία θα καθορίσει το χωρίο κίνησης του ρευστού και κατά συνέπεια, την αξιοπιστία και την ακρίβεια των αποτελεσμάτων υπολογιστικής προσομοίωσης που θα ακολουθήσουν.

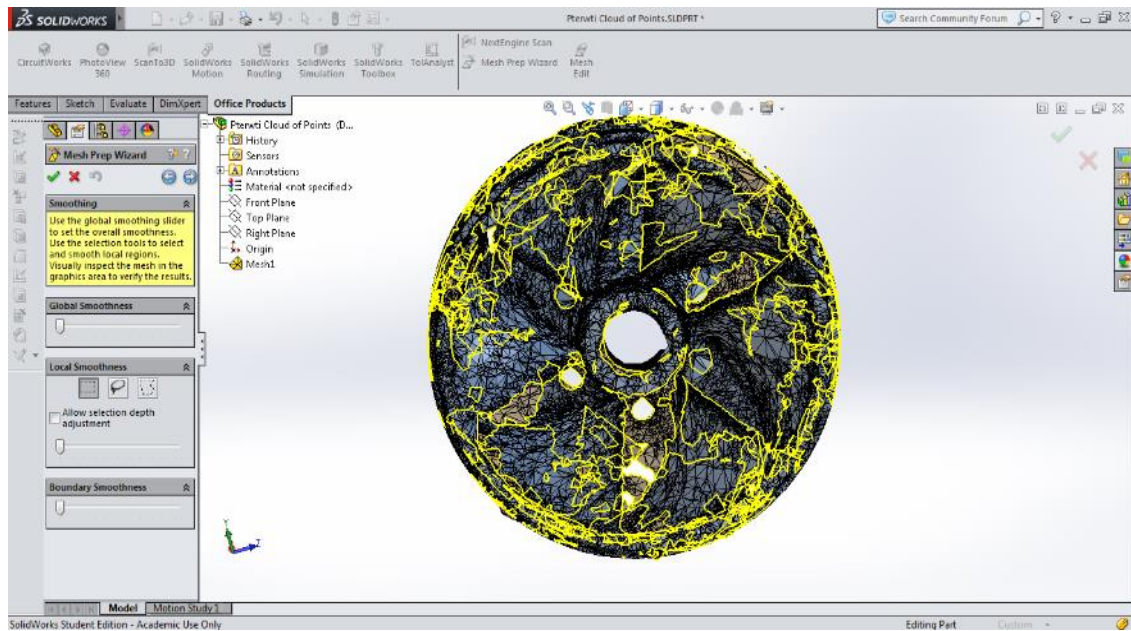
Να παρατηρηθεί στο σημείο αυτό, ότι εξετάστηκε και δοκιμάστηκε και η αποτύπωση με απλούστερο σαρωτή παρόμοιας τεχνολογίας, που ήταν διαθέσιμος στο εργαστήριο υδροδυναμικών μηχανών. Ωστόσο, η ποιότητα των αποτελεσμάτων από αυτήν τη συσκευή, δεν θεωρήθηκε ικανοποιητική και για το λόγο αυτό η αποτύπωση οδηγήθηκε στην προαναφερθείσα ΜΜΣ-ΑΒ.

Μία ακόμα επιλογή που εξετάστηκε, για την αποτύπωση της γεωμετρίας της πτερωτής, ήταν η αποτύπωσή της, μέσω τριδιάστατου σαρωτή με την χρήση ακίδας επαφής. Αυτή η μέθοδος μπορούσε να αποδώσει υψηλότερης ακρίβειας μέτρηση, συγκριτικά με αυτήν που εν τέλει χρησιμοποιήθηκε. Ωστόσο, ήταν πρακτικά αδύνατη η χρήση αυτής της μεθόδου, για την υπάρχουσα πτερωτή, λόγω της αδυναμίας προσέγγισης περιοχών των πτερυγίων από την ακίδα επαφής, εξαιτίας της επικάλυψης των πτερυγίων.

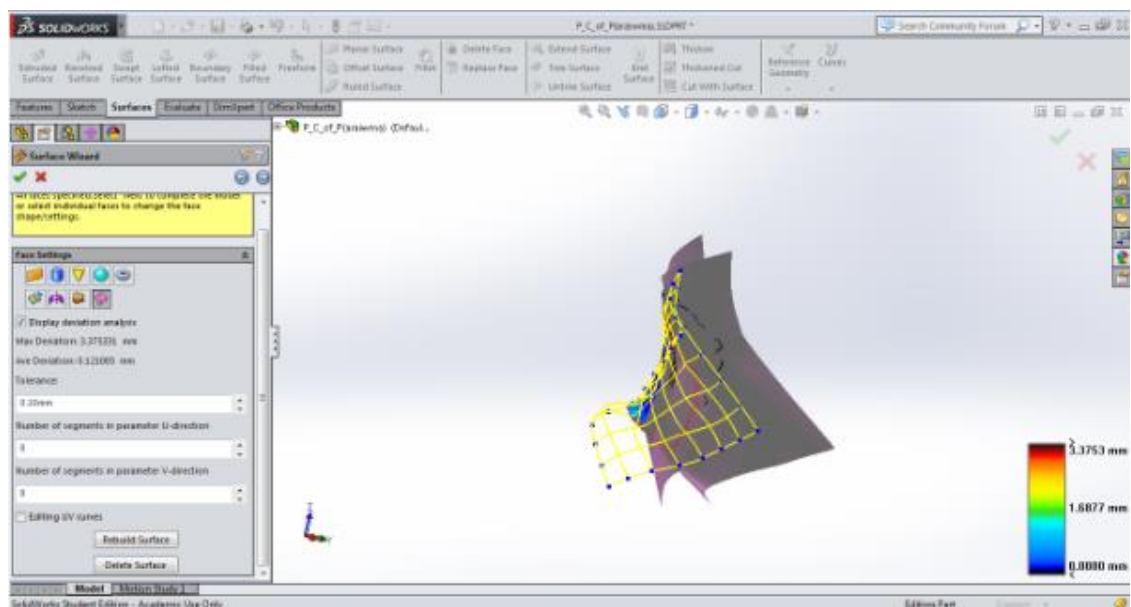
Επίσης, εξετάστηκε και το σενάριο της βιομηχανικής τομογραφίας, που χρησιμοποιείται συχνά σε μελέτες αντίστροφης μηχανικής, αλλά απορρίφθηκε, τόσο λόγω της δυσκολίας στην εύρεση του εξοπλισμού, όσο και στην περιττή υψηλότερη ακρίβεια αποτύπωσης.

Από τη χρήση της ΜΜΣ-ΑΒ το εξαγόμενο αποτέλεσμα ήταν ένα αρχείο νέφους σημείων (points of cloud). Για την τριδιάστατη μοντελοποίηση, δηλαδή την αποτύπωση της γεωμετρίας, από την παραπάνω μορφή αρχείου, χρησιμοποιήθηκε το σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks. Σε αυτό υπάρχουν εγκατεστημένοι οδηγοί, για την εισαγωγή επιφανειών που θα διέρχονται από τα σημεία που υπάρχουν στο αρχείο νέφους σημείων, και θα παράγουν τη ζητούμενη γεωμετρία. Εντούτοις, η γεωμετρία της πτερωτής και ιδιαίτερα οι υδροτομές των πτερυγίων της είναι σύνθετες, λόγω της καμπυλότητας που παρουσιάζουν με αποτέλεσμα, οι οδηγοί που παρέχονταν να μην κρίνονται επαρκείς. Για να γίνει κατανοητή η παραπάνω δυσκολία παρουσιάζονται στα σχήματα 3.11 και 3.12, οι επιφάνειες με τις οποίες προσέγγιζαν την γεωμετρία οι αυτόματοι οδηγοί του σχεδιαστικού προγράμματος.



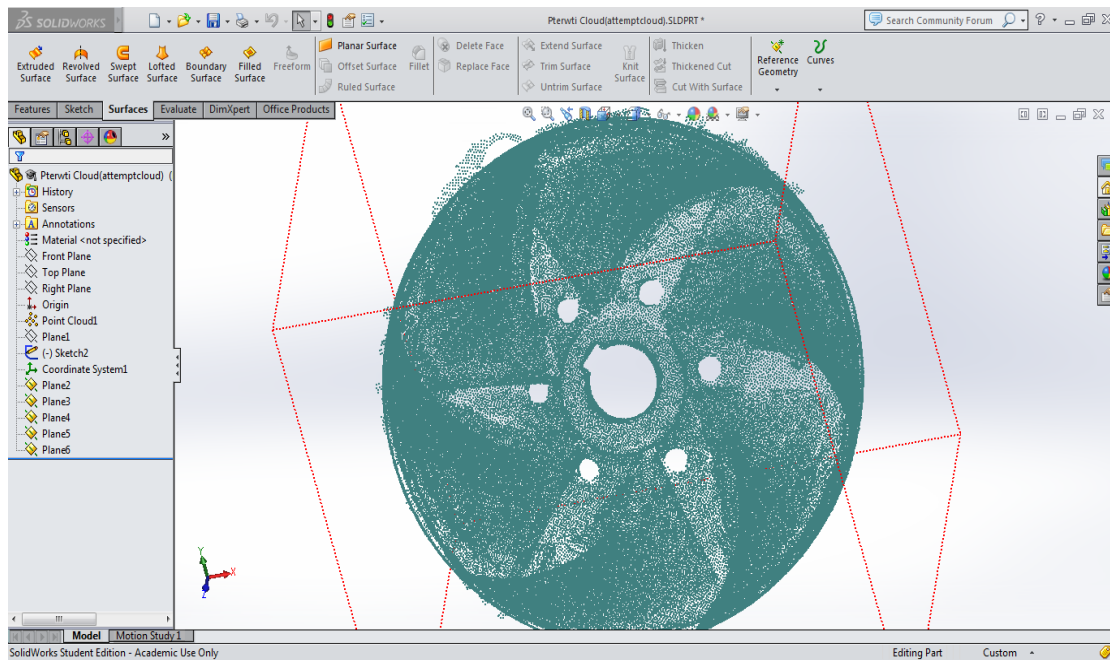


Σχήμα 3.11: Προσπάθεια δημιουργίας πλέγματος στην περωτή μέσω του αρχείου νέφους σημείων

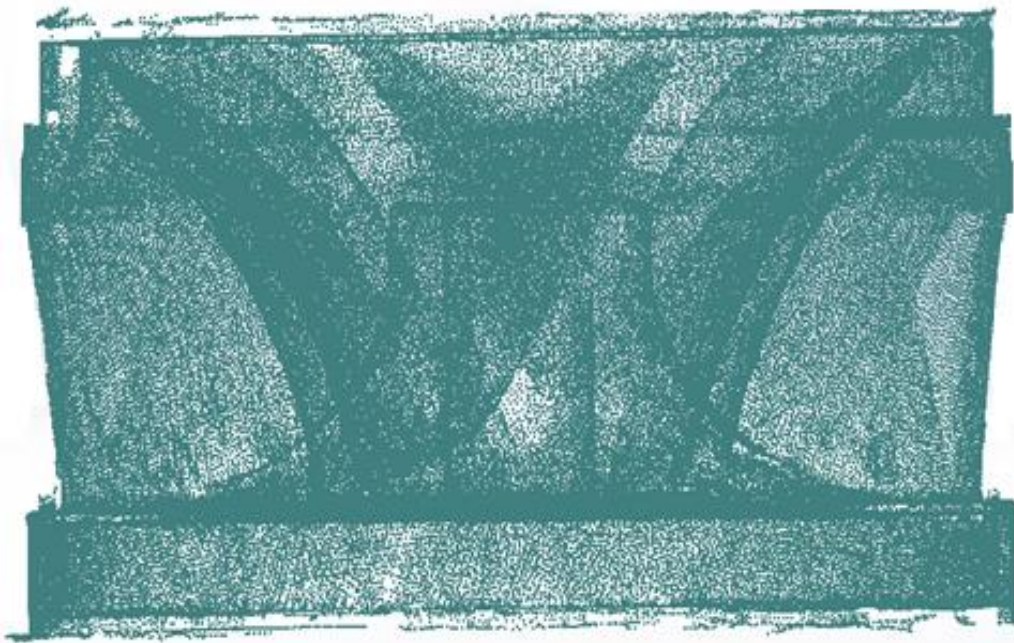


Σχήμα 3.12: Προσπάθεια δημιουργίας επιφάνειας πάνω στην επιφάνεια ενός περυγίου

Λύση στο παραπάνω ζήτημα, δόθηκε μέσω ενός χειροκίνητου τρόπου, με τον οποίο κατασκευάζονταν η τομή του νέφους σε συγκεκριμένες θέσεις της περωτής. Μέσω των τομών αυτών, έγινε δυνατή η σχεδίαση του περιγράμματος των υδροτομών των περυγίων και σε τελική μορφή η σύνδεσή τους. Αξίζει να σημειωθεί, ότι οι τομές που επιλέχθηκαν να γίνουν δεν ήταν οριζόντιες ή κατακόρυφες, αλλά μεσημβρινές τομές της περωτής. Αυτό επιλέχθηκε διότι το περύγιο στις ακραίες θέσεις του, δηλαδή στη σύνδεσή του είτε με τη στεφάνη είτε με την πλήμη, έχει απότομη μεταβολή στη διατομή του. Η απότομη αυτή αλλαγή δυσχέραινε τη σύνδεση των διατομών από το σχεδιαστικό πρόγραμμα και για αυτό αποφεύχθηκε.

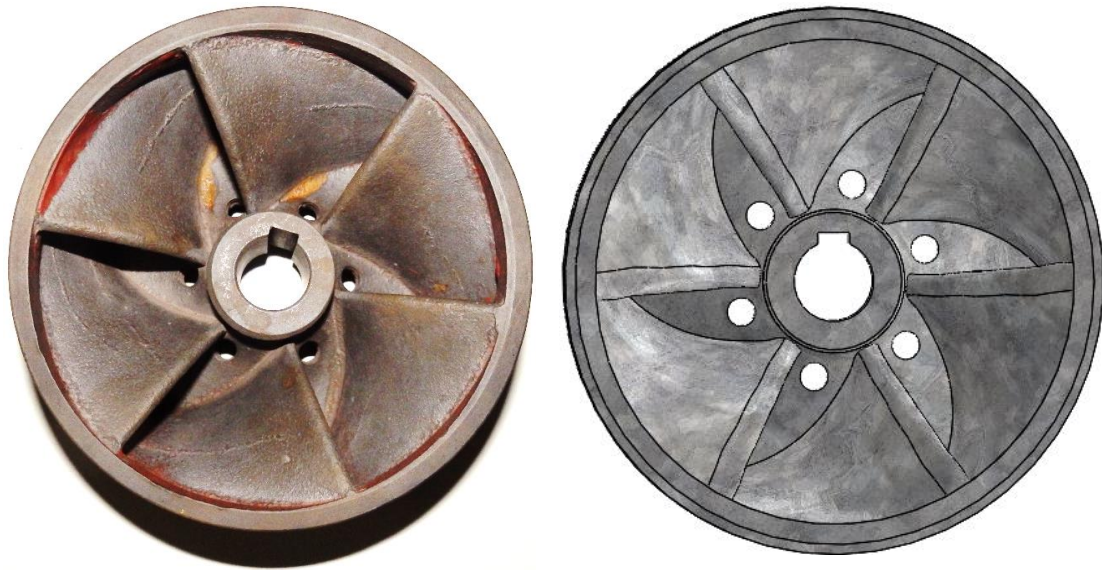


Σχήμα 3.13: Αρχείο νέφους σημείων της πτερωτής

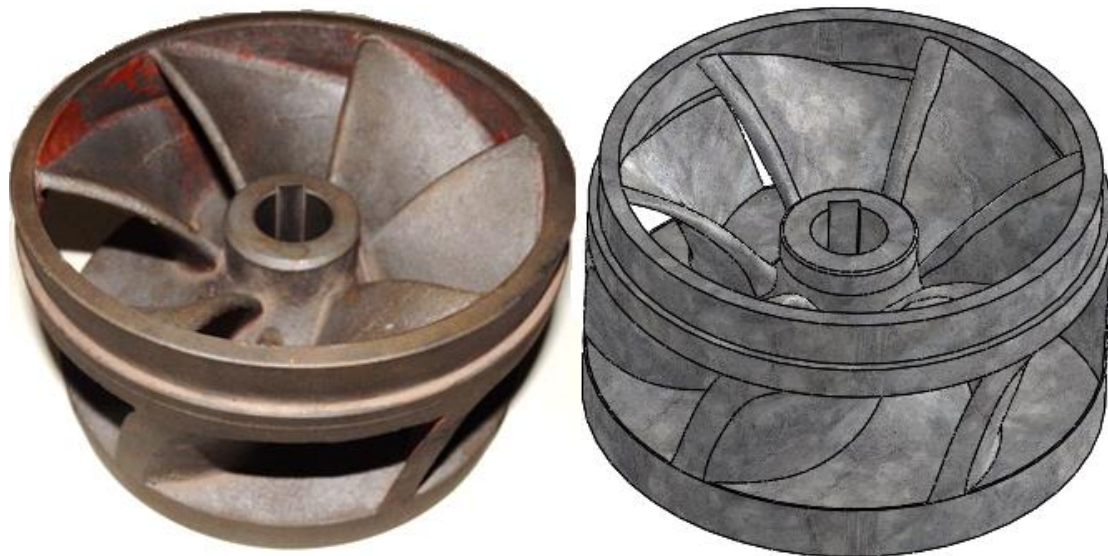


Σχήμα 3.14: Απεικόνιση πτερωτής σε μορφή cloud of points

Η αποτύπωση του τμήματος της πτερωτής περατώθηκε επιτυχώς, με μεγάλη ακρίβεια με τη βοήθεια του νέφους σημείων. Η απεικόνιση του μοντέλου CAD που προέκυψε, παρατίθεται στα σχήματα 3.15 και 3.16 που ακολουθούν, σε κάτοψη και ισομετρική όψη αντίστοιχα. Ταυτόχρονα, παρατίθεται μαζί με αυτά το πραγματικό μοντέλο στις αντίστοιχες όψεις.



Σχήμα 3.15: Κάτοψη Πτερωτής  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD



Σχήμα 3.16: Ισομετρική όψη Πτερωτής  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD

### 3.4 Αποτελέσματα και Κατασκευαστικά Σχέδια

Τα αποτελέσματα του 3<sup>ου</sup> κεφαλαίου είναι ουσιαστικά τα σχέδια της υδροδυναμικής μηχανής σε ηλεκτρονική μορφή (Computational Aided Design - CAD), που είναι προαπαιτούμενα για το στάδιο της υπολογιστικής προσομοίωσης. Συμπληρωματικά σε αυτό, προστέθηκε ως στόχος και η δημιουργία των κατασκευαστικών σχεδίων της μηχανής. Μέσω αυτών, επιτεύχθηκε η κατανόηση των σημείων της μηχανής που χρήζουν προσεχτικής αντιμετώπισης, όπως είναι τα σημεία σύνδεσης των διαφόρων τμημάτων, για την επίτευξη ομαλής λειτουργίας της μηχανής. Επιπλέον, στο πλαίσιο μίας μελλοντικής μελέτης πάνω στη συγκεκριμένη υδροδυναμική μηχανή, θα αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμη και βολική, η εκ των προτέρων ύπαρξη των τριδιάστατων σχεδίων σε ηλεκτρονική μορφή.

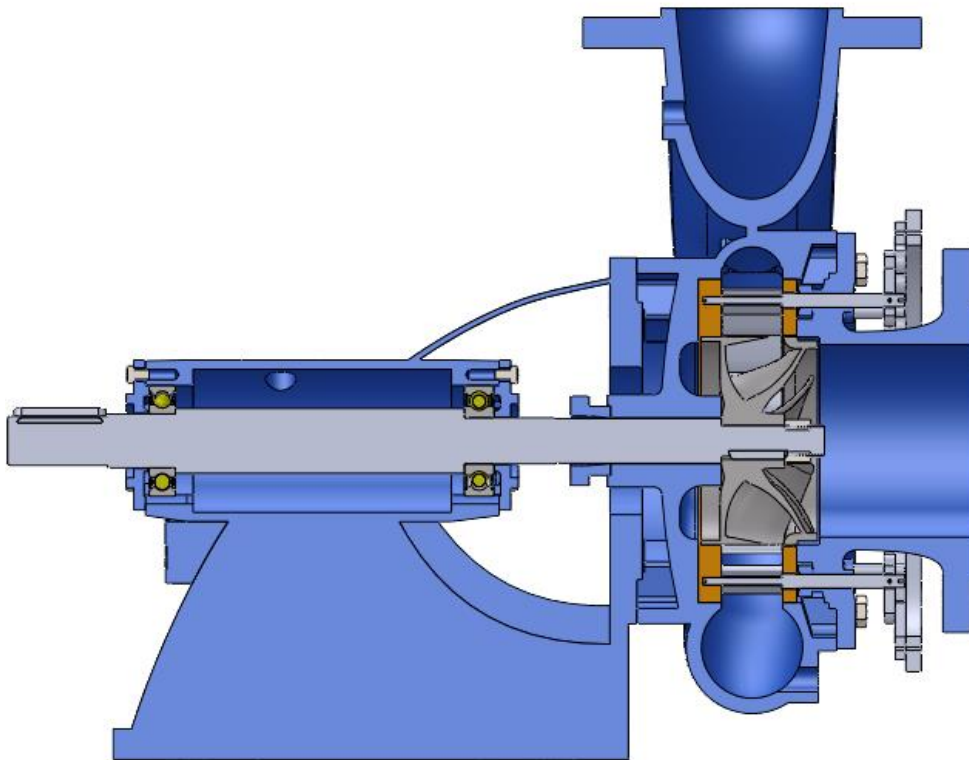
Επιπλέον αποτέλεσμα του κεφαλαίου σχεδίασης και αποτύπωσης, είναι η συναρμολόγηση των επιμέρους μερών της μηχανής για την αποτύπωση της συναρμολογημένης διάταξης. Αυτό επιτεύχθηκε μέσω της λειτουργίας συναρμολόγησης (Assembly), του σχεδιαστικού πακέτου SolidWorks. Σε αυτό το μέρος, παρέχεται η δυνατότητα από το πρόγραμμα της μοντελοποίησης της λειτουργίας της μηχανής. Δηλαδή μέσω κατάλληλων σχέσεων-γεωμετρικών εξαρτήσεων (mates), που τοποθετούνται μεταξύ των διαφόρων μερών, επιτυγχάνεται η τοποθέτηση καθενός στη σωστή θέση, ενώ παράλληλα καθορίζονται και οι βαθμοί ελευθερίας τους. Γίνεται εμφανές λοιπόν, ο τρόπος με τον οποίο περιστρέφονται και κινούνται τα διάφορα μέρη της μηχανής. Από το πρόγραμμα είναι επίσης διαθέσιμος, ο υπολογισμός τυχόν επικαλύψεων κατά την κίνηση των διαφόρων μερών. Δίνεται λοιπόν, στο σχεδιαστή, η δυνατότητα να τροποποιήσει τη γεωμετρία, έτσι ώστε να διορθωθούν και να εξαλειφθούν τέτοιας φύσεως προβλήματα.

Στις εικόνες που ακολουθούν παρουσιάζεται η συναρμολογημένη διάταξη, σε πρόσοψη 3.17, σε πλάγια τομή 3.18 και σε ισομετρική απεικόνιση 3.19. Σε κάθε ένα από αυτά, πλην της τομής, παρουσιάζεται το φυσικό μοντέλο και στην συνέχεια το μοντέλο CAD που προέκυψε από την αποτύπωση στο σχεδιαστικό λογισμικό SolidWorks.

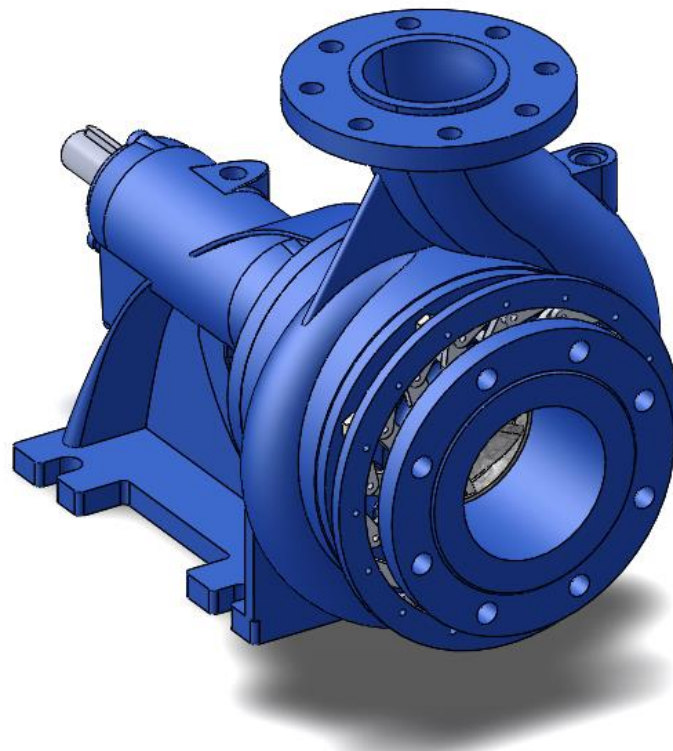
Τα κατασκευαστικά σχέδια τα οποία αναφερθήκαν σε αυτό το κεφάλαιο, επισυνάπτονται στο παράρτημα Α.



Σχήμα 3.17: Απεικόνιση της συναρμολογημένης διάταξης  
Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD



Σχήμα 3.18: Τομή της συναρμολογημένης διάταξης σε περιβάλλον SolidWorks



Σχήμα 3.19: *Ισομετρική απεικόνιση της συναρμολογημένης διάταξης  
Επάνω: Πραγματικό μοντέλο | Κάτω: Μοντέλο CAD*



## 4. ΘΕΩΡΙΑ ΑΝΑΠΤΥΞΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

### 4.1 Υπολογιστική Ρευστομηχανική (Ανάλυση CFD)

Μέχρι πριν από μερικά χρόνια, η μελέτη των προβλημάτων μηχανικής των ρευστών γινόταν μέσω μαθηματικής ανάλυσης. Σήμερα με τη βοήθεια της σύγχρονης τεχνολογίας των ηλεκτρονικών υπολογιστών, καθίσταται δυνατό να μελετάμε πολύπλοκα προβλήματα ρευστομηχανικής σε μεγαλύτερο βάθος και ταυτόχρονα σε μικρότερο χρονικό διάστημα από ότι παλαιότερα. Σε αυτό έχει συμβάλει ένας σχετικά νέος κλάδος της μηχανικής των ρευστών, που ονομάζεται υπολογιστική ρευστομηχανική (CFD ή Computational Fluid Dynamics). Ο κλάδος αυτός κάνει χρήση της αριθμητικής ανάλυσης αλλά και διαφόρων αλγορίθμων, για να αναλύσει το εκάστοτε πρόβλημα ρευστομηχανικής. Οι υπολογιστές χρησιμοποιούνται για να προσομοιώσουν την αλληλεπίδραση του ρευστού με τα στερεά σώματα, τα οποία επιβάλλουν στο ρευστό οριακές συνθήκες, που διαφέρουν από πρόβλημα σε πρόβλημα. Πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια στα διάφορα προβλήματα μπορεί να επιτευχθεί, εάν γίνει χρήση υπερυπολογιστών (supercomputer). Αυτοί έχουν υπολογιστικές ικανότητες υψηλού επιπέδου σε σύγκριση με τους υπολογιστές κοινής χρήσης. Εκτός από το hardware όμως, σημαντικό ρόλο διαδραματίζει και το software που θα χρησιμοποιηθεί για την επίλυση. Στις μέρες μας, γίνονται συνεχείς έρευνες για τη βελτίωση των λογισμικών υπολογιστικής ρευστομηχανικής, ώστε να είναι δυνατό να επιτευχθεί μεγαλύτερη ακρίβεια, αλλά και ταχύτερη επίλυση πολύπλοκων σεναρίων προσομοίωσης.

Για την εφαρμογή ενός μοντέλου υπολογιστικής ρευστομηχανικής είναι απαραίτητο ένα αριθμητικό μοντέλο, βάση του οποίου θα γίνονται οι υπολογισμοί. Το μοντέλο αυτό πρέπει να είναι σε θέση να ανταποκρίνεται στη φυσική του προβλήματος, ώστε να καθίσταται δυνατή η προσομοίωσή του με το βέλτιστο τρόπο.

Για την επίλυση ενός προβλήματος υπολογιστικής ρευστομηχανικής, πρέπει πρώτα να καθοριστεί, αλλά και να διακριτοποιηθεί, ο χώρος στον οποίο λαμβάνει μέρος το πρόβλημα που τίθεται υπό μελέτη. Έπειτα, πρέπει να ορισθούν οι οριακές συνθήκες και το αριθμητικό μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί για την προσομοίωση. Τέλος με όλα τα παραπάνω πλήρως καθορισμένα, το μοντέλο είναι έτοιμο προς επίλυση από το λογισμικό που θα χρησιμοποιηθεί.

Η μελέτη του παρόντος προβλήματος, στα διάφορα στάδιά της, έγινε με τη βοήθεια του πακέτου Ansys 17.0 της εταιρίας Ansys. Για τα διάφορα μέρη του προβλήματος που περιγράφηκαν παραπάνω, χρησιμοποιήθηκαν επιμέρους τμήματα του πακέτου Ansys. Για την περαιτέρω επεξεργασία της γεωμετρίας, που αρχικά προέκυψε από το λογισμικό SolidWorks που αναφέρθηκε στο 3<sup>ο</sup> κεφάλαιο, χρησιμοποιήθηκε το Ansys Design Modeler. Για την διακριτοποίηση του χώρου χρησιμοποιήθηκε το Ansys



Meshing. Τέλος για την επίλυση και τον καθορισμό των συνθηκών του προβλήματος χρησιμοποιήθηκε το Ansys Fluent.

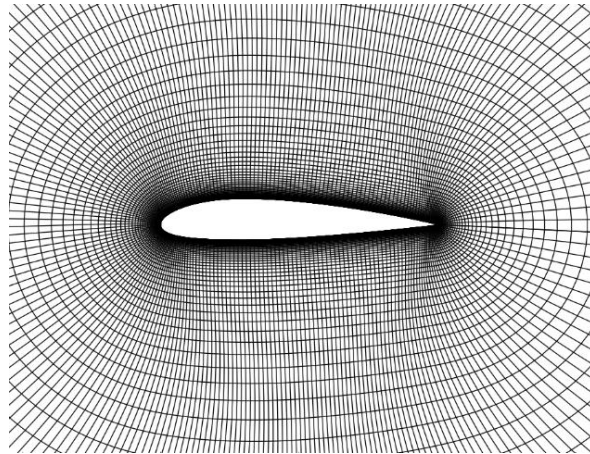
## 4.2 Δημιουργία Γεωμετρίας και Πλέγματος

Για την επίλυση κάθε προβλήματος υπολογιστικής ρευστομηχανικής πρέπει πρώτα να ορισθεί η γεωμετρία του στερεού τοιχώματος. Έπειτα, από το στερεό τοίχωμα με κατάλληλες διεργασίες λαμβάνεται ο χώρος στον οποίο θα κινηθεί το ρευστό (fluid domain). Ο χώρος αυτός, πρέπει να αποτυπωθεί με όσο το δυνατόν καλύτερη ακρίβεια, αφού η σωστή αποτύπωση του χώρου στον οποίο θα λάβει μέρος το ρευστομηχανικό πρόβλημα, συμβάλλει δραστικά στην αξιοπιστία των αποτελεσμάτων. Η εξομάλυνση της γεωμετρίας, μέσω της αφαίρεσης ατελειών και απότομων κλίσεων, αποτελεί ένα από τα βασικότερα κομμάτια σχεδίασης της τελικής γεωμετρίας, αφού χωρίς αυτή μπορεί να προκύψουν διάφορα προβλήματα, που θα αναλυθούν ακολούθως. Η μη εξομαλυμένη γεωμετρία μπορεί να επιφέρει αποτελέσματα κακής ακρίβειας ή αδυναμίας ικανοποιητικής σύγκλισης του αριθμητικού μοντέλου. Αυτά τα προβλήματα, σχετίζονται επίσης άμεσα με την αδυναμία δημιουργίας, κατάλληλης ποιότητας πλέγματος στο εκάστοτε μοντέλο προσομοίωσης.

### 4.2.1 Κατηγοριοποίηση Πλεγμάτων

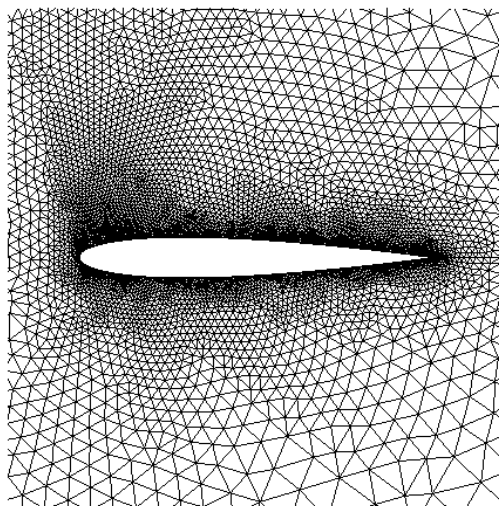
Η διακριτοποίηση για τη μελέτη του χωρίου, γίνεται δημιουργώντας κατάλληλο πλέγμα. Η δημιουργία πλέγματος που αναφέραμε παραπάνω, είναι το δεύτερο στάδιο στην επίλυση του προβλήματος. Για τη δημιουργία πλέγματος υπάρχουν δύο κύριες επιλογές.

Η πρώτη κατηγορία που μπορεί να επιλεγθεί, είναι αυτή των δομημένων πλεγμάτων (Structured Grids). Τα δομημένα πλέγματα χαρακτηρίζονται από την τακτική χωροταξία τους και την ορθή συνδεσιμότητά τους. Όταν μελετάμε ένα διδιάστατο πρόβλημα, τότε τα στοιχεία που απαρτίζουν το δομημένο πλέγμα είναι τα τετράπλευρα. Στην περίπτωση που μελετάμε ένα τριδιάστατο πρόβλημα, κατ' αναλογία με το διδιάστατο, το στοιχείο δόμησης γίνεται το εξάεδρο. Το δομημένο πλέγμα είναι ιδιαίτερα αποδοτικό ως προς το χώρο που καταλαμβάνει, αφού λαμβάνει ως παράμετρο κατά τη δημιουργία του, τις συνθήκες που επικρατούν στη γύρω περιοχή. Η δημιουργία δομημένου πλέγματος όμως έχει και κάποια βασικά μειονεκτήματα. Για τη δημιουργία του απαιτείται περισσότερος χρόνος συγκριτικά με αυτόν που χρειάζεται για τη δημιουργία μη-δομημένου πλέγματος. Επίσης δεν παρουσιάζουν ευελιξία προσαρμογής, κατά τη χωρική διακριτοποίηση πολύπλοκων γεωμετριών.



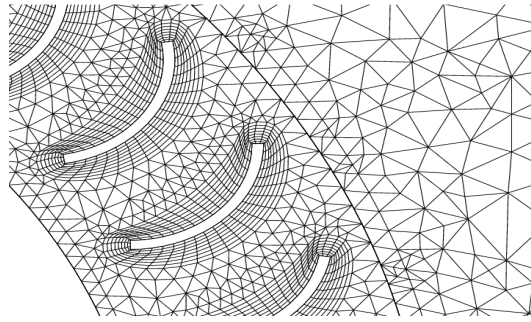
Σχήμα 4.1: Δομημένο πλέγμα

Η δεύτερη κατηγορία, είναι αυτή των μη-δομημένων πλεγμάτων (Unstructured Grids). Τα πλέγματα αυτά χαρακτηρίζονται από χειρότερη χωροταξία και όχι τόσο καλή συνδεσιμότητα, συγκριτικά με αυτή που παρουσιάζουν τα δομημένα πλέγματα. Άλλο ένα μειονέκτημά τους, είναι πως κατά τη δόμησή τους δεν λαμβάνουν υπόψη τις περιβάλλουσες συνθήκες, με αποτέλεσμα να προκύπτουν κελιά (cells) με αυξημένη ασυμμετρία. Μεγάλο πλεονέκτημα του μη-δομημένου πλέγματος, είναι πως μπορούν με σχετική ευκολία να προσαρμοστούν ώστε να περιγράψουν δύσκολες γεωμετρίες. Ταυτόχρονα, για τη δημιουργία τους απαιτείται σημαντικά λιγότερος χρόνος, από ότι για τη δημιουργία δομημένου πλέγματος, όπως προαναφέρθηκε.



Σχήμα 4.2: Αδόμητο πλέγμα

Ο συνδυασμός των δύο μεγάλων αυτών κατηγοριών, δομεί μία νέα κατηγορία αυτή των υβριδικών πλεγμάτων. Η σκοπιμότητα της χρήσης υβριδικών πλεγμάτων πηγάζει από το γεγονός ότι μπορούν να συνδυάζουν τα επιμέρους πλεονεκτήματα των δομημένων και των μη-δομημένων πλεγμάτων.



Σχήμα 4.3: Υβριδικό πλέγμα

Η επιλογή του πλέγματος που θα χρησιμοποιηθεί, έγκειται στη φύση του προβλήματος που μελετάται, αλλά και στην ακρίβεια που θέλουμε να επιτύχουμε σε δεδομένο χρόνο. Στην παρούσα διπλωματική εργασία, η μέθοδος διακριτοποίησης που χρησιμοποιήθηκε ήταν αυτή του μη-δομημένου πλέγματος, αφού οι χρονικές απαιτήσεις για την κατασκευή ενός δομημένου πλέγματος είναι σημαντικά μεγαλύτερες. Παράλληλα όμως, η ακρίβεια που τελικά επιτεύχθηκε από τη χρήση μη-δομημένου πλέγματος ήταν αρκετά υψηλή, ώστε να καλύπτει το στόχο της διπλωματικής εργασίας. Η δημιουργία του πλέγματος έγινε με το λογισμικό Ansys Meshing, όπως έχει ήδη προαναφερθεί.

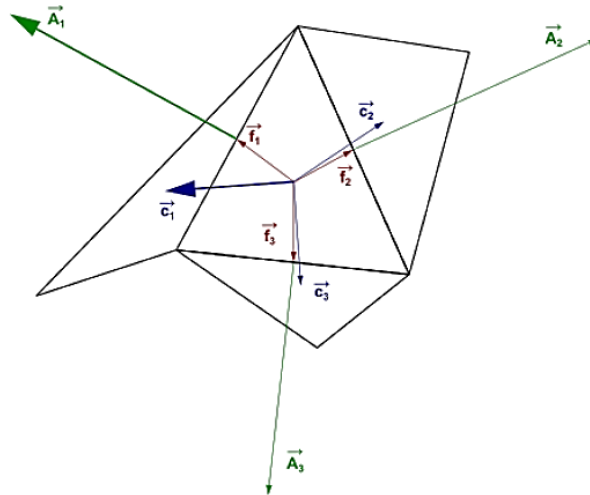
#### 4.2.2 Κριτήρια Ελέγχου Ποιότητας Πλέγματος

Στο λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε για τη δόμηση πλέγματος, υπάρχουν κριτήρια ποιότητας που καθορίζουν την τελική αποδοχή ή απόρριψή του. Τα κριτήρια αυτά είναι αναγκαία γιατί επιτρέπουν στο χρήστη, να γνωρίζει εκ των προτέρων πως η αριθμητική επίλυση που πρόκειται να επιχειρήσει, θα έχει μία ικανοποιητική σύγκλιση, αλλά και ακρίβεια. Τα κριτήρια ελέγχου ποιότητας των κελιών του πλέγματος που παρέχει το λογισμικό Ansys Meshing, στο μελετητή είναι τα εξής:

→ Orthogonal quality ή ορθογώνια ποιότητα πλέγματος, που ορίζεται ως το ελάχιστο εκ των δύο παρακάτω μεγεθών:

- i. Το συνημίτονο της γωνίας που ορίζει το διάνυσμα που είναι κάθετο στην επιφάνεια ενός κελιού, με το διάνυσμα που έχει ως αρχή το κέντρο βάρους του κελιού και πέρας το κέντρο βάρους της επιφάνειας που προαναφέρθηκε.
- ii. Το συνημίτονο της γωνίας που ορίζει το διάνυσμα που είναι κάθετο στην επιφάνεια ενός κελιού με το διάνυσμα που έχει ως αρχή το κέντρο βάρους του κελιού που εξετάζεται και πέρας το κέντρο βάρους του κελιού που ακουμπά πάνω στην επιφάνεια που προαναφέραμε.

Επιθυμητές τιμές για το συγκεκριμένο μέγεθος, είναι οι τιμές κοντά στη μονάδα, ενώ ανεπιθύμητες τιμές είναι αυτές που είναι κοντά στο μηδέν. Από τον ορισμό του, είναι φανερό πως επιδιώκεται τα διανύσματα που προαναφέρθηκαν να είναι συγγραμικά ή σχεδόν συγγραμικά.

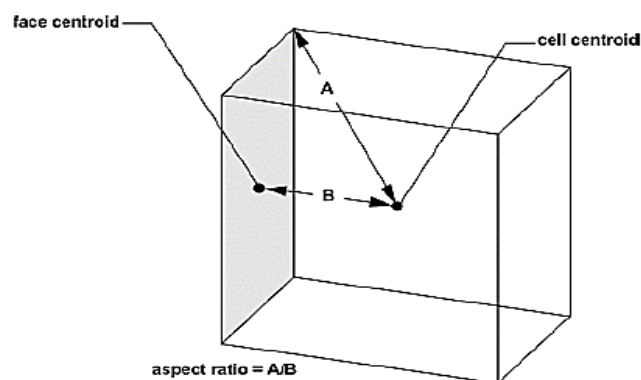


Σχήμα 4.4: Διανύσματα προσδιορισμού ορθογωνίας ποιότητας πλέγματος

→ Aspect ratio είναι ακόμα ένα κριτήριο ελέγχου ποιότητας του πλέγματος. Υπολογίζεται ως ο λόγος του μέγιστου προς του ελάχιστου ευθύγραμμου τμήματος, οποιουδήποτε συνδυασμού από τα παρακάτω:

- i. Το ευθύγραμμο τμήμα που συνδέει το κέντρο βάρους του κελιού με το κέντρο βάρους μίας πλευράς.
- ii. Το ευθύγραμμο τμήμα που συνδέει το κέντρο βάρους ενός κελιού με της ακμές του κελιού αυτού.

Αποτελεί ένα μέτρο για την εκτίμηση του πόσο στρεβλά είναι τα κελιά του πλέγματος. Για πολύ ανισότροπες ροές, μεγάλες τιμές του μέτρου αυτού μπορούν να δώσουν αρκετά ακριβή αποτελέσματα με λιγότερα κελιά. Γενικά προτιμάται να αποφεύγονται απότομες αλλαγές του aspect ratio σε περιοχές όπου η ροή έχει μεγάλες αλλαγές ή μεγάλες κλίσεις.



Σχήμα 4.5: Γεωμετρικός προσδιορισμός αναλογίας κελιού (aspect ratio)

→ Skewness αποτελεί το κριτήριο ελέγχου ποιότητας του πλέγματος που χρησιμοποιήθηκε ως επί το πλείστο, στη παρούσα διπλωματική εργασία. Για τον υπολογισμό του κριτηρίου αυτού, λαμβάνεται υπόψη η διαφορά μεταξύ του κανονικού πρίσματος που θα παράγονταν από τις έδρες που έχει εξεταζόμενο

πρίσμα, με το υπάρχον πρίσμα. Για παράδειγμα, το βέλτιστο τετράπλευρο πρέπει να έχει ορθές γωνίες στις κορυφές του, ενώ τα τριγωνικά πλέγματα πρέπει να έχουν περίπου 60° γωνίες. Το κριτήριο αυτό υπολογίζεται ως εξής:

$$Skewness = \max \left[ \frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \quad (4.1)$$

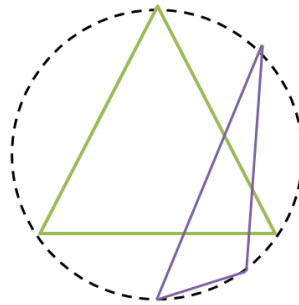
Όπου:

$\theta_{\max}$  : είναι η μέγιστη γωνία της πλευράς (2D) ή του κελιού (3D)

$\theta_{\min}$  : είναι η ελάχιστη γωνία της πλευράς (2D) ή του κελιού (3D)

$\theta_e$  : είναι η γωνία που θα είχε το κανονικό σχήμα ή πρίσμα

Ένας γενικός κανόνας, είναι πως η μέγιστη τιμή αυτού του δείκτη ποιότητας πλέγματος, στις περισσότερες περιπτώσεις, δεν πρέπει να ξεπεράσει την τιμή 0,95 σε μία δεδομένη περιοχή, αλλά και ο μέσος όρος, πρέπει να είναι πολύ χαμηλότερος από αυτή την τιμή, διότι ειδάλλως είναι πολύ πιθανό να υπάρξουν προβλήματα στη σύγκλιση.



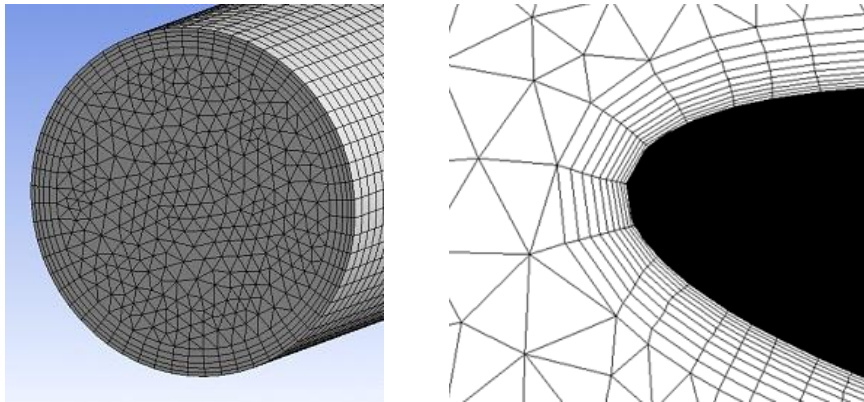
Σχήμα 4.6: Επιθυμητή (πράσινο) και μη (μωβ) ποιότητα ασυμμετρίας

#### 4.2.3 Προσομοίωση Οριακού Στρώματος

Σημαντική επίδραση στα ρευστομηχανικά προβλήματα δημιουργούν οι δυνάμεις συνεκτικότητας του ρευστού. Οι δυνάμεις συνεκτικότητας, δημιουργούνται εξαιτίας της συνοχής των μορίων ενός ρευστού, που έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία εσωτερικής τριβής μεταξύ αυτών. Αυτές είναι εντονότερες στα υγρής κατάστασης ρευστά, συγκριτικά με τα αέριος. Εμφανής γίνεται η δράση της συνεκτικότητας του ρευστού, κατά την επαφή του με τα στερεά τοιχώματα. Η τριβή του ρευστού με το στερεό τοίχωμα δημιουργεί ένα πολύ λεπτό στρώμα ρευστού, γνωστό ως οριακό στρώμα, το οποίο διαφέρει από τα χαρακτηριστικά του πεδίου ροής μακριά από αυτό, αλλά ταυτόχρονα έχει σημαντική επίδραση σε αυτό.

Για το συνυπολογισμό της επίδρασης του φαινομένου αυτού σε ένα μοντέλο υπολογιστικής ρευστομηχανικής, χρησιμοποιείται η μέθοδος τοποθέτησης κάποιων στρωμάτων κελιών, με συγκεκριμένη χωροταξία κοντά στο στερεό τοίχωμα. Το

στρώμα των κελιών που τοποθετείται πάνω από το στερεό ονομάζεται *inflation*. Στις εικόνες που ακολουθούν παρουσιάζονται τυπικές διατάξεις πλέγματος, με τη χρήση του παραπάνω εργαλείου.



Σχήμα 4.7: Διακριτοποίηση για προσομοίωση οριακού στρώματος

### 4.3 Αριθμητική Μοντελοποίηση

Επόμενο και εξίσου σημαντικό κομμάτι στην επίλυση ενός προβλήματος υπολογιστικής ρευστομηχανικής, είναι αυτό της αριθμητικής μοντελοποίησης. Για να είναι δυνατή η εφαρμογή μίας μεθόδου υπολογιστικής ρευστομηχανικής, είναι απαραίτητο ένα μαθηματικό μοντέλο, με βάση το οποίο θα γίνουν οι υπολογισμοί. Το αριθμητικό μοντέλο, πρέπει να ανταποκρίνεται στη φυσική του προβλήματος που μελετάται, οπότε η επιλογή του είναι καταλυτικής σημασίας.

Ο καθορισμός των εξισώσεων, αλλά και η επίλυση του μοντέλου έγινε στο υπολογιστικό περιβάλλον Ansys Fluent. Η ανάλυση του μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε δίνεται παρακάτω.

#### 4.3.1 Εξισώσεις Navier- Stokes και RANS

Στη μηχανική των ρευστών, οι διαδεδομένες εξισώσεις Navier-Stokes, πήραν το όνομά τους προς τιμήν των μηχανικών Claude Louis Navier και George Gabriel Stokes. Οι εξισώσεις αυτές περιγράφουν την κίνηση των συνεκτικών ρευστών και προκύπτουν από τις εξισώσεις ορμής, όταν αυτές αντικατασταθούν στις υλικές εξισώσεις και απλοποιηθούν με τη συμβολή της εξίσωσης της συνέχειας, για την οποία μιλήσαμε εκτενέστερα στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Στην περίπτωση που εξετάζεται σε αυτήν την διπλωματική εργασία, το εργαζόμενο μέσο που μελετάται είναι πρακτικώς ασυμπίεστο (νερό). Οπότε, ισχύει ότι η πυκνότητα του είναι σταθερή  $\rho = \text{const}$  και άρα  $\text{div} \vec{u} = 0$ . Επιπρόσθετα, με την υπόθεση πως η κινηματική συνεκτικότητα παραμένει σταθερή, δηλαδή  $\mu = \text{const}$ , προκύπτουν οι εξισώσεις Navier-Stokes για ασυμπίεστο ρευστό σε καρτεσιανές συντεταγμένες:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x + \mu \Delta u - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.2)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y + \mu \Delta v - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (4.3)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z + \mu \Delta w - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4.4)$$

,όπου  $\frac{D}{Dt}$  ο τελεστής Euler που εκφράζεται από τη σχέση:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (4.5)$$

και  $\Delta$  ο τελεστής Laplace:

$$\Delta \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.6)$$

Εάν αγνοήσουμε την επίδραση της τύρβης, τότε οι εξισώσεις Navier-Stokes, μαζί με την εξίσωση της συνέχειας, αποτελούν ένα σύστημα τεσσάρων εξισώσεων με τέσσερεις αγνώστους ( $v, u, w, p$ ).

Η υπάρχουσα υπολογιστική ισχύς όμως, δεν είναι ακόμα σε επίπεδο να διαπραγματευτεί τις τυρβώδεις ροές όπως προκύπτουν από την κατευθείαν λύση των εξισώσεων Navier-Stokes. Για το λόγο αυτό λοιπόν, προστίθενται μοντέλα τύρβης για να μπορέσει να υπολογιστεί η τύρβη μεγάλης κλίμακας. Έτσι λοιπόν γίνεται αρχικά προσπάθεια υπολογισμού των χρονικά μέσων τιμών των βασικών μεγεθών αλλά και των διακυμάνσεών τους. Αυτή η ιδέα προσέγγισης του προβλήματος των τυρβωδών ροών, προτάθηκε αρχικά από τον Osborne Reynolds το 1895. Οι εξισώσεις Navier-Stokes λαμβάνοντας υπόψη την πρόταση του Reynolds για τις τυρβώδεις ροές, μετασχηματίζονται τελικά σε ένα νέο σύστημα εξισώσεων, γνωστό ως Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations ή για σύντμηση RANS, οι οποίες χρησιμοποιούνται μέχρι και σήμερα. Αυτές παίρνουν την παρακάτω μορφή, όπως διατυπώνονται από το θεωρητικό εγχειρίδιο του λογισμικού Ansys Fluent που χρησιμοποιήθηκε για τον άξονα κίνησης  $x$  [1]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot u_i) = 0 \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.8)$$

Η εισαγωγή των μέσων τιμών στις εξισώσεις RANS δημιουργεί δύο βασικά προβλήματα. Το πρώτο, είναι πως χάνεται μέρος της πληροφορίας της φύσης της ροής. Βέβαια αυτό το πρόβλημα δεν είναι μεγάλο, αφού με αυτά τα μοντέλα συνεχίζουμε να έχουμε πολύ ακριβή αποτελέσματα. Το δεύτερο πρόβλημα, είναι πως με την εισαγωγή μέσων τιμών δημιουργούνται νέοι άγνωστοι, που είναι οι τάσεις Reynolds και οδηγούμαστε στην κατασκευή των λεγόμενων μοντέλων τύρβης για τη δημιουργία κλειστού συστήματος εξισώσεων. Για το πακέτο των εξισώσεων που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση του προβλήματος αυτής της εργασίας γίνεται ανάλυση στο επόμενο εδάφιο.

#### 4.3.2 Τυρβώδη Μοντέλα

Για την πρόβλεψη της επίδρασης της τύρβης στο πρόβλημα, πρέπει να ληφθούν υπόψη επιπλέον εξισώσεις, όπως έχουμε ήδη προαναφέρει. Υπάρχουν πολλά τυρβώδη μοντέλα που βασίζονται στις εξισώσεις RANS.

Υποκατηγορία των μοντέλων τύρβης που βασίζονται στις RANS είναι τα μοντέλα γραμμικής τυρβώδους συνεκτικότητας (linear eddy viscosity models), τα μη-γραμμικής τυρβώδους συνεκτικότητας και το μοντέλο Reynolds Stress Model (ή RSM). Στην εργασία αυτή, χρησιμοποιήθηκε ένα μοντέλο εξισώσεων που υπάγεται στα γραμμικά μοντέλα. Αυτή η επιλογή έγινε διότι τα άλλα μοντέλα, αν και πιο ακριβή είναι πολύ πιο κοστοβόρα σε υπολογιστική ισχύ. Τα γραμμικά μοντέλα συνδέουν την τυρβώδη διατμητική τάση Reynolds των RANS, γραμμικά με τον τανυστή του μέσου ρυθμού παραμόρφωσης, μέσω της σχέσης του Boussinesq:

$$-\overline{\rho u'_i \cdot u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.9)$$

Για το ασυμπιεστο ρευστό ισχύει:  $\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0$

Η χρήση της σχέσης του Boussinesq αποτελεί ταυτόχρονα, μεγάλο πλεονέκτημα για την επίλυση του μοντέλου, αλλά και σημαντικό μειονέκτημα. Το πλεονέκτημα αυτής της σχέσης είναι πως έχει σχετικά χαμηλό υπολογιστικό κόστος για τον υπολογισμό της τυρβώδους συνεκτικότητας  $\mu_t$ . Το μειονέκτημα της υπόθεσης του Boussinesq είναι πως για να απλοποιηθεί το πρόβλημα, υποθέτει πως η τυρβώδης συνεκτικότητα είναι μία βαθμωτή ιστροπική ποσότητα, που στην πραγματικότητα δεν είναι αληθές. Ωστόσο, η θεώρηση μίας ιστροπικής τυρβώδους συνεκτικότητας λειτουργεί χωρίς μεγάλες αποκλίσεις σε ροές που κυριαρχεί μόνο μία από τις τυρβώδεις διατμητικές τάσεις.



Τα γραμμικά μοντέλα χωρίζονται σε:

- Αλγεβρικά μοντέλα, με πιο γνωστά να είναι το Cebesi-Smith, το Baldwin-Lomax, το Johnson-King και το roughness-dependent model.
- Μοντέλα μίας εξίσωσης (one equation models), όπως είναι το μοντέλο Spalart-Allmaras, το μοντέλο του Prandtl και το μοντέλο Baldwin-Barth.
- Μοντέλα δύο εξισώσεων (two equation models). Αυτά βρίσκουν μεγάλη εφαρμογή στα ρευστομηχανικά προβλήματα. Τα μοντέλα k-ε και k-ω είναι ιδιαίτερα διαδεδομένα στο χώρο της βιομηχανίας, αλλά και σε προβλήματα μηχανικής. Όπως προδίδει το όνομά τους, τα μοντέλα δύο εξισώσεων είναι μοντέλα που χρησιμοποιούν δύο εξισώσεις μεταφοράς για να κλείσουν το πακέτο εξισώσεων και να μπορέσουν να ανταποκριθούν στις τυρβώδεις ιδιότητες της ροής. Τις περισσότερες φορές μία από τις μεταβλητές μεταφοράς είναι η τυρβώδης κινητική ενέργεια k. Η δεύτερη μεταβλητή είναι συνήθως, μία μεταξύ της τύρβης διάχυσης ε και της ειδικής διάχυσης ω.

#### 4.3.3 Μοντέλο k-ω

Τα μοντέλα k-ω αναλύονται σε δύο βασικές υποκατηγορίες, το μοντέλο Simple k-ω και το SST k-ω. Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του μοντέλου SST k-ω (Shear Stress Transport k-ω), το οποίο αποτελεί ένα σύστημα εξισώσεων, που υπάγεται σε ένα ευρύτερο σύστημα εξισώσεων, όπως εξηγήθηκε παραπάνω. Η πρώτη μεταβλητή αυτού του μοντέλου k, είναι αυτή που καθορίζει την ενέργεια της τύρβης. Η δεύτερη μεταβλητή ω, είναι αυτή που καθορίζει την κλίμακα της τύρβης χρονικά ή χωρικά [1].

Το μοντέλο SST k-ω, είναι ένα μοντέλο που συνδυάζει αποτελεσματικά ακριβείς προσεγγίσεις σε περιοχές κοντά στο τοίχωμα, που παρέχει το μοντέλο k-ω και την ανεξαρτησία της ελεύθερης ροής που παρέχει το μοντέλο k-ε. Το μοντέλο SST k-ω είναι παρόμοιο με είναι παρόμοιο με αυτό του k-ω αλλά έχει τις παρακάτω διαφοροποιήσεις:

- Το μοντέλο Standard k-ω και το μοντέλο transformed k-ε πολλαπλασιάζονται με μία συνάρτηση ανάμειξης και έπειτα συνδυάζονται. Η συνάρτηση ανάμειξης είναι σχεδιασμένη να παίρνει την τιμή ένα στην περιοχή κοντά στο τοίχωμα, γεγονός που ενεργοποιεί το μοντέλο Standard k-ω και μηδέν μακριά από αυτό που ενεργοποιεί το μοντέλο transformed k-ε.
- Το μοντέλο SST εμπεριέχει ένα διαφορικό όρο για την απόσβεση της διάχυσης στην εξίσωση του ω.
- Ο ορισμός της τυρβώδους συνεκτικότητας έχει μεταβληθεί έτσι ώστε να συνεισφέρει στη μεταφορά της τυρβώδους διατμητικής τάσης.
- Τέλος οι σταθερές του μοντέλου, σε σχέση με αυτές του Standard k-ω είναι διαφορετικές.

Αυτά τα χαρακτηριστικά κάνουν το μοντέλο SST k- $\omega$  περισσότερο ακριβές, για μεγαλύτερο εύρος εφαρμογών, από ότι το μοντέλο Standard k- $\omega$ .

Το μοντέλο SST k- $\omega$  απαρτίζεται από τις παρακάτω βασικές εξισώσεις.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.11)$$

Σε αυτές τις εξισώσεις οι όροι που λαμβάνουν μέρος είναι:

- $G_k$  : είναι ο όρος που αντιπροσωπεύει την παραγωγή της τυρβώδους κινητικής ενέργειας εξαιτίας της μέσης κλίσης της ταχύτητας.
- $G_\omega$  : είναι ο όρος που αντιπροσωπεύει την παραγωγή της ειδικής διάχυσης  $\omega$
- $\Gamma_k$  και  $\Gamma_\omega$  : είναι οι όροι που αντιπροσωπεύουν την ικανότητα διάχυσης της τυρβώδους κινητικής ενέργειας k και της παραγωγής ειδικής διάχυσης  $\omega$ .
- $Y_k$  και  $Y_\omega$  : είναι οι όροι που αντιπροσωπεύουν τη διάλυση της τυρβώδους κινητικής ενέργειας k και της παραγωγής ειδικής διάχυσης  $\omega$  εξαιτίας της τύρβης.
- $D_\omega$  : σχετίζεται με τον όρο cross-diffusion.
- $S_k$  και  $S_\omega$  : είναι όροι που τους καθορίζει ο χρήστης.

Ένα μειονέκτημα των μοντέλων τυρβώδους συνεκτικότητας, είναι πως δεν έχουν ευαισθησία στην προσομοίωση σημείων που εμφανίζουν καμπυλότητα, ή σε περιστρεφόμενα συστήματα, γεγονός που είναι σημαντικό για πολλές εφαρμογές τυρβωδών ροών. Έτσι γίνεται μία τροποποίηση του όρου παραγωγής τύρβης ώστε να κάνει το μοντέλο SST k- $\omega$ , πιο ευαίσθητο σε τέτοιες περιπτώσεις. Η τροποποίηση αυτή λαμβάνει μέρος, εάν επιλεχθεί η επιλογή curvature correction, η οποία χρησιμοποιήθηκε σε αυτήν την εργασία, αφού και υπήρξαν σημεία με αυξημένη καμπυλότητα αλλά και στρεφόμενα μέρη.

#### 4.3.4 Μοντέλο MRF

Στο πρόβλημα που μελετήθηκε, έγινε η υπόθεση μόνιμης ροής (steady state), αφού η μελέτη έγινε για αποκατεστημένη ροή, σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας, χωρίς να ενδιαφέρουν τα διάφορα μεταβατικά φαινόμενα που αναπτύσσονται, μέχρι να φτάσει σε αυτά η μηχανή.

Τα προβλήματα που περιέχουν κινούμενα στοιχεία δεν μπορούν να προσομοιωθούν με τη μέθοδο Single Reference Frame. Πρέπει λοιπόν η γεωμετρία από την οποία διέρχεται το ρευστό να χωριστεί σε ζώνες. Η διαφορά μεταξύ των περιοχών αυτών,

είναι η σχετική τους κίνηση ως προς ένα σύστημα το οποίο θεωρείται ακίνητο. Οι ζώνες που υπάρχει κίνηση των στερεών τμημάτων του μοντέλου, πρέπει να λυθούν με εξισώσεις κινούμενης κατάστασης, ενώ στις ακλόνητες ζώνες πρέπει να εφαρμοσθούν εξισώσεις σταθερής κατάστασης. Ο τρόπος σύνδεσης δύο διαφορετικών περιοχών, αποτελεί κομμάτι του ρευστομηχανικού προβλήματος, που μέσω του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε, προσεγγίζεται με το μοντέλο Moving Reference Frames ή αλλιώς MRF.

Το MRF είναι μία προσέγγιση μόνιμης κατάστασης (steady state), στην οποία κάθε ξεχωριστή ζώνη μπορεί να έχει διαφορετική περιφερειακή ή μεταφορική ταχύτητα. Η ροή σε κάθε κινούμενη ζώνη επιλύεται από τις εξισώσεις του μοντέλου MRF. Εάν η ζώνη είναι σταθερή, οι εξισώσεις παίρνουν μορφή στατικής κατάστασης. Σε διεπιφάνειες μεταξύ των περιοχών, εκτελείται ένας τοπικός μετασχηματισμός για να μπορέσει η ροή να μεταβεί στη γειτονική ζώνη.

Σημαντικό είναι σε αυτό το σημείο να επισημανθεί, πως η προσέγγιση MRF δεν έχει σχετική κίνηση μεταξύ των κελιών του πλέγματος των διαφορετικών περιοχών, δηλαδή δεν έχουμε μετακίνηση των κελιών του πλέγματος. Αντίθετα, το πλέγμα παραμένει σταθερό καθ' όλη τη διάρκεια του υπολογισμού. Αυτό είναι ανάλογο με το "πάγωμα" της κίνησης του κινούμενου μέρους, σε μία συγκεκριμένη θέση και παρατηρώντας το στη θέση αυτή.

Αν και το μοντέλο MRF είναι μία προσέγγιση, μπορεί να παρέχει πολύ καλά αποτελέσματα σε αρκετές εφαρμογές. Μεγάλη εφαρμογή βρίσκει στο κομμάτι των στροβιλομηχανών, όπου η αλληλεπίδραση του ρότορα με το στάτορα είναι σχετικά μικρή και η ροή είναι σχετικά απλή μεταξύ των κινούμενων και των ακίνητων περιοχών. Γι' αυτό το λόγο χρησιμοποιήθηκε και στην εφαρμογή της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

#### 4.3.5 Μέθοδοι Επίλυσης του Προβλήματος

Για την επίλυση του προβλήματος έγινε χρήση του αλγορίθμου SIMPLE. Ο αλγόριθμος αυτός χρησιμοποιεί συσχετισμούς μεταξύ των διορθώσεων της ταχύτητας και της πίεσης, ώστε να επιβάλλει τη διατήρηση της μάζας αλλά και να εξασφαλίσει το πεδίο πιέσεων. Επίσης, με τη χρήση του αλγορίθμου αυτού, ο μελετητής είναι σε θέση να μεταβάλει τους συντελεστές υποχαλάρωσης (under-relaxation factors), γεγονός που μπορεί να βοηθήσει στη σωστή και ομαλότερη σύγκλιση του μοντέλου.

Επιπλέον, η διακριτοποίηση των διαφορικών εξισώσεων που γίνεται μέσω του λογισμικού, στις εξισώσεις διόρθωσης ταχύτητας και πίεσης, επιτυγχάνεται μέσω αναπτυγμάτων Taylor. Δίνεται σε αυτό το σημείο, η επιλογή στο μελετητή να προσδιορίσει το σφάλμα αποκοπής, ή αλλιώς την ακρίβεια που επιθυμεί να έχει το αποτέλεσμα. Οι επιλογές διακρίνονται σε σφάλμα πρώτης και δεύτερης τάξης,

ανάλογα με τον όρο στον οποίο θα γίνει η αποκοπή. Με την επιλογή δεύτερης τάξης αυξάνεται η ακρίβεια στο αποτέλεσμα, αλλά ταυτόχρονα και το υπολογιστικό κόστος της προσομοίωσης, καθώς και ο χρόνος περάτωσης της.

#### 4.4 Υπολογισμός Σφάλματος της Υπολογιστικής Ανάλυσης

Κατά την επίλυση ενός ρευστομηχανικού προβλήματος, είναι χρήσιμο να γίνεται ανάλυση του σφάλματος που προκύπτει στα αποτελέσματα. Με τη ανάλυση αυτή, μπορεί να εκτιμηθεί η αβεβαιότητα που προκύπτει στο τελικό αποτέλεσμα της υπολογιστικής ανάλυσης. Σφάλμα προκύπτει και κατά τη μέτρηση στις πειραματικές δοκιμές. Η γνώση της προέλευσης του σφάλματος, καθώς και της τάξης μεγέθους του μπορεί να οδηγήσει τόσο στον περιορισμό του, όσο και στη σωστή προσέγγιση της πραγματικής κατάστασης. Επιπλέον, είναι θεμιτό να είναι γνωστό ποια σφάλματα είναι συστηματικά και ποια είναι τυχαία. Τα συστηματικά αφού προσδιοριστούν, είναι γνωστό πως συμβάλλουν στο αποτέλεσμα που προκύπτει από την επίλυση και μέσω κατάλληλης επεξεργασίας του αποτελέσματος, εξαλείφεται η επίδραση τους. Τα τυχαία σφάλματα μπορούν να προσδιοριστούν με στατιστικό τρόπο, αλλά όπως γίνεται κατανοητό και από το χαρακτηρισμό τους, δεν μπορούν να προβλεφθούν με βεβαιότητα και να εξαλειφθούν πλήρως.

Τα σφάλματα που προκύπτουν συνήθως, σε μία υπολογιστική μελέτη ρευστομηχανικού προβλήματος, εντοπίζονται στα ακόλουθα:

- Σφάλματα στρογγυλοποίησης,
- Σφάλματα απόκλισης της τελευταίας τιμής των επαναλήψεων συγκριτικά με την ονομαστική τιμή,
- Σφάλματα λόγω χωρικής διακριτοποίησης στο μοντέλο,
- Σφάλματα από μεταφορά δεδομένων του πραγματικού μοντέλου στο υπολογιστικό (π.χ. διαστάσεις, ταχύτητα ρευστού, πίεση).

Τα σφάλματα στρογγυλοποίησης προκύπτουν σε κάθε είσοδο δεδομένων ή έξοδο αποτελεσμάτων, ανάλογα με την τάξη στην οποία διατηρείται το σημαντικό ψηφίο. Είναι απαραίτητο στοιχείο μελέτης λοιπόν, η εκ των προτέρων απόφαση της τάξης στην οποία γίνεται η στρογγυλοποίηση στο εκάστοτε μέγεθος, ώστε αυτή να αποτελεί αμελητέο παράγοντα σφάλματος.

Τα σφάλματα απόκλισης της τελευταίας τιμής των επαναλήψεων συγκριτικά με την ονομαστική τιμή που θα κατέληγε η προσομοίωση, σχετίζονται άμεσα με τη σύγκλιση που έχει η επίλυση. Όπως συμβαίνει τις περισσότερες φορές κατά την επίλυση μέσω αριθμητικού τρόπου, τα μεγέθη που μετρώνται και καταγράφονται οδηγούνται σε μία μέση τιμή, που αναφέρεται ως ονομαστική τιμή. Όμως επειδή τα υπόλοιπα (residuals) με τα οποία γίνεται η διόρθωση των εξισώσεων που επιλύονται σε κάθε

επανάληψη, είναι τάξη μεγέθους που συνήθως είναι υπολογίσιμη, οι μεταβλητές που καταγράφονται οδηγούνται προς τη μέση τιμή με την εμφάνιση ταλάντωσης στο αποτέλεσμα. Επομένως η λήψη της τιμής της τελευταίας επανάληψης, μπορεί να βρίσκεται σε ακραία θέση και γενικά να απέχει από τη μέση τιμή. Η απόστασή της από τη μέση τιμή, είναι και το εν λόγω σφάλμα στη μέτρηση. Για την εξάλειψή του, συνίσταται να λαμβάνεται μία μέση τιμή ενός επαρκούς αριθμού από τις τελευταίες επαναλήψεις, στις οποίες έχει εξακριβωθεί η αναγκαία σύγκλιση. Ένας τρόπος για την αξιολόγηση της σύγκλισης, είναι η παρατήρηση της επανάληψης της ίδιας μορφής ταλάντωσης στο αποτέλεσμα (π.χ. η παρατήρηση πως σε κάθε 100 επαναλήψεις επαναλαμβάνεται η ίδια εικόνα ταλάντωσης).

Τα σφάλματα λόγω χωρικής διακριτοποίησης, προκύπτουν όταν ο διαμερισμός του μοντέλου σε κελία δεν είναι επαρκής. Δηλαδή όταν το πλέγμα που χρησιμοποιείτε είναι αραιό, τότε χάνεται σημαντική πληροφορία για τη μεταβολή των διαφόρων παραμέτρων από τον ένα κόμβο στον επόμενο. Αντιμετώπιση του παραπάνω σφάλματος, είναι να προηγηθεί μελέτη ανεξαρτησίας του πλέγματος. Με τον τρόπο αυτό ο μελετητής καταλήγει στον ελάχιστο δυνατό αριθμό κελίων για τον οποίο το σφάλμα διακριτοποίησης ελαχιστοποιείται.

Τέλος, από τη μοντελοποίηση που γίνεται στη φυσικής υπόστασης διάταξη, είναι πιθανό να προκύψουν σφάλματα, αφού πιστή μεταφορά είναι πρακτικώς αδύνατη. Το σφάλμα που προκύπτει ενδέχεται να είναι γεωμετρικό, κατά την καταγραφή των διαστάσεων του μοντέλου, όσο και από απλοποιήσεις που μπορεί να χρησιμοποιηθούν στη γεωμετρία για τη διευκόλυνση της προσομοίωσης.

Τα παραπάνω σφάλματα, είναι δυνατό να περιορισθούν, όταν ο μελετητής τα λάβει υπόψη του. Προσοχή θα πρέπει να δοθεί και για τη διάδοση των παραπάνω σφαλμάτων στα αποτελέσματα, καθώς το ένα σφάλμα μετακυλίεται και ενδέχεται να συμβάλλει στην αύξηση των σφαλμάτων στους περαιτέρω υπολογισμούς.

## 5. ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗΣ ΠΕΡΙΟΧΗΣ ΡΕΥΣΤΟΥ ΚΑΙ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ

### 5.1 Εισαγωγή

Όπως έχει ήδη προαναφερθεί η παρούσα εργασία έχει ως πρώτο στόχο την προσομοίωση μίας υδροδυναμικής μηχανής, για την οποία είχε γίνει πειραματική μελέτη, κατά την εκπόνηση της διδακτορικής διατριβής του κ. Παναγιωτόπουλου [9]. Η ύπαρξη πειραματικών δεδομένων για την υπάρχουσα μηχανή συμβάλλει θετικά, αφού με αυτά μπορεί να γίνει επαλήθευση των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού μοντέλου, που προκύπτουν στην παρούσα διπλωματική εργασία. Για το λόγο αυτό τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν στο υπολογιστικό μοντέλο αντλήθηκαν από το προαναφερθέν διδακτορικό, ώστε να μπορούν αξιολογηθούν. Το διδακτορικό αυτό είχε ως στόχο του την αναδιαμόρφωση της μηχανής (φυγοκεντρικής αντλίας), για λειτουργία και ως στρόβιλο (runp turbine). Βασική καινοτομία της διδακτορικής εργασίας ήταν η τοποθέτηση ρυθμιστικών πτερυγίων για τη βελτίωση λειτουργίας της μηχανής ως στρόβιλο. Για να γίνει αυτό αντικαταστάθηκε η πτερωτή και στη θέση της τοποθετήθηκε δρομέας μικρότερης διαμέτρου, ώστε να διευρυνθεί ο κενός χώρος και να γίνει έτσι δυνατή η τοποθέτηση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Έπειτα, με τα πτερύγια τοποθετημένα καταγράφηκαν τα αποτελέσματα της πειραματικής δοκιμής για την τροποποιημένη μηχανή, κατά τη λειτουργία της ως αντλία αλλά και ως στρόβιλο. Χαράχθηκαν λοιπόν, οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας για διάφορα ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Συνοψίζοντας λοιπόν, στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι να μελετηθεί υπολογιστικά αυτή τη φορά, το μοντέλο, για λειτουργία ως αντλία και ως υδροστρόβιλο για τις διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων.

### 5.2 Δημιουργία Χωρίου Κίνησης του Ρευστού

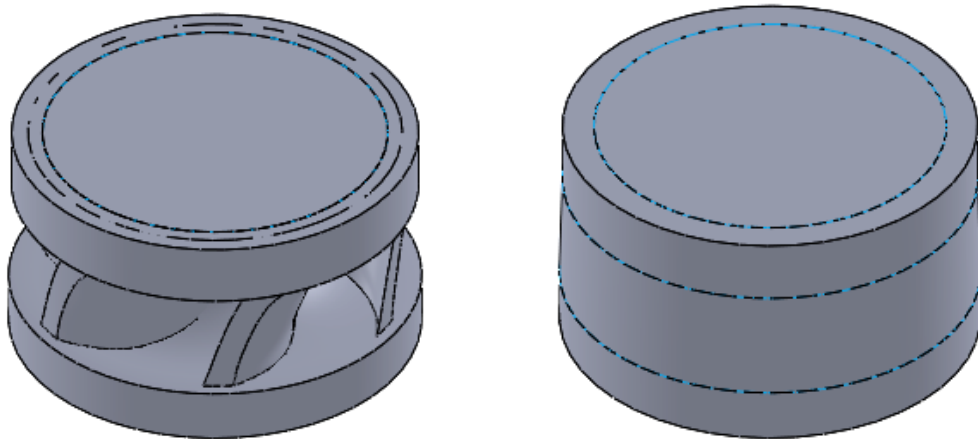
Για να μπορέσει να μελετηθεί το φαινόμενο της ροής πρέπει πρώτα να δημιουργηθεί η γεωμετρία του χωρίου κίνησης του ρευστού (fluid domain). Αυτή προέκυψε από την ήδη υπάρχουσα γεωμετρία, που σχεδιάστηκε όπως περιγράφηκε στο 3<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Τα τμήματα της μηχανής που αλληλοεπιδρούσαν άμεσα με το ρευστό ήταν το τμήμα του σπειροειδούς κελύφους, του δρομέα και του αγωγού εισόδου (ή εξόδου ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας της μηχανής). Το πρόβλημα της κατασκευής του τελικού fluid domain χωρίστηκε σε τρεις επιμέρους κλάδους, έναν για κάθε τμήμα της μηχανής που βρίσκονταν σε επαφή με το ρευστό. Ο λόγος για τον οποίο έγινε αυτή η διαίρεση, ήταν πως τα δύο από τα τρία μέρη (κέλυφος και αγωγός), παραμένουν ακίνητα καθ' όλη τη διάρκεια του φαινομένου, ενώ το τρίτο μέρος (ο δρομέας) περιστρέφεται. Η διάκριση του κάθε τμήματος γίνεται έτσι ώστε να μπορέσει το λογισμικό προσομοίωσης, να εφαρμόσει κατάλληλες εξισώσεις για

κάθε μέρος, με τη μέθοδο MRF που αναλύθηκε στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Τα βήματα που ακολουθήθηκαν για να κατασκευαστεί το fluid domain περιγράφονται παρακάτω.

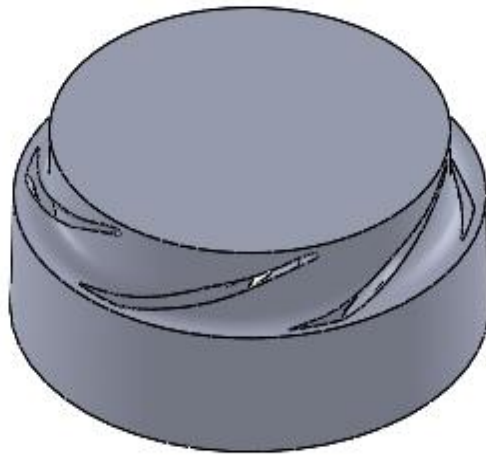
Πρώτο βήμα για την παραγωγή του fluid domain για κάθε ένα από τα τρία ξεχωριστά τμήματα της μηχανής, ήταν το κλείσιμο των οπών από τις οποίες γίνεται η διέλευση του ρευστού, με σκοπό να απομονωθεί ο κενός εσωτερικός χώρος, όπως φαίνεται στις εικόνες που ακολουθούν.



Σχήμα 5.1: *Ισομετρική όψη πτερωτής πριν την επεξεργασία*  
*Αριστερά: Πραγματικό μοντέλο | Δεξιά: Μοντέλο CAD*

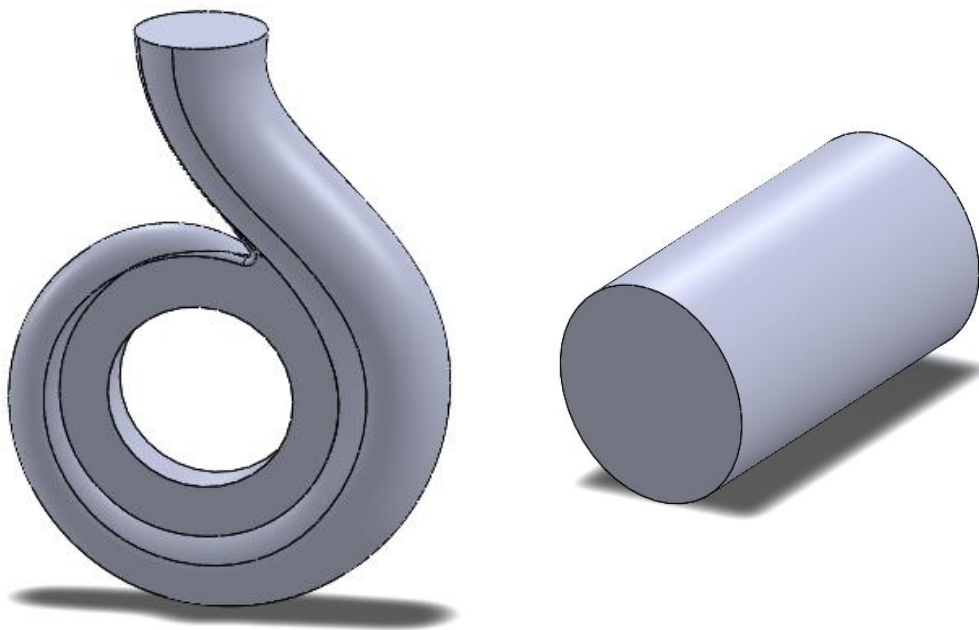


Σχήμα 5.2: *Κλείσιμο οπών διέλευσης ρευστού*



Σχήμα 5.3: *Fluid domain* πτερωτής

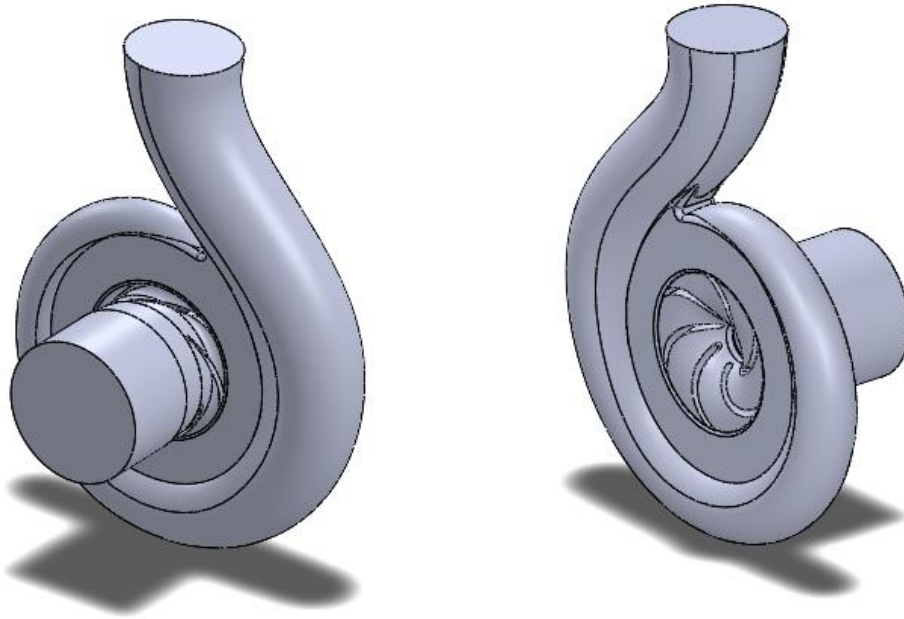
Με την ίδια τεχνική κατασκευάστηκαν οι γεωμετρίες των χωρίων κίνησης του ρευστού, για τα τμήματα του κελύφους και του αγωγού εισόδου.



