



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ**

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ
ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΓΙΑ
ΑΝΑΣΤΡΟΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ**

ΜΠΙΚΑΛΙΟΥΚ ΡΟΜΑΝ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : ΙΩΑΝΝΗΣ ΑΝΑΓΝΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ

ΑΘΗΝΑ 2016



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ**

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ
ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΓΙΑ
ΑΝΑΣΤΡΟΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ**

ΜΠΙΚΑΛΙΟΥΚ ΡΟΜΑΝ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : ΙΩΑΝΝΗΣ ΑΝΑΓΝΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ

ΑΘΗΝΑ 2016

Μπικαλιούκ Ρομάν

Διπλωματούχος Μηχανολόγος Μηχανικός Ε.Μ.Π.

Copyright © Μπικαλιούκ Ρομάν, 2016

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η με οποιονδήποτε τρόπο αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. και έχει ως θέμα την υπολογιστική διερεύνηση και βελτιστοποίηση του σχεδιασμού περωτής αντλίας για ανάστροφη λειτουργία της ως δρομέας υδροστρόβιλου. Με τη βοήθεια εμπορικού λογισμικού υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) έγινε δυνατή η αριθμητική επίλυση της ροής και η χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας και του διαγράμματος του ενεργειακού βαθμού απόδοσης της περωτής μικρής φυγοκεντρικής αντλίας σε λειτουργία υδροστρόβιλου. Το υπολογιστικό μοντέλο της περωτής/δρομέα δημιουργήθηκε με μία μέθοδο παραμετρικής σχεδίασης, που αναπτύχθηκε στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής. Μετά τη διακριτοποίηση του τριδιάστατου υπολογιστικού χωρίου του δρομέα ακολουθεί η ανάλυση ευαισθησίας των παραμέτρων σχεδιασμού του, επιλύοντας τις Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) εξισώσεις της ροής σε ένα περιοδικά συμμετρικό τμήμα, μεταξύ δύο διαδοχικών περυγίων του δρομέα. Στόχος είναι η διερεύνηση της μεταβολής του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του δρομέα για ένα εύρος τιμών δέκα σχεδιαστικών παραμέτρων, διατηρώντας τις στροφές λειτουργίας της μηχανής σταθερές. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκαν δυο πλήρεις βελτιστοποιήσεις του σχεδιασμού του δρομέα, μία για λειτουργία αντλίας και μία για λειτουργία υδροστρόβιλου κάνοντας χρήση του λογισμικού EASY που αναπτύχθηκε στο Εργ. Θερμικών Στροβιλομηχανών του ΕΜΠ και είναι βασισμένο σε εξελικτικούς αλγόριθμους (EA). Με το πέρας των βελτιστοποιήσεων διαπιστώθηκε αισθητή αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της τάξης 1% για λειτουργία αντλίας και σημαντική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης της τάξης 3.2% για λειτουργία υδροστρόβιλου, στις αντίστοιχες ονομαστικές παροχές τους. Επίσης στην εργασία παρουσιάζονται και συγκρίνονται οι γεωμετρικές και λειτουργικές διαφορές μεταξύ αρχικής και βέλτιστης γεωμετρίας του περυγίου. Τέλος προκειμένου να δημιουργηθεί μία βέλτιστη περωτή/δρομέας που να λειτουργεί το 50% του χρόνου ως αντλία και 50% του χρόνου ως υδροστρόβιλος επιχειρήθηκε μία απλή και γρήγορη μέθοδος σχεδιασμού μέσω γραμμικής παρεμβολής των τιμών των παραμέτρων σχεδιασμού που προέκυψαν από τις δύο αντίστοιχες βελτιστοποιήσεις. Τα πρώτα αποτελέσματα που προέκυψαν όμως δεν έδειξαν κάποια γραμμική συσχέτιση μεταξύ των σχεδιαστικών παραμέτρων και των χαρακτηριστικών καμπυλών του βαθμού απόδοσης της αναστρέψιμης μηχανής.

ABSTRACT

The present Diploma Thesis was carried out at the School of Mechanical Engineering of the National Technical University of Athens and its objectives are the numerical analysis and optimization of an impeller running in turbine mode. With the use of a commercial computational fluid dynamics software (CFD), the numerical solution of the flow field became possible and the characteristic operation curves, as well as the map of the energy efficiency of the runner of a small centrifugal pump working in turbine mode were obtained. The computational model of the runner was created previously by using a particular method of parametric design which was developed in the Laboratory of Hydraulic Turbomachines at NTUA as part of a doctoral thesis. After the discretization of the three dimensional domain of the runner, a sensitivity analysis of the design parameters was conducted by solving the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) flow equations in a model which corresponds to a blade-to-blade passage. The aim is to investigate the dependence of the energy efficiency of the runner on ten design parameters, the values of which were varied in a prescribed range, while keeping the operating rotational speed constant. Subsequently, two complete design optimization procedures were carried out for the runner, one for pump mode and one for turbine mode operation using a software based on evolutionary algorithms (EASY), which was developed in the Laboratory of Thermal Turbomachines at NTUA. The results from the optimizations reveal an observable increase in hydraulic efficiency of around 1% for pump operation and a significant increase of the energy efficiency of around 3.2% for turbine operation at their respective nominal discharge points. The geometric and operational differences between initial and optimal geometry of the blade-to-blade domain are presented and compared. Finally in order to create an optimum impeller/runner that works 50% of the time as a pump and 50% of the time as a turbine, a simple and quick design method is attempted, by linear interpolation of the values of the design parameters obtained from the two respective optimizations. The first results that emerged however, show no linear correlation between the design parameters and characteristic curves of the efficiency of the reversible machine.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω τους ανθρώπους εκείνους που συνετέλεσαν, ο καθένας με τον δικό του τρόπο, στην ολοκλήρωση της εργασίας αυτής και με βοήθησαν να κάνω ένα ακόμα βήμα προς την προσωπική μου ολοκλήρωση. Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή μου, κ. Ιωάννη Αναγνωστόπουλο, για την ανάθεση της διπλωματικής εργασίας, την εξαιρετική καθοδήγηση, την ενθάρρυνση και την κατανόηση που έδειξε καθ' όλη τη διάρκεια της εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ Κ. Γιαννάκογλου για την χορήγηση του λογισμικού βελτιστοποίησης EASY v2.0 πάνω στο οποίο βασίστηκε η παρούσα διπλωματική εργασία. Στη συνέχεια θα ήθελα να εκφράσω ένα μεγάλο ευχαριστώ στον Υποψήφιο Διδάκτορα Μάριο Χρυσοβέργη για την συνεχή καθοδήγηση, τη βοήθεια και τον χρόνο που μου αφιέρωσε. Οι υποδείξεις και οι συμβουλές του υπήρξαν απαραίτητες, ενώ η επικοινωνία μας ήταν άριστη και ευχάριστη.

Έπειτα, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τους κοντινούς μου ανθρώπους, την μητέρα μου, Ευφροσύνη Μπικαλιούκ και την αδελφή μου, Άννα Μπικαλιούκ για την απεριόριστη στήριξη και τις συμβουλές που μου πρόσφεραν καθ'όλη τη διάρκεια της διεκπεραίωσης της διπλωματικής εργασίας και των σπουδών μου. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω απο καρδιάς τους φίλους και συναδέλφους Ειρήνη Λύσσαρη, Σπύρο Δούκα, Ορέστη Μάντζιο για την πολύτιμη συμπαράσταση και εμπύχωση που μου πρόσφεραν σε αυτή μου την προσπάθεια.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ (στα ελληνικά)	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ (στα αγγλικά)	iii
ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	v
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	vii
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ	ix
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	xvii
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΟΡΟΛΟΓΙΩΝ	xviii

A. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	1
ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ	2
ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	2
ΔΙΑΡΘΡΩΣΗ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ	3

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

1. ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ.....	5
1.1 ΕΙΔΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	5
1.2 ΑΝΤΛΙΕΣ.....	6
1.3 ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	7
1.3.1. ΤΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	8
1.3.2 ΤΟ ΚΕΛΥΦΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	10
1.3.3 ΚΕΛΥΦΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΜΕ ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΔΙΑΧΥΣΗΣ.....	11
1.3.4 ΠΤΕΡΩΤΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ	11
1.3.5 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	14
1.3.5.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΥΨΟΣ.....	14

1.3.5.2 ΠΑΡΟΧΗ.....	15
1.3.5.3 ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ.....	15
1.3.5.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ.....	16
1.3.6 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	17
1.4 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΙ.....	19
1.4.1 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΙ ΟΛΙΚΗΣ ΠΡΟΣΒΟΛΗΣ.....	21
1.4.2 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΣ FRANCIS.....	21
1.4.3 ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ.....	22
1.4.4 ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.....	23
1.4.5 ΔΡΟΜΕΑΣ.....	24
1.4.6 ΑΓΩΓΟΣ ΑΠΑΓΩΓΗΣ.....	24
1.4.7 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΥ FRANCIS.....	25
1.4.7.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΠΤΩΣΗ.....	25
1.4.7.2 ΠΑΡΟΧΗ.....	26
1.4.7.3 ΑΠΟΔΙΔΟΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ.....	26
1.4.7.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ.....	27
1.4.8 ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ.....	27
1.4.9 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΘΕΩΡΗΜΑΤΟΣ ΣΥΣΤΡΟΦΗΣ ΣΕ ΜΕΡΙΚΟ ΔΡΟΜΕΑ.....	29
1.4.10 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΥ FRANCIS	30
1.5 ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	33
1.5.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	33
1.5.2 ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΑΣ-ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΥ.....	34
1.5.3 ΠΛΗΡΕΙΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΤΕΣΣΑΡΩΝ ΤΕΤΑΡΤΗΜΟΡΙΩΝ.....	35

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ.....	39
2.1 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΕΣ ΕΚΤΙΜΗΣΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΑΣ-ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ.....	39
2.1.1 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΒΕΛΤΙΣΤΟ ΒΑΘΜΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	39
2.1.2 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΕΙΔΙΚΟ ΑΡΙΘΜΟ ΣΤΡΟΦΩΝ.....	42
2.1.3 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΑ ΚΑΙ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	48
2.1.4 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ.....	53
2.1.4.1 CFD ΣΕ ΠΤΕΡΩΤΕΣ ΧΩΡΙΣ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ	53
2.1.4.2 CFD ΣΕ ΠΤΕΡΩΤΕΣ ΜΕ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ	59

Β. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

3. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ	67
3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΜΕ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ	67

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΦΥΤΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΣΕ ΑΝΑΣΤΡΟΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ.....	73
4.1 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΡΟΪΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ.....	73
4.1.1 ΕΞΙΣΩΣΗ ΣΥΝΕΧΕΙΑΣ.....	73
4.1.2 ΕΞΙΣΩΣΗ ΟΡΜΗΣ.....	73
4.2 ΜΕΘΟΔΟΣ ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ NAVIER-STOKES.....	74

4.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗΣ.....	74
4.4 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΕΠΙΛΥΤΩΝ.....	75
4.5 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ NAVIER-STOKES.....	75
4.6 ΜΕΘΟΔΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΓΡΑΜΜΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ.....	76
4.7 ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΥΡΒΩΔΟΥΣ ΡΟΗΣ.....	76
4.8 ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ.....	77
4.9 ΜΕΛΕΤΗ ΑΝΕΞΑΡΤΗΣΙΑΣ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ.....	84
4.9.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΤΗΣ ΜΕΛΕΤΗΣ ΑΝΕΞΑΡΤΗΣΙΑΣ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ.....	85
4.9.2 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ.....	87

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ.....	93
--	-----------

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

6. ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΩΝ ΑΛΓΟΡΙΘΜΩΝ.....	125
6.1 ΜΕΘΟΔΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ.....	125
6.2 ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΟΙ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΙ.....	125
6.3 ΠΟΛΥΚΡΙΤΗΡΙΑΚΗ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ.....	126
6.4 ΔΙΑΤΥΠΩΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ.....	127
6.5 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΓΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	129
6.6 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΓΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ.....	133

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

7. ΠΡΟΣΑΡΜΟΣΜΕΝΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ-ΔΡΟΜΕΑ ΓΙΑ ΣΥΓΚΕΚΡΙΜΕΝΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ.....	139
--	------------

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

8. ΣΥΝΟΨΗ	143
8.1 ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	143
8.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ.....	146
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	148

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

- Σχήμα 1.1** Ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής ενέργειας καθορίζεται το είδος της Ρευστοδυναμικής μηχανής.
- Σχήμα 1.2** Κατηγορίες αντλιών
- Σχήμα 1.3** Φυγοκεντρική Αντλία
- Σχήμα 1.4** Βασικά εξαρτήματα φυγοκεντρικής αντλίας
- Σχήμα 1.5** Κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας
- Σχήμα 1.6** Κέλυφος με πτερύγια διάχυσης
- Σχήμα 1.7** Πτερωτή ανοιχτού τύπου
- Σχήμα 1.8** Πτερωτή ημίκλειστου τύπου
- Σχήμα 1.9** Πτερωτή κλειστού τύπου
- Σχήμα 1.10** Πτερωτές με διαφορετικά σχετικά μήκη παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών πτερυγίων (splitter blades) [21].
- Σχήμα 1.11** Διάγραμμα θεωρητικής και πραγματικής χαρακτηριστικής καμπύλης Υδραυλικού Ύψους - Παροχής για διάφορες κλίσεις της γωνίας β_2 και γραφική διαμόρφωση των απωλειών ανακυκλοφορίας, τριβής και κρούσης για $\beta_2 < 90^\circ$.
- Σχήμα 1.12** Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας φυγοκεντρικής αντλίας
- Σχήμα 1.13** Κατηγορίες Υδροστροβίλων
- Σχήμα 1.14** Διάγραμμα επιλογής του τύπου υδροστροβίλου συναρτήσει της υδραυλικής πτώσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας [8].
- Σχήμα 1.15** Βασικά εξαρτήματα Υδροστροβίλου Francis
- Σχήμα 1.16** Σπειροειδές κέλυφος εκατέρωθεν του δρομέα για ομοιόμορφη περιφερειακή τροφοδοσία του νερού στον δρομέα.
- Σχήμα 1.17** Ρυθμιστικά πτερύγια περιμετρικά του δρομέα υδροστροβίλου Francis. Στην πρώτη θέση(a) η πτερώγηση τροφοδοτεί την πτερωτή με νερό, ενώ στη δεύτερη (β) η πτερώγηση φράσσει τη δίοδο και αποκόπτει την παροχή του νερού, που έχει ως συνέπεια να τεθεί η μονάδα εκτός λειτουργίας
- Σχήμα 1.18** Τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και έξοδο του δρομέα Υδροστροβίλου Francis
- Σχήμα 1.19** Διάγραμμα θεωρητικής και πραγματικής χαρακτηριστικής καμπύλης Υδραυλικού Ύψους - Παροχής και γραφική διαμόρφωση των απωλειών της κινητικής ενέργειας στην έξοδο, τριβής και κρούσης.
- Σχήμα 1.20** Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας Υδροστροβίλου Francis για σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων και σταθερή ταχύτητα περιστροφής.
- Σχήμα 1.21** Μικρή φυγοκεντρική αντλία με σπειροειδές κέλυφος κατάλληλη για ανάστροφη λειτουργία
- Σχήμα 1.22** Η κατεύθυνση της ροής σε ανάστροφη φυγοκεντρική αντλία [13].
- Σχήμα 1.23** Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας φυγοκεντρικής αντλίας, υπό σταθερές στροφές, για λειτουργία ως αντλίας και ως υδροστροβίλου [7].
- Σχήμα 1.24** Σχηματικό διάγραμμα τεσσάρων τεταρτημορίων αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής [7].
- Σχήμα 1.25** Τυπική διάταξη μικρής αναστρέψιμης φυγοκεντρικής αντλίας συζευγμένη με γεννήτρια.

- Σχήμα 2.1** Στατιστικά διαγράμματα των παραμέτρων συσχέτισης. (α) Παροχής, (β) Υδραυλικού ύψους, (γ) Βαθμού απόδοσης [10].
- Σχήμα 2.2** Επίδραση του βαθμού απόδοσης της αντλίας. (α) Παράμετρος παροχής, (β) Παράμετρος ύψους [10].
- Σχήμα 2.3** Σχηματική αναπαράσταση ανοικτής διάταξης δοκιμής PAT [11].
- Σχήμα 2.4** Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].
- Σχήμα 2.5** Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες ισχύος-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].
- Σχήμα 2.6** Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].
- Σχήμα 2.7** Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης υδραυλικού ύψους-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστρόβιλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].
- Σχήμα 2.8** Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης αποδιδόμενης ισχύος-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστρόβιλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].
- Σχήμα 2.9** Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης αποδιδόμενης ισχύος-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστρόβιλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].
- Σχήμα 2.10** Σχηματική αναπαράσταση ανοικτής διάταξης δοκιμής PAT [12].
- Σχήμα 2.11** α) Αδιάστατες καμπύλες υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας. β) Αδιάστατες καμπύλες απορροφούμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας [13].
- Σχήμα 2.12** α) Αδιάστατες καμπύλες υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου. β) Αδιάστατες καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [13].
- Σχήμα 2.13** α) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία αντλίας. β) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [15].
- Σχήμα 2.14** α) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας. β) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [15].
- Σχήμα 2.15** Γραμμική σχέση μεταξύ των ειδικών διαμέτρων για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία στροβίλου [15].
- Σχήμα 2.16** Γραμμική σχέση μεταξύ των ειδικών αριθμών στροφών για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία στροβίλου [15].
- Σχήμα 2.17** α) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 1). β) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 2). γ) Σύγκριση διαφορετικών

μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 3). δ) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 4) [15].

- Σχήμα 2.18** Διάγραμμα ροής της διαδικασίας βελτιστοποίησης για επιλογή κατάλληλης PAT [16].
- Σχήμα 2.19** Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπύλων υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την υπολογιστική προσομοίωση για λειτουργία υδροστρόβιλου [17].
- Σχήμα 2.20** Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπύλων παραγόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την υπολογιστική προσομοίωση για λειτουργία υδροστρόβιλου [17].
- Σχήμα 2.21** Αλληλεπίδραση μεταξύ του σπειροειδούς κελύφους και δρομέα α) στην πειραματική διάταξη β) στο CFD μοντέλο [17].
- Σχήμα 2.22** α) Διεπαφή μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα με αδόμητο πλέγμα β) Διεπαφή μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα με δομημένο πλέγμα [18].
- Σχήμα 2.23** Η διαδρομή της ροής δια μέσου των επιμέρους εξαρτημάτων της PAT α) σπειροειδές κέλυφος β) δρομέας γ) αγωγός απαγωγής [12].
- Σχήμα 2.24** Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπύλων υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την προσομοίωση [19].
- Σχήμα 2.25** Μέγιστο πλάτος του ασταθούς ακτινικού φορτίου συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου [19].
- Σχήμα 2.26** Διακύμανση υδραυλικού ύψους για απότομη διακύμανση παροχής σε PAT (άκαμπτο μοντέλο) [20].
- Σχήμα 2.27** Διακύμανση υδραυλικού ύψους για απότομη διακύμανση παροχής σε PAT (ελαστικό μοντέλο) [20].
- Σχήμα 2.28** Μορφή και διαστάσεις τυπικής ακτινικής πτερωτής με ενσωματωμένα διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) [21].
- Σχήμα 2.29** Ακτινική πτερωτή φυγοκεντρικής αντλίας με διαχωριστικά πτερύγια.
- Σχήμα 2.30** α) Το υπολογιστικό μοντέλο του Υδροστρόβιλου Francis. β) Σημεία ελέγχου των ροικών φαινομένων στα επιμέρους εξαρτήματα του υδροστρόβιλου Francis [23].
- Σχήμα 2.31** α) Το σχετικό μήκος και η θέση των διαχωριστικών πτερυγίων (splitter blades) β) Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του δρομέα για διαφορετικά σχετικά μήκη των διαχωριστικών πτερυγίων για διάφορες τιμές παροχών [23].
- Σχήμα 2.32** Διανύσματα ταχυτήτων κατά μήκος της επιφάνειας των πτερυγίων για διαφορετικές σχετικές θέσεις των διαχωριστικών πτερυγίων ως προς την απόσταση μεταξύ των πτερυγίων [23].
- Σχήμα 2.33** Σχηματική αναπαράσταση ανοιχτής διάταξης δοκιμής PAT [24].
- Σχήμα 2.34** α) Πειραματική διάταξη PAT. β) Πτερωτή με διαχωριστικά πτερύγια. γ) Τριδιάστατο υπολογιστικό μοντέλο σε μεσημβρινή τομή [24].

- Σχήμα 2.35** Σύγκριση μεταξύ των πειραματικών και υπολογιστικών χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας [24].
- Σχήμα 2.36** α) Διακύμανση της πίεσης στο πεδίο του χρόνου του σπειροειδούς κελύφους. β) Διακύμανση της πίεσης στο πεδίο του χρόνου του δρομέα [24].
- Σχήμα 2.37** Αριθμητικό πλέγμα του τριδιάστατου υπολογιστικού μοντέλου της αντλίας [25].
- Σχήμα 2.38** α) Σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπυλών υδραυλικού ύψους - παροχής από την παραμετρική διερεύνηση. β) Σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπυλών βαθμού απόδοσης - παροχής από την παραμετρική διερεύνηση [25].
- Σχήμα 2.39** Ισοψείς στατικής πίεσης α) αρχικής γεωμετρίας πτερωτής β) βέλτιστης γεωμετρίας πτερωτής [25].
- Σχήμα 3.1** Μεσημβρινό κανάλι (α) και αεροτομή πτερυγίου (β) της αρχικής πτερωτής
- Σχήμα 3.2** (α) Παραμετρική σχεδίαση της πλήμνης και της στεφάνης στο αξονοσυμμετρικό επίπεδο και (β) της μέσης γραμμής του πτερυγίου
- Σχήμα 3.3** Η μορφή της αρχικής γεωμετρίας του υπολογιστικού χωρίου (α) στους άξονες x-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι $r1, r2, \beta1, \beta2, thwr$, (β) στους άξονες z-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι ct_ch1 και ct_ch2 .
- Σχήμα 3.4** Η μορφή της αρχικής γεωμετρίας του υπολογιστικού χωρίου στους άξονες x-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι ct_ml1 και ct_ml2 .
- Σχήμα 3.5** Ολόκληρη η γεωμετρία του υπολογιστικού χωρίου εκ περιστροφής της πτερωτής στους άξονες x-y.
- Σχήμα 3.6** Ολόκληρη η γεωμετρία του υπολογιστικού χωρίου εκ περιστροφής της πτερωτής σε ισομετρική προβολή
- Σχήμα 3.7** Τριδιάστατη γεωμετρία αναφοράς εκ περιστροφής της πτερωτής με διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.
- Σχήμα 4.1** Στοιχεία διδιάστατου και τριδιάστατου πλέγματος.
- Σχήμα 4.2** Μη δομημένο, επιφανειακό, τριγωνικό πλέγμα (tri/pave) στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade).
- Σχήμα 4.3** Λεπτομερής απεικόνιση του επιφανειακού, τριγωνικού πλέγματος που επιβλήθηκε στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade).
- Σχήμα 4.4** Οριακό στρώμα δομημένου πλέγματος αποτελούμενο από σφηνοειδή στοιχεία στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade)
- Σχήμα 4.5** Λεπτομερής απεικόνιση του οριακού στρώματος δομημένου πλέγματος αποτελούμενο από σφηνοειδή στοιχεία που επιβλήθηκε στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade)
- Σχήμα 4.6** Υβριδικό χωρικό πλέγμα αποτελούμενο από δομημένο πλέγμα σφηνοειδών στοιχείων στο οριακό στρώμα και μη δομημένο πλέγμα τετράεδρων στοιχείων στην υπόλοιπη γεωμετρία.
- Σχήμα 4.7** Λεπτομερής απεικόνιση του υβριδικού χωρικού πλέγματος του υπολογιστικού χωρίου αποτελούμενο από δομημένο πλέγμα σφηνοειδών στοιχείων στο οριακό στρώμα και μη δομημένο πλέγμα τετράεδρων στοιχείων στην υπόλοιπη γεωμετρία.
- Σχήμα 4.8** Σχηματική παράσταση (Υδραυλικής πτώσης (H)- Αριθμός κελιών του υπολογιστικού χωρίου ($cells * 10^3$)) της μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος

- Σχήμα 4.9** Διάταξη ακτινικής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μέσω της οποίας διαμορφώνεται η τιμή της συστροφής του ρευστού στην είσοδο του δρομέα.
- Σχήμα 4.10** Διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής διαμέσου των υπολογιστικού χωρίου του πτερυγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 4.11** Ισοψείς στατικής πίεσης δια μέσου του υπολογιστικού χωρίου του πτερυγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 4.12** Ισοψείς ολικής πίεσης δια μέσου του υπολογιστικού χωρίου του πτερυγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 4.13** Καμπύλη Υδραυλικής πτώσης - Παροχής του πρότυπου δρομέα
- Σχήμα 4.14** Καμπύλη ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής του πρότυπου δρομέα
- Σχήμα 4.15** Καμπύλη αποδιδόμενη Ισχύος - Παροχής του πρότυπου δρομέα.
- Σχήμα 5.1** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r1=0.025$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r1=0.03$)
- Σχήμα 5.2** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r1=0.035$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r1=0.03$)
- Σχήμα 5.3** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $r1$
- Σχήμα 5.4** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $r1$
- Σχήμα 5.5** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενη Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς για μεταβολή της παραμέτρου $r1$.
- Σχήμα 5.6** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r2=0.076$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r2=0.08$)
- Σχήμα 5.7** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r2=0.084$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r2=0.08$)
- Σχήμα 5.8** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $r2$
- Σχήμα 5.9** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $r2$
- Σχήμα 5.10** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενη Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς για μεταβολή της παραμέτρου $r2$.
- Σχήμα 5.11** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta1=20^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta1=30^\circ$)
- Σχήμα 5.12** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta1=35^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta1=30^\circ$)
- Σχήμα 5.13** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $\beta1$

- Σχήμα 5.14** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_1
- Σχήμα 5.15** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_1 .
- Σχήμα 5.16** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_2=30^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_2=35^\circ$)
- Σχήμα 5.17** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_2=40^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_2=35^\circ$)
- Σχήμα 5.18** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .
- Σχήμα 5.19** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .
- Σχήμα 5.20** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .
- Σχήμα 5.21** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($thwr=91^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($thwr=103^\circ$)
- Σχήμα 5.22** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($thwr=115^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($thwr=103^\circ$)
- Σχήμα 5.23** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $thwr$.
- Σχήμα 5.24** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $thwr$.
- Σχήμα 5.25** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου $thwr$.
- Σχήμα 5.26** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_ch1=0.85$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_ch1=0.95$)
- Σχήμα 5.27** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_ch1=1$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_ch1=0.95$)
- Σχήμα 5.28** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ch1 .
- Σχήμα 5.29** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ch1 .
- Σχήμα 5.30** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ch1 .

- Σχήμα 5.31** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ch2}=0.85$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ch2}=0.95$)
- Σχήμα 5.32** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ch2}=1$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ch2}=0.95$)
- Σχήμα 5.33** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .
- Σχήμα 5.34** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .
- Σχήμα 5.35** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .
- Σχήμα 5.36** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ml1}=0.5$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ml1}=0.6$)
- Σχήμα 5.37** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ml1}=0.7$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ml1}=0.6$)
- Σχήμα 5.38** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml1} .
- Σχήμα 5.39** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml1} .
- Σχήμα 5.40** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml1} .
- Σχήμα 5.41** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ml2}=0.4$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ml2}=0.5$)
- Σχήμα 5.42** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{ml2}=0.6$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{ml2}=0.5$)
- Σχήμα 5.43** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .
- Σχήμα 5.44** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .
- Σχήμα 5.45** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .
- Σχήμα 5.46** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{lgr}=0.5$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{lgr}=0.75$)
- Σχήμα 5.47** Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($ct_{lgr}=0.9$) - γεωμετρίας αναφοράς ($ct_{lgr}=0.75$)
- Σχήμα 5.48** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{lgr} .

- Σχήμα 5.49** Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{Igr} .
- Σχήμα 5.50** Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{Igr} .
- Σχήμα 6.1** Διάγραμμα ροής διαδικασίας βελτιστοποίησης.
- Σχήμα 6.2** Διάγραμμα μετώπου Pareto μη κυριαρχούμενων λύσεων
- Σχήμα 6.3** Σύγκριση βέλτιστης γεωμετρίας που προέκυψε από τη βελτιστοποίηση με τη γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.4** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικού Ύψους - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της περωτής με την γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.5** Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικού βαθμού απόδοσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της περωτής με την γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.6** Σύγκριση των καμπυλών Απαιτούμενης Ισχύος - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της περωτής με τη γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.7** Τριδιάστατη γεωμετρία της βέλτιστης περωτής για λειτουργία αντλίας με διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.
- Σχήμα 6.8** Σύγκριση βέλτιστης γεωμετρίας που προέκυψε από τη βελτιστοποίηση με τη γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.9** Σύγκριση καμπυλών Υδραυλικής Πτώσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.10** Σύγκριση καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.11** Σύγκριση καμπυλών Αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.
- Σχήμα 6.12** Τριδιάστατη γεωμετρία της βέλτιστης περωτής για λειτουργία υδροστρόβιλου με διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.
- Σχήμα 7.1** Σύγκριση καμπυλών υδραυλικού βαθμού απόδοσης για λειτουργία αντλίας, των βέλτιστων γεωμετριών περωτής και δρομέα με την γεωμετρία περωτής που προέκυψε από την νέα σχεδίαση.
- Σχήμα 7.2** Σύγκριση καμπυλών του Ενεργειακού βαθμού απόδοσης για λειτουργία υδροστρόβιλου, των βέλτιστων γεωμετριών περωτής και δρομέα με την γεωμετρία δρομέα που προέκυψε από την νέα σχεδίαση.

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

- Πίνακας 3.1** Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς και τις τιμές αναφοράς των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου. (Δρομέας)
- Πίνακας 5.1** Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τα εύρη μεταβολής των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου.(Δρομέας)
- Πίνακας 6.1** Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τα εύρη μεταβολής των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία αντλίας.(Πτερωτή)
- Πίνακας 6.2** Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τις βέλτιστες τιμές των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία αντλίας.(Πτερωτή)
- Πίνακας 6.3** Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τις βέλτιστες τιμές των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου.(Δρομέας)
- Πίνακας 7.1** Οι τιμές των παραμέτρων της προσαρμοσμένης σχεδίασης που προκύπτουν από τη γραμμική παρεμβολή των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων της περωτής/δρομέα για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου.

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΟΡΟΛΟΓΙΩΝ

Ορολογία	Δείκτες
b Πλάτος (m)	a Αναρρόφησης
c Απόλυτη ταχύτητα (m/sec)	b Βέλτιστος
D Διάμετρος (m)	f Τριβής
g Επιτάχυνση της βαρύτητας (m/sec ²)	h Υδραυλικός
h Υψομετρική διαφορά (m)	k Κρούσης
δh Υδραυλικές απώλειες	m Μηχανικός
H Υδραυλικό ύψος (m)	m Μεσημβρινός
ḡ Παροχή μάζας (kg/sec)	n Ακτινικός
M Στρεπτική ροπή (Nm)	P Αντλία
n Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	r Αντίστασης
n _q Ειδικός αριθμός στροφών	s Ειδικός
P Ισχύς (Watt)	t Ολικός
P Πίεση (Pa)	T Υδροστροβίλου
Q Παροχή (m ³ /h)	u Περιφερειακός
δQ Ογκομετρικές απώλειες	v Ογκομετρικός
r Ακτίνα (m)	a Αναρρόφησης
u Περιφερειακή ταχύτητα (m/sec)	δ Διαρροής
w Σχετική ταχύτητα (m/sec)	ε Εσωτερικός
α Κλίση της απόλυτης ταχύτητας (rad)	κ Κατάθλιψης
β Κλίση του πτερυγίου (rad)	K Κανονικός
γ Ειδικό βάρος του υγρού (kp/m ³)	σ Στατικό
η Βαθμός απόδοσης	1-2 Εισοδος-Εξοδος
ρ Πυκνότητα (m ³ /kg)	
ω Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)	

A. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

Η γενικευμένη ανησυχία για τις παγκόσμιες περιβαλλοντικές επιπτώσεις της παραγωγής ενέργειας με χρήση συμβατικών μορφών ενέργειας (ορυκτά καύσιμα) όπως ο άνθρακας, το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο, αποτελεί ένα καίριο και μείζον θέμα. Τα τελευταία χρόνια γίνεται μία προσπάθεια να δοθεί έμφαση στην ανάπτυξη οικολογικών και ανανεώσιμων πηγών ενέργειας που θα συμβάλλουν στην υποκατάσταση των συμβατικών, διατηρώντας τον ίδιο ρυθμό ανάπτυξης. Μέσα στα πλαίσια αυτής της προσπάθειας, η υδροηλεκτρική ενέργεια και ειδικότερα η χρήση αναστρέψιμων αντλιών αντί μικρών υδροστροβίλων (Pump as Turbine-PAT) για την αξιοποίηση μικρών υδατοπτώσεων αποτελεί μια ενδιαφέρουσα και ανταγωνιστική ενεργειακή και οικονομοτεχνική επιλογή [1]. Η εγκατάσταση τέτοιων συστημάτων μικρο-υδροστροβίλων ή νάνο-υδροστροβίλων ονομαστικής ισχύος από 5 έως 500 KW αποδεικνύεται συμφέρουσα κυρίως στις αναπτυσσόμενες χώρες, όπου μεγάλο ποσοστό του αγροτικού πληθυσμού ζει σε περιοχές που είναι ασύμφορη ή δύσκολη η σύνδεση με το ηλεκτρικό ή άλλο δίκτυο παροχής ενέργειας [2].

Εκτός από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούνται για κίνηση μηχανημάτων σε διάφορες μικρές αγροτικές και βιοτεχνικές εγκαταστάσεις, όπως αλευρόμυλοι, ελαιοτριβεία, πριονιστήρια, καθώς και μέσα σε συμβατικά συστήματα βιομηχανικών εγκαταστάσεων. Η λειτουργία αντλίας ως υδροστρόβιλου είναι ιδιαίτερα χρήσιμη σε συστήματα μεταφοράς και αποθήκευσης ρευστών, καθώς και ανάκτησης μέρους ενέργειας του ρευστού που αλλιώς θα απορριπτόταν, όπως π.χ. πριν από μία βαλβίδα υποβιβασμού της πίεσης ή σε σημεία εκροής ή σε συστήματα λίπανσης και ψύξης ενός μεγάλου εύρους μηχανών [3],[4]. Αυτό που ενδιαφέρει κυρίως σε όλες τις παραπάνω εφαρμογές δεν είναι τόσο ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης όσο η ελαχιστοποίηση του κόστους κτήσης, εγκατάστασης και συντήρησης του συστήματος, με παράλληλη μεγιστοποίηση της διάρκειας ζωής του.

Από οικονομική άποψη, μελέτες σκοπιμότητας έδειξαν ότι τα έξοδα εγκατάστασης και συντήρησης ενός τέτοιου συστήματος είναι χαμηλά, ενώ το αρχικό κεφάλαιο κτήσης είναι σχετικά υψηλό. Όμως με αποτελεσματική εκμετάλλευση των οικονομικών και λειτουργικών χαρακτηριστικών μιας PAT που κυμαίνεται στο διάστημα ισχύος 1-500 KW η απόσβεση κεφαλαίου μπορεί να γίνει σε 2 χρόνια ή λιγότερο. Το διάστημα αυτό είναι κατά πολύ μικρότερο από το αντίστοιχο ενός συμβατικού υδροστρόβιλου [1], [5].

Αναλυτικότερα, η χρήση τυποποιημένων αντλιών που εργάζονται σε ανάστροφη λειτουργία επιφέρει πολλά πλεονεκτήματα καθώς και κάποια μειονεκτήματα σε σχέση με τους συμβατικούς υδροστρόβιλους [6].

ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ.

- Το χαμηλό κόστος. Για μονάδες έως 50 KW το κόστος επένδυσης μπορεί να είναι μικρότερο από το 50% του κόστους μίας αντίστοιχης μονάδας μικρού υδροστρόβιλου.
- Η εύκολη εγκατάσταση και απλή λειτουργία. Στη γενικότερη περίπτωση πρόκειται για ενιαίο ζεύγος αντλίας-κινητήρα που λειτουργεί ως στρόβιλος-γεννήτρια.
- Η εύκολη συντήρηση. Η κατασκευή είναι απλή, συμπαγής και ανθεκτική. Χρησιμοποιούνται τυποποιημένα υδραυλικά εξαρτήματα και δεν απαιτείται ειδικός εξοπλισμός ούτε εξειδικευμένο προσωπικό. Μεγάλη διαθεσιμότητα ανταλλακτικών σε όλον τον κόσμο.
- Μεγάλη ποικιλία τυποποιημένων μεγεθών αντλιών που καλύπτουν μεγάλο εύρος υδραυλικών πτώσεων και παροχών. Στις κατάλληλες συνθήκες μπορούν να αντικαταστήσουν αποτελεσματικά υδροστρόβιλους όπως ο Pelton πολλαπλών δεσμών, υδροστρόβιλους μεικτής ροής και μικρούς υδροστρόβιλους Francis. Οι μικρές φυγοκεντρικές αντλίες με το κλασικό σπειροειδές κέλυφος είναι ιδιαίτερα κατάλληλες για ανάστροφη λειτουργία και παράγονται μαζικά σε πολλές χώρες του κόσμου.
- Μικρός χρόνος παράδοσης.

ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ

- Η δυσκολία εκτίμησης της λειτουργικής συμπεριφοράς του υδροστρόβιλου. Ανεπαρκής βάση πειραματικών δεδομένων. Οι περισσότεροι κατασκευαστές αντλιών δεν παρέχουν τις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας τους ως υδροστρόβιλων.
- Η έλλειψη υδραυλικού ελέγχου (κινητά πτερύγια). Η αντλία-στρόβιλος δεν μπορεί να λειτουργήσει με καλό βαθμό απόδοσης στα μερικά φορτία.
- Η δυσκολία τροφοδοσίας ενός αυτόνομου ηλεκτρικού δικτύου π.χ. σε έναν απομακρυσμένο οικισμό. Απαραίτητη η χρήση ρυθμιστή ώστε να διατηρείται η συχνότητα και η τάση μέσα σε αποδεκτά όρια όταν μεταβάλλεται το φορτίο.
- Ο χαμηλότερος βαθμός απόδοσης σε σχέση με συμβατικούς υδροστρόβιλους.