Σχήμα 5.4: *Αριστερά: Fluid domain* κελύφους | *Δεξιά: Fluid domain* αγωγού εισόδου

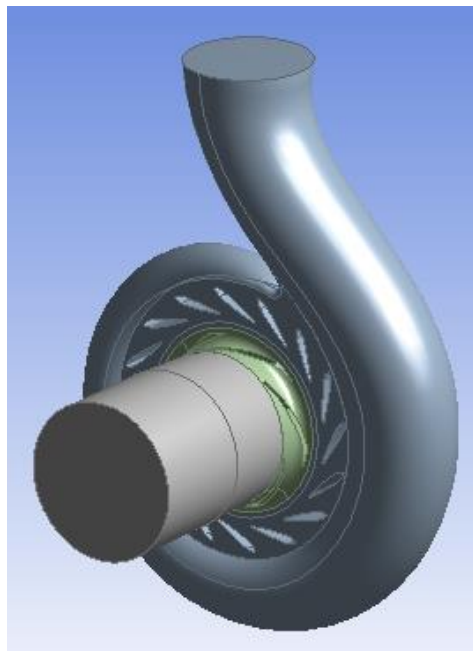
Μετά από την δημιουργία των επιμέρους χωρίων κίνησης του ρευστού, τα τμήματα συνδέθηκαν για να μελετηθεί η ροή σε ολόκληρη τη διάταξη της μηχανής, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.





Σχήμα 5.5: Αριστερά: Fluid domain μηχανής μπροστινό μέρος  
Δεξιά: Fluid domain μηχανής πίσω μέρος

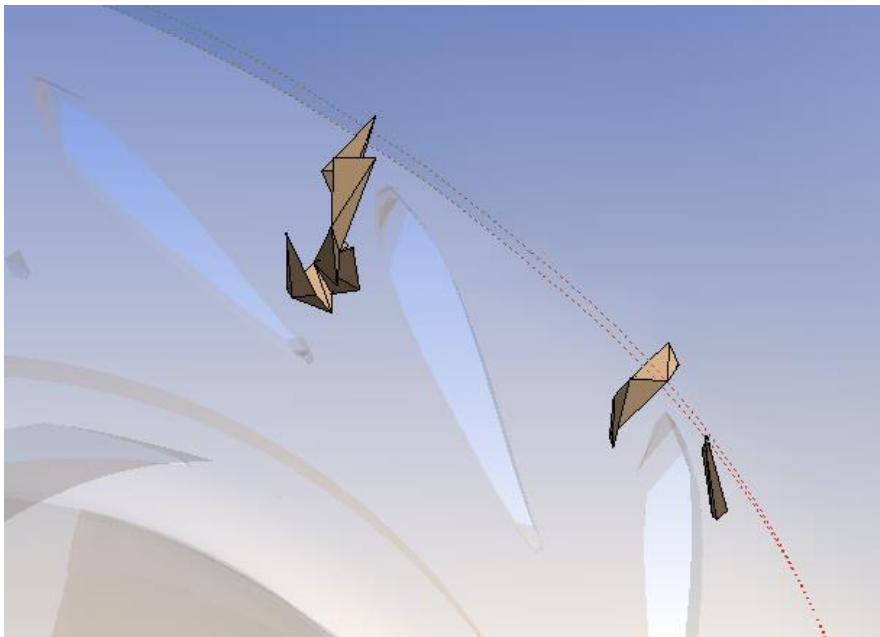
Επόμενο και τελικό βήμα ήταν η εισαγωγή των ρυθμιστικών πτερυγίων της ροής στο χωρίο κίνησης του ρευστού (fluid domain). Σε αντίθεση με τα προηγούμενα βήματα που καταστρώθηκαν σε περιβάλλον SolidWorks, η τοποθέτηση των ρυθμιστικών πτερυγίων έγινε στο περιβάλλον Design Modeler της εταιρίας Ansys. Λόγος της αλλαγής του περιβάλλοντος εργασίας, είναι πως η ροή έπρεπε να μελετηθεί για διάφορες κλίσεις του των ρυθμιστικών πτερυγίων και το περιβάλλον Design Modeler, επέτρεπε την παραμετρική εισαγωγή της γωνίας των ρυθμιστικών πτερυγίων. Στην εικόνα που ακολουθεί διακρίνονται τα πτερύγια σε γωνία ανοίγματος  $21^\circ$ .



Σχήμα 5.6: Τελικό fluid domain μοντέλου προσομοίωσης για γωνία ρυθμιστικών  $21,0^\circ$

### 5.3 Δημιουργία Πλέγματος

Κατά την εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας, δημιουργήθηκαν πολλά διαφορετικά πλέγματα. Βασική παράμετρος για την αποδοχή ή την απόρριψη αυτών των πλεγμάτων ήταν η παράμετρος ασυμμετρίας (Skewness) που αναλύθηκε στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Η παράμετρος αυτή κυμαίνεται από την τιμή μηδέν (για άριστο πλέγμα), έως την τιμή ένα (για πλέγμα κακής ποιότητας). Όταν το αποτέλεσμα της παραμέτρου, κατά τη δόμηση του πλέγματος, λαμβάνει τιμές κοντά στη μονάδα τότε το πλέγμα συνίσταται να επανασχεδιαστεί και να κατασκευαστεί εκ νέου. Στη διπλωματική εργασία τα πλέγματα που χρησιμοποιήθηκαν είχαν ως βασικό κριτήριο η παράμετρος αυτή να μην υπερβαίνει την τιμή 0,95 και στα περισσότερα να προσεγγίζει την τιμή 0,90. Ο λόγος για τον οποίο επιδιώχθηκε η παράμετρος αυτή να μην υπερβαίνει την τιμή 0,95 είναι πως ενδεχομένως θα οδηγούσε σε δυσκολία η ακόμα και σε αδυναμία σύγκλισης του προβλήματος. Η παράμετρος ασυμμετρίας (Skewness), αυξάνονταν ιδιαίτερα όταν κατά τη δημιουργία πλέγματος γίνονταν προσπάθεια προσέγγισης γεωμετρίας αυξημένης καμπυλότητας ή γεωμετρίας με οξείες γωνίες.

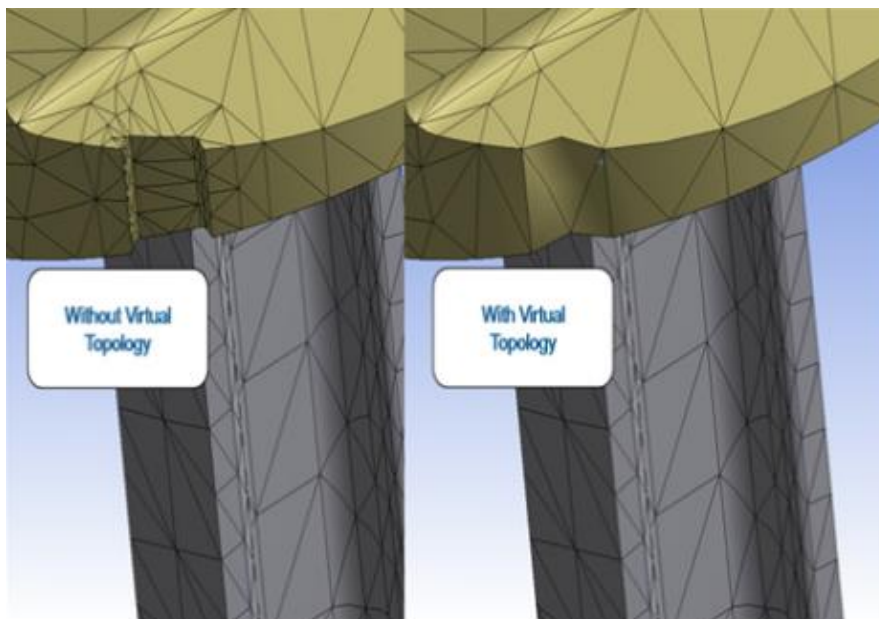


Σχήμα 5.7: Κελιά με υψηλό δείκτη *Skewness* στην περιοχή των ρυθμιστικών πτερυγίων

Για να γίνει μείωση της παραμέτρου ασυμμετρίας και να επιτευχθεί η δημιουργία πλεγμάτων καλής ποιότητας, χρησιμοποιήθηκαν εργαλεία που παρέχει το λογισμικό Ansys Meshing για τη βελτίωση της ποιότητας του πλέγματος.

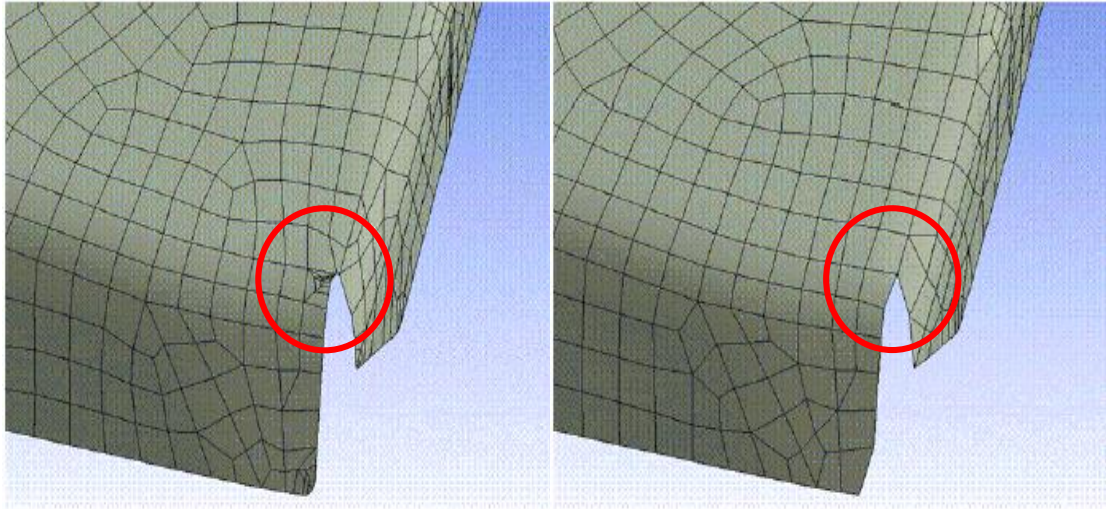
Για να μπορέσει να γίνει κατανοητός ο τρόπος χειρισμού αυτών των εργαλείων, πρέπει πρώτα να ορισθούν κάποιες βασικές έννοιες. Ως τοπολογία ενός μοντέλου CAD ορίζεται ο τρόπος σύνδεσης μεταξύ των διάφορων μερών που απαρτίζουν τη γεωμετρία του εν λόγω μοντέλου. Είναι δηλαδή, ο τρόπος που συνδέονται οι πλευρές

με τις γωνίες για να συνθέσουν μία επιφάνεια και μετέπειτα ο τρόπος που συνδέονται οι επιφάνειες για να συνθέσουν τον τελικό όγκο του μοντέλου CAD. Ως γεωμετρία του μοντέλου ορίζεται η μαθηματική έκφραση του παραπάνω τελικού όγκου, χωρίς να ενδιαφέρει το πώς αυτός έχει προκύψει. Το πρώτο εργαλείο που συμβάλλει στη βελτίωση της ποιότητας του πλέγματος ονομάζεται virtual topology. Με το εργαλείο αυτό ο μελετητής, είναι σε θέση να αλλάξει την τοπολογία του μοντέλου, χωρίς όμως να επέμβει και στη γεωμετρία του. Αυτό το εργαλείο είναι πολύ χρηστικό σε περιοχές που η τοπολογία του μοντέλου αποτελείται από επιφάνειες με οξείες γωνίες. Με αυτό το εργαλείο λοιπόν, είναι δυνατό να ενοποιηθούν περιοχές και με αυτό τον τρόπο να μειωθούν οι αυξημένες απαιτήσεις για την προσέγγιση μίας δύσκολης τοπολογίας από το πλέγμα, χωρίς να επηρεάζει τη γεωμετρία του.



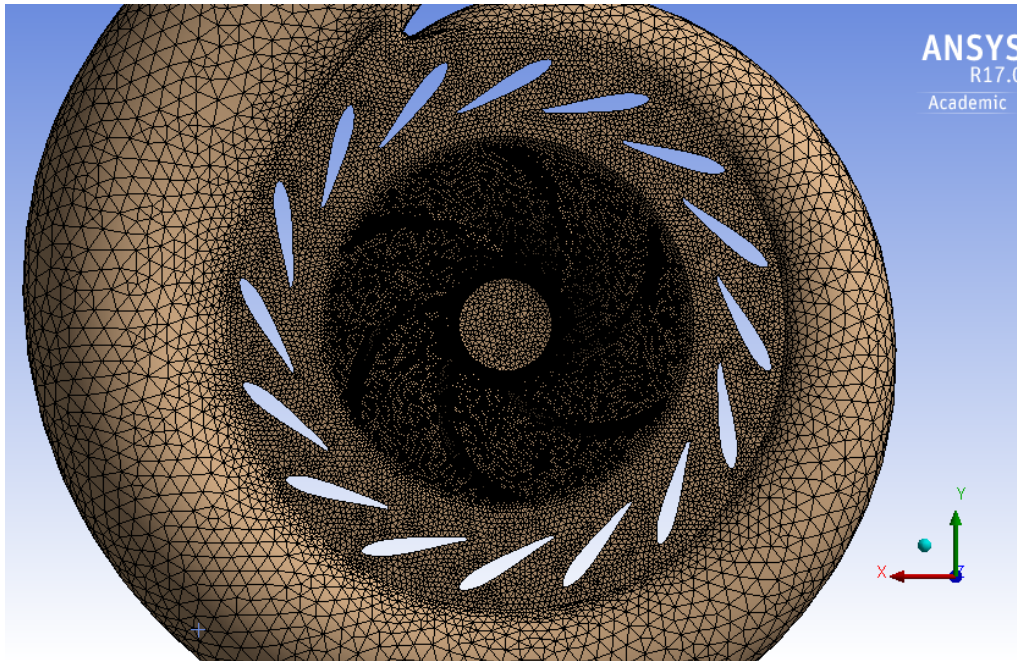
Σχήμα 5.8: Διαμόρφωση πλέγματος πριν και μετά τη χρήση του Virtual Topology

Πολλές είναι όμως οι φορές, που στο μοντέλο προς προσομοίωση, εμφανίζονται γεωμετρικές ιδιαιτερότητες που δεν οφείλονται στην τοπολογία, όπως μικρές ακμές, γωνίες αυξημένης οξύτητας ή στενές επιφάνειες. Σε αυτήν την περίπτωση λοιπόν για την επίλυση του προβλήματος της κακής ποιότητας του πλέγματος, χρησιμοποιήθηκε το εργαλείο 'Pinch'. Το εργαλείο αυτό, επιτρέπει στον μελετητή, να παρακάμψει μικρές και δύσκολες στην προσέγγισή τους περιοχές από το πλέγμα, ώστε να βελτιωθεί η ποιότητά του.



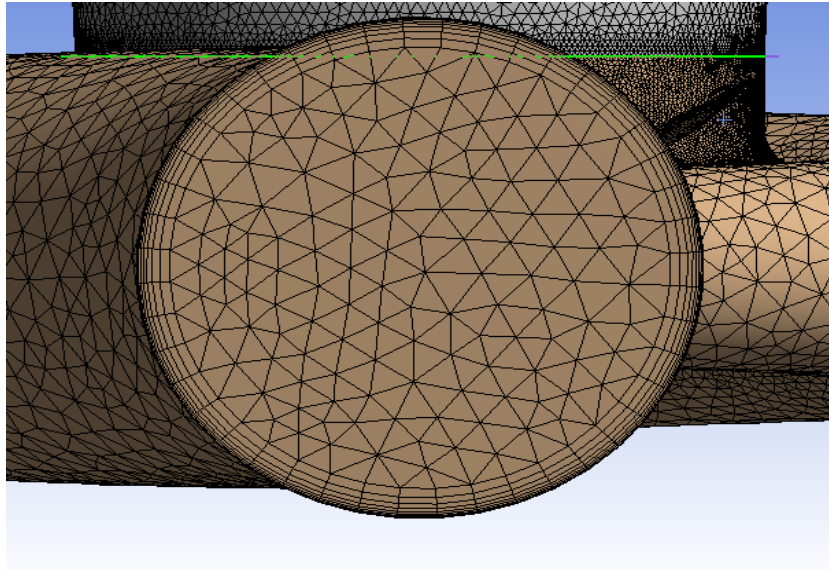
Σχήμα 5.9: Πλέγμα πριν (αριστερά) και μετά (δεξιά) τη χρήση του εργαλείου *Pinch*

Η πληροφορία που πρέπει να αντληθεί από ένα πρόβλημα υπολογιστικής ρευστομηχανικής, δεν είναι πάντα ομοιόμορφα κατανεμημένη σε ολόκληρο το χώρο του πεδίου ροής. Άλλοτε υπάρχουν σημεία όπου το φαινόμενο που λαμβάνει μέρος είναι αρκετά πυκνό, ως προς την πληροφορία που μπορεί να αποδώσει και άλλοτε όχι. Για να επιτευχθεί καλύτερη προσομοίωση του φαινομένου, πρέπει να υπάρχει η δυνατότητα της πύκνωσης του πλέγματος στις περιοχές αυτές. Αντίθετα, υπάρχουν περιοχές που η ροή δεν παρουσιάζει ιδιαίτερη ανομοιομορφία, οπότε η χρήση πυκνού πλέγματος επιβαρύνει χρονικά την επίλυση του προβλήματος, χωρίς να υπάρχει ιδιαίτερο όφελος στα εξαγόμενα αποτελέσματα. Το λογισμικό Ansys Meshing, δίνει τη δυνατότητα στον μελετητή, να πυκνώσει αλλά και να αραιώσει το πλέγμα, όπου κρίνει πως είναι απαραίτητο. Τη δυνατότητα αυτή παρέχει το εργαλείο 'sizing', το οποίο επιτρέπει να επιλεχθεί η περιοχή που είναι σημαντικό να πυκνωθεί. Ο μελετητής μπορεί να επιλέξει μεταξύ επιφάνειας ή σώματος που θα γίνει το πύκνωμα. Στην εικόνα που ακολουθεί μπορεί να γίνει εύκολα διάκριση μεταξύ των περιοχών διαφορετικής πυκνότητας του πλέγματος. Στο κέλυφος έχει δημιουργηθεί πλέγμα σχετικά αραιό, στη περιοχή των ρυθμιστικών πτερυγίων το πλέγμα είναι μέτριας πύκνωσης και στην περιοχή του δρομέα το πλέγμα είναι αρκετά πυκνό.

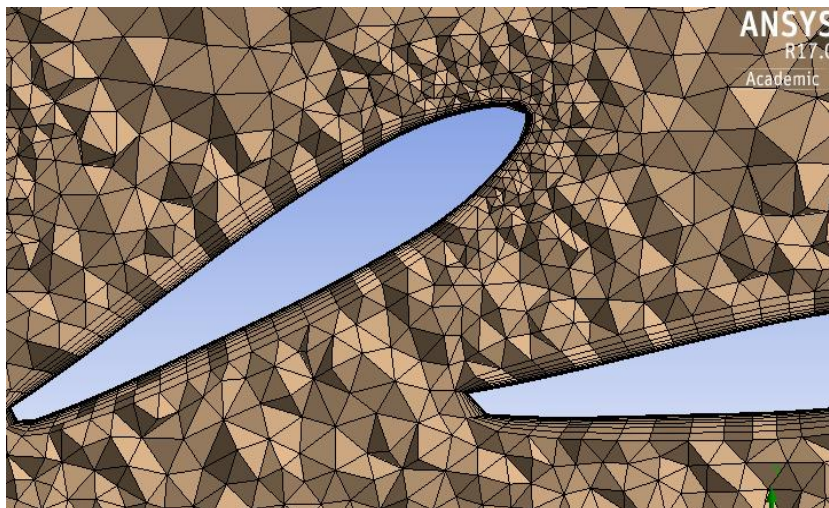


Σχήμα 5.10: Διαβαθμίσεις πυκνότητας πλέγματος

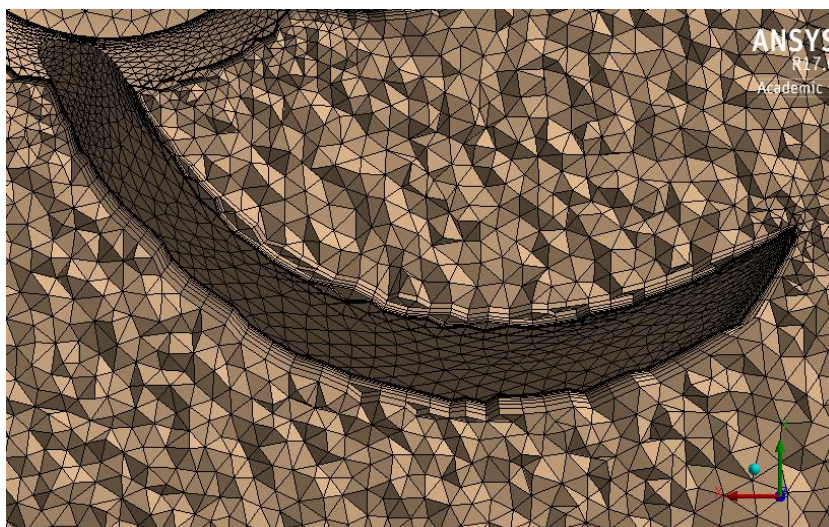
Μεγάλη επίδραση στο πεδίο ροής των περισσότερων ρευστομηχανικών προβλημάτων, διαδραματίζει η ύπαρξη του φαινομένου του οριακού στρώματος. Αυτό δημιουργείται εξαιτίας της τριβής του ρευστού με το στερεό σώμα. Η επίδραση αυτή, συμβάλλει κατά ένα μεγάλο ποσοστό στην ακρίβεια της λύσης και γι' αυτό θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την επίλυση. Για καλύτερη εποπτεία του φαινομένου του οριακού στρώματος, τοποθετούνται κελιά με συγκεκριμένη χωροταξία στις περιοχές αλληλεπίδρασης του ρευστού με το στερεό τοίχωμα. Η τοποθέτηση αυτής της διαφορετικής χωροταξίας του πλέγματος στο λογισμικό Ansys Meshing, γίνεται με το εργαλείο 'inflation'. Το εργαλείο αυτό τοποθετεί στρώματα κελιών που απέχουν μεταξύ τους μία προκαθορισμένη, από το μελετητή, απόσταση. Στην παρούσα εργασία, οι γεωμετρικές παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για τη δημιουργία των στρωμάτων αυτών ήταν, ο αριθμός των στρωμάτων από το στερεό. Από εκεί και πέρα δεύτερη παράμετρος ήταν πως κάθε επόμενο στρώμα έπρεπε να απέχει από το προηγούμενο απόσταση που να ακολουθεί μία γεωμετρική πρόοδο με λόγο 1,2 έως 1,4. Στις εικόνες που ακολουθούν παρουσιάζεται η χρήση του εργαλείου (inflation) σε διάφορα μέρη της μηχανής.



Σχήμα 5.11: Είσοδος σε λειτουργία υδροστροβίλου



Σχήμα 5.12: Ρυθμιστικό πτερύγιο



Σχήμα 5.13: Πτερύγιο πτερωτής

#### 5.4 Έλεγχος Ανεξαρτησίας Πλέγματος

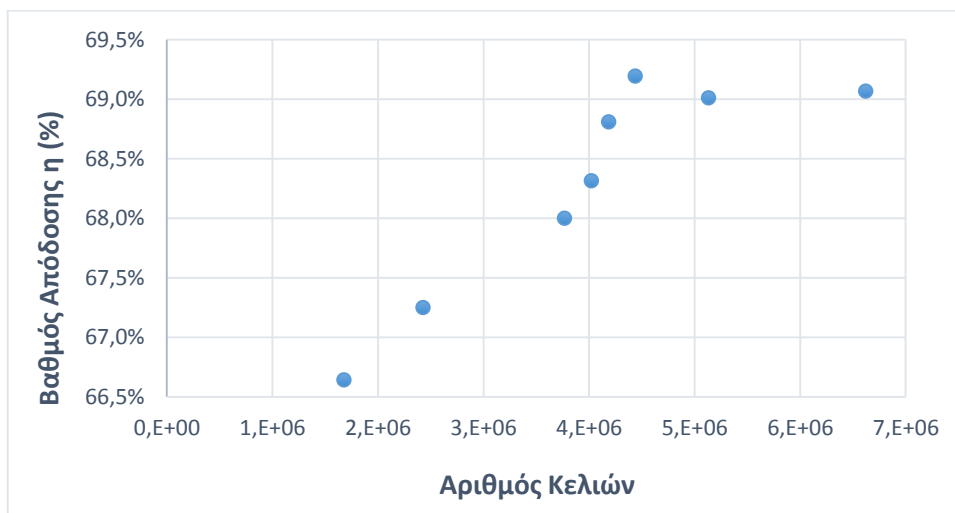
Η επίλυση ενός προβλήματος CFD, είναι η προσπάθεια προσέγγισης μίας συνεχούς λύσης, με τη χρήση πεπερασμένων στοιχείων. Τα πεπερασμένα στοιχεία αποτελούν τη χωρική διακριτοποίηση του προβλήματος. Όσο ο αριθμός των στοιχείων αυτών αυξάνει, τόσο αυξάνει και η ακρίβεια του υπολογιστικού μοντέλου. Η αύξηση όμως των στοιχείων του πλέγματος έχει ως αντίκτυπο την αύξηση του υπολογιστικού κόστους. Προκύπτει λοιπόν η ανάγκη εύρεσης λύσης, τέτοιας ώστε να ικανοποιούνται ταυτόχρονα, η ακρίβεια στην προσομοίωση του προβλήματος, με το ελάχιστο δυνατό υπολογιστικό κόστος. Η διαδικασία εύρεσης του ιδανικού σημείου που περιγράφηκε παραπάνω, ονομάζεται έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος και στη διεθνή βιβλιογραφία συναντάται ως 'Mesh Independence'.

Στο παρόν πρόβλημα κρίθηκε σημαντικό να γίνει έλεγχος ανεξαρτησίας του πλέγματος σε ολόκληρη τη μηχανή αλλά και σε κάθε επιμέρους τμήμα της. Αρχικά, έγιναν δοκιμές με όλα τα δεδομένα και τις συνθήκες αμετάβλητες, με μόνη αλλαγή τον αριθμών κελιών. Τα μεγέθη που κρατήθηκαν σταθερά ήταν η πίεση στην έξοδο και η παροχή στην είσοδο για λειτουργία ως υδροστρόβιλο, με άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων πάντα στις 21°. Επιλέχθηκε αυτό το άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων καθώς από τα δεδομένα της διδακτορικής διατριβής του κ. Παναγιωτόπουλου [9], για αυτή τη κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων, παρατηρήθηκε η βέλτιστη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο.

Στην ιδανική περίπτωση, ο έλεγχος της ανεξαρτησίας του πλέγματος, γίνεται ξεχωριστά σε κάθε σημείο λειτουργίας, που θα τεθεί προς υπολογιστική επίλυση. Ο λόγος για τον οποίο δημιουργείται η παραπάνω ανάγκη, είναι η ανάπτυξη φαινομένων της ροής, όπως για παράδειγμα οι δευτερεύουσες ροές, σε σημεία λειτουργίας που απομακρύνονται από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας. Σε αυτά τα σημεία, οι απαιτήσεις ως προς την πυκνότητα του πλέγματος είναι αυξημένες. Με αυτό εννοείτε ότι όσο η ροή γίνεται πολυπλοκότερη, τόσο εντείνεται η ανάγκη πυκνότερου πλέγματος, για να προσδιοριστεί επακριβώς το πεδίο της ροής κατά την υπολογιστική προσομοίωση. Επιπρόσθετα, στην ίδια λογική με τα παραπάνω, θα έπρεπε να πραγματοποιηθεί έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος και για κάθε μία διαφορετική τοποθέτηση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Αυτό είναι επακόλουθο, τόσο για τις θέσεις μικρού ανοίγματος, όπου η ροή ενδέχεται να στραγγαλίζεται ώστε να διέλθει από τα ρυθμιστικά πτερύγια, όσο και στις θέσεις μεγάλου ανοίγματος, όπου στη ροή ενδέχεται να εμφανιστεί αποκόλληση και ανακυκλοφορία, ειδικά σε σημεία μικρών παροχών. Για λόγους χρονικού και υπολογιστικού κόστους, στην παρούσα διπλωματική εργασία, μία τόσο αναλυτική μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος κρίθηκε περιττή.

Οι πρώτες δοκιμές προσομοίωσης, έγιναν για πολύ αραιό πλέγμα (περίπου 1.675.000 κελιά) και εν συνεχεία το πλέγμα πυκνώθηκε πολύ (μέχρι την τιμή των 6.600.000

κελιών). Το μέγεθος που τέθηκε ως μέτρο σύγκρισης για κάθε περίπτωση πυκνώματος ήταν ο βαθμός απόδοσης. Αυτός φαίνεται να σταθεροποιείται για αριθμό κελίων περίπου 4.000.000 και πάνω. Για αριθμό κελίων περίπου ίσο με 1.700.000, το αποτέλεσμα του υπολογιστικού μοντέλου για τον βαθμό απόδοσης πήρε την τιμή 66,64%. Για πλέγμα πυκνότητας 6.600.000 κελίων, έλαβε την τιμή 69,07%. Για την ενδιάμεση τιμή των 4.100.000 κελίων, το αποτέλεσμα ήταν 68,81%. Γίνεται λοιπόν προφανές, πως για 4.100.000 κελιά, τα αποτελέσματα έχουν πολύ μικρή απόκλιση τις τάξης του 0,25% από ότι αν χρησιμοποιούνταν πλέγμα 6.600.000 κελίων. Σε αντίθεση το αραιό πλέγμα των 1.700.000 κελίων έχει απόκλιση της τάξης του 2,5%, από το πυκνότερο πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε. Το γεγονός αυτό, οδηγεί στην επιλογή πλέγματος με πυκνότητα 4.000.000 κελιά, επιτυγχάνοντας λοιπόν ταυτόχρονα καλή ακρίβεια της προσομοίωσης, χρησιμοποιώντας ένα διαχειρίσιμο από υπολογιστικής σκοπιάς, πλέγμα. Παρακάτω δίνεται ένα συγκεντρωτικό διάγραμμα, στο σχήμα 5.14, με τις διάφορες πυκνότητες πλεγμάτων που χρησιμοποιήθηκαν συγκριτικά με το βαθμό απόδοσης, έτσι ώστε να προκύψει η τελική επιλογή πλέγματος για το μοντέλο προσομοιώσεων.

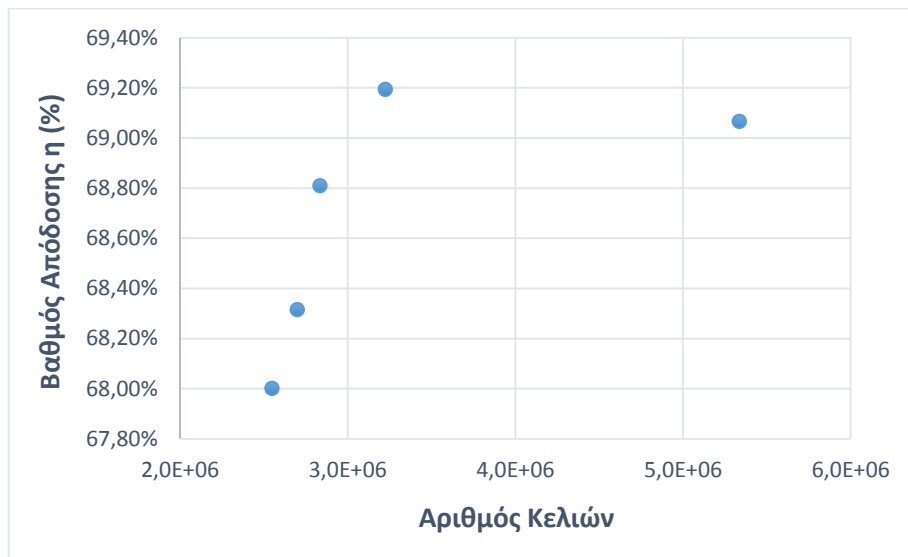


Σχήμα 5.14: Αριθμός κελίων ολόκληρης της μηχανής συναρτήσει του βαθμού απόδοσης

Από το διάγραμμα γίνεται σαφές ότι η περαιτέρω πυκνωση του μοντέλου για τιμές πάνω των 4.000.000 κελίων, δεν θα επιφέρει κάποια σημαντική αλλαγή στην ακρίβεια του μοντέλου.

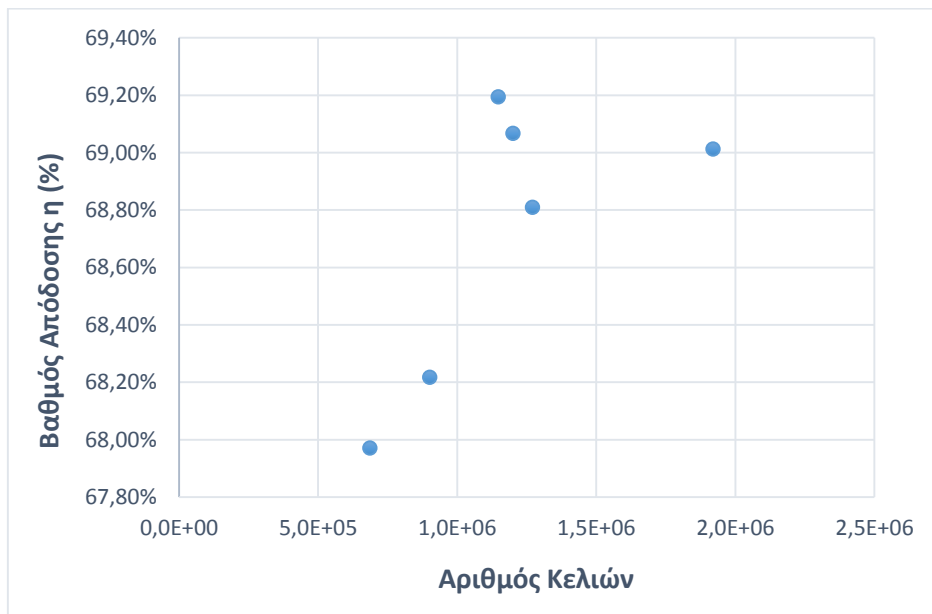
Έπειτα, για να υπάρξει ακόμα καλύτερη εποπτεία του ελέγχου ανεξαρτησίας πλέγματος, μελετήθηκαν τα επιμέρους τμήματα του δρομέα και του σπειροειδούς κελύφους ξεχωριστά. Για τον αγωγό εισόδου δεν έγινε έλεγχος, αφού η γεωμετρία ήταν αρκετά απλή και επομένως ένα πλέγμα μέτριας έως και μικρής πυκνότητας, κρίθηκε επαρκές. Για τον έλεγχο αυτό, έγινε επιλογή ενός αρκετά ικανοποιητικού αριθμού κελίων για το μη εξεταζόμενο τμήμα και άλλαζε παραμετρικά ο αριθμός κελίων του πλέγματος που θέτονταν προς μελέτη. Τα αποτελέσματα για κάθε μία από τις περιπτώσεις οπτικοποιούνται στα παρακάτω διαγράμματα.





Σχήμα 5.15: Αριθμός κελιών σπειροειδούς κελύφους συναρτήσει του βαθμού απόδοσης

Παρατηρούμε πως το πλέγμα του σπειροειδούς κελύφους γίνεται ανεξάρτητο από τον αριθμό κελιών, όταν φτάσει τα 3.000.000 κελιά.



Σχήμα 5.16: Αριθμός κελιών δρομέα συναρτήσει του βαθμού απόδοσης

Γίνεται εμφανές από το παραπάνω διάγραμμα, πως το κατάλληλο μέγεθος για να θεωρηθεί ένα πλέγμα του δρομέα ανεξάρτητο του αριθμού κελιών που χρησιμοποιούνται σε αυτόν, είναι περίπου 1.200.000 κελιά.

## 6. ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

### 6.1 Εισαγωγή

Ένας από τους πρωταρχικούς στόχους που τέθηκε στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, ήταν η αριθμητική προσομοίωση της ροής, στην υδροδυναμική μηχανή που μελετάται. Μέσω της επεξεργασίας των αποτελεσμάτων από την προαναφερθείσα μοντελοποίηση, υπολογίζονται τα χαρακτηριστικά και λειτουργικά μεγέθη κατά τη λειτουργία της μηχανής είτε ως αντλία είτε ως υδροστρόβιλο.

Τέτοια μεγέθη αποτελούν η παροχή  $Q$ , που διέρχεται από τη μηχανή, όσο και το υδραυλικό ύψος  $H$ , που είτε εκμεταλλεύεται η μηχανή από το ρευστό (λειτουργία υδροστροβίλου), είτε προσδίδεται σε αυτό (λειτουργία αντλίας). Από τα διατεταγμένα ζεύγη τιμών παροχής-ύψους ( $Q, H$ ), χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της μηχανής. Ένα ακόμα ουσιαστικό μέγεθος που προκύπτει είναι ο βαθμός απόδοσης της μηχανής, σε κάθε ένα από τα παραπάνω σημεία ( $Q, H$ ) και από αυτά χαράσσεται η καμπύλη παροχής-βαθμού απόδοσης ( $Q, \eta$ ).

Για τη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο, χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας ως προς τις αδιάστατες παραμέτρους  $\Phi$  και  $\Psi$ , δηλαδή αδιάστατης παροχής και αδιάστατου υδραυλικού ύψους, αντίστοιχα. Η χρησιμοποίηση των αδιάστατων συντελεστών επιλέχθηκε για δύο βασικούς λόγους. Ο πρώτος εξ' αυτών, είναι ότι τα πειραματικά δεδομένα που τίθενται προς σύγκριση, βρίσκονται σε αυτήν τη μορφή. Ο δεύτερος, είναι διότι κατά τη λειτουργία ως αντλία, οι στροφές λειτουργίας της ατράκτου  $n$  (rpm) καθορίζονταν από τις στροφές λειτουργίας του συζευγμένου κινητήρα, οι οποίες και παρέμεναν σταθερές. Στον υδροστρόβιλο ωστόσο, κατά την πειραματική μέτρηση, η ταχύτητα περιστροφής του δρομέα μεταβάλλονταν μέσω αντίστοιχης μεταβολής του ηλεκτρικού φορτίου της πέδης. Για την αδιαστατοποίηση ως προς την ταχύτητα περιστροφής, επιλέχθηκε και στην παρούσα διπλωματική εργασία, η αδιάστατη απεικόνιση των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας, δηλαδή  $\Phi, \Psi$  και  $\Phi, \eta$ . Καταληκτικά, αναφέρεται ότι στα πειραματικά δεδομένα που υπήρχαν διαθέσιμα για τη λειτουργία υδροστροβίλου, δεν υπήρχε καταγεγραμμένη η ταχύτητα περιστροφής για τα σημεία που αποτυπώθηκαν.

Όπως έχει αναφερθεί και πρωτίτερα, η υδροδυναμική μηχανή που μελετάται αποτελεί τη σύνθεση δομικών μερών, μικρών, τυποποιημένων αντλιών, που μέσω κατάλληλων μετασχηματισμών για την τοποθέτηση ρυθμιστικών πτερυγίων, δύναται να λειτουργήσει και ως υδροστρόβιλος, με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης. Τα ρυθμιστικά πτερύγια, έχουν τη δυνατότητα μέσω εξωτερικού μηχανισμού βραχίονα-διωστήρα, να ρυθμιστούν στο εκάστοτε επιθυμητό άνοιγμα. Για το πλαίσιο της

ερευνητικής μελέτης της λειτουργίας της μηχανής, αυτή η δυνατότητα συνιστά βασικό πλεονέκτημα, καθώς παρέχεται η ευχέρεια αλλαγής της γωνίας εισόδου στο δρομέα, κατά τη λειτουργία του ως υδροστρόβιλο. Επομένως, μέσω των πειραματικών μετρήσεων, μπορεί να καταγραφεί η βέλτιστη γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων. Αυτή η βέλτιστη γωνία αναμένεται να είναι διαφορετική ανάλογα τον τρόπο λειτουργίας της μηχανής και για αυτό κρίνεται ουσιαστική, η δυνατότητα ρύθμισης της γωνίας των ρυθμιστικών πτερυγίων, ώστε η μηχανή να μπορεί να λειτουργήσει και με τους δύο τρόπους, με καλό βαθμό απόδοσης σε κάθε έναν από αυτούς.

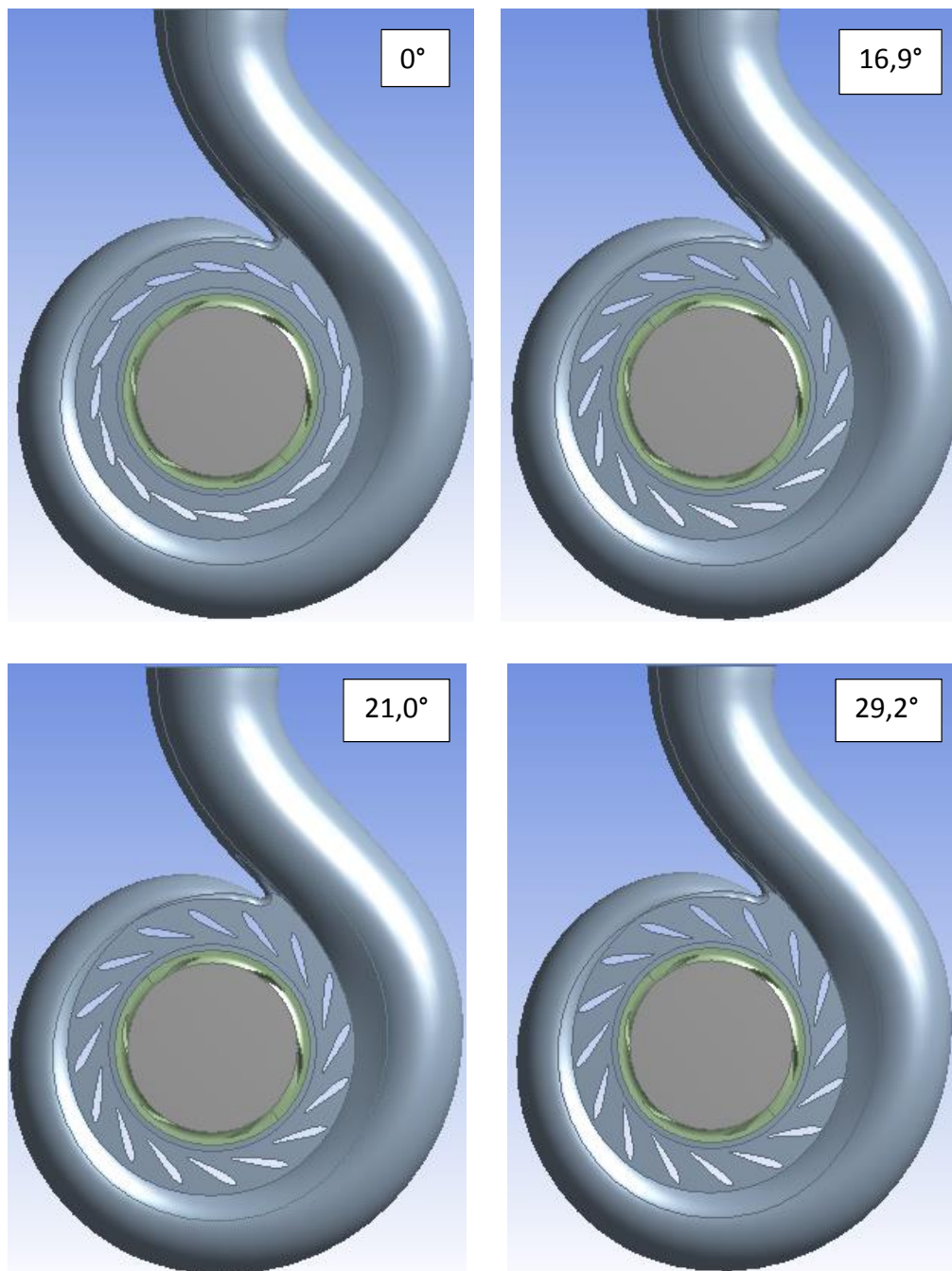
Στον ακόλουθο πίνακα 6.1, παρατίθενται οι γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων για τις οποίες επιλέχθηκαν να γίνουν οι προσομοιώσεις. Η επιλογή έγινε με βάση τις βέλτιστες γωνίες που είχαν καταγραφεί από την πειραματική δοκιμή. Η βέλτιστη γωνία, σύμφωνα με τις πειραματικές μετρήσεις, αντιστοιχούσε σε 21,0° για λειτουργία υδροστρόβιλου, ενώ για αυτή της αντλίας σε 16,9°. Η θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων σε 0° παραπέμπει σε ρυθμιστικά πτερύγια πλήρως κλειστά.

Πίνακας 6.1: Γωνίες ρυθμιστικών που επιλέχθηκαν για προσομοίωση

<u>Γωνία Ρυθμιστικών Πτερυγίων γ°</u>	
Αντλία	Υδροστρόβιλος
12,7	12,7
<u>16,9</u>	16,9
21,0	<u>21,0</u>
25,1	25,1
	29,2

Επειδή το ενδιαφέρον στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, επικεντρώνεται στη λειτουργία του υδροστρόβιλου, επιλέχθηκαν από δύο γωνίες εκατέρωθεν της βέλτιστης πειραματικής για τις προσομοιώσεις. Στην περίπτωση της αντλίας, επιλέχθηκαν δύο μεγαλύτερα ανοίγματα από τη βέλτιστη γωνία ανοίγματος και ένα μικρότερο, καθώς περαιτέρω κλείσιμο των πτερυγίων θα οδηγούσε σε αδυναμία διέλευσης της ροής. Αξίζει στο σημείο αυτό να αναφερθεί, ότι για λειτουργία ως αντλία αναμένουμε βέλτιστη γωνία πτερυγίων, όσο αυτά είναι πιο ανοιχτά και κατ' επέκταση έχουν τη μικρότερη επίδραση στη μηχανή, που η αρχική της σχεδίαση είχε στόχο την αντλητική της δυνατότητα.

Στο σχήμα 6.1, που ακολουθεί παρουσιάζεται το μοντέλο για διάφορες γωνίες ανοιγμάτων που επιλέχθηκαν να μοντελοποιηθούν και εν συνεχεία να επιλυθούν.



Σχήμα 6.1: Απεικόνιση της διάταξης για τις διάφορες γωνιές των ρυθμιστικών πτερυγίων

## 6.2 Καθορισμός των Συνθηκών της Υπολογιστικής Προσομοίωσης

Σύμφωνα με τη θεωρία υπολογιστικής ρευστομηχανικής, που περιγράφηκε στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο, καθορίστηκαν οι συνθήκες του προβλήματος που μελετήθηκε. Για την επιλογή των συνθηκών απαιτείται η αποδόμηση του προβλήματος στα στοιχειώδη μέρη του, καθώς και η φυσική κατανόηση του προβλήματος που τίθεται προς

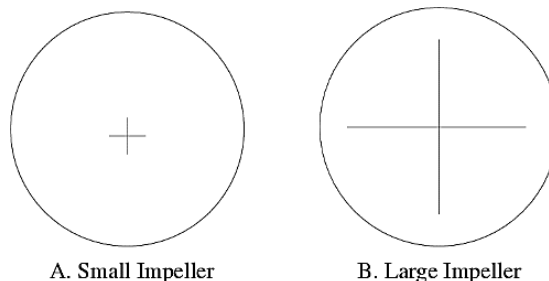
μοντελοποίηση. Ο λόγος που απαιτείται αυτή η ουσιαστική κατανόηση του προβλήματος, έγκειται στην ύπαρξη πληθώρας επιλογών για την ρύθμιση του μοντέλου. Για παράδειγμα θα πρέπει να είναι σαφές, κατά την ρύθμιση του προβλήματος, εάν το ρευστό πρόκειται για συμπιεστό ή ασυμπίεστο. Επιπλέον θα πρέπει να είναι ξεκάθαρο αν η κατάσταση που μελετάται είναι χρονικά ανεξάρτητη, δηλαδή αν η ροή είναι αποκατεστημένη, ή αν μελετάται κάποιο μεταβατικό φαινόμενο. Άλλα βασικά χαρακτηριστικά είναι η σωστή περιγραφή της δυναμικής κατάστασης των στερεών τμημάτων, με την έννοια της πλήρως καθορισμένης, μαθηματικής περιγραφής της κίνησης αυτών.

Το πρόβλημα της στροβιλοαντλίας, που μελετάται στην παρούσα εργασία, επιλέχθηκε να προσομοιωθεί μέσω του υπολογιστικού πακέτου Fluent της Ansys. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι επιλογές που έγιναν κατά την ρύθμιση (setup) του υπολογιστικού μοντέλου και δίνονται ταυτόχρονα οι απαραίτητες διευκρινήσεις, όπου κρίνεται αναγκαίο.

### General

- Type ---> Pressure Based
- Velocity Formulation ---> Absolute
- Time ---> Steady

Για εφαρμογές που το διακινούμενο ρευστό είναι ασυμπίεστο, ή μπορεί να θεωρηθεί πρακτικώς ασυμπίεστο, επιλέγεται ο τύπος 'pressure based'. Για προβλήματα όπου το στρεφόμενο μέρος του ρευστού, στο τμήμα της πτερωτής αποτελεί μικρό τμήμα του συνολικού χώρου, τότε επιλέγεται 'absolute velocity formulation'. Σε αντίθετη περίπτωση που το στρεφόμενο μέρος αποτελεί το μεγαλύτερο μέρος του χωρίου ροής, συνίσταται η άλλη επιλογή. Για κατανόηση της κατάλληλης επιλογής σε αυτό ακολουθεί το παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 6.2: Επιλογή κατάλληλου 'Velocity Formulation'

Επιπλέον, όταν η είσοδος του ρευστού γίνεται σε τμήμα της μηχανής που είναι στατικό, ως προς εξωτερικό παρατηρητή, τότε συνίσταται επιλογή σχήματος απόλυτης ταχύτητας (δηλ. Absolute Velocity Formulation). Τέλος, επειδή η μελέτη γίνεται σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας αμελώντας τις μεταβατικές καταστάσεις

μέχρι να οδηγηθεί το σύστημα σε αυτά, επιλέγεται το 'steady time' που αντιστοιχεί στη χρονικά αποκατεστημένη ροή.

### Models

- Viscous ---> k-omega, SST, Curvature correction

Σε αυτό το στάδιο γίνεται επιλογή του φυσικού μοντέλου που ανταποκρίνεται στις συνθήκες του προβλήματος. Για την περίπτωση της υδροδυναμικής μηχανής που εξετάζεται, το μοντέλο που περιγράφει το ρευστομηχανικό πρόβλημα είναι αυτό της συνεκτικής ροής, δηλαδή 'viscous'. Το πεδίο αυτό αποτελείται γενικά από τη θεωρία που έχει αναλυθεί στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Με την επιλογή του k-omega, SST λαμβάνεται υπόψη στην προσομοίωση το οριακό στρώμα που αναπτύσσεται στην ροή, κοντά στα στερεά τοιχώματα.

### Materials

- Fluid ---> Water-liquid
- Solid ---> Aluminum

Σε αυτό το στάδιο καθορίζονται τα υλικά που συνθέτουν τα στερεά στοιχεία της μηχανής και το ρευστό που τη διαρρέει. Το λογισμικό που χρησιμοποιείται διαθέτει βάση δεδομένων με πληθώρα επιλογών, ενώ αυτοσχέδια μπορεί και ο μελετητής να ορίσει υλικό με τις ιδιότητες που τον ενδιαφέρουν (π.χ. πυκνότητα, συνεκτικότητα, κλπ.).

### Cell Zone Conditions

- Δρομέας ---> Frame Motion, (Rotational Speed)
- Σπειροειδές Κέλυφος ---> Stationary
- Τμήμα Εισόδου ---> Stationary

Στο επόμενο στάδιο πρέπει να καθορισθούν οι συνθήκες των διαφόρων περιοχών που απαρτίζουν το πρόβλημα. Οι περιοχές που υπάρχουν στο προς μελέτη πρόβλημα είναι αυτές του σπειροειδούς κελύφους, του τμήματος εισόδου και του δρομέα-πτερωτής. Τα πρώτα δύο είναι ακίνητα ως προς το απόλυτο σύστημα συντεταγμένων, ενώ η πτερωτή έχει γωνιακή ταχύτητα, η τιμή της οποίας ρυθμίζεται από το χρήστη.

Για τα πρόβλημα μας η ταχύτητα περιστροφής του δρομέα σε λειτουργία υδροστροβίλου τέθηκε ίση με 1500 rpm, δηλαδή γωνιακή ταχύτητα  $\omega$  ίση με  $-157,08 \text{ rad/s}$ . Αντίστοιχα για λειτουργία αντλίας, η πτερωτή στρέφεται με γωνιακή ταχύτητα ίση με  $151,84 \text{ rad/s}$ , δηλαδή ταχύτητα περιστροφής ίση με 1450 rpm. Το πρόσημο της γωνιακής ταχύτητας, εξαρτάται από την τοποθέτηση του συστήματος συντεταγμένων και από τη φορά περιστροφής του δρομέα. Η φορά περιστροφής αναδεικνύεται παραστατικά, κατά την παρουσίαση της ροής, στο εδάφιο 6.6.

#### Boundary Conditions (as a Turbine)

- Είσοδος ---> Ταχύτητα από Κέλυφος (Velocity Inlet)
- Έξοδος ---> Πίεση στο Τμήμα Εξόδου (Pressure Outlet)
- Τοιχώματα Ακίνητα ---> Κέλυφος, Τμήμα Εξόδου (Stationary Wall)
- Τοιχώματα Κινούμενα ---> Δρομέας (Moving Wall)

#### Boundary Conditions (as a Pump)

- Είσοδος ---> Ταχύτητα από Τμήμα Εισόδου (Velocity Inlet)
- Έξοδος ---> Πίεση στην Έξοδο του Σπειροειδούς Κελύφους (Pressure Outlet)
- Τοιχώματα Ακίνητα ---> Κέλυφος, Τμήμα Εξόδου (Stationary Wall)
- Τοιχώματα Κινούμενα ---> Δρομέας (Moving Wall)
- Χωρίο Κίνησης Ρευστού (Fluid Domain) ---> Εσωτερικό Μέρος (Interior)

Στο σημείο αυτό καθορίζονται οι οριακές συνθήκες του προβλήματος. Ο καθορισμός αυτός έχει να κάνει με τις συνθήκες που είτε επιβάλλονται στο πρόβλημα, όπως για παράδειγμα είναι η συνθήκη μη ολίσθησης στα τοιχώματα, είτε με τις συνθήκες στις οποίες λειτουργεί η μηχανή, όπως για παράδειγμα είναι οι συνθήκες που επικρατούν στις διατομές εισόδου και εξόδου του ρευστού από το χώρο της μηχανής.

Οι πρώτες τοποθετούνται με σχετικά αυτόματο τρόπο, από το λογισμικό προσομοίωσης, αρκεί να έχουν καθορισθεί σωστά τα στερεά τοιχώματα, και να έχουν τοποθετηθεί στην κατηγορία τοιχωμάτων (wall). Προσοχή πρέπει να δοθεί στο σημείο αυτό, για να καθορισθεί η κίνηση του κάθε τοιχώματος σωστά. Στο πρόβλημα που μελετάται, τα τοιχώματα του δρομέα-πτερωτής τέθηκαν κινούμενα, με μηδενική σχετική περιστροφική κίνηση ως προς την ευρύτερη πλεγματική ζώνη που ανήκουν (του δρομέα), ενώ αυτά του κελύφους και του τμήματος εισόδου τέθηκαν ακίνητα.

Οι δεύτερες έχουν να κάνουν με τα δεδομένα που διατίθενται ή αλλιώς με τις συνθήκες που μπορούν να εκτιμηθούν με έναν πρόχειρο υπολογισμό. Στην παρούσα μελέτη, χρησιμοποιήθηκε η επιλογή της εισόδου ταχύτητας και της εξόδου πίεσης. Αυτό έγινε γιατί μέσω της διαθέσιμης παροχής από τα πειραματικά δεδομένα, μπορούσε εύκολα μέσω της σχέσης  $u=Q/A$ , να υπολογιστεί η ταχύτητα, και να επιλεγθούν σημεία κοντά σε αυτά της πειραματικής δοκιμής, ως προς την παροχή. Επειδή ανάλογα το σημείο λειτουργίας για το οποίο γινόταν η προσομοίωση, άλλαζε και η τιμή της ταχύτητας, η αναφορά στις εισόδους που επιλέχθηκαν γίνεται παρακάτω, μαζί με την παρουσίαση των αποτελεσμάτων για κάθε ένα διαφορετικό καθορισμό οριακών συνθηκών του μοντέλου της υπολογιστικής προσομοίωσης.

Η απόλυτη πίεση εξόδου για τη λειτουργία ως υδροστρόβιλο, τέθηκε ίση με μία ατμόσφαιρα, ενώ αντίστοιχα για λειτουργία αντλίας, τέθηκε στην έξοδο πίεση ίση με τα αποτελέσματα των πειραματικών δοκιμών. Οι τιμές αυτές κατά την επίλυση απέκλιναν από τις προκαθορισμένες κατά ένα μικρό ποσοστό. Αυτό ήταν θεμιτό και αναμενόμενο καθώς δεν είναι τιμές που είναι αυστηρά προκαθορισμένες στις συγκεκριμένες τιμές που τέθηκαν, αλλά μία καλή εκτίμηση της αναμενόμενης κατάστασης στην έξοδο.

Στις οριακές συνθήκες συγκαταλέγονται και οι περιοχές που αποτελούν το εσωτερικό τμήμα των τοιχωμάτων, δηλαδή το χωρίο κίνησης του ρευστού, γνωστό στη διεθνή βιβλιογραφία και ως 'fluid domain'.

### Solution Methods

- Σχήμα Επίλυσης (Scheme) --> Simple
- Χωρική Διακριτοποίηση (Spatial Discretization) --> Second Order

### Monitors

- Υπόλοιπα μετά από κάθε επανάληψη (Residuals)
- Καταγραφή και Παρακολούθηση της Ροπής στην Πτερωτή
- Καταγραφή και Παρακολούθηση της Πίεσης Εισόδου
- Καταγραφή και Παρακολούθηση της Πίεσης Εξόδου
- Καταγραφή και Παρακολούθηση της Παροχής στην Είσοδο

Στη συνέχεια πρέπει να καθορισθεί το σχήμα επίλυσης που θα χρησιμοποιηθεί. Με αυτό εννοείτε ο αλγόριθμος που χρησιμοποιείται από το πρόγραμμα για την επίλυση της εξίσωσης ορμής και των εξισώσεων διόρθωσης πίεσης από τη μία επανάληψη στην άλλη. Το σχήμα που επιλέχθηκε για την επίλυση είναι το Simple, που επιλύει τις



εξιώσεις ξεχωριστά και όχι συζευγμένες. Επίσης, η επιθυμητή ακρίβεια στις σειρές Taylor που χρησιμοποιούνται, καθορίζεται σε ακρίβεια δεύτερης τάξης.

Επόμενο στοιχείο που καθορίζεται είναι αυτό των παραθύρων παρακολούθησης (Monitors). Μέσω αυτών, καταγράφεται σε αρχεία αποτελεσμάτων και αποτυπώνονται στον πραγματικό χρόνο του τρεξίματος, όσες πληροφορίες ζητηθούν από το μελετητή. Για παράδειγμα, στην παρούσα εφαρμογή, καταγράφονταν η ολική πίεση εισόδου και εξόδου, καθώς και σε ενδιάμεσες θέσεις ιδιαίτερου ενδιαφέροντος, όπως είναι οι θέσεις ανάντι και κατάντι του δρομέα και των ρυθμιστικών πτερυγίων αντίστοιχα. Ακόμα καταγράφονταν η ροπή στο δρομέα, και η παροχή στην είσοδο. Όπως είναι εύληπτο, στο πεδίο αυτό δεν καθορίζεται κάποια πληροφορία που επηρεάζει την υπολογιστική προσομοίωση, απλώς ρυθμίζονται τα αποτελέσματα που θα παρουσιάζονται και θα καταγράφονται για περαιτέρω επεξεργασία. Καταληκτικά, τα αποτελέσματα που καταγράφονται, χρησιμοποιούνται και για την αξιολόγηση της επίτευξης της επιθυμητής σύγκλισης, όπως θα αναδειχθεί και παρακάτω.

### Initialization and Calculation

- Initialize --> Hybrid
- Iterations --> 3000

Τέλος, καθορίζεται ο τρόπος με τον οποίο το πρόγραμμα θα αρχικοποιήσει τις μεταβλητές του προβλήματος και στη συνέχεια εκτελείται η επίλυση για τον αριθμό των επαναλήψεων που ζητείται. Το ποσό των επαναλήψεων που επιλέγεται εξαρτάται από το πόσες απαιτούνται για να θεωρηθεί επιτυχής η σύγκλιση του προβλήματος. Η σύγκλιση, ελέγχεται μέσω της τιμής των υπολοίπων (Residuals), η οποία, για να θεωρηθεί ως επιτυχής η σύγκλιση, πρέπει να είναι μικρή (τάξη μεγέθους  $< 10^{-3}$ ). Επιπρόσθετα, γίνεται έλεγχος διατήρησης της παροχής, μέσω της διαφοράς ανάμεσα σε παροχή εισόδου και εξόδου. Ικανοποιητικά θεωρούνται τα αποτελέσματα, όταν η τάξη μεγέθους της παραπάνω διαφοράς, είναι της τάξεως του  $10^{-3}$  και λιγότερο.

Ο έλεγχος για τη σύγκλιση γίνεται και μέσω των μετρούμενων μεγεθών όπως η πίεση, η ταχύτητα και η παροχή, τα οποία πρέπει να οδηγούνται σε μία τιμή και το εύρος διακύμανσης από αυτή να είναι μικρό και αμελητέο. Για παράδειγμα αποτελέσματα που θα έχουν τη μορφή ταλάντωσης με μεγάλο πλάτος, δηλαδή μεγάλο εύρος διακύμανσης της τελικής τιμής, οδηγούν στη σκέψη ότι η λύση δεν έχει συγκλίνει ακόμη και πως απαιτούνται περαιτέρω επαναλήψεις. Εάν συνεχίζοντας τις επαναλήψεις, η εικόνα της ταλάντωσης στα αποτελέσματα διατηρείται αμείωτη, τότε

γίνεται κατανοητό, ότι πρέπει να γίνει επιστροφή στο τμήμα του σχεδιασμού του προβλήματος και να μεταβληθούν όσες παράμετροι σχετίζονται με την αδυναμία σύγκλισης.

Στο συγκεκριμένο πρόβλημα που μελετάται, παρατηρήθηκε ότι οι 3000 επαναλήψεις αρκούσαν για να επιτευχθεί η ζητούμενη σύγκλιση. Αξίζει να σημειωθεί, ότι κατά την επεξεργασία των αποτελεσμάτων κρίνεται σωστότερο, να λαμβάνεται μία μέση τιμή των τελευταίων επαναλήψεων, καθώς η τελευταία τιμή των επαναλήψεων, μπορεί να τυχαίνει να συμπίπτει με ακραία τιμή της διακύμανσης που θα υπάρχει στα αποτελέσματα. Η τιμή αυτή δεν θα έχει μεγάλη διαφορά με τη μέση τιμή που θα λάβουμε, λόγω της προαναφερθείσας σύγκλισης, ωστόσο κρίνεται καταλληλότερο να λαμβάνεται η μέση τιμή για περιορισμό σφαλμάτων τέτοιας τυχαιότητας. Στις προσομοιώσεις που έγιναν, η μέση τιμή των τελευταίων 1000 επαναλήψεων ήταν η τιμή που καταγράφηκε ως τελική τιμή για κάθε μία από τις συνιστώσες που καταγράφονταν, δηλαδή της πίεσης, της ταχύτητας, της παροχής και της ροπής.

Σε ορισμένες περιπτώσεις που παρατηρήθηκε δυσκολία στη σύγκλιση, χρησιμοποιήθηκαν περισσότερες επαναλήψεις, έως ότου να ικανοποιούνται τα κριτήρια σύγκλισης. Σε αυτές τις περιπτώσεις, για τον υπολογισμό της μέσης τιμής αξιοποιήθηκαν οι περισσότερες επαναλήψεις, προς ελαχιστοποίηση του σφάλματος της διακύμανσης που παρατηρείται στα αριθμητικά αποτελέσματα.

Στα αποτελέσματα της μοντελοποίησης που πραγματοποιήθηκε, αναμένονται εκ των προτέρων, να παρατηρηθούν αποκλίσεις με τα αντίστοιχα των πειραματικών. Μία από αυτές, που από το στάδιο της μοντελοποίησης είναι γνωστό ότι προκύπτει, οφείλεται στην παράβλεψη των οπών εξισορρόπησης της στατικής πίεσης στο μοντέλο της προσομοίωσης. Αυτές υπάρχουν για την ανακούφιση της πτερωτής από τα αξονικά φορτία που αναπτύσσονται λόγω της διαφοράς της στατικής πίεσης. Οι οπές αυτές συμβάλλουν στην ανάπτυξη ογκομετρικών απωλειών, αφού τμήμα της παροχής εισόδου  $\delta Q$  διαφεύγει εξ' αυτών ανεκμετάλλευτο.

Επιπλέον, οι ογκομετρικές απώλειες που αναπτύσσονται, λόγω της παροχής  $\delta Q$  που διαφεύγει, μέσω του διακένου που σχηματίζεται από την εξωτερική επιφάνεια της στεφάνης και το εξωτερικό κέλυφος της μηχανής, δεν συμπεριλαμβάνονται στη μοντελοποίηση που πραγματοποιήθηκε και συνυπολογίζονται εξωτερικά, μέσω αναλυτικών σχέσεων και τυπικών τιμών.

Επιπρόσθετα, στην μοντελοποίηση δεν έχουν συμπεριληφθεί τα διάκενα που υπάρχουν μεταξύ του σπειροειδούς κελύφους και των ρυθμιστικών πτερυγίων. Από αυτά διέρχεται ελάχιστο τμήμα της παροχής, το οποίο όμως συμβάλλει στην ανομοιομορφία του πεδίου της ροής.

Ένας ακόμα παράγοντας που δεν λήφθηκε υπόψη στην μοντελοποίηση, είναι η τραχύτητα των επιφανειών. Αυτό έγινε αρχικά, γιατί δεν ήταν εφικτό με τα τεχνικά

μέσα που υπήρχαν διαθέσιμα, να γίνει καταμέτρηση της τραχύτητας των επιφανειών που αλληλεπιδρούν με το διερχόμενο ρευστό. Για να αποφευχθεί μία χονδρική εκτίμηση που θα επηρέαζε τα αποτελέσματα της υπολογιστικής προσομοίωσης, επιλέχθηκε όλα τα στερεά τοιχώματα να προσομοιαστούν με μηδενική τραχύτητα. Η όποια συνεκτίμηση της τραχύτητας μπορεί να γίνει μέσω εμπειρικών σχέσεων και διαγραμμάτων, σε μελλοντικό στάδιο μετά την μέτρηση της τραχύτητας των επιφανειών.

Τέλος, στον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης πρέπει να συμπεριληφθεί και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης. Αυτός οφείλεται στις απώλειες τριβών και διακρίνεται στις απώλειες τριβής των εδράνων και του στυπιοθλίπτη και στις απώλειες τριβής μεταξύ του στρεφόμενου δρομέα και του ρευστού που εγκλωβίζεται στα διάκενα μεταξύ των εξωτερικών επιφανειών της πλήμνης και της στεφάνης με το σπειροειδές κέλυφος.

### 6.3 Θεωρία Επεξεργασίας Αποτελεσμάτων

Με το καθορισμό των συνθηκών όπως περιγράφηκε παραπάνω, και έπειτα από την επίλυση του προβλήματος, ακολουθεί η επεξεργασία των αποτελεσμάτων. Στο σημείο αυτό, γίνεται διαχωρισμός μεταξύ της λειτουργίας ως υδροστρόβιλο και της λειτουργίας ως αντλία. Όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο εδάφιο, εδώ θα παρουσιαστούν οι οριακές συνθήκες που χρησιμοποιήθηκαν ώστε να ληφθούν μετρήσεις στα σημεία λειτουργίας που ενδιέφεραν την μελέτη, καθώς και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την αριθμητική επίλυση.

#### Υδροστρόβιλος

Για τη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο, τίθεται ως είσοδος η ταχύτητα και ως έξοδος η μανομετρική πίεση, στη ρύθμιση των οριακών συνθηκών. Η ταχύτητα που εισάγεται εξαρτάται από το εκάστοτε σημείο που επιδιώκεται να προσομοιωθεί. Επιλέχθηκε να τεθούν τουλάχιστον 4 διαφορετικά σημεία, δηλαδή 4 διαφορετικές τιμές ταχύτητας, σε κάθε μία από τις γωνίες των πτερυγίων που επιλέχθηκαν για την επίλυση. Με τον τρόπο αυτό είναι διαθέσιμα τουλάχιστον 4 σημεία για τη χάραξη της καμπύλης λειτουργίας του υδροστροβίλου, για κάθε μία από τις γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων. Τα σημεία παροχών που επιλέχθηκαν σε κάθε γωνία, ήταν τέτοια, ώστε να βρίσκονται στη γειτονική περιοχή του βέλτιστου βαθμού απόδοσης, όπως αυτός είχε καταγραφεί στα πειραματικά αποτελέσματα. Για την περίπτωση της λειτουργίας ως στρόβιλο, επιλέχθηκαν 5 διαφορετικές γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων, όπως έχει διατυπωθεί και στο προηγούμενο εδάφιο (βλ. Πίνακα 6.1).

Από την επίλυση της προσομοίωσης θα εξαχθούν αποτελέσματα για την ολική μανομετρική πίεση στις θέσεις εισόδου  $P_{tot\_in}$  (σε Pa) και εξόδου  $P_{tot\_out}$  (σε Pa). Η διαφορά αυτών των δύο, αποδίδει τη διαφορά ολικής πίεσης  $\Delta P$ , και μέσω της σχέσης

μετατροπής σε μέτρα στήλης ύδατος (6.1), το υδραυλικό ύψος  $\Delta H$  που εκμεταλλεύεται ο υδροστροβίλος:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (6.1)$$

Επιπλέον, στα αποτελέσματα συγκαταλέγεται και η ροπή  $M$  (σε  $N \cdot m$ ) που ασκείται στο δρομέα. Τελευταίο από τα αποτελέσματα που καταγράφονται, με στόχο τη χάραξη των καμπυλών λειτουργίας του υδροστροβίλου είναι η παροχή μάζας  $\dot{m}$  (σε  $kg/s$ ) στην είσοδο.

Για τον υδροστροβίλο προτιμάται η παρουσίαση των καμπυλών λειτουργίας, μέσω των αδιάστατων παραμέτρων παροχής και ύψους, δηλαδή  $\Phi$  και  $\Psi$  αντίστοιχα. Οι σχέσεις από τις οποίες προσδιορίζονται οι παραπάνω συντελεστές, φαίνονται ακολούθως:

$$\Phi = \frac{Q}{\pi \cdot R_{2e}^2 \cdot u_{2e}} \quad (6.2)$$

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta H}{u_{2e}^2} \quad (6.3)$$

Στις παραπάνω σχέσεις, η παροχή  $Q$  ( $m^3/s$ ) και το υδραυλικό ύψος  $H$  (m), αποτελούν, μετά από κατάλληλη επεξεργασία, εξόδους του κάθε ενός αριθμητικού τρεξίματος. Για τον υπολογισμό της παροχής  $Q$  και του υδραυλικού ύψους  $\Delta H$ , χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις (6.4) και (6.1) αντίστοιχα:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (6.4)$$

Επίσης, όπου  $R_{2e} = 0,0675$  m, εννοείται η εξωτερική διάμετρος αναφοράς του δρομέα και με  $u_{2e} = \omega \cdot R_{2e} = 10,60$  m/s, εννοείται η περιφερειακή ταχύτητα, της περιφέρειας που ορίζεται από το  $R_{2e}$ . Υπενθυμίζεται στο σημείο αυτό, για χάριν πληρότητας, ότι για λειτουργία υδροστροβίλου η γωνιακή ταχύτητα ισούται με  $\omega = -157,08$  rad/s. Με  $g$  συμβολίζεται η επιτάχυνση της βαρύτητας, ίση με  $9,807$  m/s<sup>2</sup>.

Για τον υπολογισμό του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου  $\eta_{\sigma,h}$  ισχύει ότι:

$$\eta_{\sigma,h} = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q \cdot \Delta H} \quad (6.5)$$

,όπου  $\gamma = \rho \cdot g$  το ειδικό βάρος του νερού,  $M$  η ροπή στο δρομέα σε  $N \cdot m$ ,  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής σε rad/s,  $\Delta H$  το υδραυλικό ύψος που εκμεταλλεύεται ο υδροστροβίλος σε m και  $Q$  η διερχόμενη παροχή σε  $m^3/s$ . Με τον δείκτη ( $\sigma$ ) αποδίδεται ο χαρακτηρισμός της λειτουργίας της μηχανής σε υδροστροβίλο, ενώ με τον δείκτη ( $h$ ) ότι πρόκειται για τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης (hydraulic).

Για τον υπολογισμό του ολικού βαθμού απόδοσης, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των υπόλοιπων απωλειών ενέργειας, που συμβαίνουν κατά τη λειτουργία της μηχανής. Όπως έχει αναφερθεί και εκτενέστερα στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο, υπολείπεται ο υπολογισμός του μηχανικού βαθμού απόδοσης και των ογκομετρικών απωλειών. Επειδή δεν δύναται να γίνει υπολογισμός τους μέσω της υπολογιστικής προσομοίωσης, γίνεται εκτίμηση αυτών μέσω αναλυτικών σχέσεων και τυπικών τιμών που εντοπίζονται στη βιβλιογραφία.

Στον ακόλουθο πίνακα παρατίθενται τυπικές τιμές των παραπάνω βαθμών απόδοσης για την περίπτωση υδροστροβίλων αντιδράσεως. Ωστόσο, επειδή η υδροδυναμική μηχανή που μελετάται σε λειτουργία υδροστροβίλου, αποτελεί ουσιαστικά μοντέλο μηχανής σε μικρή κλίμακα, οι απώλειες λόγω των παραπάνω απωλειών, ενδέχεται να είναι, κατά την πειραματική δοκιμή, μεγαλύτερες.

Πίνακας 6.2: Ενδεικτικές τιμές βαθμών απόδοσης υδροστροβίλων [12]

Υδροστρόβιλος Αντιδράσεως	Ογκομετρικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_v$	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_m$
Μικρός	0,950	0,975
Μεσαίος	0,970	0,985
Μεγάλος	0,990	0,990

Ο ολικός βαθμός απόδοσης που προκύπτει δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{tot} = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_Q \quad (6.6)$$

Οι τιμές των βαθμών απόδοσης λόγω ογκομετρικών και μηχανικών απωλειών, υπολογίζονται σε επόμενη παράγραφο, ώστε να γίνει η σύγκριση με τα πειραματικά αποτελέσματα, τα οποία έχουν προκύψει με τις παραπάνω απώλειες ενσωματωμένες στο αποτέλεσμα, αφού στην πειραματική μέτρηση δεν υφίσταται να εκλείπουν. Η εκτίμηση και ο υπολογισμός που ακολουθεί για τις παραπάνω απώλειες, ελέγχεται έτσι ώστε να μην έχει μεγάλη απόκλιση από τις ενδεικτικές τιμές που παρουσιάζονται στον πίνακα 6.2, για ένα μικρό υδροστρόβιλο αντιδράσεως.

### Αντλία

Για την περίπτωση της αντλίας η λογική των προσομοιώσεων παραμένει αντίστοιχη με αυτή του στροβίλου. Δηλαδή θα ληφθούν τουλάχιστον 4 σημεία για την κατασκευή μίας καμπύλης λειτουργίας, σε κάθε ένα από τα 4 ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων για τα οποία θα γίνει μέτρηση, σύμφωνα με τον πίνακα 6.1. Οι χαρακτηριστικές καμπύλες που θα χαραχθούν θα είναι για την περίπτωση της

αντλίας, οι καμπύλες υδραυλικού ύψους  $\Delta H$  (m) και βαθμού απόδοσης  $\eta$  (%) συναρτήσει της παροχής  $Q$  (m<sup>3</sup>/h).

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης της αντλίας  $\eta_{a,h}$  προσδιορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

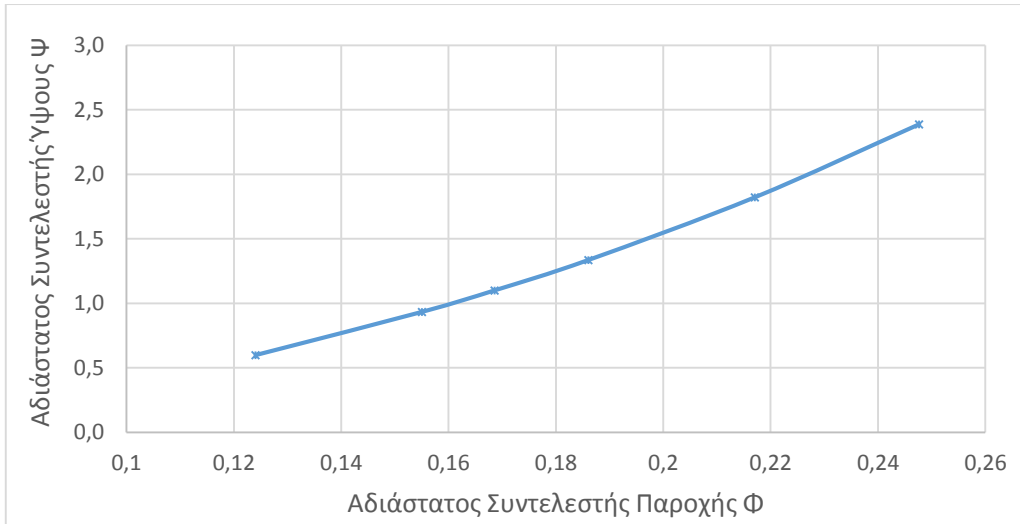
$$\eta_{a,h} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta H}{M \cdot \omega} \quad (6.7)$$

Τα μεγέθη που χρησιμοποιούνται στην παραπάνω σχέση, είναι αντίστοιχα με αυτά που χρησιμοποιήθηκαν στην περίπτωση του υδροστροβίλου και με τις ίδιες μονάδες μέτρησης σε κάθε ένα από αυτά. Επιπλέον, με τον δείκτη ( $\alpha$ ), γίνεται κατανοητό ότι ο βαθμός απόδοσης που υπολογίζεται από την εξίσωση (6.7), αντιστοιχεί σε λειτουργία της μηχανής ως αντλία. Μέσω των αποτελεσμάτων που καταγράφηκαν από τις προσομοιώσεις και με την επεξεργασία που περιγράφηκε παραπάνω, χαράχθηκαν οι καμπύλες λειτουργίας, που παρουσιάζονται στα επόμενα εδάφια.

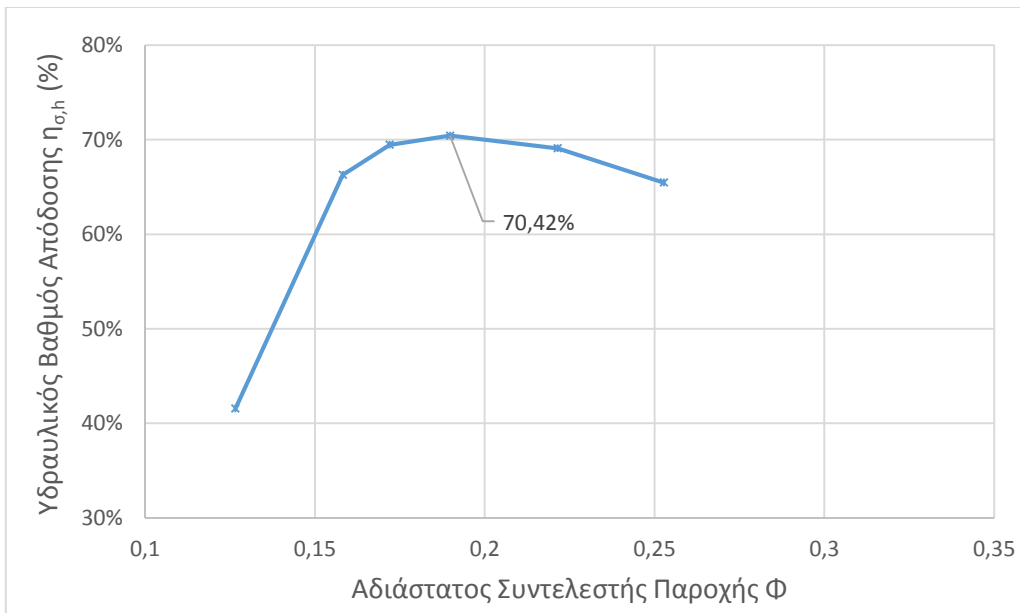
Ο ολικός βαθμός απόδοσης, υπολογίζεται μέσω της σχέσης (6.6), αντίστοιχα με αυτόν του υδροστροβίλου. Η εκτίμηση των ογκομετρικών και μηχανικών απωλειών, γίνεται και για την αντλία πριν το στάδιο σύγκρισης με τα πειραματικά αποτελέσματα, σε επόμενη παράγραφο.

### 6.3.1 Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας ως Υδροστρόβιλος

Στο παρών εδάφιο, παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας της μηχανής, όπως αυτές προέκυψαν από την υπολογιστική προσομοίωση. Στα σχήματα 6.3 και 6.4, που ακολουθούν, παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας που προέκυψαν από την αριθμητική προσομοίωση, χωρίς τις εκτιμήσεις σφαλμάτων και απωλειών, εκτός των υδραυλικών. Στα διαγράμματα αυτά, απεικονίζονται οι καμπύλες λειτουργίας για τη βέλτιστη, κατά τις πειραματικές μετρήσεις, γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων, των 21,0°. Επειδή σε αυτό το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων υπάρχει ιδιαίτερο ενδιαφέρον, λόγω του ότι αποτελεί το βέλτιστο, για τη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο, επιλέχθηκε να προσομοιωθεί η ροή για έξι διαφορετικές παροχές, έναντι των τεσσάρων που έχουν επιλεγεί στα περισσότερα από τα υπόλοιπα ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων.

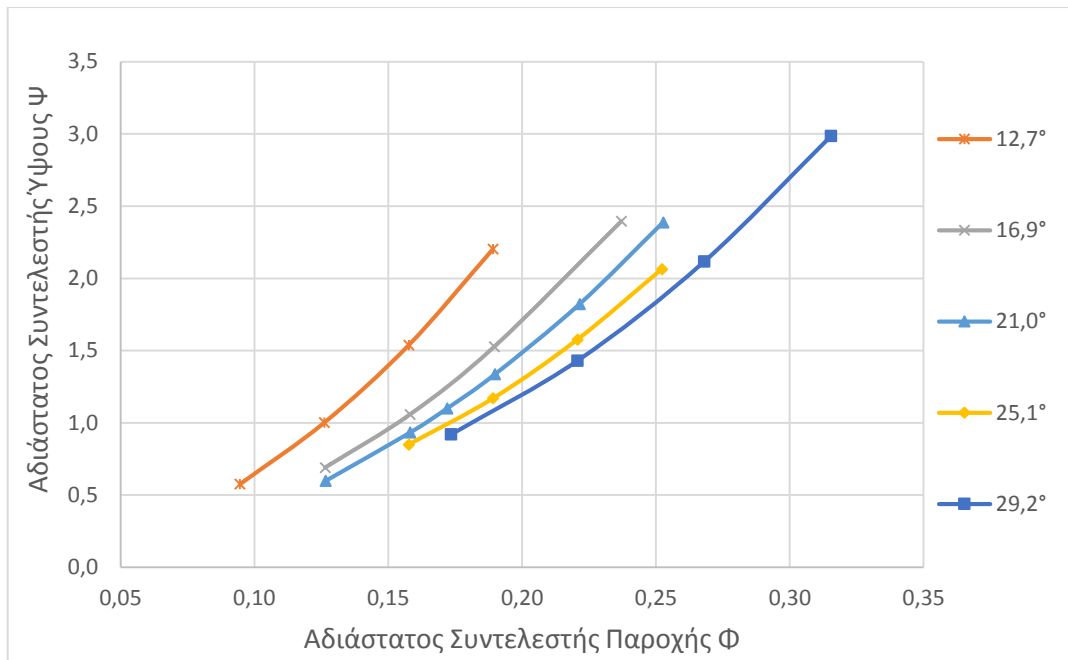


Σχήμα 6.3: Διάγραμμα Φ-Ψ υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$

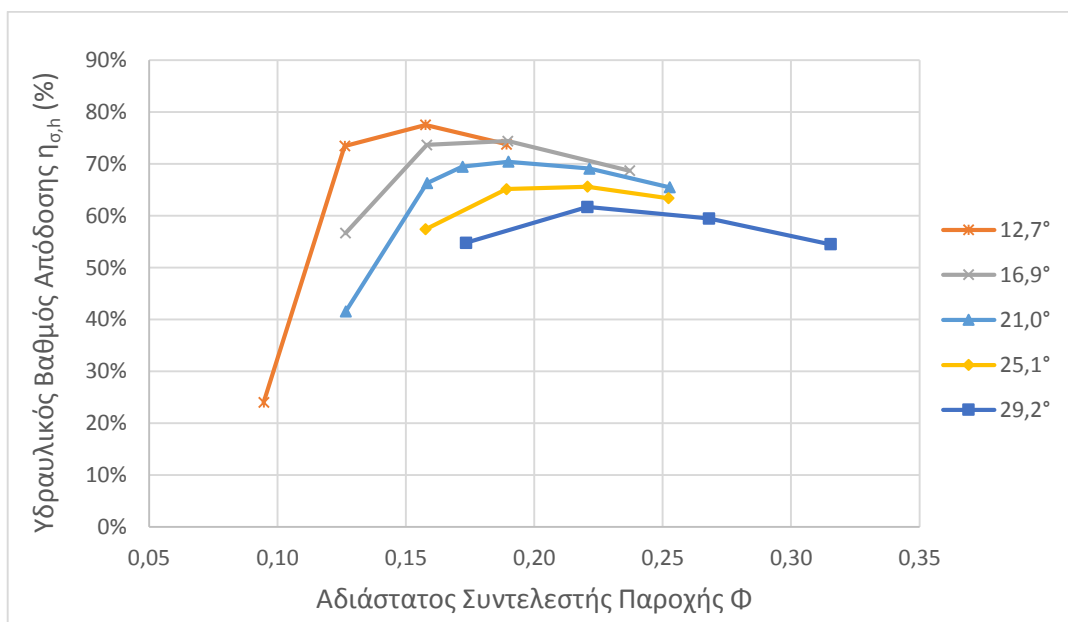


Σχήμα 6.4: Διάγραμμα Φ-η υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$

Στη συνέχεια, παρατίθενται τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα για όλες τις γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων για τις οποίες έγινε προσομοίωση. Στο σχήμα 6.6, παρατηρείται ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης σημειώνεται στην προσομοίωση με το μικρότερο άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, δηλαδή αυτό των  $12,7^\circ$ . Επιπλέον, παρατηρείται ότι όσο μικρότερο είναι το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, τόσο καλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσης, αποτέλεσμα που δεν συμβαδίζει με τις πειραματικές μετρήσεις.



Σχήμα 6.5: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα  $\Phi$ - $\Psi$  για τις διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 6.6: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα  $\Phi$ - $\eta$  για τις διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων

Τα πιθανά αίτια για τη συγκεκριμένη απόκλιση, των υπολογιστικών αποτελεσμάτων από αυτά των πειραματικών, εντοπίστηκαν και εξετάστηκαν στις ακόλουθες παραμέτρους της μοντελοποίησης:

- Επάρκεια πλέγματος σε αριθμό κελιών
- Επάρκεια πλέγματος σε ποιότητα
- Επάρκεια αριθμού επαναλήψεων
- Τραχύτητα στερεών τοιχωμάτων



Όλες οι παραπάνω παράμετροι, εξετάστηκαν για την περίπτωση της τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων σε γωνία ίση με  $12,7^\circ$ . Η επιλογή αυτή έγινε, καθώς παρατηρήθηκε ότι σε αυτό το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, υπήρξε και η μεγαλύτερη απόκλιση των υπολογιστικών από τα πειραματικά αποτελέσματα, όπως αναδεικνύεται και στην συνέχεια του κεφαλαίου.

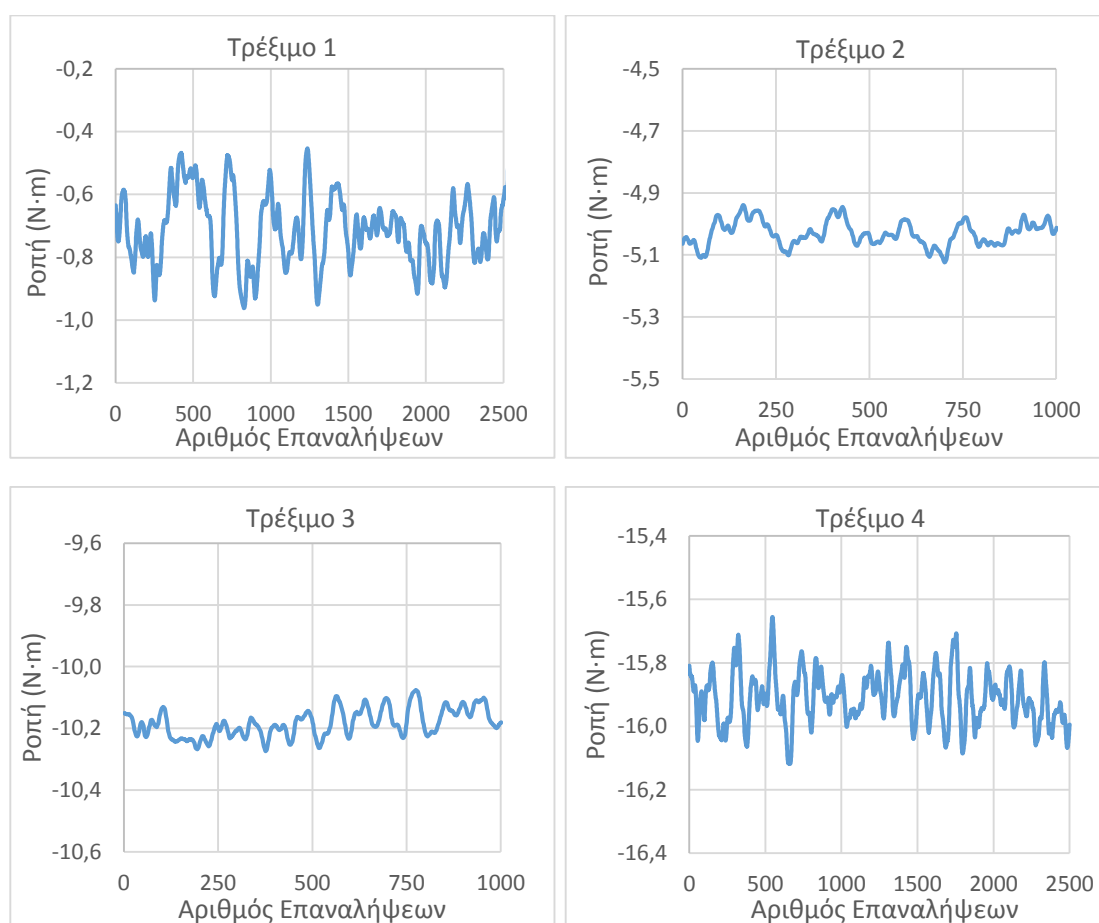
Η επάρκεια του πλέγματος, σε αριθμό κελίων, εξετάστηκε μέσω της χρήσης πλέγματος με μικρότερο αριθμό κελίων. Η λογική για να γίνει ο παραπάνω έλεγχος, είναι ότι μέσω του ελέγχου ανεξαρτησίας πλέγματος, που είχε προηγηθεί, το αρχικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε ήταν αρκούντως πυκνό. Επιπλέον, αναζητήθηκε στη βιβλιογραφία ανάλογη περίπτωση και εντοπίστηκε ότι για μικρό άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων και μοντέλο τύρβης ίδιο με αυτό που χρησιμοποιήθηκε στη παρούσα διπλωματική εργασία, δηλαδή το SST k-omega, τα αποτελέσματα με αραιότερο πλέγμα, έχουν καλύτερη προσέγγιση στα πειραματικά δεδομένα [6]. Η διαφορά που παρατηρείται στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης είναι προς την κατεύθυνση που επιδιώκεται, ώστε να ανταποκρίνεται στα πειραματικά αποτελέσματα, παρ' όλα ταύτα κρίνεται αμελητέα, λόγω της μικρής διαφοράς (βλ. σχήμα 6.8 και 6.9). Συνεπώς συμπεραίνεται, ότι το αποτέλεσμα της δημοσίευσης στην οποία βασίστηκε η συγκεκριμένη δοκιμή [6], ενδεχομένως πρόκειται για τυχαία παρατήρηση και πιθανότατα δεν ανταποκρίνεται η εφαρμογή του, σε αντίστοιχα προβλήματα υπολογιστικής ρευστομηχανικής, όπως είναι και αυτό που εξετάστηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Η επάρκεια ποιότητας του πλέγματος έγινε, όσο ήταν αυτό δυνατό, βελτιώνοντας τις παραμέτρους ασυμμετρίας των κελίων, 'Skewness' και 'Orthogonal Quality'. Ωστόσο τα αποτελέσματα από αυτήν την αλλαγή δεν είχαν διαφορά με τα αρχικά αποτελέσματα και για το λόγο αυτό δεν συμπεριλήφθηκαν και στα παρακάτω σχήματα 6.8 και 6.9. Να παρατηρηθεί ωστόσο στο σημείο αυτό, ότι η βελτίωση της ποιότητας δεν μπορούσε να είναι μεγάλου βαθμού, καθώς το πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε ήταν αδόμητο και επιπλέον η γεωμετρία καθώς και η ανάγκη να αποτυπωθεί ορθά το οριακό στρώμα μέσω του 'Inflation' δεν επέτρεψαν σημαντική βελτίωση της ποιότητας. Ενδεικτικά αναφέρεται, ότι η αρχική τιμή του μέγιστου 'Skewness' ήταν ίση με 0.8798, ενώ του βελτιωμένου ίση με 0.8563.

Η επάρκεια του αριθμού επαναλήψεων, εξετάστηκε μέσω της συνέχισης της υπολογιστικής προσομοίωσης, σε 2 από τα 4 σημεία που γίνεται αυτή. Στόχος της παρούσας δοκιμής, ήταν να μειωθεί η επίδραση της διακύμανσης που παρατηρείται στα αποτελέσματα, λόγω της αδυναμίας επίτευξης καλής σύγκλισης. Τα δύο σημεία που επιλέχθηκαν, ήταν αυτά με τη μεγαλύτερη διακύμανση στο αποτέλεσμα, δηλαδή το 'Τρέξιμο 1' και το 'Τρέξιμο 4'. Τα 'τρέξιματά' αυτά, αντιστοιχούν στις υπολογιστικές προσομοιώσεις που έγιναν, σε μία συγκεκριμένη γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων και σε συγκεκριμένη λειτουργία της μηχανής. Στο σχήμα 6.7, παρουσιάζονται τα

αποτελέσματα για γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $12,7^\circ$  και σε λειτουργία υδροστροβίλου. Το κάθε ένα από τα τρέξιμα αντιστοιχεί σε διαφορετική παροχή, και συνεπώς σε διαφορετικό σημείο λειτουργίας της μηχανής.

Στο πρώτο τρέξιμο γίνεται εμφανής ότι η διακύμανση περιορίζεται, χωρίς ωστόσο να οδηγείται σε απόλυτη σύγκλιση σε κάποια τιμή της ροπής. Η σύγκλιση σε αυτήν την προσομοίωση, ανεξάρτητα το πλήθος των επαναλήψεων που θα πραγματοποιηθούν, δεν θα επιτευχθεί σε καλό βαθμό. Για να μπορέσει να συμβεί αυτό, έπρεπε να υπάρξει βελτίωση της ποιότητας του πλέγματος. Οι επιπλέον επαναλήψεις που έγιναν στα δύο προαναφερθέντα τρέξιμα, είναι οι τελευταίες 1500 που εμφανίζονται στο σχήμα 6.7, στα διαγράμματα 'Τρέξιμο 1' και 'Τρέξιμο 4'.



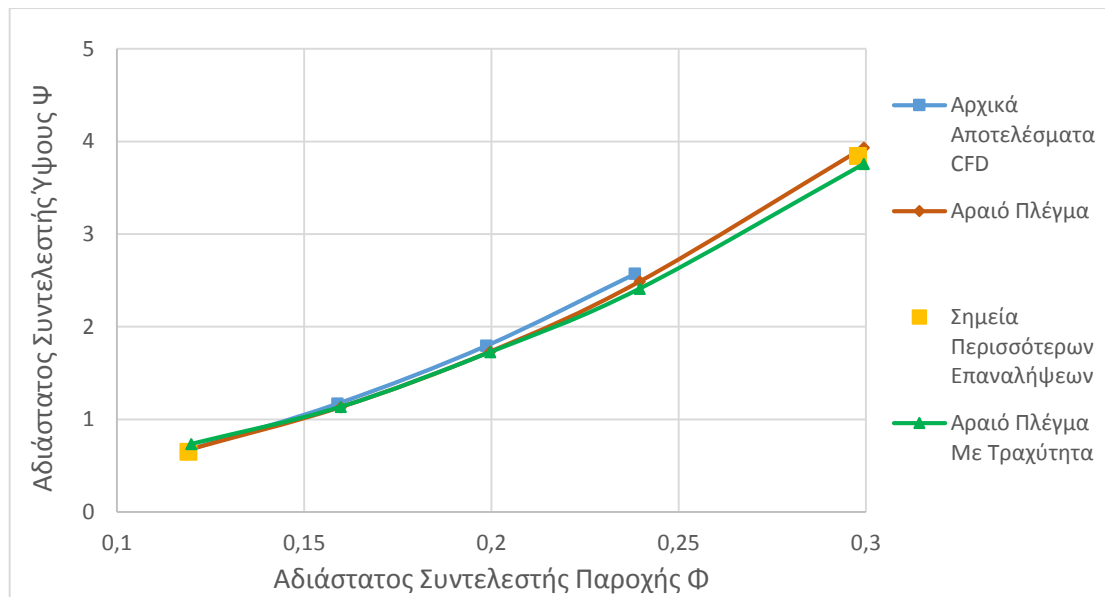
Σχήμα 6.7: Διακύμανση στην τιμή της ροπής, για λειτουργία υδροστροβίλου, τελευταίες επαναλήψεις, γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=12,7^\circ$

Όπως γίνεται εμφανές από το παραπάνω σχήμα 6.7, τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την αριθμητική επίλυση ακόμα και μετά από μεγάλο αριθμό επαναλήψεων, συνεχίζουν να εμφανίζουν ταλαντωτική συμπεριφορά. Αναλογιζόμενοι ότι η ποιότητα του πλέγματος και ο αριθμός των κελιών που χρησιμοποιούνται στην υπολογιστική προσομοίωση, είναι επαρκής για να οδηγήσει

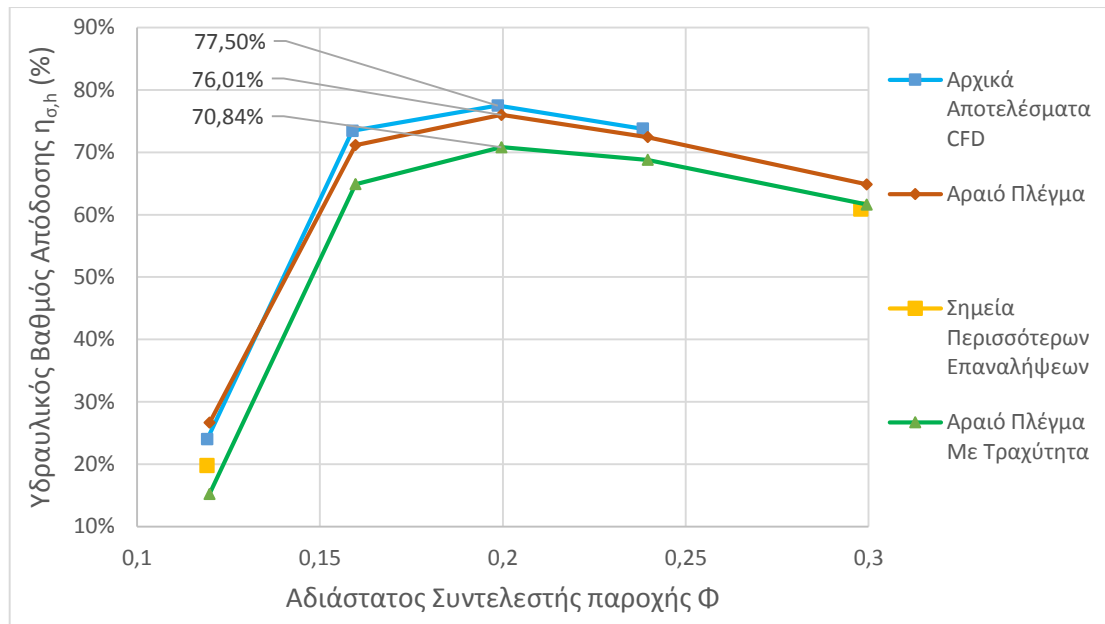
σε καλή σύγκλιση των αποτελεσμάτων, καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι ενδεχομένως η επίλυση θεωρώντας το πρόβλημα χρονικά ανεξάρτητο δεν επαρκεί. Για την επίτευξη μεγαλύτερης ακρίβειας και καλύτερης σύγκλισης, προτείνεται η αριθμητική επίλυση να γίνει για μη μόνιμο πεδίο, ώστε να καταγραφούν φαινόμενα μεταβατικής ροής και να αποτυπωθεί ορθότερα το πεδίο της ροής. Για λόγους χρονικών περιορισμών και υπολογιστικού κόστους, στην παρούσα διπλωματική εργασία, δεν έγινε αυτού του είδους η επίλυση.

Τέλος, εξετάστηκε η επίδραση της τραχύτητας των τοιχωμάτων, θέτοντας στην επίλυση μία τυπική τιμή τραχύτητας σε όλα τα τοιχώματα της διάταξης. Η τιμή που επιλέχθηκε για την προσομοίωση ήταν ίση με 250  $\mu\text{m}$ , που αποτελεί τυπική τιμή για χάλυβα προερχόμενο από χύτευση. Από όλες τις παραπάνω παραμέτρους που εξετάστηκαν, αυτή φαίνεται να έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στην τιμή του βαθμού απόδοσης (βλ. σχήμα 6.9), ενώ στο υδραυλικό ύψος φαίνεται να έχει αμελητέα επίδραση (βλ. σχήμα 6.8).

Η επίδραση όλων των παραπάνω παραμέτρων παρουσιάζεται συγκεντρωτικά στα παρακάτω διαγράμματα.



Σχήμα 6.8: Διάγραμμα  $\Phi$ - $\Psi$  υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=12,7^\circ$



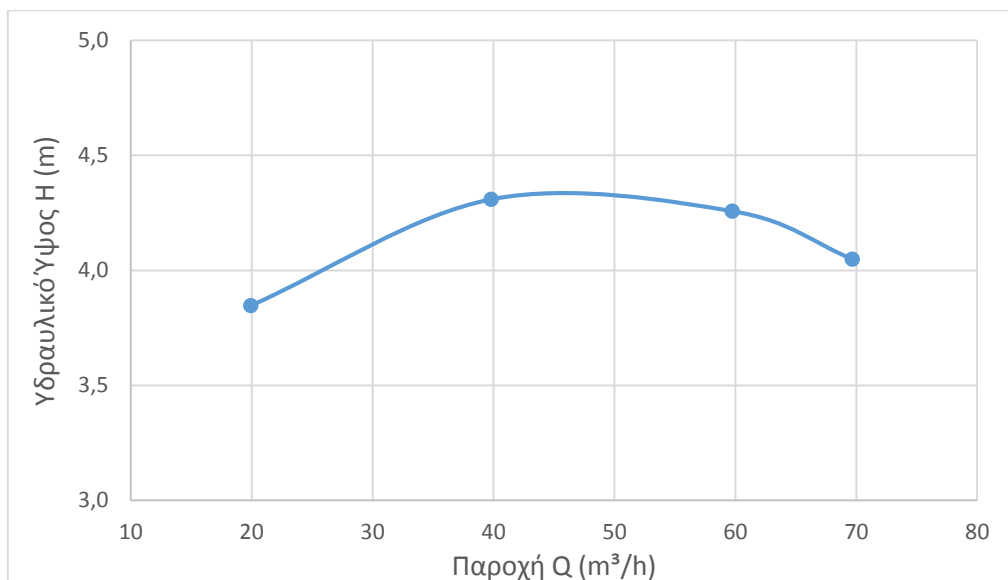
Σχήμα 6.9: Διάγραμμα Φ-η υδροστροβίλου για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=12,7^\circ$

Η παράμετρος της τραχύτητας επηρεάζει τις απώλειες τόσο περισσότερο όσο αυξάνεται η ταχύτητα της ροής. Επειδή κατά τα μικρότερα ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων, η διατομή από την οποία αναγκάζεται να διέλθει η ροή γίνεται μικρότερη, συνεπάγεται ανάλογη αύξηση της ταχύτητας. Η αύξηση αυτή, λόγω της τραχύτητας των τοιχωμάτων, επιφέρει σημαντικές απώλειες στη ροή που κατά τις πειραματικές μετρήσεις αποτυπώνονται στα αποτελέσματα, ενώ στην υπολογιστική προσομοίωση αμελούνται. Αυτός, σε συνδυασμό με τις κατασκευαστικές ατέλειες που πιθανότατα υπάρχουν στο φυσικής υπόστασης μοντέλο, ενδέχεται να είναι ένας από τους παράγοντες, για τους οποίους παρατηρείται διαφορά στη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων και αυτά των αριθμητικών. Ο έλεγχος της επίδρασης της τραχύτητας ωστόσο, δεν έγινε σε όλα τα ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων που επιλύθηκαν, καθώς αυτό δεν ήταν χρονικά επιτρεπτό, ενώ παράλληλα η τιμή της τραχύτητας που εμφανίζεται στα στερεά τοιχώματα, δεν μπορούσε να είναι κάτι περισσότερο από μία εκτίμηση.

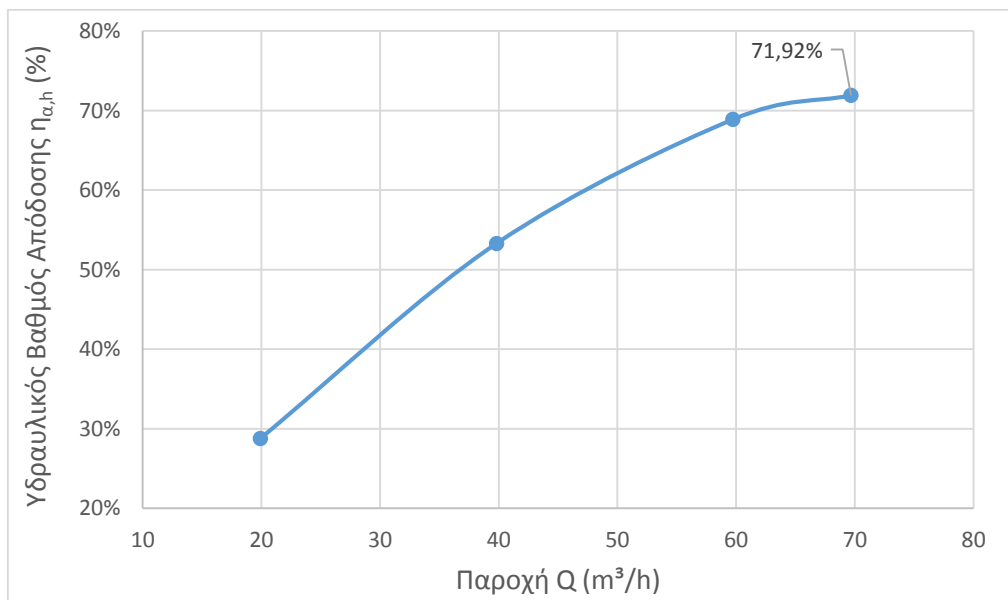
### 6.3.2 Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας ως Αντλία

Στο συγκεκριμένο εδάφιο, παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες της υδροδυναμικής μηχανής, για λειτουργία ως αντλία. Σε αντιστοιχία με τον τρόπο παρουσίασης των αποτελεσμάτων για τη λειτουργία υδροστροβίλου, παρατίθεται αρχικώς η καμπύλη για τη βέλτιστη, κατά τις πειραματικές δοκιμές, γωνία των  $16,9^\circ$ , στα σχήματα 6.10 και 6.11. Στη συνέχεια, ακολουθούν τα συγκεντρωτικά γραφήματα στα σχήματα 6.12 και 6.13, όπου παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες για όλα τα ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων στα όποια έγινε προσομοίωση.

Στο σχήμα 6.11, όπου απεικονίζεται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της παροχής για την αντλητική λειτουργία της μηχανής, παρατηρείται ότι μέχρι και την παροχή  $Q=70 \text{ m}^3/\text{h}$ , ο βαθμός απόδοσης είναι διαρκώς αυξανόμενος. Ο λόγος για τον οποίο δεν έγινε προσομοίωση σε μεγαλύτερες τιμές της παροχής, ήταν πως τα διαθέσιμα πειραματικά σημεία περιορίζονταν μέχρι αυτήν την παροχή.



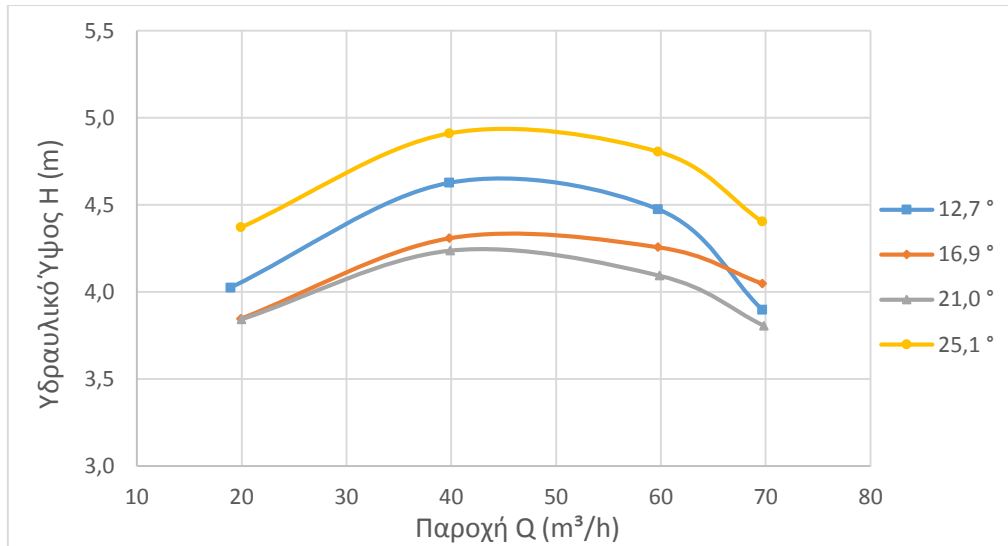
Σχήμα 6.10: Διάγραμμα παροχής-ύψους  $Q-H$ , αντλίας με γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=16,9^\circ$



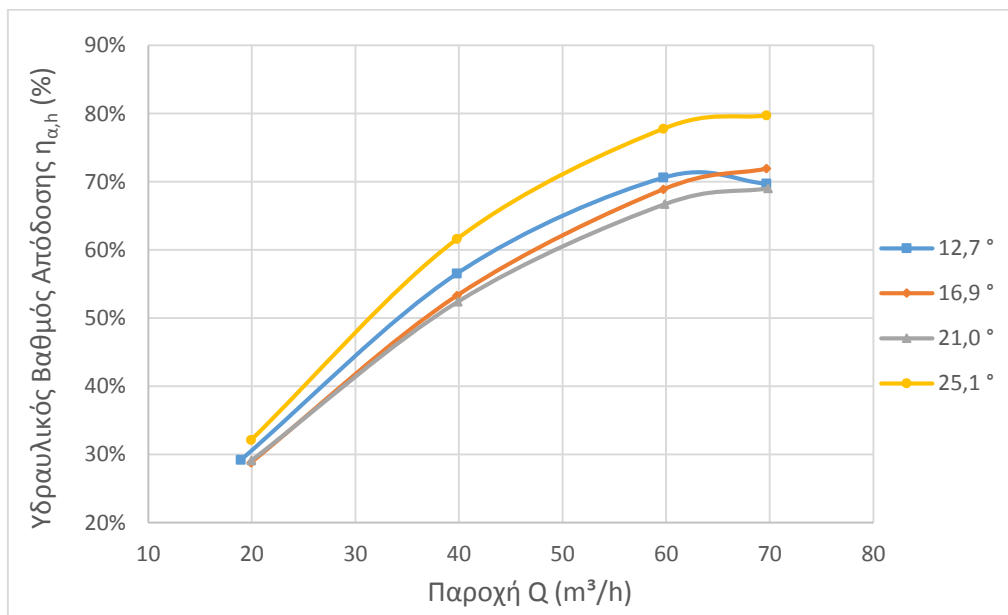
Σχήμα 6.11: Διάγραμμα παροχής-βαθμού απόδοσης  $Q-\eta$ , αντλίας για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=16,9^\circ$

Στα παρακάτω συγκεντρωτικά διαγράμματα, των σχημάτων 6.12 και 6.13, παρατηρείται επίσης απόκλιση, αναφορικά με τη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, ανάμεσα στα αποτελέσματα της υπολογιστικής προσομοίωσης και των πειραματικών αποτελεσμάτων. Στα αποτελέσματα της

υπολογιστικής προσομοίωσης, εμφανίζεται ως βέλτιστη γωνία τοποθέτησης αυτή των  $25,1^\circ$ , που αντιστοιχεί σε μεγάλο άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων. Θεωρητικά, επειδή ο αρχικός σχεδιασμός της υδροδυναμικής μηχανής αντιστοιχεί σε αντλία, αναμένεται η βέλτιστη λειτουργία ως αντλία της μηχανής να βρίσκεται σε τέτοια θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων, ώστε αυτά να έχουν τη μικρότερη δυνατή επίδραση στη ροή.



Σχήμα 6.12: Διάγραμμα παροχής  $Q$  - ύψους  $H$ , αντλίας για διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων



Σχήμα 6.13: Διάγραμμα παροχής  $Q$  - βαθμού απόδοσης  $\eta$ , αντλίας για διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων

Στις εικόνες που ακολουθούν σε επόμενο εδάφιο [6.6], φαίνεται η επίδραση των ρυθμιστικών πτερυγίων στη ροή. Συγκεκριμένα αρνητική θεωρείται η επίδραση τους στη ροή όταν δημιουργείται αποκόλληση και ανακυκλοφορία. Για γωνία ρυθμιστικών

πτερυγίων  $25,1^\circ$ , παρατηρείται πως η ροή κατευθύνεται με τέτοιο τρόπο μετά τα ρυθμιστικά πτερύγια, ώστε να μην δημιουργείται ανακυκλοφορία στη ροή, μειώνοντας κατ' αυτόν τον τρόπο τις απώλειες και αυξάνοντας το βαθμό απόδοσης.

#### 6.4 Εκτίμηση και Υπολογισμός Απωλειών και Σφαλμάτων Προσομοίωσης

Για να γίνει σύγκριση μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων με αυτά που προέκυψαν από την υπολογιστική προσομοίωση, απαιτείται η σύγκριση να γίνεται μεταξύ αποτελεσμάτων που έχουν προκύψει λαμβάνοντας υπόψη τις ίδιες παραμέτρους. Πιο αναλυτικά, ουσιαστική διαφορά ανάμεσα στα αποτελέσματα της πειραματικής δοκιμής και της υπολογιστικής προσομοίωσης, έγκειται στις ογκομετρικές και μηχανικές απώλειες. Στην πειραματική δοκιμή αυτές είναι ενσωματωμένες στα αποτελέσματα και για αυτό καταγράφεται ο ολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{tot}$  και το ολικό ύψος  $H_{tot}$ . Τα αποτελέσματα της υπολογιστικής προσομοίωσης ωστόσο, παρουσιάζουν τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης  $\eta_h$  και το υδραυλικό ύψος  $H_h$ .

Επιλέχθηκε λοιπόν, να γίνει εκτίμηση των παραπάνω απωλειών μέσω αναλυτικών σχέσεων και τυπικών τιμών, τόσο για την περίπτωση της αντλίας, όσο και για αυτή του υδροστροβίλου. Αυτός ο υπολογισμός ενσωματώνεται στα αποτελέσματα της υπολογιστικής ανάλυσης, και αυτά με τη σειρά τους συγκρίνονται με τα διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα, χωρίς να γίνει κάποια επεξεργασία στα τελευταία. Επειδή η ανάλυση των παραπάνω απωλειών είναι διαφορετική ανάλογα τη λειτουργία της μηχανής, αλλά και για τη διευκόλυνση στην ανάγνωση των υπολογισμών και των αποτελεσμάτων, διακρίνεται η ανάλυση σε δύο εδάφια, ένα για κάθε μία λειτουργία της μηχανής.

Για να επιτευχθεί η σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα, χρειάστηκε να γίνει κατάλληλη ψηφιοποίηση των διαγραμμάτων, αφού αυτά ήταν διαθέσιμα μόνο σε έντυπη μορφή.

Ένας ακόμα παράγοντας που πρέπει να εκτιμηθεί για να είναι ορθή η σύγκριση των αποτελεσμάτων, είναι αυτός των σφαλμάτων. Τυχαία σφάλματα υπάρχουν τόσο στην πειραματική μέτρηση όσο και στην υπολογιστική προσομοίωση. Για την περίπτωση των σφαλμάτων της πειραματικής μέτρησης, αξιοποιείται η εκτίμηση των σχετικών σφαλμάτων που εμπεριέχεται στη διδακτορική μελέτη. Τα σφάλματα αυτά παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον πίνακα 6.3.

Πίνακας 6.3: Εκτίμηση σχετικού σφάλματος κατά την πειραματική μέτρηση

Σφάλμα Μέτρησης Παροχής	1,1%
Σφάλμα Μέτρησης Ύψους Πτώσης	0,28%
Σφάλμα Μέτρησης Ροπής	0,54%
Σφάλμα Μέτρησης Ταχύτητας Περιστροφής	0,051%
Σφάλμα Υπολογισμού Ισχύος	0,54%
Σφάλμα Υπολογισμού Βαθμού Απόδοσης	1,22%

Τα σφάλματα που σχετίζονται με τα αποτελέσματα της αριθμητικής προσομοίωσης και αναφέρονται εκτενώς στην παράγραφο [4.4], πρέπει να εκτιμηθούν σε καθεμία εκ των δύο περιπτώσεων λειτουργίας. Ο υπολογισμός τους, καθώς και οι τιμές τους παρουσιάζονται στα επόμενα δύο εδάφια.

#### 6.4.1 Εκτίμηση Απωλειών και Σφαλμάτων για Περίπτωση Υδροστροβίλου

Αρχικά, για την περίπτωση του υδροστροβίλου πρέπει να υπολογιστούν οι ογκομετρικές απώλειες. Οι απώλειες αυτές οφείλονται σε δύο τμήματα της παροχής που διαφεύγουν ανεκμετάλλευτα. Το ένα τμήμα αποτελεί η παροχή  $\delta Q_1$ , που διαφεύγει μέσω των διακένων μεταξύ των εξωτερικών τοιχωμάτων της πλήμνης και της στεφάνης, με το σπειροειδές κέλυφος της μηχανής. Το δεύτερο οφείλεται στην παροχή  $\delta Q_2$ , που διέρχεται μέσω των οπών εξισορρόπησης των αξονικών φορτίων. Το άθροισμα των δύο παραπάνω διαφεύγοντων παροχών, αποδίδει τη συνολική παροχή που διαφεύγει  $\delta Q$ , όπου:

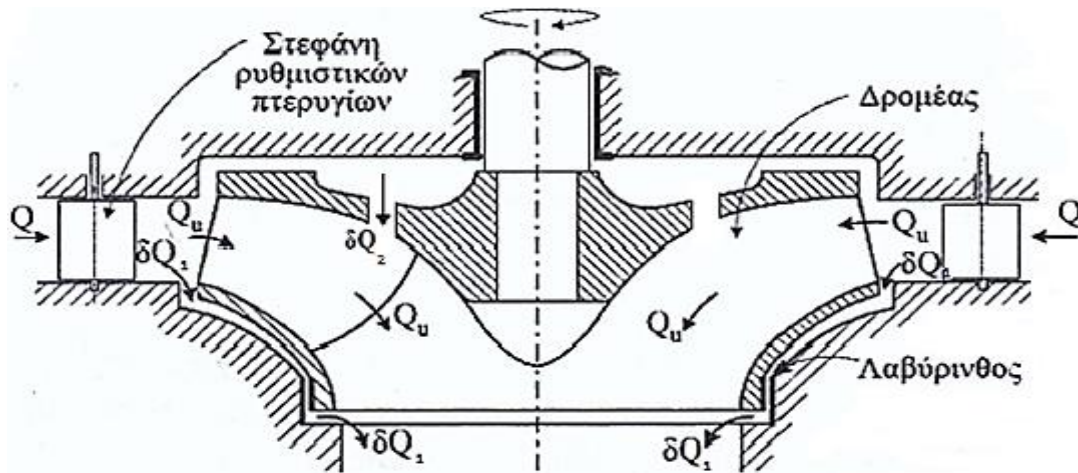
$$\delta Q = \delta Q_1 + \delta Q_2 \quad (6.8)$$

Στους υδροστροβίλους αντιδράσεως, η παροχή που διέρχεται από το δρομέα της μηχανής  $Q_u$ , είναι μικρότερη της παροχής  $Q$  που εισέρχεται στη διατομή εισόδου της μηχανής, κατά τις απώλειες  $\delta Q$ . Το τμήμα της παροχής  $\delta Q_2$  που διέρχεται μέσω των οπών εξισορρόπησης αποτελεί απώλεια, αφού επανεισέρχεται στη ροή, σε θέση μικρής ακτινικής απόστασης από το κέντρο περιστροφής του δρομέα, και επομένως η αλληλεπίδρασή της με τα πτερύγια είναι σχεδόν αμελητέα. Με την ύπαρξη των οπών εξισορρόπησης όμως, ανακουφίζεται ο δρομέας από τα αξονικά φορτία, που προκύπτουν, λόγω της διαφοράς της στατικής πίεσης μεταξύ του μπροστινού και του πίσω μέρους της πλήμνης.

Η ροή των παραπάνω ογκομετρικών απωλειών παριστάνεται στο σχήμα 6.14. Προσεγγιστικά, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ισχύει:

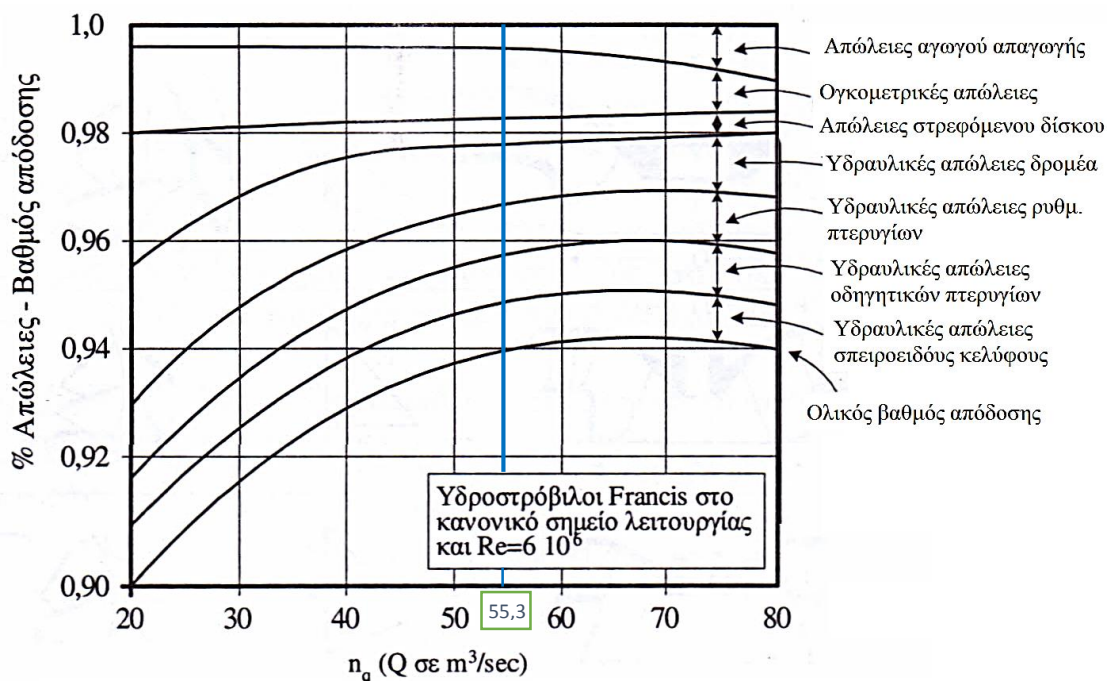
$$Q_u = Q - (\delta Q_1 + \delta Q_2) \quad (6.9)$$





Σχήμα 6.14: Παράσταση ογκομετρικών απωλειών στη λειτουργία υδροστροβίλου [12]

Οι παραπάνω απώλειες  $\delta Q$ , υπεισέρχονται τόσο στη μείωση του ολικού βαθμού απόδοσης, όσο και στη μείωση της παροχής για δεδομένη υψομετρική διαφορά. Επομένως, η διόρθωση λόγω των ογκομετρικών απωλειών γίνεται και στην καμπύλη του βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής, αλλά και στην καμπύλη υδραυλικού ύψους συναρτήσει της παροχής. Στη πρώτη, ο βαθμός απόδοσης με τις ογκομετρικές απώλειες θα μειωθεί σύμφωνα με το βαθμό απόδοσης των ογκομετρικών απωλειών, ενώ στη δεύτερη η καμπύλη θα μετακινηθεί σε μικρότερες παροχές, κατά παροχή ίση με  $\delta Q$ .



Σχήμα 6.15: Κατανομή των διαφόρων απωλειών υδροστροβίλου Francis συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών  $\eta_q$  [12]

Η εκτίμηση της παροχής  $\delta Q$ , γίνεται μέσω της ακόλουθης διαδικασίας. Αρχικά, επιλέγεται μία τυπική τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης  $\eta_q$ , σύμφωνα με το

σχήμα 6.15. Για να γίνει η συγκεκριμένη επιλογή ογκομετρικού βαθμού απόδοσης  $\eta_Q$ , υπολογίζεται εκ των προτέρων ο ειδικός αριθμός στροφών του υδροστροβίλου  $n_q$ , για το κανονικό σημείο λειτουργίας (δείκτης  $K$ ) μέσω της εξίσωσης (6.10).

$$n_q = n \frac{Q_K^{1/2}}{H_K^{3/4}} \quad (6.10)$$

Από αυτήν την τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης και μέσω της σχέσης (6.9), υπολογίζεται η παροχή  $\delta Q$ , εφόσον η παροχή  $Q$  είναι γνωστή από τα αποτελέσματα της κάθε μίας προσομοίωσης, μέσω της εξίσωσης (6.11).

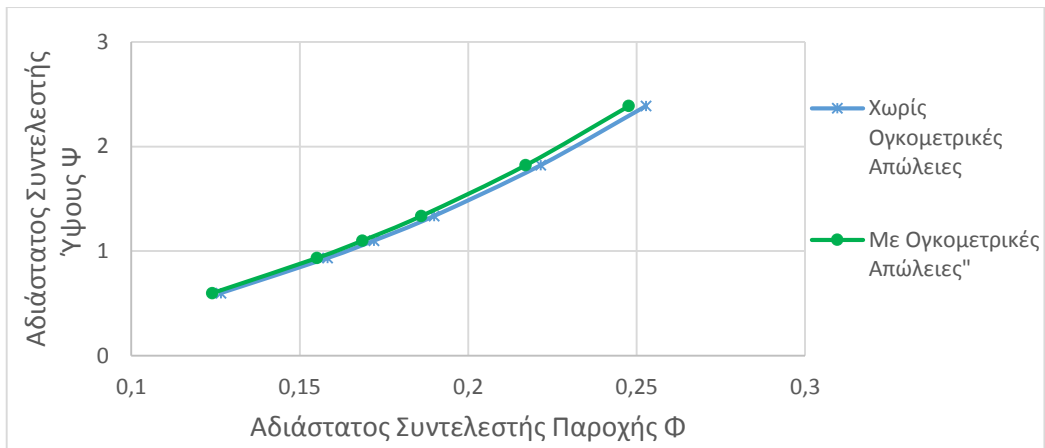
$$\delta Q = (1 - \eta_Q) Q \quad (6.11)$$

Στη συνέχεια, μέσω των εξισώσεων (6.8) και (6.9), υπολογίζεται η παροχή  $Q_u$  και από αυτήν ο αδιάστατος συντελεστής παροχής  $\Phi_q$ , στον οποίο υπεισέρχονται οι ογκομετρικές απώλειες. Στον ακόλουθο πίνακα 6.4, παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα από την παραπάνω ανάλυση, για την περίπτωση λειτουργίας υδροστροβίλου και γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$ . Ως κανονικό σημείο λειτουργίας, για τη συγκεκριμένη γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων επιλέχθηκε το σημείο με το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης που προέκυψε, από την αριθμητική επίλυση για τη συγκεκριμένη γωνία των  $21,0^\circ$ .

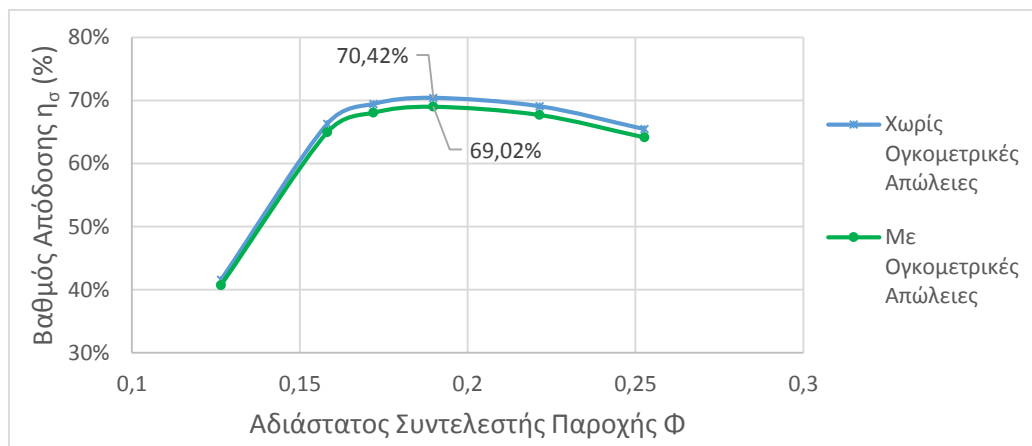
Πίνακας 6.4: Σειρά Υπολογισμού  $\delta Q$ , για υδροστρόβιλο με  $\gamma=21,0^\circ$

Ταχύτητα Περιστροφής $n$ (rpm)	Παροχή $Q_K$ (m <sup>3</sup> /s)	Υδραυλικό Ύψος $H_K$ (m)	Ειδικός Αριθμός Στροφών $n_q$	Ογκομετρικές Απώλειες $\eta_Q$ (%)	Παροχή $\delta Q$ (m <sup>3</sup> /s)
1500	2,88E-02	7,65	55,3	98,2%	5,19E-04

Στο ακόλουθο σχήμα 6.16, παρουσιάζεται ενδεικτικά η μεταβολή στην καμπύλη λειτουργίας  $\Phi$ - $\Psi$ , για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $\gamma=21,0^\circ$  και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης  $\eta_Q=98,2\%$ . Στο σχήμα 6.17, απεικονίζεται η επίδραση των ογκομετρικών απωλειών στον βαθμό απόδοσης της μηχανής.



Σχήμα 6.16: Επίδραση ογκομετρικών απωλειών στην καμπύλη  $\Phi$ - $\Psi$  ( $\gamma=21,0^\circ$ )

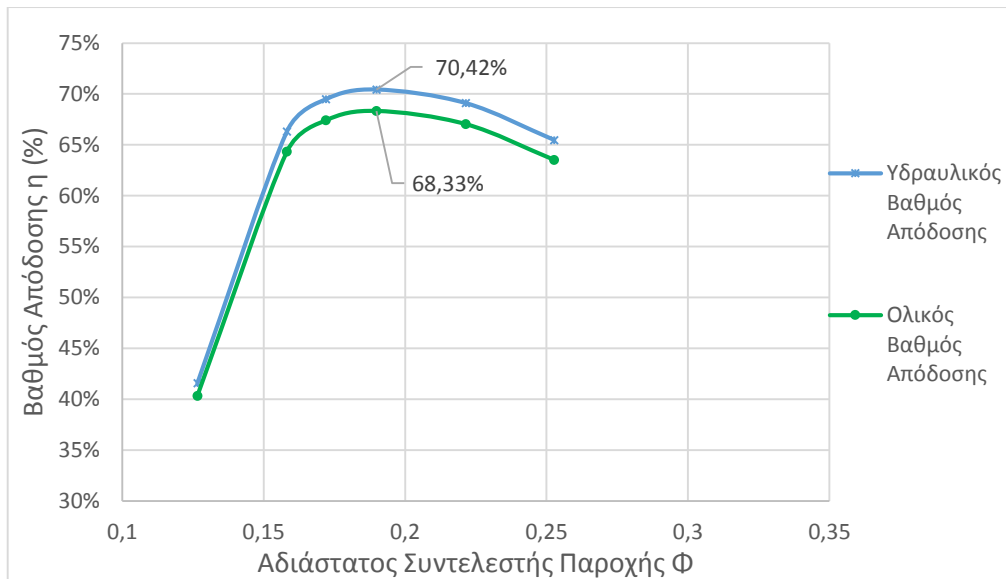


Σχήμα 6.17: Επίδραση ογκομετρικών απωλειών στο βαθμό απόδοσης ( $\gamma=21,0^\circ$ )

Η παραπάνω ανάλυση, επεκτείνεται και στις προσομοιώσεις που έγιναν στις υπόλοιπες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Στη συνέχεια, γίνεται υπολογισμός των μηχανικών απωλειών που επιδρούν στη μηχανή. Επειδή δεν δύναται να γίνει υπολογισμός μέσω αναλυτικών σχέσεων, θα εκτιμηθεί η τιμή του μηχανικού βαθμού απόδοσης μέσω τυπικών τιμών από τη σχετική βιβλιογραφία (βλ. πίνακας 6.2) και μέσω εποπτείας του αποτελέσματος του ολικού βαθμού απόδοσης, συγκριτικά με τα πειραματικά αποτελέσματα. Από τον παραπάνω έλεγχο προέκυψε ότι για τη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων για λειτουργία υδροστροβίλου, δηλαδή  $\gamma=21,0^\circ$ , και για ογκομετρικό βαθμό απόδοσης ίσο με 98,2%, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης εκτιμάται περίπου ίσος με 98,5%.

Με τον υπολογισμό των παραπάνω απωλειών, είναι πλέον δυνατή η εξαγωγή του ολικού βαθμού απόδοσης, σε κάθε ένα από τα υπολογιστικά τρεξίματα που πραγματοποιήθηκαν. Στο σχήμα 6.18, παρουσιάζεται ο υδραυλικός και ο ολικός βαθμός απόδοσης, για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $21,0^\circ$ .



Σχήμα 6.18: Υδραυλικός και ολικός βαθμός απόδοσης, για λειτουργία υδροστροβίλου ( $\gamma=21,0^\circ$ )

Το διάγραμμα αδιάστατου συντελεστή παροχής  $\Phi$ , συναρτήσεως του ύψους  $\Psi$ , παραλείπεται αφού οι μηχανικές απώλειες δεν επηρεάζουν το ύψος για μία δεδομένη παροχή. Τα μεγέθη που επηρεάζονται από τις παραπάνω απώλειες είναι η ροπή στην άτρακτο και κατ' επέκταση ο βαθμός απόδοσης της μηχανής.

Τελευταίο σκέλος που πρέπει να εξεταστεί στο συγκεκριμένο εδάφιο είναι αυτό των σφαλμάτων και της αβεβαιότητας στα αποτελέσματα που έχουν προκύψει από την αριθμητική επίλυση. Ένα από τα σφάλματα που υπάρχει στην αριθμητική επίλυση είναι αυτό της διακύμανσης της τιμής, που για τη σύγκλιση που επιτεύχθηκε δεν μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα. Το σφάλμα το οποίο αναγνωρίζουμε ότι υπάρχει εντοπίζεται στην εξής θεωρία. Εάν ήταν δυνατό να γίνει προσομοίωση δεκάδων χιλιάδων επαναλήψεων ή απόλυτης σύγκλισης, το αποτέλεσμα που θα υπήρχε από την αριθμητική επίλυση θα είχε απειροελάχιστο σφάλμα. Ωστόσο επειδή στην πράξη, κανένα από τα δύο παραπάνω δεν είναι εφικτό, υπάρχει αβεβαιότητα για το κατά πόσο ταυτίζεται η μέση τιμή που υπολογίζεται και καταγράφεται ως τελικό αποτέλεσμα, συγκριτικά με το αποτέλεσμα που θα απέδιδε μία ιδανική σύγκλιση. Για τον υπολογισμό αυτού του τυχαίου σφάλματος έγινε η ακόλουθη θεώρηση.

Όπως έχει προαναφερθεί, ο υπολογισμός των τιμών της ολικής πίεσης στις θέσεις εισόδου και εξόδου της ροής από την μηχανή, της ροπής στο δρομέα της μηχανής και της διερχόμενης παροχής, υπολογίζεται από τη μέση τιμή των 1000 τελευταίων επαναλήψεων. Σε αυτό το δείγμα των 1000 επαναλήψεων γίνεται στατιστική επεξεργασία, ώστε σε κάθε μία από τις παραπάνω μεταβλητές που καταγράφονται, να υπολογιστεί το τυχαίο σφάλμα, λόγω της διακύμανσης των διακριτών τιμών των επαναλήψεων. Λόγω του ότι η μεταβλητή της παροχής παρουσιάζει ελάχιστη

διακύμανση, δηλαδή μεταβολή στο 6<sup>ο</sup> δεκαδικό ψηφίο, δεν υπολογίζεται το σχετικό σφάλμα της, καθώς είναι πρακτικά αμελητέο.

Για τις υπόλοιπες μεταβλητές επιλέχθηκε ο υπολογισμός του τυχαίου σφάλματος να γίνει με χρήση της στατιστικής κατανομής Student. Η κατανομή αυτή είναι συμμετρική και σε σχήμα καμπάνας όπως και η κανονική κατανομή, με διαφορά ότι είναι πιθανότερο να υπάρξει τιμή του δείγματος που να ανήκει στα άκρα της. Επιλέγεται αυτή η κατανομή για την ανάλυση του σφάλματος, καθώς το σχετικό σφάλμα που προκύπτει είναι μεγαλύτερο από ότι αυτό της ανάλυσης μέσω της κανονικής κατανομής και συνεπώς πιο συντηρητικό στην εκτίμησή του [3, 15].

Για τον υπολογισμό του σχετικού σφάλματος, προηγήθηκε η εύρεση της μέσης τιμής και της τυπικής απόκλισης, σύμφωνα με τις σχέσεις (6.12) και (6.13) αντίστοιχα.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (6.12)$$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N}} \quad (6.13)$$

Στη συνέχεια, με γνωστό το πλήθος του δείγματος  $N=1000$  τιμές, υπολογίστηκε η παράμετρος  $t$  της κατανομής Student σύμφωνα με την εξίσωση (6.14):

$$t = 1,96 + \frac{2,36}{N} + \frac{3,2}{N^2} + \frac{5,2}{N^{3,84}} \quad (6.14)$$

Τέλος, σύμφωνα με τη σχέση (6.15) υπολογίζεται το απόλυτο σφάλμα, με μονάδες μέτρησης ίδιες με του εκτιμώμενου μεγέθους και από την εξίσωση (6.16), το σχετικό σφάλμα εκφρασμένο σε ποσοστό επί τοις εκατό.

$$\delta \bar{x} = \frac{t \cdot \sigma_x}{\sqrt{N}} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{\sigma\%} = \frac{\delta \bar{x}}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad (6.16)$$

Στον πίνακα 6.5, που ακολουθεί παρουσιάζεται η ροή των υπολογισμών και τα αποτελέσματα που προέκυψαν, για κάθε μία από τις παροχές στις οποίες έγινε προσομοίωση, για λειτουργία υδροστροβίλου και γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $\gamma=21,0^\circ$ .

Πίνακας 6.5: Υπολογισμός σχετικού σφάλματος πίεσης εισόδου για  $\gamma=21,0^\circ$ , αριθμός δείγματος  $N=1000$

Παροχή (m <sup>3</sup> /h)	Μέση Τιμή (Pa)	Τυπική Απόκλιση (Pa)	Παράμετρος t	Απόλυτο Σφάλμα (Pa)	Σχετικό Σφάλμα (%)
69,15	43123,3	793,87	1,9624	49,26	0,11
86,43	59871,9	377,34	1,9624	23,42	0,04
93,97	68317,5	499,02	1,9624	30,97	0,05
103,72	80761,9	607,24	1,9624	37,68	0,05
121,01	108116,1	724,16	1,9624	44,94	0,04
138,07	141138,1	837,04	1,9624	51,94	0,04

Επειδή δεν είναι εύχρηστο, ούτε και πρακτικό να χρησιμοποιείται σε κάθε σημείο παροχής, διαφορετική τιμή του σχετικού σφάλματος, όπως για παράδειγμα φαίνεται στον πίνακα 6.5, λαμβάνεται ως σχετικό σφάλμα κάθε μεταβλητής η μέγιστη τιμή από τις προσομοιώσεις που έγιναν, προς χάριν της ασφάλειας του αποτελέσματος.

Πίνακας 6.6: Μέγιστο σχετικό σφάλμα σε γωνία  $\gamma=21,0^\circ$  κάθε υπολογιζόμενης μεταβλητής

Σχετικό Σφάλμα (%)		
Πίεση Εισόδου	Πίεση Εξόδου	Ροπή
0,11%	0,23%	0,36%

Επειδή ο βαθμός απόδοσης δεν καταγράφεται από την προσομοίωση, αλλά υπολογίζεται από τα υπόλοιπα μεγέθη σύμφωνα με τη σχέση (6.5), το σφάλμα στην τιμή του, υπολογίζεται σύμφωνα με τους κανόνες διάδοσης σφάλματος. Εάν ένα μέγεθος  $z$ , εξαρτάται από δύο ή και περισσότερες ποσότητες  $x$  και  $y$ , οι οποίες έχουν μέσες τιμές  $\bar{x}$ ,  $\bar{y}$  και απόλυτα σφάλματα  $\delta \bar{x}$ ,  $\delta \bar{y}$  αντίστοιχα, τότε υπολογίζεται το σφάλμα του, σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$\delta \bar{z}^2 = \left( \frac{\partial u}{\partial x} \delta \bar{x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} \delta \bar{y} \right)^2 \quad (6.17)$$

Πιο συγκεκριμένα, σύμφωνα με τους κανόνες διάδοσης σφάλματος, σε περίπτωση που το μέγεθος προς υπολογισμό προκύπτει από το άθροισμα ή τη διαφορά δύο μεγεθών, τότε το σφάλμα στο υπολογιζόμενο μέγεθος, δίνεται από τη σχέση:

$$\delta \bar{z}^2 = \delta \bar{x}^2 + \delta \bar{y}^2 \quad (6.18)$$

ενώ όταν αυτό υπολογίζεται από το γινόμενο ή το πηλίκο δύο μεγεθών  $x$ ,  $y$ , από τη σχέση:

$$\left(\frac{\delta \bar{z}}{\bar{z}}\right)^2 = \left(\frac{\delta \bar{x}}{\bar{x}}\right)^2 \pm \left(\frac{\delta \bar{y}}{\bar{y}}\right)^2 \quad (6.19)$$

οπού η άθροιση ισχύει όταν τα μεγέθη  $x$  και  $y$  πολλαπλασιάζονται, ενώ η διαφορά των σχετικών σφαλμάτων όταν τα μεγέθη  $x$  και  $y$  διαιρούνται. Για παράδειγμα, το σχετικό σφάλμα που προκύπτει από τη διαφορά της πίεσης εισόδου με την πίεση εξόδου, σύμφωνα με τη σχέση (6.18) και τα αποτελέσματα του πίνακα 6.5, προκύπτει ίσο με 0,156%.

Το σχετικό σφάλμα στο βαθμό απόδοσης, προκύπτει έπειτα από χρήση των εξισώσεων (6.18) για υπολογισμό του σχετικού σφάλματος στη διαφορά ύψους  $\Delta H$  και (6.19) για το πηλίκο που σχηματίζεται μεταξύ της ροπής  $M$  και της διαφοράς ύψους  $\Delta H$ , σύμφωνα με την εξίσωση (6.5). Το σχετικό σφάλμα που προέκυψε στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης για τις  $21,0^\circ$ , σε λειτουργία υδροστροβίλου παρουσιάζεται στον πίνακα 6.7.

Πίνακας 6.7: Υπολογισμός σχετικού σφάλματος υδραυλικού βαθμού απόδοσης, λειτουργία υδροστροβίλου,  $\gamma=21,0^\circ$

Παροχή (m <sup>3</sup> /h)	Μέση Τιμή (%)	Απόλυτη Αβεβαιότητα (%)	Σχετική Αβεβαιότητα (%)
69,15	41,6	0,13	0,32
86,43	66,3	0,02	0,03
93,97	69,5	0,02	0,04
103,72	70,4	0,02	0,03
121,01	69,1	0,01	0,02
138,07	65,5	0,01	0,02

Στον παραπάνω πίνακα 6.7, παρατηρείται ότι η μέγιστη σχετική αβεβαιότητα, λαμβάνει χώρα στη μικρότερη παροχή της υπολογιστικής προσομοίωσης. Αυτό είναι σε συμφωνία με τις αρχικές εκτιμήσεις, καθώς όσο απομακρύνεται το σημείο λειτουργίας από το βέλτιστο της μηχανής, τόσο εντείνονται χαρακτηριστικά της ροής, όπως η ανακυκλοφορία ή η ένταση της τύρβης, με αποτέλεσμα την αύξηση της διακύμανσης στα αποτελέσματα.

Ένα ακόμα σφάλμα που συναντάται συχνά στις αριθμητικές προσομοιώσεις, προέρχεται από τη πυκνότητα του πλέγματος που χρησιμοποιείται. Όπως αναδείχθηκε και στην παράγραφο [5.4], κατά τον έλεγχο ανεξαρτησίας πλέγματος, όσο πιο αραιό είναι το πλέγμα, τόσο αναμένεται να αυξάνεται το εν προκειμένω

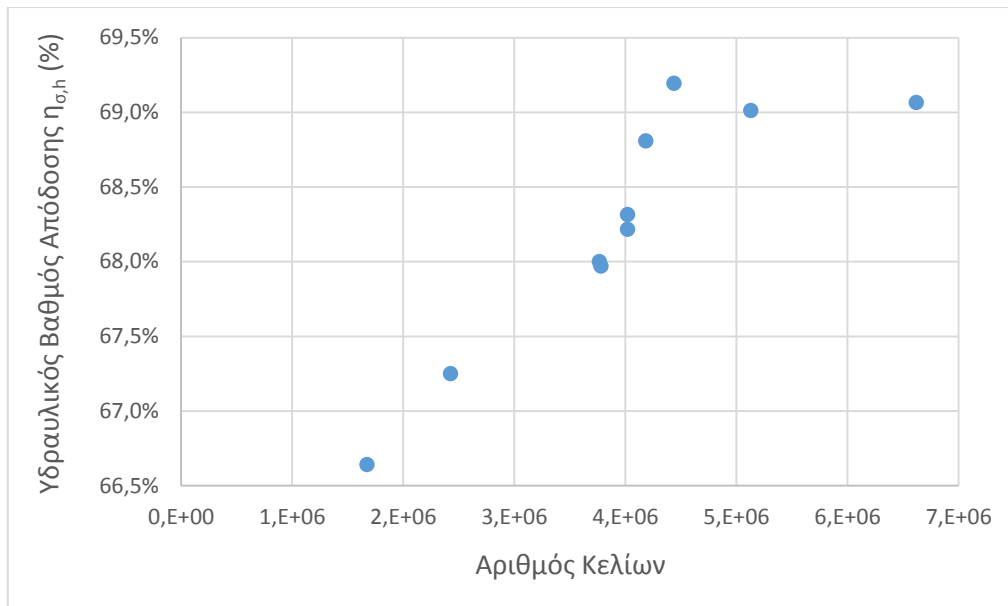
σφάλμα. Ωστόσο, η υπολογιστική προσομοίωση με πλέγμα μεγάλης πυκνότητας θα οδηγούσε σε αυξημένο υπολογιστικό χρόνο και κόστος. Για να αποφευχθεί αυτό, προτιμάται η αριθμητική επίλυση με πλέγμα, πυκνότητας αρκούντως μεγάλη, ώστε η απόκλιση από πολύ πυκνότερο πλέγμα να είναι μικρή και ταυτόχρονα το υπολογιστικό κόστος να είναι όσο το δυνατόν μικρότερο.

Για να γίνει εκτίμηση του σφάλματος λόγω της πυκνότητας της χωρικής διακριτοποίησης, πρέπει να έχει προηγηθεί μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος. Αυτό στην παρούσα διπλωματική, αναλύθηκε με παράμετρο ελέγχου τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης. Επομένως, η απόκλιση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης που προέκυψε από το πυκνότερο πλέγμα που τέθηκε προς επίλυση, από τη πυκνότητα του πλέγματος που επιλέχθηκε για τις προσομοιώσεις, αποτελεί το σφάλμα λόγω επαρκούς διακριτοποίησης.

Στο σχήμα 6.19, παρουσιάζεται ο έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος που έχει προηγηθεί. Στον οριζόντιο άξονα αναπαρίστανται ο συνολικός αριθμός κελίων που χρησιμοποιήθηκαν για τη δόμηση του πλέγματος σε ολόκληρη τη μηχανή. Στον κατακόρυφο, αναγράφεται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης που προέκυψε για κάθε μία υπολογιστική δοκιμή.

Όπως είχε αποφασιστεί από το στάδιο του ελέγχου ανεξαρτησίας του πλέγματος, ως προς την πυκνότητα της χωρικής διακριτοποίησης, τα κελιά με τα οποία πραγματοποιήθηκαν οι προσομοιώσεις, σε κάθε γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, ήταν περίπου ίσος με 4 εκατομμύρια κελιά. Όπως φαίνεται και από το σχήμα 6.19, το απόλυτο σφάλμα που προκύπτει από την παραπάνω χωρική διακριτοποίηση, είναι της τάξης του  $\pm 0,75$  %. Σύμφωνα με τη σχέση (6.16) υπολογίζεται το σχετικό σφάλμα λόγω χωρικής διακριτοποίησης που ισούται με 1,086%.





Σχήμα 6.19: Έλεγχος διακριτοποίησης για υπολογισμό σφάλματος

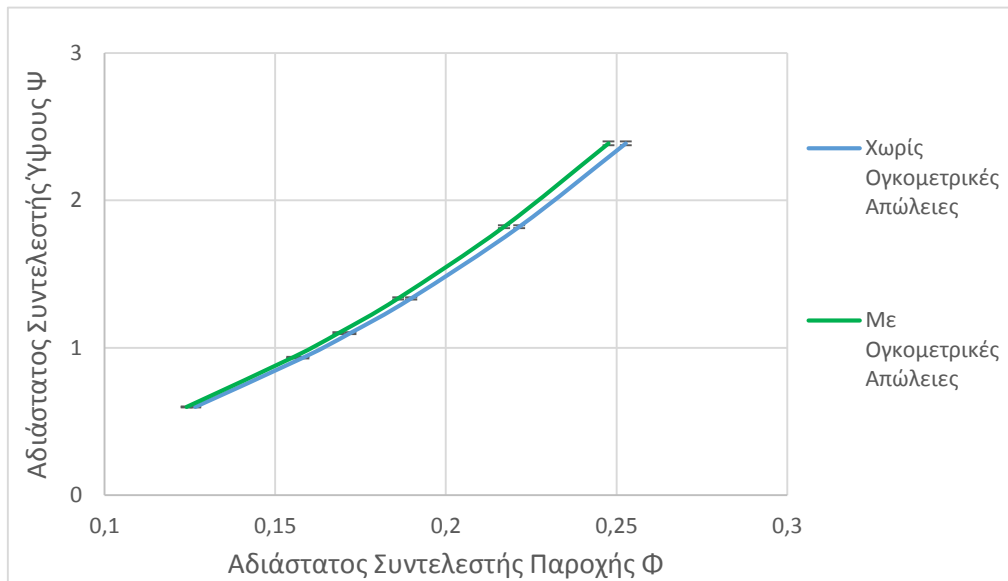
Το ολικό σχετικό σφάλμα που προκύπτει για το βαθμό απόδοσης από τα δύο παραπάνω, παρατίθεται στο παρακάτω πίνακα 6.8, για κάθε μία παροχή που επιλύθηκε αριθμητικά. Παρατηρείται σε αυτόν, ότι η επίδραση του σφάλματος λόγω της διακύμανσης στο αποτέλεσμα, είναι πρακτικά αμελητέα για όλες τις παροχές που επιλύθηκαν, εκτός από τη μικρότερη παροχή στην οποία επηρεάζει το σχετικό σφάλμα στο πρώτο δεκαδικό ψηφίο.

Πίνακας 6.8: Υπολογισμός συνολικού απόλυτου σφάλματος του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, λειτουργία υδροστροβίλου,  $\gamma=21,0^\circ$

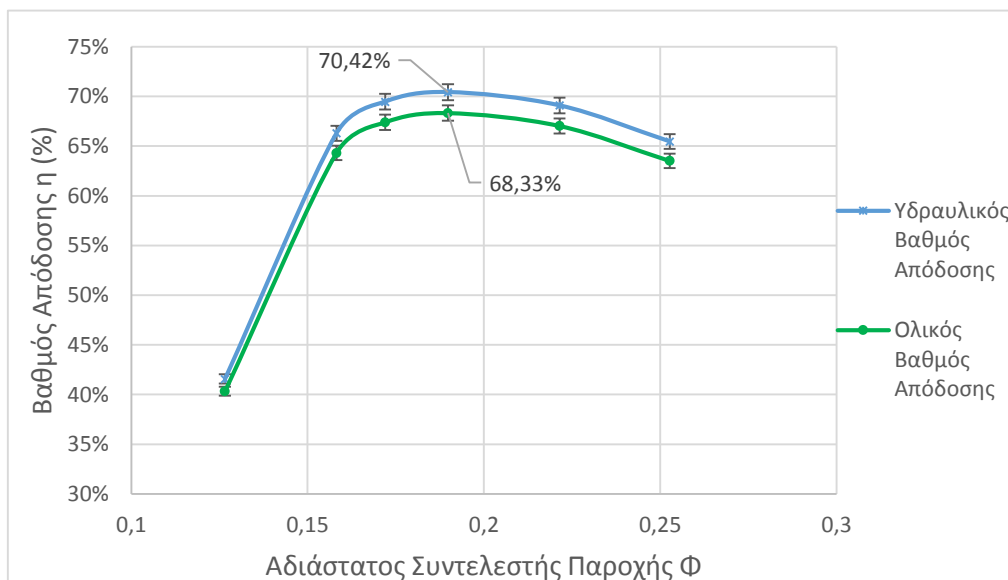
Παροχή (m <sup>3</sup> /h)	Συνολικό Σφάλμα Βαθμού Απόδοσης	
	Σχετικό Σφάλμα (%)	Απόλυτο Σφάλμα (%)
69,15	1,132	0,471
86,43	1,086	0,720
93,97	1,086	0,755
103,72	1,086	0,765
121,01	1,086	0,750
138,07	1,086	0,711

Με την συνεκτίμηση του σφάλματος που έχει προκύψει στην υπολογιστική ανάλυση, παρουσιάζονται οι καμπύλες του υδραυλικού και ολικού βαθμού απόδοσης, με ταυτόχρονη απεικόνιση του εύρους λόγω του συνολικού τυχαίου σφάλματος, στο σχήμα 6.21. Στο σχήμα 6.20, παρουσιάζεται ο αδιάστατος συντελεστής ύψους  $\Psi$

συναρτήσεως του αδιάστατου συντελεστή παροχής  $\Phi$ , όπου έχουν συνυπολογιστεί όσες απώλειες συμβάλλουν σε αυτό και δεν είναι εξ' αρχής τμήμα της μοντελοποίησης, δηλαδή οι ογκομετρικές. Παρατηρείται επίσης, ότι στο σχήμα 6.20, η επίδραση του σχετικού σφάλματος στο υδραυλικό ύψος είναι πρακτικά αμελητέα. Σε αντίθεση, στο σχήμα 6.21, φαίνεται ότι το σχετικό σφάλμα στο βαθμό απόδοσης μπορεί να έχει μικρή, αλλά όχι και αμελητέα, επιρροή στα αποτελέσματα. Η σημασία της εκτίμησης του σφάλματος, γίνεται ιδιαίτερως εμφανής σε επόμενο στάδιο, κατά τη σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα.



Σχήμα 6.20: Αδιάστατος συντελεστή ύψους-παροχής, με εκτίμηση σφάλματος (υδροστρόβιλος,  $\gamma=21,0^\circ$ )



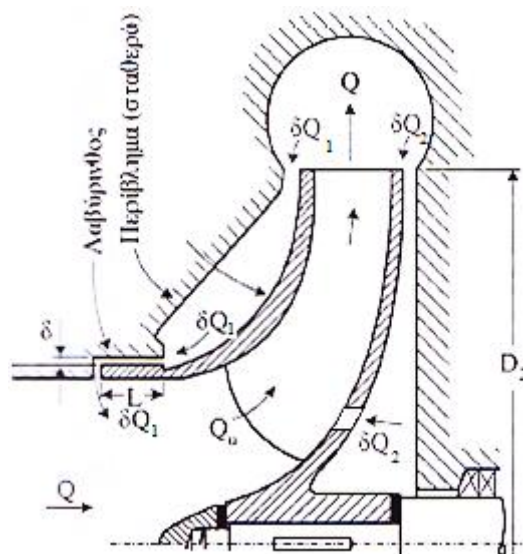
Σχήμα 6.21: Βαθμός απόδοσης με συνεκτίμηση του σχετικού σφάλματος  $\gamma=21,0^\circ$

#### 6.4.2 Εκτίμηση Απωλειών και Σφαλμάτων για Περίπτωση Αντλίας

Οι απώλειες που πρέπει να συνυπολογιστούν, ώστε να προκύψει ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας, είναι αντίστοιχες με αυτές της ανάλυσης για την περίπτωση του υδροστροβίλου. Δηλαδή, οι δύο βασικές κατηγορίες που πρέπει να εκτιμηθούν και να συνυπολογιστούν, είναι αυτές των ογκομετρικών και των μηχανικών απωλειών. Στη συνέχεια, υπολογίζεται το σφάλμα των μετρήσεων, με την ίδια ανάλυση που έγινε και στην περίπτωση λειτουργίας της μηχανής ως υδροστρόβιλο.

Αρχικά, υπολογίζονται οι ογκομετρικές απώλειες που υπάρχουν στην περίπτωση λειτουργίας ως αντλία. Η βασική διαφορά μεταξύ αντλίας και υδροστροβίλου, είναι πως στην προκειμένη περίπτωση, λόγω της υψηλής πίεσης που υπάρχει στην έξοδο της πτερωτής και της χαμηλής αντίστοιχα στην είσοδό της, δημιουργείται ανακυκλοφορία της ροής με παροχή  $\delta Q$ , όπως φαίνεται στο σχήμα 6.22. Η παροχή  $\delta Q$  που ανακυκλοφορεί αποτελείται από δύο επιμέρους τμήματα παροχής. Το ένα τμήμα  $\delta Q_1$ , προέρχεται από τα διάκενα που υπάρχουν μεταξύ κελύφους και στεφάνης της πτερωτής. Το δεύτερο τμήμα  $\delta Q_2$ , οφείλεται στην παροχή που διέρχεται από τα διάκενα μεταξύ πλήμνης και κελύφους, και επανεισέρχεται στο κανάλι της ροής μέσω των αξονικών οπών εξισορρόπησης. Το άθροισμα των δύο παραπάνω, αποδίδει τη συνολική παροχή  $\delta Q$  που ανακυκλοφορεί, σύμφωνα με την εξίσωση (6.8).

Ο στόχος της ύπαρξης λαβυρίνθων, είναι η αύξηση των υδραυλικών απωλειών στα διάκενα, ούτως ώστε να ανακυκλοφορεί μικρότερη παροχή  $\delta Q$  και να περιορίζονται οι ογκομετρικές απώλειες.



Σχήμα 6.22: Ροή ογκομετρικών απωλειών σε λειτουργία αντλίας [12]

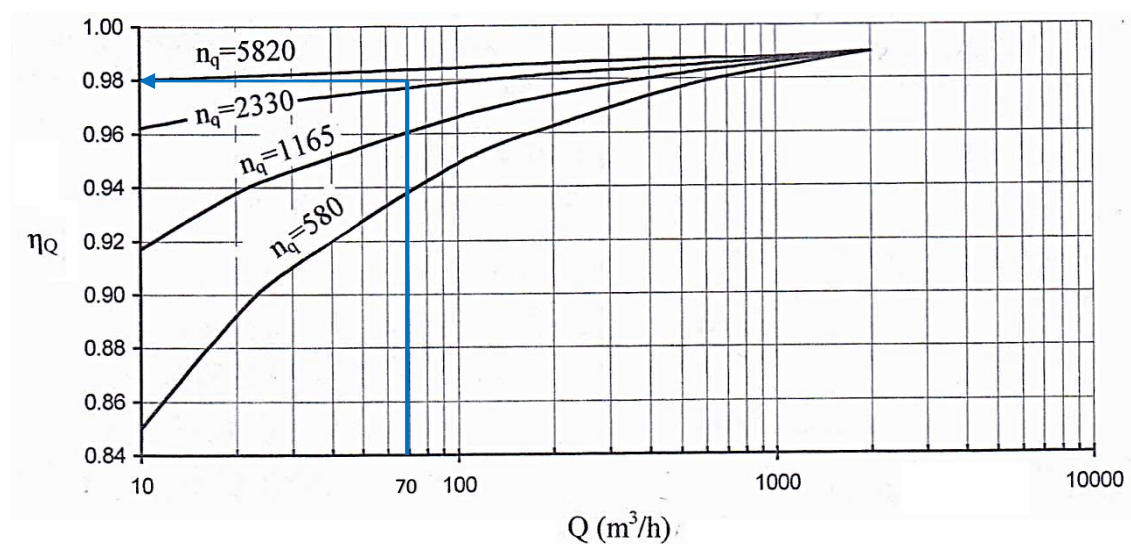
Επομένως, η παροχή  $Q_u$  που διέρχεται από την πτερωτή δίνεται από τη σχέση:

$$Q_u = Q + \delta Q \quad (6.20)$$

Σε αυτή με  $Q$  συμβολίζεται η παροχή που εισέρχεται από τη διατομή εισόδου της μηχανής και με  $\delta Q$  συμβολίζεται η παροχή που ανακυκλοφορεί στη μηχανή, σε κάποιο σημείο λειτουργίας της αντλίας. Οι ογκομετρικές απώλειες  $\delta Q$ , υπολογίζονται μέσω της εξίσωσης 6.21, με γνωστή τη διερχόμενη παροχή  $Q$  από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων και με ογκομετρικό βαθμό απόδοσης που εκτιμάται μέσω τυπικών τιμών.

$$\delta Q = \frac{Q}{\eta_Q} - Q \quad (6.21)$$

Η τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης εκτιμήθηκε μέσω του σχήματος 6.23, όπου δίνεται ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών και της παροχής που διαχειρίζεται η μηχανή σε κάποιο σημείο λειτουργίας της.



Σχήμα 6.23: Συνιστώμενες τιμές ογκομετρικού βαθμού απόδοσης αντλιών [10]

Ο ειδικός αριθμός στροφών  $n_q$ , για τη λειτουργία αντλίας υπολογίστηκε σύμφωνα με την εξίσωση (6.22), και βρέθηκε ίσος με 4240, για το κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας.