Με την εξέλιξη της τεχνολογίας όμως και την ολοένα ευρύτερη έρευνα στη λειτουργία των PAT, η επίδραση μερικών από τα παραπάνω μειονεκτήματα περιορίζεται, καθώς με την ανάπτυξη και κατασκευή ηλεκτρονικών ελεγκτών φορτίου τυποποιημένου σχεδιασμού και χαμηλού κόστους, η δυσκολία τροφοδοσίας ενός μικρού μη διασυνδεδεμένου δικτύου τείνει να ξεπεραστεί. Οι ελεγκτές φορτίου επιτυγχάνουν αποτελεσματική ρύθμιση τόσο σε ασύγχρονες όσο και σε σύγχρονες γεννήτριες, όπου σε περίπτωση μειωμένης ζήτησης η πλεονάζουσα ενέργεια διοχετεύεται σε συστήματα θέρμανσης νερού ή αέρα. Επίσης η δημιουργία μιας μεγαλύτερης βάσης δεδομένων θα συμβάλει στην πιο εύκολη και ακριβή εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της αντλίας ως υδροστρόβιλου. Τέλος, η αύξηση του βαθμού απόδοσης και η βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών μίας PAT υδροστρόβιλου μπορεί να επιτευχθεί με διαδικασίες βελτιστοποίησης.

Συνοψίζοντας, για τη συνολική αποτελεσματική αξιοποίηση των πλεονεκτημάτων και την ελαχιστοποίηση των μειονεκτημάτων μίας αντλίας σε ανάστροφη λειτουργία υδροστρόβιλου, είναι απαραίτητη η προσεκτική επιλογή του τύπου και του μεγέθους της αντλίας που ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις και προδιαγραφές του συγκεκριμένου έργου

ΔΙΑΦΘΩΣΗ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Σκοπός της εργασίας αυτής ήταν η ανάλυση των σχεδιαστικών παραμέτρων που επιδρούν στη λειτουργική συμπεριφορά της πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας, που μπορεί να λειτουργήσει και αντίστροφα, ως υδροστρόβιλος. Ειδικότερα η παρούσα εργασία επικεντρώνεται στην επίδραση της μεταβολής της τιμής δέκα βασικών παραμέτρων σχεδιασμού της συγκεκριμένης μεθόδου παραμετρικής σχεδίασης που εφαρμόστηκε, οι οποίες αναφέρονται σε γεωμετρία πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών. Η ανάλυση της επίδρασης των σχεδιαστικών παραμέτρων της γεωμετρίας πραγματοποιήθηκε με χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) και διενεργήθηκε κατά κύριο λόγο για λειτουργία υδροστρόβιλου. Η ανάλυση ακολουθήθηκε από την αριθμητική βελτιστοποίηση γεωμετρίας της πτερωτής/δρομέα για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστρόβιλου, με κριτήριο την ελαχιστοποίηση των υδραυλικών απωλειών που λαμβάνουν χώρα στην πτερωτή και την μεγιστοποίηση της ενεργειακής απόδοσης του δρομέα. Τέλος, δοκιμάστηκε μια απλή μέθοδος προσαρμοσμένου σχεδιασμού της πτερωτής/δρομέα για δεδομένο πρόγραμμα λειτουργίας της.

Τα περιεχόμενα της παρούσας διπλωματικής εργασίας αναπτύσσονται σε οχτώ κεφάλαια και συνοπτικά έχουν ως εξής :

Στο Κεφάλαιο 1 περιγράφονται τα είδη των ρευστοδυναμικών μηχανών και παρουσιάζεται ο τρόπος λειτουργίας μίας φυγοκεντρικής αντλίας και ενός ακτινικού υδροστρόβιλου Francis. Καταγράφονται όλα τα επιμέρους εξαρτήματα των δύο παραπάνω μηχανών που έχουν καθοριστική επίδραση στην λειτουργία τους. Επίσης, αναλύονται όλα τα χαρακτηριστικά μεγέθη και παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της κάθε μηχανής. Τέλος περιγράφεται η λειτουργία της αναστρέψιμης αντλίας.

Στο Κεφάλαιο 2 γίνεται μία περιεκτική ανασκόπηση σε διάφορες μελέτες που έχουν διεξαχθεί με σκοπό την εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών αναστρέψιμων αντλιών για λειτουργία στρόβιλου. Οι μελέτες αυτές, ταξινομούνται σε θεωρητικά, πειραματικά και υπολογιστικά (CFD) μοντέλα.

Στο Κεφάλαιο 3 γίνεται μία σύντομη περιγραφή της παραμετρικής σχεδίασης που χρησιμοποιήθηκε και αναλύονται οι βασικές σχεδιαστικές παράμετροι που καθορίζουν την γεωμετρία της πτερωτής με διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades). Παρουσιάζεται η αρχική γεωμετρία του υπολογιστικού χωρίου και οι τιμές των παραμέτρων που την ορίζουν.

Στο Κεφάλαιο 4 περιγράφεται η υπολογιστική μελέτη του μοντέλου της πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας που εξετάζεται. Γίνεται αναφορά στον τρόπο κατασκευής του αριθμητικού πλέγματος, παρουσιάζονται οι εξισώσεις που χαρακτηρίζουν το ροικό πεδίο και αναλύονται οι συνθήκες διεξαγωγής των προσομοιώσεων. Τέλος, διεξάγεται η μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος για τον προσδιορισμό του καταλληλότερου πλέγματος και καθορίζεται το υπολογιστικό μοντέλο αναφοράς.

Στο Κεφάλαιο 5 παρουσιάζεται η ανάλυση ευαισθησίας των παραμέτρων σχεδιασμού για λειτουργία υδροστρόβιλου. Παρατίθενται και αναλύονται οι γεωμετρικές και λειτουργικές μεταβολές που προκύπτουν από την μεταβολή των δέκα βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων.

Στο Κεφάλαιο 6 γίνεται αναφορά στην διαδικασία βελτιστοποίησης με χρήση εξελικτικών αλγόριθμων. Παρουσιάζονται, η βελτιστοποίηση σχεδιασμού πτερωτής για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστρόβιλου. Παρατίθενται και συγκρίνονται οι γεωμετρικές και λειτουργικές διαφορές μεταξύ βέλτιστων γεωμετριών και γεωμετρίας αναφοράς.

Στο Κεφάλαιο 7 παρουσιάζεται η προσαρμοσμένη σχεδίαση πτερωτής/δρομέα για συγκεκριμένη εγκατάσταση, μέσω γραμμικής παρεμβολής των βέλτιστων παραμέτρων που προέκυψαν από τις βελτιστοποιήσεις για λειτουργία αντλίας και δρομέα αντίστοιχα.

Στο Κεφάλαιο 8 καταγράφεται μία ανασκόπηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας και παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν, καθώς και οι μελλοντικές προοπτικές για περαιτέρω διερεύνηση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

1. ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ

1.1 ΕΙΔΗ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Στις ρευστοδυναμικές μηχανές η μεταφορά ενέργειας γίνεται μεταξύ ενός περιστρεφόμενου άξονα και ενός ρευστού (υγρό , αέριο) συνεχούς ροής. Διακρίνουμε δύο είδη ρευστοδυναμικών μηχανών ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής της ενέργειας:

- Τις Εργοστροβιλομηχανές
- Τις Κινητήριες Στροβιλομηχανές

Στις Εργοστροβιλομηχανές επιτυγχάνεται η μετατροπή της μηχανικής ενέργειας που προσδίδεται από τον κινητήρα στην πτερωτή μέσω της στρεφόμενης ατράκτου σε ενέργεια που μεταφέρεται στο ρευστό. Χαρακτηριστικό των μηχανών αυτών είναι ότι η ροπή που αναπτύσσεται στο στρεφόμενο τμήμα της μηχανής (πτερωτή) είναι ανθιστάμενη και για να στρέφεται το σύστημα με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω θα πρέπει η ανθιστάμενη ροπή να είναι ίση με την κινητήρια ροπή του συνδεδεμένου κινητήρα. Στις Εργοστροβιλομηχανές η ενέργεια προέρχεται από την περύγωση και μεταφέρεται στο ρευστό. Η επαπτομενική δύναμη ασκείται από το ρευστό στα πτερύγια, αλλά η ταχύτητα περιστροφής έχει αντίθετη διεύθυνση προς την διεύθυνση της επαπτομενικής δύναμης. Στις Εργοστροβιλομηχανές κατατάσσονται οι αντλίες, οι ανεμιστήρες, οι φυσητήρες και οι στροβιλοσυμπιεστές. Στις αντλίες αντίθετα από τους στροβίλους η ροή ενέργειας θεωρείται θετική και η διεύθυνση της περιφερειακής ταχύτητας αρνητική.

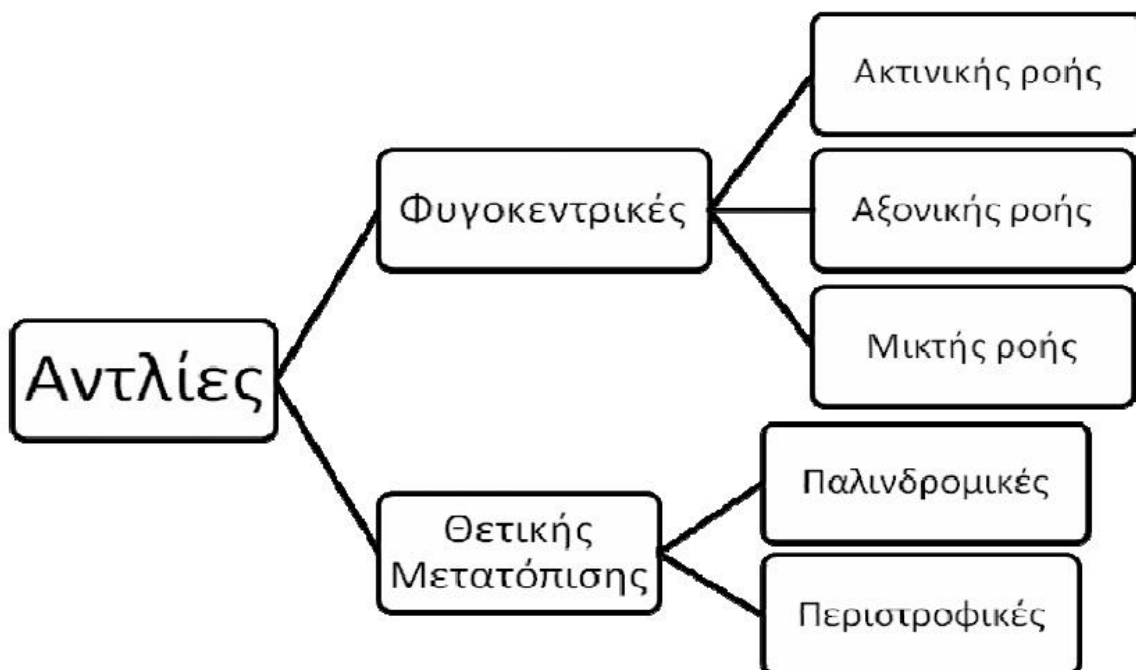
Στις Κινητήριες Στροβιλομηχανές ή στροβίλους επιτυγχάνεται μετατροπή της ενέργειας του ρευστού σε μηχανική ενέργεια. Σε αντίθεση με τις αντλίες, στους στροβίλους η ροπή που αναπτύσσεται στον δρομέα και από αυτόν στην άτρακτο, είναι η κινητήρια. Οπότε για να στρέφεται το σύστημα με σταθερή γωνιακή ταχύτητα, θα πρέπει η άτρακτος να συνδέεται με μηχανή που απορροφά την μηχανική ενέργεια προβάλλοντας ροπή ανθιστάσεως, όπως μία ηλεκτρική γεννήτρια μέσω της οποίας μετατρέπεται η μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρική. Χαρακτηριστικό των στροβίλων είναι ότι η ροή εξασκεί στο πτερύγιο της μηχανής μια επαπτομενική δύναμη που περιστρέφει το στροφέιο με την ταχύτητα περιστροφής. Οι διευθύνσεις της ροϊκής δύναμης και της ταχύτητας συμπίπτουν και η ροϊκή ισχύς μεταφέρεται από το ρευστό στη μηχανή. Στις Κινητήριες Στροβιλομηχανές κατατάσσονται οι ατμοστροβίλοι, οι αεριοστροβίλοι και οι υδροστροβίλοι. Συμβατικά ισχύει στην περίπτωση του στροβίλου να θεωρείται αυτή η ροή της ενέργειας αρνητική και η διεύθυνση της ταχύτητας θετική.



Σχήμα 1.1 Ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής ενέργειας, καθορίζεται το είδος της Ρευστοδυναμικής Μηχανής.

1.2 ΑΝΤΛΙΕΣ

Ο όρος αντλία χρησιμοποιείται για μηχανές που αλληλοεπιδρούν με ρευστά σε υγρή μορφή. Οι αντλίες κατασκευάζονται από διάφορα υλικά, όπως χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, χάλυβας, μπρούντζος και άλλα κράματα του χαλκού καθώς και σύνθετα υλικά, θερμοπλαστικά, ειδικά πλαστικά και κεραμικά. Σκοπός των αντλιών είναι η διακίνηση υγρών (νερό, λάδι, πετρέλαιο, γάλα κ.α.) από μία δεξαμενή σε μία άλλη που βρίσκεται σε μεγαλύτερη στάθμη. Ως δεξαμενή μπορεί να θεωρηθεί μία λίμνη, ένας ποταμός, ένα δοχείο πίεσης κ.α. Στη γενική περίπτωση, η διακίνηση του υγρού μεταξύ δύο δεξαμενών γίνεται μέσω σωλήνωσης στην οποία παρεμβάλλεται η αντλία. Η διατομή εισόδου (αναρρόφησης) συνδέεται προς την πλευρά της δεξαμενής από την οποία γίνεται η αναρρόφηση και η διατομή εξόδου (κατάθλιψη) με τη δεξαμενή προς την οποία καταθλίβεται το νερό. Η αντλία προσδίδει ενέργεια στο υγρό η οποία αντιστοιχεί στην ενεργειακή αναβάθμιση του υγρού μεταξύ δεξαμενής κατάθλιψης και δεξαμενής αναρρόφησης (λόγω διαφοράς στάθμης και διαφοράς στατικής πίεσης) και στην ενέργεια που δαπανάται λόγω των υδραυλικών απωλειών που αναπτύσσονται στη σωλήνωση που γίνεται η διακίνηση του υγρού.



Σχήμα 1.2 Κατηγορίες αντλιών

Όπως φαίνεται και από το παραπάνω Σχήμα 1.2 υπάρχουν δύο βασικά είδη αντλιών:

- Οι Φυγοκεντρικές αντλίες (Centrifugal pumps)
- Οι Αντλίες Θετικής Μετατόπισης (Positive displacement pumps)

1.3 ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ (*Centrifugal pumps*).

Οι φυγοκεντρικές αντλίες ταξινομούνται ανάλογα με τη μορφή του στροφείου και της περύγωσης που φέρει. Τα δύο αυτά στοιχεία καθορίζουν τη διαδρομή του ρευστού μέσα στη μηχανή. Οι φυγοκεντρικές αντλίες αποτελούνται από ένα ή περισσότερα στροφεία τοποθετημένα σε ένα άξονα, που περιστρέφεται συνήθως από ηλεκτροκινητήρα ή μηχανή εσωτερικής καύσης, με καθορισμένη φορά περιστροφής μέσα σε ένα περίβλημα (κέλυφος). Το ρευστό εισέρχεται στο στροφείο (*impeller*) από κατάλληλη είσοδο στο περίβλημα και εξέρχεται από το στροφείο, οδηγείται διαμέσου του περιβλήματος στην έξοδο. Το στροφείο φέρει πτερύγια (*blades*), τα οποία διαμορφώνονται έτσι ώστε να καθοδηγούν τη σχετική ροή του ρευστού ως προς το στροφείο. Παράλληλα το στροφείο επιβάλλει στο ρευστό λόγω της περιστροφής του, περιφερειακή (περιστροφική) ταχύτητα.

Οι φυγοκεντρικές αντλίες ακτινικής ροής τυγχάνουν ευρύτατης χρήσης. Η μορφή του στροφείου και η διάταξη των πτερυγίων δίνουν τη δυνατότητα στο ρευστό να εισέλθει στο στροφείο κατά τη διεύθυνση του άξονα της αντλίας, να στραφεί κατά 90° , να οδηγηθεί από τα πτερύγια η σχετική ροή με παράλληλη περιφερειακή κίνηση λόγω της

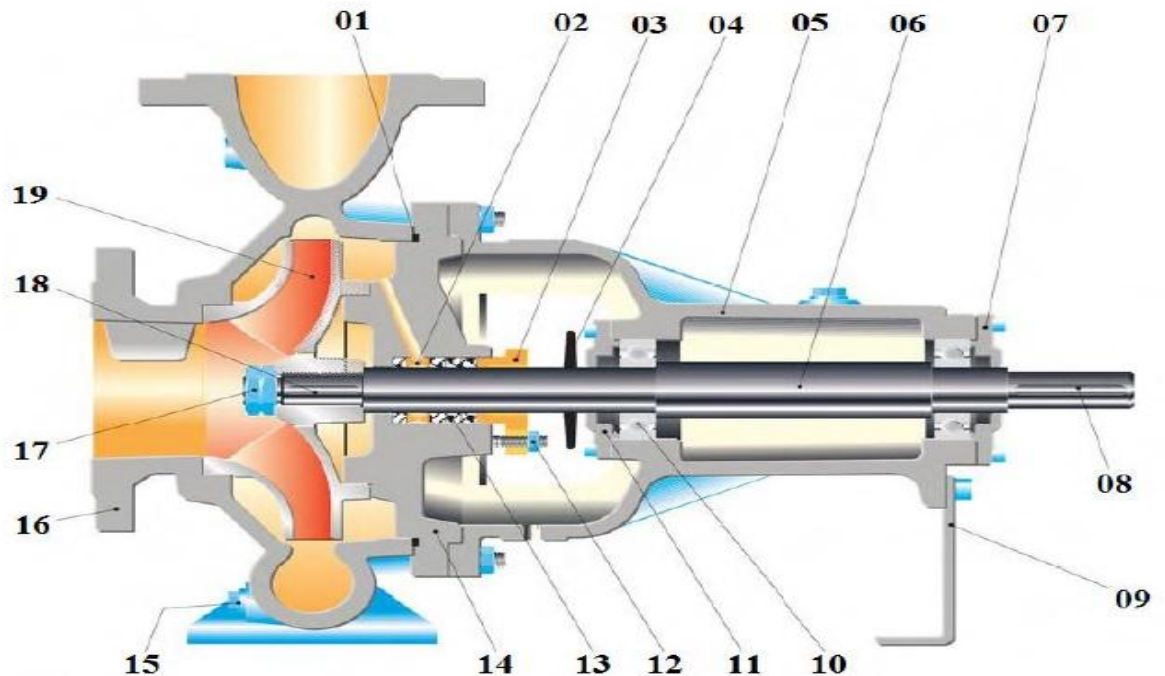
περιστροφής, και τελικά να εξέλθει από το στροφείο ακτινικά, σε κάθετη προς τον άξονα πορεία. Το περίβλημα, ή κέλυφος, έχει μορφή σπειροειδούς αγωγού με αυξανόμενη διατομή, για τη συλλογή της μάζας του υγρού, καθώς εξέρχεται από την περιφέρεια του στροφείου. Η αυξανόμενη διατομή του σπειροειδούς περιβλήματος εξασφαλίζει τη συλλογή του ρευστού, χωρίς να αυξάνεται η ταχύτητά του. Στη συνέχεια, ο αποκλίνων αγωγός εξόδου (διαχύτης), συμβάλλει καθοριστικά στη μείωση της ταχύτητας και στην περαιτέρω αύξηση της πίεσης, στην οποία στοχεύουν οι αντλίες, οι ανεμιστήρες και οι συμπιεστές. Οι φυγοκεντρικές αντλίες ακτινικής ροής χρησιμοποιούνται για δημιουργία μεγάλων αυξήσεων της πίεσης στην έξοδό τους και μικρών σχετικά παροχών. Για πολύ μεγάλες αυξήσεις πίεσης τοποθετούνται μέσα στο ίδιο κέλυφος, περισσότερες πτερωτές στη σειρά, έτσι ώστε η έξοδος μίας από αυτές να είναι είσοδος της επόμενης (πολυβάθμιες αντλίες - *multistage pumps*). Το κέλυφος των πολυβάθμιων αντλιών μπορεί να είναι σπειροειδούς μορφής στην έξοδο της τελευταίας πτερωτής ή σταθερής διατομής με ακίνητους οδηγούς ροής.