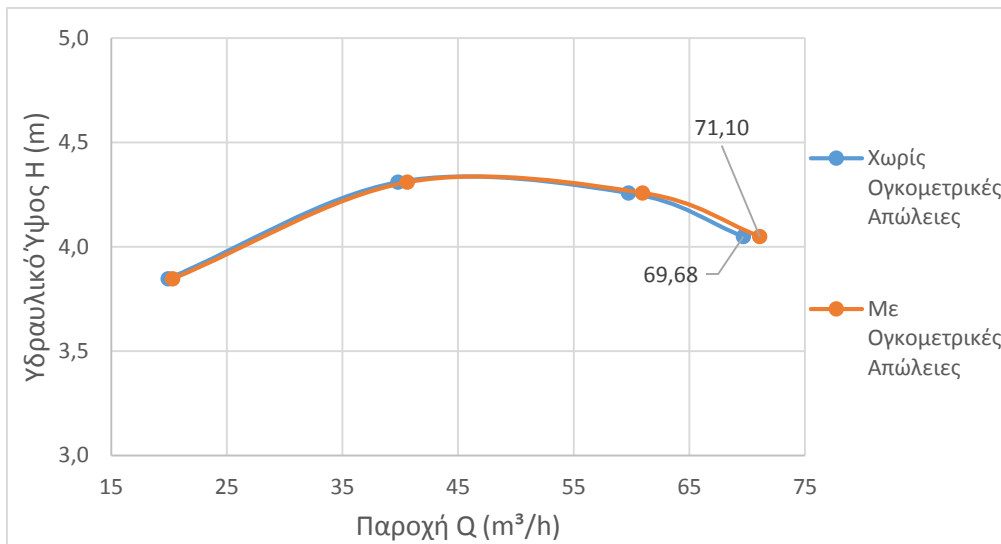
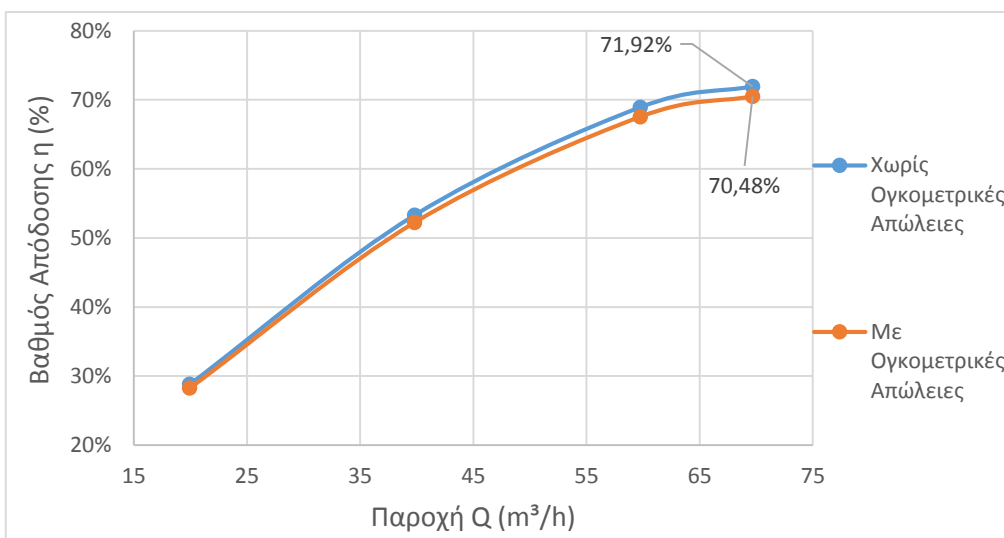
$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (6.22)$$

Εκτιμήθηκε λοιπόν από το σχήμα 6.23, η τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για την περίπτωση αντλίας ίσος με 98%. Οι υπολογισμοί για το κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας, στη βέλτιστη, κατά τα πειραματικά αποτελέσματα, γωνία  $\gamma=16,9^\circ$  των ρυθμιστικών πτερυγίων, εμφανίζονται συγκεντρωτικά στον πίνακα 6.9.

Πίνακας 6.9: Υπολογισμός ογκομετρικών απωλειών  $\delta Q$  σε λειτουργία αντλίας για  $\gamma=16,9^\circ$ 

Ταχύτητα Περιστροφής $n$ (rpm)	Παροχή $Q_k$ ( $m^3/h$ )	Υδραυλικό Ύψος $H_k$ (m)	Ειδικός Αριθμός Στροφών $n_q$	Ογκομετρικές Απώλειες $\eta_a$ (%)	Παροχή $\delta Q$ ( $m^3/h$ )
1450	69,7	4,05	4240	98,0	1,4

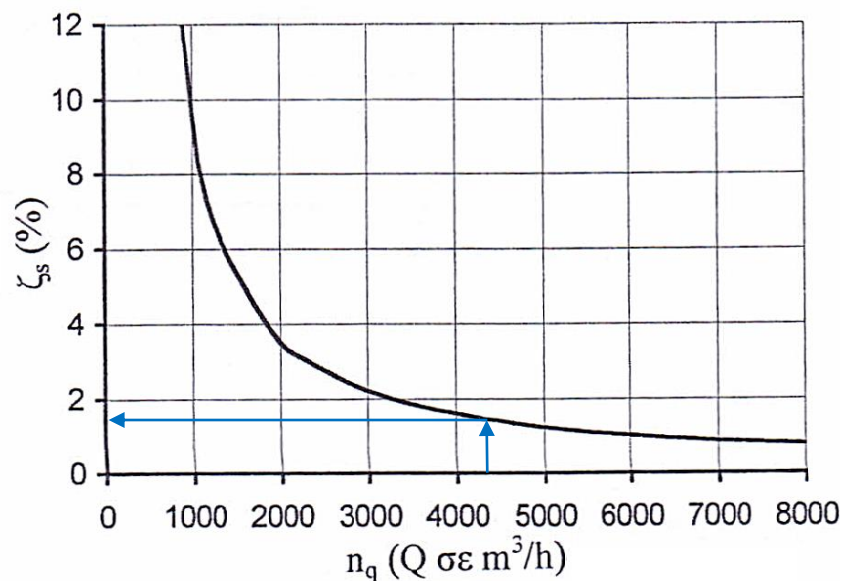
Συμφωνά με την παραπάνω ανάλυση, υπολογίζεται η μετατόπιση της καμπύλης παροχής ύψους προς μεγαλύτερες παροχές κατά  $\delta Q$  (οριζόντια μετατόπιση της καμπύλης προς τα δεξιά). Επιπλέον, υπολογίζεται η επίδρασή τους στο βαθμό απόδοσης της μηχανής. Επιλέγεται να παρουσιαστούν τα διαγράμματα παροχής-ύψους και παροχής-βαθμού απόδοσης για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $16,9^\circ$ , αφού πρόκειται για τη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης, συμφωνά με τα πειραματικά αποτελέσματα.

Σχήμα 6.24: Διάγραμμα ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας ( $\gamma=16,9^\circ$ )Σχήμα 6.25: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία αντλίας ( $\gamma=16,9^\circ$ )

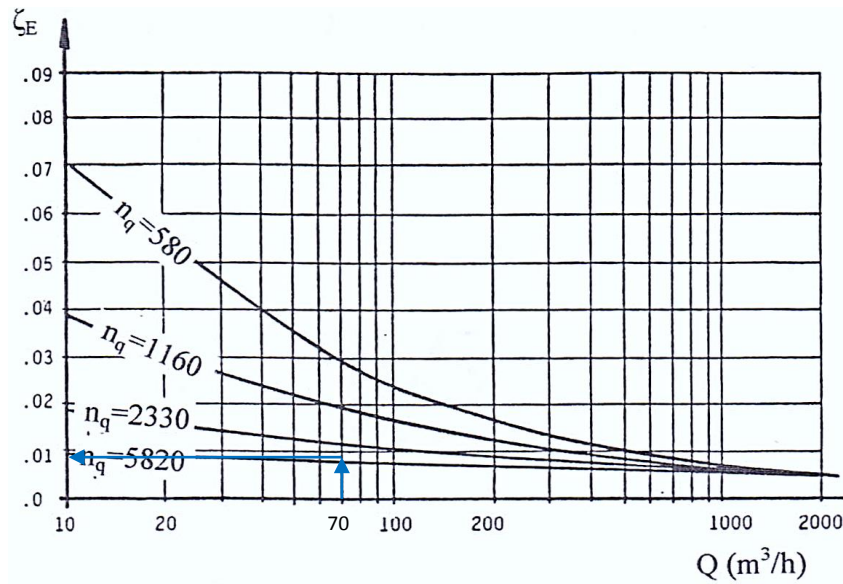
Οι μηχανικές απώλειες για την περίπτωση της αντλίας, εκτιμώνται αντίστοιχα με του υδροστροβίλου. Η τιμή του μηχανικού βαθμού απόδοσης για λειτουργία αντλίας, αναμένεται να είναι παραπλήσια με αυτή σε λειτουργία υδροστροβίλου. Η παραπάνω εκτίμηση, προέρχεται από τη φύση των μηχανικών απωλειών, που ουσιαστικά προέρχονται από τις αναπτυσσόμενες τριβές στα έδρανα κύλισης με την άτρακτο και από τις απώλειες τριβής λόγω στρεφόμενου δίσκου.

Επειδή η ταχύτητα περιστροφής δεν έχει μεγάλη διαφορά ανάμεσα στις δύο λειτουργίες (-50 rpm), και επιπλέον η άτρακτος, τα έδρανα κύλισης και ο χώρος που αναπτύσσεται ο στρεφόμενος δίσκος του εγκλωβισμένου ρευστού είναι ίδια για τις δύο λειτουργίες, οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης αναμένεται περίπου ίσος, με αυτόν του υδροστροβίλου. Επαλήθευση των παραπάνω γίνεται μέσω της χρήσης των σχημάτων 6.26 και 6.27, για την εκτίμηση του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Από το σχήμα 6.26 υπολογίζουμε την παράμετρο απωλειών  $\zeta_s$  λόγω στρεφόμενου δίσκου, ενώ από το σχήμα 6.27 την παράμετρο απωλειών  $\zeta_E$ , λόγω απωλειών στα έδρανα. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης προκύπτει μέσω της εξίσωσης (6.23):

$$\eta_m = 1 - \zeta_E - \zeta_s \quad (6.23)$$

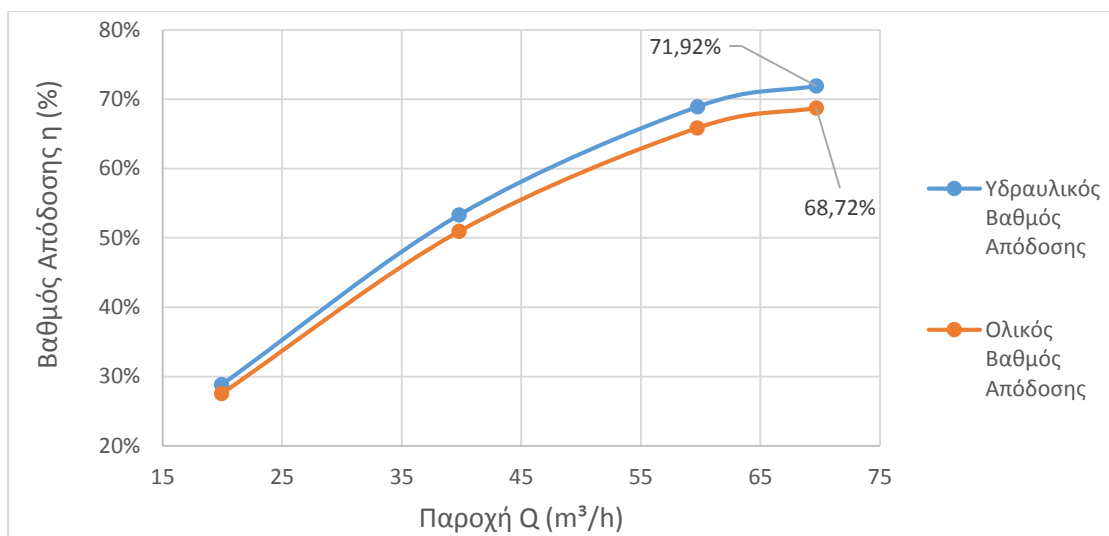


Σχήμα 6.26: Ενδεικτικές τιμές της παραμέτρου απωλειών  $\zeta_s$  στρεφόμενου δίσκου συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών  $n_q$  [10]



Σχήμα 6.27: Ενδεικτικές τιμές της παραμέτρου απωλειών εδράνων αντλίας  $\zeta_E$  [10]

Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα του ολικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής, για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=16,9^\circ$  (βλ. σχήμα 6.28). Το διάγραμμα παροχής-ύψους παραλείπεται, αφού οι μηχανικές απώλειες δεν έχουν εκεί επίδραση, παρά μόνο στη ροπή που προσφέρεται στην πτερωτή μέσω του κινητήρα, και κατ' επέκταση στον ολικό βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 6.28: Διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης ( $\gamma=16,9^\circ$ )

Στο σκέλος που αφορά την εκτίμηση των σφαλμάτων για την αντλία, μπορούμε να θεωρήσουμε την ίδια ακριβώς ανάλυση με αυτή που έγινε για τα τυχαία σφάλματα, στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων σε λειτουργία υδροστροβίλου. Συγκεκριμένα, το σφάλμα λόγω χωρικής διακριτοποίησης, μεταφέρεται αυτούσιο από την ανάλυση του υδροστροβίλου, μίας και το πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση λειτουργίας υδροστροβίλου ήταν ίδιο με αυτό που χρησιμοποιήθηκε για λειτουργία αντλίας, σε κάθε μία από τις γωνίες τοποθέτησης

των ρυθμιστικών πτερυγίων. Το συγκεκριμένο σφάλμα λαμβάνεται υπόψη μόνο για το βαθμό απόδοσης, αφού η ανάλυση ανεξαρτησίας πλέγματος έγινε με έλεγχο της ευαισθησίας στη μεταβολή του βαθμού απόδοσης.

Το σφάλμα λόγω διακύμανσης της μέσης τιμής των μεταβλητών που καταγράφονται, δηλαδή της ολικής πίεσης στις θέσεις εισόδου και εξόδου της ροής από την μηχανή, της ροπής στην πτερωτή και της διερχόμενης παροχής  $Q$ , υπολογίζεται μέσω της κατανομής Student, όπως και στην περίπτωση υδροστροβίλου. Οι τιμές που προέκυψαν για το σχετικό σφάλμα στην προσομοίωση με γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $\gamma=16,9^\circ$ , παρουσιάζονται στον πίνακα 6.10. Η εκτίμηση του σχετικού σφάλματος για την παροχή, εν τέλει δεν παρουσιάζεται στον ακόλουθο πίνακα, αφού η σχετική αβεβαιότητα που προέκυψε είναι απειροελάχιστη και αμελητέα.

Πίνακας 6.10: Πίεση εξόδου για αντλία, γωνία ρυθμιστικών  $\gamma=16,9^\circ$ , αριθμός δείγματος  $N=500$

Παροχή ( $m^3/h$ )	Μέση Τιμή (Pa)	Τυπική Απόκλιση (Pa)	Παράμετρος t	Απόλυτο Σφάλμα (Pa)	Σχετικό Σφάλμα (%)
19,93	49772,6	23,26	1,9624	2,04	0,004
39,81	48796,9	71,48	1,9624	6,28	0,013
59,74	46111,4	160,8	1,9624	14,12	0,092
69,68	42934,9	265,8	1,9624	23,36	0,054

Το συνολικό τυχαίο σφάλμα, λόγω και των δύο παραγόντων που συμβάλλουν στο τυχαίο σφάλμα, για την περίπτωση του βαθμού απόδοσης της αντλίας, υπολογίζεται σύμφωνα με τη θεωρία διάδοσης των σφαλμάτων, όπως και στην περίπτωση του υδροστροβίλου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 6.11 ακολούθως:

Πίνακας 6.11: Εκτίμηση συνολικού σχετικού σφάλματος για το βαθμό απόδοσης, περίπτωση αντλίας, γωνία ρυθμιστικών  $16,9^\circ$

Παροχή ( $m^3/hr$ )	Μέση Τιμή Βαθμού Απόδοσης (%)	Συνολικό Σφάλμα Βαθμού Απόδοσης	
		Σχετικό Σφάλμα (%)	Απόλυτο Σφάλμα (%)
19,93	28,8	0,038	0,011
39,81	53,3	0,078	0,041
59,74	68,9	0,090	0,062
69,68	71,9	0,064	0,046



Το συνολικό σχετικό σφάλμα για το ολικό υδραυλικό ύψος υπολογίστηκε ίσο με 0,154%. Τα διαγράμματα βαθμού απόδοσης και ύψους συναρτήσεως της παροχής,  $Q_v$  και  $Q-H$  αντίστοιχα, με ενσωματωμένη την εκτίμηση σφάλματος σε αυτά, δεν παρουσιάζονται, αφού το υπολογισμένο σχετικό σφάλμα και για τις δύο περιπτώσεις είναι αμελητέο.

### 6.5 Σύγκριση Αποτελεσμάτων CFD με Πειραματικά Δεδομένα

Η εξακρίβωση των αποτελεσμάτων που εξάγονται από μία υπολογιστική προσομοίωση, γίνεται μέσω της καλής συμφωνίας αυτών, με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που προκύπτουν από την πειραματική δοκιμή του μοντέλου. Εκ των προτέρων, δεν αναμένεται η πλήρης ταύτιση τους, καθώς και στις δύο περιπτώσεις υπάρχει πληθώρα παραμέτρων και τυχαίων σφαλμάτων που θα οδηγήσουν σε μικρές αποκλίσεις των αποτελεσμάτων. Αυτό που αναμένεται ωστόσο, είναι οι καμπύλες λειτουργίας που θα προκύψουν, ανεξαρτήτως λειτουργίας της μηχανής, να είναι της ίδιας μορφής με τις αντίστοιχες των πειραματικών αποτελεσμάτων. Δηλαδή η υπολογιστική προσομοίωση μπορεί να θεωρηθεί αξιόπιστη ως προς τα αποτελέσματά της, όταν αυτά παρουσιάζουν μικρή απόκλιση με τα πειραματικά αλλά και παρόμοια συμπεριφορά στην τάση της αντίστοιχης καμπύλης λειτουργίας.

Επιπλέον, για να είναι παραγωγική και ορθή η σύγκριση των αποτελεσμάτων, οφείλεται να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στα σημεία που διαφέρει η μηχανή φυσικής υπόστασης από το μοντέλο προσομοίωσης. Αυτό επισημαίνεται καθώς κατά την κατασκευή μοντέλων προσομοίωσης, συχνά αμελούνται μικρές λεπτομέρειες της γεωμετρίας ή παραμέτρων που επηρεάζουν την πειραματική διαδικασία (όπως η εξωτερική θερμοκρασία, πίεση, κλπ.), προς χάριν διευκόλυνσης της δημιουργίας καλής ποιότητας πλέγματος για την επίτευξη της απαιτούμενης σύγκλισης. Η εκτίμηση για τις παραπάνω παραμέτρους, είναι πως δεν θα έχουν μεγάλη επίδραση στα αποτελέσματα της αριθμητικής επίλυσης, ωστόσο οφείλεται να γίνει μία εκτίμηση και ένας έλεγχος για το ποιες από αυτές μπορούν να αμεληθούν και ποιες όχι.

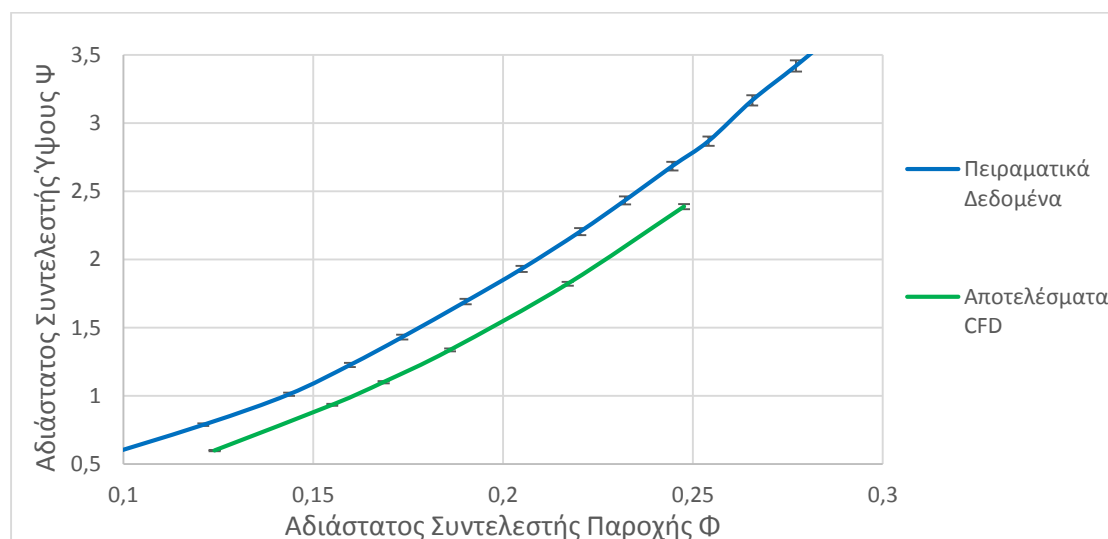
Σύμφωνα και με το παραπάνω εδάφιο [6.4], έγινε εκτίμηση για τις απώλειες που υπήρχαν κατά την πειραματική δοκιμή, αλλά στη μοντελοποίηση αμελήθηκαν. Επομένως με την συνεκτίμηση αυτών των απωλειών, αλλά και με την συνεκτίμηση του σφάλματος που εμπεριέχεται τόσο στην πειραματική δοκιμή όσο και στην αριθμητική επίλυση, παρουσιάζονται συγκεντρωτικά σε διαγράμματα οι καμπύλες λειτουργίας για τη χρήση της υδροδυναμικής μηχανής ως υδροστρόβιλο και ως αντλία.

Τέλος, αναφέρεται ότι η επιλογή των σημείων στα οποία έγινε η προσομοίωση, τόσο αναφορικά με τις γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, όσο και με την

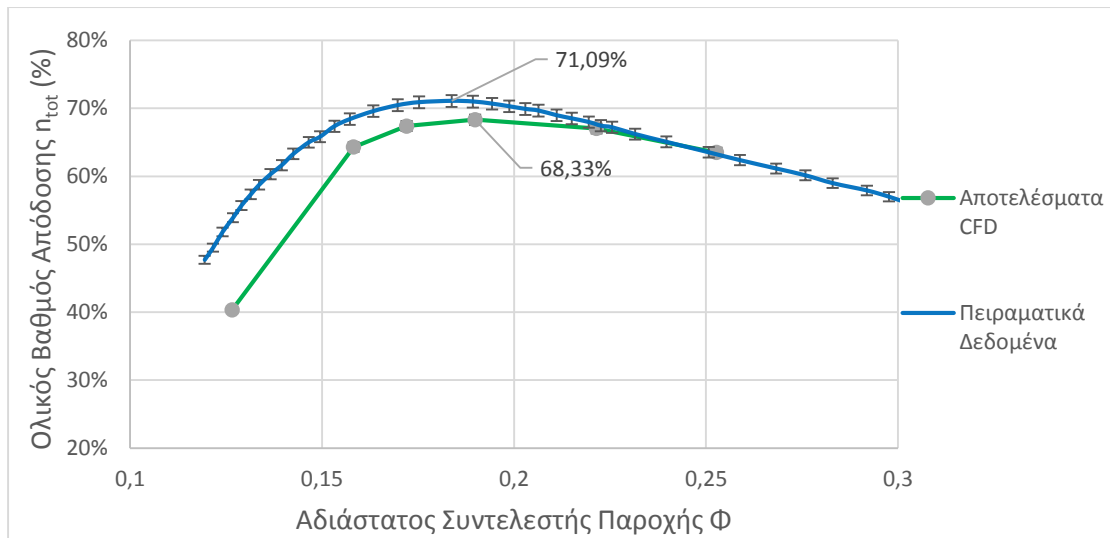
παροχή στην οποία έγιναν οι αριθμητικοί υπολογισμοί, ήταν στη γειτονική περιοχή των σημείων με βέλτιστο βαθμό απόδοσης, σύμφωνα με τα πειραματικά αποτελέσματα. Για να είναι εύληπτη η παρουσίαση των αποτελεσμάτων και των συγκρίσεων με τα πειραματικά δεδομένα, γίνεται και σε αυτό το εδάφιο διαχωρισμός μεταξύ της περίπτωσης λειτουργίας υδροστροβίλου και αντλίας.

### Υδροστρόβιλος

Για την περίπτωση λειτουργίας της μηχανής ως υδροστρόβιλο, υπήρχαν ως αποτελέσματα της πειραματικής δοκιμής διαγράμματα  $\Phi$ - $\Psi$  και  $\Phi$ - $\eta$ . Για το λόγο αυτό και τα αποτελέσματα της αριθμητικής επίλυσης, επεξεργάστηκαν ώστε να βρεθούν στην ίδια μορφή και να γίνει η σύγκρισή τους. Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα του αδιάστατου συντελεστή ύψους  $\Psi$  συναρτήσεως του αδιάστατου συντελεστή παροχής  $\Phi$ , για κάθε μία από τις γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων που εξετάστηκαν. Στο ίδιο διάγραμμα παρουσιάζονται και οι καμπύλες που προέκυψαν από τα πειραματικά δεδομένα και αυτές από την υπολογιστική προσομοίωση (CFD), ώστε να απεικονιστεί άμεσα και ξεκάθαρα η ποιότητα προσέγγισης που επιτεύχθηκε από το μοντέλο προσομοίωσης. Κάτω από κάθε ένα διάγραμμα  $\Phi$ - $\Psi$ , παρουσιάζεται, το αντίστοιχης γωνίας τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης συναρτήσεως της αδιάστατης παροχής  $\Phi$ . Επιλέγεται να παρουσιαστούν ξεχωριστά τα διαγράμματα  $\Phi$ - $\Psi$  και  $\Phi$ - $\eta_{\text{tot}}$ , για την περίπτωση της γωνίας  $21,0^\circ$  των ρυθμιστικών πτερυγίων, αμέσως παρακάτω.

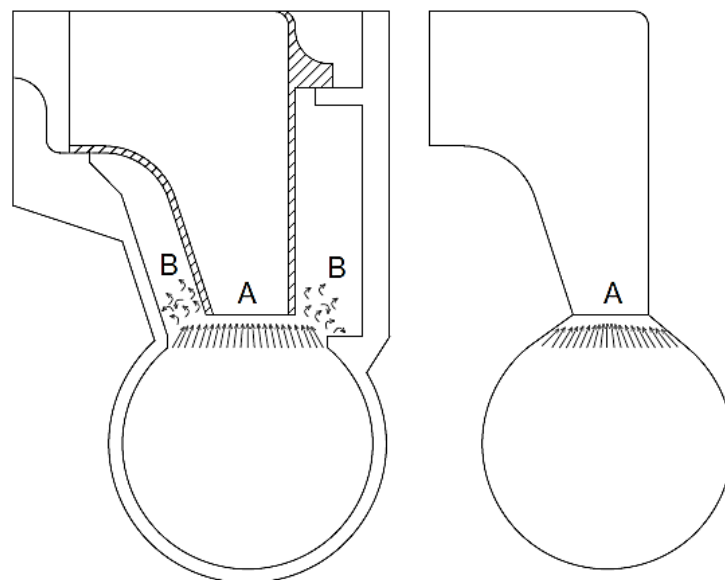


Σχήμα 6.29: Σύγκριση συντελεστή ύψους  $\Psi$  πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων ( $\gamma=21,0^\circ$ )



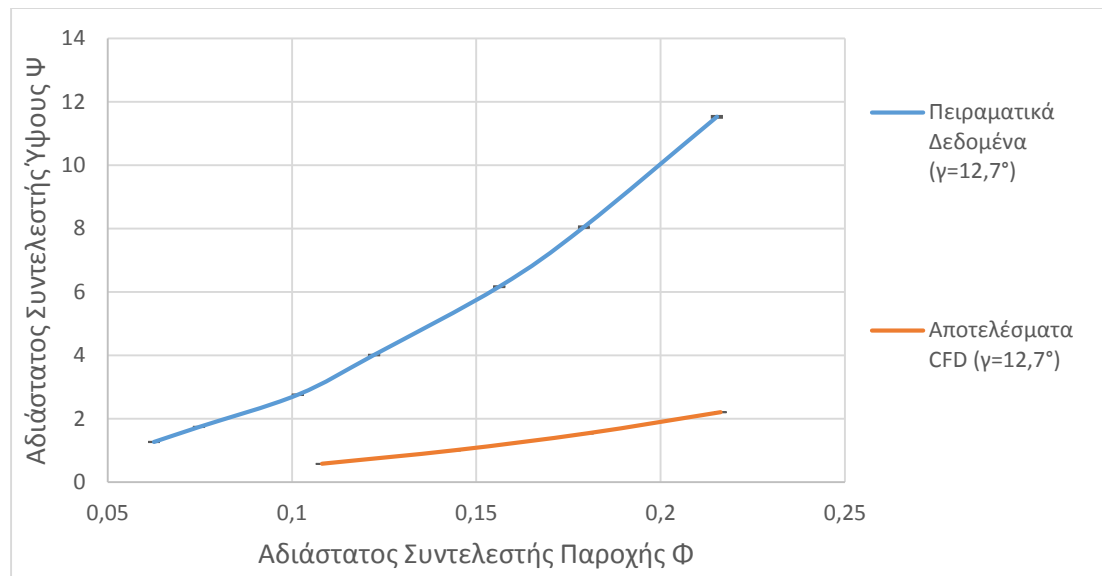
Σχήμα 6.30: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών ( $\gamma=21,0^\circ$ )

Στο σχήμα 6.29, φαίνεται πως στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας της μηχανής, τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση παρουσιάζουν ποσοστιαία απόκλιση της τάξης του 24,3%. Στο σχήμα 6.30, η ποσοστιαία απόκλιση του μεγέθους του βαθμού απόδοσης των πειραματικών με τα αριθμητικά αποτελέσματα είναι 3,6%. Σύμφωνα με τη δημοσίευση [5], οι αποκλίσεις αυτές οφείλονται στην προσεγγιστική μοντελοποίηση της γεωμετρίας στο σημείο αλληλεπίδρασης του δρομέα με το σπειροειδές κέλυφος, όπως φαίνεται στο σχήμα 6.31. Αξίζει να σημειωθεί πως οι αποκλίσεις μεταξύ των πειραματικών και των υπολογιστικών αποτελεσμάτων της παραπάνω δημοσίευσης, στο σημείο βέλτιστης λειτουργίας, στο αδιάστατο ύψος είναι της τάξης του 22,9% ενώ στο βαθμό απόδοσης είναι 5,5%. Οι συγκεκριμένες αποκλίσεις παρατηρείται ότι είναι αρκετά κοντά, στις αποκλίσεις που προέκυψαν και στην παρούσα μελέτη.

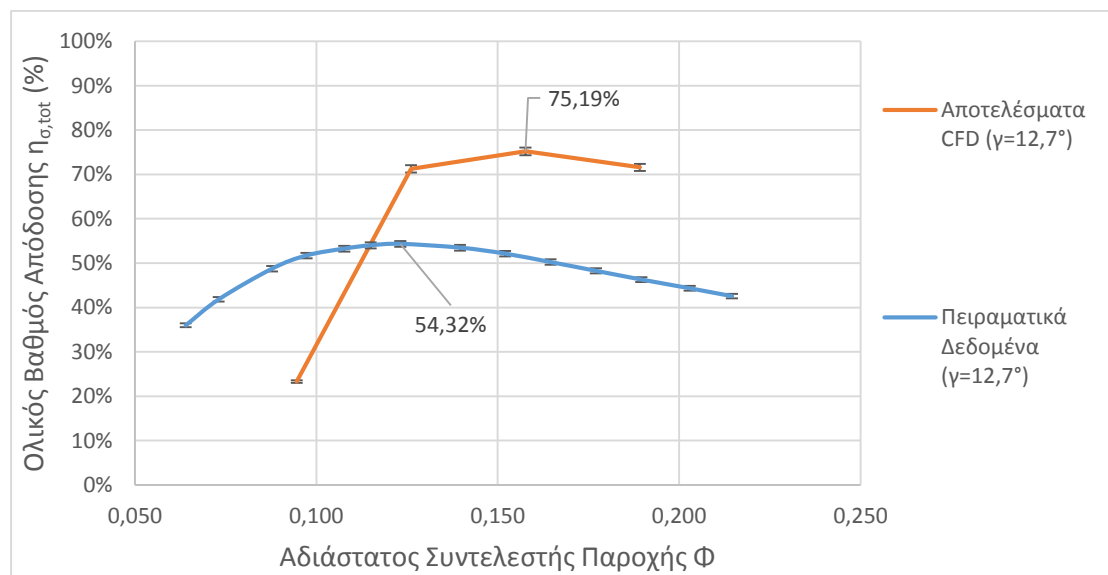


Σχήμα 6.31: Ροή στο πραγματικό μοντέλο | Ροή στο αριθμητικό μοντέλο

Στη συνέχεια, γίνεται σύγκριση στη μικρότερη γωνιά τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, δηλαδή των  $12,7^\circ$ . Να παρατηρηθεί στο σημείο αυτό, πως στα πειραματικά αποτελέσματα η γωνία τοποθέτησης  $16,9^\circ$  των ρυθμιστικών πτερυγίων, δεν ήταν καταγεγραμμένη. Επειδή, ωστόσο αποτελεί γειτονική γωνία της βέλτιστης που καταγράφηκε στα πειραματικά αποτελέσματα (βέλτιστη γωνία  $\gamma=21,0^\circ$ ) και επειδή αποτελεί τη βέλτιστη γωνία τοποθέτησης σε λειτουργία αντλητικής κατάστασης, θεωρήθηκε σημαντική γωνία για την πληρέστερη αξιολόγηση της λειτουργίας της μηχανής και για αυτό αποτέλεσε μέρος τη αριθμητικής επίλυσης.



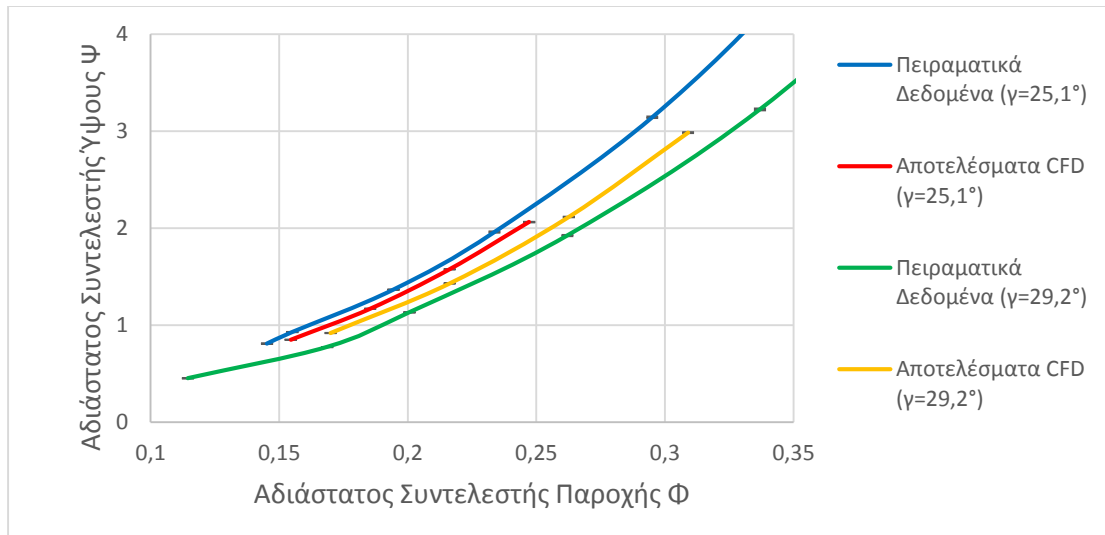
Σχήμα 6.32: Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία  $12,7^\circ$



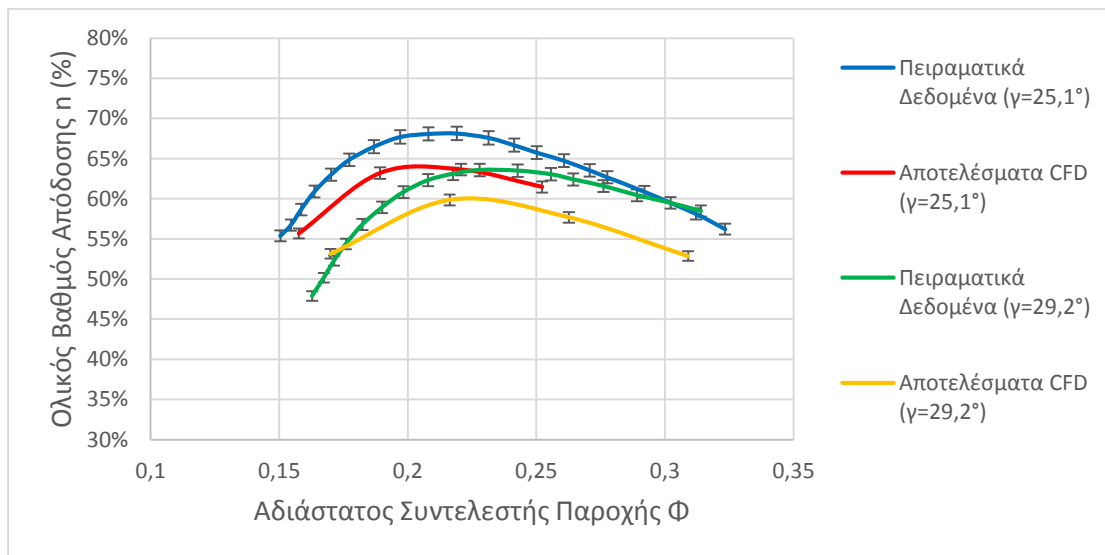
Σχήμα 6.33: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία  $12,7^\circ$

Στη συνέχεια στα επόμενα δύο σχήματα 6.34 και 6.35, παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας για γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών

πτερυγίων  $25,1^\circ$  και  $29,2^\circ$ . Στο πρώτο διάγραμμα παρατηρείται ότι, η απόκλιση μεταξύ των πειραματικών και των υπολογιστικών αποτελεσμάτων είναι ελάχιστη. Αυτό συνεπάγεται ότι και στις δύο γωνίες τοποθέτησης, ο υπολογισμός των σημείων λειτουργίας από την αριθμητική επίλυση είναι ικανοποιητικός. Αντίθετα, στην εκτίμηση του βαθμού απόδοσης, διαπιστώνονται μεγαλύτερες αποκλίσεις. Επειδή, το υδραυλικό ύψος που καταγράφηκε στα αριθμητικά αποτελέσματα σχεδόν ταυτίζεται με αυτά των πειραματικών, προκύπτει το συμπέρασμα ότι κατά την υπολογιστική προσομοίωση υποεκτιμήθηκε η αναπτυσσόμενη ροπή στον δρομέα.



Σχήμα 6.34: Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες  $25,1^\circ$  με  $29,2^\circ$



Σχήμα 6.35: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες  $25,1^\circ$  με  $29,2^\circ$

Οι αποκλίσεις που προκύπτουν μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των αποτελεσμάτων της υπολογιστικής προσομοίωσης, παρουσιάζονται αναλυτικά στον πίνακα 6.12. Σε αυτόν αναγράφεται η ποσοστιαία απόκλιση των πειραματικών

μεγεθών με αυτά της υπολογιστικής προσομοίωσης. Ο ολικός βαθμός απόδοσης που προέκυψε από την προσομοίωση δίνεται ξεχωριστά από τον υδραυλικό, αφού ο υπολογισμός του έγινε μέσω εκτιμήσεων και εμπειρικών διαγραμμάτων, για τις μηχανικές και ογκομετρικές απώλειες.

Πίνακας 6.12: Ποσοστιαία απόκλιση πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων για σταθερή τιμή του  $\Phi$  σε γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$

	Αδιάστατη Παροχή $\Phi$	Απόκλιση Ύψους $\Delta H$ (%)	Απόκλιση Υδραυλικού Βαθμού Απόδοσης $\eta_{\sigma,h}$ (%)	Απόκλιση Ολικού Βαθμού Απόδοσης $\eta_{\sigma,tot}$ (%)
1	0,16	32,04	22,49	24,80
2	0,20	26,10	3,33	6,21
3	0,217	25,59	1,13	4,07
4	0,24	24,32	0,65	3,61
5	0,28	21,85	-2,30	0,75
6	0,32	19,68	-3,58	-0,50

Στον πίνακα 6.12, παρατηρείται ότι η απόκλιση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων αυξάνεται, όσο η λειτουργία της μηχανής απομακρύνεται από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας της μηχανής. Η παρατήρηση αυτή είναι σύμφωνη με τις αρχικές εκτιμήσεις, αφού απομάκρυνση από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας εντείνει φαινόμενα της ροής που δεν μοντελοποιούνται. Για την επίτευξη καλύτερης σύγκλισης, μεταξύ των αποτελεσμάτων της υπολογιστικής προσομοίωσης και αυτών της πειραματικής δοκιμής, ενδεχομένως απαιτείται ακόμα πυκνότερο πλέγμα, μοντέλο τύρβης μεγαλύτερης ακρίβειας, καθώς και μοντελοποίηση των χαρακτηριστικών που δεν λήφθηκαν υπόψη.

Επιπρόσθετα, η μεγάλη απόκλιση που παρατηρείται στο υδραυλικό ύψος, μεταξύ των τιμών της πειραματικής μέτρησης και αυτών της υπολογιστικής, οφείλεται κυρίως στα τμήματα που αμελήθηκαν κατά τη μοντελοποίηση και κατά κύριο λόγο στις ογκομετρικές απώλειες που αμελήθηκαν. Η απόφαση να μην συμπεριληφθούν στη μοντελοποίηση, τα διάκενα μεταξύ πλήμνης και στεφάνης με το σπειροειδές κέλυφος, οι οπές εξισορρόπησης αξονικών δυνάμεων και οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου που προκαλούνται από το εγκλωβισμένο ρευστό μεταξύ πλήμνης και κελύφους, οδήγησε σε αποτελέσματα μικρότερων απωλειών ύψους για διακίνηση της ίδιας παροχής. Ο λόγος για τον οποίο δεν συμπεριλήφθηκαν εξ' αρχής στη μοντελοποίηση τα προαναφερόμενα, έγκειται στην αυξημένη δυσκολία για υψηλής ποιότητας διακριτοποίηση, που ήταν αναγκαία για την αριθμητική επίλυση. Επιπλέον η γεωμετρία του χωρίου κίνησης του ρευστού, θα καθιστούσε ακόμα δυσκολότερη

την καλής ποιότητα διακριτοποίηση, αφού θα δημιουργούνταν στη γεωμετρία οξείες γωνίες και απότομες μεταβολές.

Στο σχήμα 6.32, όπου συγκρίνονται τα αποτελέσματα για γωνία τοποθέτησης των ρυθμιστικών  $12,7^\circ$ , παρατηρείται ότι η απόκλιση στο εκτιμώμενο υδραυλικό ύψος (μέσω του αδιάστατου συντελεστή ύψους) της υπολογιστικής προσομοίωσης με τις πειραματικές μετρήσεις, είναι αρκετά μεγαλύτερη από αυτή μεταξύ των γωνιών  $25,1^\circ$  και  $29,2^\circ$  του σχήματος 6.34. Το αίτιο αυτού του αποτελέσματος εκτιμάται στο γεγονός, ότι όσο τα ρυθμιστικά πτερύγια βρίσκονται σε όλο και πιο κλειστή θέση, τόσο περισσότερο αυξάνονται οι υδραυλικές απώλειες, λόγω του στραγγαλισμού της ροής. Απόρροια των αυξημένων απωλειών είναι ότι για να διακινηθεί η ίδια παροχή, απαιτείται υδραυλικό ύψος  $\delta H_q$  περισσότερο από τον υπολογισμό της αριθμητικής ανάλυσης. Αυτή η απώλεια υδραυλικού ύψους, εφόσον προστεθεί στο αποτέλεσμα της προσομοίωσης, αναμένεται να μειώσει και να εξαλείψει τις αποκλίσεις στο υδραυλικό ύψος ανάμεσα στις πειραματικές μετρήσεις και τις υπολογιστικές. Επιπλέον, είναι φανερό από το σχήμα 6.34, πως όσο τα ρυθμιστικά βρίσκονται σε ολοένα και πιο ανοιχτή θέση, οι ογκομετρικές απώλειες και τα φαινόμενα της ροής που δεν τέθηκαν στη μοντελοποίηση, αποκτούν μικρότερη βαρύτητα με αποτέλεσμα τη σύγκλιση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων.

Στην διδακτορική εργασία που εμπεριέχονται τα πειραματικά δεδομένα, με τα οποία πραγματοποιήθηκε η σύγκριση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων, παρατηρήθηκε πως για την αδιαστατοποίηση, η ακτίνα  $R_{2e}$  είχε σημειωθεί ίση με  $0,0625$  m. Ωστόσο το πραγματικό μέγεθός της είναι ίσο με  $0,0675$  m. Το συγκεκριμένο λάθος δεν είναι φανερό εάν πρόκειται για τυπογραφικό, ή για λάθος που μεταφέρθηκε στα αποτελέσματα, μέσω της αδιαστατοποίησης. Στα διαγράμματα που παρατέθηκαν προηγουμένως, αποτυπώνονται τα πειραματικά αποτελέσματα, με την θεώρηση πως το λάθος μεταφέρθηκε σε αυτά, τροποποιώντας τις καμπύλες σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

$$\frac{\Psi'}{\Psi} = \left( \frac{R_{2e}}{R'_{2e}} \right)^2 \quad (6.24)$$

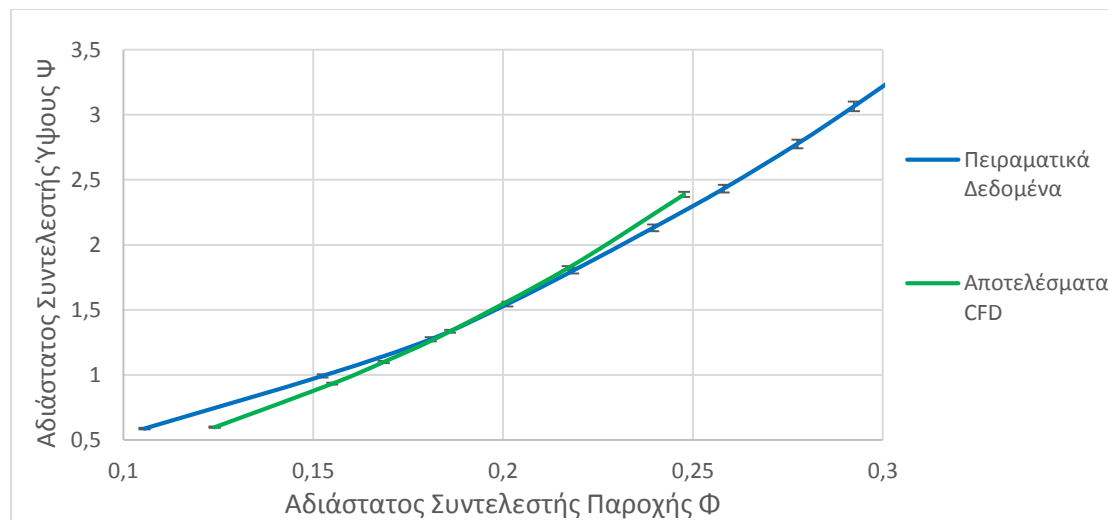
$$\frac{\Phi'}{\Phi} = \left( \frac{R_{2e}}{R'_{2e}} \right)^3 \quad (6.25)$$

Για λόγους αβεβαιότητας της επίδρασης του λάθους στα πειραματικά αποτελέσματα, με τα οποία γίνεται η σύγκριση, κρίθηκε αναγκαία η απεικόνιση των διαγραμμάτων των χαρακτηριστικών καμπυλών, θεωρώντας ότι το λάθος ήταν μόνο τυπογραφικό.

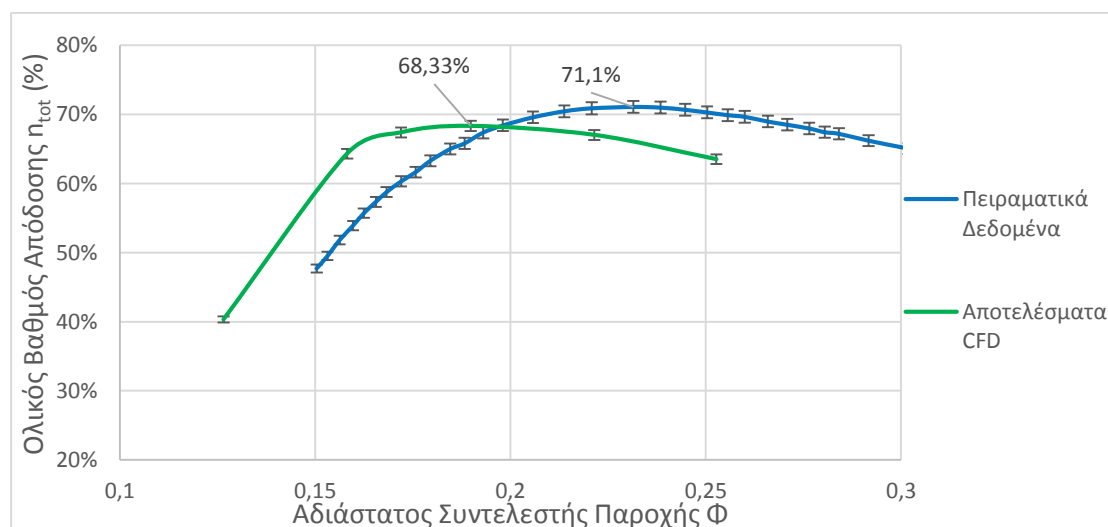
Στην συνέχεια παρατίθεται όλα τα παραπάνω διαγράμματα, με τα πειραματικά να αποτυπώνονται, όπως ακριβώς ήταν καταγεγραμμένα στην διδακτορική μελέτη [9].

Παρατηρείται, πως οι χαρακτηριστικές του αδιάστατου ύψους συναρτήσει της αδιάστατης παροχής  $\Psi$ , των πειραματικών δεδομένων συγκριτικά με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την αριθμητική προσομοίωση, είναι πανομοιότυπες για άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$ . Αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα πως το μοντέλο προσομοίωσης ανταποκρίνεται με μεγάλη ακρίβεια στο πραγματικό μοντέλο όπως φαίνεται στο σχήμα 6.36.

Η χαρακτηριστική καμπύλη του βαθμού απόδοσης συναρτήσει της αδιάστατης παροχής των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την αριθμητική προσομοίωση φαίνεται να είναι μετατοπισμένη προς τα αριστερά σε σχέση με αυτήν των πειραματικών δεδομένων (σχήμα 6.37). Αυτό ενδεχομένως οφείλεται σε λάθος του υπολογιστικού μοντέλου, αφού ο υπολογισμός του μεγέθους της ροπής είναι αρκετά πιθανό να εμπεριέχει κάποιο σφάλμα.



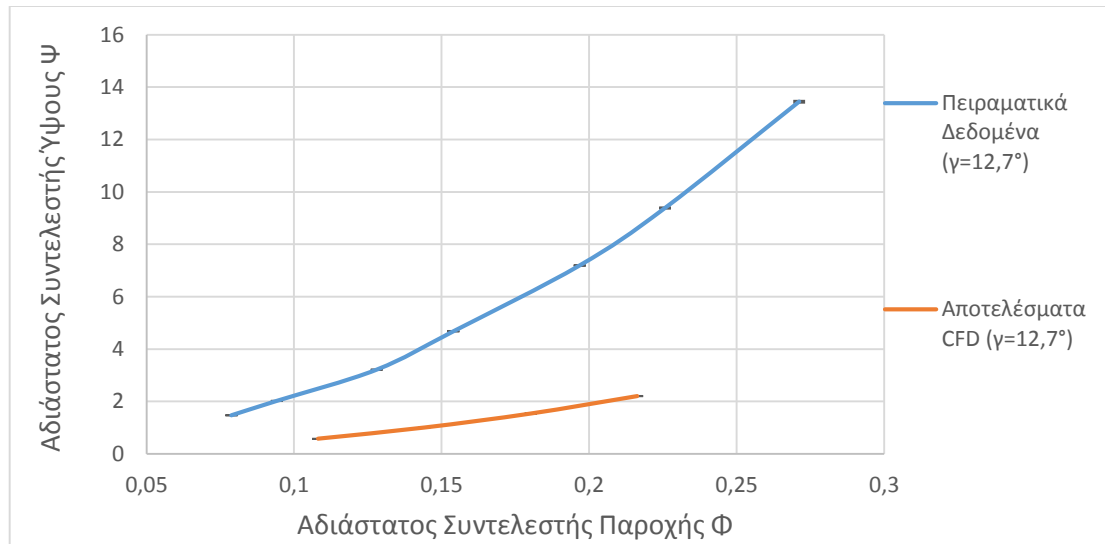
Σχήμα 6.36: Σύγκριση συντελεστή ύψους  $\Psi$  πειραματικών - υπολογιστικών αποτελεσμάτων ( $\gamma=21,0^\circ$ ), Θεώρηση τυπογραφικού λάθους



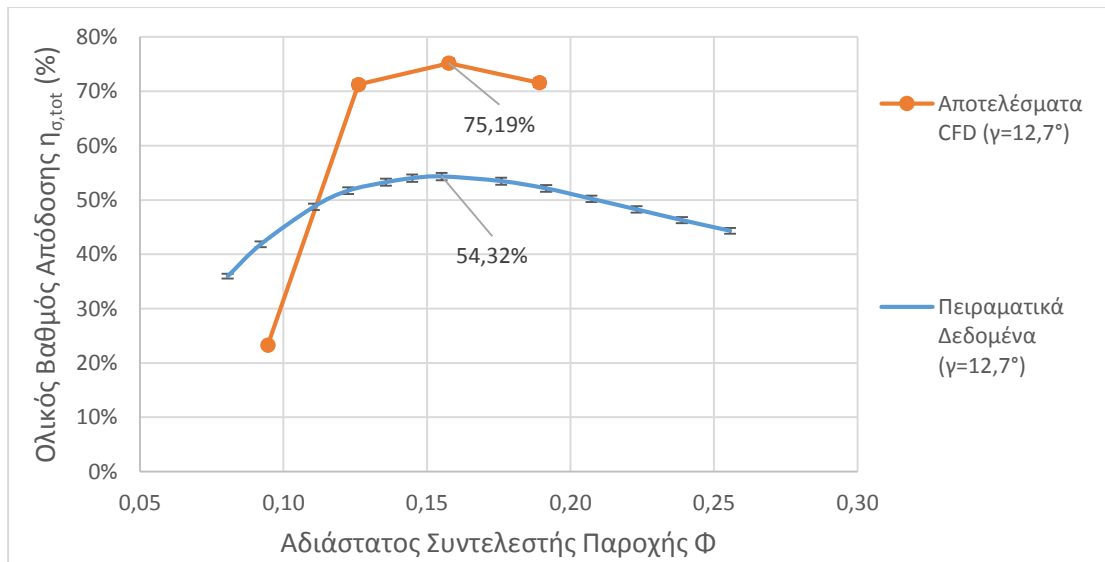
Σχήμα 6.37: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών ( $\gamma=21,0^\circ$ ), Θεώρηση τυπογραφικού λάθους



Στα σχήματα 6.38 και 6.39 που ακολουθούν παρατηρείται αρκετά μεγάλη απόκλιση των μεγεθών που αναπαρίστανται. Τα αριθμητικά δεδομένα προέκυψαν θεωρώντας την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα ίση με 1500 RPM. Στα πειραματικά δεδομένα ωστόσο, δεν αναφέρονταν οι στροφές του δρομέα οπότε και επιλέχθηκαν με βάση το δεδομένο που ήταν διαθέσιμο για το άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων των  $21,0^\circ$ . Οι αποκλίσεις που παρατηρούνται λοιπόν, ενδέχεται να οφείλονται στο ότι οι στροφές που στη πραγματικότητα λειτουργούσε η μηχανή στη πειραματική δοκιμή, είναι αρκετά διαφορετικές, οπότε και δεν ισχύουν οι νόμοι ομοιότητας.



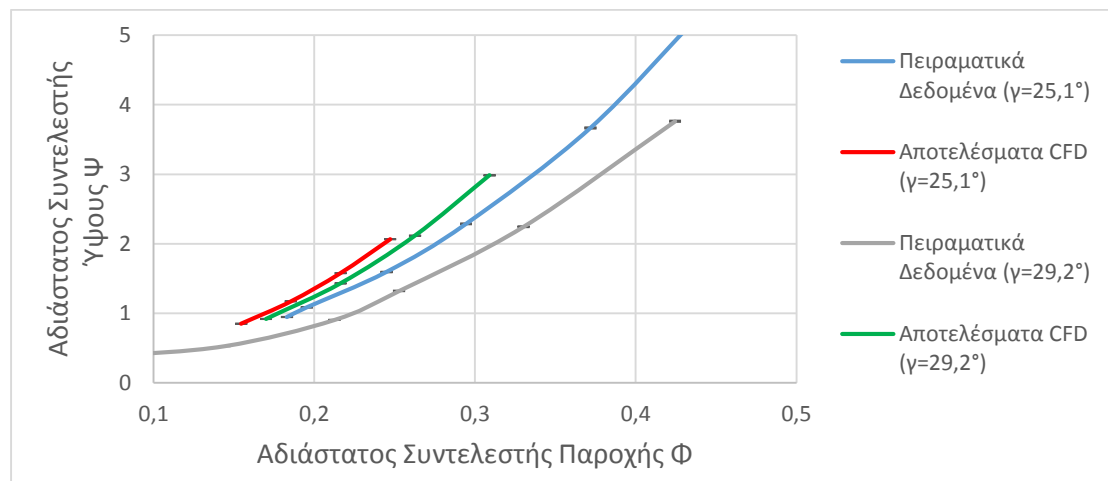
Σχήμα 6.38: Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία  $12,7^\circ$ , Θεώρηση τυπογραφικού λάθους



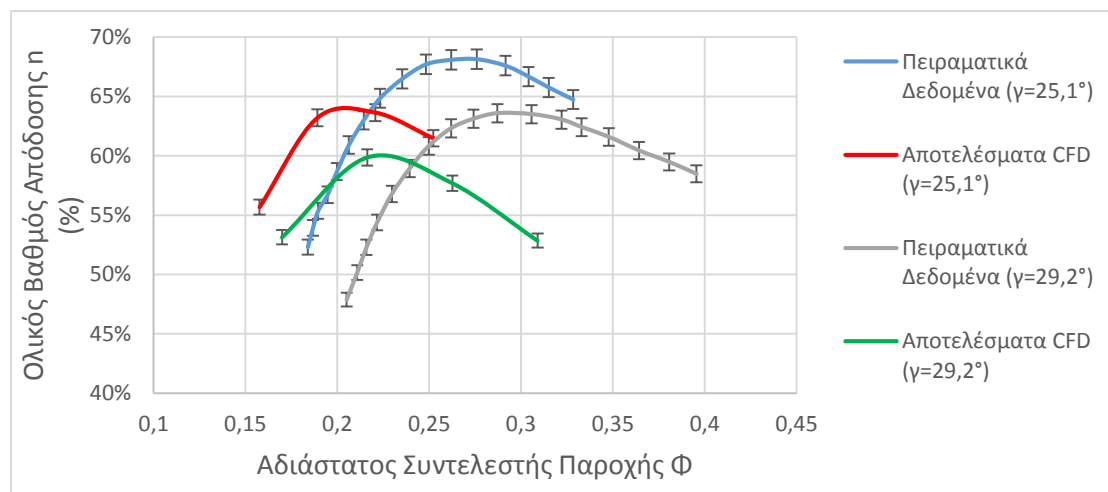
Σχήμα 6.39: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών αποτελεσμάτων, Γωνία  $12,7^\circ$ , Θεώρηση τυπογραφικού λάθους

Στα σχήματα 6.40 και 6.41 παρατηρούνται και πάλι αποκλίσεις μεταξύ πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων. Αυτές μπορεί να οφείλονται στην ασυμφωνία

των στροφών στις οποίες έγιναν οι προσομοιώσεις με αυτές του πειράματος. Ένα γεγονός που γίνεται εμφανές στα σχήματα που αναπαρίσταται ο βαθμός απόδοσης συναρτήσει του αδιάστατου ύψους είναι πως παρουσιάζεται μια συστηματική απόκλιση των αριθμητικών δεδομένων προς τα αριστερά σε σχέση με τα πειραματικά. Δηλαδή αυτό που παρατηρείται στα αριθμητικά αποτελέσματα, είναι η ίδια τάση της καμπύλης με τα πειραματικά, η οποία είναι μετατοπισμένη σε μικρότερες παροχές. Αυτό ενδεχομένως οφείλεται στο γεγονός, ότι υπάρχει αναντιστοιχία του αριθμητικού με το φυσικό μοντέλο, που προέρχεται από το στάδιο της αποτύπωσης της μηχανής.



Σχήμα 6.40: Σύγκριση ύψους πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες  $25,1^\circ$  με  $29,2^\circ$ , Θεώρηση τυπογραφικού λάθους



Σχήμα 6.41: Σύγκριση ολικού βαθμού απόδοσης πειραματικών-υπολογιστικών, Γωνίες  $25,1^\circ$  με  $29,2^\circ$ , Θεώρηση τυπογραφικού λάθους

### Αντλία

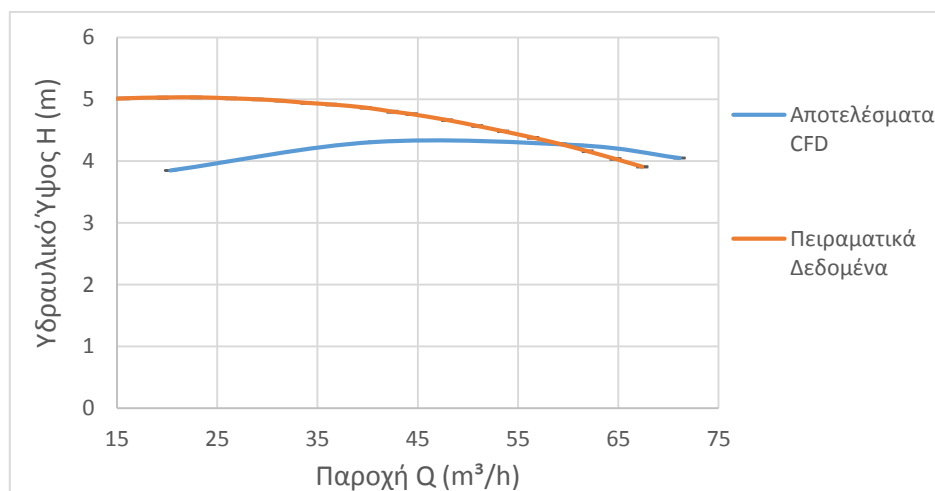
Για την περίπτωση λειτουργίας της υδροδυναμικής μηχανής ως αντλία, τα πειραματικά δεδομένα που υπήρχαν διαθέσιμα, για τις γωνίες ρυθμιστικών

πτερυγίων που επιλύθηκαν και αριθμητικά, ήταν οι  $16,9^\circ$ ,  $25,1^\circ$  και  $29,2^\circ$ . Επιπλέον, υπήρχαν και αποτελέσματα για ακόμα μεγαλύτερα ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων και κατ' επέκταση μεγαλύτερων γωνιών.

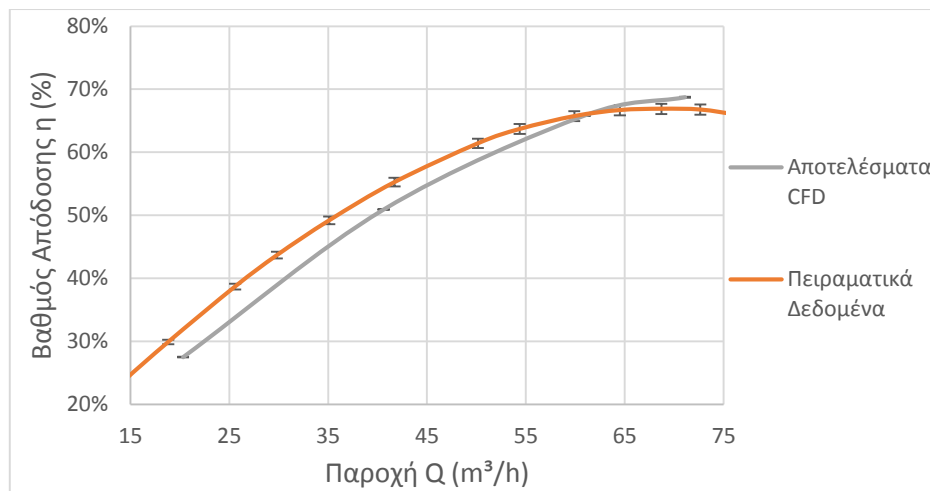
Μία από τις γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών που επιλύθηκε αριθμητικά, ενώ δεν είχε γίνει το αντίστοιχο στην πειραματική δοκιμή, είναι αυτή των  $12,7^\circ$ . Ο λόγος που επιλέχθηκε να γίνει προσομοίωση σε αυτήν τη γωνία, είναι διότι αποτελεί τη γειτονική στη βέλτιστη που καταγράφηκε στις πειραματικές μετρήσεις (βέλτιστη γωνία σε αντλία  $\gamma=16,9^\circ$ ). Σε αυτήν τη γωνία ωστόσο, δεν υπάρχουν διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα για να τεθούν σε σύγκριση με τα αντίστοιχα αριθμητικά. Αυτός είναι και ένας από τους λόγους που η γωνία κρίθηκε σημαντική για να υπάρχει πληρότητα στην εξαγωγή της βέλτιστης γωνίας τοποθέτησης.

Επιπλέον επειδή δεν υπάρχουν καταγεγραμμένα αποτελέσματα για γωνία μικρότερη των  $12,7^\circ$ , δεν ήταν εφικτό να εκτιμηθούν τιμές για αυτά μέσω κάποιας αριθμητικής προσέγγισης. Επομένως στις συγκρίσεις υπολογιστικών με πειραματικών αποτελεσμάτων που θα ακολουθήσουν παραλείπεται η συγκεκριμένη γωνία.

Στα σχήματα 6.42 και 6.43, παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας, για τη βέλτιστη κατά τα πειραματικά δεδομένα γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων ( $\gamma=16,9^\circ$ ), όπως προέκυψαν από την αριθμητική και πειραματική λύση αντίστοιχα. Παρατηρείται σε αυτά, πως η απόκλιση στο βαθμό απόδοσης, κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας σχεδόν μηδενίζεται. Η απόκλιση, παρατηρείται να αυξάνεται όσο η παροχή οδηγείται σε μικρότερες τιμές και συνεπώς η λειτουργία της μηχανής απομακρύνεται από το σημείο σχεδιασμού. Αντίστοιχα, παρατηρούμε και στο διάγραμμα παροχής-ύψους Q-H, ότι όσο πλησιέστερα στο κανονικό σημείο γίνεται η προσομοίωση, τόσο πιο καλή η σύμπτωση των υπολογιστικών με τα πειραματικά αποτελέσματα.

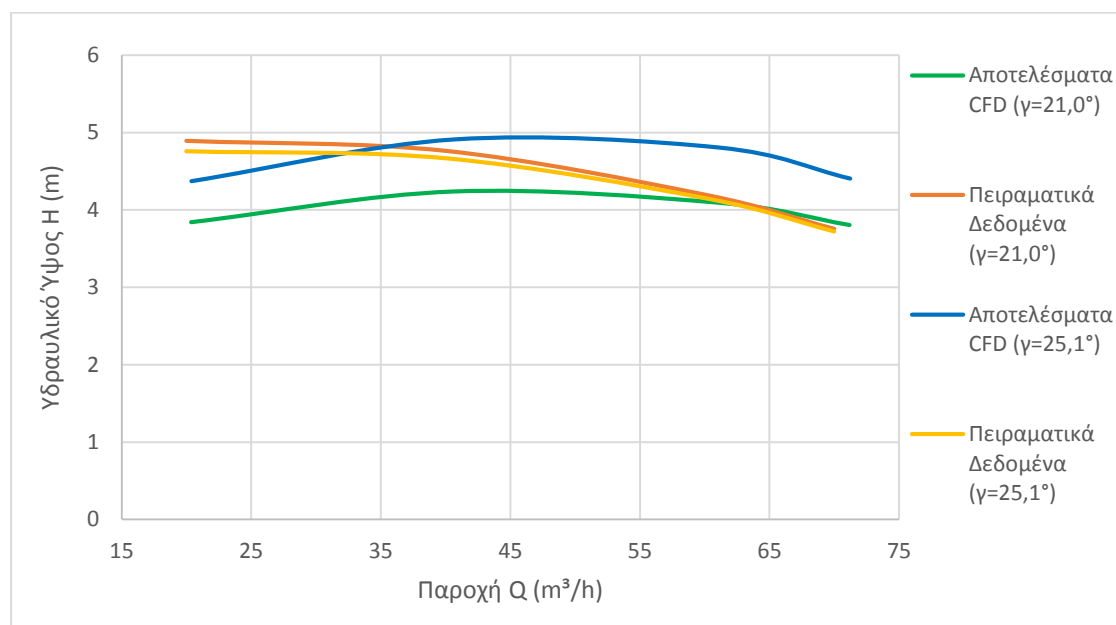


Σχήμα 6.42: Σύγκριση πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων Q-H, αντλία,  $\gamma=16,9^\circ$

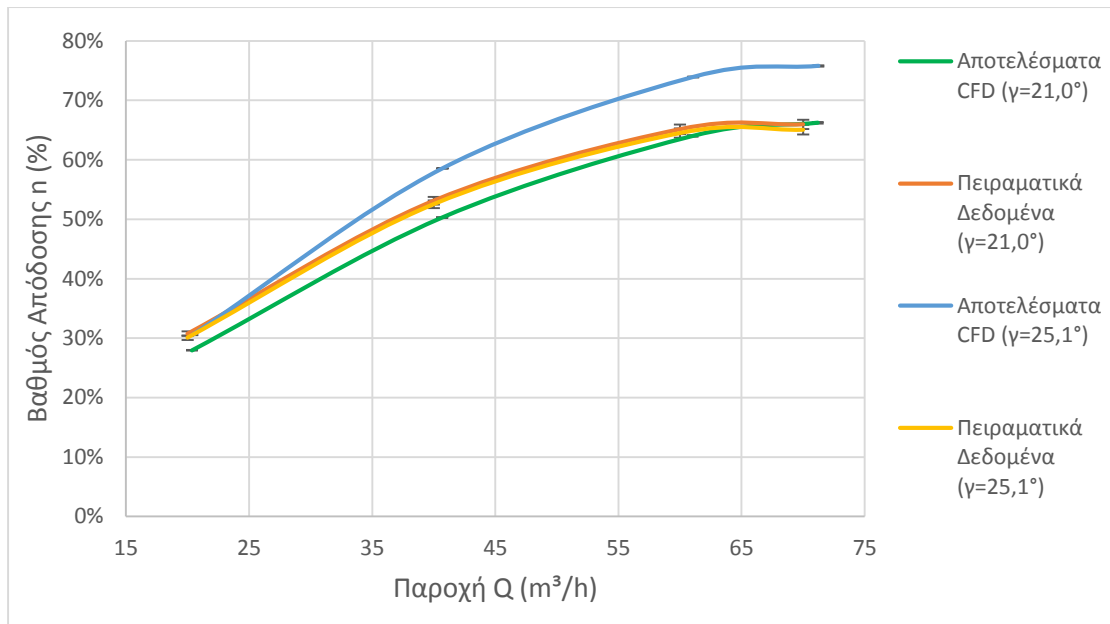


Σχήμα 6.43: Σύγκριση πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων  $Q$ - $\eta$ , αντλία,  $\gamma=16,9^\circ$

Στα σχήματα 6.44 και 6.45, παρουσιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας για γωνίες  $21,0^\circ$  και  $25,1^\circ$ . Στα σχήματα αυτά παρουσιάζονται ταυτόχρονα, τόσο τα υπολογιστικά όσο και τα πειραματικά αποτελέσματα. Παρατηρείται σε αυτά, ότι για παροχή κοντά στην περιοχή του βέλτιστου βαθμού απόδοσης, τα πειραματικά και τα αριθμητικά αποτελέσματα για τις  $21,0^\circ$  συγκλίνουν. Όσο απομακρυνόμαστε από τη παραπάνω παροχή και οδηγούμαστε σε μικρότερες, η απόκλιση μεταξύ πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων εντείνεται, με πιο έντονη τη διαφορά στην εκτίμηση του ύψους που θα προσδοθεί στο ρευστό κατά την αντλητική λειτουργία της μηχανής. Για τη γωνία  $25,1^\circ$ , παρατηρείται μεγάλη απόκλιση μεταξύ πειραματικών και αριθμητικών για παροχή από  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  και μεγαλύτερη, ενώ όσο η παροχή ελαττώνεται η απόκλιση, ιδιαίτερα στο βαθμό απόδοσης, εξαλείφεται.



Σχήμα 6.44: Σύγκριση Πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων  $Q$ - $H$ , αντλία,  $\gamma=21,0^\circ$  και  $\gamma=25,1^\circ$



Σχήμα 6.45: Σύγκριση Πειραματικών-CFD αποτελεσμάτων  $Q$ - $\eta$ , αντλία,  $\gamma=21,0^\circ$  και  $\gamma=25,1^\circ$

Αιτιολόγηση της μεγάλης απόκλισης πειραματικών και υπολογιστικών, για γωνία των ρυθμιστικών πτερυγίων ίση με  $25,1^\circ$ , ακολουθεί στο επόμενο εδάφιο, όπου αναπαριστάται η ροή κατά τη λειτουργία της μηχανής.

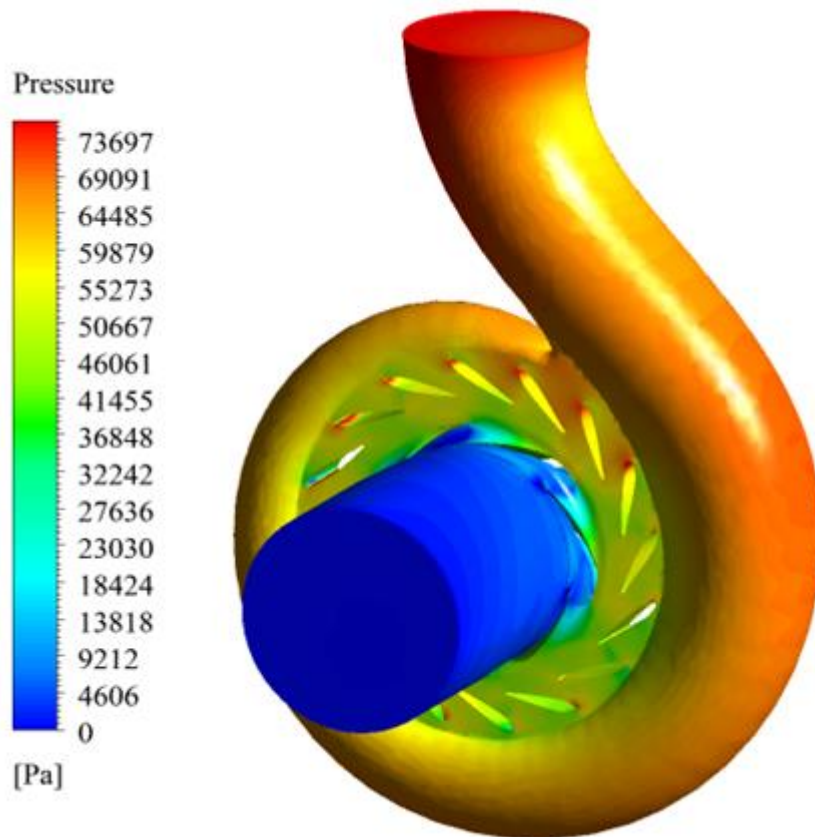
## 6.6 Παρουσίαση της Ροής και Post-Processing

Στο συγκεκριμένο εδάφιο, παρουσιάζονται αναλυτικότερα τα χαρακτηριστικά της ροής που προέκυψαν σε κάθε μία από τις λειτουργίες της μηχανής. Για τη συνάφεια στο τρόπο παρουσίασης των αποτελεσμάτων με τα προηγούμενα εδάφια, διακρίνουμε ξανά στις δύο περιπτώσεις λειτουργίας της μηχανής.

### ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Κατά τη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο, αυτό που ενδιαφέρει είναι η δέσμευση της ενέργειας του ρευστού από τη μηχανή. Για να γίνει αυτό όμως, διαφεύγει ενέργεια από το διερχόμενο ρευστό λόγω διαφόρων απωλειών. Στο σχήμα 6.46, παρατηρείται ότι η στατική πίεση καθ' όλη τη διαδρομή του ρευστού, από την είσοδό του στο σπειροειδές κέλυφος, έως και την έξοδό του από τη μηχανή, μειώνεται. Στην περιοχή του σπειροειδούς κελύφους, η μείωση αυτή οφείλεται στις υδραυλικές απώλειες, ενώ η μεγάλη πτώση στατικής πίεσης συμβαίνει κατά τη διέλευση του ρευστού από το δρομέα, ο οποίος και δεσμεύει το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας του ρευστού. Τέλος, παρατηρείται η μικρή πτώση στατικής πίεσης από

την έξοδο του δρομέα, μέχρι την έξοδο του από το τμήμα απαγωγής, που οφείλεται σε υδραυλικές απώλειες.

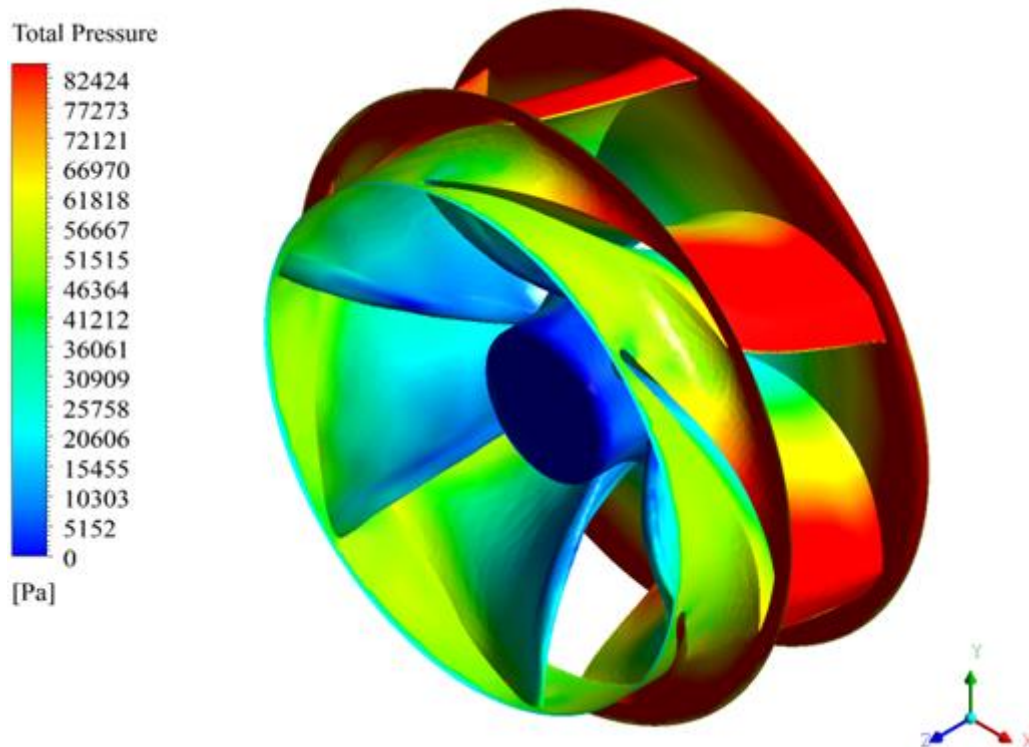


Σχήμα 6.46: Κατανομή στατικής πίεσης σε ολόκληρη τη μηχανή για λειτουργία υδροστροβίλου ( $\gamma=21,0^\circ$ )

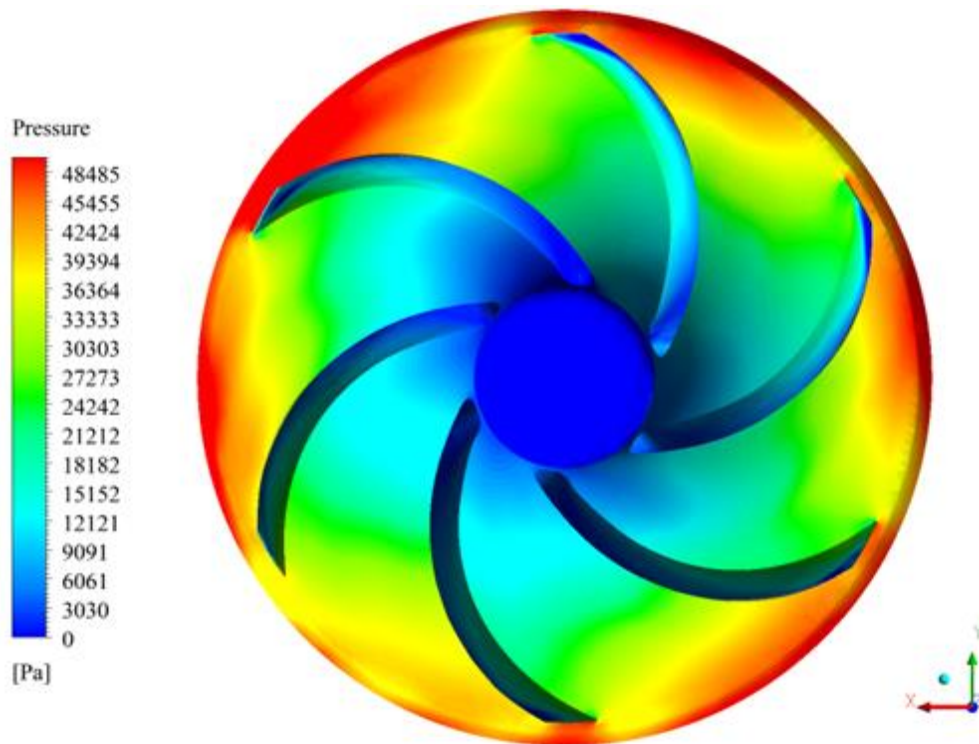
Το τμήμα της μηχανής λοιπόν, που είναι υπεύθυνο για την παραλαβή της διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας και τη μετατροπή αυτής σε μηχανικό έργο είναι ο δρομέας. Στα σχήματα 6.47 και 6.48 φαίνεται η βαθμιαία απορρόφηση της ενέργειας από την είσοδο έως την έξοδο του δρομέα.

Στο σχήμα 6.48, παρατηρείται ότι η στατική πίεση δεν είναι ομοιόμορφα κατανεμημένη κατά την περιφέρεια του δρομέα. Αυτό συνεπάγεται, ότι επικρατεί ανισοκατανομή του αναπτυσσόμενου πεδίου ταχυτήτων. Η περιφερειακή ανομοιομορφία στην είσοδο του δρομέα, οφείλεται στον τρόπο με τον οποίο αναπτύσσεται η ροή δια μέσου του σπειροειδούς κελύφους. Η ταχύτητα της ροής, επιδιώκεται να είναι όσο το δυνατόν ομοιόμορφη στην είσοδο του δρομέα, μέσω της στένωσης του καναλιού του κελύφους. Παρατηρείται όμως, πως κάτι τέτοιο δεν συμβαίνει στην εξεταζόμενη περίπτωση. Προσθετικά σε αυτήν την ανομοιομορφία, επιδρούν και τα ρυθμιστικά πτερύγια, δυσχεραίνοντας ακόμα περισσότερο την ύπαρξη ομοιόμορφης ανάπτυξης της ροής κατά την περιφέρεια της εισόδου του δρομέα. Καταληκτικά, η ανομοιομορφία που παρατηρείται, ενδεχομένως προκύπτει

από την προσθήκη των ρυθμιστικών πτερυγίων σε μετέπειτα στάδιο τροποποίησης της μηχανής, με πιθανό αποτέλεσμα την κακή συνεργασία των δύο αυτών τμημάτων.



Σχήμα 6.47: Κατανομή ολικής πίεσης στην πτερωτή ισομετρική όψη ( $\gamma=21,0^\circ$ )

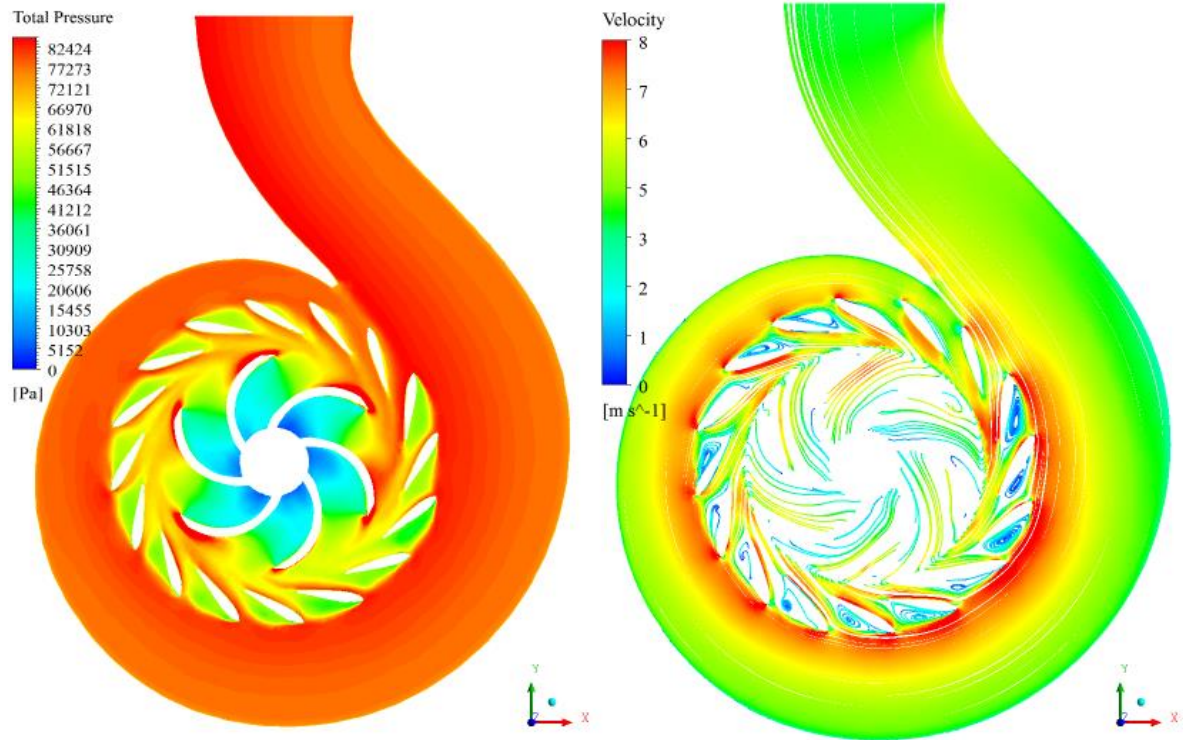


Σχήμα 6.48: Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή, πίσω όψη ( $\gamma=21,0^\circ$ )

Από την παρατήρηση της παραπάνω ανομοιομορφίας, στο σχήμα 6.48, θα μπορούσε, εσφαλμένα ωστόσο, να θεωρηθεί, ότι αυτό είναι αποτέλεσμα μεταβατικών φαινομένων που αναπτύσσονται κατά την λειτουργία της μηχανής. Τέτοια μεταβατικά φαινόμενα που παρατηρούνται σε παρόμοια ρευστομηχανικά προβλήματα, οφείλονται στο παλμό πίεσης που δημιουργείται κατά τη διέλευση ενός κινούμενου πτερυγίου του δρομέα, μπροστά από ένα ακίνητο πτερύγιο των ρυθμιστικών. Ο παλμός αυτός ανακλάται πάνω στο ρυθμιστικό πτερύγιο και επιστρέφει στον δρομέα, οδηγώντας στην προαναφερθείσα ανισοκατανομή του πεδίου πιέσεων κατά την περιφέρεια του δρομέα. Ωστόσο, η εμφάνιση της ανομοιομορφίας που περιγράφηκε δεν μπορεί να αποδοθεί σε αυτό το φαινόμενο, στην παρούσα μελέτη, αφού το μοντέλο υπολογιστικών προσομοιώσεων, ήταν βασισμένο σε επίλυση προβλήματος μόνιμης κατάστασης (steady state).

Στην υδροδυναμική μηχανή που μελετάται, οι αλλαγές που έγιναν ώστε να λειτουργεί ως υδροστρόβιλος, δεν είχαν μοντελοποιηθεί προτού εφαρμοστούν σε αυτή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μην έχουν προβλεφθεί οι αντίστοιχες απώλειες που μπορεί να επιφέρει η λάθος τοποθέτηση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Στο σχήμα 6.49 γίνεται εμφανής η πτώση της ολικής πίεσης, που οφείλεται στις απώλειες κρούσης της ροής που εμφανίζονται κατά την πρόσκρουσή της στα ρυθμιστικά πτερύγια. Οι απώλειες αυτές είναι περίπου 8% έως 13% της αρχικής διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας, όπως υπολογίστηκε από τα αριθμητικά αποτελέσματα. Σε μεγάλες εγκαταστάσεις ωστόσο, οι απώλειες αυτές είναι αμελητέες. Αυτό συμβαίνει, καθώς τα ρυθμιστικά πτερύγια τοποθετούνται με τέτοιο τρόπο, ώστε να οδηγούν τη ροή στην είσοδο της πτερωτής με την επιθυμητή γωνία και με τις λιγότερες δυνατές απώλειες.

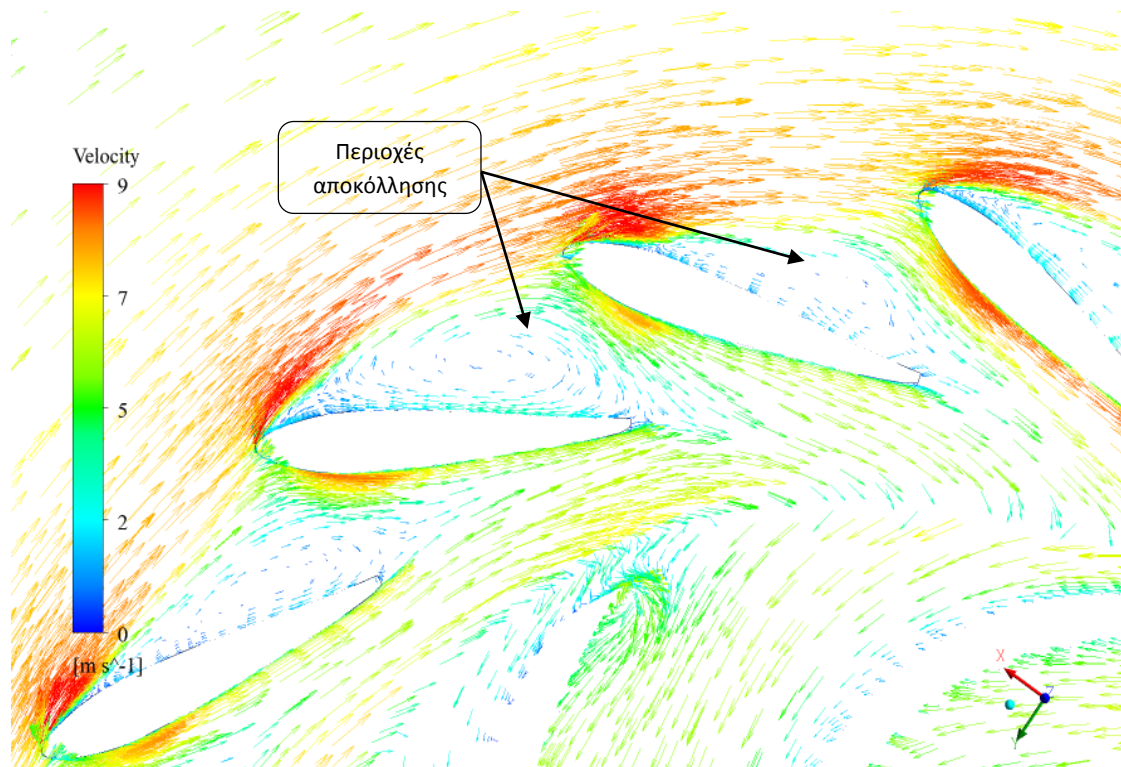




Σχήμα 6.49: Εγκάρσια τομή στον άξονα  $z$ , λειτουργία υδροστρόβιλου,  $\gamma=21,0^\circ$   
 Αριστερά: Κατανομή πίεσης | Δεξιά: Γραμμές ροής

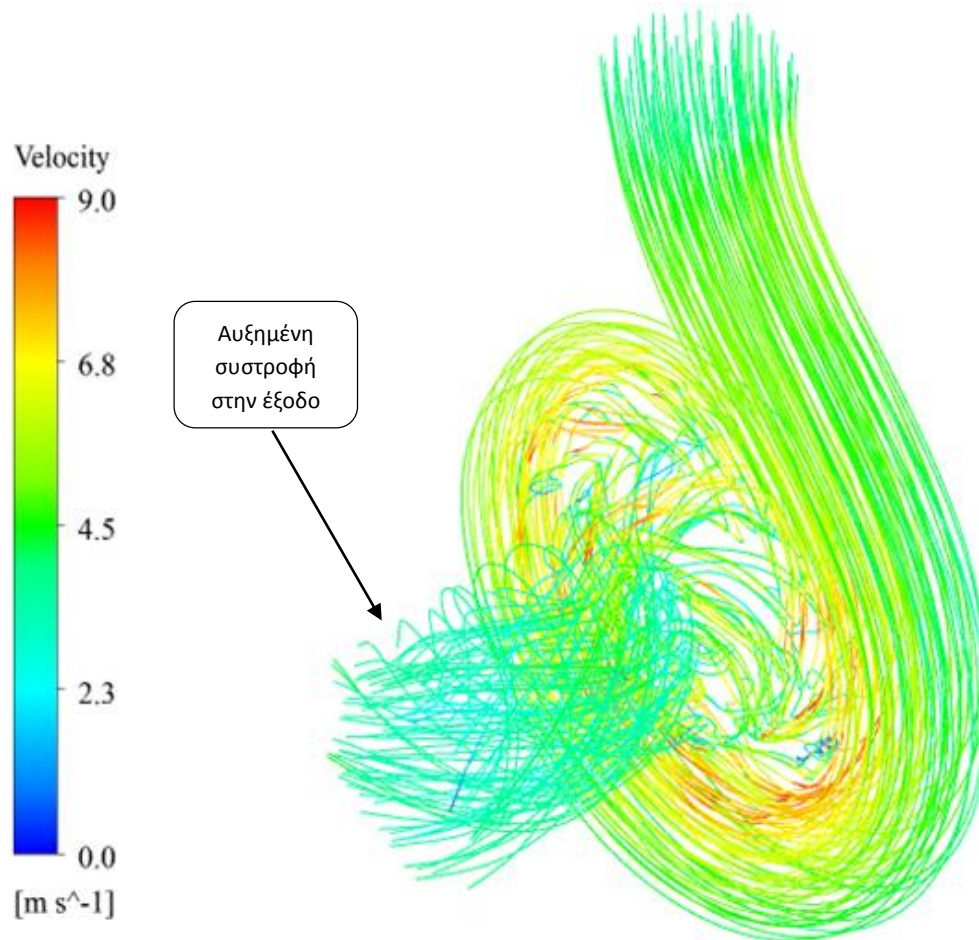
Όταν η ροή δεν εισέρχεται εφαπτομενικά στα ρυθμιστικά πτερύγια, παρατηρείται αποκόλλησή της, γεγονός που δυσχεραίνει την ομαλή οδήγηση του ρευστού προς το δρομέα. Στο σχήμα 6.50 οπτικοποιείται το δυσμενές, για τη ροή, φαινόμενο της αποκόλλησης στην περιοχή των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Η εμφάνιση αποκόλλησης της ροής στα ρυθμιστικά πτερύγια, ενδέχεται να συμβάλλει στην απόκλιση μεταξύ των υπολογιστικών και των πειραματικών αποτελεσμάτων. Για να εξαλειφθεί αυτό το ενδεχόμενο, προτείνεται ως λύση η αύξηση του αριθμού των κελίων στην περιοχή του σπειροειδούς κελύφους. Στην παρούσα διπλωματική εργασία, λόγω του αυξημένου υπολογιστικού κόστους που θα δημιουργούνταν, και κατ' επέκταση των χρονικών απαιτήσεων, το αποτέλεσμα μίας αρκετά πυκνότερης χωρικής διακριτοποίησης στο σπειροειδές κέλυφος δεν μελετήθηκε.



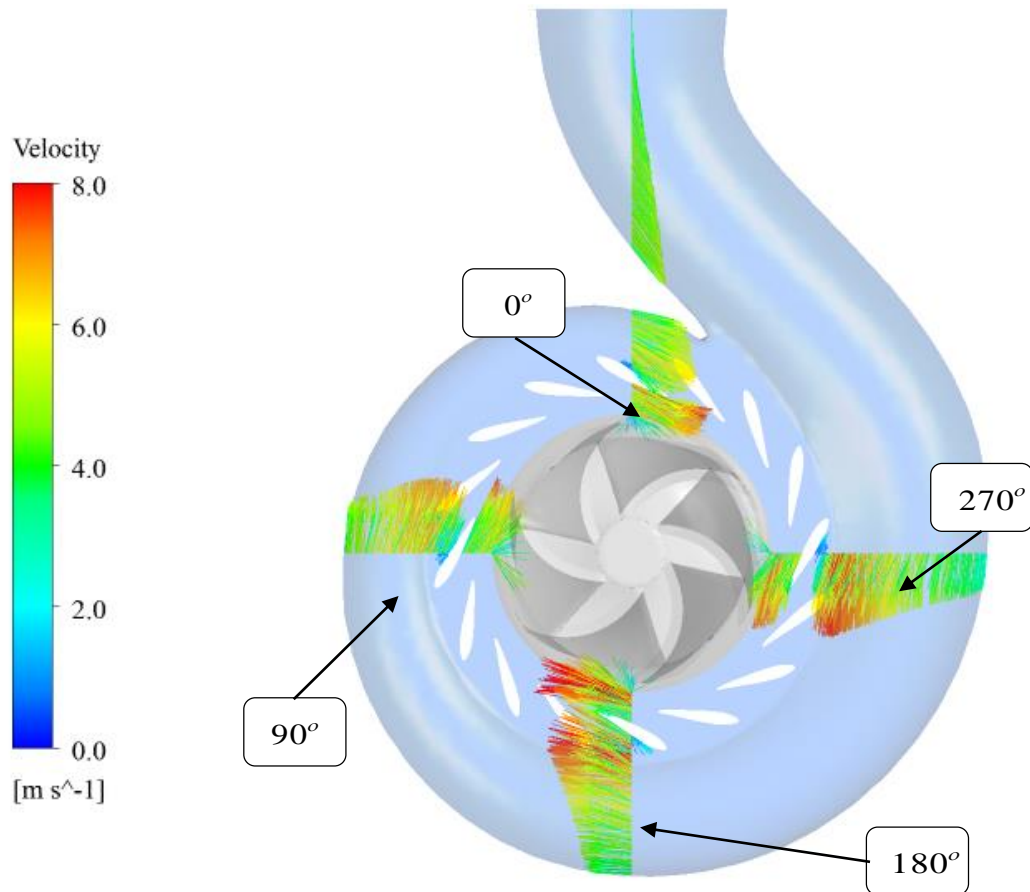
Σχήμα 6.50: Αποκόλληση της ροής και δημιουργία ανακυκλοφορίας κατά την είσοδο στα ρυθμιστικά πτερώγια, λειτουργία υδροστροβίλου,  $\gamma=21,0^\circ$

Από τα αριθμητικά αποτελέσματα που προέκυψαν, έγινε φανερό πως υπάρχει παραμένουσα συστροφή στο ρευστό, μετά την έξοδό του από το τμήμα του δρομέα. Στο σχήμα 6.51, οι γραμμές ροής βεβαιώνουν πως η ροή δεν εισέρχεται πλήρως αξονικά στον αγωγό εξόδου. Αυτό υποδηλώνει πως η συναλλαγή ενέργειας μεταξύ ρευστού και δρομέα δεν γίνεται με το βέλτιστο τρόπο. Υπάρχουν, λοιπόν, περιθώρια βελτίωσης της γεωμετρίας του δρομέα, σημείο που μελετάται εκτενέστερα στο επόμενο κεφάλαιο.



Σχήμα 6.51: Γραμμές ροής σε γωνία ρυθμιστικών  $\gamma=21,0^\circ$  και λειτουργία υδροστροβίλου

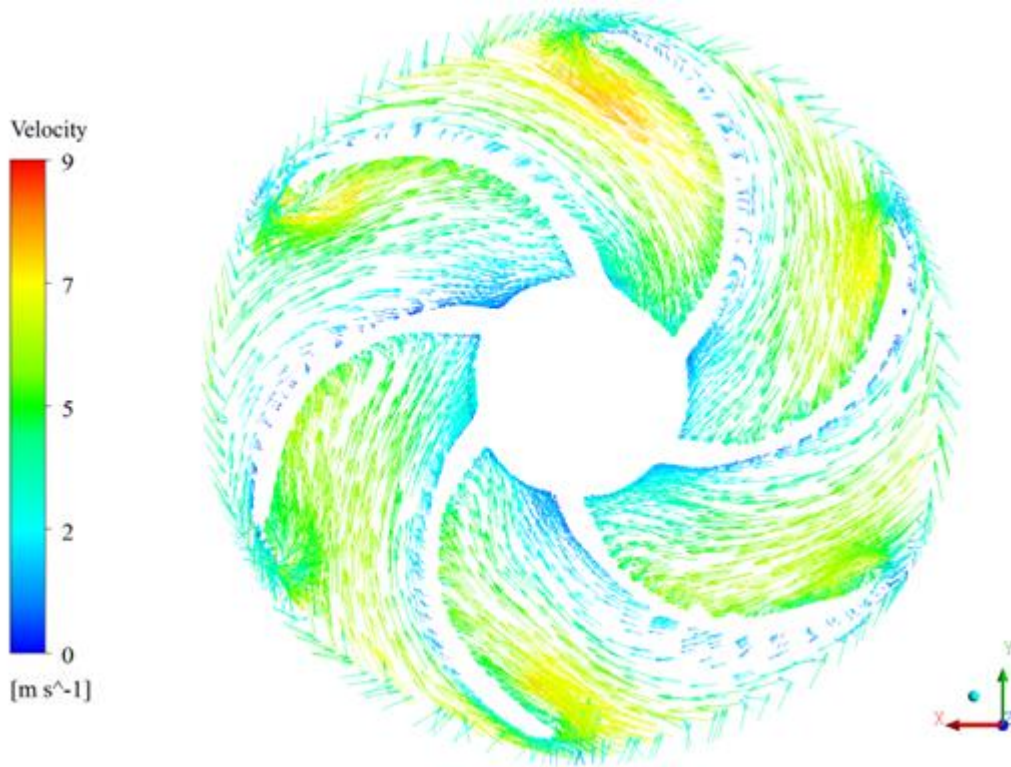
Το σπειροειδές κέλυφος αποτελεί βασική παράμετρο για τη σωστή λειτουργία ενός υδροστροβίλου. Συμβάλλει στη δημιουργία ροής με συστροφή που είναι βασικό ζητούμενο για την εύρυθμη λειτουργία ενός στροβίλου αντίδρασης, ακτινικής ή μεικτής ροής. Εξασφαλίζει επίσης, το σωστό διαμοιρασμό της παροχής, ώστε η ροή να εισέρχεται στην πτερωτή ομοιόμορφα. Αυτό οφείλεται στην ειδική διαμόρφωση που έχει, δηλαδή τη διαρκώς μειούμενη διατομή του, που συμβαδίζει με τη διαρκώς μειούμενη παροχή μάζας. Η ταυτόχρονη αυτή μείωση των δύο μεγεθών έχει σαν αποτέλεσμα τη διατήρηση της ταχύτητας κατά τη διαδρομή του ρευστού μέσα σε αυτό, όπως φαίνεται και στο σχήμα 6.52, όπου παρουσιάζονται τα διανύσματα της ταχύτητας σε διάφορες τομές του σπειροειδούς κελύφους.



Σχήμα 6.52: Διανύσματα ταχυτήτων σε τομές ανά  $90^\circ$  του κελύφους

Κατά τη λειτουργία ενός υδροστροβίλου κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας του, η ροή εισέρχεται με γωνία σχετικής ταχύτητας  $\beta_{2w}$ , σχεδόν ίση με αυτή που σχηματίζεται από το διάνυσμα της περιφερειακής ταχύτητας με την ακμή εισόδου του πτερυγίου του δρομέα. Στο σχήμα 6.53, παρουσιάζεται η ροή με διανύσματα σχετικής ταχύτητας, για τη γωνία ανοίγματος  $21,0^\circ$  των ρυθμιστικών πτερυγίων και για παροχή  $104 \text{ m}^3/\text{h}$ , όπου σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα εμφανίζεται ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης.

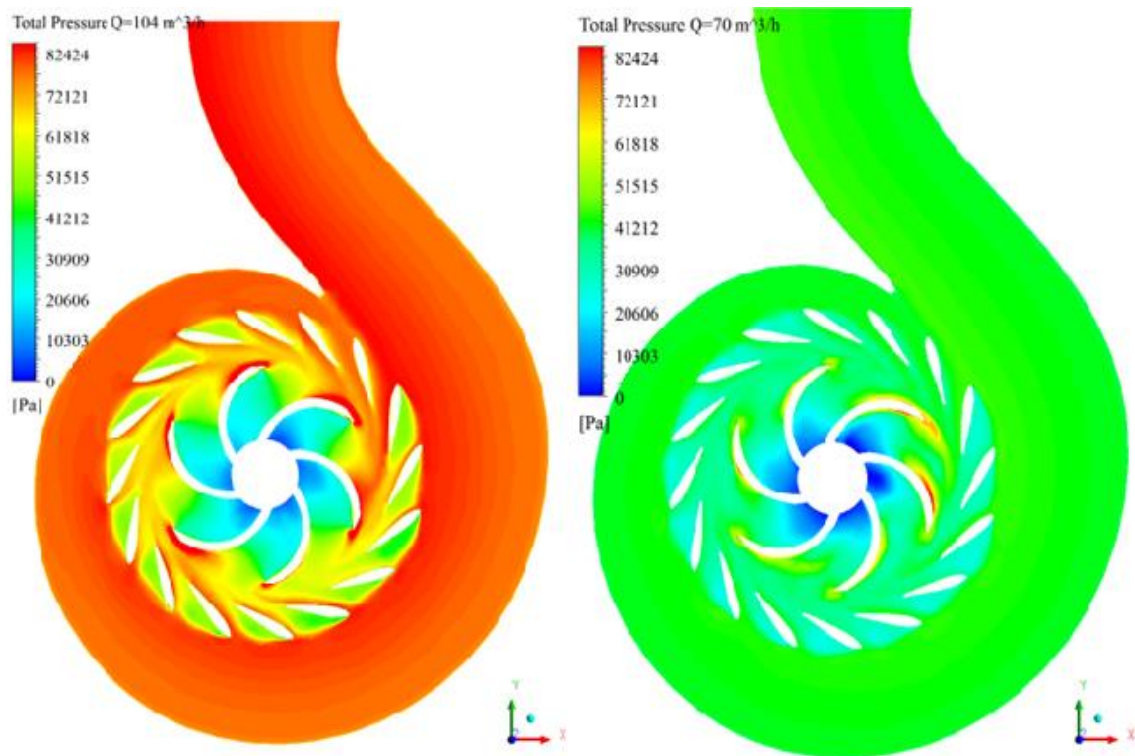
Σε αυτό παρατηρείται, ότι στον δακτύλιο της εξωτερικής διαμέτρου του δρομέα, τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας παρουσιάζουν μία απότομη αλλαγή κατεύθυνσης, σε σχέση με το δακτύλιο σε διάμετρο ελάχιστα μικρότερη της εξωτερικής. Αυτό συμβαίνει, επειδή ο δρομέας περιστρέφεται ως προς το ακίνητο σπειροειδές κέλυφος. Αυτή η αλλαγή κατεύθυνσης που παρατηρείται, δεν οφείλεται σε κάποιο σφάλμα του μοντέλου επίλυσης, αλλά αντιστοιχεί στην ταύτιση της σχετικής ταχύτητας με την απόλυτη στο ακίνητο τμήμα του σπειροειδούς κελύφους, σε αντίθεση με την διαφορά που παρουσιάζουν αυτές στο κινούμενο τμήμα του δρομέα.



Σχήμα 6.53: Είσοδος διανυσμάτων ταχύτητας στο δρομέα

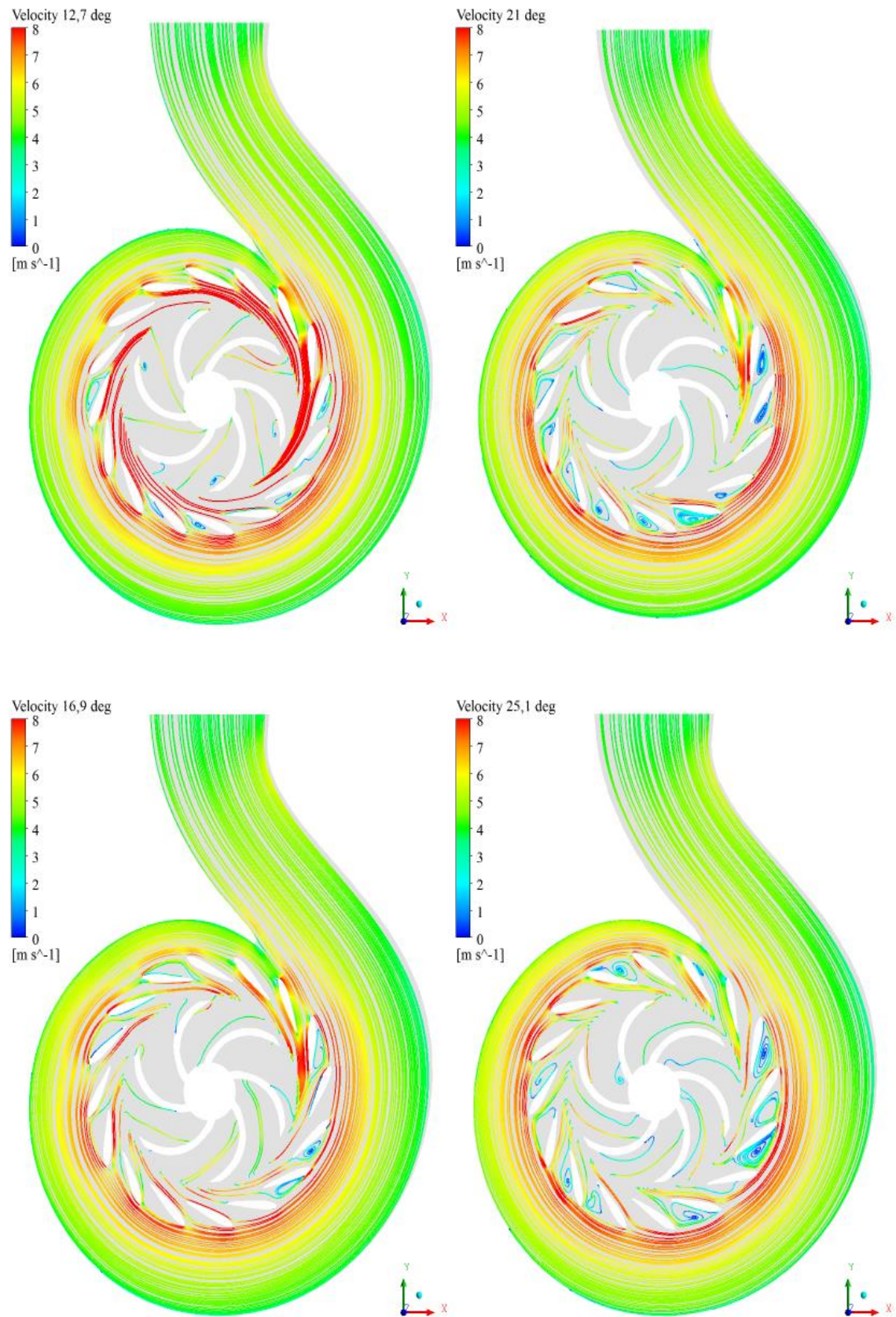
Στο παραπάνω σχήμα 6.53, φαίνεται ότι στη θέση εισόδου υπάρχουν έντονες απώλειες κρούσης. Αυτές οφείλονται τόσο στην γωνία εισόδου των πτερυγίων που δεν ταυτίζεται με την σχετική γωνία εισόδου της ροής, όσο και στην οξεία ακμή εισόδου των πτερυγίων. Επιπλέον παρατηρείται ότι η ταχύτητα στην πλευρά υπερπίεσης των πτερυγίων είναι μικρότερη από αυτήν που αναπτύσσεται στην πλευρά υποπίεσης, όπως και αναμενόταν.

Η χαρακτηριστική καμπύλη ενός υδροστροβίλου Q-H είναι πάντα αύξουσα. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός, ότι η αύξηση της ταχύτητας επιφέρει αύξηση της κινητικής ενέργειας, που συνοπολογίζεται ως όρος στο συνολικό διαθέσιμο ύψος, όπως έχει αποδειχθεί στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο, με τη χρήση της εξίσωσης του Bernoulli. Επιπλέον, οι υδραυλικές απώλειες είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας, οπότε αύξηση της παροχής και κατά επέκταση και της ταχύτητας της ροής, επιφέρει περαιτέρω αύξηση του απαιτούμενου ύψους. Στο σχήμα 6.54 γίνεται σύγκριση της ολικής πίεσης για δύο διαφορετικές τιμές παροχών, για σταθερή γωνία πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$  και παρατηρείται η παραπάνω θέση, πως δηλαδή για μεγάλες τιμές της παροχής έχουμε μεγαλύτερες τιμές ολικής πίεσης.

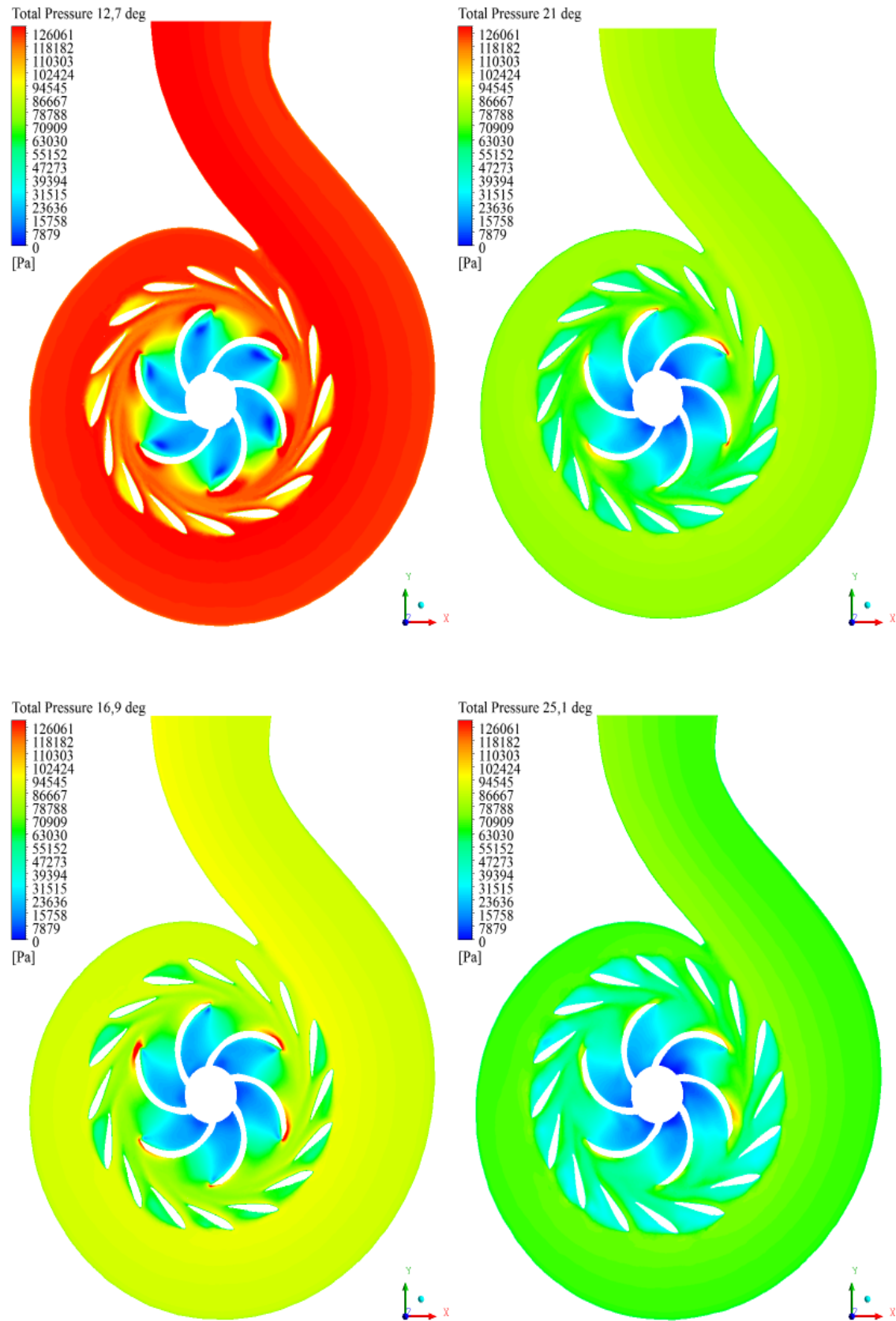


Σχήμα 6.54: Σύγκριση ολικής πίεσης για γωνία ρυθμιστικών πτερυγίων  $\gamma=21,0^\circ$  σε διαφορετικές παροχές

Η απεικόνιση του πεδίου ροής που διαμορφώνεται κατά την λειτουργία του υδροστροβίλου, συμβάλλει στην κατανόηση των αποτελεσμάτων που έχουν προκύψει από την αριθμητική επίλυση. Στο σχήμα 6.55, παρουσιάζονται οι γραμμές ροής, όπως διαμορφώνονται πάνω σε εγκάρσιο επίπεδο τομής ( $z=0\text{m}$ ), για τις διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων που επιλύθηκαν υπολογιστικά. Σε αυτό γίνεται εμφανές, πως όσο μικρότερη είναι η κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων τόσο μικρότερη είναι η εμφάνιση ανακυκλοφοριών στο χωρίο των ρυθμιστικών πτερυγίων. Η ύπαρξη περιορισμένης ανακυκλοφορίας και στροβιλισμών, συνεπάγεται και μικρότερες υδραυλικές απώλειες. Αυτή η παρατήρηση, είναι και πιθανή αιτιολόγηση για την καταγραφή του μέγιστου βαθμού απόδοσης σε γωνία  $\gamma=12,7^\circ$ . Αυτό έρχεται σε αντίθεση με τα πειραματικά αποτελέσματα, όπου ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης σημειώνεται στις  $21,0^\circ$ . Πιθανοί λόγοι, που οδηγούν στην διαφορετική διαμόρφωση της ροής στο σπειροειδές κελύφος, είναι τα σφάλματα κατά την αποτύπωση του κελύφους, που ενδέχεται να οδηγούν την ροή με διαφορετική κλίση στα ρυθμιστικά πτερύγια από ότι στην πειραματική μέτρηση. Επιπλέον, ενδεχόμενες κατασκευαστικές ατέλειες στα ρυθμιστικά πτερύγια, επιδρούν εντονότερα σε όσο πιο κλειστή θέση βρίσκονται, αυξάνοντας τις υδραυλικές απώλειες. Αυτό επιδρά στα πειραματικά αποτελέσματα, ενώ στα αριθμητικά οι ατέλειες αυτές εκλείπουν.



Σχήμα 6.55: Γραμμές ροής για παροχή λειτουργίας  $Q=104 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία υδροστροβίλου



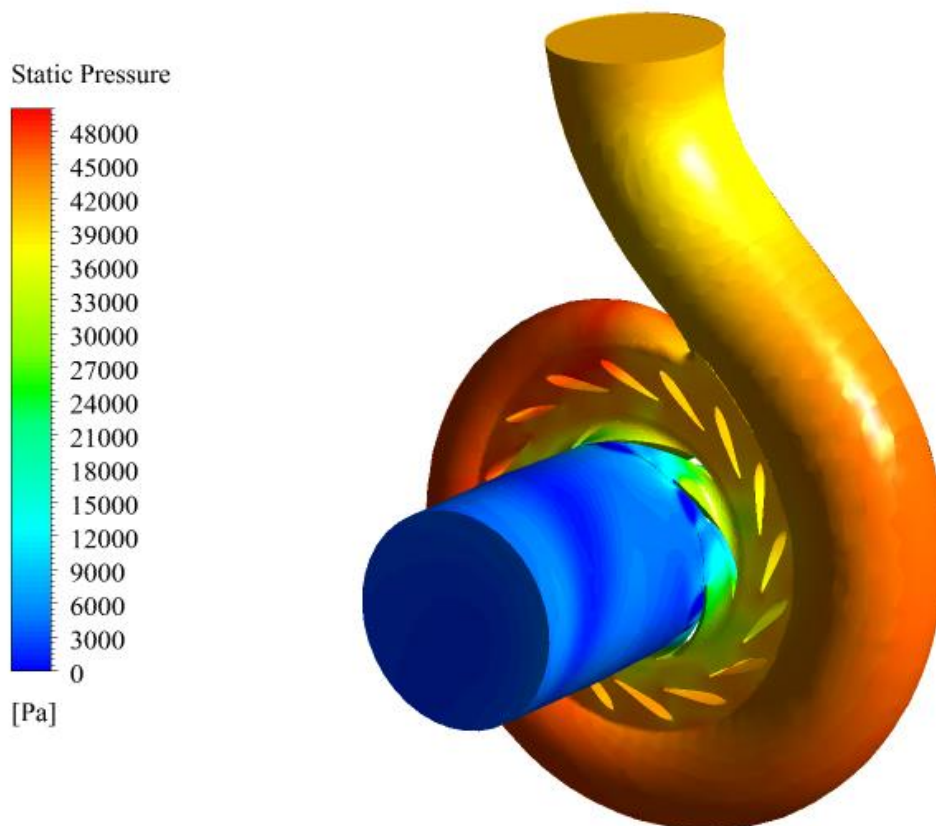
Σχήμα 6.56: Ολική πίεση για παροχή λειτουργίας  $Q=104 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών περυγιών, λειτουργία υδροστροβίλου



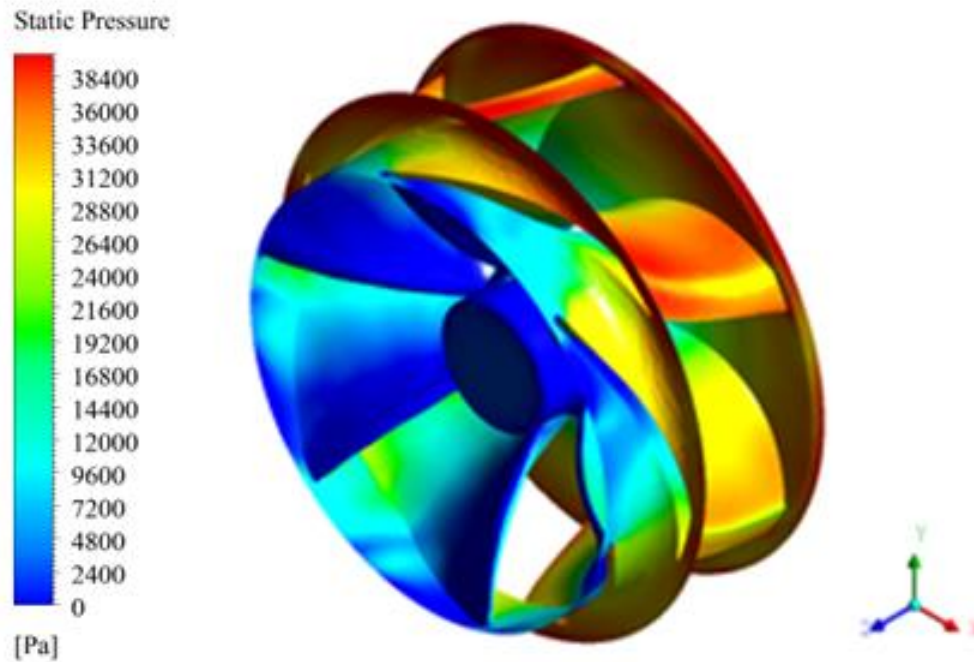
Στο παραπάνω σχήμα 6.56, δίνεται η απεικόνιση της κατανομής της ολικής πίεσης, σε εγκάρσιο επίπεδο τομής, για την ίδια παροχή λειτουργίας και για διαφορετικές γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών. Αυτό που παρατηρείται εμφανώς, είναι πως για μικρότερη κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων αναπτύσσονται μεγαλύτερες τιμές της ολικής πίεσης. Αυτό είναι λογικό, αφού για τη διέλευση της ίδιας παροχής από μικρότερη διατομή, απαιτείται πρόσδοση περισσότερης ενέργειας.

### **ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΑΣ**

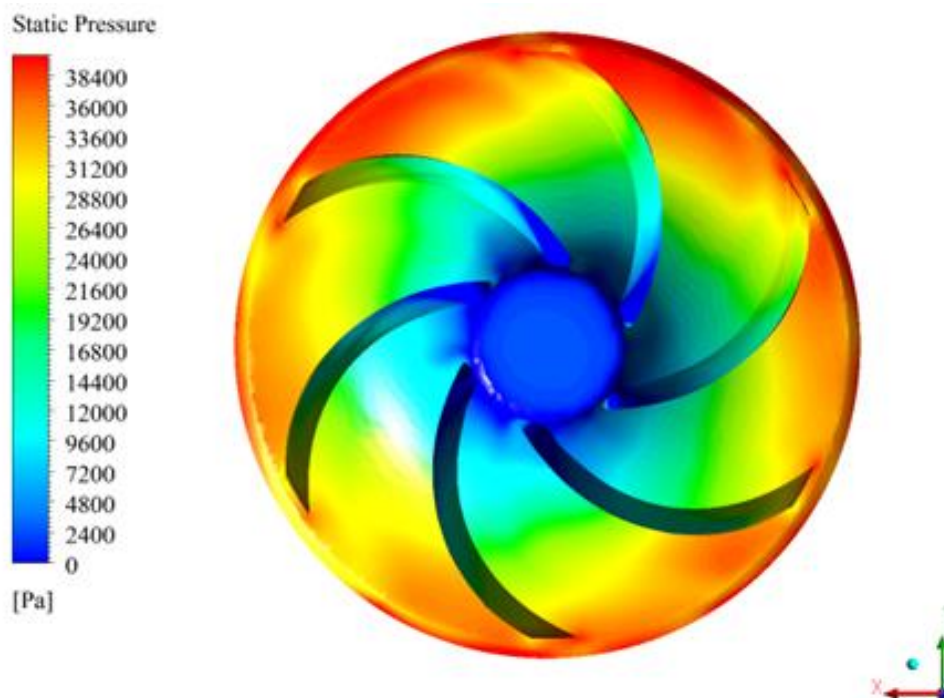
Μία αντλία έχει αντίστροφη λειτουργία από αυτή του στροβίλου. Σε αντίθεση με το στρόβιλο, η ροή εισέρχεται από τον αγωγό εισόδου και κατευθύνεται στο σπειροειδές κέλυφος. Στο σχήμα 6.57, 6.58 και 6.59, γίνεται σαφές πως η αύξηση της πίεσης γίνεται κατά τη διέλευση του ρευστού από την πτερωτή. Η πτερωτή είναι το τμήμα της μηχανής που προσδίδει ενέργεια στο ρευστό με την κίνησή του. Η ενέργεια αυτή αποδίδεται στο ρευστό με τη μορφή κινητικής ενέργειας αλλά και στατικής πίεσης. Στη συνέχεια, η ροή κατευθύνεται στο σπειροειδές κέλυφος, όπου η ολική πίεση παραμένει σχεδόν σταθερή με μόνη και μικρή μείωση αυτή των υδραυλικών απωλειών, λόγω τραχύτητας των τοιχωμάτων και λόγω κρούσης στα ρυθμιστικά πτερύγια. Λόγος για τον οποίο η πίεση στα σχήματα 6.57, 6.58 και 6.59, προσεγγίζει την τιμή μηδέν, είναι πως η πίεση που καταγράφεται είναι η μανομετρική.



Σχήμα 6.57: Κατανομή στατικής πίεσης σε ολόκληρη τη μηχανή

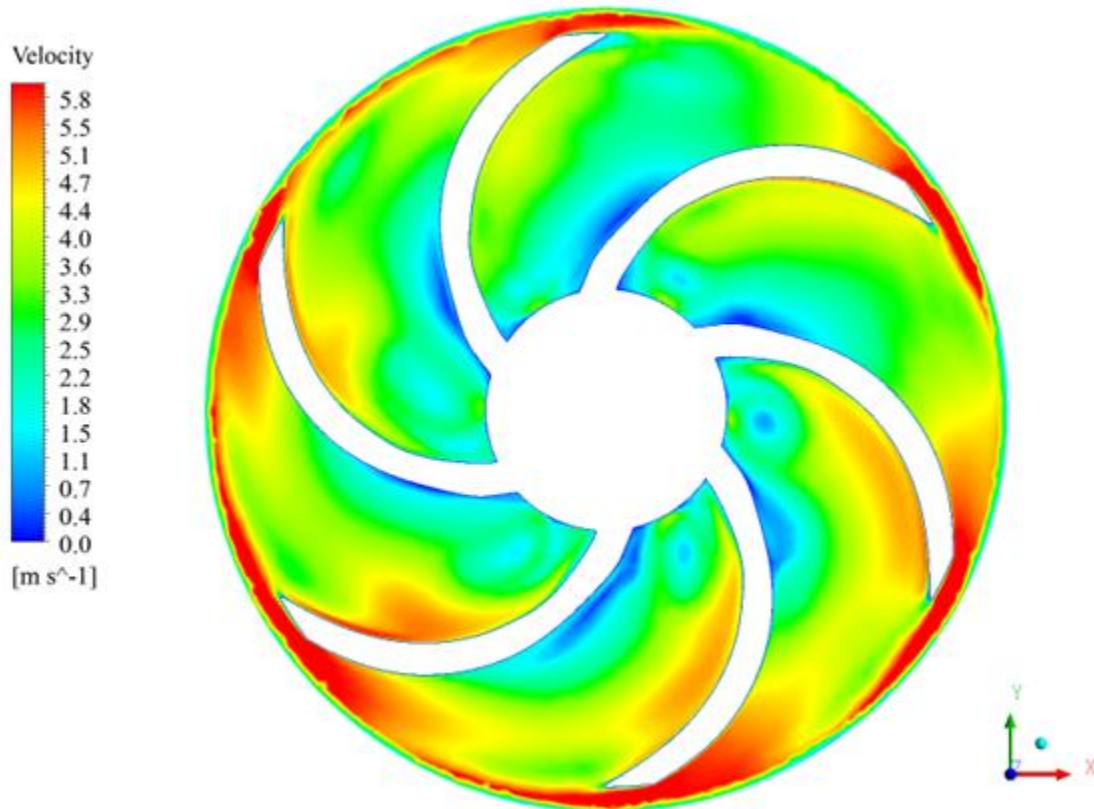


Σχήμα 6.58: Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή ισομετρική όψη, λειτουργία αντλίας



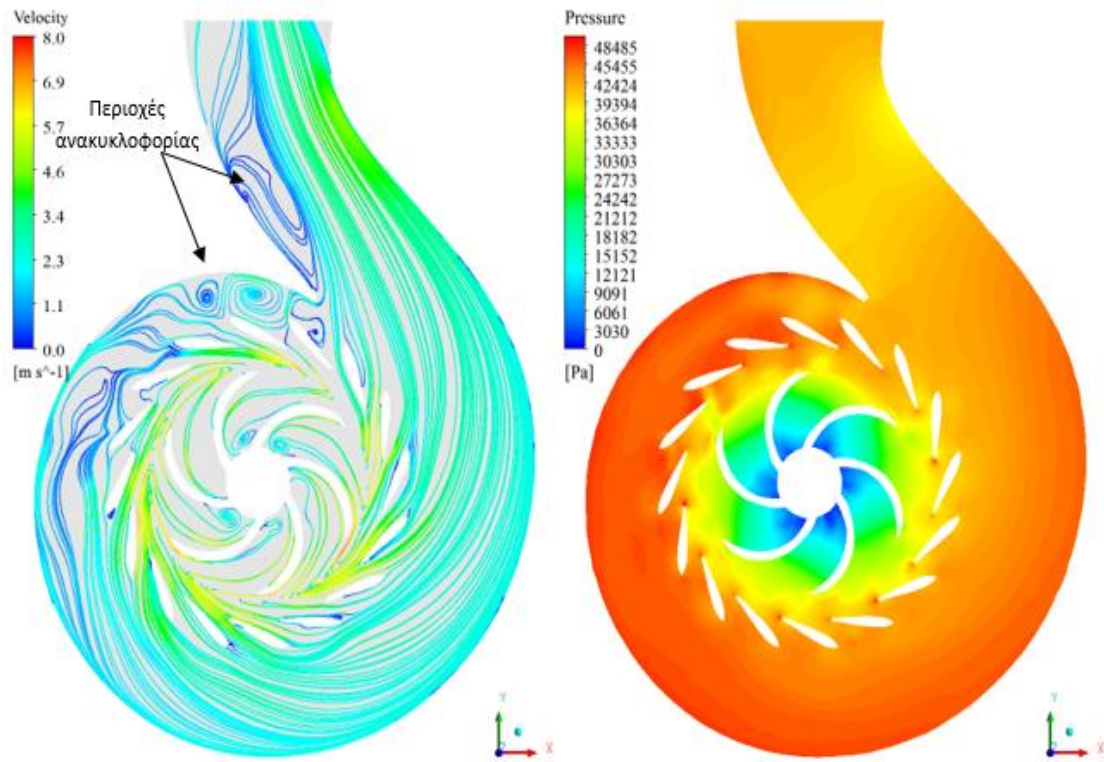
Σχήμα 6.59: Κατανομή στατικής πίεσης στην πτερωτή πίσω όψη, λειτουργία αντλίας

Η πρόσδοση ενέργειας στο ρευστό μεταφράζεται σε αύξηση ταχύτητας και κατά συνέπεια, αύξηση της κινητικής ενέργειας. Στο σχήμα 6.60, παρατηρείται η αύξηση της ταχύτητας, κατά τη διαδρομή του ρευστού μέσα στην πτερωτή.

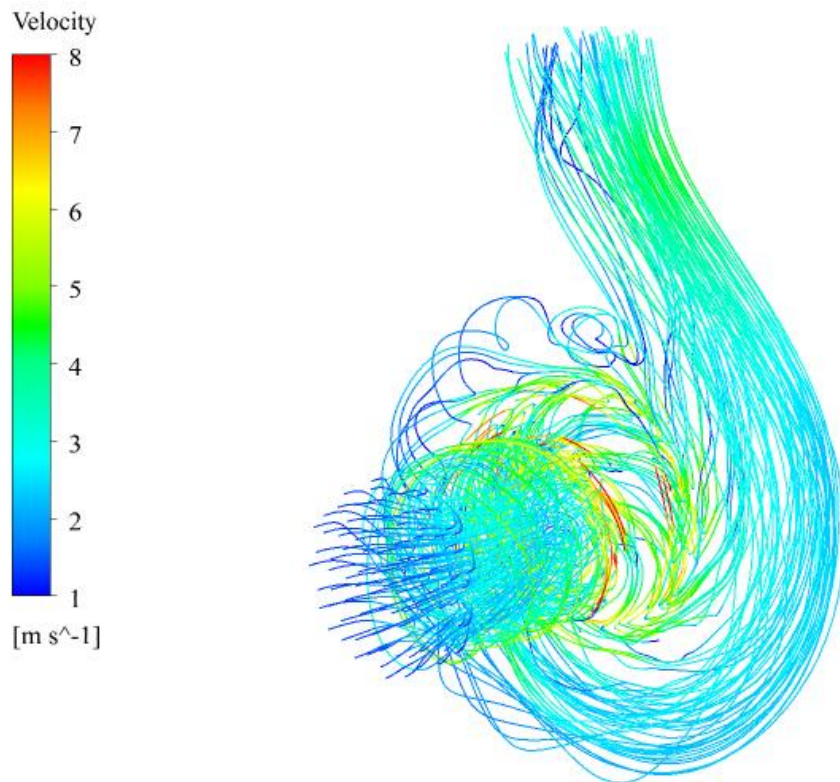


Σχήμα 6.60: Κατανομή ταχύτητας σε εγκάρσια τομή της πτερωτής στον άξονα  $z$ , λειτουργία αντλίας

Εν γένει, η τοποθέτηση σπειροειδούς κελύφους έχει ως αποτέλεσμα την ανάκτηση της στατικής πίεσης. Στο σχήμα 6.61, φαίνεται ότι η ανάκτηση της στατικής πίεσης στο κέλυφος δεν γίνεται, με τον βέλτιστο δυνατό τρόπο αφού παρατηρούνται μεγάλα μέρη κατά την διαδρομή του ρευστού στο κέλυφος, όπου παρουσιάζεται σημαντική πτώση της στατικής πίεσης. Στο σχήμα 6.61, μελετάται το ίδιο σημείο λειτουργίας σε εγκάρσια τομή στον άξονα  $z$ . Παρατηρείται, ότι μετά τη διέλευση του ρευστού από τη γλωττίδα, εμφανίζονται σημεία ανακυκλοφορίας (δευτερεύουσες ροές) της ροής. Αυτό το φαινόμενο έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της διατομής, απ' όπου διέρχεται το ρευστό, εξαναγκάζοντας έτσι το ρευστό να κινηθεί με μεγαλύτερη ταχύτητα σε αυτήν την περιοχή. Η αύξηση αυτή της ταχύτητας επιφέρει μείωση της στατικής πίεσης, όπως φαίνεται παραπάνω. Η αύξηση της ταχύτητας οφείλεται και στην αυξημένη καμπυλότητα που εμφανίζει το κέλυφος στην περιοχή της εξόδου. Η μεγάλη καμπυλότητα μπορεί να επιφέρει απώλειες ενέργειας στη ροή που μεταφράζονται σε μείωση της στατικής πίεσης.

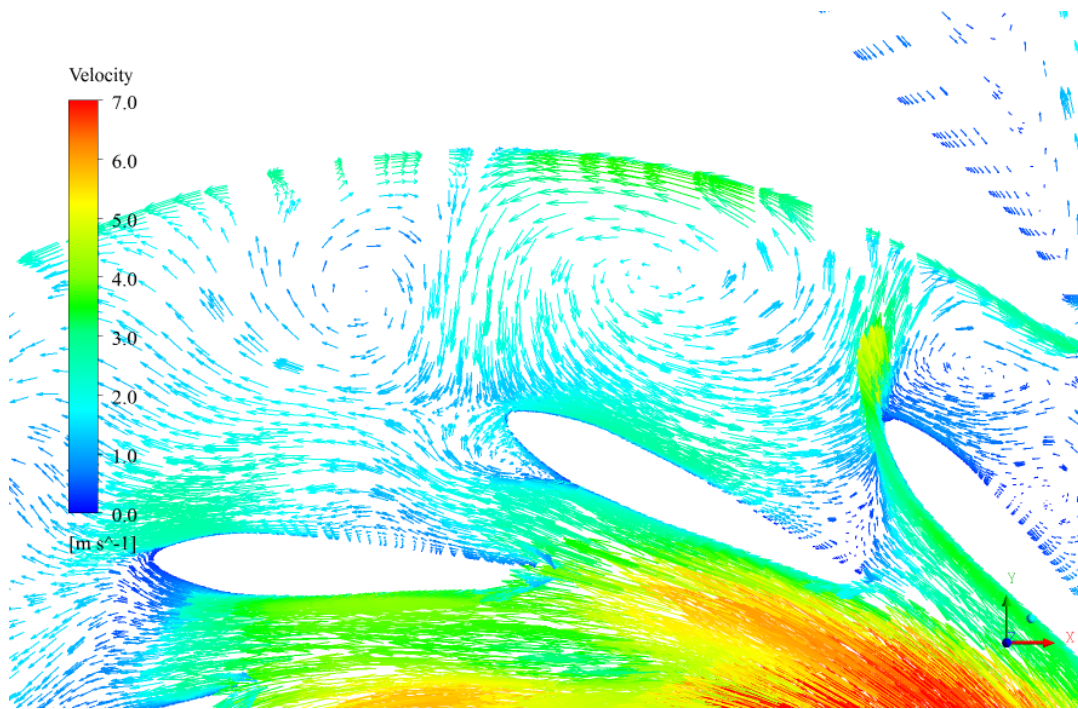


Σχήμα 6.61: Γραμμές ροής και κατανομή πίεσης σε εγκάρσια τομή κατά τον άξονα z

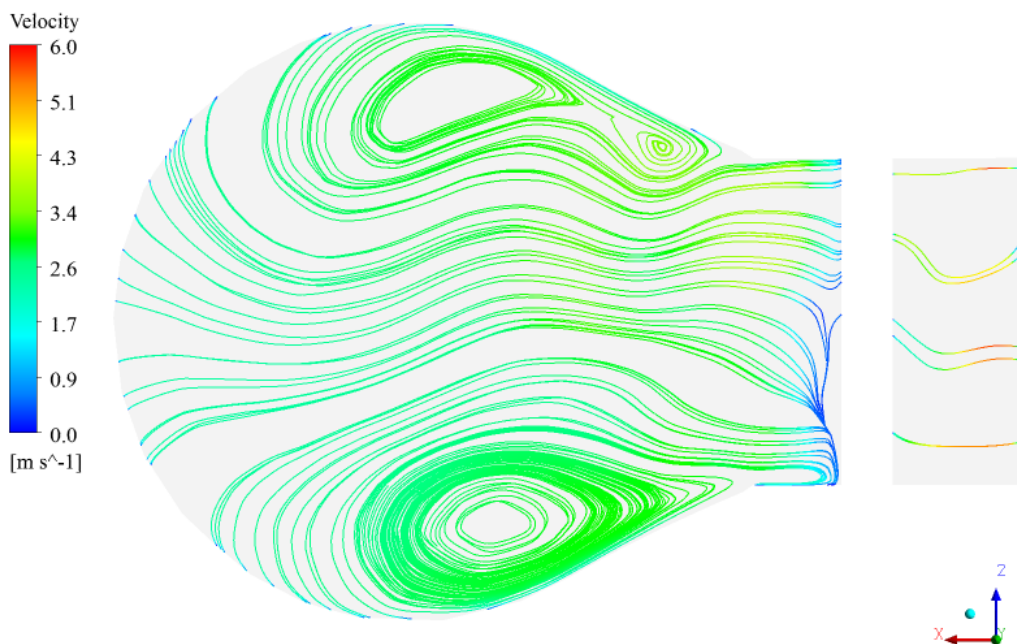


Σχήμα 6.62: Γραμμές ροής του ρευστού κατά τη διαδρομή του σε όλη τη μηχανή

Η οπτικοποίηση της ροής σε όλη τη διαδρομή του μέσα στη μηχανή βοηθά να εντοπιστούν οι περιοχές έντονης ανακυκλοφορίας της ροής. Στο σχήμα 6.62, εντοπίζονται με αυτόν τον τρόπο οι περιοχές που η ροή εμφανίζει έντονες ανακυκλοφορίες (δευτερεύουσες ροές). Τα σχήματα 6.63 και 6.64, δίνουν μία καλύτερη εικόνα του φαινομένου της ανακυκλοφορίας της ροής μέσα στο κέλυφος. Τέτοια φαινόμενα, είναι συνήθη σε μηχανές που η τελική τους λειτουργία διαφέρει από αυτή για την οποία είχαν αρχικά σχεδιαστεί, όπως η παρούσα μηχανή.

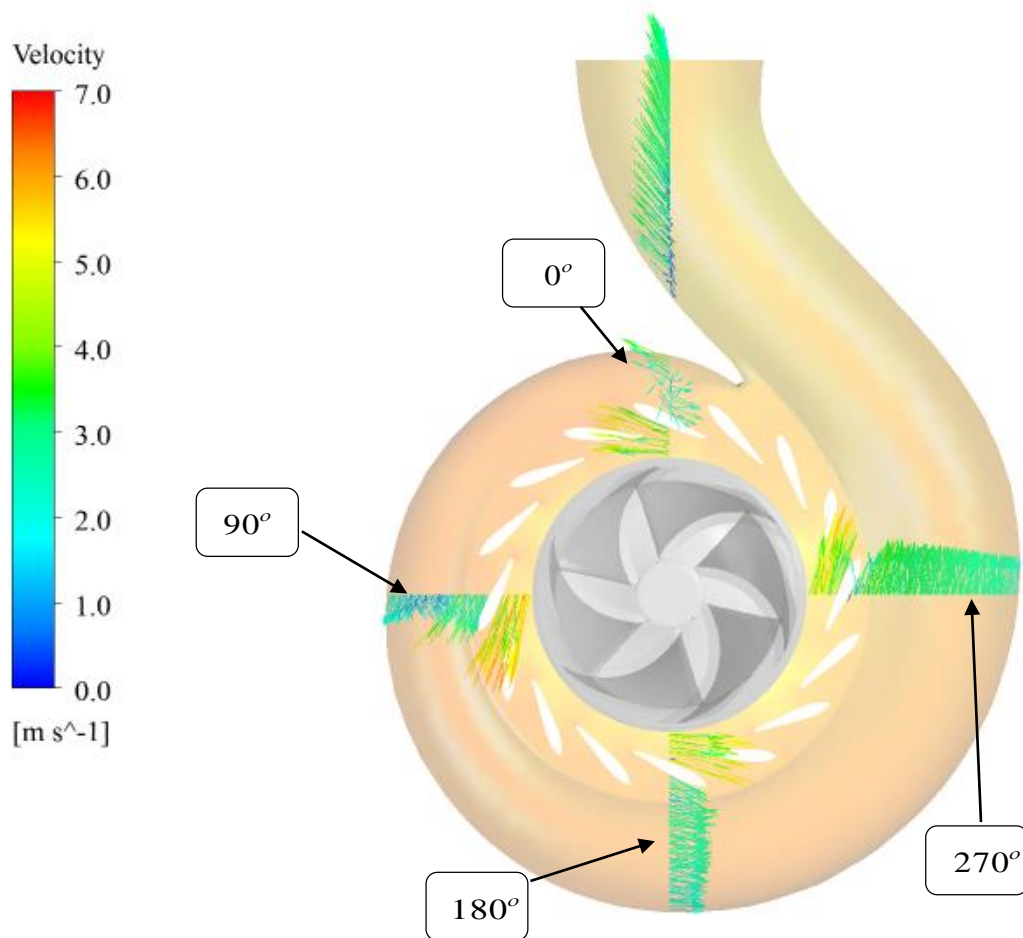


Σχήμα 6.63: Διανύσματα ταχύτητας- Ανακυκλοφορία στο σπειροειδές κέλυφος



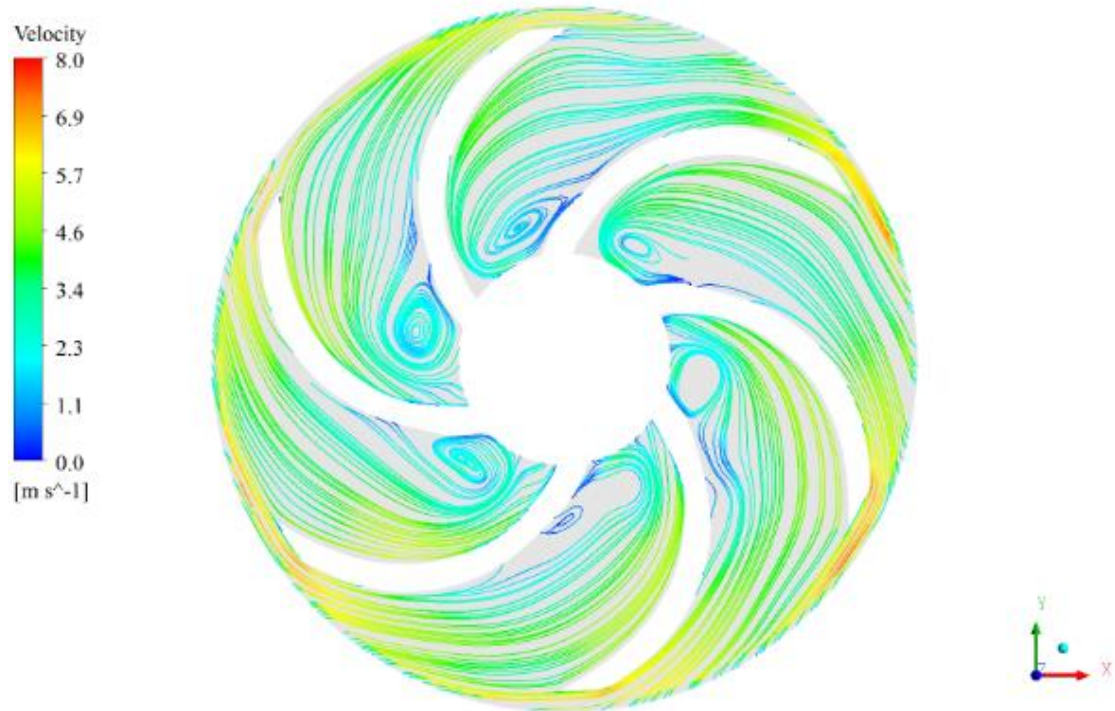
Σχήμα 6.64: Γραμμές ροής σε τομή του σπειροειδούς κελύφους στον άξονα  $y$ . Εμφάνιση ανακυκλοφορίας της ροής

Το σπειροειδές κέλυφος, σε λειτουργία αντλίας, έχει ως στόχο να οδηγήσει τη ροή ομαλά προς την έξοδο, περιορίζοντας τις υδραυλικές απώλειες. Η διαρκώς αυξανόμενη διατομή του, συμβάλλει έτσι ώστε η κινητική ενέργεια που έλαβε το ρευστό από την πτερωτή, να μετατραπεί ομαλά σε στατική πίεση. Η ομαλή αυτή κίνηση του ρευστού διασφαλίζεται όταν κατά τη διαδρομή μέσα στο κέλυφος, η ταχύτητα παραμένει σχεδόν σταθερή. Όπως φαίνεται στο σχήμα 6.65, η ταχύτητα στις διάφορες τομές που εξετάζονται, έχει περίπου σταθερό μέτρο. Η λειτουργία λοιπόν, του σπειροειδούς κελύφους του μοντέλου που προσομοιώθηκε, είναι σύμφωνη με τις απαιτήσεις για χρήση σε λειτουργία αντλίας.

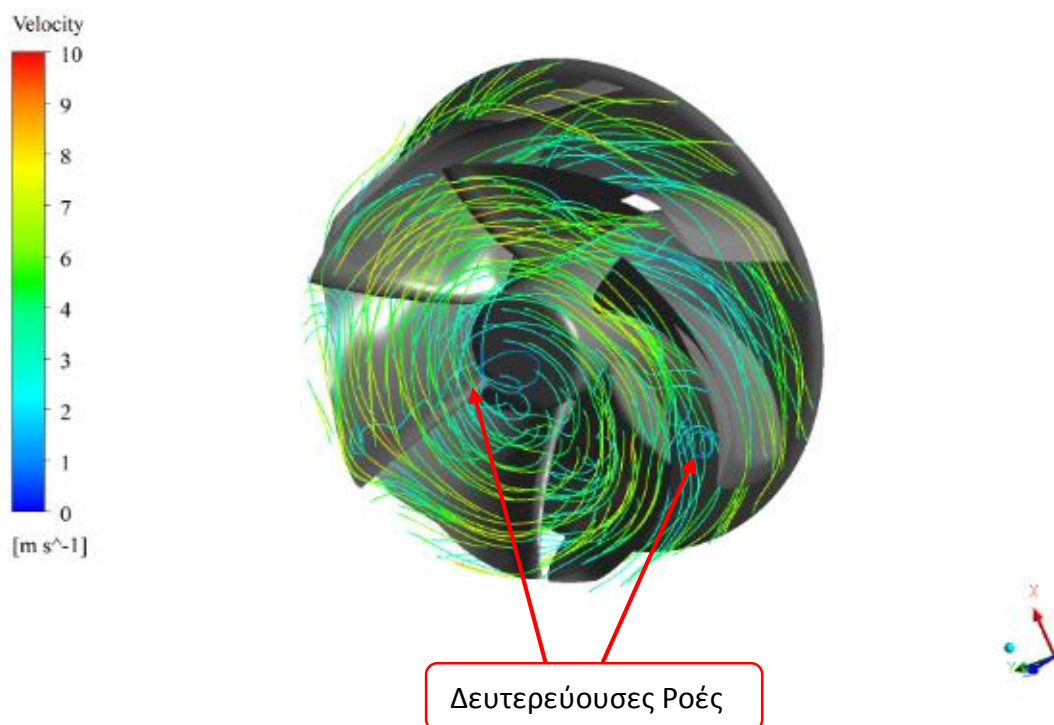


Σχήμα 6.65: Διανύσματα ταχυτήτων σε τομές ανά  $90^\circ$  του κελύφους

Κατά τη λειτουργία μίας αντλίας είναι σύνηθες φαινόμενο η εμφάνιση δευτερευουσών ροών στην περιοχή της πτερωτής όπως έχει εξηγηθεί στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Στα σχήματα 6.66 και 6.67, παρατηρείται εμφάνιση δευτερευουσών ροών στην ακμή εισόδου του ρευστού από την κυρτή πλευρά του πτερυγίου.

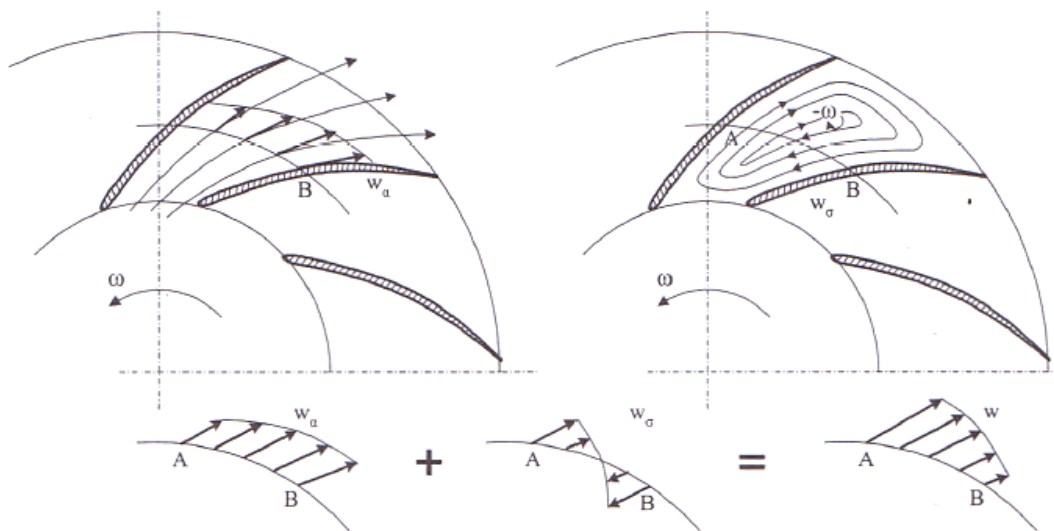


Σχήμα 6.66: Εμφάνιση δευτερευουσών ρών στην περιοχή κυρτής πλευράς του πτερυγίου



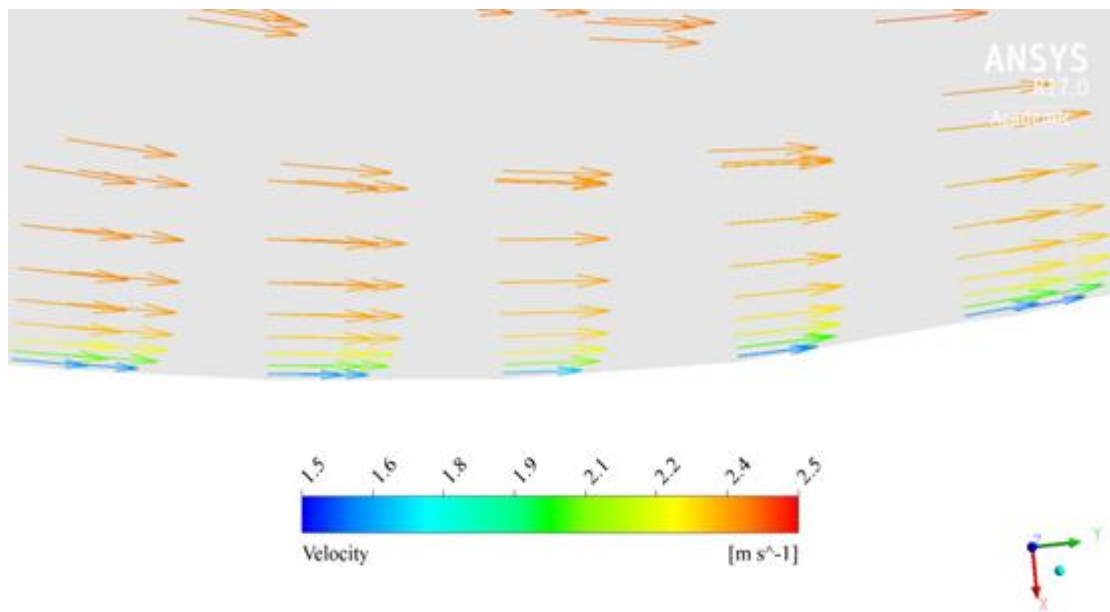
Σχήμα 6.67: Γραμμές ροής στην περιοχή της πτερωτής, λειτουργία αντλίας

Το φαινόμενο αυτό, οφείλεται στο γεγονός πως ο όρος της στροβιλής ροής αυξάνεται αρκετά στην περιοχή της κυρτής επιφάνειας και ξεπερνά τον όρο της αστρόβιλης ροής. Παραστατικά, αυτό αναδεικνύεται μέσω του παρακάτω σχήματος, όπου γίνεται εμφανές, ο τρόπος με τον οποίο γίνεται η σύνθεση των δύο θεωρητικών ρών που συμβάλλουν για την δημιουργία του φαινομένου που αποτυπώνεται στην πραγματικότητα.



Σχήμα 6.68: Παρουσίαση επαλληλίας στροβιλής και αστρόβιλης ροής [12]

Με χρήση σωστά τοποθετημένου πλέγματος, γίνεται δυνατή η απεικόνιση του οριακού στρώματος της ροής στο τοίχωμα όπως φαίνεται στο σχήμα 6.69.



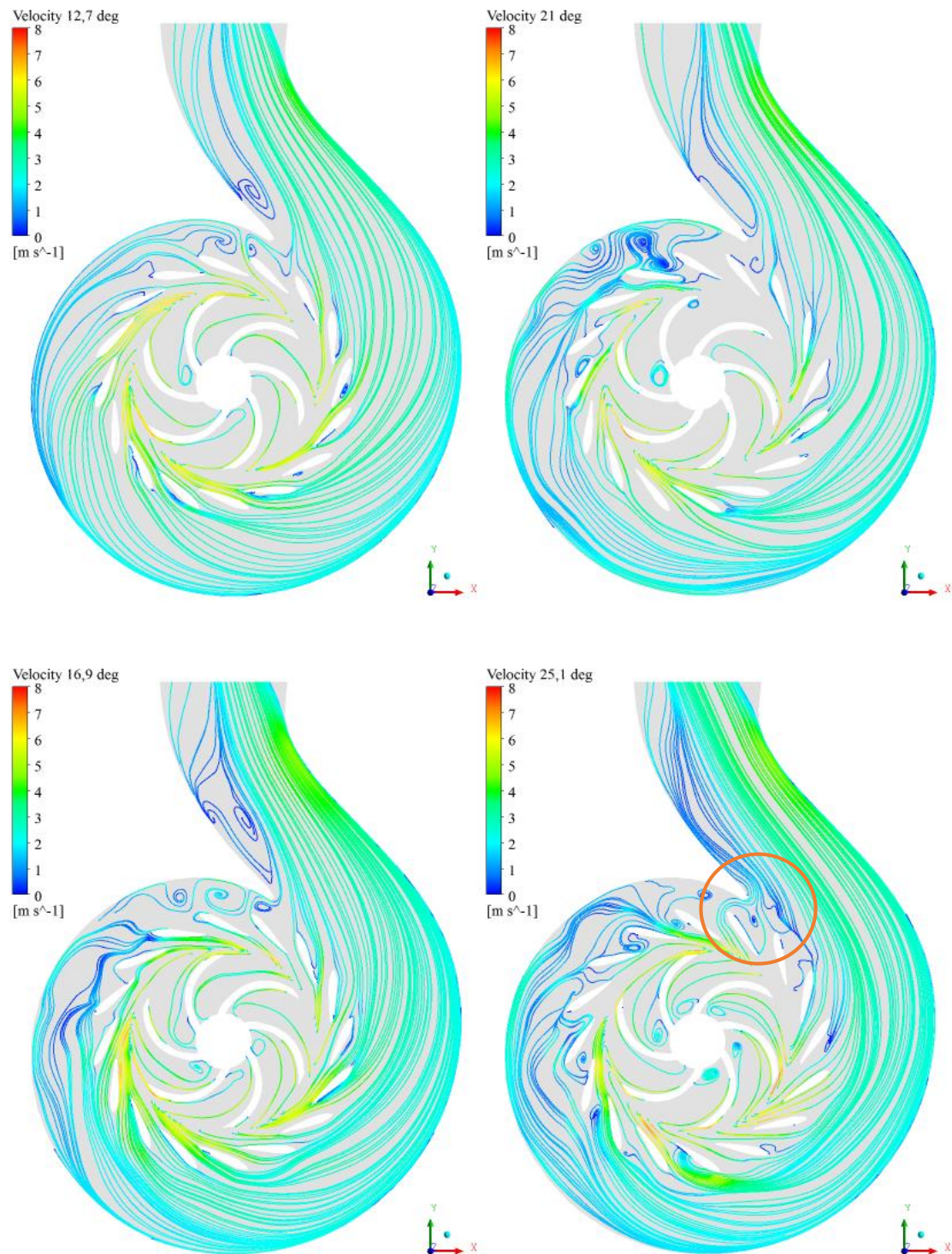
Σχήμα 6.69: Οριακό στρώμα



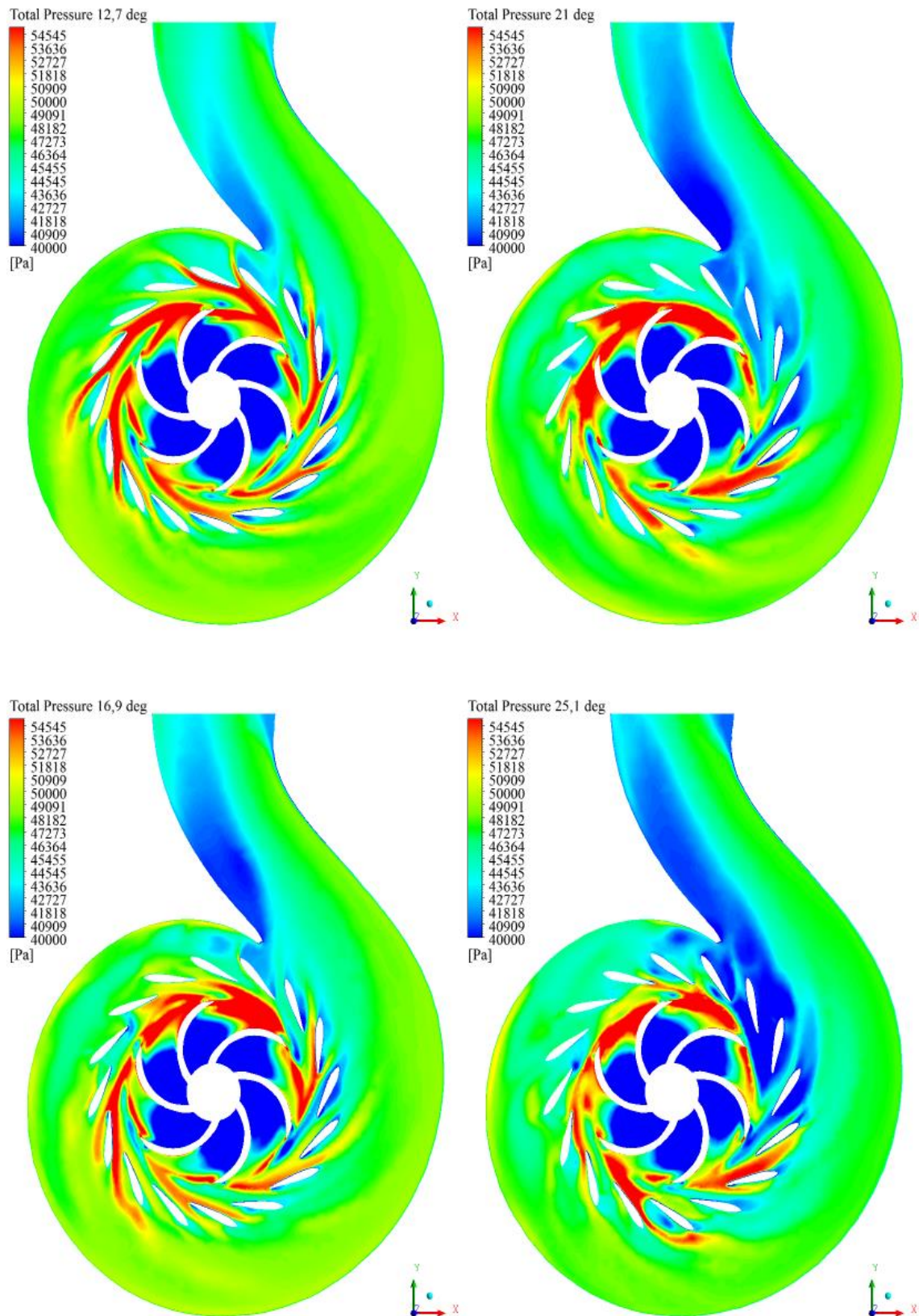
Όπως προέκυψε από τα αποτελέσματα που παρατέθηκαν στο προηγούμενο εδάφιο, ο βαθμός απόδοσης για την ίδια παροχή διαρκώς φθίνει όσο αυξάνει η γωνία των ρυθμιστικών πτερυγίων από τις  $12,7^\circ$  έως τις  $21,0^\circ$ , και απότομα αυξάνει όταν φτάσει στις  $25,1^\circ$  (βλ. σχήμα 6.12).

Στο σχήμα 6.70, που ακολουθεί, γίνεται εμφανής ότι στη ροή για τις  $12,7^\circ$ , εμφανίζονται λίγες ανακυκλοφορίες στην περιοχή της γλωττίδας του κελύφους. Κατά την αύξηση της κλίσης των ρυθμιστικών πτερυγίων οι ανακυκλοφορίες αυτές ολοένα και αυξάνουν. Στις  $25,1^\circ$  όμως, παρατηρείται αρκετά μεγάλη εξομάλυνση της ροής μετά την περιοχή της γλωττίδας προς το τμήμα εξόδου. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την ραγδαία αύξηση του βαθμού απόδοσης για αυτήν την κλίση ρυθμιστικών πτερυγίων. Η συγκεκριμένη γωνία ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων, φαίνεται για πρώτη φορά να επιτρέπει στη ροή να διέρχεται χωρίς να προσκρούει πάνω στη γλωττίδα και να κατευθύνεται άμεσα προς την έξοδο.