Σχήμα 1.3 Φυγοκεντρική Αντλία Ακτινικής Ροής

1.3.1 ΤΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΤΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Τα βασικά εξαρτήματα μιας τυπικής φυγοκεντρικής αντλίας (Σχήμα 1.4) είναι το σπειροειδές περίβλημα (θάλαμος, σαλίγκαρος), το κάλυμμα με το στόμιο εισόδου του υγρού και τη φλάντζα για τη σύνδεση του σωλήνα αναρροφήσεως, τη χοάνη καταθλίψεως (έξοδος του υγρού) με τη φλάντζα για τη σύνδεση του σωλήνα καταθλίψεως και ο άξονας της αντλίας που δίνει την κίνηση στην πτερωτή με την οποία είναι στέρα συνδεδεμένος.



Σχήμα 1.4 Βασικά εξαρτήματα φυγοκεντρικής αντλίας

Οι ονομασίες των βασικών εξαρτημάτων από τα οποία αποτελείται η φυγοκεντρική αντλία:

- 01 - Δακτυλίδι,
- 02 - Δακτύλιος υδρολιπάνσεως της σαλαμάστρας,
- 03 - Στυπιοθλίπτης,
- 04 - Διασκορπιστής
- 05 - Κουζινέτο,
- 06 - Άξονας αντλίας,
- 07 - Κάλυμμα ρουλεμάν,
- 08 - Σφήνα σύνδεσης της αντλίας με τον κινητήρα,
- 09 - Στήριγμα αντλίας,
- 10 - Μπίλια ρουλεμάν,
- 11 - Κάλυμμα ρουλεμάν,
- 12 - Μπουζόνι με κορμό και περικόχλιο,
- 13 - Σαλαμάστρα,
- 14 - Κάλυμμα σαλαμάστρας,
- 15 - Τάπα κελύφους,
- 16 - Φλάντζα στομίου εισόδου,
- 17 - Παξιμάδι στροφείου,
- 18 - Σφήνα σύνδεσης του στροφείου με τον άξονα,
- 19 - Στροφείο.

Ο άξονας της αντλίας στηρίζεται συνήθως σε δύο τριβείς (ρουλεμάν ή κουζινέτα) που βρίσκονται στις δύο άκρες του θαλάμου ελαίου ενώ στο ελεύθερο άκρο του τοποθετείται

έναν συνδετήρα για την σύνδεση της αντλίας με τον κινητήρα ή μια τροχαλία όταν η κίνηση δίνεται με ιμάντα. Ο άξονας διαπερνά το πίσω μέρος του σπειροειδούς περιβλήματος όπου στεγανοποιείται για να μη διαρρέει το υγρό που βρίσκεται υπό πίεση μέσα στο περίβλημα ή για να μην εισχωρήσει αέρας, οπότε δημιουργούνται ανωμαλίες στη λειτουργία της αντλίας και ο βαθμός αποδόσεως μειώνεται κατά πολύ. Το βασικό εξάρτημα της στεγανοποίησης είναι η σαλαμάστρα, που τοποθετείται υπό μορφή δακτυλίων μέσα στο στυπιοθάλαμο. Για τη στεγανοποίηση η σαλαμάστρα σφίγγεται με το στυπιοθλίπτη. Η διαφορά πίεσεως μεταξύ του στομίου εισόδου του υγρού και του εσωτερικού της περωτής προκαλεί διαρροή του υγρού από το διάκενο μεταξύ της περιστρεφόμενης περωτής και του καλύμματος. Για τη μείωση της διαρροής αυτής τοποθετούνται δακτύλιοι στεγανώσεως στα χείλη της περωτής και του καλύμματος.

1.3.2 ΤΟ ΚΕΛΥΦΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

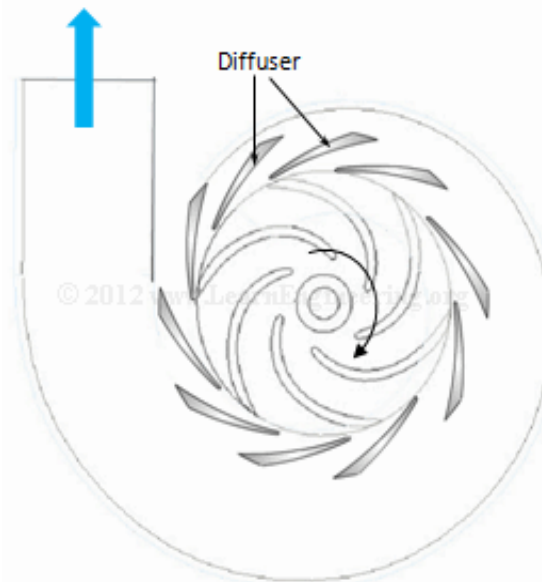
Το κέλυφος της φυγοκεντρικής αντλίας (Σχήμα 1.5) έχει σπειροειδές σχήμα και το στροφέιο τοποθετείται έτσι ώστε το υγρό, το οποίο φεύγει από το στροφέιο υπό την επίδραση της φυγόκεντρης δύναμης και ωθείται προς τη χοάνη κατάθλιψης, να κινείται σε αγωγό με διατομή συνεχώς αυξανόμενη. Η προοδευτική αύξηση της διατομής του αγωγού του κελύφους, είναι τέτοια ώστε η παροχή ανά μονάδα επιφάνειας να είναι περίπου σταθερή σε όλη τη διαδρομή του υγρού μέσα στο κέλυφος. Κατ' αυτό τον τρόπο, η ταχύτητα κίνησης του υγρού ελαττώνεται προοδευτικά και η κινητική του ενέργεια μετατρέπεται σε στατική πίεση με όσο το δυνατό μικρότερες απώλειες. Η ελάττωση αυτή της ταχύτητας του υγρού μετά την έξοδο από το στροφέιο της αντλίας είναι απαραίτητη, γιατί αν το υγρό οδηγηθεί στο σωλήνα κατάθλιψης με την ταχύτητα που έχει κατά την έξοδο από το στροφέιο, οι απώλειες τριβών θα είναι πολύ μεγάλες.



Σχήμα 1.5 Κέλυφος Φυγοκεντρικής Αντλίας Ακτινικής ροής

1.3.3 ΚΕΛΥΦΟΣ ΜΕ ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΔΙΑΧΥΣΗΣ

Ένας άλλος τύπος φυγοκεντρικής αντλίας, είναι η αντλία με πτερύγια διαχύσεως (Σχήμα 1.6). Στον τύπο αυτό, γύρω από την περωτή σχηματίζονται δίοδοι με προοδευτικά αυξανόμενη διατομή προσθέτοντας μια σειρά μη κινούμενων πτερυγίων. Καθώς το υγρό διέρχεται μέσα από τις διόδους που σχηματίζουν τα πτερύγια διαχύσεως, αλλάζει η διεύθυνση κινήσεώς του με παράλληλη μείωση της ταχύτητας, ενώ η πίεση αυξάνεται προτού ακόμη το υγρό εισέλθει στον αγωγό του περιβλήματος. Η αντλία αυτού του τύπου αναφέρεται στη βιβλιογραφία και ως στροβιλοαντλία (turbine pump) γιατί η κατασκευή της μοιάζει με τον υδροστρόβιλο τύπου Francis (Hydraulic turbine) αλλά σε αντίστροφη λειτουργία.



Σχήμα 1.6 Κέλυφος με πτερύγια διάχυσης

1.3.4 Η ΠΤΕΡΩΤΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Η περωτή αποτελείται α) από τον περιστρεφόμενο δρομέα, που κατασκευάζεται σαν ένα σώμα με τον άξονα και β) από τα πτερύγια, που είναι τοποθετημένα πάνω στο δρομέα. Τα πτερύγια έχουν κλίση αντίθετη προς τη φορά περιστροφής της περωτής.

Γενικά υπάρχουν τρία είδη περωτών : Περωτή ανοικτού τύπου, περωτή ημί- κλειστού τύπου και περωτή κλειστού τύπου.

α) Περωτή ανοικτού τύπου.

Τα πτερύγια εκτείνονται ακτινικά από την πλήμνη προς τα έξω. Οι ανοικτές περωτές χρησιμοποιούνται σε ειδικές περιπτώσεις, κυρίως για την άντληση υγρών που περιέχουν στερεές ύλες. Η ανοικτή περωτή μπορεί να κατασκευαστεί από εύκαμπτο πολυμερές υλικό ώστε να κάμπτεται όταν συναντάει ένα στερεό τεμάχιο στη ροή. Ο βαθμός απόδοσης των αντλιών με περωτή ανοικτού τύπου είναι μικρός, γιατί αξιόλογη

ποσότητα υγρού διαρρέει από το περίβλημα στο στόμιο εισόδου. Επίσης δεν μπορούν να δημιουργήσουν αρκετά μεγάλο μανομετρικό ύψος.



Σχήμα 1.7 Πτερωτή ανοικτού τύπου

β) Πτερωτή ημίκλειστου τύπου

Στην πτερωτή αυτή η πλήμνη εκτείνεται από τη μία πλευρά των πτερυγίων μέχρι την άκρη των πτερυγίων. Τα πτερύγια βρίσκονται προς την πλευρά του στομίου εισόδου του υγρού. Η πτερωτή αυτή απαιτεί μεγάλη ακρίβεια κατασκευής ώστε το διάκενο μεταξύ των πτερυγίων και της εσωτερικής επιφάνειας του κελύφους να είναι όσο γίνεται μικρότερο για να ελαττώνονται οι διαφυγές του υγρού και να αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης. Ο βαθμός απόδοσης των αντλιών με πτερωτή ημίκλειστου τύπου είναι κατά κανόνα μεγαλύτερος από τις αντλίες με πτερωτή ανοικτού τύπου και μικρότερος από τις αντλίες με πτερωτή κλειστού τύπου.



Σχήμα 1.8 Πτερωτή ημίκλειστου τύπου

γ) Πτερωτή κλειστού τύπου

Ο περιστρεφόμενος δρομέας αποτελείται από δύο δίσκους μεταξύ των οποίων βρίσκονται τα πτερύγια. Ο ένας δίσκος έχει στο κέντρο του οπή (μάτι) για την είσοδο του

υγρού στα πτερύγια σαν συνέχεια του στομίου εισόδου του υγρού στο περίβλημα. Οι αντλίες με πτερωτή κλειστού τύπου έχουν πολύ μεγάλο βαθμό απόδοσης, αναπτύσσουν υψηλή πίεση και έχουν μικρότερη τάση για σπηλαιώση. Χρησιμοποιούνται για άντληση καθαρών υγρών.



Σχήμα 1.9 Πτερωτή κλειστού τύπου

δ) Πτερωτή κλειστού τύπου με διαχωριστικά πτερύγια.

Σε αυτή την περίπτωση που είναι και η περίπτωση που μελετάται στην παρούσα διπλωματική, η περιστρεφόμενη πτερωτή έχει την εξωτερική μορφή μίας τυπικής πτερωτής κλειστού τύπου με τη διαφορά ότι στο εσωτερικό χωρίο της πτερωτής και ανάμεσα στα πτερύγια έχουν προστεθεί επιπλέον διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades). Τα διαχωριστικά πτερύγια χρησιμοποιούνται με σκοπό την βελτίωση της ροής διαμέσου της πτερωτής ενώ το μήκος τους σε σχέση με το μήκος του κανονικού πτερυγίου και η θέση τους σε σχέση με το χωρίο που αντιστοιχεί σε ένα πτερύγιο της πτερωτής ποικίλουν. Έχουν πολύ μεγάλο βαθμό απόδοσης και αναπτύσσουν υψηλή πίεση. Χρησιμοποιούνται για άντληση καθαρού νερού.



Σχήμα 1.10 Πτερωτές με διαφορετικά σχετικά μήκη παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών πτερυγίων (splitter blades) [21].

1.3.5 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

Τα κύρια χαρακτηριστικά μεγέθη της αντλίας είναι: 1) Ύψος αναρρόφησης, Ύψος κατάθλιψης, Ολικό ύψος, 2) Παροχή, 3) Απαιτούμενη ισχύς για τη λειτουργία της αντλίας και 4) Βαθμός απόδοσης

Η μεταφορά ενός ρευστού γίνεται μέσω σωλήνωσης από μια δεξαμενή, τη δεξαμενή αναρρόφησης, προς μία άλλη, τη δεξαμενή κατάθλιψης, που βρίσκεται σε μεγαλύτερο ύψος και στην οποία επικρατεί μεγαλύτερη στατική πίεση από τη δεξαμενή αναρρόφησης. Επομένως, το ρευστό στη δεξαμενή κατάθλιψης έχει μεγαλύτερη ολική ενέργεια ανά μονάδα μάζας. Η ενέργεια αυτή προσδίδεται στο ρευστό από την αντλία η οποία πρέπει επιπλέον να καλύψει τις απώλειες ενέργειας που λαμβάνουν χώρα κατά τη διακίνηση του ρευστού μέσω της σωλήνωσης. Η εγκατάσταση που περιλαμβάνει την αντλία, τις σωληνώσεις από τη δεξαμενή αναρρόφησης μέχρι τη δεξαμενή κατάθλιψης, το χώρο αναρρόφησης και κατάθλιψης και τα σχετικά εξαρτήματα (που σχετίζονται με την ασφάλεια, λειτουργία και συντήρηση) ονομάζεται αντλητική εγκατάσταση.

1.3.5.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΎΨΟΣ

α) Στατικό ή γεωμετρικό ύψος αναρρόφησης (H_a) ενός συστήματος είναι η κατακόρυφη απόσταση από την επιφάνεια του υγρού της δεξαμενής αναρρόφησης μέχρι το σημείο εισόδου του υγρού στην αντλία.

β) Στατικό ή γεωμετρικό ύψος κατάθλιψης (H_k) ενός συστήματος είναι η κατακόρυφη απόσταση από το σημείο εξόδου του υγρού από την αντλία μέχρι την επιφάνεια του υγρού της δεξαμενής αποθηκεύσεως.

γ) Ολικό στατικό ύψος (H_σ) είναι το άθροισμα του στατικού ύψους αναρρόφησης και κατάθλιψης.

δ) Ύψος αντιστάσεων (H_r) ενός συστήματος είναι το σύνολο των αντιστάσεων στη ροή του ρευστού. Εξαρτώνται από το μήκος των σωληνώσεων, τις γωνίες και τις καμπύλες των αγωγών κατά τη διαδρομή του ρευστού καθώς και από την παρεμβολή ρυθμιστικών οργάνων (βάνες, διακόπτες).

ε) Το Θεωρητικό ύψος (H_u) εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού που εναλλάσσεται στην πτερωτή με την μηχανική ενέργεια.

ζ) Ολικό ύψος (H_t) ενός συστήματος είναι το άθροισμα των στατικών υψών και του ύψους των αντιστάσεων.

1.3.5.2 ΠΑΡΟΧΗ

α) Κανονική παροχή (Optimum) (Q_K) είναι η αποδιδόμενη παροχή όταν η αντλία εργάζεται με το μέγιστο βαθμό απόδοσης της.

β) Πραγματική παροχή (Q) είναι ο όγκος υγρού που αποδίδεται στο σωλήνα καταθλίψεως στη μονάδα του χρόνου υπό ορισμένο μανομετρικό ύψος H_μ .

γ) Θεωρητική παροχή Q_u είναι ο όγκος υγρού που διέρχεται μέσα από την περωτή στη μονάδα του χρόνου. Επομένως είναι το άθροισμα της πραγματικής παροχής και των αναπόφευκτων εσωτερικών διαρροών.

$$Q_u = Q + Q_\delta \quad (1.1)$$

Όπου Q_δ είναι ο όγκος των εσωτερικών διαρροών (το Q_δ είναι πολύ μικρό σε σύγκριση με το Q).

1.3.5.3 ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ

α) Εισερχόμενη ισχύς στον άξονα της αντλίας $P_{\text{εισ}}$ είναι η ισχύς που μεταβιβάζεται στον άξονα της αντλίας από τον κινητήρα.

β) Θεωρητική ισχύς (P_u) είναι η συνολική ισχύς που μεταβιβάζεται από την περωτή στο υγρό παροχής Q_u

$$P_u = \gamma Q_u H_u + P_f \quad (1.2)$$

Όπου P_f η απαιτούμενη ισχύς για την υπερνίκηση των τριβών μεταξύ του υγρού και της περωτής που εκδηλώνεται υπό μορφή θερμικής ενέργειας.

γ) Η εσωτερική ισχύς ($P_{\text{εσ}}$) είναι ίση με την εισερχόμενη ισχύ στον άξονα της αντλίας μείον την ισχύ P_{mf} που απαιτείται για την υπερνίκηση των μηχανικών τριβών της σαλαμάστρας (τριβείς, σαλαμάστρα κλπ) :

$$P_{\text{εσ}} = P_{\text{εισ}} - P_{\text{mf}} \quad (1.3)$$

δ) Αποδιδόμενη ισχύς (P) της αντλίας είναι το γινόμενο :

$$P = \gamma Q H_t \text{ Kp/sec} \quad (1.4)$$

γ = ειδικό βάρος του υγρού [kp/m^3],

Q = πραγματική παροχή [m^3/sec],

H_t = ολικό ύψος της αντλίας [m].

1.3.5.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

α) Υδραυλικός βαθμός απόδοσης (η_h) είναι ο λόγος του αποδιδόμενου ή ολικού ύψους της αντλίας προς το θεωρητικό ύψος.

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_u} \quad (1.5)$$

Το ολικό ύψος της αντλίας μπορεί να εκφραστεί και με την παρακάτω σχέση:

$$H_t = \eta_h H_u = \frac{\eta_t \eta_h}{g} u_2^2 \left(1 - \frac{(c_{n2})}{tg \beta_2} \right) \quad (1.6)$$

Οι υδραυλικές απώλειες της ροής δια μέσου της αντλίας δη διακρίνονται σε υδραυλικές απώλειες τριβής δh_f και σε υδραυλικές απώλειες κρούσης δh_k . Άρα $\delta h = \delta h_f + \delta h_k$.

Οι υδραυλικές απώλειες τριβής δh_f οφείλονται στη συνεκτικότητα του ρευστού και διακρίνονται σε γραμμικές και εντοπισμένες.

$$\text{Οι γραμμικές απώλειες εκφράζονται ως : } \delta h_{fi} = \lambda \frac{\delta l}{d} \frac{w^2}{2g} \quad (1.7)$$

όπου d η υδραυλική διάμετρος της εξεταζόμενης διατομής

λ ο συντελεστής γραμμικών απωλειών

δl το στοιχειώδες μήκος της γραμμής ροής

w η σχετική ταχύτητα της ροής

Οι εντοπισμένες αντιστάσεις οφείλονται κύρια στην καμπυλότητα της γραμμής ροής και στην σταδιακή μεταβολή της διατομής ιδιαίτερα στην περωτή και το σπειροειδές κέλυφος.

$$\text{Οι εντοπισμένες αντιστάσεις εκφράζονται ως : } \delta h_{fz} = \zeta \frac{w^2}{2g} \quad (1.8)$$

όπου ζ ο συντελεστής εντοπισμένων απωλειών.

Οι υδραυλικές απώλειες κρούσης δh_k οφείλονται στις απώλειες λόγω αποκόλλησης της ροής η οποία συνήθως λαμβάνει χώρα στην ακμή πρόσπτωσης των πτερυγίων και στην γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους.

β) Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης (η_v) είναι ο λόγος της πραγματικής παροχής προς την εσωτερική παροχή :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_\varepsilon} \quad (1.9)$$

γ) Μηχανικός βαθμός απόδοσης (η_m) είναι ο λόγος της θεωρητικής ισχύος προς την εισερχόμενη ισχύ στον άξονα της αντλίας :

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_{\text{εισ}}} \quad (1.10)$$

δ) Ολικός βαθμός απόδοσης (η) είναι ο λόγος της αποδιδόμενης ισχύος της αντλίας (P) προς την εισερχόμενη ισχύ στον άξονα της αντλίας :

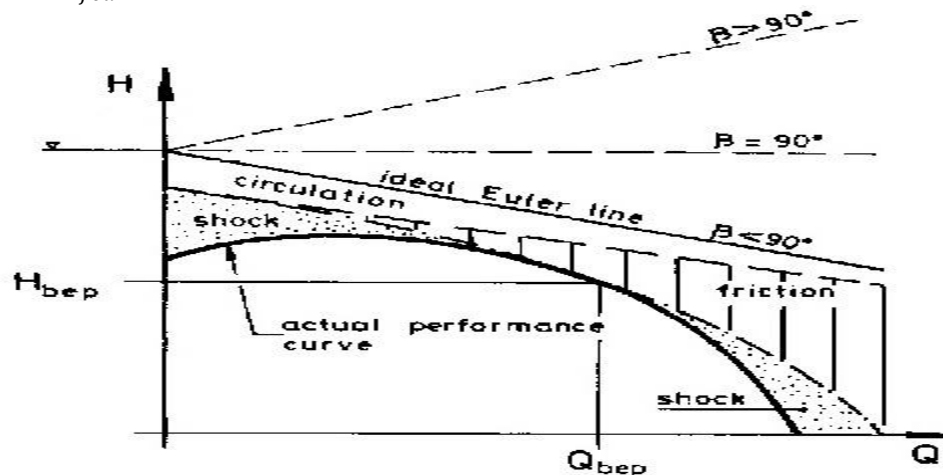
$$\eta_t = \frac{P}{P_{\text{εισ}}} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (1.11)$$

1.3.6 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Οι κύριες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αντλίας για σταθερή ταχύτητα περιστροφής είναι η καμπύλη του ολικού ύψους H συναρτήσει της παροχής Q και η καμπύλη του ολικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής. Από τις παραπάνω καμπύλες προκύπτει και η καμπύλη της απορροφούμενης ισχύος P συναρτήσει της παροχής.

Η χαρακτηριστική καμπύλη (H , Q) της αντλίας προκύπτει από την θεωρητική χαρακτηριστική καμπύλη της περωτής (H_u , Q_u), εάν για κάθε τιμή της παροχής αφαιρεθούν οι υδραυλικές απώλειες.

$$H = H_u - \delta h_{fca} \quad (1.12)$$



Σχήμα 1.11 Διάγραμμα θεωρητικής και πραγματικής χαρακτηριστικής καμπύλης Υδραυλικού Ύψους - Παροχής για διάφορες κλίσεις της γωνίας β_2 και διαμόρφωση των απωλειών ανακυκλοφορίας, τριβής και κρούσης για $\beta_2 < 90^\circ$.

Η παραπάνω σχέση μπορεί να διατυπωθεί και με τη μορφή της εξίσωσης 1.13 ως η διαφορά της ολικής πίεσης στην έξοδο και στην είσοδο της αντλίας.

$$\Delta H = \frac{P_{t,out} - P_{t,in}}{\gamma} \quad (1.13)$$

όπου $P_t = \frac{c^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz$ η ολική πίεση

- $c^2/2$ η κινητική ενέργεια
- P/ρ η ενέργεια εντατικής κατάστασης
- zg η δυναμική ενέργεια λόγω βαρύτητας
- $\gamma = \rho g$

Η καμπύλη ολικού βαθμού απόδοσης της αντλίας προκύπτει από τη σχέση :

$$\eta_t = \frac{\gamma Q \Delta H}{M \omega} = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (1.14)$$

Από τους τρεις βαθμούς απόδοσης και για σταθερή ταχύτητα περιστροφής της περωτής, ο μηχανικός και ο ογκομετρικός εξαρτώνται ελάχιστα από το σημείο λειτουργίας, ενώ ο υδραυλικός β.α μεταβάλλεται έντονα με την μεταβαλλόμενη παροχή. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης να διαμορφώνεται κατά κύριο λόγο από την τιμή του υδραυλικού β.α. Άρα το μέγιστο του ολικού β.α συμπίπτει με καλή προσέγγιση με το σημείο στο οποίο ο υδραυλικός β.α. αποκτά τη μέγιστη τιμή του.

Η καμπύλη του ολικού βαθμού απόδοσης παρουσιάζει μέγιστο στην κανονική παροχή Q_K ενώ έχει μηδενική τιμή $\eta=0$ για μηδενική παροχή $Q=0$ και την μέγιστη παροχή $Q=Q_{\max}$ στην οποία είναι $H=0$. Στις δύο αυτές ακραίες τιμές της παροχής ($Q=0$, $Q=Q_{\max}$) ο αριθμητής στην παραπάνω εξίσωση είναι μηδενικός.

Η καμπύλη της απορροφούμενης ισχύος της αντλίας προκύπτει από τη σχέση:

$$P = M \omega = \gamma Q_u H_u \quad (1.15)$$

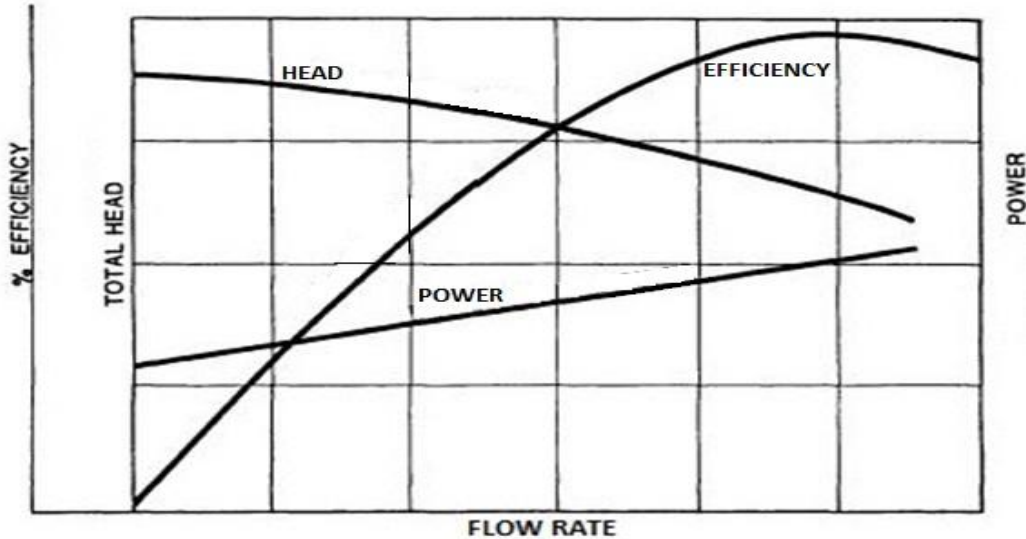
όπου

M η περιφερειακή ροπή που αναπτύσσεται στην περωτή.

ω η γωνιακή ταχύτητα.

Σημειώνεται ότι η καμπύλη της ισχύος $P(\text{Watt}) - Q(\text{m}^3/\text{h})$ δεν είναι μία ανεξάρτητη καμπύλη αλλά προκύπτει, σημείο προς σημείο, από τις τιμές των καμπυλών (H, Q) , (η, Q) εφαρμόζοντας την εξίσωση 1.14 και χρησιμεύει για την επιλογή του κινητήρα.

Παρακάτω, στο Σχήμα 1.12, παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας μίας τυπικής φυγοκεντρικής αντλίας στο ίδιο γράφημα, για σταθερή ταχύτητα περιστροφής.



Σχήμα 1.12 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας φυγοκεντρικής αντλίας για σταθερή ταχύτητα περιστροφής.

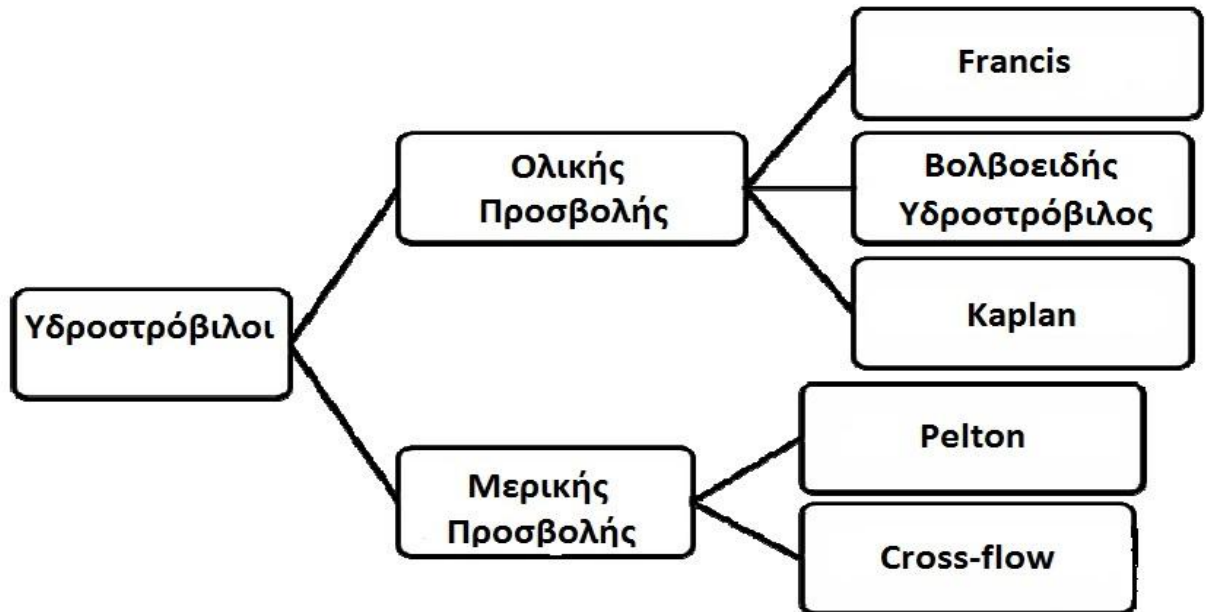
1.4 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΟΙ

Οι υδροστρόβιλοι εκμεταλλεύονται την ενέργεια από την κίνηση του νερού με σκοπό την παραγωγή έργου π.χ. νερόμυλοι. Οι σύγχρονοι υδροστρόβιλοι χρησιμοποιούνται για την παραγωγή υδροηλεκτρικής ενέργειας, δηλαδή ηλεκτρικής ενέργειας, που προκύπτει από την περιστροφή τους. Νερό υψηλής κινητικής ενέργειας, μετά από προγραμματισμένη υδατόπτωση, προκαλεί την περιστροφή του στρόβιλου και την ανάπτυξη ροπής μέσω του άξονά του σε συζευγμένη ηλεκτρογεννήτρια. Η ελεγχόμενη παραγωγή υδροηλεκτρικής ενέργειας γίνεται εδώ και πολλά χρόνια σε όλα τα σημεία του πλανήτη που διαθέτουν κατάλληλη γεωλογική διαμόρφωση, έτσι ώστε να δημιουργούνται υδατοπτώσεις μεγάλου ή και μικρού σχετικά ύψους με μεγάλη παροχή νερού. Τα έργα υποδομής πολιτικού μηχανικού και ο ηλεκτρομηχανολογικός εξοπλισμός, που χρησιμοποιείται για τη μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας σε ηλεκτρική, συνθέτουν ένα υδροηλεκτρικό έργο.

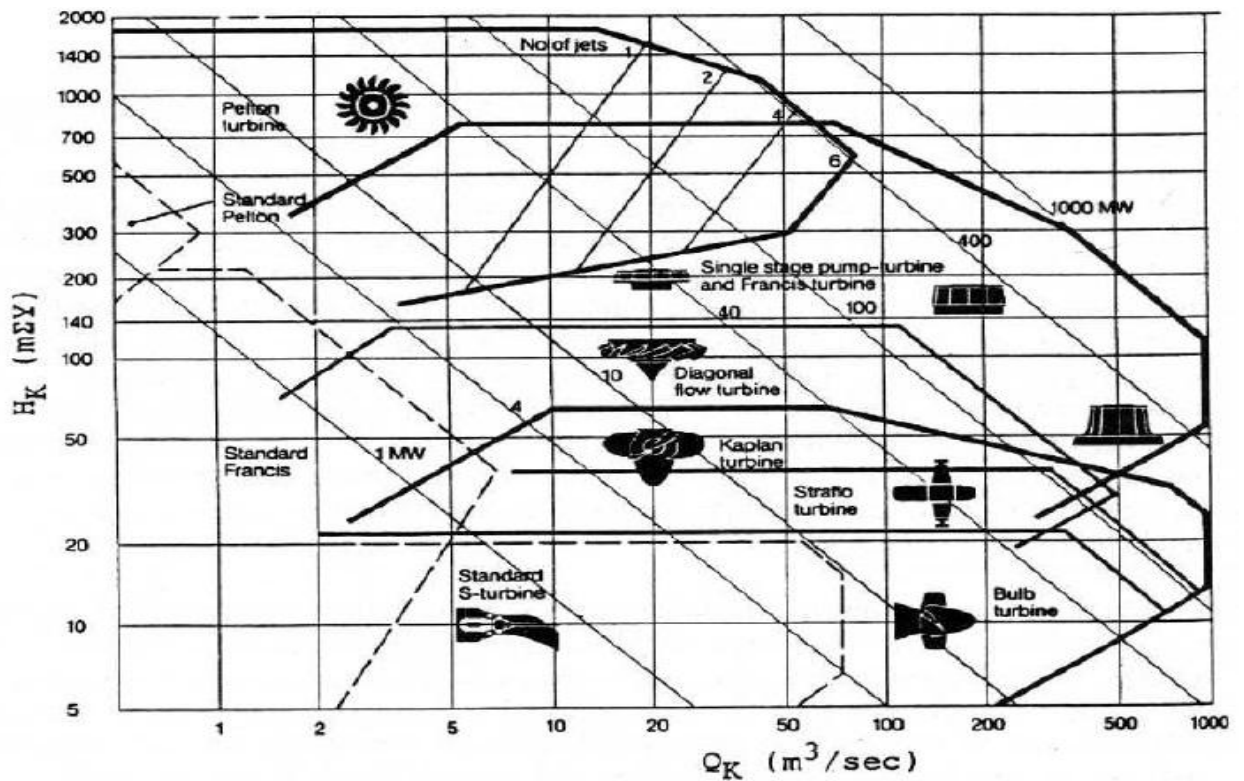
Η μεταφορά μεγάλων ποσοτήτων νερού σε φυσικούς ή τεχνητούς ταμιευτήρες, σε στάθμη υψηλότερη της επιφανείας της θάλασσας, με τη φυσική διεργασία της εξάτμισης και της συμπύκνωσης (βροχή), δημιουργεί ουσιαστικά συσσωρευτές ηλεκτρικής ενέργειας. Η υδροηλεκτρική ενέργεια είναι η σημαντικότερη ανανεώσιμη πηγή ενέργειας, με σημαντική διείσδυση στα ενεργειακά ισοζύγια πολλών χωρών.

Οι υδροστρόβιλοι διακρίνονται αρχικά με κριτήριο τον βαθμό αντιδράσεως: οι υδροστρόβιλοι αντιδράσεως, είναι ολικής προσβολής, δηλαδή όλος ο δρομέας λειτουργεί αξονοσυμμετρικά, ενώ οι υδροστρόβιλοι δράσεως (βαθμός αντίδρασης $r_e = 0$) είναι μερικής προσβολής και σε κάθε χρονική στιγμή, ένα τμήμα μόνο του δρομέα συμμετέχει στην ενεργειακή μετατροπή. Ως βαθμός αντίδρασης σε μια βαθμίδα ορίζεται ο λόγος της μεταβολής της δυναμικής ενέργειας του ρευστού διαμέσου του δρομέα προς την μεταβολή της δυναμικής ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου της βαθμίδας. Στην

περίπτωση ασυμπίεστου ρευστού η δυναμική ενέργεια ή ενέργεια εντατικής καταστάσεως εκφράζεται από την στατική πίεση p του ρευστού.



Σχήμα 1.13 Κατηγορίες Υδροστρόβιλων



Σχήμα 1.14 Διάγραμμα επιλογής του τύπου Υδροστρόβιλου συναρτήσει της υδραυλικής πτώσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας

1.4.1 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΙ ΟΛΙΚΗΣ ΠΡΟΣΒΟΛΗΣ

Οι πιο βασικοί τύποι υδροστρόβιλων αντίδρασης (Francis, Kaplan) έχουν το πλεονέκτημα ότι η λειτουργία τους μπορεί να αναστραφεί, με αποτέλεσμα να μπορούν να λειτουργούν και ως αντλίες, μεταφέροντας νερό από χαμηλότερη σε υψηλότερη στάθμη, προσφέροντας τη δυνατότητα ενεργειακής αποθήκευσης. Παρακάτω γίνεται αναφορά μόνο σε υδροστρόβιλους αντίδρασης, λόγω της δυνατότητας αναστροφής της λειτουργίας που προσφέρουν.