Στο σχήμα 6.71, απεικονίζεται η κατανομή της ολικής πίεσης στην ίδια εγκάρσια τομή και στην ίδια παροχή για τις διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων. Όπως φαίνεται στο σχήμα αυτό, κατά τη διέλευση της ροής από τα ρυθμιστικά πτερύγια, παρατηρείται μείωση της ολικής πίεσης που μεταφράζεται σε απώλειες ενέργειας.



Σχήμα 6.70: Γραμμές ροής για παροχή λειτουργίας  $Q=70 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία αντλίας



Σχήμα 6.71: Ολική πίεση για παροχή λειτουργίας  $Q=70 \text{ m}^3/\text{h}$ , σε διάφορες γωνίες τοποθέτησης των ρυθμιστικών πτερυγίων, λειτουργία αντλίας

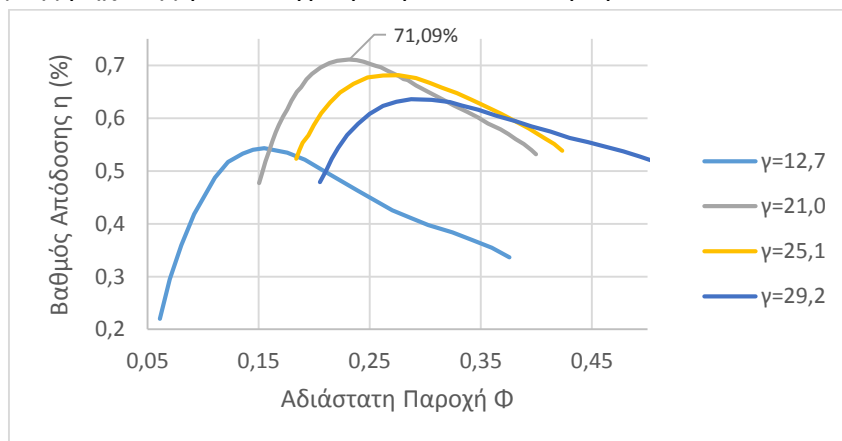
## 7. ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΕ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

### 7.1 Εισαγωγή

Η υδροδυναμική μηχανή που μελετήθηκε στην παρούσα εργασία, απαρτίζονταν από μέρη μιας τυποποιημένης αντλίας της εταιρίας KSB. Σε αυτήν την μηχανή είχε γίνει παρέμβαση κατά την εκπόνηση της διδακτορικής εργασίας του κ. Παναγιωτόπουλου όπου έγινε προσθήκη ρυθμιστικών πτερυγίων αλλά και αντικατάσταση της πτερωτής έτσι ώστε να μπορεί να λειτουργήσει ως αντλία υδροσρόβιλος. Η αντικατάσταση της πτερωτής έγινε με γνώμονα την αναστρέψιμη λειτουργία της μηχανής αλλά και τα νέα δεδομένα του χώρου ο οποίος ήταν περιορισμένος μετά την τοποθέτηση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Για των λόγο αυτό, χρησιμοποιήθηκε μια πτερωτή μικρότερης διαμέτρου, μεικτής ροής. Παρόλο που η αντικατάσταση αυτή ήταν αναγκαία, λόγω των νέων γεωμετρικών περιορισμών η νέα πτερωτή ήταν επίσης τυποποιημένη και δεν ανταποκρίνονταν με τον βέλτιστο τρόπο στα δεδομένα του προβλήματος. Στα πλαίσια λοιπόν αυτής της διπλωματικής εργασίας, με δεδομένα τα αριθμητικά αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στο έκτο κεφάλαιο, έγινε τροποποίηση του δρομέα με στόχο την βελτίωση της λειτουργίας της μηχανής για χρήση της αμιγώς ως στρόβιλο.

Για την επίτευξη καλύτερου βαθμού απόδοσης επιλέχθηκε ως σημείο λειτουργίας το σημείο, στο οποίο ο βαθμός απόδοσης, ήταν σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα βέλτιστος. Το σημείο αυτό εμφανίζονταν για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων 21 μοίρες όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα, που προέκυψε μετά από ψηφιοποίηση των διαγραμμάτων της διδακτορικής διατριβής.

Στα δεδομένα αυτά παρατηρήθηκε, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.1, για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων 21° και για αδιάστατη παροχή  $\Phi=0,23$  μέγιστος βαθμός απόδοσης 71%. Από τα αντίστοιχα αποτελέσματα των αριθμητικών δεδομένων για άνοιγμα 21° των ρυθμιστικών πτερυγίων, για την ίδια αδιάστατη παροχή προέκυπτε βαθμός απόδοσης 70%. Ο στόχος λοιπόν ήταν να επιτευχθεί αύξηση του βαθμού απόδοσης της μηχανής για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων 21°.



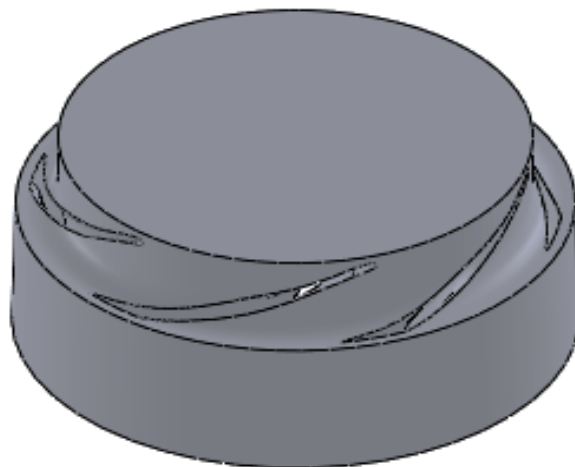
Σχήμα 7.1: Πειραματικά δεδομένα λειτουργίας για λειτουργία υδροστροβίλου

## 7.2 Μοντέλο blade to blade

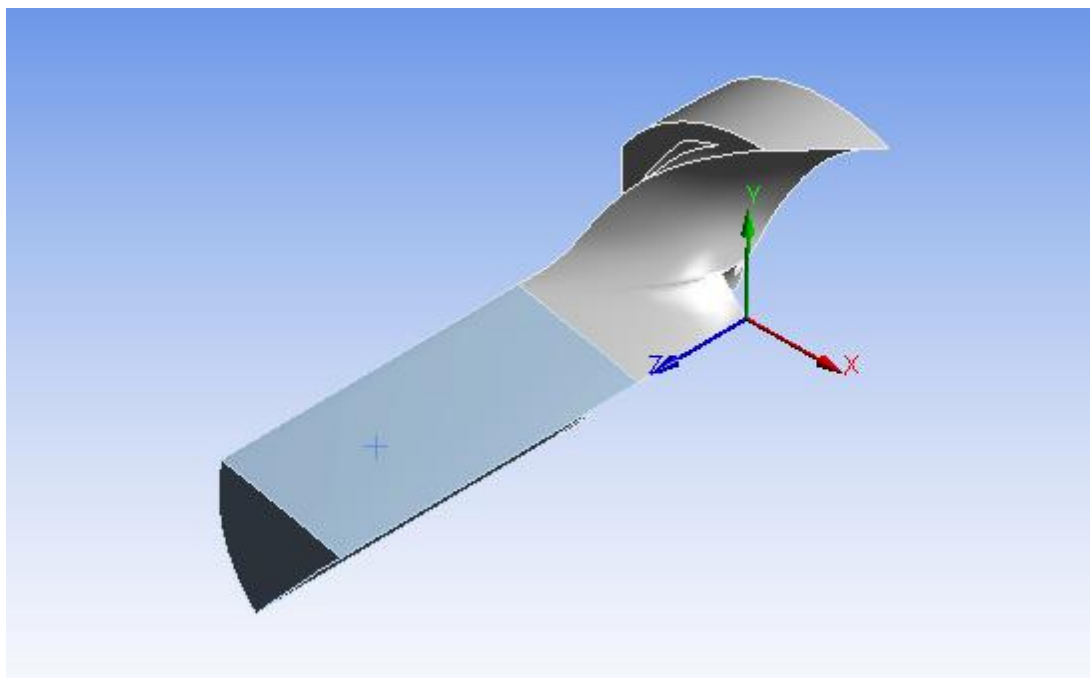
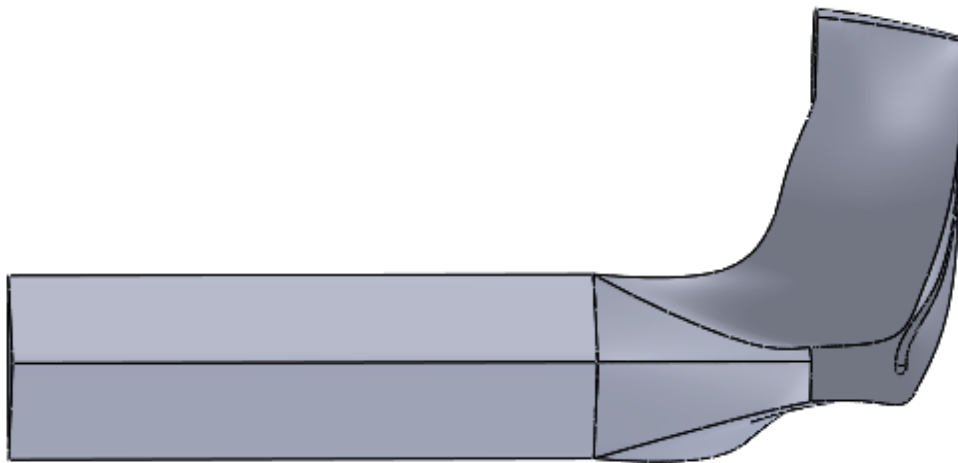
Αποφασίστηκε η βελτίωση του βαθμού απόδοσης της μηχανής να βασιστεί εξ ολοκλήρου στην τροποποίηση της γεωμετρίας του δρομέα. Επειδή η μοντελοποίηση ολόκληρης της μηχανής για κάθε νέα προτεινόμενη γεωμετρία του δρομέα θα οδηγούσε σε ασύμφορο υπολογιστικό κόστος, επιλέχθηκε να προσομοιωθεί αριθμητικά, μονάχα ένα πτερύγιο της νέας γεωμετρίας και να παρατηρηθεί η επίδρασή που θα είχε η αλλαγή της νέας γεωμετρίας στον βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η τεχνική αυτή είναι γνωστή στη βιβλιογραφία ως blade to blade, και βασίζεται στην περιοδικότητα που παρατηρείται κατά την είσοδο του ρευστού σε κάθε πτερύγιο του δρομέα. Μπορεί λοιπόν με τον τρόπο αυτό να απλοποιηθεί η προς μελέτη γεωμετρία γλιτώνοντας μεγάλο υπολογιστικό κόστος, χωρίς ταυτόχρονα να υπάρχει σημαντική απόκλιση των αποτελεσμάτων, από αυτά που θα εξάγονταν κατά την προσομοίωση ολόκληρης της μηχανής.

Η σωστή λειτουργία ενός μοντέλου blade to blade προϋποθέτει, το μοντέλο αυτό να ανταποκρίνεται επακριβώς κατά την αριθμητική προσομοίωσή του στη λειτουργία ολόκληρης της μηχανής. Για το λόγο αυτό χρειάζεται να δοθεί μεγάλη προσοχή στις οριακές συνθήκες που θα εφαρμοστούν για τη λειτουργία του μοντέλου blade to blade. Με την εξασφάλιση σωστών οριακών συνθηκών στο μοντέλο blade to blade της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα, εξασφαλίζεται ταυτόχρονα και η βεβαιότητα πως κάθε επόμενο μοντέλο θα παράγει αποτελέσματα που θα ανταποκρίνονται στις συνθήκες ολόκληρης της μηχανής.

Αρχικά λοιπόν για την εύρεση αυτών των συνθηκών, δημιουργήθηκε ένα μοντέλο blade to blade, το οποίο περιλάμβανε τον χώρο κίνησης του ρευστού (fluid domain) γύρω από ένα πτερύγιο της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα. Στο σχήμα 7.2 οπτικοποιείται το χωρίο κίνησης σε ολόκληρο τον δρομέα, ενώ στο σχήμα 7.3 το ένα έκτο του δρομέα και του αγωγού εξόδου, της αρχικής γεωμετρίας.



Σχήμα 7.2: Χωρίο κίνησης του ρευστού ολόκληρου του δρομέα αρχικής γεωμετρίας

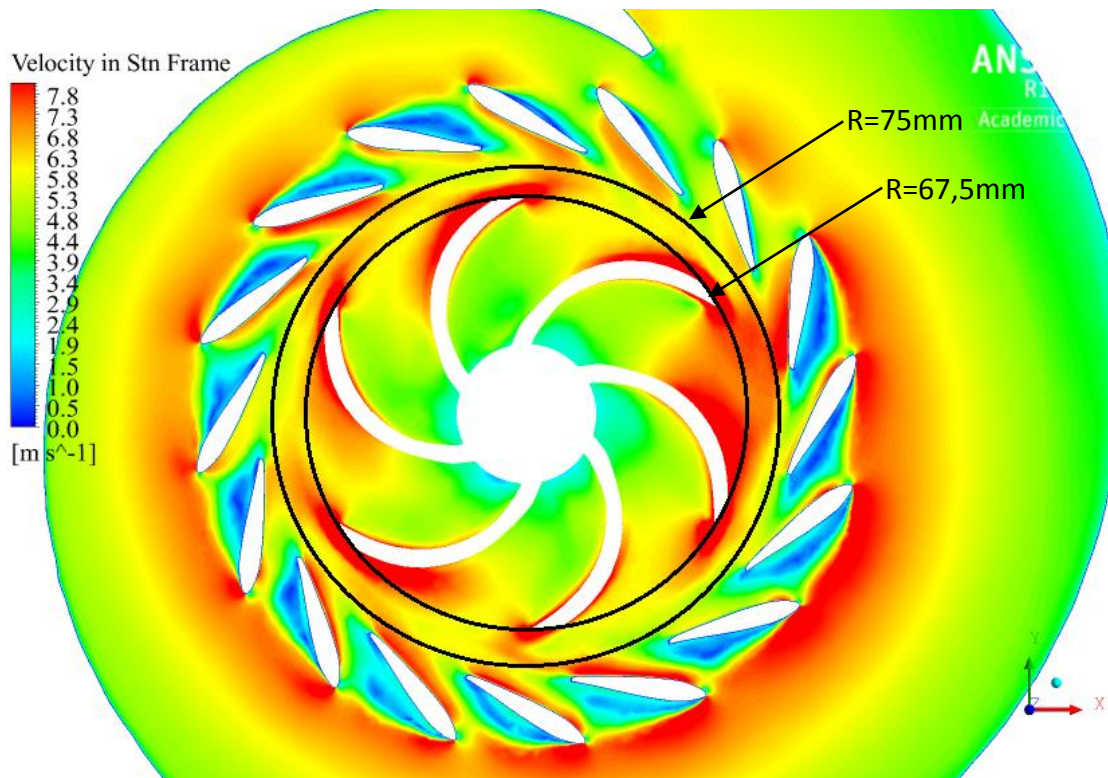


Σχήμα 7.3: Μοντέλο *blade to blade* αρχικής γεωμετρίας δρομέα-αγωγού εξόδου  
Γεωμετρία στο *SolidWorks* πάνω | Γεωμετρία στο *Design Modeler* κάτω

Ιδιαίτερη προσοχή έπρεπε να δοθεί, ώστε το χωρίο του ρευστού να πλαισιώνει το πτερύγιο όσο πιο συμμετρικά γίνεται, ώστε να μην εμφανιστούν προβλήματα κατά την δημιουργία πλέγματος. Οι δυσκολίες στην δημιουργία πλέγματος εμφανίζονταν κυρίως εξαιτίας του μικρού χώρου που ήταν διαθέσιμος για το μοντέλο και αυξάνονταν ιδιαίτερα κατά την εισαγωγή πλέγματος ικανού να μοντελοποιήσει την επίδραση του οριακού στρώματος (*inflation*).

Ένα ακόμα σημείο που έχριζε μεγάλης προσοχής ήταν η μετατόπιση της εισόδου κάποια χιλιοστά μακριά από την ακμή εισόδου του πτερυγίου. Πιο συγκεκριμένα, η ακμή εισόδου του πτερυγίου εμφανίζονταν σε ακτίνα 67,5 mm από το κέντρο

περιστροφής του δρομέα, ενώ η είσοδος του μοντέλου blade to blade απείχε 75 mm. Αυτή η μετατόπιση έγινε για δύο βασικούς λόγους. Ο πρώτος ήταν πως κατά την είσοδο του ρευστού στο χωρίο κίνησης (fluid domain) η ροή θα συναντούσε πολύ σύντομα στερεό τοίχωμα. Το γεγονός αυτό ενδεχομένως προκαλούσε προβλήματα στην σύγκλιση του μοντέλου αφού δεν θα υπήρχε αρκετός χώρος για ομαλή μετάβαση από την περιοχή μακριά από το τοίχωμα στην περιοχή κοντά σε αυτό. Ο δεύτερος ήταν πως εάν ο υπολογισμός της ταχύτητας εισόδου γινόταν σε μία επιφάνεια αρκετά κοντά στην ακμή εισόδου του μοντέλου, η επίδραση των πτερυγίων του δρομέα στην ταχύτητα της ροής θα ήταν μεγάλη και θα αλλοίωνε τα δεδομένα που θα χρησιμοποιούνταν ως είσοδος. Επιλέχθηκε λοιπόν μια επιφάνεια στο μεσοδιάστημα μεταξύ ρυθμιστικών πτερυγίων και των πτερυγίων του δρομέα όπου η ροή ήταν σχετικά αποκαταστημένη. Στο σχήμα 7.4 γίνεται εμφανής η επίδραση των κινητών και των ρυθμιστικών πτερυγίων στην ταχύτητα της ροής.



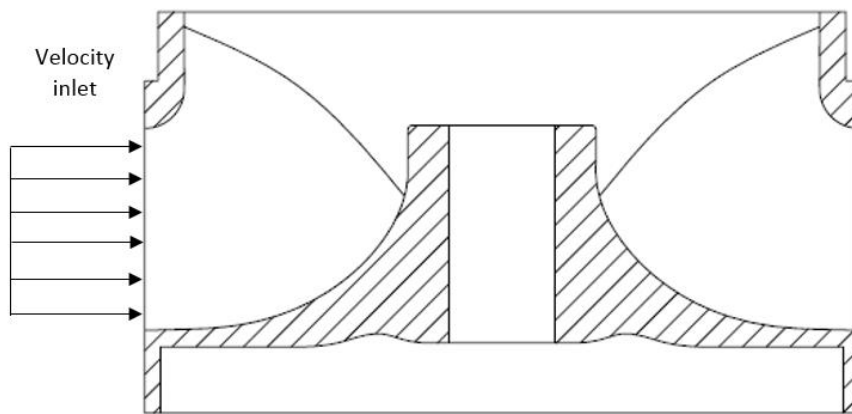
Σχήμα 7.4: Διαφορά στην ομοιομορφία ταχυτήτων εισόδου σε διαφορετικές διαμέτρους

Η θεώρηση πως στο μοντέλο blade to blade είναι δυνατό να θεωρήσουμε ως είσοδο, αυτούσιο ένα τυχαίο τμήμα της επιφάνειας που ορίζεται από το χωρίο κίνησης του ρευστού που απέχει 75 mm όπως αυτό υπολογίστηκε από το μοντέλο ολόκληρης της μηχανής, θα προκαλούσε μεγάλη απόκλιση στα αποτελέσματα. Η απόκλιση αυτή θα δημιουργούνταν αφού στην πραγματικότητα υπάρχει μικρή ανομοιομορφία στο προφίλ ταχύτητας εισόδου κατά την περιφέρεια του δρομέα όπως φαίνεται στο

σχήμα 7.4. Για τον λόγο αυτό χρειάστηκε να γίνουν προσεγγίσεις που θα ανταποκρίνονταν καλύτερα στο πρόβλημα.

### 7.2.1 Ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας

Πρώτη απόπειρα για εύρεση των κατάλληλων συνθηκών εισόδου στον δρομέα ήταν η θεώρηση μίας ενιαίας μέσης τιμής της ταχύτητας στην κάθετη στην επιφάνεια του χωρίου κίνησης του ρευστού που απέχει από το κέντρο περιστροφής του δρομέα 75 mm όπως φαίνεται στο σχήμα 7.5.



Σχήμα 7.5: Είσοδος ταχύτητας στην πρώτη δοκιμή

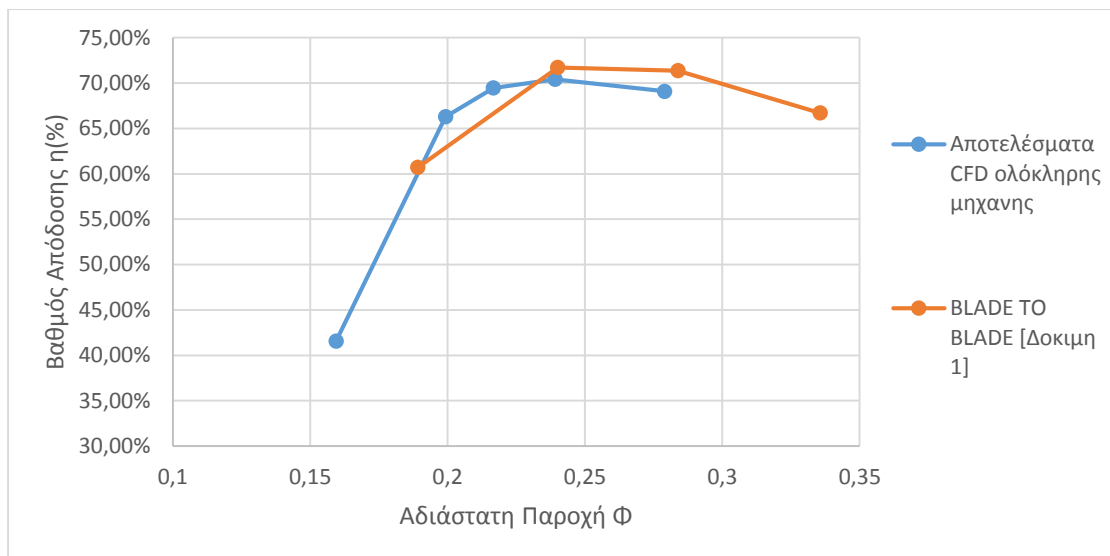
Η θεώρηση αυτή κρίθηκε αναποτελεσματική αφού όπως φαίνεται στο σχήμα 7.6 που ακολουθεί, ο βαθμός απόδοσης του μοντέλου blade to blade δεν προσέγγιζε ικανοποιητικά το αποτέλεσμα της αριθμητικής προσομοίωσης σε ολόκληρη τη μηχανή. Πιο συγκεκριμένα το μοντέλο blade to blade παρουσίαζε μεγαλύτερη παροχή για τη δεδομένη ταχύτητα εισόδου. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην λάθος μεταφορά των δεδομένων εισόδου από τα αποτελέσματα του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής στην είσοδο του μοντέλου blade to blade. Η απόκλιση αυτή έγκειται στο γεγονός πως για την εξαγωγή της μέσης τιμής της ταχύτητας χρησιμοποιείται η εντολή Mass-Weighted-Average η οποία υπολογίζει την σταθμισμένη ποσότητα ενός μεγέθους  $\phi$  σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$\frac{\int \phi \cdot \rho \cdot |\vec{v}_i| \cdot d\vec{A}_i}{\int \rho \cdot |\vec{v}_i| \cdot d\vec{A}_i} \quad (6.26)$$

Όπου  $\rho$  η πυκνότητα του μέσου  $v$  η ταχύτητα και  $A$  η στοιχειώδης επιφάνεια του εξεταζόμενου στοιχείου.



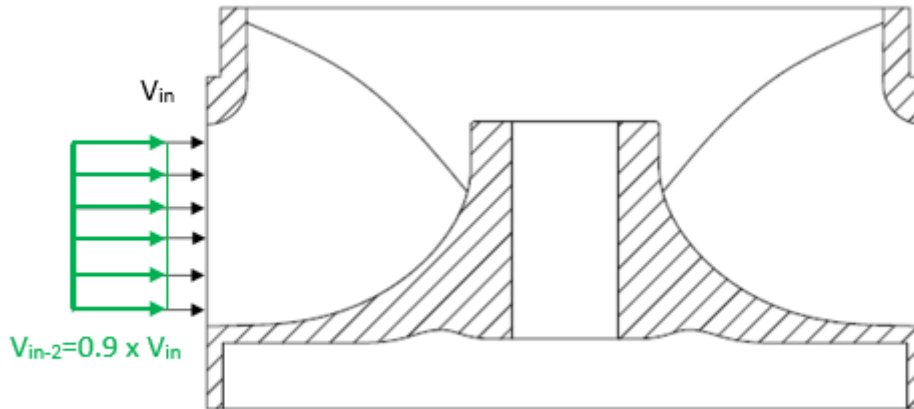
Υπολογίζεται λοιπόν η σταθμισμένη ποσότητα του μεγέθους της ταχύτητας στην προαναφερθείσα επιφάνεια του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής και έπειτα, αυτή η ποσότητα εισάγεται στο μοντέλο blade to blade με κατεύθυνση κάθετη στην επιφάνεια. Αυτό προξενεί σφάλμα στα αποτελέσματα αφού δεν λαμβάνεται υπόψη η σωστή κατεύθυνση του διανύσματος της ταχύτητας. Αναμενόμενο είναι η παροχή μάζας να είναι μεγαλύτερη για την ίδια τιμή του 'Velocity Magnitude' αφού για να προκύψει αυτή η σταθμισμένη ποσότητα συνυπολογίστηκε η τιμή της περιφερειακής ταχύτητας που είναι αρκετά μεγαλύτερη της αξονικής και τελικά εισάχθηκε ως καθαρά ακτινική.



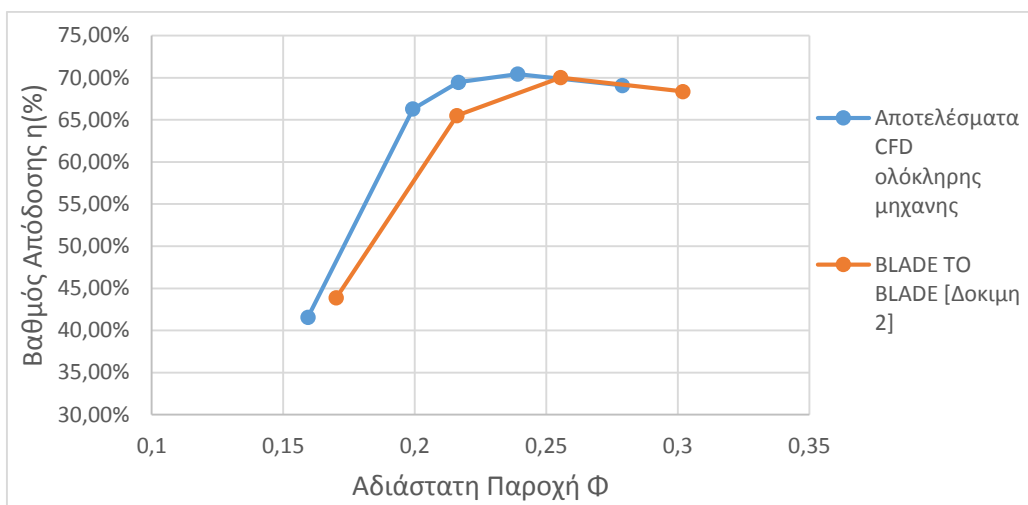
Σχήμα 7.6: Σύγκριση βαθμού απόδοσης ολόκληρου μοντέλου-μοντέλου blade to blade

### 7.2.2 Ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας με μείωση 10%

Η εσφαλμένη προσέγγιση που προκύπτει από τη θεώρηση μίας ενιαίας σταθμισμένης τιμής της ταχύτητας στην είσοδο του μοντέλου blade to blade, οδήγησε στην ανάγκη εύρεσης μίας νέας ακριβέστερης προσέγγισης. Η δεύτερη προσέγγιση που χρησιμοποιήθηκε είχε ως στόχο την μείωση της παροχής που προκύπτει λάθος σύμφωνα με την παραπάνω θεώρηση. Γι' αυτό το λόγο μειώθηκε κατά 10% η σταθμισμένη τιμή της ταχύτητας που χρησιμοποιήθηκε. Μετά από την περάτωση της αριθμητικής επίλυσης του μοντέλου blade to blade, προέκυψε η νέα καμπύλη αδιάστατης παροχής συναρτήσεως του βαθμού απόδοσης η οποία προσεγγίζει με καλύτερο τρόπο αυτήν του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής όπως φαίνεται στο σχήμα 7.8 που ακολουθεί.



Σχήμα 7.7: Είσοδος ταχύτητας στη δεύτερη δοκιμή



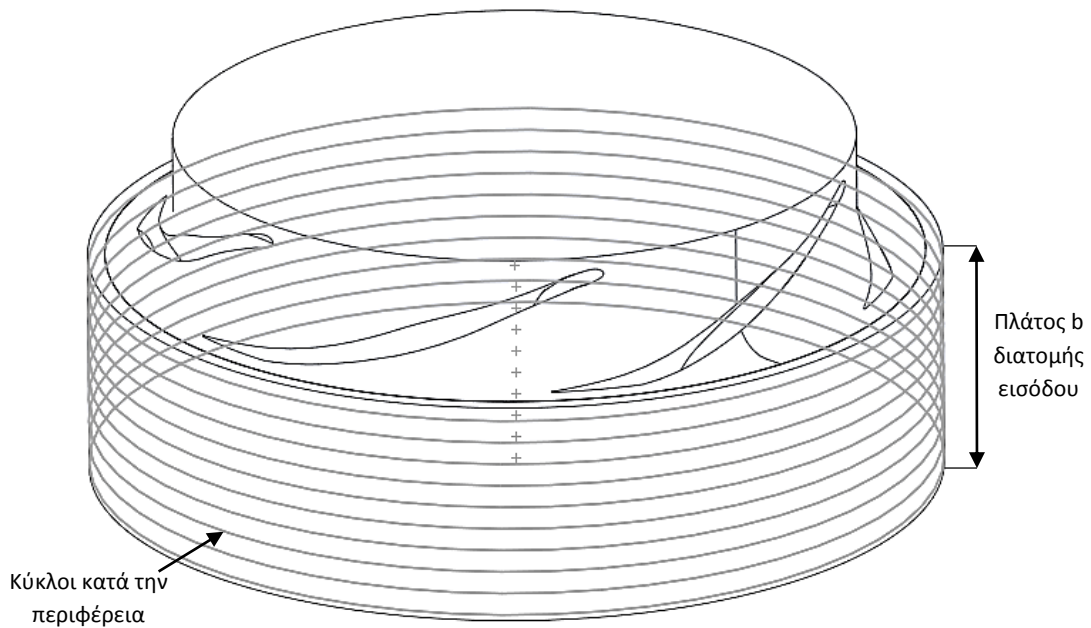
Σχήμα 7.8: Σύγκριση βαθμού απόδοσης ολόκληρου μοντέλου-μοντέλου blade to blade μείωση 10% Vel magnitude

Αυτή η προσέγγιση αν και περισσότερο ακριβής από την πρώτη απείχε αρκετά από τα δεδομένα της προσομοίωσης του ολικού μοντέλου, αφού εκτός από την διαφορά που παρουσίαζε στην τιμή της παροχής για το ίδιο θεωρητικά σημείο που προσομοιώνονταν, δεν λάμβανε υπόψη τις τρεις συνιστώσες της απόλυτης ταχύτητας της ροής.

### 7.2.3 Προσδιορισμός προφίλ ταχύτητας από υπολογισμό μέσης τιμής των τριών συνιστωσών της σε διακριτά πλάτη

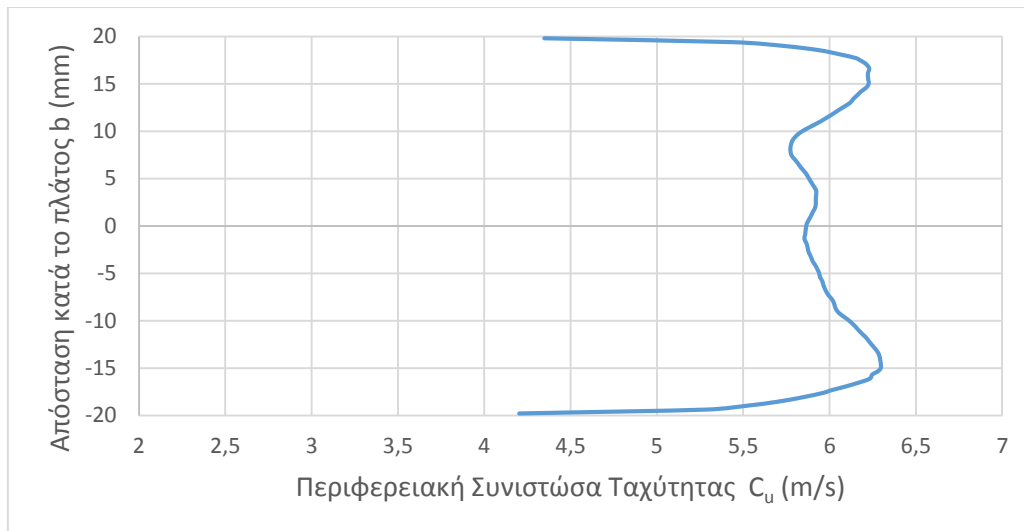
Επειδή κανένα από τα δύο προηγούμενα μοντέλα δεν ήταν σε θέση να προσεγγίσει σε ικανοποιητικό βαθμό τη λειτουργία ολόκληρης της μηχανής, κρίθηκε απαραίτητη μία νέα προσέγγιση της εισόδου πολύ ακριβέστερης των δύο προηγούμενων. Για την προσέγγιση αυτή χρησιμοποιήθηκε το προφίλ κάθε συνιστώσας της ταχύτητας (αξονική, ακτινική και περιφερειακή) κατά την διεύθυνση του πλάτους στο τμήμα εισόδου του δρομέα. Για να βρεθεί το προφίλ αυτό της ταχύτητας, το πλάτος του

τμήματος εισόδου του δρομέα χωρίστηκε σε δέκα τμήματα. Κατά την περιφορά κάθε τμήματος περί της περιφέρειας του κυλίνδρου που ορίζονταν από την επιφάνεια του χωρίου διέλευσης του ρευστού που απείχε 75 mm από το κέντρο περιστροφής του δρομέα, δημιουργούνταν ένας κύκλος όπως φαίνεται στο σχήμα 7.9. Σε κάθε έναν από τους δέκα αυτούς κύκλους υπολογίστηκε η μέση τιμή κάθε συνιστώσας της ταχύτητας όπως αυτή προέκυπτε από την αριθμητική προσομοίωση του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής. Κάθε σημείο μεταξύ δύο διαδοχικών κύκλων έπαιρνε τιμή από γραμμική παρεμβολή μεταξύ των δύο τιμών της ταχύτητας πάνω στους κύκλους, ανάλογα με την απόσταση που απείχε από αυτούς.

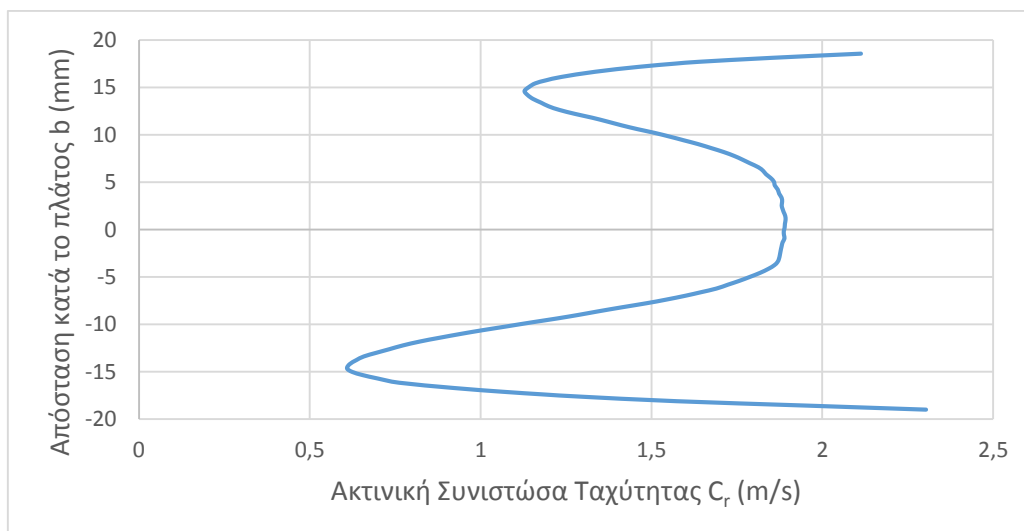


Σχήμα 7.9: Κύκλοι κατά την περιφέρεια για υπολογισμό μέσης τιμής των συνιστωσών της ταχύτητας

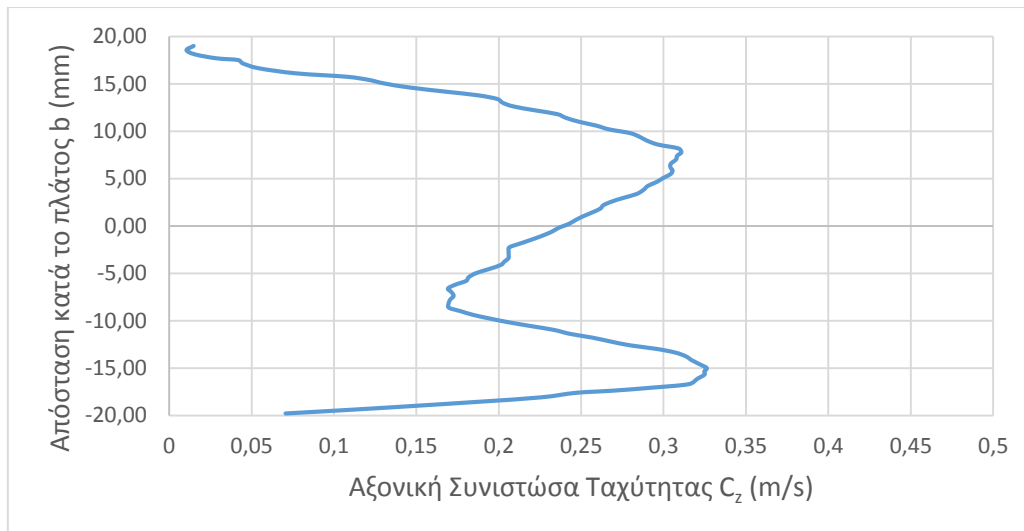
Μετά τον υπολογισμό της μέσης τιμής της ταχύτητας σε κάθε κύκλο προέκυψε το παρακάτω προφίλ κατά το πλάτος της διατομής όπως φαίνεται στα σχήματα 7.10 , 7.11 και 7.12. Παρατηρείται πως μεγαλύτερο μέτρο έχει η συνιστώσα της περιφερειακής ταχύτητας γεγονός αναμενόμενο αφού σε αυτή την συνιστώσα οφείλεται τελικά η περιστροφή του δρομέα. Η ακτινική συνιστώσα της ταχύτητας έχει παραβολικό προφίλ. Η συνιστώσα αυτή της ταχύτητας, επαληθεύει τη διατήρηση της συνέχειας. Τέλος το μέτρο της αξονικής ταχύτητας είναι σχεδόν αμελητέο.



Σχήμα 7.10: Περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα



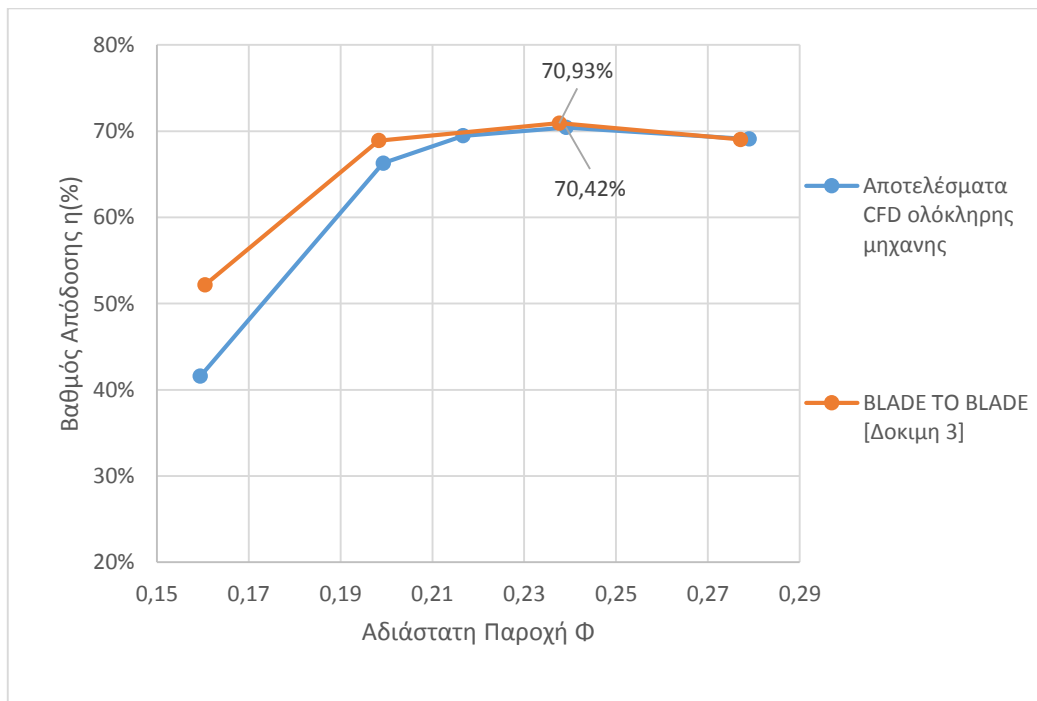
Σχήμα 7.11: Ακτινική συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα



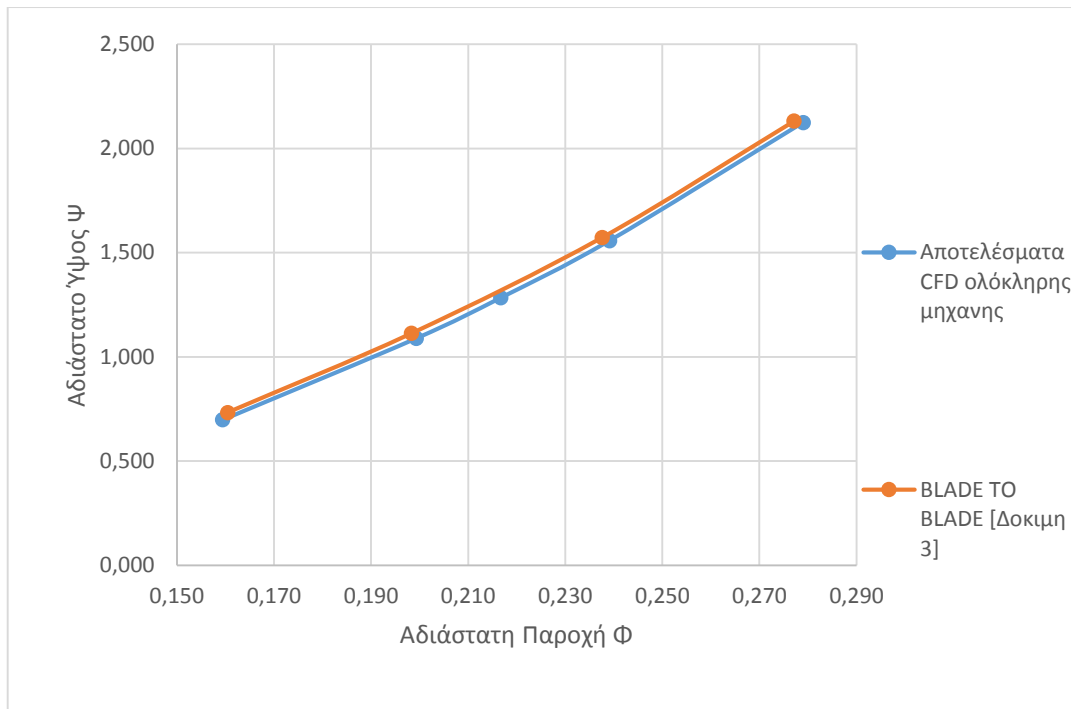
Σχήμα 7.12: Αξονική συνιστώσα της ταχύτητας κατά το πλάτος στην είσοδο του δρομέα

Με την εισαγωγή των παραπάνω προφίλ ταχυτήτων ως είσοδο για το μοντέλο blade to blade, προέκυψε πλέον ακριβής προσέγγιση της τιμής του βαθμού απόδοσης σε σχέση με την αδιάστατη παροχή αλλά και του αδιάστατου ύψους συναρτήσει της αδιάστατης παροχής όπως φαίνεται στα σχήματα 7.13 και 7.14.

Στα προφίλ των ταχυτήτων παρουσιάζεται ανομοιομορφία κοντά στο τοίχωμα όπως φαίνεται από τα παραπάνω διαγράμματα. Αυτό οφείλεται στην αλληλεπίδραση του ομόρρου εξαιτίας του πτερυγίου με το στερεό τοίχωμα του κελύφους.



Σχήμα 7.13: Χαρακτηριστική καμπύλη αδιάστατης παροχής-βαθμού απόδοσης



Σχήμα 7.14: Χαρακτηριστική καμπύλη αδιάστατης παροχής-αδιάστατου ύψους

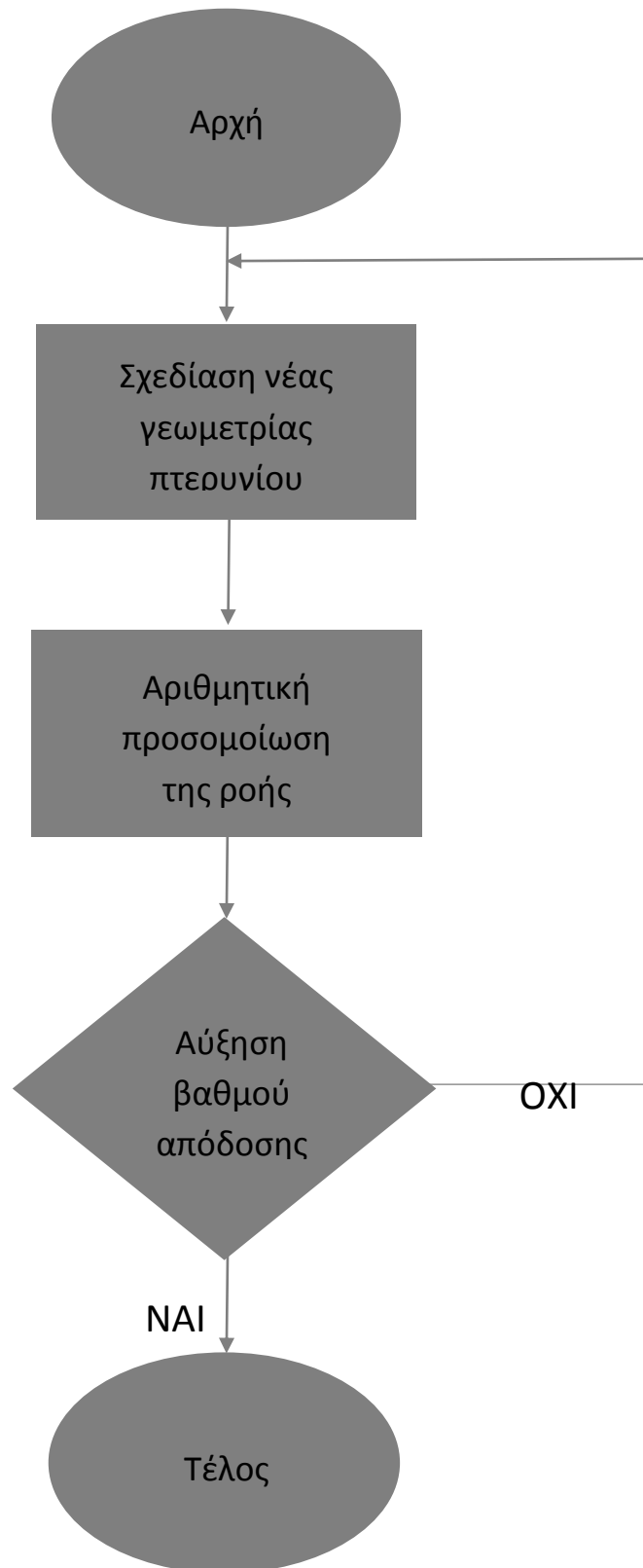
Όπως είναι φανερό από τα παραπάνω διαγράμματα το μοντέλο blade to blade με αυτήν την είσοδο έρχεται σε απόλυτη συμφωνία με αυτό του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής όσον αφορά τη συσχέτιση της αδιάστατης παροχής συναρτήσει του αδιάστατου ύψους. Ως προς τον βαθμό απόδοσης, όσο η παροχή μεγαλώνει η διαφορά του μοντέλου blade to blade με αυτήν του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής τείνουν να εκμηδενιστούν. Στην περίπτωση που θα εξετάσουμε μας ενδιαφέρει η βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης παρατηρείται στην περιοχή όπου η αδιάστατη παροχή είναι κοντά στην τιμή 0,23. Όπως φαίνεται από το σχήμα 7.12 ο βαθμός απόδοσης σε αυτήν την περιοχή στην περίπτωση προσομοίωσης ολόκληρης της μηχανής είναι 70,42% ενώ στο μοντέλο blade to blade 70,93%. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων των δύο μοντέλων είναι 0,71% η οποία κρίθηκε ικανοποιητική. Οπότε επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί ως είσοδος για τα νέα μοντέλα blade to blade αυτή του προφίλ ταχυτήτων των τριών συνιστωσών της ταχύτητας, που θα χρησιμοποιηθούν για τη διαπίστωση αύξησης, ή όχι του βαθμού απόδοσης.

Αξίζει να σημειωθεί πως το μοντέλο blade to blade ήταν ικανό να υπολογίσει την πτώση πίεσης που λάμβανε χώρα μόνο στην περιοχή του δρομέα και του αγωγού εξόδου. Για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της μηχανής έπρεπε να συνυπολογιστεί και η πτώση πίεσης στην περιοχή του κελύφους. Για την επίλυση του προβλήματος αυτού, θεωρήθηκε πως οι απώλειες του κελύφους θα ήταν ίδιες με τις

απώλειες που παρατηρήθηκαν στο κέλυφος της αρχικής προσομοίωσης σε ολόκληρη τη μηχανή, για την ίδια παροχή.

### 7.3 Αλλαγές για βελτίωση της γεωμετρίας

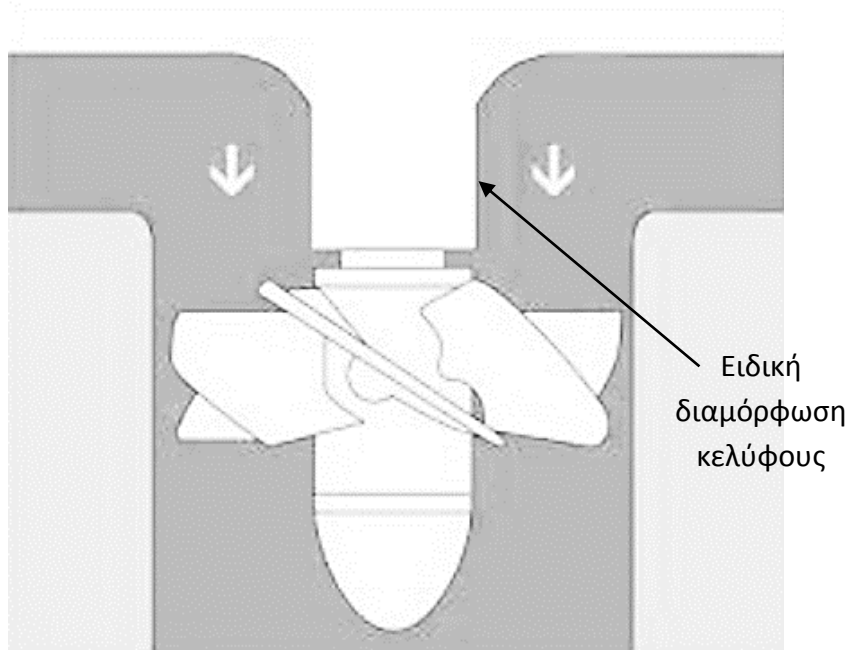
Αφού λοιπόν βρέθηκε η είσοδος που θα χρησιμοποιούνταν για το χωρίο κίνησης του ρευστού των νέων γεωμετριών, ξεκίνησε ο σχεδιασμός τους. Για την κατάληξη στην τελική προτεινόμενη γεωμετρία ακολουθήθηκε ένας αλγόριθμος που απαρτίζονταν από τα παρακάτω βήματα. Αρχικά γίνονταν τροποποιήσεις της γεωμετρίας ενός πτερυγίου στα αρχεία τύπου CAD στο περιβάλλον SolidWorks, οι οποίες σύμφωνα με την θεωρία των υδροδυναμικών μηχανών θα κατέληγαν σε ένα βελτιωμένο μοντέλο. Έπειτα ορίζονταν το χωρίο κίνησης του ρευστού που περιέριε το προς μελέτη πτερύγιο. Σε αυτό το χωρίο δημιουργούνταν πλέγμα που τηρούσε τις απαιτούμενες προδιαγραφές όπως περιγράφεται αναλυτικά στο 5<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Στο μοντέλο που προέκυπτε εφαρμόζονταν η είσοδος της ταχύτητας όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο εδάφιο και ταυτόχρονα καθορίζονταν οι συνθήκες για την προσομοίωση. Μετά από το πέρας της αριθμητικής επίλυσης τα δεδομένα επεξεργάζονταν κατάλληλα ώστε να γίνει εξαγωγή των αποτελεσμάτων. Η διαδικασία αυτή συνεχίζονταν έως ότου επιτευχθεί ικανοποιητική τιμή του βαθμού απόδοσης της νέας γεωμετρίας. Στο σχήμα 7.15 που ακολουθεί αποτυπώνεται το διάγραμμα ροής της διαδικασίας που ακολουθήθηκε ώστε να επιτευχθεί βελτίωση του βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 7.15: Διάγραμμα ροής για αποδοχή ή απόρριψη γεωμετρίας

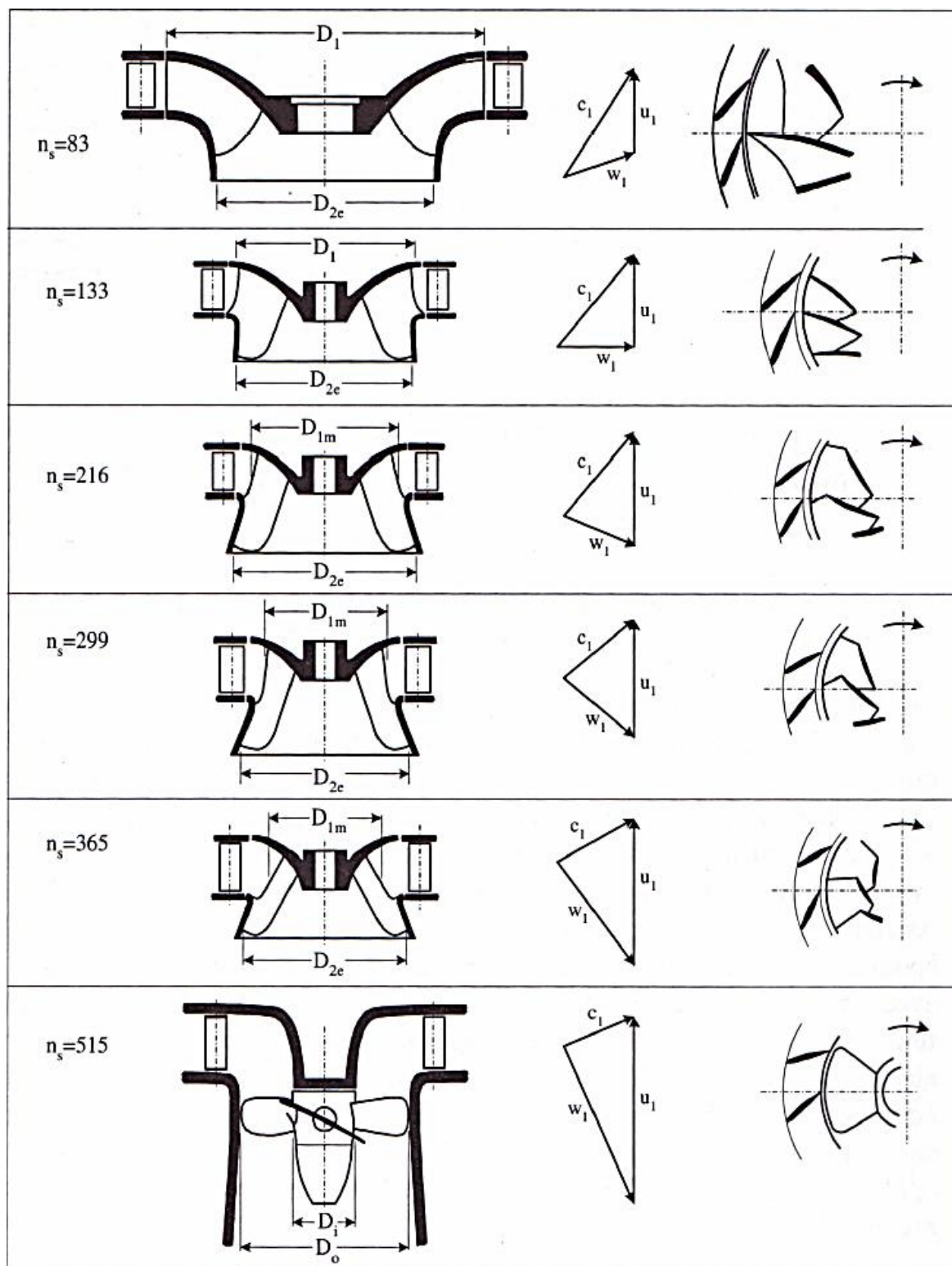


Η υδροδυναμική μηχανή που μελετάται στην παρούσα διπλωματική εργασία κατά την λειτουργία της ως υδροστόβιλος, κατατάσσεται στην κατηγορία υδροστροβίλων αντίδρασης, αφού ο δρομέας της δεν μπορεί παρά να είναι εξολοκλήρου εμβαπτισμένος στο διακινούμενο ρευστό. Λόγω του μικρού μεγέθους της δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για μεγάλες υδραυλικές πτώσεις. Σύμφωνα με την θεωρία ο καταλληλότερος τύπος υδροστροβίλου για μικρές διαθέσιμες τιμές υδραυλικής πτώσης είναι ο υδροστρόβιλος Kaplan, αξονικής ροής. Η τοποθέτηση δρομέα τύπου Kaplan προϋποθέτει όμως την ύπαρξη ειδικής διαμόρφωσης του κελύφους για οδήγηση της ροής ώστε αυτή να εισέρχεται αξονικά σε αυτόν όπως φαίνεται στο σχήμα 7.16. Η μορφή του υπάρχοντος κελύφους, αρχικά σχεδιασμένου για χρήση της μηχανής ως αντλία όμως δεν ενδείκνυται για εγκατάσταση δρομέα τύπου Kaplan καθώς δεν φέρει την ειδική αυτή διαμόρφωση.



Σχήμα 7.16: Υδροστρόβιλος Kaplan

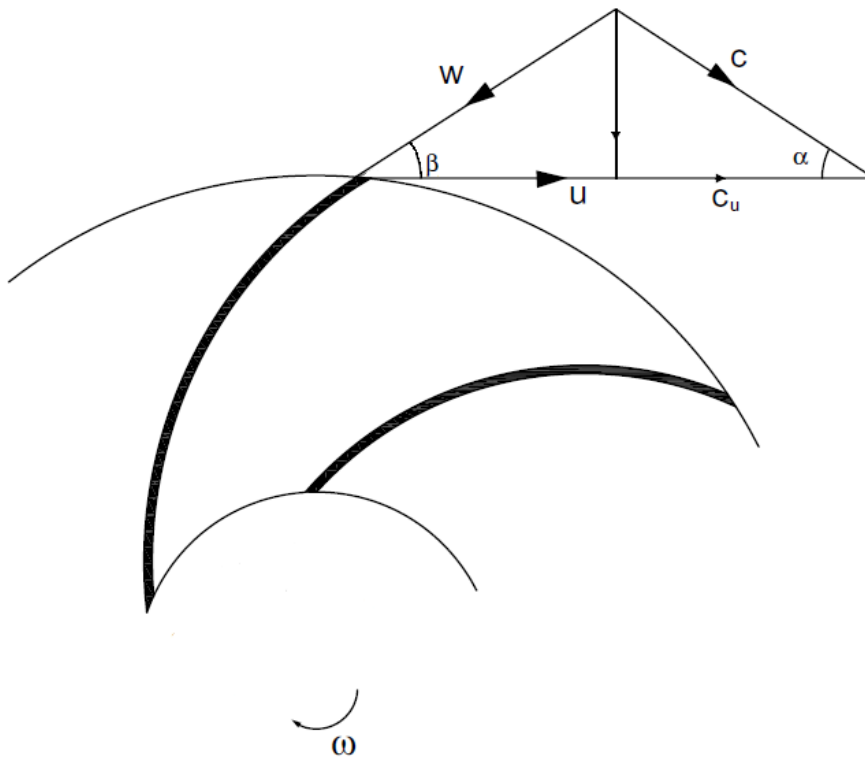
Για τον λόγο αυτό ο τύπος δρομέα που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία ήταν τύπου Francis. Η ροή εισέρχεται σχεδόν ακτινικά σε αυτόν όπως γίνεται φανερό από το σχήμα 7.11 όπου παρατηρείται πως η μέγιστη τιμή της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας είναι περίπου 0,3 m/s, ενώ αντίθετα οι τιμές της ακτινικής συνιστώσας της ταχύτητας όπως φαίνεται στο σχήμα φτάνουν την τιμή των 2 m/s. Μπορεί λοιπόν να χαρακτηριστεί ως ακτινικής ροής γεγονός που επιβεβαιώνεται και από τον ειδικό αριθμό στροφών που είναι  $n_s=55$  κατά την χρήση του ως υδροστρόβιλος όπως φαίνεται και στο σχήμα 7.17.



Σχήμα 7.17: Μεσημβρινή τομή δρομέα για ενδεικτικές τιμές του ειδικού αριθμού στροφών

### 7.3.1 Βελτίωση γωνίας εισόδου

Η βελτίωση της γεωμετρίας ενός δρομέα είναι συνάρτηση αρκετών παραμέτρων. Πρώτη παράμετρος που έρχιζε βελτίωσης ήταν αυτή της γωνίας εισόδου του ρευστού στον δρομέα. Σύμφωνα με την θεωρία των υδροδυναμικών μηχανών γωνία εισόδου της σχετικής ταχύτητας στην είσοδο του υδροστροβίλου πρέπει να ταυτίζεται με την γωνία που σχηματίζει η ακμή εισόδου του πτερυγίου με την εφαπτομένη του κύκλου της περιφέρειας του δρομέα στο προς μελέτη σημείο. Όταν λοιπόν το ρευστό εισέρχεται κατά αυτή την έννοια στον δρομέα μειώνονται στο ελάχιστο οι απώλειες κρούσης, καθώς η μετάβαση της ροής από το κέλυφος στον δρομέα δεν συναντά ιδιαίτερο εμπόδιο.



Σχήμα 7.18: Τρίγωνο ταχύτητας για περίπτωση ιδανικής εισόδου στον δρομέα

Για την εύρεση της γωνίας εισόδου που ανταποκρίνεται με τον βέλτιστο τρόπο στο προφίλ ταχύτητας που παρουσιάστηκε στο εδάφιο 7.2 έγινε ανάλυση των τριγώνων ταχυτήτων που προέκυψαν από την επιφάνεια κυλινδρική επιφάνεια που απέχει από το κέντρο περιστροφής του δρομέα απόσταση ίση με 75 mm. Σε αυτήν καταγράφηκαν οι τρεις συνιστώσες της απόλυτης ταχύτητας. Επειδή η αξονική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας ήταν σχεδόν μηδενική χρησιμοποιήθηκε τελικά διδιάστατη ανάλυση του τριγώνου ταχυτήτων. Με δεδομένο λοιπόν το μέτρο της ακτινικής αλλά και της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας υπολογίστηκε η

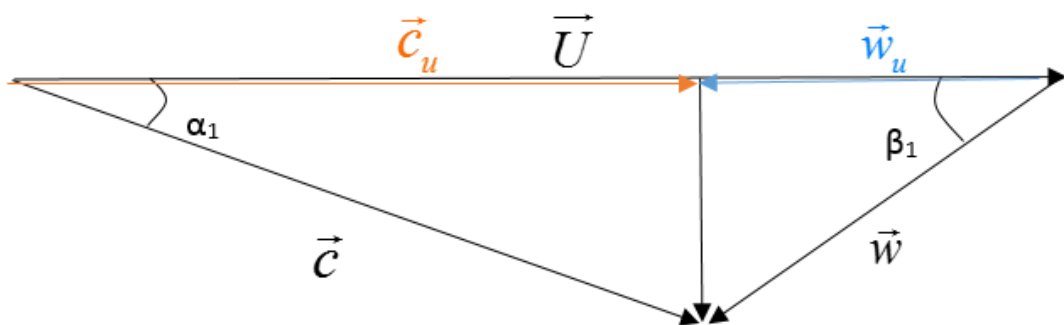
γωνία εισόδου της σχετικής ταχύτητας  $\beta_1$ . Αξίζει σε αυτό το σημείο να σημειωθεί πως η αναγωγή της περιφερειακής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας του ρευστού στην ακτίνα εισόδου του δρομέα που απείχε 67,5 mm από το κέντρο περιστροφής του δρομέα, από τα 75 mm στα οποία έγινε η μέτρηση, βασίστηκε στην αρχή διατήρησης της συστροφής του ρευστού που αποτυπώνεται παρακάτω:

$$\vec{c}_{u1} \cdot r_1 = \vec{c}_{u2} \cdot r_2 \quad (6.27)$$

Η αναγωγή της ακτινικής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας στην ακτίνα 67,5 mm από το κέντρο περιστροφής του δρομέα, βασίστηκε στην αρχή διατήρησης της παροχής αφού η ακτινική συνιστώσα είναι η κάθετη συνιστώσα στην επιφάνεια του κυλίνδρου ακτίνας 75 mm. Η εξίσωση συνέχειας αποτυπώνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$\vec{c}_{r1} \cdot A_1 = \vec{c}_{r2} \cdot A_2 \quad (6.28)$$

Στο σχήμα 7.19 που ακολουθεί απεικονίζεται το τρίγωνο ταχύτητας ώστε να γίνει μία επισκόπηση της μεθοδολογίας που χρησιμοποιήθηκε για να υπολογιστεί η γωνία εισόδου του περυγίου.



Σχήμα 7.19: Τρίγωνο ταχυτήτων

Η τιμή της απόλυτης ταχύτητας  $\vec{c}$  υπολογίζεται με τη βοήθεια του πυθαγόρειου θεωρήματος από την σχέση 7.4 :

$$\vec{c} = \sqrt{\vec{c}_r^2 + \vec{c}_u^2} \quad (6.29)$$

Με δεδομένες τις τιμές της ακτινικής και της περιφερειακής συνιστώσας μπορεί εύκολα να υπολογιστεί η γωνία  $\alpha_1$  του τριγώνου από τη σχέση 7.5 :

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{|\vec{c}_r|}{|\vec{c}_u|}\right) \quad (6.30)$$

Εν συνεχεία άμεσα υπολογίσιμη ήταν η τιμή της περιφερειακής ταχύτητας  $\vec{U}$  από την σχέση 7.6 :

$$\vec{U} = \omega \cdot R \quad (6.31)$$

Όπου  $\omega$  η γωνιακή ταχύτητα που εξετάστηκε ήταν 157,08 rad/s ή 1500 RPM και η ακτίνα  $R$  είχε μήκος 67,5 mm από το κέντρο περιστροφής του δρομέα. Ο υπολογισμός της περιφερειακής συνιστώσας της σχετικής ταχύτητας  $\vec{w}_u$  έγινε με την αλγεβρική διαφορά της περιφερειακής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας  $\vec{c}_u$  με την περιφερειακή ταχύτητα  $\vec{U}$  όπως φαίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$|\vec{w}_u| = \left| |\vec{U}| - |\vec{c}_u| \right| \quad (6.32)$$

Τέλος η γωνία  $\beta_1$  υπολογίστηκε σύμφωνα με τη σχέση 7.8 όπως προκύπτει από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της ροής.

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{|\vec{c}_r|}{|\vec{w}_u|}\right) \quad (6.33)$$

Ο υπολογισμός της γωνίας εισόδου έγινε σε τέσσερα ισομήκη μέρη κατά όλο το πλάτος εισόδου της ροής στον δρομέα για καλύτερη προσαρμογή της γωνίας εισόδου για τη δεδομένη ροή. Για κάθε ένα από τα τέσσερα μέρη υπολογίστηκε η μέση τιμή της κάθε συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας και έπειτα υπολογίστηκε η γωνία εισόδου όπως περιγράφηκε παραπάνω. Στον πίνακα 7.1 που ακολουθεί παρουσιάζεται η τιμή της γωνίας εισόδου για κάθε ένα από τα τέσσερα μέρη που προέκυψαν μετά τον υπολογισμό, σε σύγκριση με την τιμή της προϋπάρχουσας γωνίας σε κάθε ένα από αυτά τα μέρη.

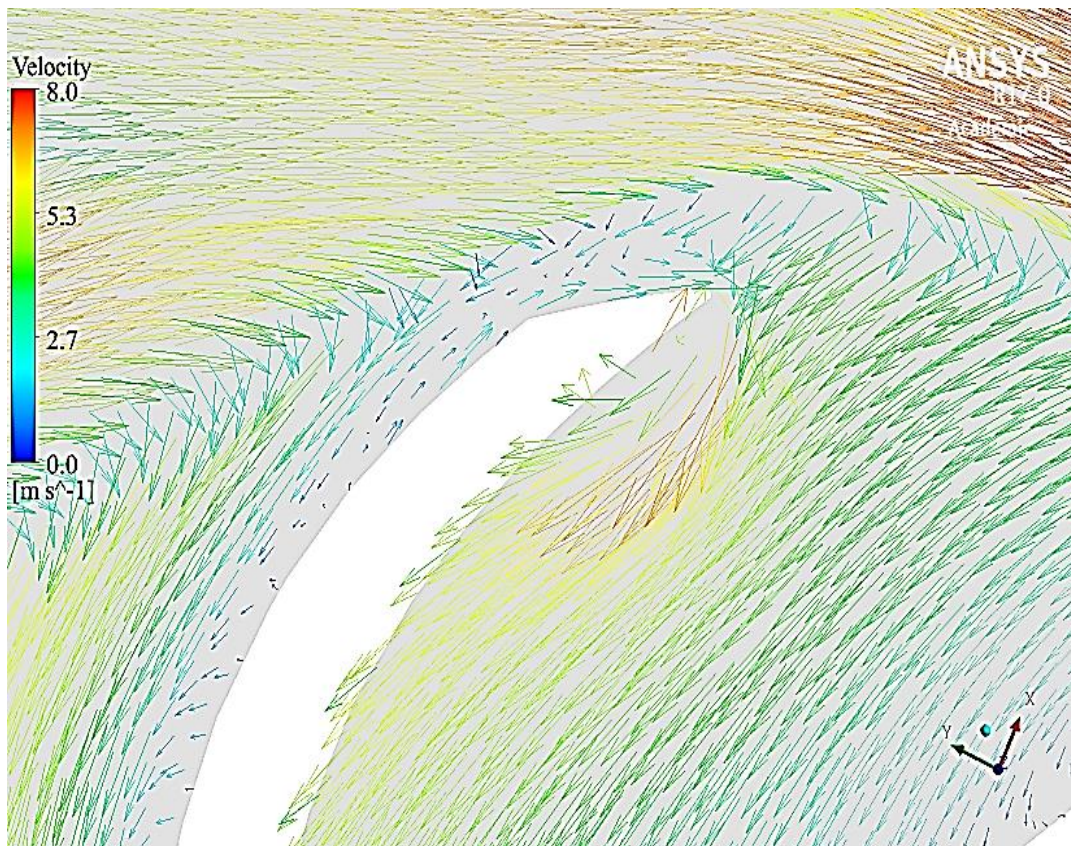
Πίνακας 7.1 Κατανομή της γωνίας εισόδου ρευστού-πτερυγίου κατά το πλάτος της εισόδου

Απόσταση από την πλήμνη προς τη στεφάνη	$\beta_w$	$\beta$
4,75	26,1	32,5
14,25	30,4	30,1
23,75	30,9	28,7
33,25	31,1	23,8

Η πρώτη αλλαγή στη γεωμετρία του πτερυγίου λοιπόν ήταν η ταύτιση της γωνίας εισόδου της ροής  $\beta_{w1}$ , με αυτήν της ακμής εισόδου του πτερυγίου  $\beta_1$ .

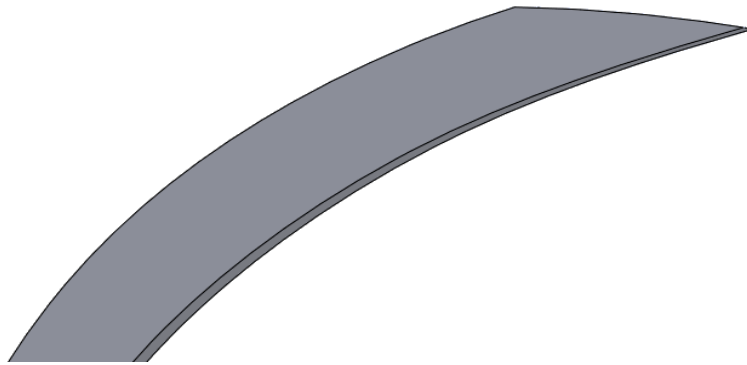
### 7.3.2 Στρογγύλεμα της ακμής εισόδου

Επόμενη αλλαγή, αναγκαία για την χρήση του δρομέα σε λειτουργία ως υδροστρόβιλο αποτέλεσε το στρογγύλεμα της ακμής εισόδου ώστε να μειωθούν οι απώλειες κρούσης, που εμφανίζονταν στην ροή κατά την πρόσκρουσή της με τα πτερύγια του δρομέα. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να γίνει αντιληπτό από το σχήμα 7.20 στο οποίο απεικονίζεται η διαταραχή της ροής στην είσοδο του δρομέα εξαιτίας της οξείας γωνίας εισόδου του πτερυγίου του δρομέα της πρώτης γεωμετρίας.



Σχήμα 7.20: Διαταραχή της ροής κατά την είσοδο της στο δρομέα με συνέπεια την ανάπτυξη απωλειών κρούσης

Στο σχήμα 7.21 που ακολουθεί φαίνεται η οξεία ακμή εισόδου σε σύγκριση με την τελική στρογγυλεμένη του σχήματος 7.22.



Σχήμα 7.21: Οξεία ακμή εισόδου αρχικής γεωμετρίας



Σχήμα 7.22: Στρογγυλεμένη ακμή εισόδου τελικής γεωμετρίας

### 7.3.3 Βελτίωση γωνίας εξόδου

Επόμενη παράμετρος που έχριζε βελτίωσης ήταν αυτή της ακμής εξόδου του πτερυγίου του δρομέα. Στόχος του προσδιορισμού της γωνίας εξόδου είναι ο μηδενισμός της συστροφής της ροής στην έξοδο του δρομέα. Λόγος για τον οποίο είναι απαραίτητος ο μηδενισμός της συστροφής στην έξοδο του δρομέα είναι, ότι το μέγεθος αυτό είναι άμεσα εκμεταλλεύσιμο από τον δρομέα για την παραγωγή του έργου.

Η ανά μονάδα μάζας ενέργεια που μετατρέπεται στον δρομέα σε εκμεταλλεύσιμο έργο, από ενέργεια του ρευστού, δίνεται σύμφωνα με το θεώρημα Euler από την παρακάτω σχέση:

$$H_u = \frac{1}{g}(u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad (6.34)$$

Γίνεται λοιπόν φανερό πως για δεδομένη γωνιακή ταχύτητα  $\omega$  (rad/s), η μεγιστοποίηση του θεωρητικού έργου  $H_u$  γίνεται να επιτευχθεί είτε αυξάνοντας το μέγεθος της συστροφής στην είσοδο του δρομέα, είτε ελαχιστοποιώντας την συστροφή στην έξοδο αυτού. Καταληκτικά κρίνεται πως η ύπαρξη συστροφής στην έξοδο της ροής αυξάνει της απώλειες κατάντι του δρομέα γιατί αποτελεί μια μορφή ενέργειας που φεύγει ανεκμετάλλευτη. Για τον λόγο αυτό επιδιώκεται, το ρευστό να εξέρχεται από τον δρομέα χωρίς συστροφή, δηλαδή με  $c_{u2} \approx 0$  έτσι ώστε να ισχύει:

$$H_{ud} = \frac{1}{g} \cdot u_1 \cdot c_{u1} \quad (6.35)$$

Η τιμή της  $c_{u2}$  μπορεί να μηδενιστεί επακριβώς μόνο για ένα σημείο λειτουργίας. Το σημείο αυτό, ονομάζεται κανονικό σημείο λειτουργίας ή design point και αποτελεί το σημείο στο οποίο ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται.

Για να αποκομισθεί λοιπόν η μέγιστη δυνατή ενέργεια από το ρευστό η σχεδίαση της γωνίας εξόδου του δρομέα έγινε με τέτοιο τρόπο ώστε να μηδενίζεται η συστροφή στην έξοδό του. Για τον προσδιορισμό της βέλτιστης γωνίας του πτερυγίου ακολουθήθηκε μία σειρά ενεργειών που περιγράφονται από τον παρακάτω αλγόριθμο. Αρχικά σχεδιάζονταν η γεωμετρία του πτερυγίου του δρομέα. Σε επόμενη φάση δημιουργούνταν το χωρίο κίνησης του ρευστού περί ενός πτερυγίου (μοντέλο blade to blade). Έπειτα γίνονταν αριθμητική προσομοίωση της ροής κατά την οποία μετρούνταν το μέγεθος της περιφερειακής συνιστώσας της απόλυτης ροής στην έξοδο του δρομέα. Εάν το μέγεθός της δεν είχε μηδενιστεί πλήρως τότε η γωνία εξόδου επανασχεδιάζονταν. Η διαδικασία επαναλαμβάνονταν έως ότου η συστροφή στην έξοδο μηδενιστεί.

#### 7.3.4 Αύξηση των πτερυγίων του δρομέα

Ο αρχικός δρομέας που μελετήθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια είχε έξι πτερύγια. Αυτός ο δρομέας ήταν αρχικά σχεδιασμένος για χρήση της υδροδυναμικής μηχανής ως αντλία και όχι ως υδροστρόβιλο. Για τη βελτίωση της λειτουργίας της μηχανής ως υδροστρόβιλο λοιπόν, ο αριθμός των πτερυγίων έπρεπε να αυξηθεί. Συνήθως το πλήθος των πτερυγίων του δρομέα ενός υδροστρόβιλου τύπου Francis επιλέγεται περιττό ώστε να αποφεύγεται ο κίνδυνος συντονισμού λόγω του αναγκαστικά άρτιου αριθμού των ρυθμιστικών πτερυγίων. Οι κατασκευαστές υδροστρόβιλων τύπου Francis προτιμούν δρομείς με αριθμό πτερυγίων  $z_b=11, 13, 15$ . Στην περίπτωση που εξετάζεται στην παρούσα εργασία ο κίνδυνος συντονισμού είναι αδύνατος λόγω του



μικρού μεγέθους της μελετώμενης υδροδυναμικής μηχανής. Για τον λόγο αυτό και μελετήθηκαν οι περιπτώσεις σχεδιασμού άρτιων αλλά και περιττού αριθμού πτερυγίων του δρομέα. Πιο συγκεκριμένα δοκιμάστηκαν οι περιπτώσεις οκτώ, εννέα και δώδεκα αριθμών πτερυγίων. Ο λόγος για τον οποίο επιλέχθηκαν αυτοί οι αριθμοί έναντι εκείνων που προτιμούν οι κατασκευαστές ήταν ότι αυτοί είναι διαιρέτες των 360° του κύκλου. Έτσι χρησιμοποιώντας κάθε έναν από αυτούς τους αριθμούς πτερυγίων πρόεκυπτε πάντα ακέραιος αριθμός μοιρών για τη δημιουργία του μοντέλου blade to blade.

### *7.3.5 Μείωση του πάχους των πτερυγίων*

Ο δρομέας που αποτυπώθηκε, έφερε πάνω του πτερύγια πάχους 5 mm. Η αύξηση του αριθμού των πτερυγίων θα επέφερε αύξηση του στερεού όγκου του δρομέα, με συνέπεια την μείωση του χώρου διέλευσης του ρευστού. Η μείωση χώρου διέλευσης του ρευστού αναγκάζει τη ροή να αυξήσει την ταχύτητά της ώστε να ισχύει η διατήρηση της παροχής για μία δεδομένη ταχύτητα εισόδου. Η αύξηση της ταχύτητας εντός του δρομέα επιφέρει αύξηση των υδραυλικών απωλειών οι οποίες είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας της ροής. Για να μην υπάρξει μεγάλη απόκλιση του χώρου αυτού από την προηγούμενη σχεδίαση, αποφασίστηκε να μειωθεί το πάχος των πτερυγίων του δρομέα από 5 mm σε 3 mm. Η περεταίρω μείωση του πάχους κρίθηκε αδύνατη, για λόγους αντοχής του δρομέα αλλά και για λόγους αδυναμίας παραγωγής χυτού πτερυγίου.

### *7.3.6 Αύξηση της διαμέτρου του δρομέα*

Παρατηρήθηκε πως η απόσταση των ρυθμιστικών πτερυγίων για άνοιγμα 21° απείχαν από το κέντρο περιστροφής του δρομέα απόσταση περίπου ίση με 85 mm. Αυτό σήμαινε άμεσα πως υπάρχει περιθώριο αύξησης της διαμέτρου του δρομέα ο οποίος είχε αρχικά διάμετρο  $d=135$  mm ( $R=67,5$  mm). Στην περίπτωση της τελικής γεωμετρίας η γωνία εξόδου που τελικά προέκυψε, ανάγκαζε το πτερύγιο να αλλάξει κυρτότητα. Για την ομαλότερη μετάβαση του ρευστού από την κοίλη περιοχή στην κυρτή, κρίθηκε ωφέλιμη η αύξηση της διαμέτρου από 135 mm σε 140 mm. Σημειώνεται πως κατά την αύξηση διαμέτρου του δρομέα υπήρξε μεταβολή στην βέλτιστη γωνία εισόδου αφού το τρίγωνο ταχυτήτων εξαρτάται από την

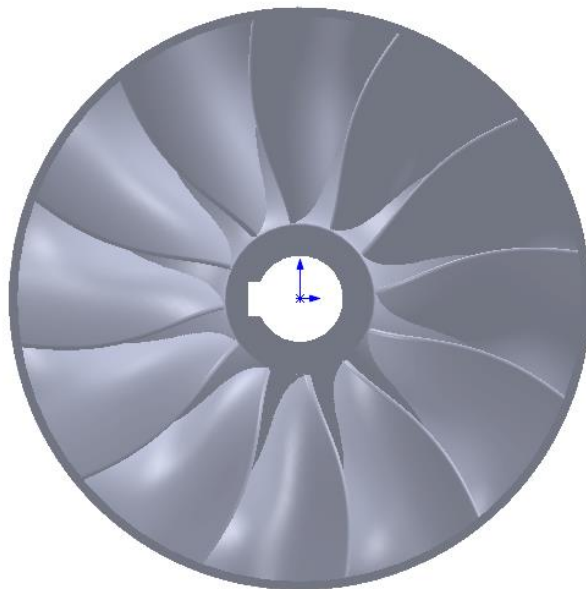
περιφερειακή ταχύτητα  $\vec{U}$  η οποία αυξάνεται ανάλογα με την ακτίνα που μελετάμε. Επίσης η περιφερειακή αλλά και η ακτινική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας προσαρμόζονται στην νέα μελετώμενη θέση σύμφωνα με τα θεωρήματα της συνέχειας και της συστροφής όπως έχει περιγραφεί και νωρίτερα.