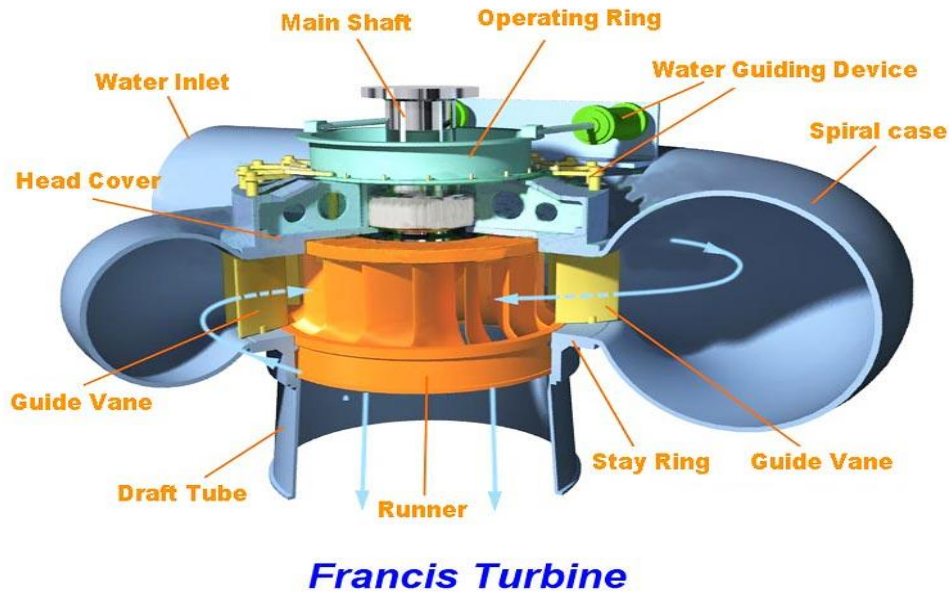
Το βασικότερο χαρακτηριστικό των υδροστρόβιλων αντιδράσεως είναι η πλήρης βύθιση του δρομέα στο ρέον υγρό. Η λειτουργία του δρομέα είναι αξονοσυμμετρική, συνεπώς είναι απαραίτητο το τμήμα εισόδου να περιβάλλει τον δρομέα, ώστε να εξασφαλίζονται στην διατομή εισόδου του δρομέα αξονοσυμμετρικές συνθήκες της ροής. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω μειούμενης διατομής αγωγού τροφοδοσίας (σπειροειδούς κελύφους). Τα πτερύγια του δρομέα είναι τοποθετημένα με τέτοιο τρόπο, ώστε η διαφορά της στατικής πίεσης μεταξύ τους να επιβάλει σε αυτά δυνάμεις άωσης, παρόμοιες με αυτές που ασκούνται στα πτερύγια των αεροσκαφών, γεγονός το οποίο προκαλεί την περιστροφή του δρομέα. Δηλαδή, η ροή μέσω του δρομέα γίνεται με παράλληλη μεταβολή της στατικής πίεσης του υγρού. Για τον λόγο αυτό άλλωστε οι υδροστρόβιλοι ολικής προσβολής ονομάζονται και υδροστρόβιλοι αντιδράσεως. Οι υδροστρόβιλοι ολικής προσβολής γενικά περιστρέφονται με μεγάλες ταχύτητες, ακόμα και για μικρό υδραυλικό ύψος ροής. Αυτή τους η ιδιότητα καθιστά δυνατή την απευθείας σύζευξη της ατράκτου τους με την άτρακτο της γεννήτριας χωρίς να είναι απαραίτητη η παρεμβολή ειδικού πολλαπλασιαστή στροφών.

1.4.2 ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ FRANCIS

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στην διερεύνηση της ανάστροφης λειτουργίας μίας πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας. Με την αναστροφή της κατεύθυνσης της ροής και λόγω της συγκεκριμένης γεωμετρίας της πτερωτής, το ρευστό θα εισέρχεται ακτινικά στην πτερωτή, με αποτέλεσμα η λειτουργία της μηχανής να μοιάζει με τη λειτουργία ενός υδροστρόβιλου Francis ακτινικής ροής. Για τον λόγο αυτό, παρακάτω γίνεται αναφορά μόνο σε υδροστρόβιλο Francis ακτινικής ροής.

Ο τύπος σχεδίασης υδροστρόβιλου Francis αναπτύχθηκε για πρώτη φορά στα τέλη του 19ου αιώνα, γνώρισε ευρεία αποδοχή και χρησιμοποιήθηκε σε μεγάλο εύρος τιμών υδραυλικού ύψους και χαρακτηριστικών της ροής. Οι υδροστρόβιλοι Francis συνηθίζεται να χρησιμοποιούνται για την εκμετάλλευση μέσων τιμών υδραυλικών πτώσεων της τάξεως των 20 έως 500 mΣΥ και παροχών 0.15 - 10 m³/s . Στους υδροστρόβιλους Francis η πτώση της στατικής πίεσης δε γίνεται εξ ολοκλήρου στην ακίνητη οδηγό περύγωση γιατί ένα σημαντικό μέρος της αποκλιμάκωσης (πτώσης) της στατικής πίεσης του νερού συμβαίνει κατά τη ροή του στην περύγωση του στροφείου. Συνεπώς ο βαθμός αντίδρασης είναι μεγαλύτερος του μηδενός, και το νερό πρέπει να προσβάλλει όλη την περύγωση. Διαθέτουν δηλαδή πτερωτές ολικής προσβολής, στις οποίες το νερό προσάγεται και διαμοιράζεται ομοιόμορφα σε ολόκληρη την επιφάνεια εισόδου στο

στροφείο της υδροδυναμικής μηχανής. Όντας υδροστρόβιλος αντιδράσεως, ο υδροστρόβιλος Francis χρησιμοποιεί πίεση και ταχύτητα προκειμένου να λειτουργήσει. Το νερό οδηγείται ακτινικά -κάθετα στον άξονα- στην είσοδο του δρομέα, στρέφεται κατά γωνία 90° μέσα σε αυτόν και εξέρχεται αξονικά (παράλληλα στον άξονα). Οι υδροστρόβιλοι Francis μπορούν να τοποθετηθούν είτε οριζόντια είτε κάθετα και μπορούν να επιτύχουν πολύ καλό βαθμό απόδοσης ακόμα και για παροχές ίσες με το 50% αυτής της σχεδίασης. Λόγω όμως του κόστους τους και της εξειδικευμένης τους σχεδίασης, δεν έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως για micro/riico υδροηλεκτρικές εγκαταστάσεις στο πρόσφατο παρελθόν

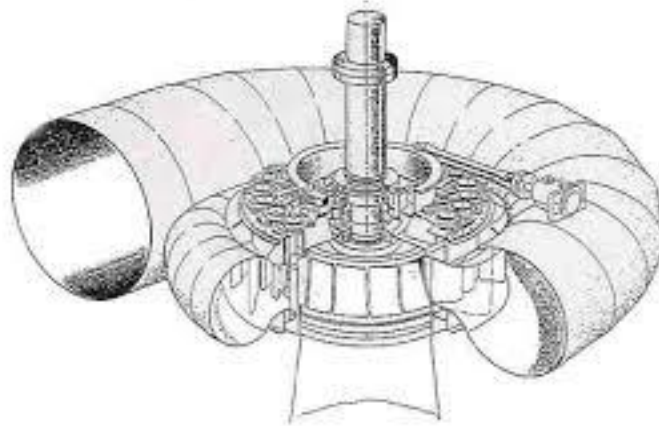


Σχήμα 1.15 Βασικά εξαρτήματα Υδροστρόβιλου Francis

1.4.3 ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ

Οι υδροστρόβιλοι Francis για να αναπτύξουν βέλτιστο μανομετρικό ύψος ή ειδικό έργο (να μεταφέρουν μέγιστη ενέργεια ανά μονάδα βάρους της ροής) απαιτείται, κατά το δυνατόν μεγαλύτερη τιμή της εφαιπτομενικής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας. Το τμήμα εισόδου της ροής στον υδροστρόβιλο Francis πρέπει να είναι σχεδιασμένο, έτσι ώστε να γίνεται ομοιόμορφη περιφερειακή τροφοδοσία του νερού. Αυτό σημαίνει ότι ο αγωγός τροφοδοσίας νερού, που μεταφέρει το νερό από την υψηλότερη στάθμη, πρέπει στην απόληξή του να περιβάλλει τα ρυθμιστικά πτερύγια που διαμορφώνουν την τελική μορφή της ροής του νερού, πριν αυτό εισέλθει ομοιόμορφα στην περιφερειακή επιφάνεια του στροφείου κατά την ακτινική διεύθυνση. Η απαίτηση ομοιόμορφης παροχής περιφερειακά της ακίνητης πτερυγώσης δημιουργεί την ανάγκη σταδιακής μείωσης της διατομής του αγωγού τροφοδοσίας νερού γύρω από τη στεφάνη των ακινήτων πτερυγίων. Για τους λόγους αυτούς επιλέγεται σπειροειδούς μορφής αγωγός

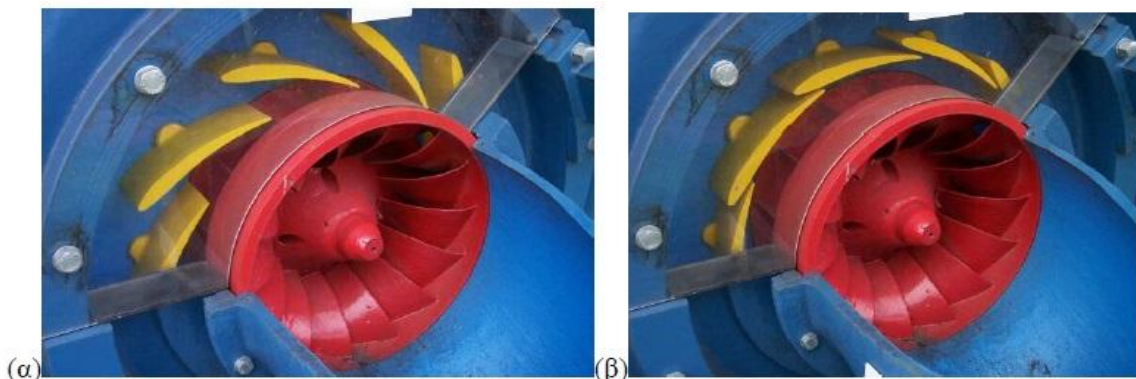
τροφοδοσίας των υδροστροβίλων αντίδρασης, ο οποίος δίνει και αρχική συστροφή στο νερό, αλλά και τροφοδοτεί ομοιόμορφα την οδηγό πτερύγωση προς τον δρομέα.



Σχήμα 1.16 Σπειροειδές κέλυφος εκατέρωθεν του δρομέα για ομοιόμορφη περιφερειακή τροφοδοσία του νερού στον δρομέα.

1.4.4 ΡΥΘΜΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ

Η ροή συνήθως ελέγχεται από ρυθμιστικά πτερύγια, τα οποία ρυθμίζουν την τιμή της παροχής, αλλά και αλλάζουν τη γωνία εισόδου της ροής. Όταν μεταβληθεί το φορτίο στον άξονα ενός υδροστροβίλου, για να κρατηθούν σταθερές οι στροφές ανά μονάδα χρόνου, δεδομένου ότι το μανομετρικό ύψος του υδροστροβίλου είναι σταθερό, πρέπει να μεταβληθεί η παροχή του νερού. Αύξηση, δηλαδή, του φορτίου απαιτεί και αύξηση της παροχής του νερού. Αυτό γίνεται, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, με την κατάλληλη περιστροφή των ρυθμιστικών πτερυγίων. Όταν σε μια εγκατάσταση υδροστροβίλου είναι γνωστό το φορτίο, δηλαδή η ροπή που πρέπει να έχει στον άξονά του και οι στροφές ανά μονάδα χρόνου με τις οποίες πρέπει να στρέφεται το φορτίο, δεδομένου ότι το μανομετρικό ύψος είναι γνωστό από την υδατόπτωση με τη ρύθμιση της παροχής προσδιορίζεται το κανονικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου. Με το σύστημα των ρυθμιστικών πτερυγίων ρυθμίζεται το κανονικό σημείο λειτουργίας, επιτυγχάνεται δηλαδή η κατάλληλη παροχή, έτσι ώστε η απόδοση του υδροστροβίλου να είναι μέγιστη. Στο Σχήμα 1.17, φαίνονται δύο θέσεις ρύθμισης της οδηγού πτερύγωσης. Στην πρώτη θέση η πτερύγωση τροφοδοτεί την πτερωτή με νερό, ενώ στη δεύτερη η πτερύγωση φράσσει τη δίοδο και αποκόπτει την παροχή του νερού, που έχει ως συνέπεια να τεθεί η μονάδα εκτός λειτουργίας



Σχήμα 1.17 Ρυθμιστικά πτερύγια περιμετρικά του δρομέα υδροστροβίλου Francis. Στην πρώτη θέση(α) η πτερύγωση τροφοδοτεί την περρωτή με νερό, ενώ στη δεύτερη (β) η πτερύγωση φράσσει τη δίοδο και αποκόπτει την παροχή του νερού, που έχει ως συνέπεια να τεθεί η μονάδα εκτός λειτουργίας

1.4.5 ΔΡΟΜΕΑΣ

Ο δρομέας αποτελεί το τμήμα του υδροστρόβιλου που μετατρέπει την ενέργεια ανά μονάδα βάρους προσερχόμενου υγρού σε μηχανική ενέργεια, δηλαδή το τμήμα στο οποίο αναπτύσσεται μηχανική κινητήρια ροπή. Ο δρομέας του υδροστρόβιλου Francis φέρει κατάλληλα καμπυλωμένα πτερύγια διατομής αεροτομών. Η σχετική, ως προς τον δρομέα, ροή του ρευστού ακολουθεί την καμπυλότητα των πτερυγίων. Η κίνηση αυτή της σχετικής ταχύτητας της ροής έχει ως αποτέλεσμα την άσκηση δύναμης συνεχώς επάνω στα πτερύγια του στροβίλου σύμφωνα με το νόμο της ορμής. Η δύναμη δημιουργεί ροπή ως προς το κέντρο του στροφείου και το περιστρέφει. Η αναπτυσσόμενη δύναμη είναι ευθέως ανάλογη της παροχής του νερού και της απόλυτης ταχύτητας με την οποία το νερό προσβάλλει τα πτερύγια. Η απόλυτη ταχύτητα του ρευστού που αναπτύσσεται πριν την είσοδό του στον δρομέα είναι μεγάλη, όταν η υδατόπτωση είναι υψηλή, διαθέτει δηλαδή το νερό μεγάλη ενέργεια ανά μονάδα βάρους, η οποία από δυναμική στην υψηλή στάθμη γίνεται σε μεγάλο βαθμό κινητική, πριν την είσοδο στη στρεφόμενη περρωτή. Συνεπώς για την ίδια παροχή νερού ένας δρομέας υψηλής υδατόπτωσης δέχεται μεγαλύτερες δυνάμεις από μια άλλη χαμηλότερης υδατόπτωσης. Οι δρομείς τύπου Francis χρησιμοποιούνται στις μέσου ύψους υδατοπτώσεις και τα πτερύγιά τους καταπονούνται από ισχυρές δυνάμεις. Για την αντιμετώπιση αυτών των δυνάμεων, που προέρχονται από τη ροή και τη δημιουργία μιας στιβαρής κατασκευής, τα καμπύλα πτερύγια πακτώνονται αμφίπλευρα την πλήμνη και στη στεφάνη του δρομέα. Αυξάνεται έτσι η μηχανική στιβαρότητα της κατασκευής και η αντοχή στις δυνάμεις που αναπτύσσονται στα πτερύγια από τη διερχόμενη ροή.

1.4.6 ΑΓΩΓΟΣ ΑΠΑΓΩΓΗΣ

Ο αγωγός απαγωγής, αποτελεί ένα ιδιαίτερο τμήμα των υδροστρόβιλων αντίδρασης και χρήζει ιδιαίτερου σχεδιασμού. Έχει σωληνωτή μορφή, με βαθμιαία αυξανόμενη διατομή από την είσοδο προς την έξοδο. Συνδέει την έξοδο του στροφείου με την κατώτερη

στάθμη της απορροής του νερού. Η βασική λειτουργία του τμήματος αυτού είναι η απόδοση της ικανότητας στον υδροστροβίλο να εκμεταλλευθεί το συνολικό ύψος της υδατόπτωσης, αποκαθιστώντας τη συνέχεια της σωλήνωσης από την ανώτερη επιφάνεια του νερού μέχρι την κατώτερη. Επιπροσθέτως, με τη μορφοποίησή του, επιτρέπει τη μετατροπή σημαντικού μέρους της κινητικής ενέργειας ανά μονάδα βάρους του νερού, που θα αποβαλλόταν αχρησιμοποίητη, σε δυναμική ενέργεια, αυξάνοντας την πίεση που επικρατεί στην έξοδο του στροβίλου από υποπίεση (κάτω της ατμοσφαιρικής) σε ατμοσφαιρική.

1.4.7 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ FRANCIS

Τα κύρια χαρακτηριστικά μεγέθη του υδροστροβίλου είναι: 1) Υδραυλική πτώση, 2) Παροχή, 3) Αποδιδόμενη ισχύς για τη λειτουργία του υδροστροβίλου και 4) Βαθμός απόδοσης.

Η συνολική υδραυλική ισχύς σε μια υδροηλεκτρική εγκατάσταση εξαρτάται από δύο παράγοντες, από την υδραυλική πτώση και από την παροχή του νερού. Η υδραυλική πτώση (σε m) είναι η κατακόρυφη απόσταση μεταξύ του υψηλότερου σημείου του αγωγού νερού και του σημείου που το νερό εγκαταλείπει τον υδροστροβίλο, ενώ η παροχή νερού, είναι η ποσότητα του νερού που διέρχεται από μία διατομή του αγωγού στη χρονική διάρκεια ενός δευτερολέπτου (1 sec). Έχοντας υπολογίσει την υδραυλική πτώση και την παροχή του νερού, υπολογίζεται και η υδραυλική ισχύς με τελικό σκοπό τον προσδιορισμό του βαθμού απόδοσης της υδροηλεκτρικής εγκατάστασης.

1.4.7.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΠΤΩΣΗ

α) Στατικό ή γεωμετρικό ύψος αναρρόφησης (H_a) ενός συστήματος είναι η κατακόρυφη απόσταση από την επιφάνεια του υγρού του άνω ταμιευτήρα μέχρι το σημείο εισόδου του υγρού στον υδροστροβίλο.

β) Στατικό ή γεωμετρικό ύψος κατάθλιψης (H_k) ενός συστήματος είναι η κατακόρυφη απόσταση από το σημείο εξόδου του υγρού από τον υδροστροβίλο μέχρι την επιφάνεια του υγρού του κάτω ταμιευτήρα.

γ) Υδραυλική πτώση εγκατάστασης (h) είναι η υψομετρική διαφορά μεταξύ του άνω και του κάτω ταμιευτήρα.

δ) Ύψος αντιστάσεων (H_r) ενός συστήματος είναι το σύνολο των αντιστάσεων στη ροή του ρευστού. Εξαρτάται από το μήκος των σωληνώσεων, τις γωνίες και τις καμπύλες των αγωγών κατά τη διαδρομή του ρευστού καθώς και από την παρεμβολή ρυθμιστικών οργάνων (βάνες, διακόπτες).

ε) Διαθέσιμη υδραυλική πτώση (H) είναι η υδραυλική πτώση της εγκατάστασης μείον το ύψος αντιστάσεων στη σωλήνωση αναρρόφησης.

$$H = h - \delta h_{fEe} \quad (1.16)$$

όπου δh_{fEe} οι υδραυλικές απώλειες στο σύστημα προσαγωγής.

ζ) Θεωρητική υδραυλική πτώση (H_u) εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού που εναλλάσσεται στην πτερωτή με την μηχανική ενέργεια.

1.4.7.2 ΠΑΡΟΧΗ

α) Κανονική παροχή (Optimum) (Q_K) είναι η παροχή όταν ο υδροστροβίλος εργάζεται με το μέγιστο βαθμό απόδοσης του.

β) Πραγματική παροχή (Q) είναι ο όγκος υγρού που διέρχεται από τη διατομή εισόδου και εξόδου του υδροστροβίλου.

γ) Θεωρητική παροχή Q_u είναι ο όγκος υγρού που διέρχεται μέσα από τον δρομέα στη μονάδα του χρόνου. Είναι η διαφορά της πραγματικής παροχής και των αναπόφευκτων εσωτερικών διαροών.

$$Q_u = Q - Q_\delta \quad (1.17)$$

Όπου Q_δ είναι ο όγκος των εσωτερικών διαρροών (το Q_δ είναι πολύ μικρό σε σύγκριση με το Q).

1.4.7.3 ΑΠΟΔΙΔΟΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ

α) Υδραυλική ισχύς (P_h) είναι η συνολική ισχύς της εγκατάστασης που θεωρητικά είναι δυνατόν να μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια.

$$P_h = \gamma Q h \quad (1.18)$$

β) Διαθέσιμη υδραυλική ισχύς είναι η ισχύς της διαθέσιμης υδραυλικής πτώσης στην είσοδο του υδροστροβίλου.

$$P_H = \gamma Q H \quad (1.19)$$

γ) Θεωρητική ισχύς (P_u) είναι η ισχύς που μεταβιβάζεται από το υγρό παροχής Q_u στον δρομέα.

$$P_u = \gamma Q_u H_u = M_u \omega \quad (1.20)$$

δ) Καθαρή μηχανική ισχύς είναι η ισχύς που αποδίδεται στην άτρακτο του υδροστροβίλου.

$$P = P_u - P_m \quad (1.21)$$

όπου P_m είναι οι μηχανικές απώλειες υπό μορφή μηχανικής ισχύος.

1.4.7.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του υδροστρόβιλου η_h ορίζεται ως :

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{H - \delta h_{f12} - \frac{c_2^2}{2g}}{H} \quad (1.22)$$

όπου δh_{f12} οι υδραυλικές απώλειες λόγω τριβής και κρούσης της ροής μέσα στον υδροστρόβιλο.

Ο όρος $\frac{c_2^2}{2g}$ εκφράζει την κινητική ενέργεια του ρευστού και αναλύεται σε ακτινική c_r και περιφερειακή c_u [7]. Από τις δύο συνιστώσες της ταχύτητας η ακτινική ,συνδέεται με την αρχή της συνέχειας ώστε να εξασφαλίζεται η διερχόμενη παροχή ενώ η περιφερειακή είναι ουσιαστικά άχρηστη καθώς αυξάνει τις απώλειες της ροής κατάντη του δρομέα και αποτελεί μία μορφή ενέργειας που διαφεύγει ανεκμετάλλευτη. Για τους λόγους αυτούς, επιδιώκεται τουλάχιστον στο κανονικό σημείο λειτουργίας, το ρευστό να εξέρχεται από το δρομέα χωρίς συστροφή.

Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης η_v είναι ο λόγος της θεωρητικής παροχής που διέρχεται μέσω του δρομέα προς την πραγματική παροχή.

$$\eta_v = \frac{Q_u}{Q} \quad (1.23)$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι η_m είναι ο λόγος της καθαρής μηχανικής ισχύος που αποδίδεται στην άτρακτο προς την θεωρητική ισχύ που αναπτύσσεται στον δρομέα.

$$\eta_m = \frac{P}{P_u} \quad (1.24)$$

Ολικός βαθμός απόδοσης η_{tot} είναι ο λόγος της καθαρής μηχανικής ισχύος στην άτρακτο του δρομέα προς την διαθέσιμη υδραυλική ισχύ.

$$\eta_t = \frac{P}{P_H} \quad (1.25)$$

1.4.8 ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Στην περίπτωση των υδροστρόβιλων σε σύγκριση με τις φυγοκεντρικές αντλίες, εισάγεται μία νέα παράμετρος που είναι η κλίση των ρυθμιστικών περυγίων μέσω της οποίας μεταβάλλεται η γεωμετρία και οι συνθήκες της ροής. Ο υδροστρόβιλος χωρίζεται σε πλήθος μερικών στροβίλων έτσι ώστε να είναι εύλογη η υπόθεση ομοιομορφίας των συνθηκών της ροής σε κάθε διατομή. Για σταθερή κλίση των ρυθμιστικών περυγίων, η κλίση α_0 της απόλυτης ταχύτητας c_0 στη διατομή εξόδου (0) της στεφάνης των ρυθμιστικών περυγίων είναι σταθερή για οποιαδήποτε τιμή της παροχής. Δεδομένου ότι στον αξονοσυμμετρικό χώρο μεταξύ της διατομής εξόδου των ρυθμιστικών περυγίων

(0) και της διατομής εισόδου στον δρομέα (1), δεν παρεμβάλλεται στερεή επιφάνεια, η κλίση α_1 θα παραμείνει επίσης σταθερή σύμφωνα με την αρχή της συνέχειας και της διατήρησης της συστροφής. Συγκεκριμένα συμβολίζοντας με S_0 τη διατομή και με r_0 την ακτίνα της επιφάνειας διέλευσης του υγρού στη διατομή (0) εξόδου της στεφάνης των ρυθμιστικών πτερυγίων καθώς και με S_1 και r_1 τα αντίστοιχα μεγέθη στην διατομή εισόδου του δρομέα θα ισχύει :

$$c_{m0}S_0 = c_{m1}S_1 \quad (1.26)$$

και

$$c_{u0}r_0 = c_{u1}r_1 \quad (1.27)$$

Από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει η σχέση που συσχετίζει την κλίση α_1 της ταχύτητας στη διατομή εισόδου του δρομέα με την κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων στη διατομή εξόδου της στεφάνης.

$$tg(\alpha_1) = \frac{c_{m1}}{c_{u1}} = tg(\alpha_0) \frac{S_0 r_1}{S_1 r_0} \quad (1.28)$$

Αρα, για κάθε τιμή της παροχής είναι δυνατή η χάραξη του τριγώνου ταχυτήτων εισόδου για το οποίο είναι γνωστά η περιφερειακή ταχύτητα u_1 , η κλίση α_1 της απόλυτης ταχύτητας εισόδου c_1 και η μεσημβρινή συνιστώσα (ύψος του τριγώνου).

$$c_{m1} = \frac{Q_u}{\pi D_1 b_1} \quad (1.29)$$

Προκύπτει λοιπόν η \vec{c}_1 και από τη διανυσματική εξίσωση $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ προσδιορίζεται η σχετική ταχύτητα \vec{w}_1 και η κλίση β_{1w} . Λαμβάνοντας υπόψη ότι η κλίση του πτερυγίου στη διατομή εισόδου είναι σταθερή και ίση προς β_1 συνεπάγεται ότι για σταθερή κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων, υπάρχει μία τιμή της παροχής για την οποία η κλίση β_{1w} της σχετικής ταχύτητας γίνεται ίση προς την β_1 δηλαδή για τον συνδυασμό κλίσης α_1 και παροχής, η είσοδος του υγρού στον δρομέα γίνεται χωρίς κρούση.

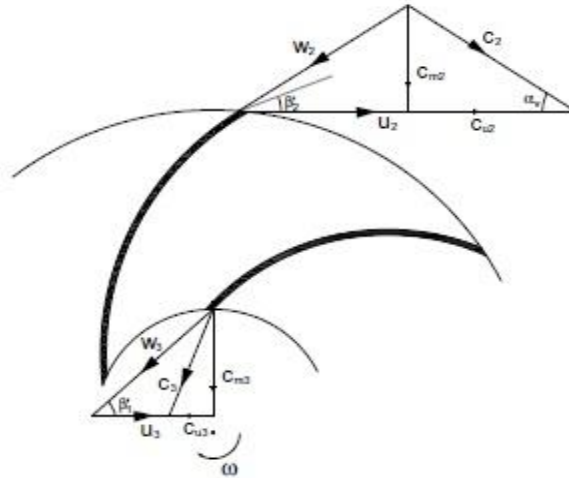
Όσον αφορά το τρίγωνο εξόδου, αυτό διαμορφώνεται από τον ίδιο τον δρομέα ανεξάρτητα από την κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Με σταθερή την ταχύτητα περιστροφής για κάθε τιμή της παροχής, είναι δυνατόν να χαραχθεί το τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου καθώς είναι γνωστή η περιφερειακή ταχύτητα u_2 και η κλίση β_2 των πτερυγίων στην έξοδο του δρομέα. Η κλίση β_2 είναι με πολύ καλή προσέγγιση ίση προς την κλίση β_{2w} της σχετικής ταχύτητας \vec{w}_2 . Άρα από την αρχή της συνέχειας και για κάθε τιμή Q_u της παροχής, υπολογίζεται η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας στην έξοδο .

$$c_{m2} = \frac{Q_u}{\pi D_2 b_2} \quad (1.30)$$

Άρα για σταθερή β_2 καθορίζεται η \vec{w}_2 , οπότε από τη διανυσματική εξίσωση

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad (1.31)$$

προκύπτει η \vec{c}_2 καθώς και η περιφερειακή της συνιστώσα c_{u2} .



Σχήμα 1.18 Τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και έξοδο του δρομέα Υδροστροβίλου Francis

Τέλος με σκοπό τη συσχέτιση της θεωρητικής υδραυλικής πτώσης με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του δρομέα προέκυψε η παρακάτω σχέση :

$$H_u = \frac{u_2}{g} Q_u \left(\frac{m}{S_1 \operatorname{tg}(\alpha_1)} + \frac{1}{S_2 \operatorname{tg}(\beta_2)} \right) - \frac{u_2^2}{g} \quad (1.32)$$

όπου

$$m = D_1/D_2$$

S_1 και S_2 οι διατομές εισόδου και εξόδου του μερικού δρομέα.

1.4.9 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΘΕΩΡΗΜΑΤΟΣ ΣΥΣΤΡΟΦΗΣ ΣΕ ΜΕΡΙΚΟ ΔΡΟΜΕΑ

Η θεωρητική ροπή που αναπτύσσεται στον δρομέα δίνεται από την εξίσωση :

$$M_u = \int_{E_1} \rho c_u c_n r_E dE - \int_{E_2} \rho c_u c_n r_E dE \quad (1.33)$$

Έστω δύο επιφάνειες εισόδου και εξόδου E_1 και E_2 αντίστοιχα στον μερικό δρομέα που χαρακτηρίζονται από ομοιομορφία των συνθηκών της ροής. Άρα η παραπάνω σχέση γίνεται :

$$M_u = \rho_1 c_{n1} c_{u1} r_1 E_1 - \rho_2 c_{n2} c_{u2} r_2 E_2 \quad (1.34)$$

$$\text{Όμως } m_u = \rho_1 c_{n1} E_1 = \rho_2 c_{n2} E_2$$

Οπότε η περιφερειακή ροπή στον δρομέα γράφεται :

$$M_u = \dot{m}_u (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (1.35)$$

Άρα η αντίστοιχη περιφερειακή ισχύς θα είναι ίση προς :

$$P_u = M_u \omega = \dot{m}_u (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (1.36)$$

λαμβάνοντας υπόψη ότι $u_1 = \omega r_1$ και $u_2 = \omega r_2$

Ομως, θεωρώντας ασυμπίεστο ρευστό, η περιφερειακή ισχύς μπορεί να εκφραστεί ως γινόμενο του ειδικού βάρους γ , της διερχόμενης παροχής Q_u και του θεωρητικού ύψους του δρομέα H_u .

$$P_u = \gamma Q_u H_u \quad (1.37)$$

Το θεωρητικό ύψος εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού (σε μέτρα στήλης υγρού) που εναλλάσσεται στον δρομέα με τη μηχανική ενέργεια $N_u = M_u \omega$ και συνδέεται με τη μεταβολή της ολικής ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου από τον δρομέα μέσω της εξίσωσης :

$$H_u = H_{o1} - H_{o2} - \delta h_{f12} \quad (1.38)$$

όπου

δh_{f12} είναι οι υδραυλικές απώλειες στον δρομέα λόγω τριβής.

Συνδυάζοντας τις (1.36) -(1.37) και επιλύοντας ως προς την H_u προκύπτει η εξίσωση Euler για εργοστροβιλομηχανή.

$$H_u = \frac{1}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (1.39)$$

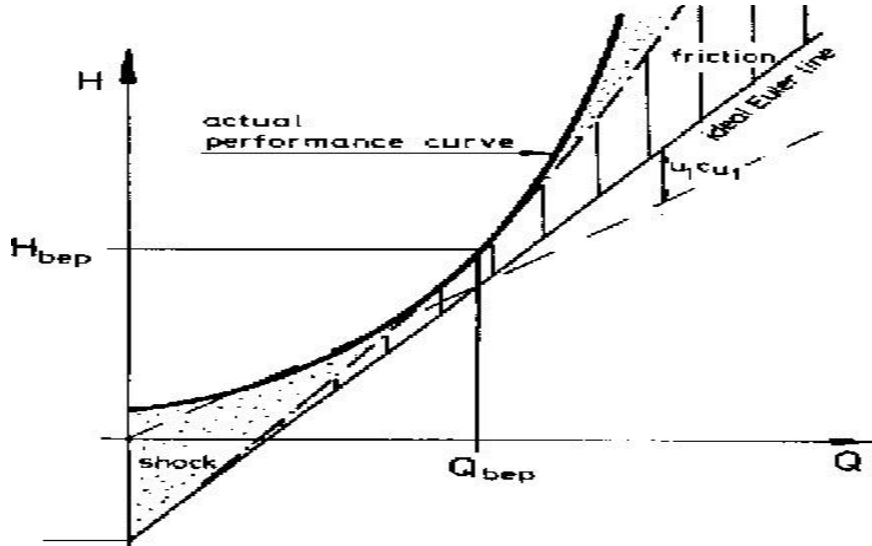
1.4.10 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ FRANCIS.

Οι κύριες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του υδροστρόβιλου Francis για σταθερή ταχύτητα περιστροφής και σταθερή κλίση των ρυθμιστικών περυγίων, είναι η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης (H) συναρτήσει της παροχής (Q) και η καμπύλη του ολικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής. Από τις παραπάνω καμπύλες προκύπτει και η καμπύλη της αποδιδόμενης ισχύος (P) συναρτήσει της παροχής.

Για σταθερή κλίση των ρυθμιστικών περυγίων, η πραγματική χαρακτηριστική (H, Q) του υδροστρόβιλου προκύπτει όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.19 από την θεωρητική χαρακτηριστική (H_u, Q_u) προσθέτοντας στην αντίστοιχη τιμή του θεωρητικού ύψους H_u τις υδραυλικές απώλειες και την κινητική ενέργεια στην έξοδο.

$$H_u = H - \delta h_{fea} - \frac{c^2}{2g} \quad (1.40)$$

Προκύπτει λοιπόν, σημείο προς σημείο η πραγματική χαρακτηριστική (H,Q) που αντιστοιχεί στο συγκεκριμένο άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η (H_u,Q) είναι ευθεία θετικής κλίσης, η αντίστοιχη (H,Q) θα είναι καμπύλη με τα κοίλα προς τα πάνω δεδομένου ότι οι υδραυλικές απώλειες δh_{fea} είναι ελάχιστες στη γειτονία της παροχής για την οποία η είσοδος στον δρομέα γίνεται χωρίς κρούση.



Σχήμα 1.19 Διάγραμμα θεωρητικής και πραγματικής χαρακτηριστικής καμπύλης Υδραυλικού Ύψους - Παροχής και γραφική διαμόρφωση των απωλειών της κινητικής ενέργειας στην έξοδο, τριβής και κρούσης.

Η παραπάνω σχέση μπορεί να διατυπωθεί και με τη μορφή της εξίσωσης 1.41 ως η διαφορά της ολικής πίεσης στην είσοδο και στην έξοδο του υδροστρόβιλου.

$$\Delta H = \frac{P_{t,in} - P_{t,out}}{\gamma} \quad (1.41)$$

όπου $P_t = \frac{c^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz$ η ολική πίεση

- $c^2/2$ η κινητική ενέργεια

- P/ρ η ενέργεια εντατικής κατάστασης

- zg η δυναμική ενέργεια λόγω βαρύτητας

- $\gamma = \rho g$

Η καμπύλη ολικού βαθμού απόδοσης τού υδροστρόβιλου προκύπτει από τη σχέση :

$$\eta_t = \frac{M\omega}{\gamma Q \Delta H} = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (1.42)$$

Η καμπύλη του ολικού βαθμού απόδοσης προκύπτει με τα κοίλα προς τα πάνω και το σημείο του μέγιστου βαθμού απόδοσης για συγκεκριμένο άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων θα βρίσκεται στη γειτονία της παροχής που αντιστοιχεί στην είσοδο στον δρομέα χωρίς κρούση.

Η καμπύλη της αποδιδόμενης ισχύος του δρομέα προκύπτει από τη σχέση:

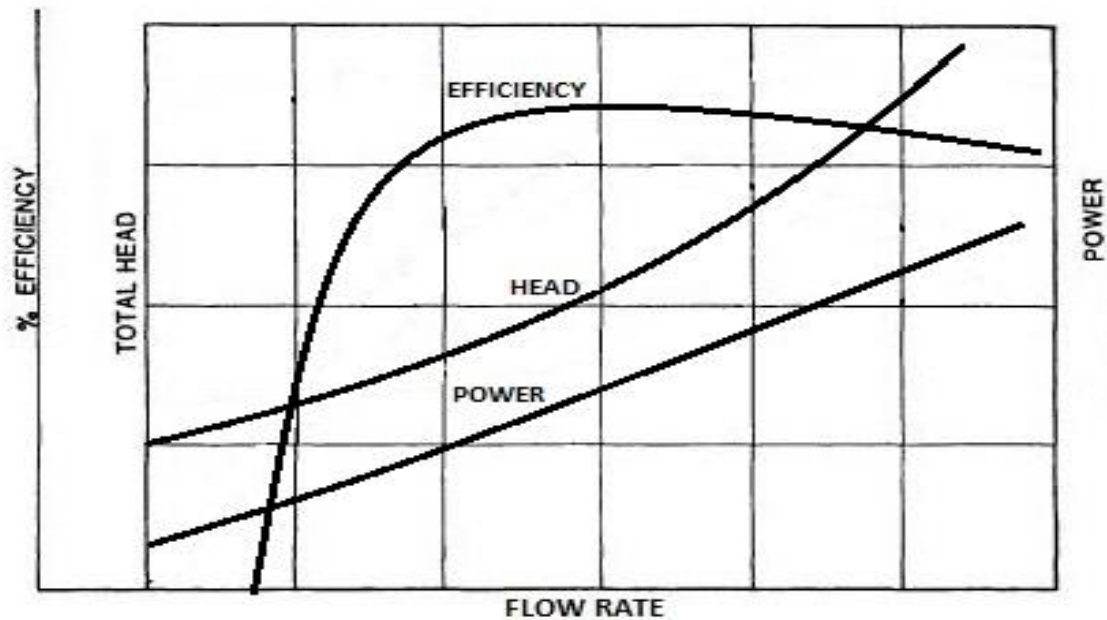
$$P = M\omega = \gamma Q_u H_u = \gamma Q H \eta \quad (1.43)$$

όπου

M η περιφερειακή ροπή που αναπτύσσεται στον δρομέα.

ω η γωνιακή ταχύτητα.

Παρακάτω παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας ενός τυπικού υδροστρόβιλου Francis στο ίδιο γράφημα.