#### 7.4 Προτεινόμενες νέες γεωμετρίες

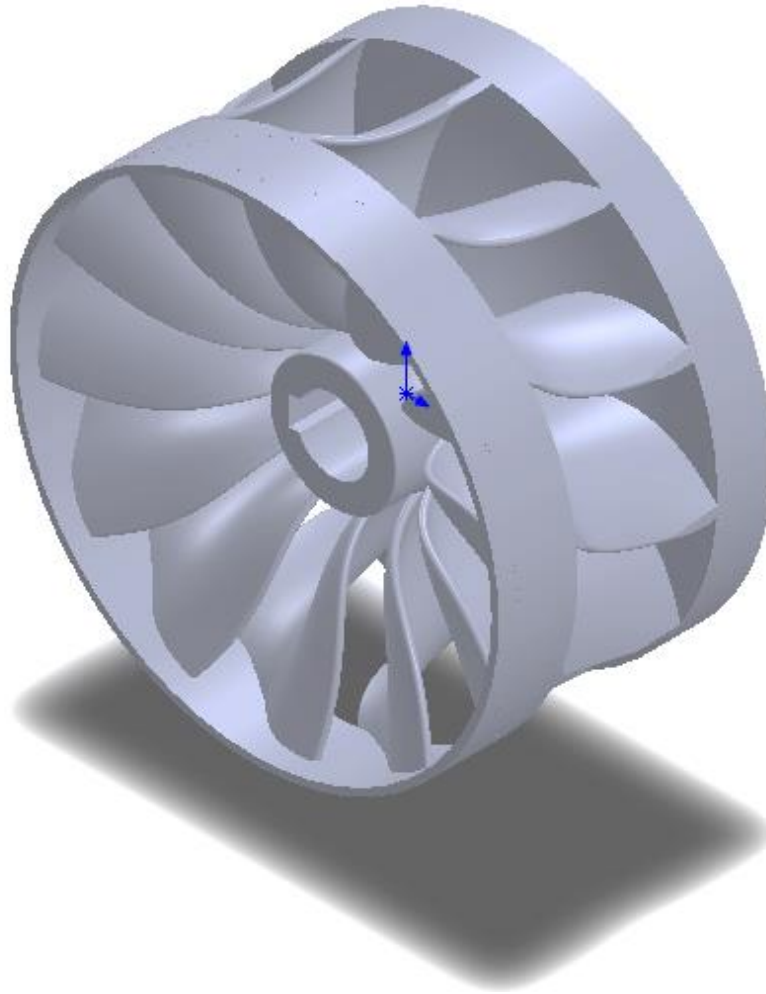
Για τη κατάληξη στην τελική γεωμετρία, οι αλλαγές που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο εδάφιο εφαρμόστηκαν σε δρομείς με διαφορετικό αριθμό πτερυγίων  $z_b$ .

##### 7.4.1 Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=12$

Η πρώτη περίπτωση που μελετήθηκε ήταν αυτή των 12 πτερυγίων, καθώς ο αριθμός των πτερυγίων που προτείνουν οι κατασκευαστές είναι όπως αναφέρθηκε στο εδάφιο 7.3.5 είναι μεταξύ 11 και 15. Για τη δημιουργία του νέου δρομέα με αριθμό πτερυγίων  $z_b=12$  πτερυγία, χρειάστηκε αρχικά να γίνει μείωση του μήκους του πτερυγίου στην ακμή εξόδου ώστε να μην υπάρξει συμφόρηση της ροής κατά την έξοδό της. Στα σχήματα 7.23 και 7.24 που ακολουθούν απεικονίζεται η τελική γεωμετρία του δρομέα 12 πτερυγίων που προσομοιώθηκε.



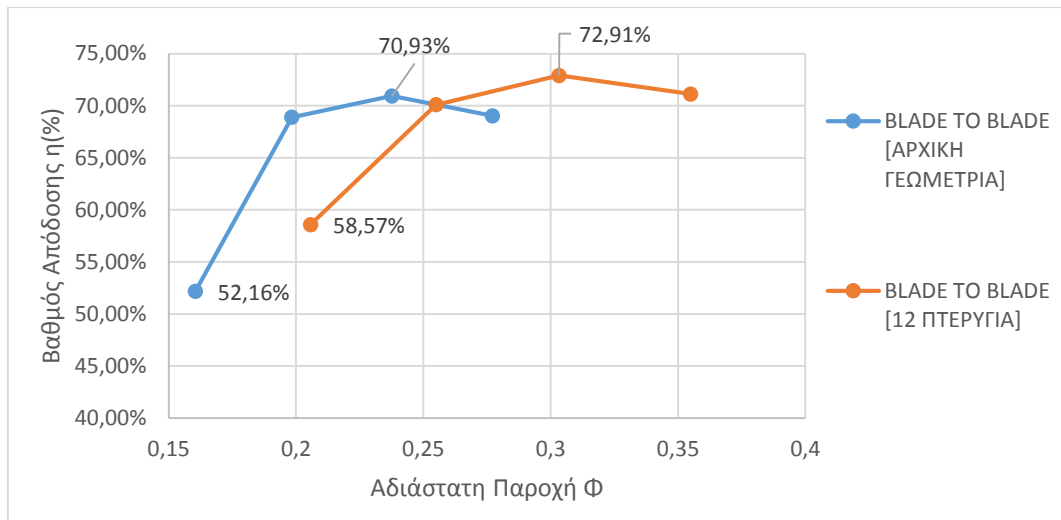
Σχήμα 7.23: Κάτοψη μοντέλου CAD δρομέα 12 πτερυγίων



Σχήμα 7.24: Ισομετρική όψη μοντέλου CAD δρομέα 12 πτερυγίων

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την αριθμητική προσομοίωση της ροής στην παρούσα πτερωτή ήταν θετικά καθώς παρατηρήθηκε αύξηση του βαθμού απόδοσης από 70,93 % σε 72,91 % δηλαδή περίπου 2% όπως φαίνεται στο σχήμα 7.23 που ακολουθεί. Στον δρομέα των δώδεκα πτερυγίων που μελετήθηκε είχαν γίνει οι αλλαγές που αναφέρονται στο εδάφιο 7.3. Πιο συγκεκριμένα η γωνία του πτερυγίου στην ακμή εισόδου ήταν πλήρως ταυτισμένη με αυτήν της ροής, το πάχος των πτερυγίων μειώθηκε στα 3 mm και η γωνία της ακμής εξόδου είχε στραφεί έτσι ώστε η συστροφή στην έξοδο στο κανονικό σημείο λειτουργίας να είναι  $c_{u2}=0,014$  m/s δηλαδή σχεδόν μηδενική όπως απαιτείται από το θεώρημα Euler.

Στο σχήμα 7.25 παρατηρείται επίσης μικρή μετατόπιση της χαρακτηριστικής του βαθμού απόδοσης σε μεγαλύτερες τιμές της αδιάστατης παροχής. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην μικρή αύξηση του πλάτους εισόδου του δρομέα από 37.8 mm σε 38,5 mm κατά την δημιουργία του μοντέλου blade to blade του δρομέα των δώδεκα πτερυγίων.



Σχήμα 7.25: Σύγκριση χαρακτηριστικών  $\Phi$ - $\eta$  αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 12 πτερυγίων

Παρατηρώντας τώρα τις χαρακτηριστικές καμπύλες αδιάστατης παροχής συναρτήσει του αδιάστατου ύψους στο σχήμα 7.25, το βέλτιστο σημείο λειτουργίας στο οποίο σημειώνεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης στην περίπτωση των 12 πτερυγίων το ύψος είναι πολύ μεγαλύτερο σε σχέση με την περίπτωση των 6 που είχε η αρχική γεωμετρία. Αυτό συμβαίνει διότι η επιφάνεια του στερεού που αλληλοεπιδρά με το ρευστό αυξάνεται και μαζί με αυτήν αυξάνεται η αντίσταση στη ροή.

Ο δεύτερος λόγος αύξησης του ύψους είναι διότι με την αύξηση του αριθμού των πτερυγίων αυξάνει ο όγκος του στερεού και εν συνεχεία μειώνεται ο χώρος διέλευσης του ρευστού που οδηγεί σε μεγαλύτερες ταχύτητες της ροής γεγονός που αυξάνει την αντίσταση της ροής όπως έχει εξηγηθεί στο εδάφιο 7.3.6.

Η αλλαγή στο πλάτος εισόδου του δρομέα επίσης επιφέρει μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε μεγαλύτερη παροχή. Αυτό σημαίνει πως η μηχανή μπορεί πλέον να λειτουργήσει με καλύτερο βαθμό απόδοσης σε διαφορετικές συνθήκες. Η μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε μεγαλύτερες παροχές και ταυτόχρονα μεγαλύτερο ύψος αυξάνει την αποδιδόμενη ισχύ επιτυγχάνοντας ταυτόχρονα καλύτερο βαθμό απόδοσης. Πιο συγκεκριμένα η αποδιδόμενη ισχύς για λειτουργία της μηχανής με έξι πτερυγία είναι ίση με 1,54 kW, ενώ για λειτουργία με δώδεκα πτερυγία είναι ίση με 3,18 kW. Παρατηρείται δηλαδή ποσοστιαία αύξηση ίση με 106% της αποδιδόμενης ισχύος.

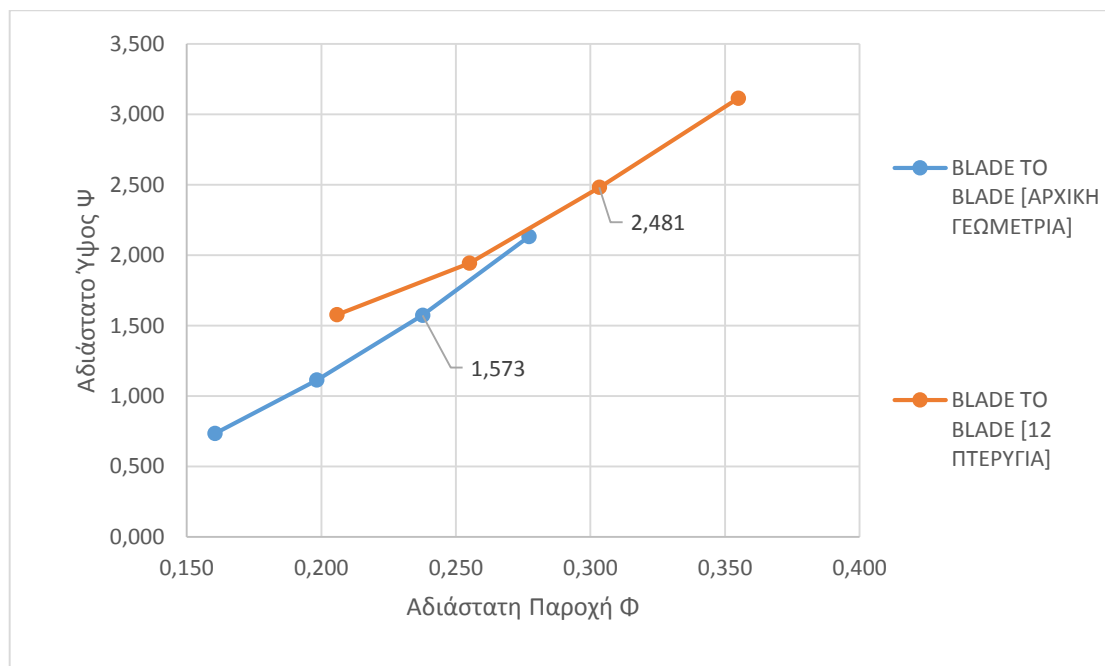
Ένα επίσης σημαντικό συμπέρασμα που προκύπτει από την παρατήρηση του σχήματος 7.26 είναι η μείωση της κλίσης της χαρακτηριστικής του ύψους στην περίπτωση χρήσης του δρομέα των δώδεκα πτερυγίων. Στον δρομέα των έξι πτερυγίων λοιπόν για μικρές αυξήσεις της παροχής παρατηρείται μεγάλη αύξηση του ύψους. Περιμένουμε λοιπόν ο δρομέας δώδεκα πτερυγίων λειτουργεί με καλό

βαθμό απόδοσης, κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας σε μεγαλύτερο εύρος παροχών. Η υπόθεση αυτή επιβεβαιώνεται και από το προηγούμενο σχήμα 7.25. Για ίση μείωση του μεγέθους της παροχής από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας παρατηρείται μεγαλύτερη μείωση του βαθμού απόδοσης στην περίπτωση του δρομέα των έξι πτερυγίων όπως αναμένονταν. Πιο συγκεκριμένα για μεταβολή του μεγέθους της αδιάστατης παροχής από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας στην περίπτωση των δώδεκα πτερυγίων ίση με 0,098 παρατηρείται μείωση του βαθμού απόδοσης 14,35%. Ταυτόχρονα για μεταβολή του μεγέθους της αδιάστατης παροχής από το βέλτιστο σημείο λειτουργίας στην περίπτωση των έξι πτερυγίων ίση με 0,077, μικρότερή της προηγούμενης, παρατηρείται μεγαλύτερη μείωση του βαθμού απόδοσης της τάξης του 18,78%.

Αξίζει να σημειωθεί πως η νέα γεωμετρία εξαιτίας της διαφοράς των μεγεθών στα οποία λειτουργεί, παρουσιάζει διαφορά του ειδικού αριθμού στροφών. Η αρχική γεωμετρία στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας σημειώνει ειδικό αριθμό στροφών ίσο με 55, ενώ η νέα γεωμετρία των δώδεκα πτερυγίων 43, όπως υπολογίζεται από τον τύπο:

$$n_q = n \cdot \frac{Q_K^{1/2}}{H_K^{3/4}} \quad (6.36)$$

Όπου η ταχύτητα περιστροφής  $n$  μετράται σε RPM, η παροχή σε  $m^3/s$  και το ύψος σε mΣΥ.

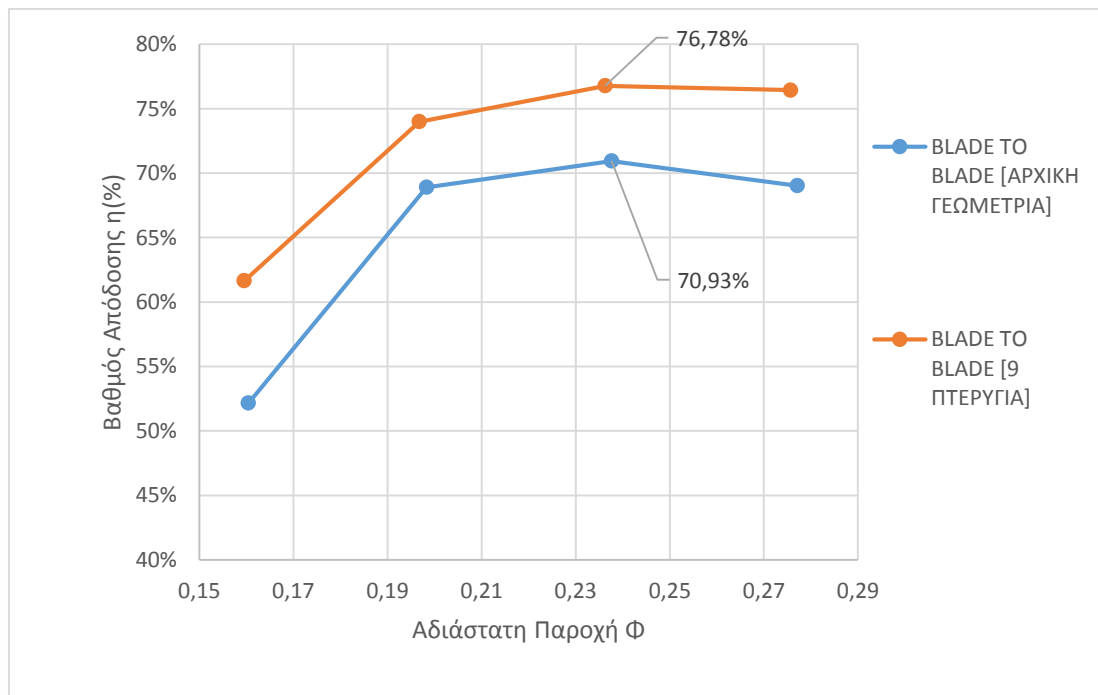


Σχήμα 7.26: Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 12 πτερυγίων

#### 7.4.2 Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=9$

Η μετατόπιση του σημείου λειτουργίας που παρατηρήθηκε με τη χρήση του δρομέα δώδεκα πτερυγίων οδήγησε σε μελέτη νέων γεωμετριών με λιγότερα πτερύγια. Σε πρώτη φάση μελετήθηκε η περίπτωση δρομέα με εννέα πτερύγια με μόνη διαφορά πως δεν επιδιώχθηκε μηδενισμός της συστροφής στην έξοδο του δρομέα. Αυτό συνέβη διότι θα εξετάζονταν και η περίπτωση των οκτώ πτερυγίων μετέπειτα και ανάλογα με την επίδοση της μηχανής, θα επιλέγονταν η τελική γεωμετρία στην οποία θα γίνονταν η τελική βελτίωση της γωνίας εξόδου. Οι υπόλοιπες αλλαγές έγιναν όπως και στην περίπτωση του δρομέα των δώδεκα πτερυγίων, δηλαδή στροφή της γωνίας εισόδου στην ακμή εισόδου για ομαλή είσοδο της ροής, μείωση του πάχους των πτερυγίων και στρογγύλεμα της ακμής εισόδου για μείωση των απωλειών κρούσης.

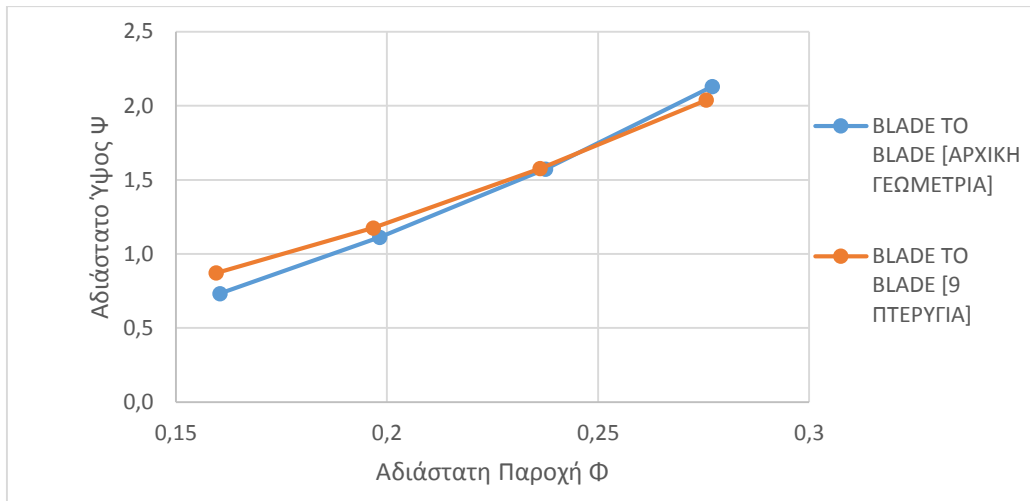
Μετά από την αριθμητική προσομοίωση της ροής παρατηρήθηκε σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης σε όλα τα σημεία λειτουργίας όπως φαίνεται και στο σχήμα 7.27. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός πως στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας παρατηρείται αύξηση του βαθμού απόδοσης ενώ η συστροφή στην έξοδο έχει τιμή 1,97 m/s, γεγονός που δείχνει πως η γεωμετρία επιδέχεται περεταίρω βελτίωση.



Σχήμα 7.27: Σύγκριση χαρακτηριστικών  $\Phi$ - $\eta$  αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων

Επίσης όπως φαίνεται στο σχήμα 7.28 από τα δεδομένα που προέκυψαν, οι χαρακτηριστικές του αδιάστου ύψους  $\Psi$  συναρτήσεσι της αδιάστατης παροχής  $\Phi$ , της

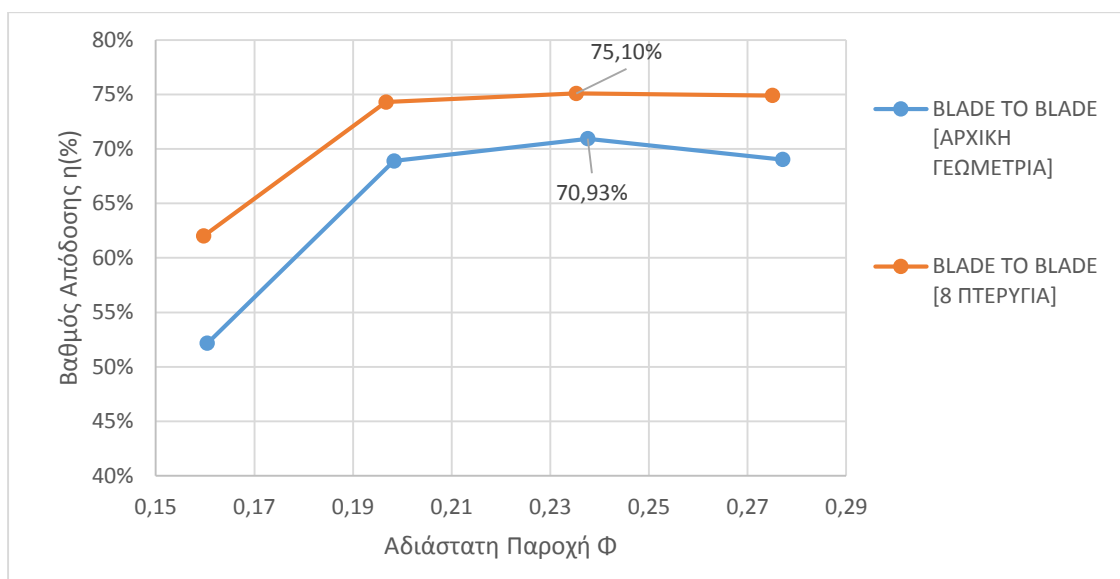
αρχικής γεωμετρίας και της γεωμετρίας των εννέα πτερυγίων είχαν πολύ μικρές αποκλίσεις.



Σχήμα 7.28: Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων

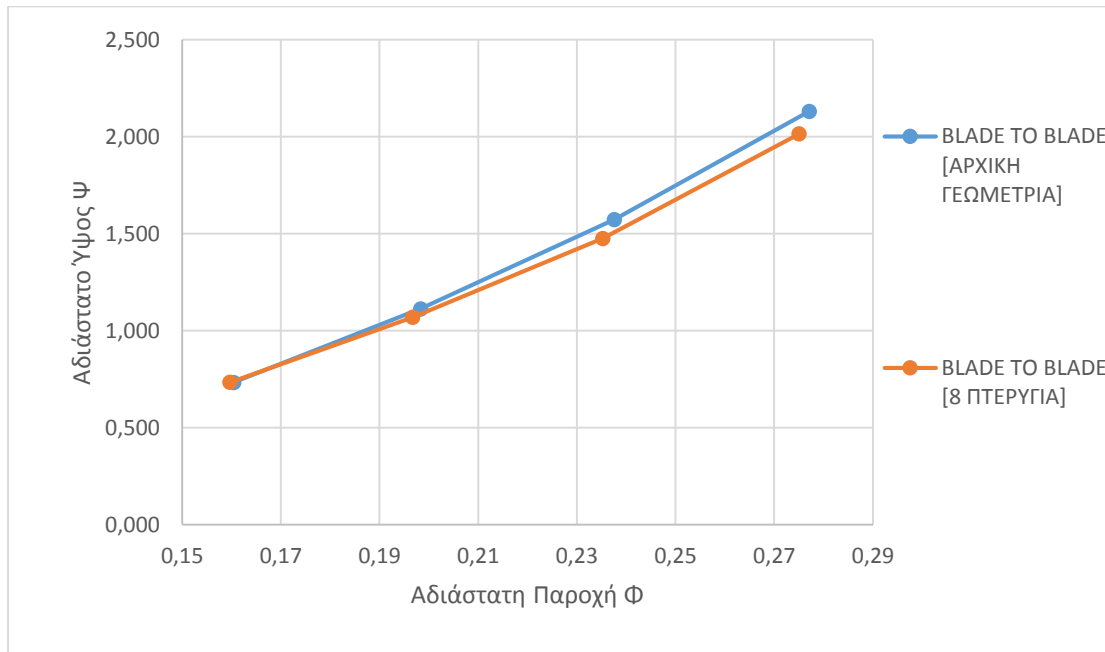
#### 7.4.3 Περίπτωση πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=8$

Η δημιουργία της γεωμετρίας των οκτώ πτερυγίων έγινε όπως ακριβώς και αυτή των εννέα, δηλαδή χωρίς προσαρμογή την γωνία στην ακμή εξόδου. Τα αποτελέσματα σε αυτήν την περίπτωση ήταν ικανοποιητικά αφού ο βαθμός απόδοσης στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας ήταν 75,1% είχε δηλαδή αυξηθεί κατά 4,2% όπως φαίνεται στο σχήμα 7.29. Συγκριτικά με την περίπτωση των εννέα πτερυγίων ο βαθμός απόδοσης αυξήθηκε λιγότερο στο βέλτιστο σημείο αλλά σε αυτό το σημείο η συστροφή στη έξοδο ήταν περίπου 2,7 m/s.



Σχήμα 7.29: Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 9 πτερυγίων

Όπως και στην περίπτωση των εννέα πτερυγίων οι απαιτήσεις ύψους είναι περίπου ίδιες με αυτές των οκτώ πτερυγίων όπως φαίνεται στο σχήμα 7.30 οπότε δεν μπορεί και να αποτελέσει καθοριστικό παράγοντα για την τελική επιλογή του αριθμού των πτερυγίων του δρομέα.



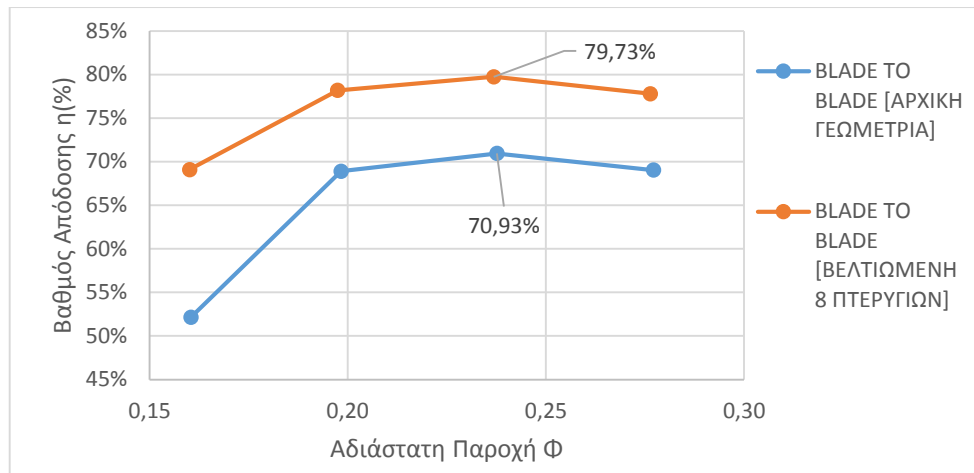
Σχήμα 7.30: Σύγκριση χαρακτηριστικών  $\Phi$ - $\Psi$  αρχικής γεωμετρίας με τη γεωμετρία 8 πτερυγίων

#### 7.4.4 Περίπτωση βελτιωμένης πτερωτής με αριθμό πτερυγίων $z_b=8$

Η μεγάλη τιμή της συστροφής στην έξοδο της πτερωτής των οκτώ πτερυγίων που παρουσιάζεται στο προηγούμενο εδάφιο, φανερώνει πως η γεωμετρία επιδέχεται ακόμα μεγαλύτερη βελτίωση από αυτήν της γεωμετρίας των εννέα πτερυγίων. Αυτό οδήγησε στην απόφαση η τελική γεωμετρία να έχει οκτώ πτερυγία.

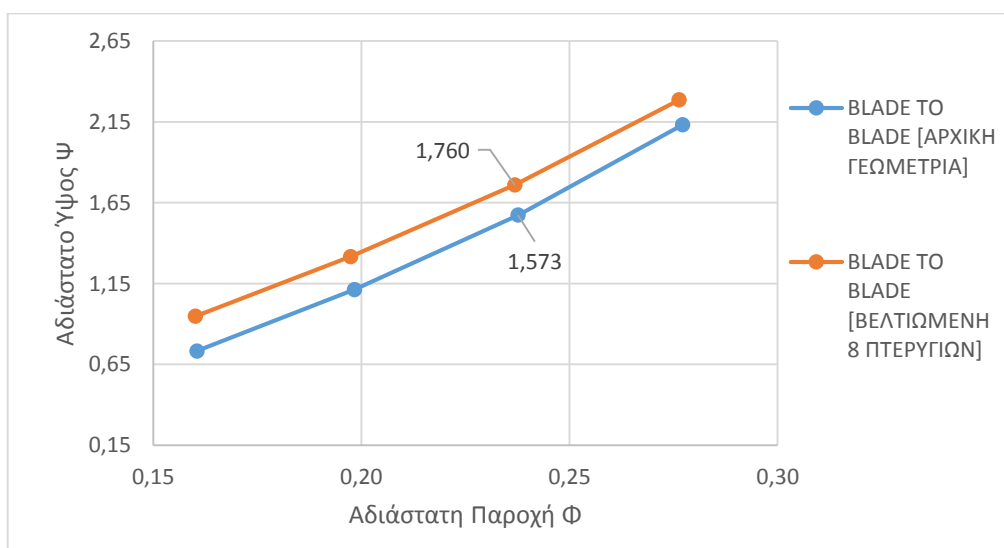
Η νέα γεωμετρία λοιπόν είχε πλέον την ακμή εξόδου σε τέτοια γωνία ώστε με τη δεδομένη παροχή να μηδενίζεται το μέγεθος της συστροφής στην έξοδο του δρομέα. Μετά τη αριθμητική προσομοίωση τα δεδομένα που προέκυψαν ήταν αρκετά βελτιωμένα από όλα τα προηγούμενα σενάρια αφού πλέον η συστροφή είχε μηδενιστεί στο σημείο όπου παρατηρούνταν και ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης, στο νέο δηλαδή σημείο σχεδίασης της υδροδυναμικής μηχανής. Η μέγιστη τιμή του βαθμού απόδοσης που σημειώθηκε ήταν 79,73% για αδιάστατη παροχή 0,237 όπως φαίνεται στο σχήμα 7.31, στο σημείο δηλαδή όπου εμφανίζονταν ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της αρχικής γεωμετρίας.





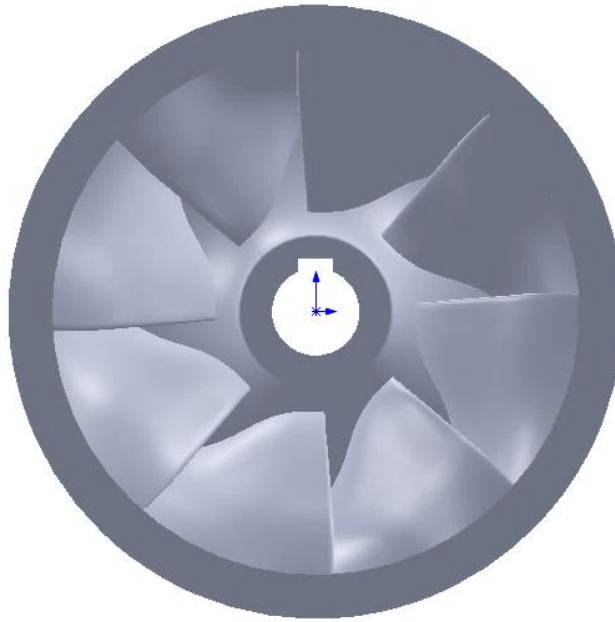
Σχήμα 7.31: Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-η αρχικής γεωμετρίας με τη βελτιωμένη γεωμετρία 8 πτερυγίων

Στο σημείο σχεδίασης της μέγιστης παροχής παρατηρείται αύξηση της αδιάστατης παραμέτρου του ύψους από 1,573 που ήταν στην αρχική γεωμετρία σε 1,76 δηλαδή αύξηση της τάξεως του 11,8% όπως φαίνεται στο σχήμα 7.32. Αυτή η αύξηση δεν μπορεί να θεωρηθεί σημαντική αφού δεν επιφέρει συνολικά μεγάλη επίδραση στον βαθμό απόδοσης. Η αύξηση του αδιάστατου ύψους στο τμήμα του δρομέα όμως, έχει βασικό μειονέκτημα συγκριτικά με την αρχική σχεδίαση την απαίτηση μεγαλύτερης υδραυλικής πτώσης για την επίτευξη χρήσης της μηχανής σε αυτό το σημείο λειτουργίας. Από την άλλη μεριά όμως η ταυτόχρονη αύξηση του αδιάστατου ύψους και του βαθμού απόδοσης για σταθερή αδιάστατη παροχή, σημαίνει αύξηση της αποδιδόμενης ροπής και κατά συνέπεια της ισχύος της μηχανής. Πιο συγκεκριμένα η παραγόμενη ισχύς του νέου βελτιωμένου δρομέα είναι 1,93 kW, ενώ η ισχύς της αρχικής γεωμετρίας είναι 1,54 kW. Προκύπτει λοιπόν μία ποσοστιαία αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος της τάξεως του 25,3%.

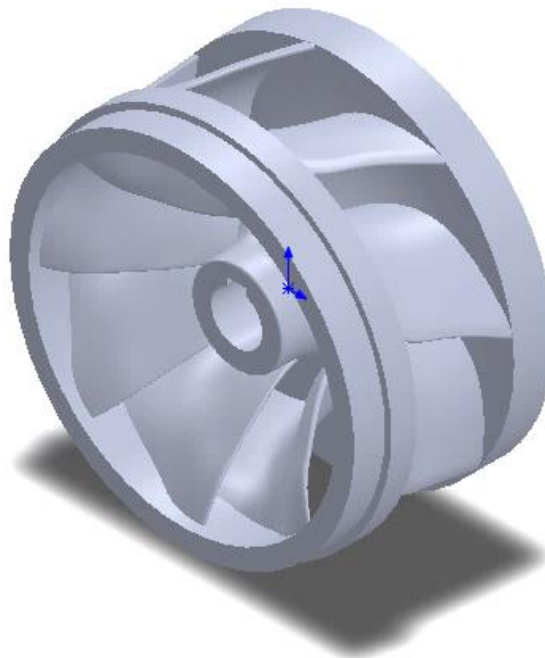


Σχήμα 7.32: Σύγκριση χαρακτηριστικών Φ-Ψ αρχικής γεωμετρίας με τη βελτιωμένη γεωμετρία 8 πτερυγίων

Στα σχήματα 7.33 και 7.34 που ακολουθούν φαίνεται η γεωμετρία του τελικού βελτιωμένου δρομέα οκτώ πτερυγίων που προτείνεται σε κάτοψη και ισομετρική όψη



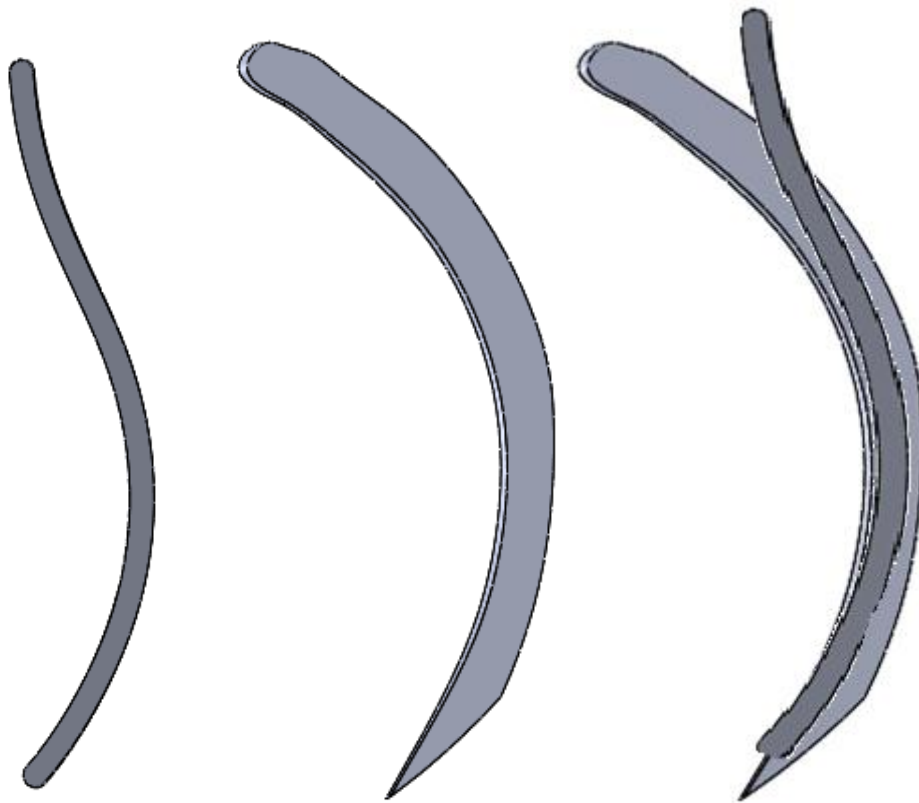
Σχήμα 7.33: Μοντέλο CAD τελικής γεωμετρίας βελτιωμένου δρομέα οκτώ πτερυγίων κάτοψη



Σχήμα 7.34: Μοντέλο CAD τελικής γεωμετρίας βελτιωμένου δρομέα οκτώ πτερυγίων ισομετρική όψη

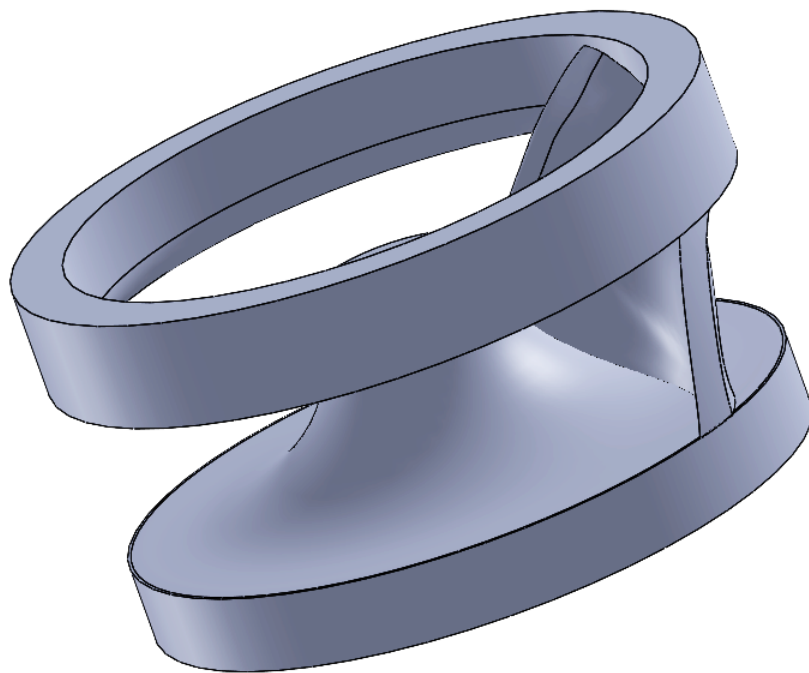
### 7.5 Σύγκριση των νέων γεωμετριών με την αρχική

Στο σχήμα 7.35 που ακολουθεί παρουσιάζονται οι υδροτομές του δρομέα των οκτώ πτερυγίων και της αρχικής γεωμετρίας σε τομή στο ίδιο ύψος της πτερωτής. Είναι εμφανές πως η ακμή εισόδου είναι πλήρως καμπυλομένη, στον νέο δρομέα. Επίσης φαίνεται πως το πλάτος του δρομέα μειώνεται με την αύξηση του αριθμού πτερυγίων. Πιο συγκεκριμένα το πλάτος της αρχικής γεωμετρίας ήταν 5 mm, η γεωμετρία των οκτώ πτερυγίων είχε πλάτος 3 mm. Ακόμα μπορεί εύκολα να διαπιστωθεί πως οι δύο νέες γεωμετρίες έχουν κατά πολύ στραμμένη την ακμή εξόδου προς την δεξιά μεριά. Αυτό συμβαίνει για το μηδενισμό της συστροφής της όπως έχει ήδη εξηγηθεί στο εδάφιο 7.3.



Σχήμα 7.35: Υδροτομές πτερυγίων πτερωτής στο ίδιο ύψος  
Δρομέας οκτώ πτερυγίων αριστερά / Αρχική γεωμετρία κέντρο / μαζί δεξιά

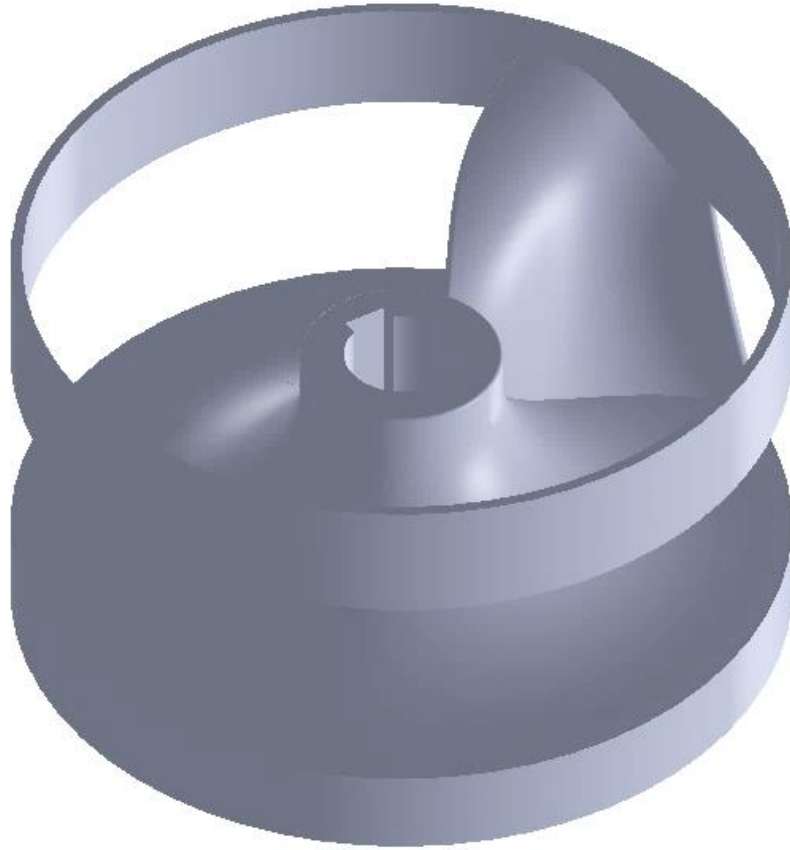
Στα σχήματα 7.35, 7.36 και 7.37 που ακολουθούν παρατίθενται τα πτερύγια της αρχικής γεωμετρίας, του δρομέα των οκτώ πτερυγίων αλλά και των δώδεκα, με την πλήμνη (hub) και τη στεφάνη (shroud). Τα σχήματα αυτά βοηθούν στην εποπτεία των διαφορών που υπάρχουν μεταξύ των τριών γεωμετριών, καθώς αυτές είναι δυσδιάκριτες στην περίπτωση που οι πτερωτές παρουσιάζονται με όλα τους τα πτερύγια.



Σχήμα 7.36: Πτερύγιο αρχικής γεωμετρίας με πλήρη και στεφάνη



Σχήμα 7.37: Πτερύγιο γεωμετρίας δρομέα οκτώ πτερυγίων με πλήρη και στεφάνη



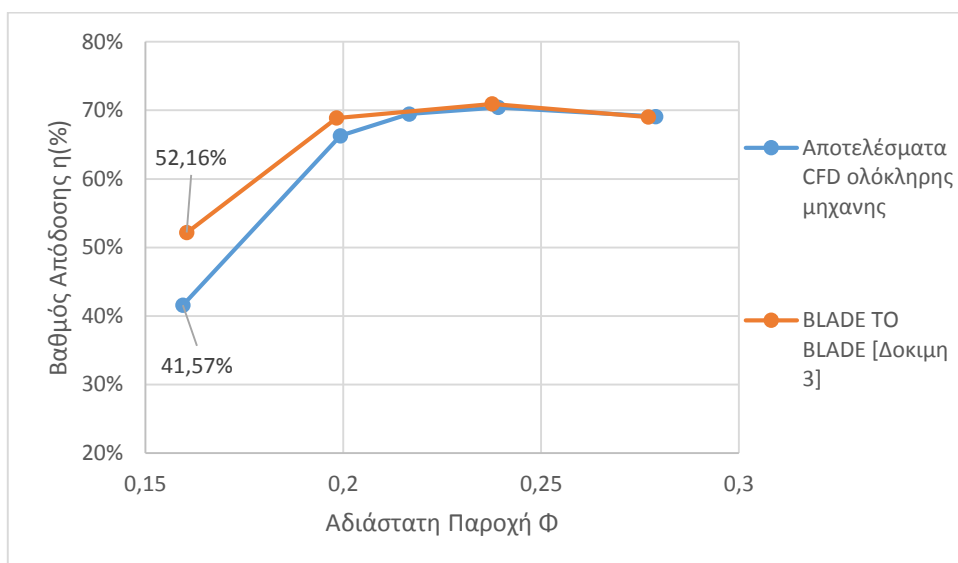
Σχήμα 7.37 Πτερύγιο γεωμετρίας δρομέα δώδεκα πτερυγίων με πλήμνη και στεφάνη

## 8. ΕΞΑΚΡΙΒΩΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΒΕΛΤΙΩΣΗΣ

### 8.1 Εισαγωγή

Κατά την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, έγινε προσπάθεια προσδιορισμού νέων γεωμετριών δρομέα, οι οποίες θα βελτίωναν τη λειτουργία της μηχανής, ως προς το βαθμό απόδοσης σε χρήση της ως υδροστρόβιλο. Στο 7<sup>ο</sup> κεφάλαιο παρουσιάστηκαν τέσσερις προτάσεις που σύμφωνα με την αριθμητική προσομοίωση που έγινε με το μοντέλο blade to blade, οι οποίες εμφάνιζαν βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Στην τελευταία μάλιστα από αυτές παρατηρήθηκε αύξηση του βαθμού απόδοσης της τάξεως του 9%. Δεδομένου όμως ότι οι προσομοιώσεις έγιναν σε μοντέλο blade to blade για ελαχιστοποίηση του υπολογιστικού κόστους, ενδέχεται η αύξηση που παρατηρήθηκε να μην είναι επακριβώς ίδια με αυτή που θα προέκυπτε εάν η ροή προσομοιώνονταν σε ολόκληρη τη μηχανή. Αυτό οφείλεται σε τέσσερις βασικούς παράγοντες.

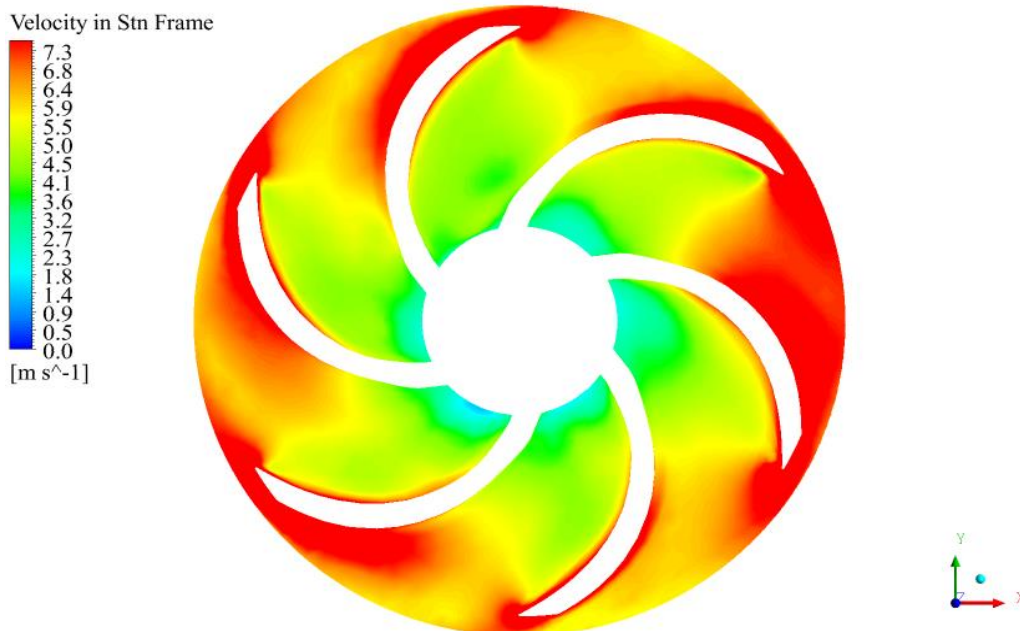
Πρώτος και πιο βασικός λόγος είναι πως όπως παρατηρήθηκε στο εδάφιο 7.2 το μοντέλο blade to blade αδυνατούσε να ανταποκριθεί επακριβώς σε μικρές τιμές της αδιάστατης παροχής όπως φαίνεται στο σχήμα 8.1. Μπορεί λοιπόν η πληροφορία που παίρνουμε από το μοντέλο blade to blade στις μεγάλες τιμές της παροχής να είναι αρκετά ακριβής, αλλά υστερεί στις μικρές. Πιο συγκεκριμένα για αδιάστες τιμές της παροχής  $\Phi$ , κοντά στην τιμή 0,16 ο βαθμός απόδοσης που προέκυψε από την προσομοίωση του μοντέλου ολόκληρης της μηχανής ήταν 41,57% ενώ ο βαθμός απόδοσης που προέκυψε από την προσομοίωση του μοντέλου blade to blade ήταν 52,16%. Η μεταξύ τους απόκλιση, ήταν δηλαδή της τάξεως του 25,2% σε αντίθεση με την απόκλιση 0,7% στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας.



Σχήμα 8.1: Απόκλιση μοντέλου blade to blade από μοντέλο ολόκληρης της μηχανής σε χαμηλές παροχές

Δεύτερος παράγοντας για τον οποίο κρίθηκε απαραίτητη η τελική επαλήθευση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το μοντέλο blade to blade σε ολόκληρη τη μηχανή ήταν πως οι απώλειες του κελύφους θεωρούνταν για κάθε προσομοίωση σταθερές και ίσες με αυτές που είχαν υπολογιστεί από την προσομοίωση ολόκληρης της μηχανής στην αντίστοιχη παροχή.

Επόμενος ακόμα βασικός παράγοντας που αμελείται κατά την προσομοίωση της ροής με το μοντέλο blade to blade είναι πως το πεδίο ταχυτήτων κατά την περιφέρεια του δρομέα δεν είναι πλήρως ομοιόμορφο όπως φαίνεται στο σχήμα 8.2. Το προφίλ ταχύτητας που τελικά χρησιμοποιήθηκε ως οριακή συνθήκη στην είσοδο του μοντέλου μοντέλο blade to blade ήταν ουσιαστικά ο μέσος όρος των τιμών των τριών συνιστωσών της ταχύτητας σε διάφορα επίπεδα όπως έχει εξηγηθεί αναλυτικότερα στο 7<sup>ο</sup> κεφάλαιο. Με τη χρήση του μοντέλου blade to blade οι ανομοιομορφία του προφίλ ταχύτητας στην περιφέρεια της εισόδου του δρομέα αμελήθηκε πλήρως.



Σχήμα 8.2: Ανομοιομορφία πεδίου ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα

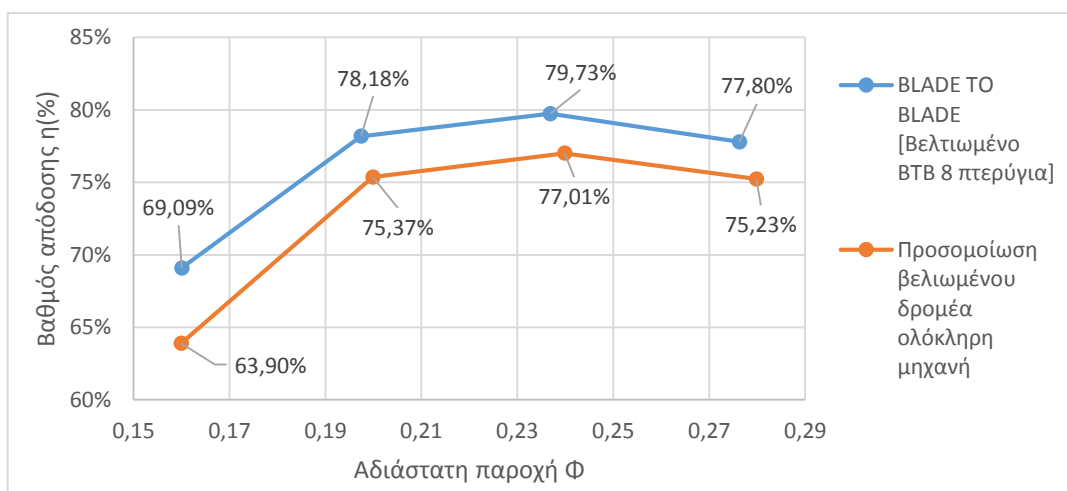
Τέλος το προφίλ που χρησιμοποιήθηκε ως είσοδος στην περιφέρεια της πτερωτής είχε προκύψει μετά από την προσομοίωση της ροής της αρχικής γεωμετρίας, με τον δρομέα έξι πτερυγίων. Η επίδραση της εισαγωγής ενός νέου δρομέα με δύο παραπάνω πτερύγια ενδέχεται να μην είναι αμελητέα στην διαμόρφωση του προφίλ ταχύτητας εισόδου σε σχέση με αυτήν που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο blade to blade.

Οι προαναφερθέντες παράγοντες οδήγησαν στην ανάγκη επανελέγχου των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το μοντέλο blade to blade, με μία νέα προσομοίωση της νέας βελτιωμένης γεωμετρίας του δρομέα σε ολόκληρη τη μηχανή.

## 8.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης σε ολόκληρη τη μηχανή βελτιωμένης γεωμετρίας

### 8.2.1 Σύγκριση βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με την αρχική

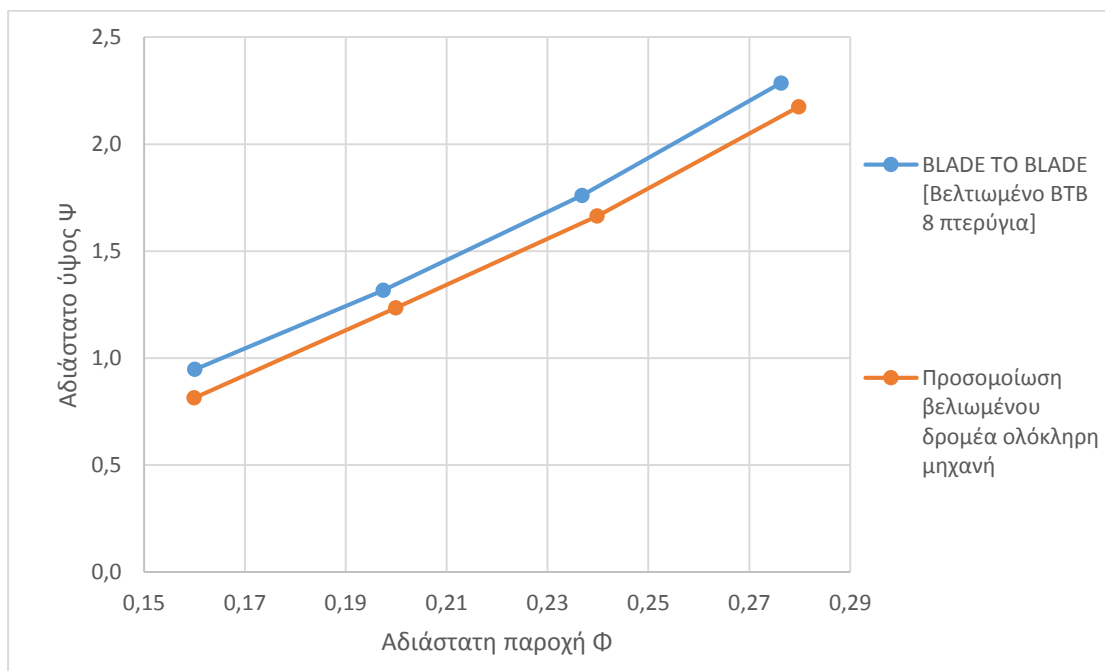
Μετά την αριθμητική προσομοίωση ολόκληρης της μηχανής με την προσθήκη πλέον του βελτιωμένου δρομέα, παρατηρήθηκε συστηματική μείωση του βαθμού απόδοσης σε σύγκριση με τα αποτελέσματα που πρέκυψαν από το μοντέλο blade to blade. Η μεγαλύτερη απόκλιση εμφανίστηκε στην μικρότερή τιμή της παροχής όπως φαίνεται στο σχήμα 8.3. Στην περιοχή που η αδιάστατη παροχή  $\Phi$  παίρνει την τιμή 0,16 λοιπόν η απόκλιση μεταξύ των δύο μοντέλων είναι της τάξεως του 5,2%. Η απόκλιση αυτή στις μικρές παροχές ήταν αναμενόμενη αφού όπως είχε παρατηρηθεί το μοντέλο blade to blade αδυνατούσε να προσεγγίσει ικανοποιητικά το μοντέλο ολόκληρης της μηχανής. Όσο όμως μεγαλώνουν οι παροχές τόσο μειώνεται και η απόκλιση αυτή. Στο τρίτο σημείο που προσομοιώθηκε, που είναι το σημείο όπου παρουσιάζεται και ο μέγιστος βαθμός απόδοσης, η απόκλιση έχει μειωθεί στο 2,7% γεγονός που δείχνει πως το μοντέλο blade to blade λειτούργησε αρκετά πιο αποδοτικά σε αυτήν την περιοχή παροχής όπως αναμένονταν. Η διαφορά από το πρώτο σημείο στο τρίτο μπορεί να μειώθηκε σημαντικά, παρόλα αυτά δεν ήταν αμελητέα. Η διαφορά αυτή εξηγείται από την ανομοιομορφία στο πεδίο ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα που με την χρήση του μοντέλου blade to blade η ανομοιομορφία αυτή δεν λαμβάνεται υπόψη. Οφείλεται επίσης στο γεγονός πως η προσθήκη δύο ακόμα πτερυγίων προκαλεί μεταβολή της ολικής γεωμετρίας του μοντέλου με αποτέλεσμα να η νέα αυτή γεωμετρία να έχει επίδραση στη διαμόρφωσή του προφίλ ταχύτητας στην είσοδο του δρομέα όπως περιγράφηκε στο εδάφιο 8.1.



Σχήμα 8.3: Σύγκριση βαθμού απόδοσης βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με το ολόκληρο μοντέλο



Η μείωση του βαθμού απόδοσης σε μία δεδομένη παροχή μπορεί να σημαίνει μείωση της αποδιδόμενης ροπής για σταθερό ύψος, είτε αύξηση του ύψους για σταθερή ροπή. Στην προκειμένη περίπτωση παρατηρείται μείωση του ύψους για δεδομένη παροχή όπως φαίνεται στο σχήμα 8.4 με ταυτόχρονη μείωση του βαθμού απόδοσης. Για να γίνει αυτό πρέπει να υπάρξει ακόμα μεγαλύτερη μείωση της αποδιδόμενης ροπής στην άτρακτο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα για δεδομένη γωνία περιστροφής της ατράκτου την μείωση της αποδιδόμενης ισχύος γεγονός αρνητικό για τη λειτουργία της μηχανής ως υδροστρόβιλο. Από την άλλη μεριά όμως η μείωση του απαιτούμενου ύψους για λειτουργία της υδροδυναμικής μηχανής είναι θετικό γεγονός αφού οι αυξημένες απαιτήσεις ύψους για μία μικρή μηχανή σαν αυτή που μελετάται είναι δύσκολο να επιτευχθούν.

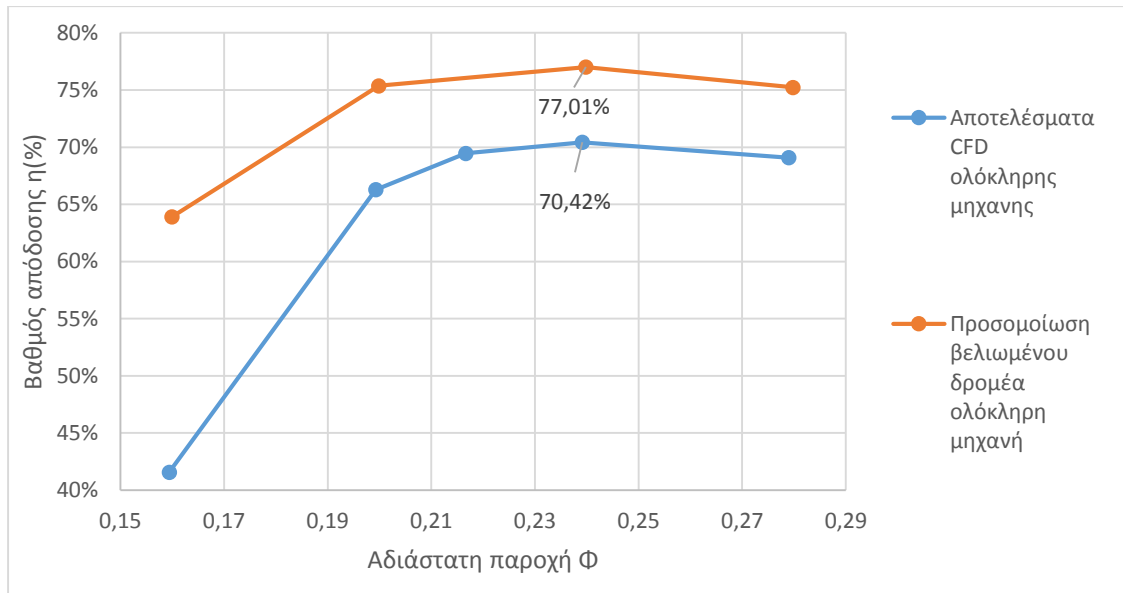


Σχήμα 8.4: Σύγκριση αδιάστατου ύψους βελτιωμένης γεωμετρίας blade to blade με το ολόκληρο μοντέλο

### 8.2.2 Σύγκριση ολόκληρου μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα αποτελέσματα της αριθμητικής προσομοίωσης της αρχικής γεωμετρίας

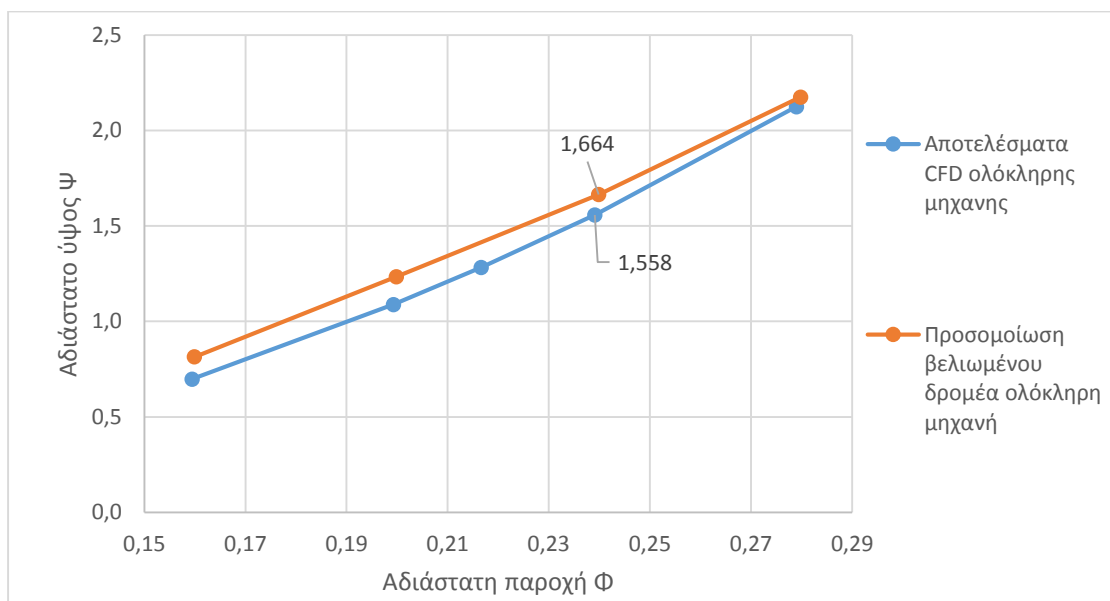
Στην περίπτωση της νέας βελτιωμένης γεωμετρίας παρατηρείται μεγάλη αύξηση του βαθμού απόδοσης όπως φαίνεται στο σχήμα 8.5 ιδιαίτερα στην περιοχή των μικρών παροχών. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο νέος δρομέας να λειτουργεί καλύτερα σε μεγαλύτερο εύρος παροχών από ότι ο αρχικός δρομέας. Σημαντικότερό γεγονός αποτελεί η αύξηση του βαθμού απόδοσης στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας κατά 6,6%. Η αύξηση αυτή είναι σημαντική αφού η διακύμανση του σφάλματος του

αποτελέσματος της αριθμητικής προσομοίωσης είναι πολύ μικρό οπότε η βελτίωση αυτή έχει αντίκτυπο ίδιας τάξης μεγέθους και στην πραγματικότητα.



Σχήμα 8.5: Σύγκριση βαθμού απόδοσης CFD αρχικής με βελτιωμένη γεωμετρία

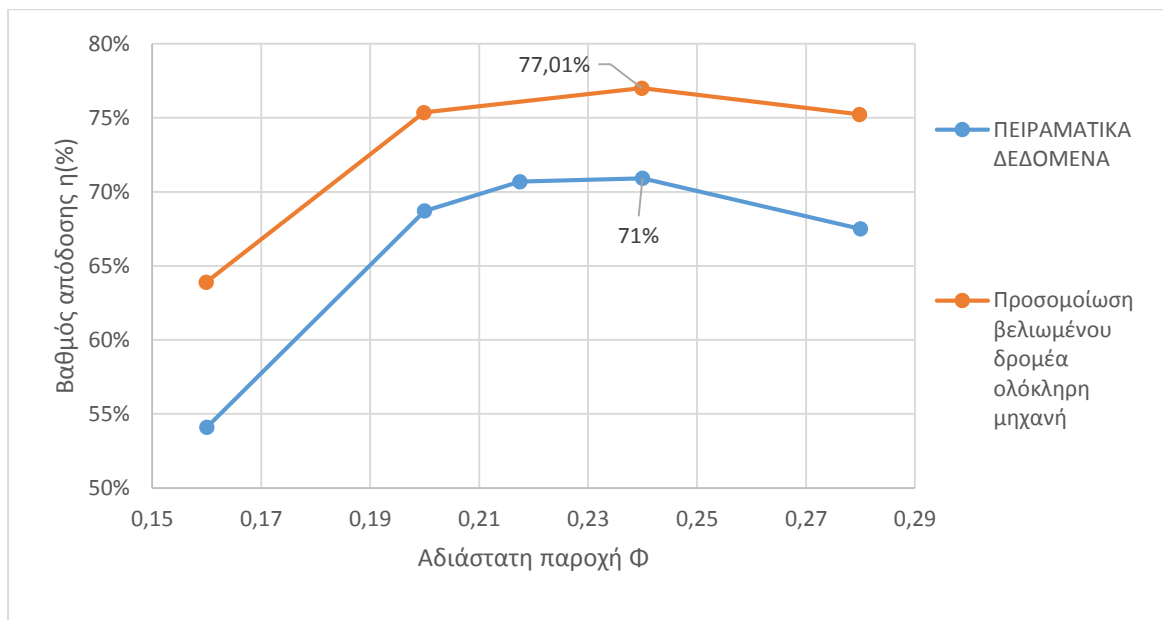
Από την αριθμητική επίλυση του μοντέλου της βελτιωμένης γεωμετρίας σε σύγκριση με της αρχικής γεωμετρίας, προκύπτει πως το μέγεθος του αδιάστατου ύψους παρουσιάζει ποσοστιαία διαφορά της τάξης του 6,4% όπως φαίνεται στο σχήμα 8.6. Η ταυτόχρονη αύξηση του βαθμού απόδοσης και του ύψους για μία παροχή, συνεπάγεται αύξηση του μεγέθους της ροπής και κατ' επέκταση της παραγόμενης ισχύος. Συγκεκριμένα, παρατηρείται αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος της τάξης του 17,1%, δηλαδή από 1,52 kW σε 1,71kW.



Σχήμα 8.6: Σύγκριση αδιάστατου ύψους CFD αρχικής με βελτιωμένη γεωμετρία

### 8.2.3 Σύγκριση βαθμού απόδοσης μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα πειραματικά δεδομένα

Χάριν πληρότητας παρατίθεται η τελευταία αυτή σύγκριση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την αριθμητική προσομοίωση του μοντέλου της βελτιωμένης γεωμετρίας με αυτά του πειράματος. Παρατηρείται αύξηση του βαθμού απόδοσης στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας όσο περίπου και στην σύγκριση που έγινε μεταξύ του CFD της αρχικής γεωμετρίας με την βελτιωμένη. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο αφού όπως είχε διαπιστωθεί στο 6<sup>ο</sup> κεφάλαιο οι καμπύλη του πειράματος με αυτήν της προσομοίωσης της αρχικής γεωμετρίας είχαν σχεδόν ταυτιστεί σε αυτό το εύρος παροχών.



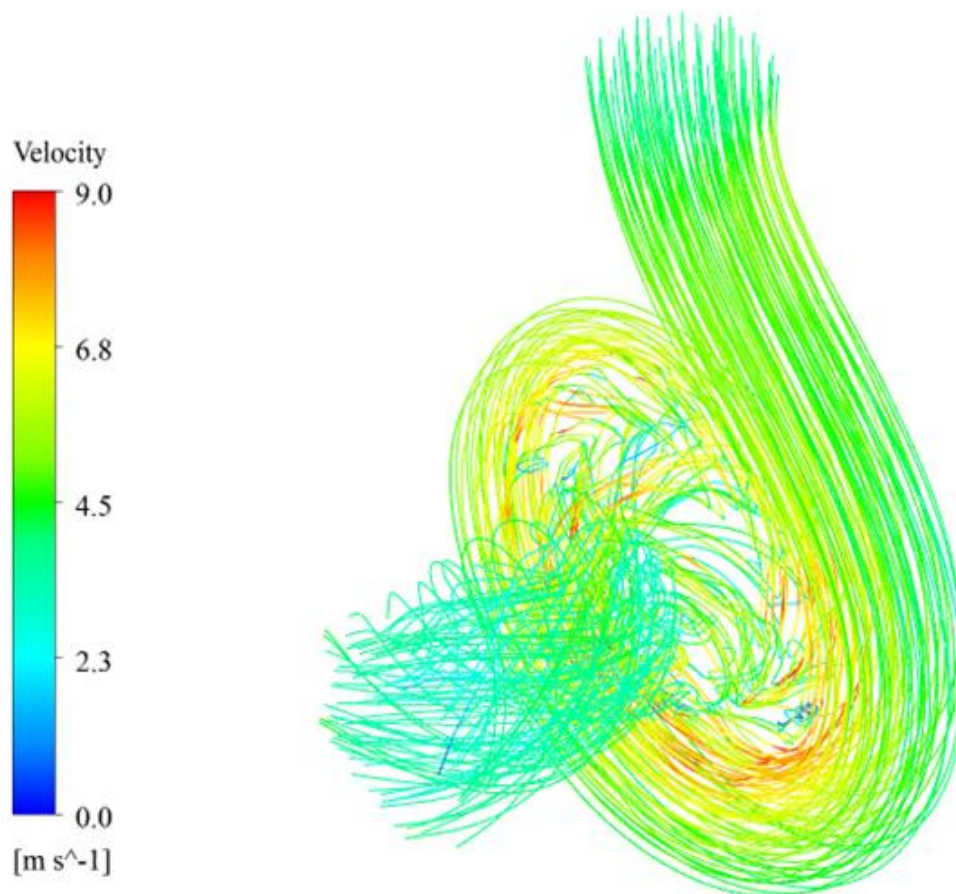
Σχήμα 8.7: Σύγκριση βαθμού απόδοσης μοντέλου βελτιωμένης γεωμετρίας με τα πειραματικά δεδομένα

### 8.3 Απεικόνιση των αποτελεσμάτων του πεδίου ροής

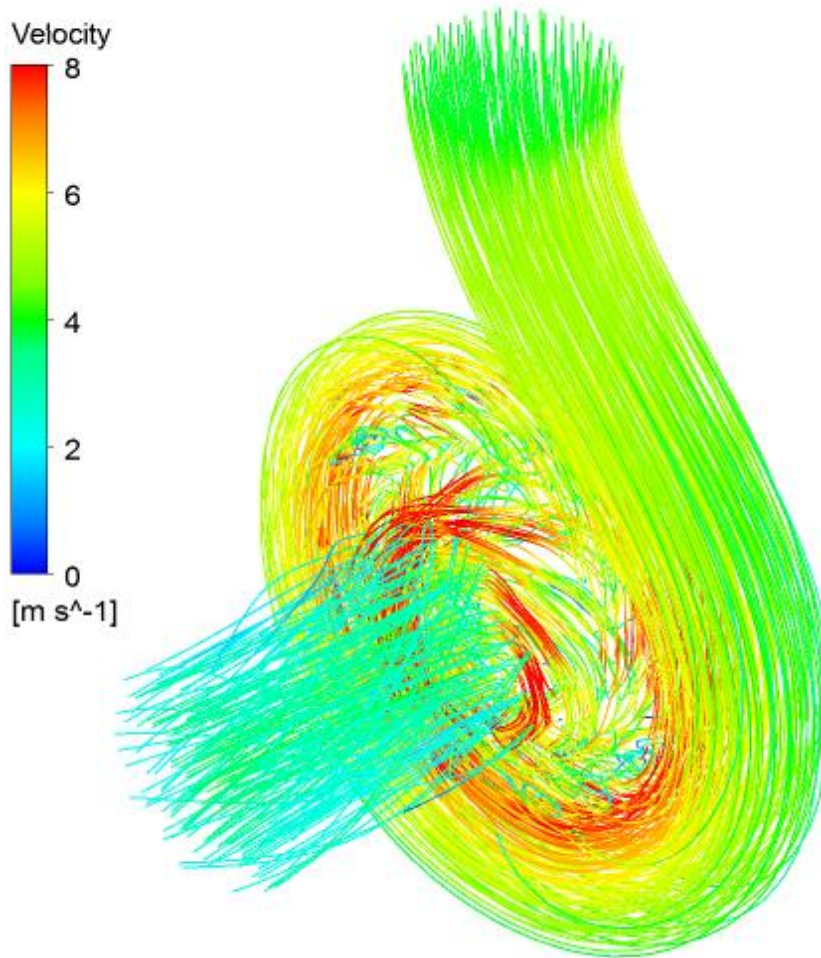
Για την καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων της ροής της βελτιωμένης γεωμετρίας και την επιμέρους μελέτη της επίδρασης των αλλαγών στα διάφορα σημεία του νέου δρομέα, αξίζει να παρουσιαστούν οι διαφορές που προξένησαν οι αλλαγές στη γεωμετρία, σε σύγκριση με τα αποτελέσματα από την αριθμητική προσομοίωση της αρχικής γεωμετρίας.

Κατά τη βελτίωση του δρομέα έγινε προσπάθεια μηδενισμού της συστροφής στην έξοδο, μέσω της αλλαγής της ακμής εξόδου των πτερυγίων του δρομέα, ώστε να μην διαφεύγει ανεκμετάλλευτη η κινητική ενέργεια του ρευστού.

Στα σχήματα 8.7 και 8.8 γίνεται εμφανής η ελαχιστοποίηση της συστροφής της ροής στον αγωγό εξόδου, μεταξύ του αρχικού δρομέα με τον βελτιωμένο, για το ίδιο σημείο λειτουργίας της μηχανής.



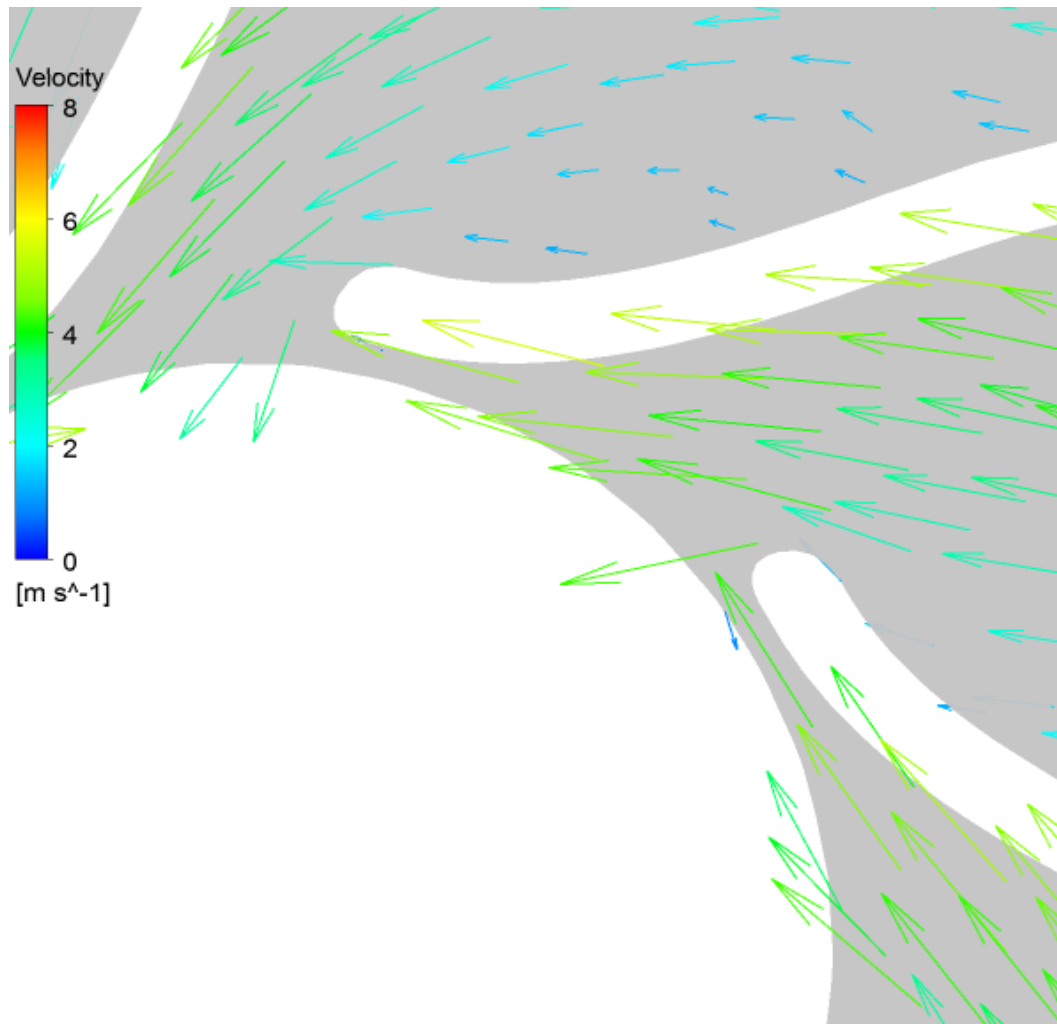
Σχήμα 8.8: Αυξημένη συστροφή στον αγωγό εξόδου του αρχικού δρομέα



Σχήμα 8.9: Σχήμα 8.9 Μειωμένη συστροφή στην έξοδο του βελτιωμένου δρομέα

Η στροφή της ακμής εξόδου δεν θα επέφερε αλλαγή στην συστροφή του ρευστού κατά την έξοδό του από τον δρομέα εάν η ροή τελικά δεν ακολουθούσε αυτήν την αλλαγή. Για να επιβληθεί λοιπόν στη ροή η επιθυμητή κατεύθυνση εξόδου, έγιναν δύο βασικές αλλαγές στη γεωμετρία του νέου δρομέα. Αρχικά προστέθηκαν περισσότερα πτερύγια, ώστε να περιορισθεί ο ελεύθερος χώρος διακίνησης του ρευστού μεταξύ δύο πτερυγίων. Επόμενη αλλαγή ήταν η δημιουργία πτερυγίου διπλής κυρτότητας. Η αλλαγή της κυρτότητας από την ακμή εισόδου στην ακμή εξόδου του πτερυγίου βοήθησε ώστε να επιτευχθεί η οδήγηση της ροής στην έξοδο με την επιθυμητή γωνία, χωρίς να χρειάζεται το πτερύγιο να έχει μεγάλη έκταση. Το πτερύγιο διπλής κυρτότητας επέφερε ταυτόχρονα όμως και περεταίρω στένωση της περιοχής εξόδου της ροής, που είχε ως αποτέλεσμα την προσκόλληση αυτής στην επιφάνεια του πτερυγίου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την έξοδο του ρευστού από το δρομέα σχεδόν εφαιππομενικά σε αυτόν.

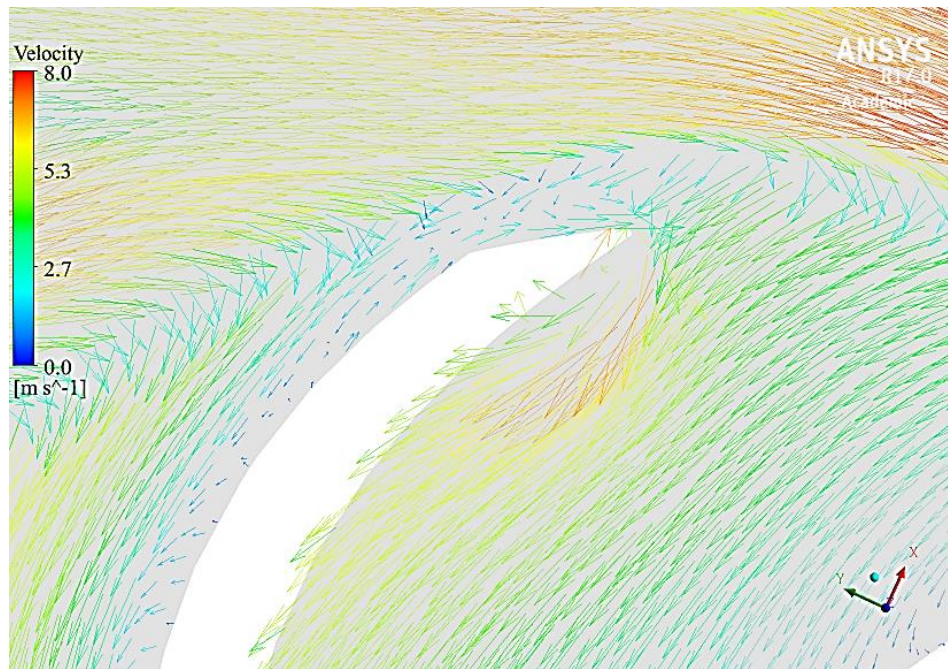
Το αποτέλεσμα των αλλαγών αυτών φαίνεται στο σχήμα 8.10, όπου η ροή εξέρχεται από το πτερύγιο του δρομέα σχεδόν εφαπτομενικά σε αυτόν.



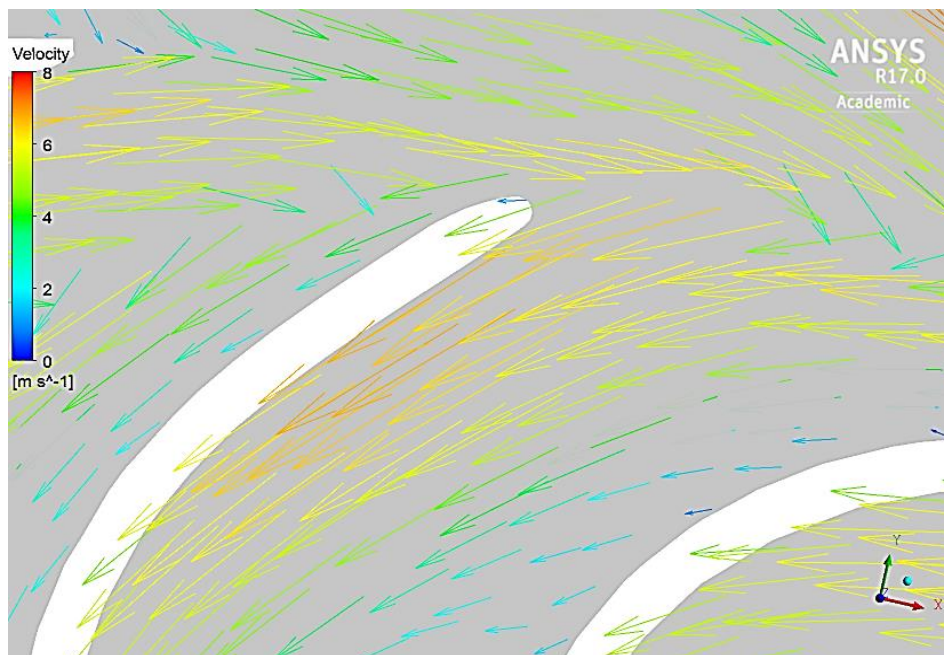
Σχήμα 8.10: Σχήμα 8.10 Ταύτιση γωνίας εξόδου της ροής με ακμή εξόδου πτερυγίου

Επόμενη αλλαγή που έλαβε μέρος ήταν το στρογγύλεμα της ακμής εισόδου του δρομέα, ώστε να μειωθούν οι απώλειες κρούσης κατά την είσοδο της ροής από την περιοχή του κελύφους στον δρομέα. Επιπροσθέτως η μεταβολή της γωνίας εισόδου συνέβαλλε στην ομαλότερη μετάβαση του ρευστού στην περιοχή του δρομέα.

Στα σχήματα 8.11 και 8.12 που ακολουθούν μπορεί να γίνει αντιληπτή η επίδραση των παραπάνω βελτιώσεων που έλαβαν μέρος στη δημιουργία απωλειών κρούσης, της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα σε σύγκριση με τη βελτιωμένη γεωμετρία.



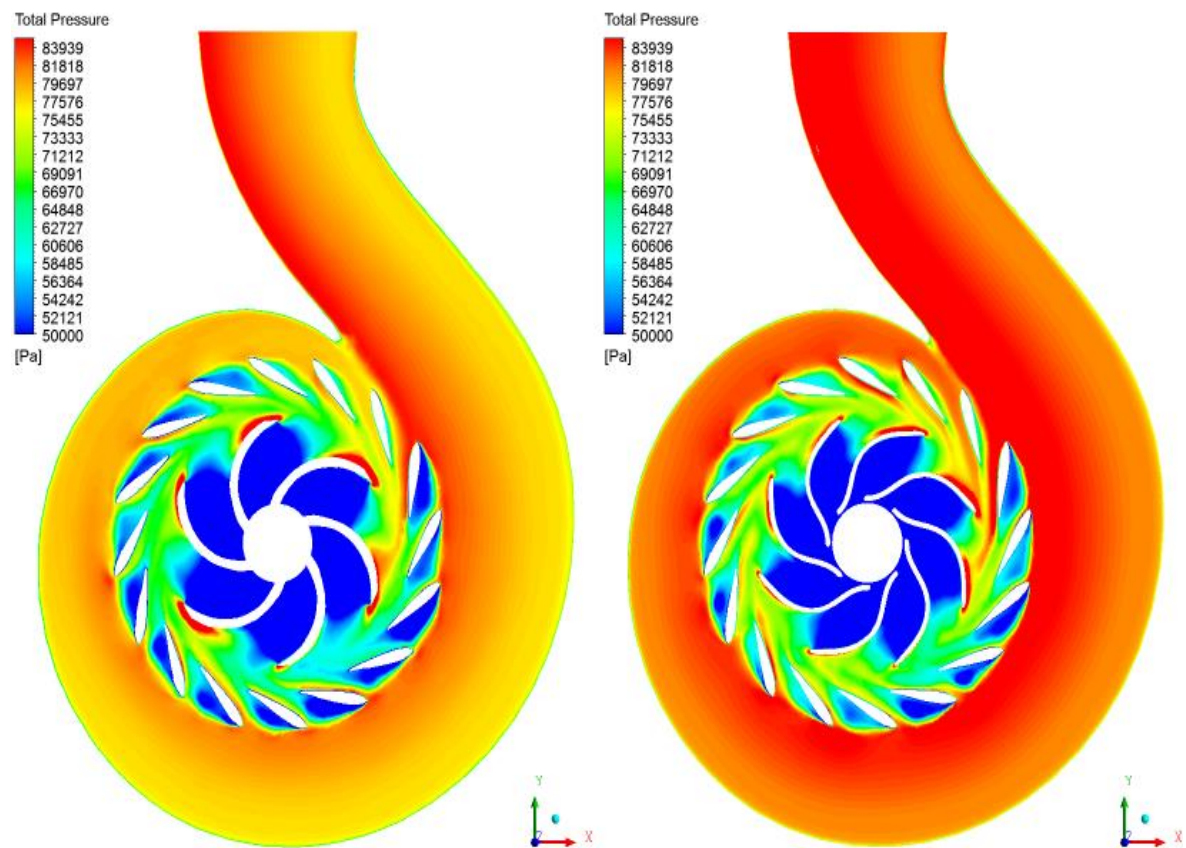
Σχήμα 8.11: Σχήμα 8.11 Αυξημένες απώλειες κρούσης κατά την είσοδο του ρευστού στον αρχικό δρομέα



Σχήμα 8.12: Σχήμα 8.12 Βελτιωμένη γεωμετρία χωρίς απώλειες κρούσης κατά την είσοδο της ροής στο δρομέα

Τέλος παρατηρήθηκε μικρή αύξηση του απαιτούμενου ύψους για τη λειτουργία της νέας μηχανής. Η αύξηση αυτή όπως αναφέρθηκε προηγουμένως στην περιοχή αδιάστατης παροχής  $\Phi=0,24$  ήταν της τάξης του 6,4%. Όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί η αύξηση είναι ομοιόμορφη σε ολόκληρη την περιοχή του κελύφους. Η ταυτόχρονη αύξηση του ύψους αλλά και του βαθμού απόδοσης για σταθερές

στροφές της μηχανής αλλά και για μία συγκεκριμένη παροχή σημαίνει, αύξηση του βαθμού απόδοσης όπως έχει ήδη διαπιστωθεί.



Σχήμα 8.13: Ολική πίεση αρχικής γεωμετρίας αριστερά / βελτιωμένης δεξιά





## 9. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

### 9.1 Ανασκόπηση και Συμπεράσματα

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν σε πρώτο στάδιο η αντίστροφη αποτύπωση του μοντέλου μίας υδροδυναμικής μηχανής του εργαστηρίου των υδροδυναμικών μηχανών, η οποία είχε τροποποιηθεί ώστε να μπορεί να λειτουργεί ως αντλία υδροστρόβιλος. Σε επόμενο στάδιο έγινε αριθμητική προσομοίωση της ροής στην υδροδυναμική μηχανή αυτή, για χρήση της ως αντλία αλλά και ως υδροστρόβιλο. Η ύπαρξη πειραματικών δεδομένων για τη λειτουργία της μηχανής ως αντλία αλλά και ως υδροστρόβιλος για διάφορες γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων, κατεύθυνε τις περιοχές μελέτης. Τα δεδομένα που προέκυψαν από τις αριθμητικές προσομοιώσεις συγκρίθηκαν με τα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα. Έπειτα δεδομένου των αποτελεσμάτων που προέκυψαν έγινε προσπάθεια για βελτίωση του βαθμού απόδοσης της υδροδυναμικής μηχανής μέσω της βελτίωσης της γεωμετρίας του δρομέα. Προτάθηκαν λοιπόν δύο νέες γεωμετρίες που ανταποκρίνονταν στο στόχο αυτό.

Για την αντίστροφη αποτύπωση του δρομέα της υδροδυναμικής μηχανής, χρησιμοποιήθηκε 3D scanner, το οποίο συνέβαλλε σε μεγάλο βαθμό ώστε η αποτύπωση να γίνει με μεγάλη ακρίβεια, σε σύντομο σχετικά χρονικό διάστημα.

Έπειτα από τη σύγκριση των αριθμητικών δεδομένων με τα διαθέσιμα πειραματικά για λειτουργία της υδροδυναμικής μηχανής ως αντλία, παρατηρήθηκε πως το υπολογιστικό μοντέλο είναι ικανό να ανταποκριθεί με αρκετά ικανοποιητική ακρίβεια ως προς το μέγεθος του βαθμού απόδοσης αλλά και του ύψους συναρτήσεως της παροχής για περιοχές κοντά στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας για μικρές κλίσεις των ρυθμιστικών πτερυγίων. Για μεγαλύτερες κλίσεις των ρυθμιστικών πτερυγίων η απόκλιση των μεγεθών που προέκυψαν από το αριθμητικό μοντέλο σε σχέση με τα πειραματικά ήταν μεγαλύτερες. Παρατηρήθηκε επίσης αρκετά καλή προσέγγιση της χαρακτηριστικής του βαθμού απόδοσης ακόμα και για σημεία λειτουργίας αρκετά απομακρυσμένα εκείνο όπου παρουσιάζονταν ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης, για μικρές κλίσεις των ρυθμιστικών πτερυγίων. Κατά τη λειτουργία της υδροδυναμικής μηχανής ως υδροστρόβιλος παρατηρείται αντίθετη συμπεριφορά. Παρατηρείται δηλαδή αρκετά καλή προσέγγιση της ροής όσο οι γωνίες των ρυθμιστικών πτερυγίων περνάνε σε μεγαλύτερες κλίσεις, ιδιαίτερα όσον αφορά το μέγεθος του αδιάστατου ύψους. Οι αποκλίσεις από τα πειραματικά μεγέθη μεγαλώνουν όσο η κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων μικραίνει.

Ένα επίσης σημαντικό πόρισμα που προέκυψε, είναι πως οι συνθήκες εισόδου σε ένα blade to blade μοντέλο διαδραματίζουν καθοριστικό ρόλο στην επίτευξη ορθών αποτελεσμάτων.

Μεγάλης σημασίας μπορεί να θεωρηθεί επίσης η βελτίωση της γεωμετρίας του δρομέα ώστε η υδροδυναμική μηχανή να λειτουργεί ως στρόβιλος με βαθμό απόδοσης 7% καλύτερο από ότι αυτός της προυπάρχουσας γεωμετρίας. Θετική κρίθηκε η προσαύξηση του αριθμού των πτερυγίων του δρομέα αφού συνέβαλλε καθοριστικά στην αύξηση αυτή του βαθμού απόδοσης.

Η δημιουργία δρομέα με μεγαλύτερο πλάτος εισόδου μετέφερε την χαρακτηριστική της μηχανής σε μεγαλύτερες παροχές με βελτίωση του βαθμού απόδοσης κατά 2%, και ταυτόχρονη αύξηση στη χαρακτηριστική του ύψους. Αυτό σήμανε και αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος της μηχανής κατά 106% .

## 9.2 Προτάσεις για Μελλοντική Διερεύνηση

Κατά τη πορεία της διπλωματικής εργασίας αυτής προέκυψαν αρκετές ιδέες για την ενδελεχεστερή μελέτη της υδροδυναμικής μηχανής, οι οποίες δεν ήταν δυνατό να λάβουν χώρα, εξαιτίας του χρονικού περιορισμού.

Αρχικά προτείνεται η χρήση βιομηχανικού τομογράφου για ακριβέστερη αποτύπωση του σπειροειδούς κελύφους. Το μοντέλο CAD που τελικά προέκυψε ενδέχεται να έχει αποκλίσεις από το πραγματικό μοντέλο, αφού η αποτύπωσή του έγινε με όργανα μέτρησης που δεν είχαν μεγάλη ακρίβεια. Σημείο στο οποίο ενδέχεται να υπάρχει λάθος κατά την αποτύπωση μπορεί να αποτελεί αυτό της γλωττίδας, αφού παρουσιάστηκε αυξημένη δυσκολία στη αποτύπωση της.

Κατά την αριθμητική προσομοίωση δεν έγινε έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος παρά μόνο για το βέλτιστο σημείο λειτουργίας της μηχανής σε άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων 21°. Είναι γνωστό πως κατά την απομάκρυνση της μηχανής από το σημείο λειτουργίας οι απαιτήσεις πλέγματος αυξάνονται αρκετά, αφού το πεδίο ροής σε αυτά τα σημεία γίνεται όλο και πιο πολύπλοκο ως προς τη μελέτη του.

Σημαντική παράμετρος που αμελήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί η παρουσία οπών στον δρομέα για εξισορρόπηση των αξονικών δυνάμεων που θα ασκούσαν πάνω σε αυτόν. Οι οπές αυτές είναι υπεύθυνες για ογκομετρικές απώλειες που λαμβάνουν χώρα κατά την πραγματική λειτουργία της μηχανής που δεν λαμβάνονται υπόψη κατά την αριθμητική επίλυση της ροής.

Εκτός από τις οπές εξισορρόπησης των αξονικών δυνάμεων, δεν μοντελοποιήθηκε η περιοχή ύπαρξης ρευστού πίσω από την πλήμνη της πτερωτής. Λαμβάνοντας υπόψη την περιοχή αυτή συνυπολογίζονται οι απώλειες τριβής στρεφόμενου δίσκου. Τέλος στις περιοχές σύνδεσης του δρομέα με το σπειροειδές κέλυφος δεν έχουν αποτυπωθεί τα διάκενα, από τα οποία μπορεί να διαφύγουν τμήματα του ρευστού αυξάνοντας τις ογκομετρικές απώλειες.

Κατά την αριθμητική προσομοίωση της ροής, χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο SST k- $\omega$ , το οποίο κρίθηκε ιδανικό για τη μελέτη της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Για την επίλυση της ροής το μοντέλο αυτό χρησιμοποιεί σε κάθε κόμβο τις εξισώσεις ορμής για τις τρεις κατευθύνσεις την εξίσωση της συνέχειας και για να κλείσει το σύστημα των εξισώσεων χρησιμοποιούνται οι δύο επιπλέον όροι, ο k για τον προσδιορισμό της κινητικής ενέργειας και ο  $\omega$  για τον προσδιορισμό του επιπέδου τύρβης. Σαφώς ακριβέστερη θα ήταν η προσέγγιση της ροής με κάποιο μοντέλο μη γραμμική τυρβώδους συνεκτικότητας, όπως το μοντέλο RSM που όμως θα αύξανε τις υπολογιστικές απαιτήσεις αλλά και τον χρόνο για περάτωση της προσομοίωσης. Για το λόγο αυτό δεν επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί ένα τέτοιο μοντέλο στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Τα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα και με τα οποία έγιναν οι συγκρίσεις με τα αποτελέσματα από τις αριθμητικές προσομοιώσεις, δεν μπορούν να θεωρηθούν πλήρως αξιόπιστα. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός πως οι μετρήσεις έγιναν προ εικοσαετίας και ενδεχομένως τα μετρητικά δεν ήταν σε θέση να προσδιορίσουν με επαρκή ακρίβεια τα τελικά μεγέθη που προέκυψαν. Επιπλέον στην έκθεση της διδακτορικής διατριβής δεν παρατίθεται με σαφήνεια το σημείο τοποθέτησης των μετρητικών οργάνων, με συνέπεια να μην υπάρχουν δεδομένα για τον υπολογισμό η όχι των απωλειών του ρευστού πριν την είσοδό του στην μηχανή και κατά την έξοδό του από αυτή. Για το λόγο αυτό προτείνεται η υδροδυναμική μηχανή να ανακαινισθεί πλήρως, να τοποθετηθούν νέα εξαρτήματα πανομοιότυπα με αυτά του προϋπάρχοντος μοντέλου όπως τα ρυθμιστικά πτερύγια δεδομένου ότι κάθε εξάρτημα είναι πλέον αποτυπωμένο με ακρίβεια σε μοντέλο CAD και να διεξαχθούν εκ νέου πειραματικές μετρήσεις. Σημειώνεται πως κατά τη διάρκεια της διπλωματικής έγινε προσπάθεια συντήρησης των εξαρτημάτων με αμμοβολή αλλά και ανανέωσης τους. Σημειώνεται πως κατά τη διάρκεια της διπλωματικής παραγγέλθηκαν και υπάρχουν διαθέσιμα νέα έδρανα κύλισης για την επαναλειτουργία της μηχανής.

Κατά τη μελέτη βελτίωσης του δρομέα της υδροδυναμικής μηχανής παρατηρήθηκε ότι για μικρές μεταβολές του πλάτους εισόδου του δρομέα παρουσιάζεται μεταφορά του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της μηχανής σε μεγαλύτερες παροχές, γεγονός που επιφέρει αύξηση της παραγόμενης ισχύος της μηχανής. Στην παρούσα διπλωματική εργασία δεν έγινε εκτενής μελέτη της επίδρασης της αύξησης ή της μείωσης του πλάτους εισόδου του δρομέα, γεγονός που μπορεί να αποτελέσει ενδιαφέρον θέμα για μελλοντική έρευνα.

Τέλος μετά την περάτωση της προσπάθειας βελτίωσης του δρομέα, προέκυψε τελικά μία νέα γεωμετρία η οποία παρουσίασε κατά την αριθμητική προσομοίωση, ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 10% στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας για γωνία κλίσης των ρυθμιστικών πτερυγίων  $21^\circ$ . Δεδομένου της ύπαρξης 3D printer στο εργαστήριο των υδροδυναμικών μηχανών προτείνεται η

εκτύπωση του νέου δρομέα και η πειραματική μελέτη αυτού για την επιβεβαίωση των αριθμητικών δεδομένων που προέκυψαν.

## Αναφορές

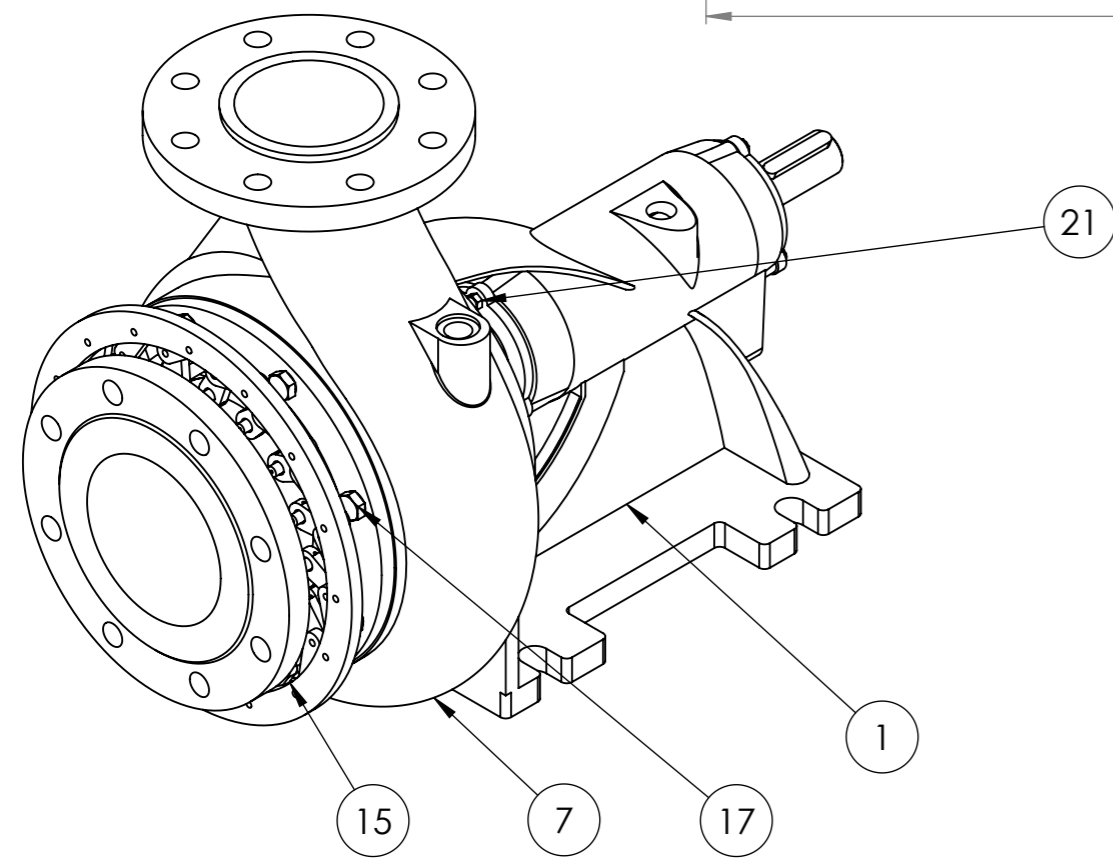
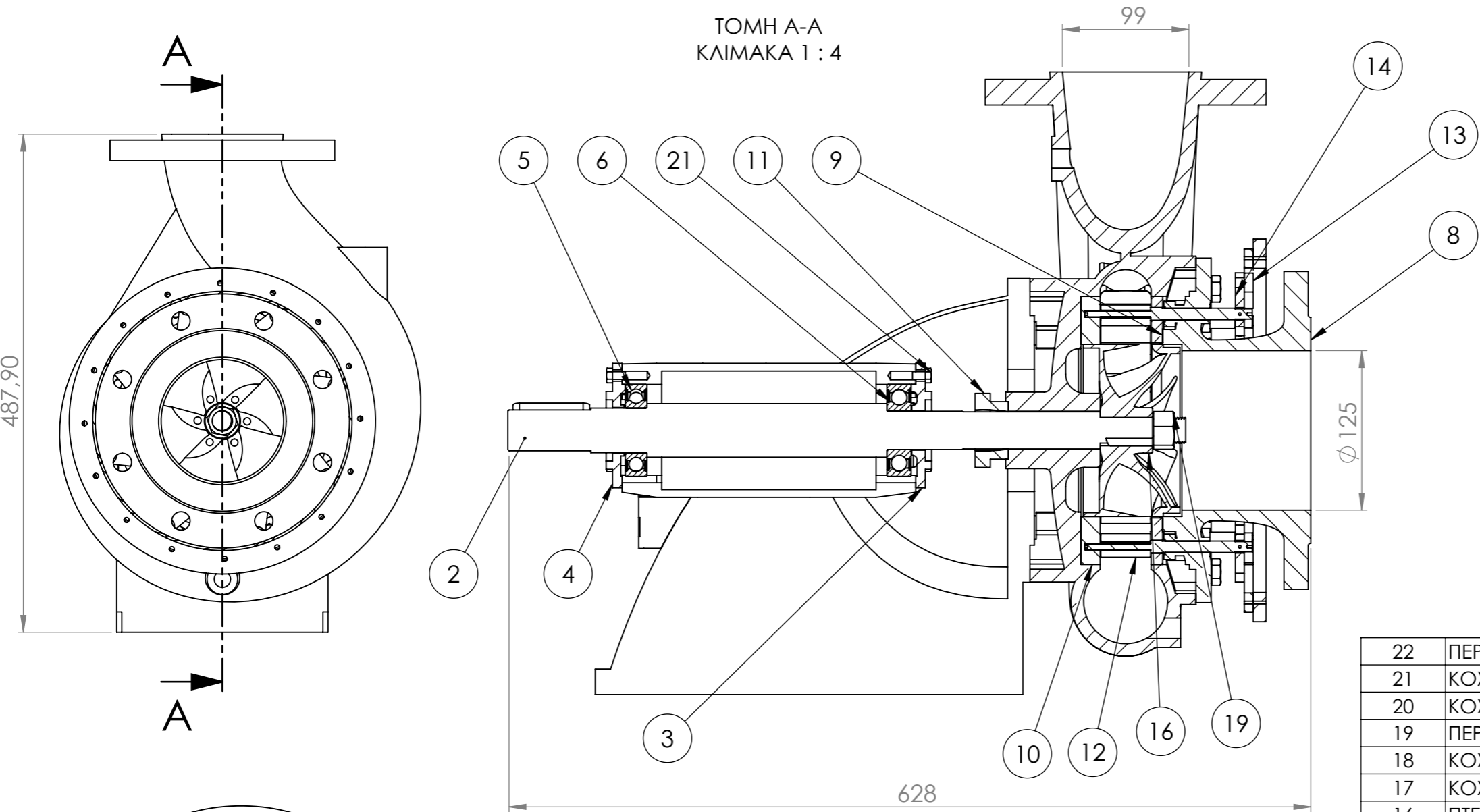
- [1] ANSYS. (2011). *ANSYS FLUENT Theory Guide*. Canonsburg: Ansys, Inc.
- [2] Cengel Yunus, C. J. (2006). *Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications*. New York: Mc Graw Hill, Higher Education.
- [3] Figliola / Beasley. (2013). *Τεχνικές Μετρήσεις*. Εκδόσεις Φούντας.
- [4] Gulich, J. (2010). *Centrifugal Pumps*. Villeneuve: Εκδόσεις Springer.
- [5] Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. (2008, May 14). Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- [6] Y K Sun, Z. G. (2012). Numerical study of pressure fluctuations in different guide vanes opening angle in pump mode of a pump turbine. *IOP Publishing Ltd*.
- [7] Ζέρβος, Α. (2014). *Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας*. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
- [8] Κωτσοβίνος, Ν. (2009). *Ρευστομηχανική*. Αθήνα: Εκδόσεις Σπανίδης.
- [9] Παναγιωτόπουλος, Μ. (n.d.). *Σχεδίαση και πειραματική μελέτη μικρών υδροστροβίλων απλής κατασκευής*. Αθήνα.
- [10] Παπαντώνης, Δ. Ε. (2004). *Μελέτη και Χάραξη Φυγόκεντρων Αντλίων και Αξονικών Αντλίων*. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
- [11] Παπαντώνης, Δ. Ε. (2008). *Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα*. Αθήνα: Εκδόσεις Συμεών.
- [12] Παπαντώνης, Δ. Ε. (2009). *Υδροδυναμικές Μηχανές, Αντλίες - Υδροστροβίλοι - Υδροδυναμικές Μεταδόσεις*. Αθήνα: Εκδόσεις Συμεών.
- [13] Τσαγγάρης, Σ. (2005). *Μηχανική των Ρευστών*. Αθήνα: Εκδόσεις Συμεών.
- [14] ΚΤΗ, Turbine selection chart
- [15] Σιμόπουλος, Σ.Ε. (1989). *Μετρήσεις τεχνικών μεγεθών*. Αθήνα: Ε.Μ.Π.



ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

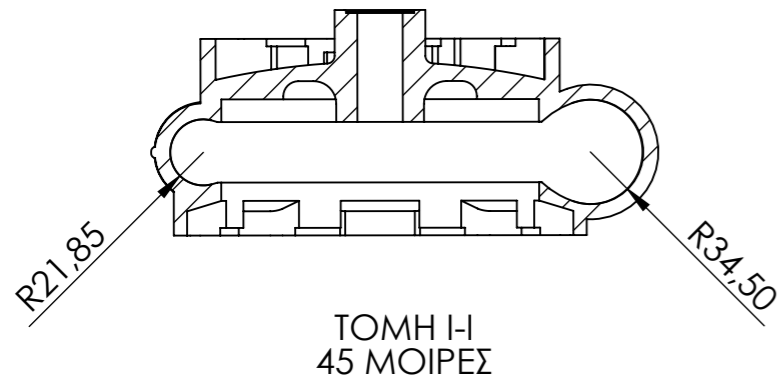
Κατασκευαστικά σχέδια υδροδυναμικής μηχανής



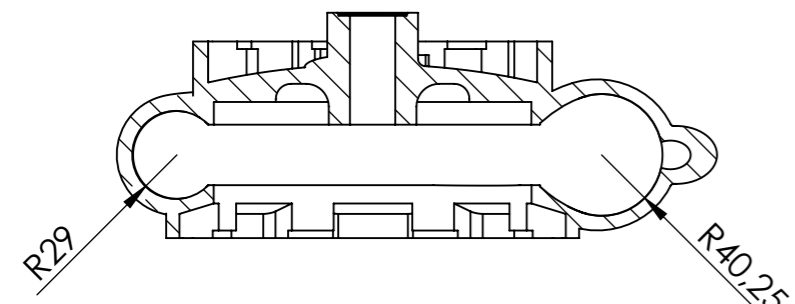


22	ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ Β18.2.4.6Μ - Μ12 x 1.75 --W-N	2
21	ΚΟΧΛΙΑΣ Β18.6.7Μ - Μ6 x 1.0 x 10-10N	6
20	ΚΟΧΛΙΑΣΒ18.2.3.2Μ-Μ8 x 1.25 x 16 --16WN	6
19	ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ Β18.2.4.6Μ Μ16 x 2 --W-N	1
18	ΚΟΧΛΙΑΣ EN ISO 4762 Μ5 x 12 - 12N	8
17	ΚΟΧΛΙΑΣ ISO 8676 - Μ12x1.5 x 25-N	8
16	ΠΤΕΡΩΤΗ	1
15	ΣΤΕΦΑΝΗ ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ	1
14	ΒΡΑΧΙΟΝΑΣ ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΟΥ	16
13	ΔΙΩΣΤΗΡΑΣ ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΟΥ	16
12	ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΟ ΠΤΕΡΥΓΙΟ	16
11	ΣΤΥΠΙΟΘΛΙΠΤΗΣ	1
10	ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΡΟΗΣ Β	1
9	ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΡΟΗΣ Α	1
8	ΤΜΗΜΑ ΕΙΣΟΔΟΥ	1
7	ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ	1
6	ΕΔΡΑΝΟ ΚΥΛΙΣΗΣ 6306-2RS1	1
5	ΕΔΡΑΝΟ ΚΥΛΙΣΗΣ 6207-2RS1	1
4	ΟΠΙΣΘΙΟ ΚΑΠΑΚΙ	1
3	ΕΜΠΡΟΣΘΙΟ ΚΑΠΑΚΙ	1
2	ΑΤΡΑΚΤΟΣ	1
1	ΒΑΣΗ ΣΤΗΡΙΞΗΣ-ΦΩΛΙΑ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	1
A.A.	ΟΝΟΜΑΣΙΑ	ΠΟΣΟΤΗΤΑ

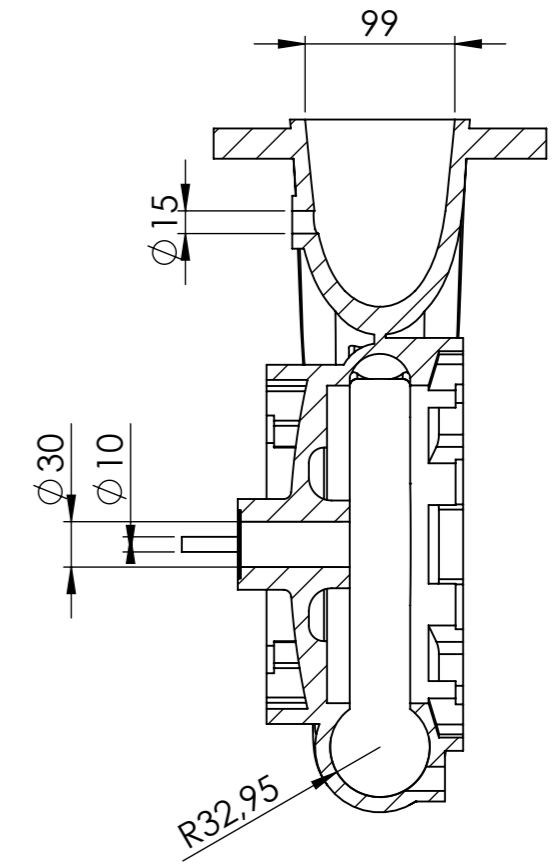
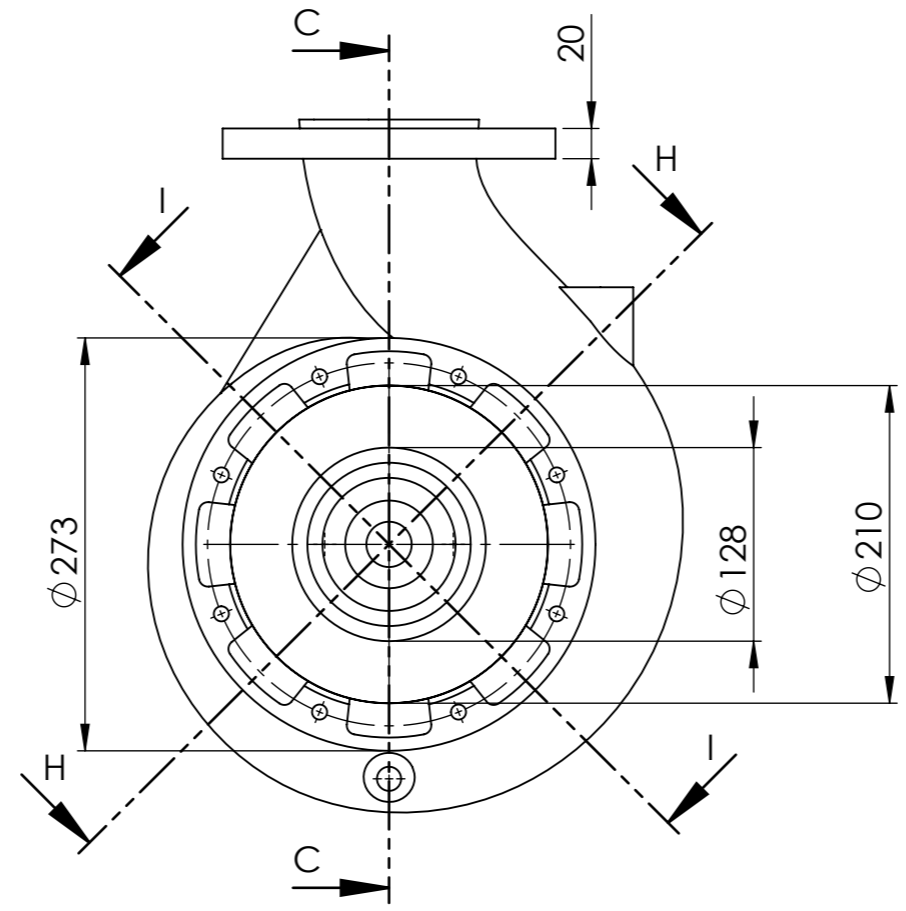
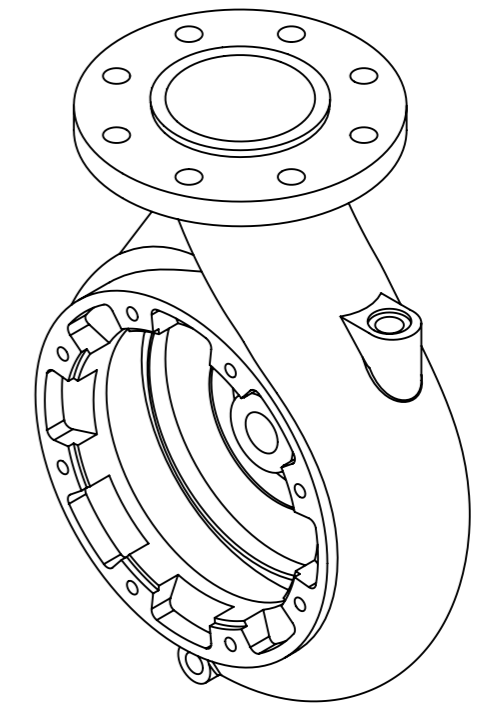
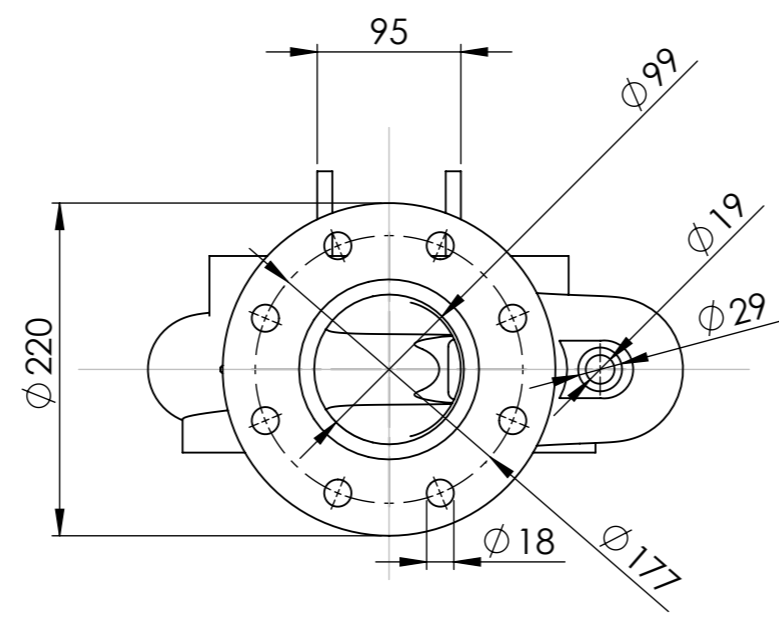
<b>Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ.</b>	ΟΝΟΜΑ: <b>ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ</b>	ΚΛΙΜΑΚΑ <b>1:5</b>	ΗΜΕΡΟΜ. <b>10.10.16</b>
<b>ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ</b>	<b>ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΜΕΝΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΑΝΤΛΙΑΣ-ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ</b>	ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. <b>1</b>	



TOMH I-I  
45 ΜΟΙΡΕΣ

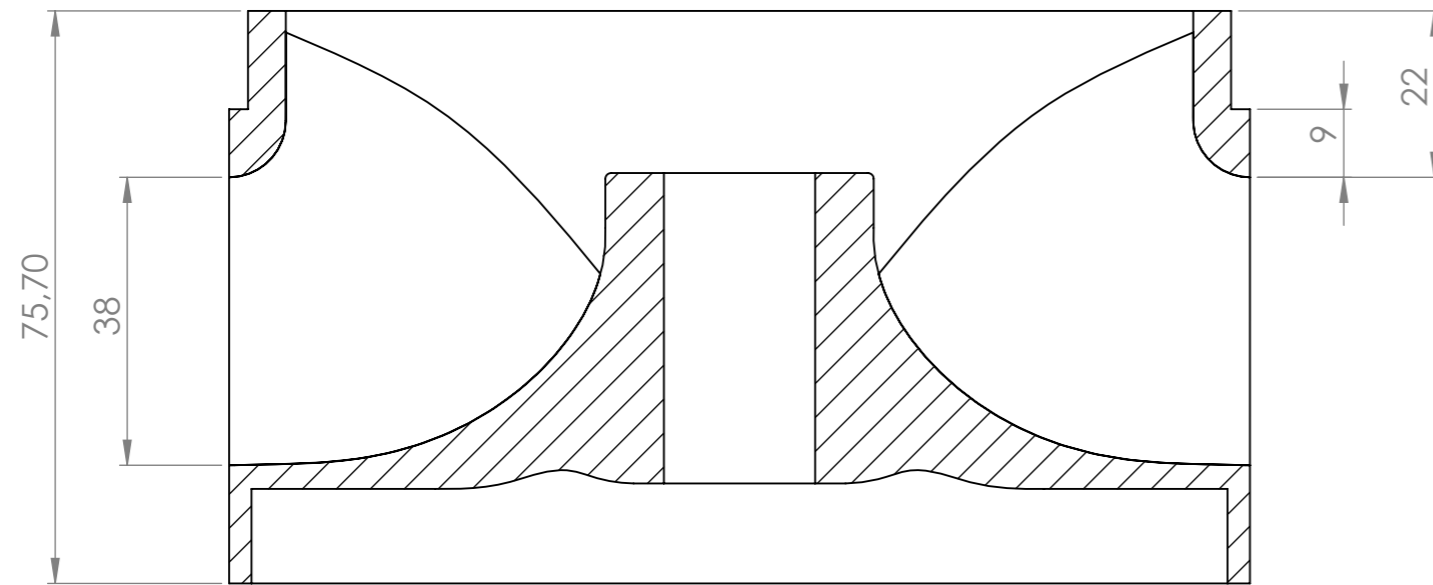
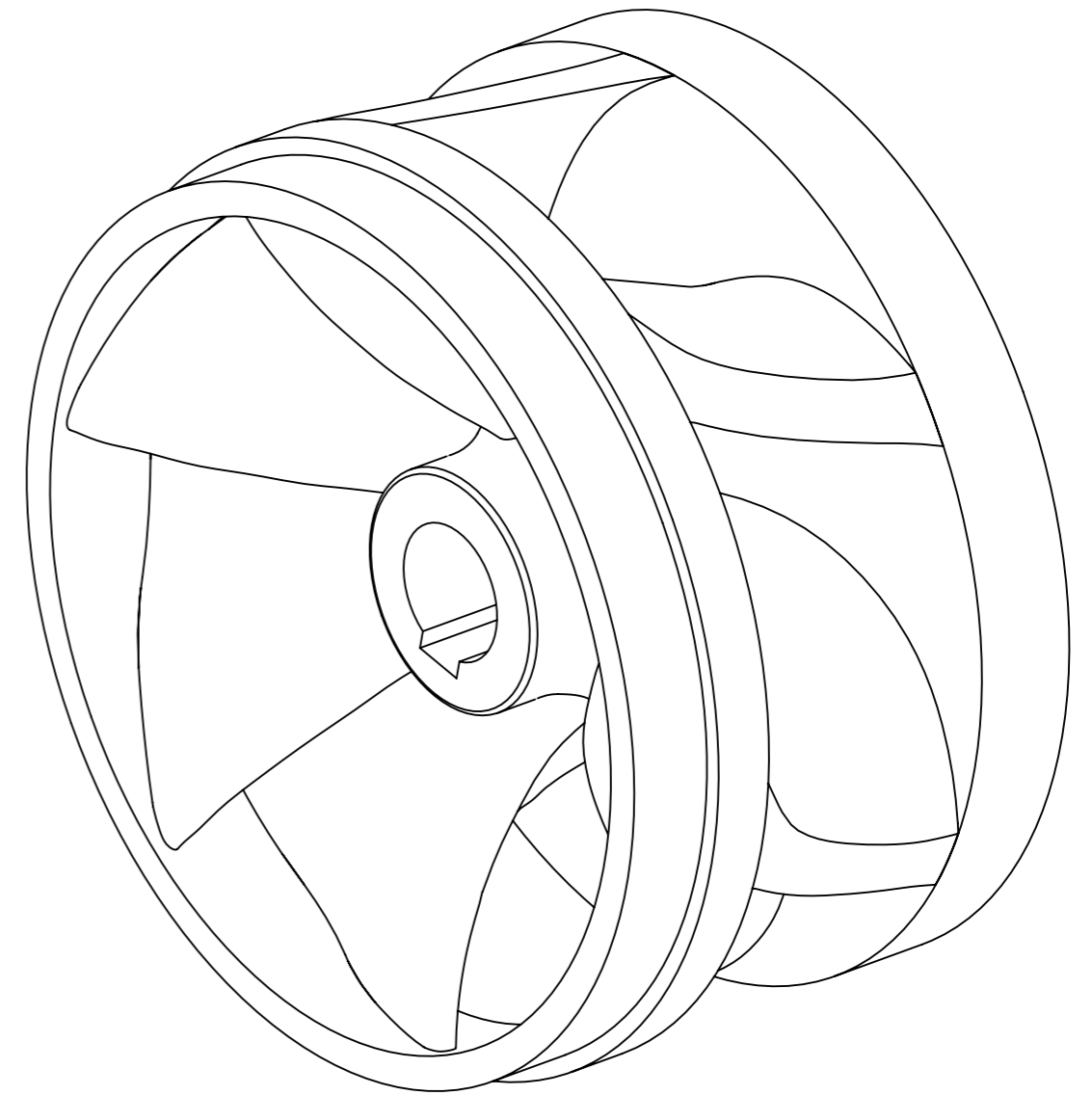
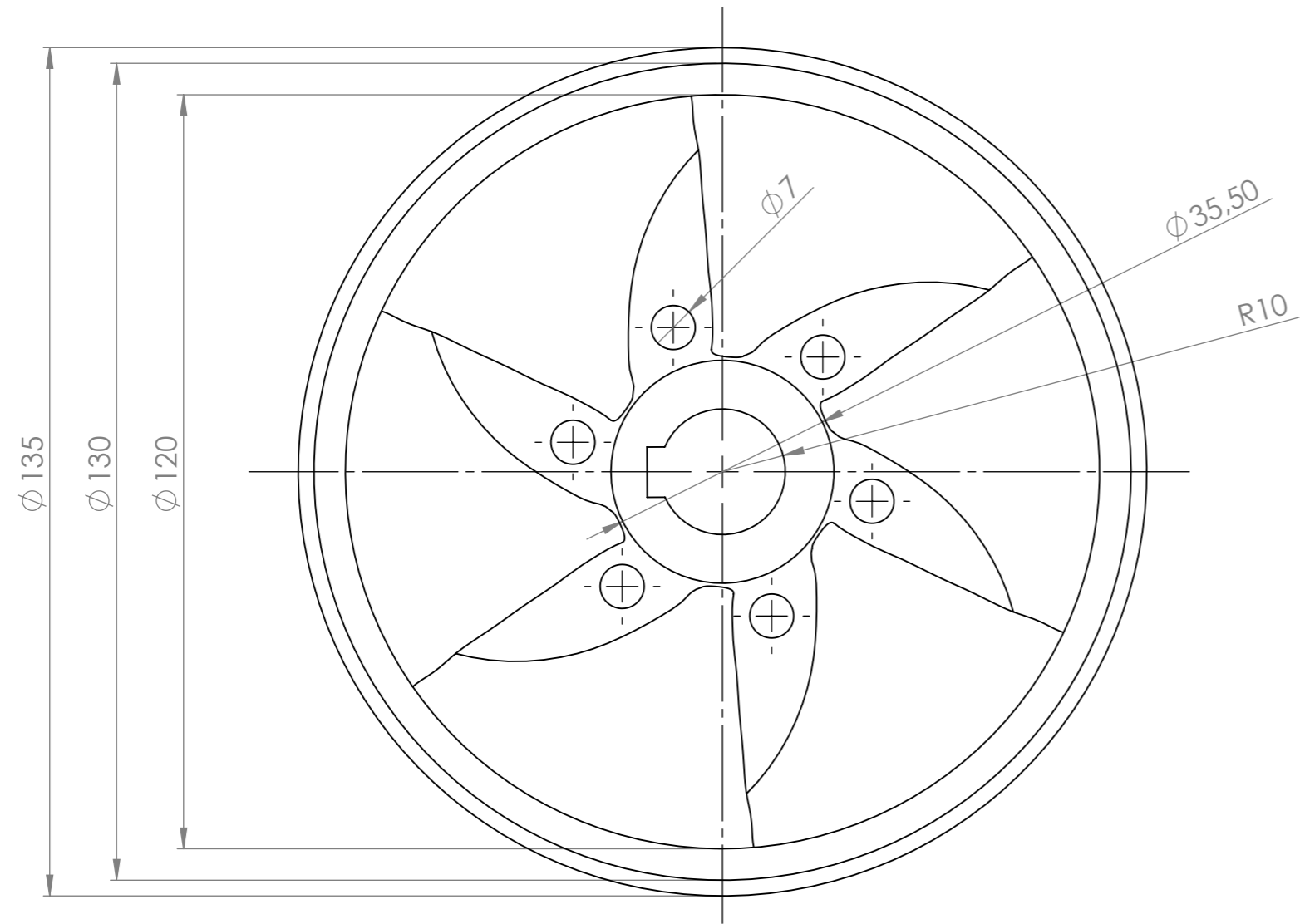


TOMH H-H  
135 ΜΟΙΡΕΣ



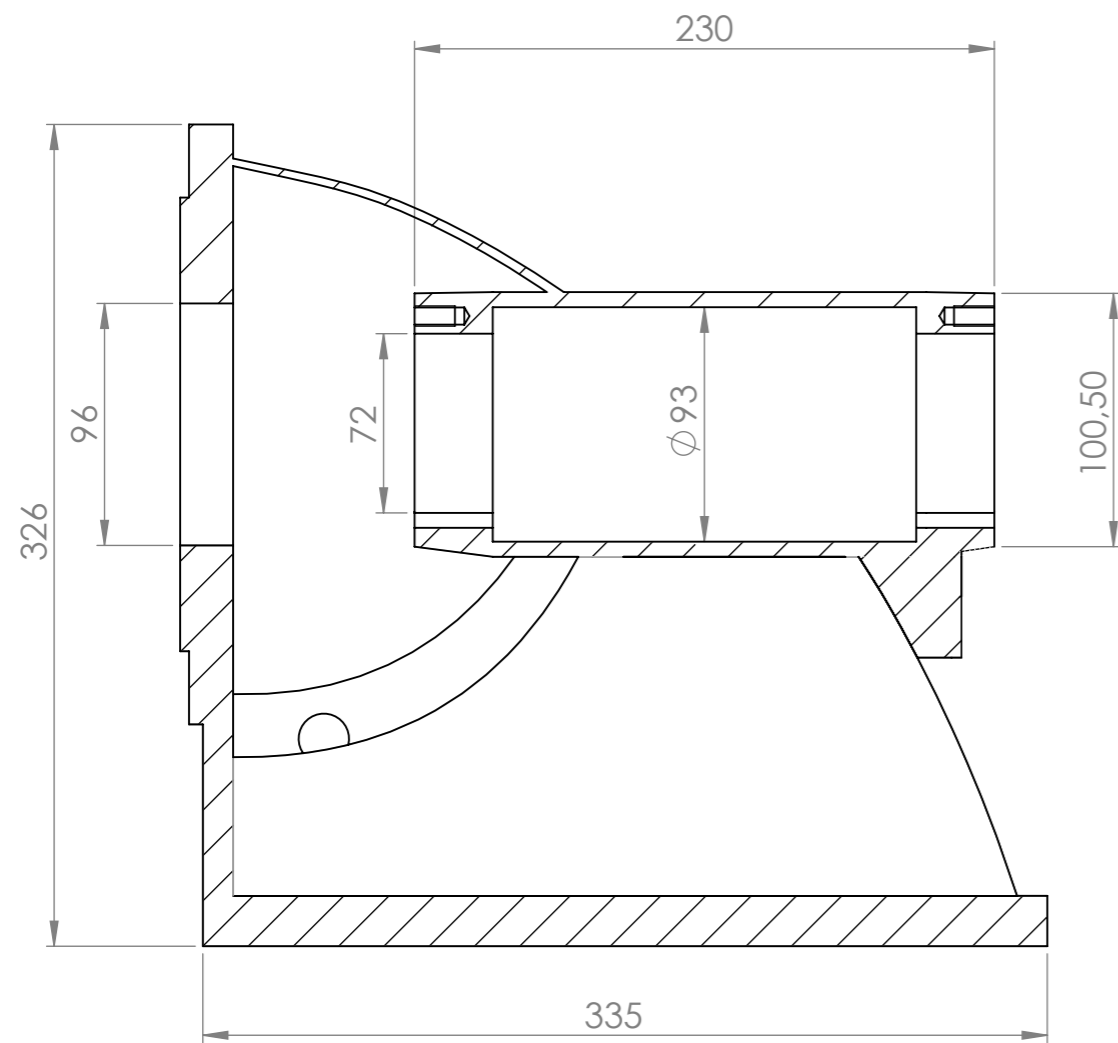
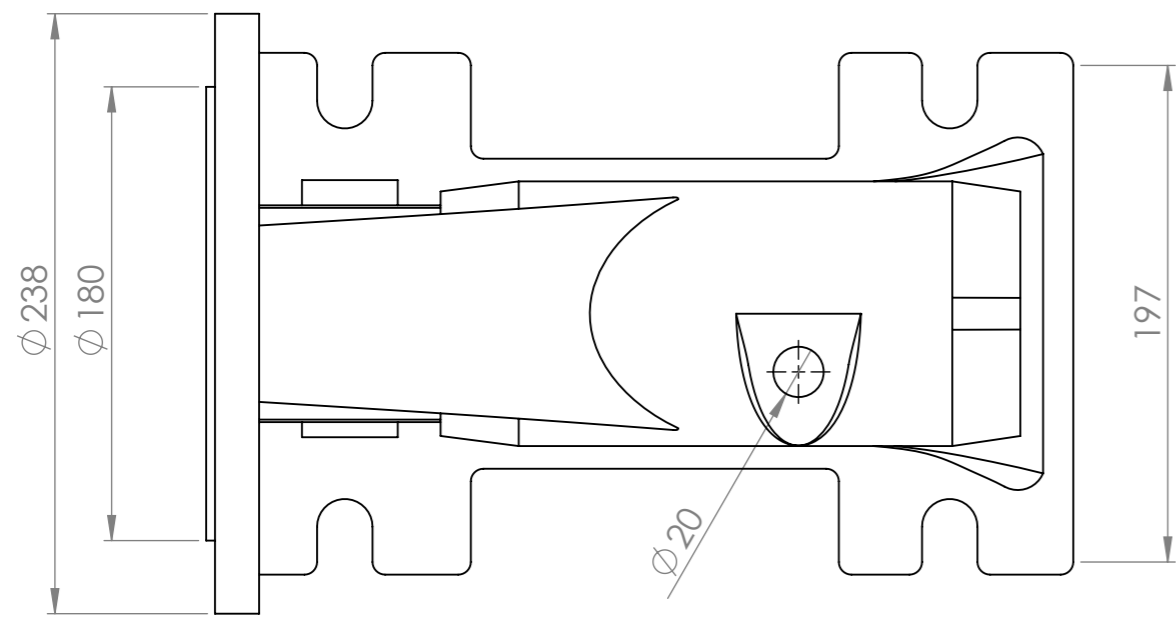
SECTION C-C

<p>E. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ.</p>	<p>ΟΝΟΜΑ: ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ</p>	<p>ΚΛΙΜΑΚΑ 1:5</p>	<p>ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16</p>
<p>ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ</p>	<p>ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ</p>	<p>ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 2</p>	

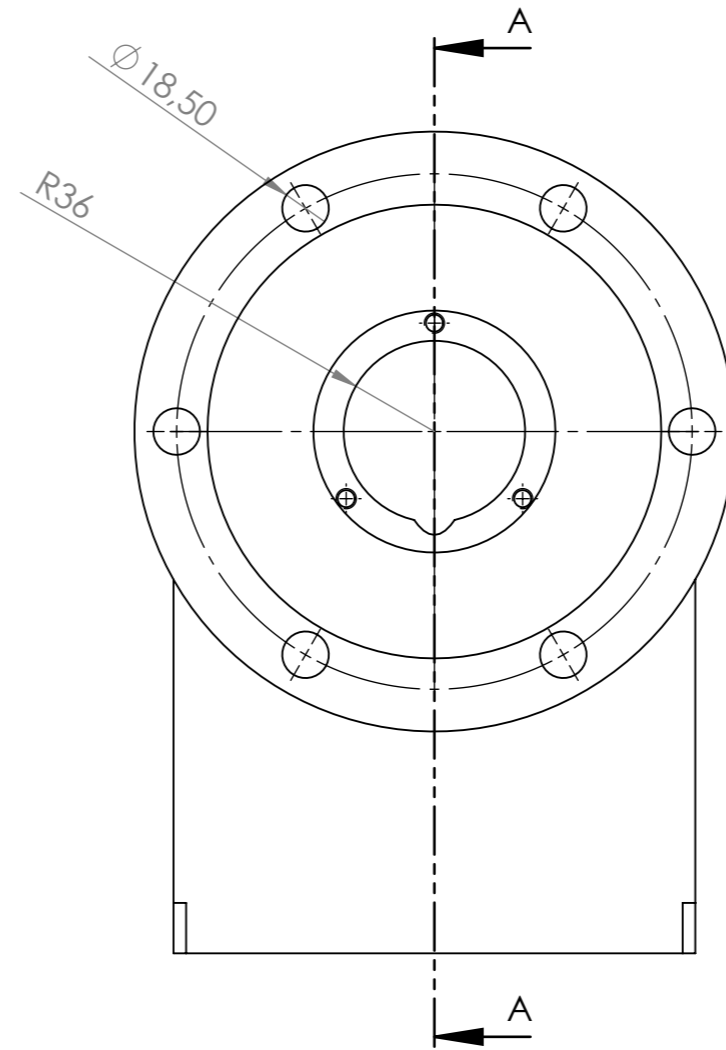
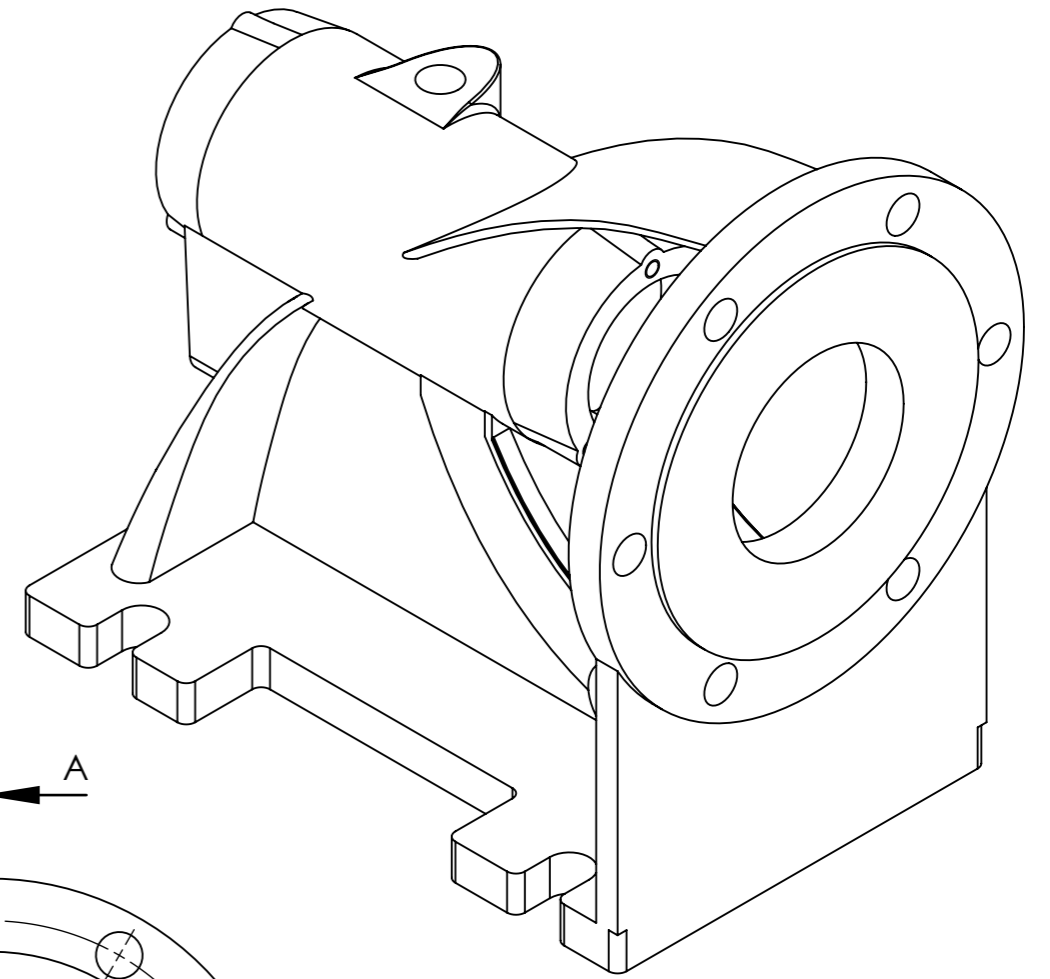


ΜΕΣΗΜΒΡΙΝΗ ΤΟΜΗ

Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ. ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	ΟΝΟΜΑ:	ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:1	ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16
		ΠΤΕΡΩΤΗ-ΔΡΟΜΕΑΣ	ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 3	

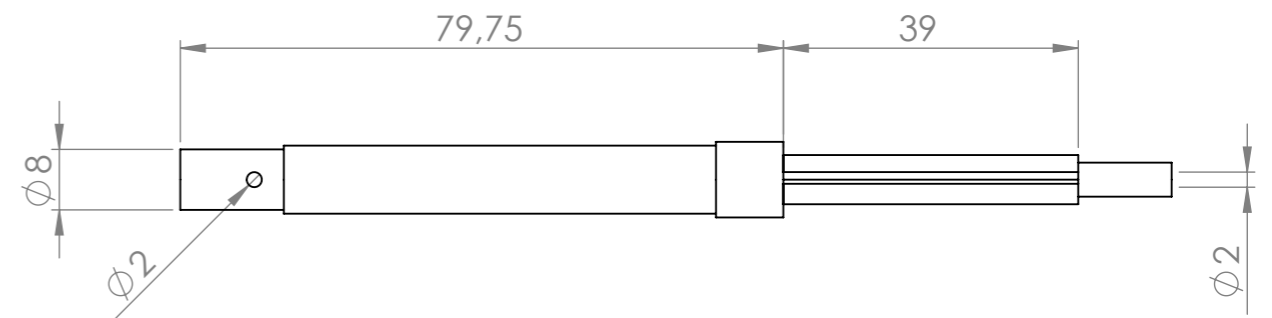
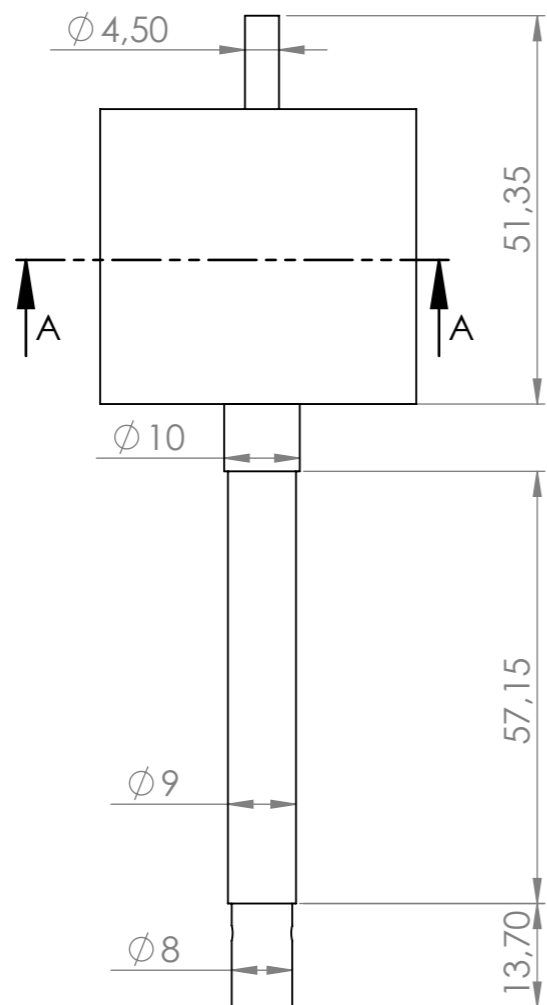
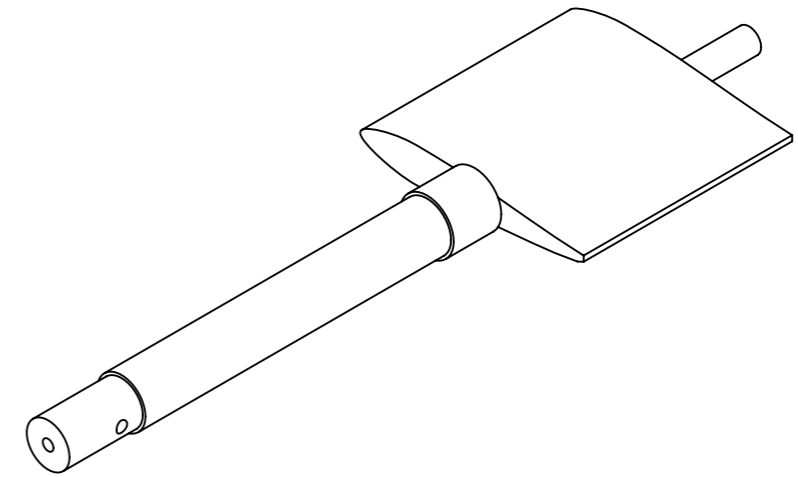
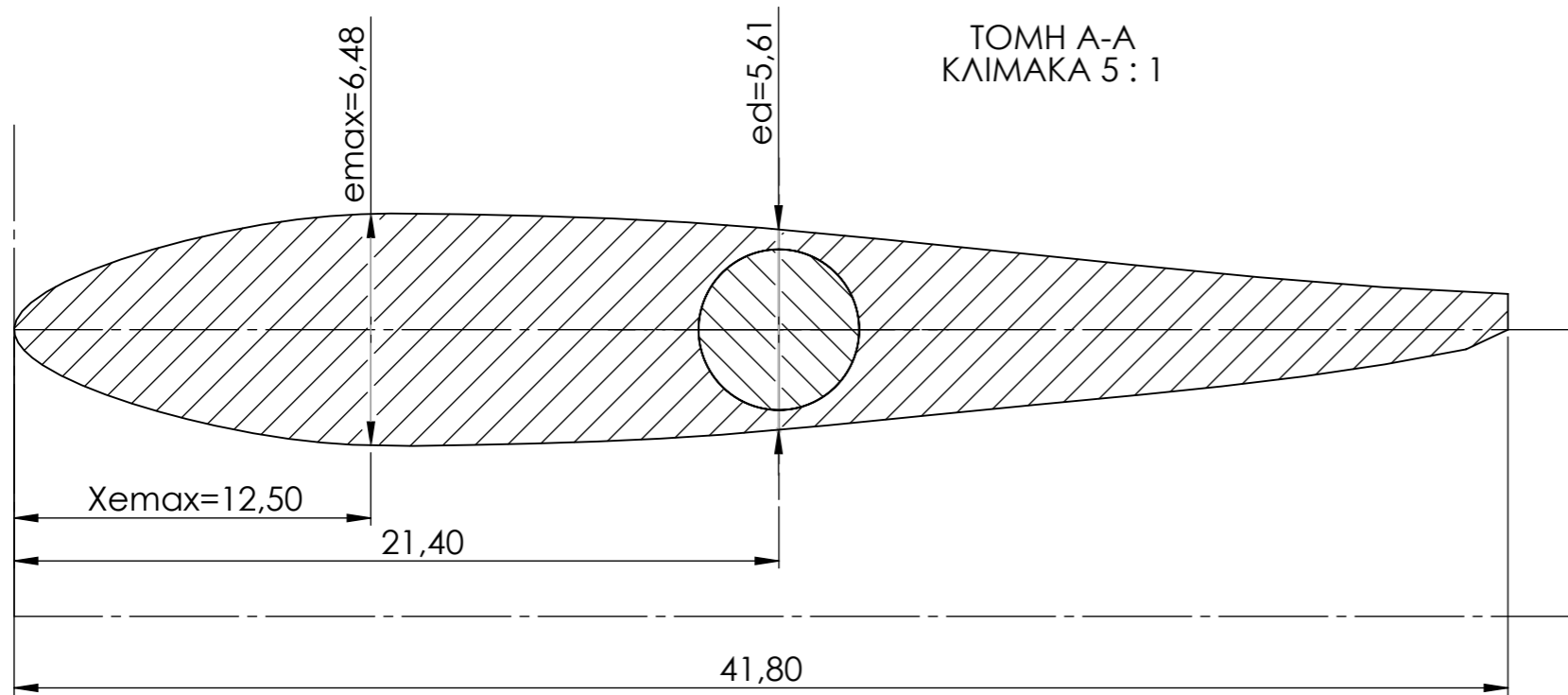


ΤΟΜΗ Α-Α

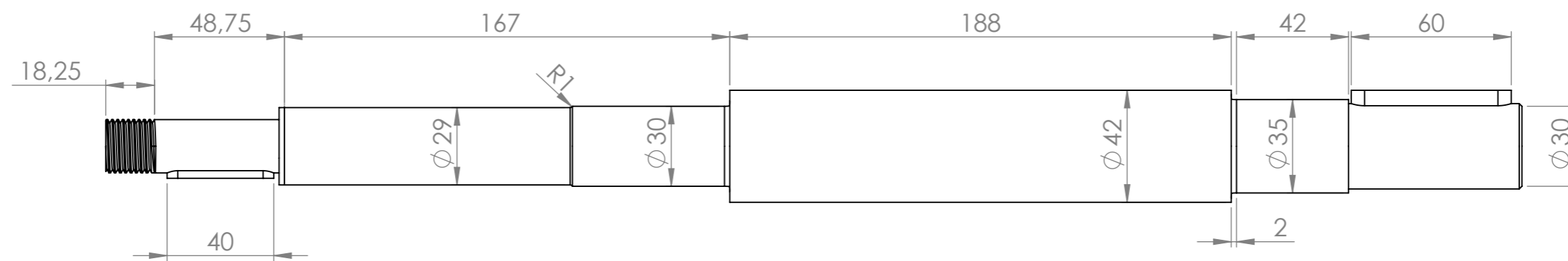
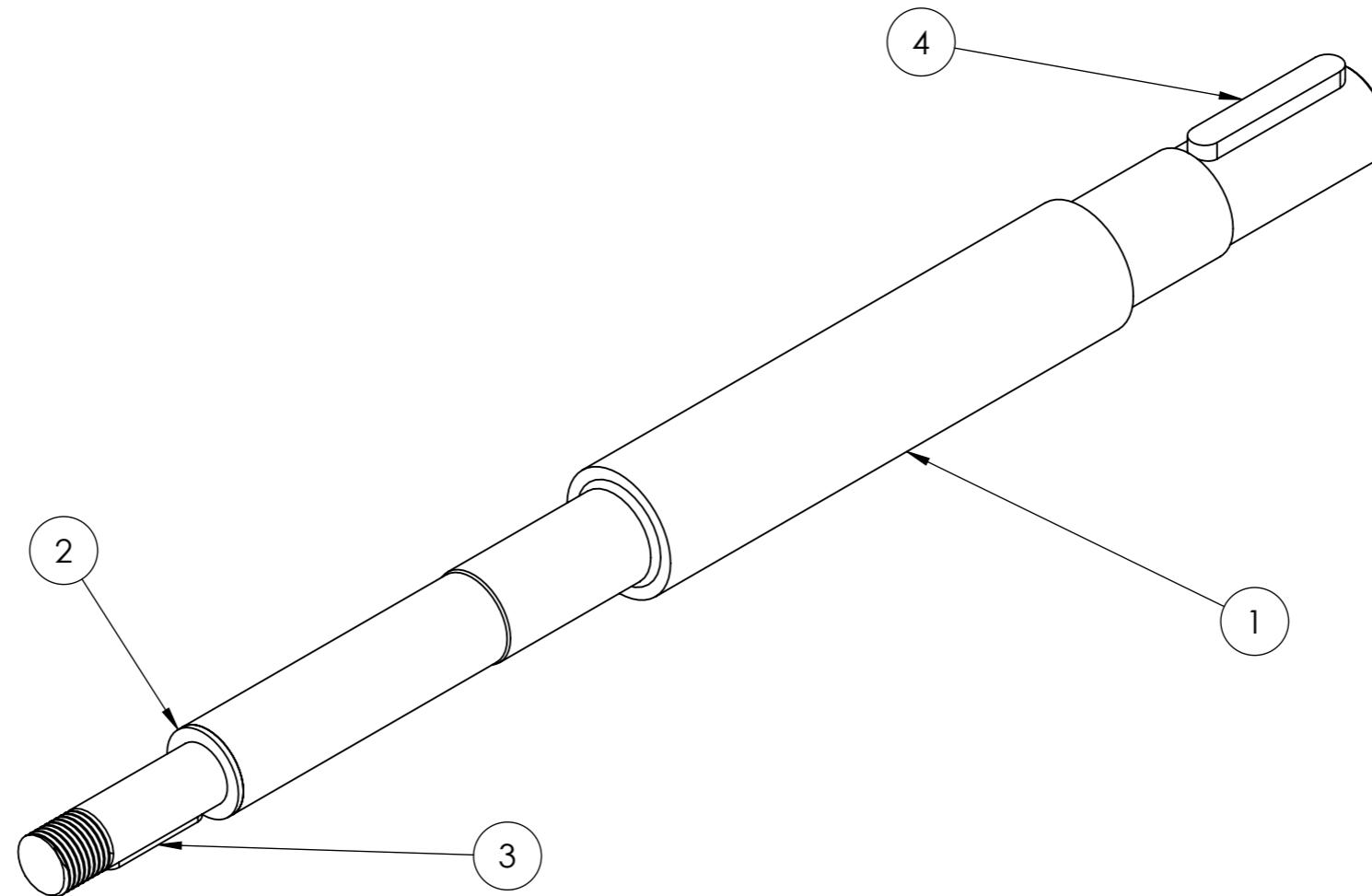


<p>Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ.</p>	<p>ΟΝΟΜΑ: ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ</p>	<p>ΚΛΙΜΑΚΑ 1:3</p>	<p>ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16</p>
<p>ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ</p>	<p>ΒΑΣΗ ΣΤΗΡΙΞΗΣ ΦΩΛΙΑ ΕΝΣΦΑΙΡΩΝ ΤΡΙΒΕΩΝ</p>	<p>ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 4</p>	

TOMH A-A  
ΚΛΙΜΑΚΑ 5 : 1

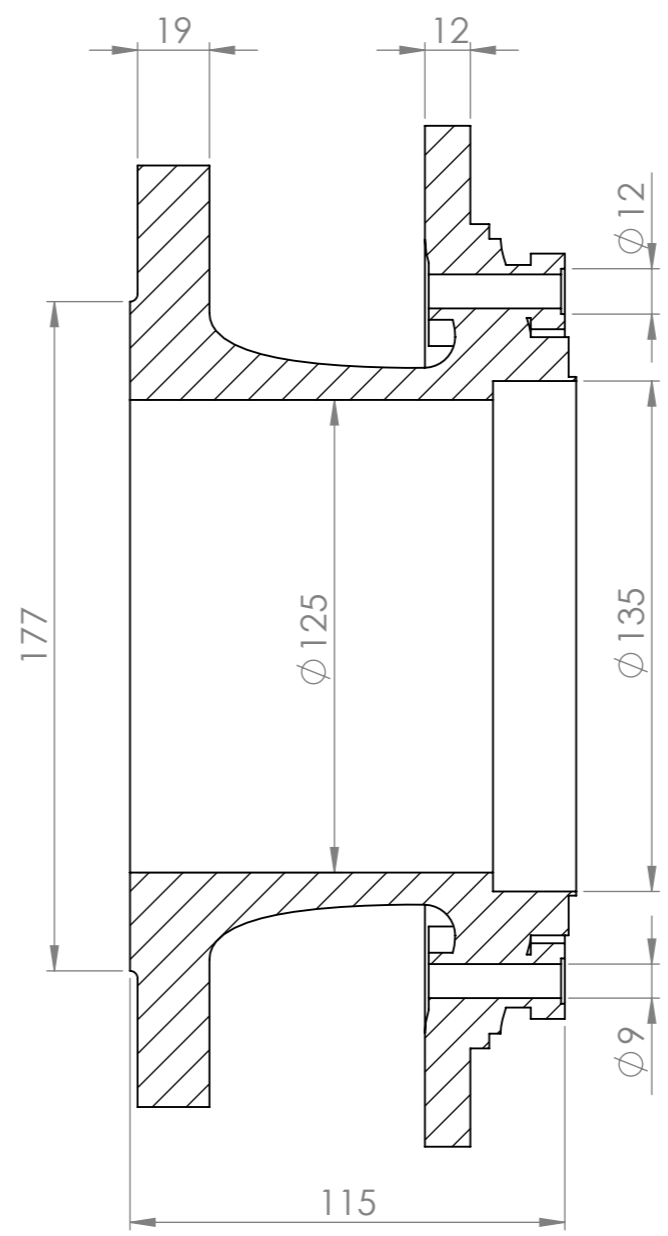
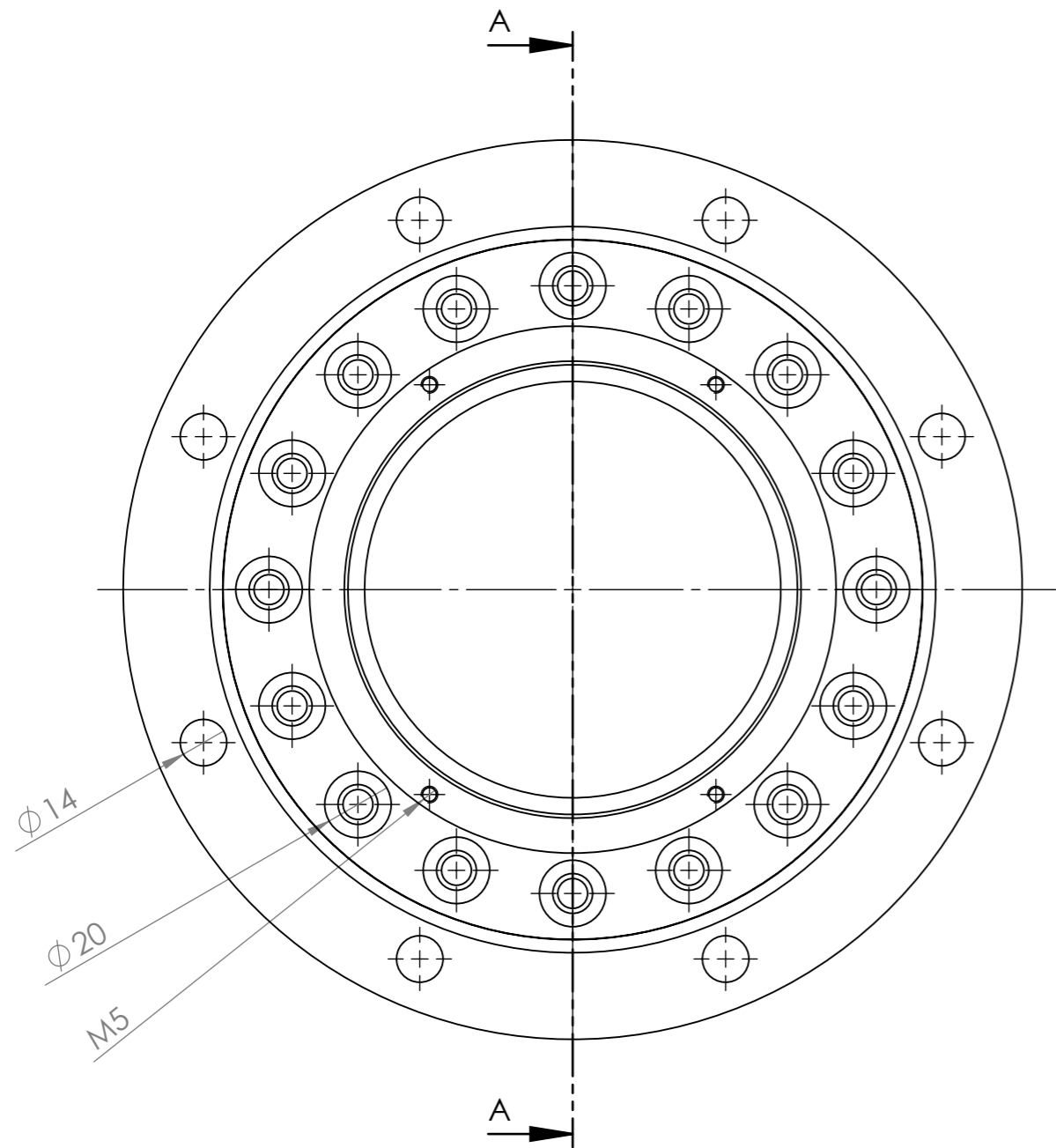


<p>Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ.</p>	<p>ΟΝΟΜΑ: ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ</p>	<p>ΚΛΙΜΑΚΑ 1:1</p>	<p>ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16</p>
<p>ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ</p>	<p>ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΟ ΠΤΕΡΥΓΙΟ</p>	<p>ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 5</p>	

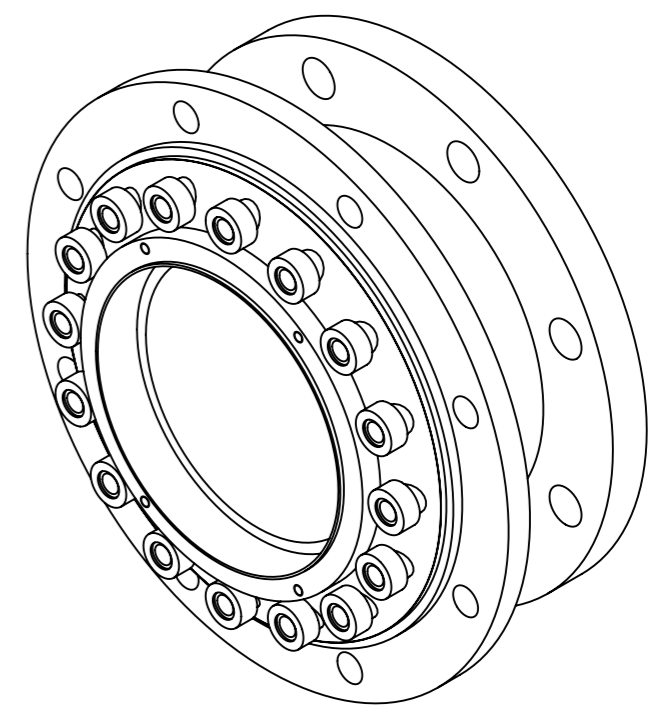


4	ΣΦΗΝΑ 10X10X50		1
3	ΣΦΗΝΑ 8X6X32		1
2	ΔΑΧΤΥΛΙΟΣ ΘΕΣΕΩΣ		1
1	ΑΤΡΑΚΤΟΣ		1
A.A	ΟΝΟΜΑΣΙΑ	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	ΠΟΣΟΤΗΤΑ

Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ. ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	ΟΝΟΜΑ: ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:2	ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16
	ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΜΕΝΗ ΑΤΡΑΚΤΟΣ	ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 6	



ΤΟΜΗ Α-Α



Ε. Μ. Π. ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛ. ΜΗΧ.	ΟΝΟΜΑ: ΠΑΠΑΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	ΚΛΙΜΑΚΑ 1:2	ΗΜΕΡΟΜ. 10.10.16
ΤΟΜΕΑΣ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	ΤΜΗΜΑ ΕΙΣΟΔΟΥ	ΑΡ. ΠΑΡΑΣΤΑΤ. 7	