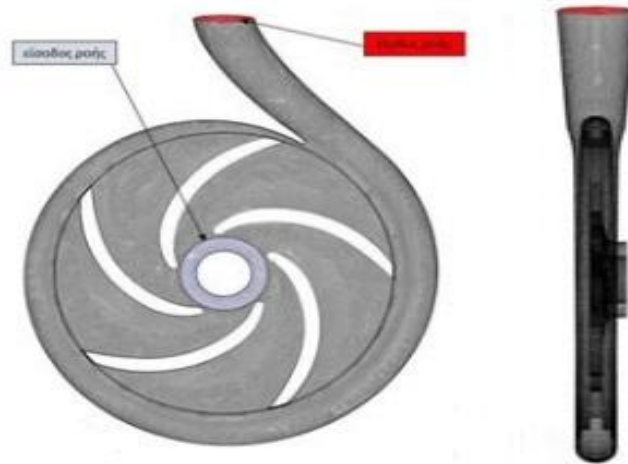


Σχήμα 1.20 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας Υδροστρόβιλου Francis για σταθερό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων και σταθερή ταχύτητα περιστροφής.

1.5 ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

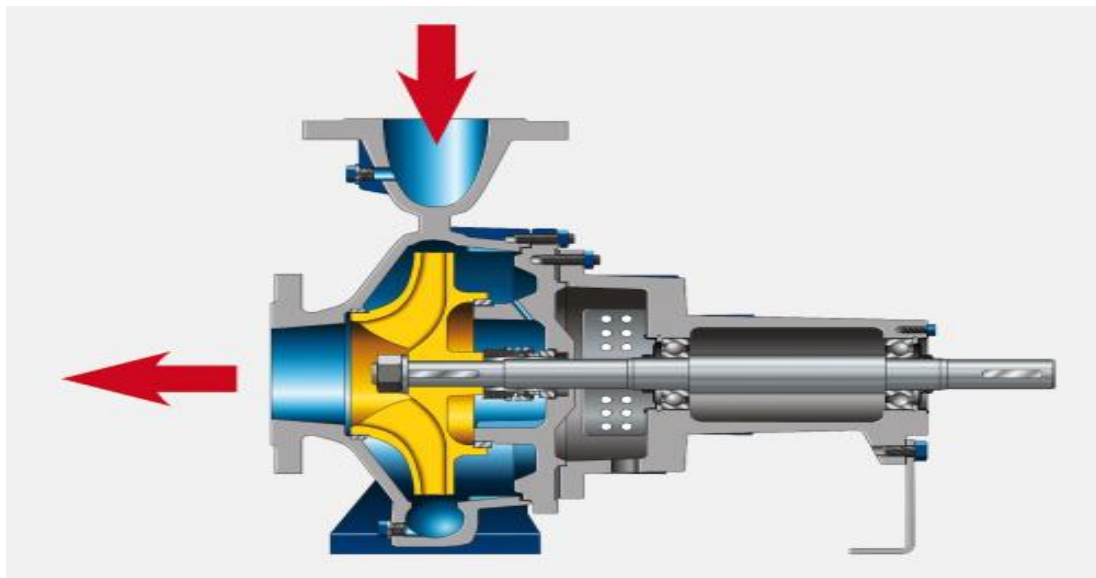
1.5.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΑΣΤΡΕΨΙΜΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Οι μικρές φυγοκεντρικές αντλίες ισχύος έως 50 KW με το κλασικό σπειροειδές κέλυφος είναι ιδιαίτερα κατάλληλες για αντίστροφη λειτουργία καθώς μπορούν να χρησιμοποιηθούν αντί των πολύ ακριβότερων υδροστρόβιλων cross-flow για ανάκτηση υδραυλικής ενέργειας σε σωληνογραμμές.



Σχήμα 1.21 Μικρή φυγοκεντρική αντλία με σπειροειδές κέλυφος κατάλληλη για ανάστροφη λειτουργία

Όταν η ροή μίας φυγοκεντρικής αντλίας αναστρέφεται, εφαρμόζοντας υδραυλικό ύψος στο ακροφύσιο εξόδου, η αντλία μετατρέπεται σε υδροστρόβιλο.



Σχήμα 1.22 Η κατεύθυνση της ροής σε ανάστροφη φυγοκεντρική αντλία

Η ανάστροφη λειτουργία μίας αντλίας, μπορεί να πραγματοποιηθεί εύκολα και ομαλά χωρίς σημαντική μεταβολή του ολικού βαθμού απόδοσης. Η λειτουργία αυτή επιτυγχάνεται μέσω αναστροφής της κατεύθυνσης της ροής, αναστροφής της φοράς

περιστροφής του δρομέα και αναστροφής της ροής ενέργειας. Λόγω της αναστροφής της ροής ενέργειας όμως, διαφοροποιούνται οι υδραυλικές, ογκομετρικές και μηχανικές απώλειες στο εσωτερικό της μηχανής με αποτέλεσμα το σημείο κανονικής λειτουργίας της αντλίας (παροχή Q_p , υδραυλικό ύψος H_p) να διαφέρει από το σημείο κανονικής λειτουργίας του υδροστροβίλου (παροχή Q_T , υδραυλική πτώση H_T). Για την ακρίβεια, τόσο το κανονικό υδραυλικό ύψος H_T όσο και η κανονική παροχή Q_T είναι μεγαλύτερα των αντίστοιχων κανονικών μεγεθών της αντλίας, ενώ ο ολικός βαθμός απόδοσης η_T είναι λίγο μικρότερος από τον ολικό β.α. της αντλίας. Ένα σύνηθες λάθος, κατά τη χρησιμοποίηση μιας αντλίας ως υδροστροβίλο, είναι το να επιλεγεί η αντλία από ένα κατάλογο αντλιών με βάση την καμπύλη απόδοσής της, χωρίς να υπολογιστούν οι μεταβολές που θα υπάρξουν όταν αυτή λειτουργήσει ως υδροστροβίλος, αφού οι κατάλογοι αντλιών αναφέρονται αποκλειστικά στην κανονική χρήση των αντλιών που περιγράφουν. Έτσι η αντλία θα αποτύχει να λειτουργήσει ικανοποιητικά ως υδροστροβίλος στην εγκατάσταση.

1.5.2 ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΑΙ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Σε αυτό το σημείο είναι βασικό να επισημανθούν κρίσιμες λειτουργικές διαφορές μεταξύ της αντλίας και του στροβίλου [7] που εξηγούν τις αλλαγές στα σημεία λειτουργίας.

1) Κατά την λειτουργία ως αντλίας το πραγματικό ολικό ύψος H_p είναι μικρότερο από το αντίστοιχο θεωρητικό H_{uP} κατά τις υδραυλικές απώλειες της ροής δh_p (από τη διατομή εισόδου μέχρι τη διατομή εξόδου της μηχανής).

$$H_p = H_{uP} - \delta h_p = H_u - \delta h_p \quad (1.44)$$

Αντίθετα, για τη λειτουργία της ίδιας μηχανής ως υδροστροβίλου, η διαθέσιμη υδραυλική πτώση H_T είναι ίση προς το άθροισμα του θεωρητικού ύψους H_{uT} και των αντίστοιχων υδραυλικών απωλειών.

$$H_T = H_{uT} + \delta h_T = H_u + \delta h_T \quad (1.45)$$

2) Κατά τη λειτουργία ως αντλία η παροχή Q_p διαμέσου της μηχανής είναι μικρότερη από την παροχή Q_u διαμέσου της πτερωτής κατά τις ογκομετρικές απώλειες δQ_p .

$$Q_p = Q_u - \delta Q_p \quad (1.46)$$

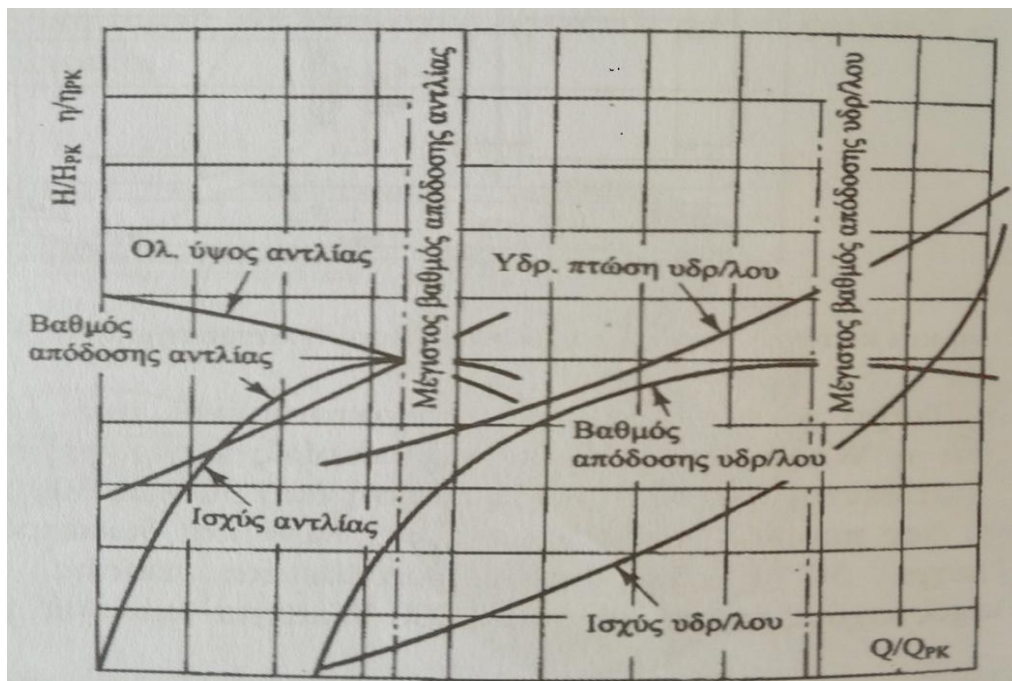
Αντίθετα κατά τη λειτουργία ως υδροστροβίλου η πραγματική παροχή Q_T διαμέσου της μηχανής είναι μεγαλύτερη από την παροχή Q_u διαμέσου του δρομέα κατά τις ογκομετρικές απώλειες δQ_T .

$$Q_T = Q_u + \delta Q_T \quad (1.47)$$

3) Λόγω της αναστροφής της διεύθυνσης της ροής, η ανάπτυξη των οριακών στρωμάτων είναι και αυτή ανάστροφη.

4) Ενώ η ροή δια μέσου της μηχανής για λειτουργία ως αντλίας είναι επιβραδυνόμενη (τόσο στην περωτή όσο και στο σπειροειδές κέλυφος) για την ανάστροφη λειτουργία ως στροβίλου, η ροή είναι επιταχυνόμενη. Ο παράγοντας αυτός είναι ευνοικός για τη λειτουργία ως στροβίλου επειδή η επιτάχυνση της ροής αποτρέπει την εμφάνιση αποκόλλησης της ροής και την πτώση του βαθμού απόδοσης που αυτή συνεπάγεται.

Από τα παραπάνω γίνεται φανερό ότι η μελέτη αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής προϋποθέτει το γεγονός ότι πρέπει να γίνει ένας συμβιβασμός στην επιλογή των κριτηρίων σχεδίασης της. Παρόλαυτα, λαμβάνοντας υπόψη ότι η λειτουργία αντλίας με μερική παροχή είναι συνήθως ασταθής προτείνεται το στροφέιο της μηχανής να σχεδιάζεται κύρια ως περωτή αντλίας με ορισμένες μικρής έκτασης τροποποιήσεις [8] (π.χ. στρογγυλεύσεις των ακμών πρόσπτωσης και εκφυγής τόσο των περυγίων του δρομέα όσο και των ρυθμιστικών περυγίων) ώστε να βελτιώνεται η ανάστροφη λειτουργία ως υδροστροβίλου.



Σχήμα 1.23 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας αναστρέψιμης φυγοκεντρικής αντλίας, υπό σταθερές στροφές, για λειτουργία ως αντλίας και ως υδροστροβίλου.

1.5.3 ΠΛΗΡΕΙΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΤΕΣΣΑΡΩΝ ΤΕΤΑΡΤΗΜΟΡΙΩΝ

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας μίας αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής δεν μπορούν εύκολα να παρασταθούν στις φυσικές κλίμακες (H , Q) επειδή η ταχύτητα περιστροφής n αντιστρέφεται μεταξύ της λειτουργίας αντλίας και υδροστροβίλου. Επίσης για την μελέτη των μεταβατικών φαινομένων πρέπει να είναι γνωστές και οι

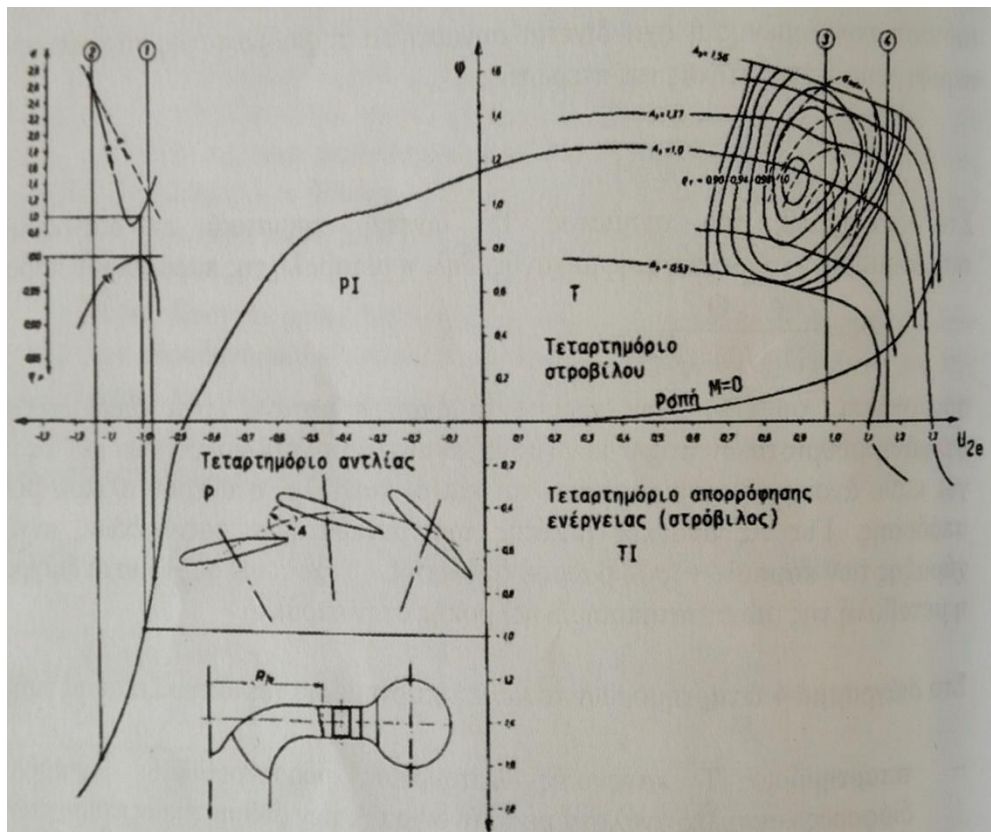
ενδιάμεσες καταστάσεις λειτουργίας. Για την χάραξη των πλήρων διαγραμμάτων, τα οποία ονομάζονται και διαγράμματα τεσσάρων τεταρτημορίων, ορίζονται ως θετικά τα μεγέθη (παροχή, υδραυλικό ύψος, ταχύτητα περιστροφής, ροπή) που αναφέρονται στην κανονική λειτουργία ως στροβίλου, οπότε για τη λειτουργία ως αντλίας τα μεγέθη αυτά είναι αρνητικά. Η μεταβολή της αδιαστατοποιημένης παροχής, δίνεται συναρτήσει της αδιάστατης παραμέτρου της περιφερειακής ταχύτητας της πτερωτής :

$$U_{2e} = \frac{u_{2e}}{\sqrt{2gH}} = \left(\frac{\omega D_{2e}}{2\sqrt{2gH}} \right) \quad (1.48)$$

Στο διάγραμμα του Σχήματος 1.24, δίνεται σχηματικά το διάγραμμα τεσσάρων τεταρτημορίων αναστρέψιμης μηχανής, δηλαδή η μεταβολή της παραμέτρου παροχής :

$$\Phi_{1e} = \frac{Q}{\left(\frac{D_{2e}}{2}\right)^2 \sqrt{2gH}} \quad (1.49)$$

συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας της πτερωτής U_{2e} .



Σχήμα 1.24 Σχηματικό διάγραμμα τεσσάρων τεταρτημορίων αναστρέψιμης υδροδυναμικής μηχανής.

Επίσης άξιο αναφοράς είναι το γεγονός ότι οι αντλίες δε σχεδιάζονται για ανεστραμμένη ροή, ούτε για να ταιριάζουν με γεννήτριες. Οπότε θα πρέπει να καθορίζεται το αν η

αντλία και η γεννήτρια αντέχουν τα ανεστραμμένα φορτία. Αυτό είναι πολύ σημαντικό στην περίπτωση των φυγοκεντρικών αντλιών, αφού στην περίπτωση αυτή μεταφέρεται το βάρος του άξονα και το φορτίο λόγω υδραυλικής πίεσης, σε ένα ωστικό έδρανο που βρίσκεται στην κινητήρια μηχανή. Εδώ θα πρέπει οπωσδήποτε η γεννήτρια να έχει κατασκευαστεί για κάθετη τοποθέτηση και σίγουρα να έχει ένα ωστικό έδρανο ικανό να ανταπεξέλθει σε τέτοιων τάξεων φορτία.

Τέλος το εύρος των τιμών της παροχής για το οποίο μία αντλία μπορεί να προσφέρει καλή απόδοση ως υδροστρόβιλος, λειτουργώντας σε σταθερή ταχύτητα, είναι συνήθως πολύ πιο περιορισμένο σχετικά με αυτό ενός υδροστρόβιλου. Αυτό ισχύει επειδή μία αντλία δεν είναι εφοδιασμένη με ρυθμιστική βαλβίδα ή με βαλβίδα αλλαγής κατεύθυνσης στην έξοδό της (πρακτικά στην είσοδό της, αφού καθώς λειτουργεί ως υδροστρόβιλος η ροή είναι ανεστραμμένη). Η κατάλληλη μετατροπή της αντλίας, ώστε να αποκτήσει τέτοια βαλβίδα, εκτός από δύσκολη είναι και οικονομικά ασύμφορη. Οπότε κατά τη χρησιμοποίηση μιας αντλίας ως υδροστρόβιλο, θα πρέπει να διατηρείται σταθερή η τιμή της παροχής.



Σχήμα 1.25 Τυπική διάταξη μικρής αναστρέψιμης φυγοκεντρικής αντλίας συζευγμένη με γεννήτρια.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

Στην ενότητα αυτή θα αναφερθούν οι διάφορες μελέτες που έχουν διεξαχθεί με σκοπό την εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών αναστρέψιμων αντλιών για λειτουργία στροβίλου.

2.1 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΕΣ ΕΚΤΙΜΗΣΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΡΑΤ.

Η ακριβής εκτίμηση της υδροδυναμικής συμπεριφοράς σε λειτουργία υδροστροβίλου μίας αναστρέψιμης αντλίας αποτελεί πρόκληση έως και σήμερα κυρίως λόγω του μεγάλου αριθμού ελεύθερων γεωμετρικών παραμέτρων που πρέπει να ληφθούν υπόψιν. Επίσης όπως έχει ήδη αναφερθεί δεν υπάρχουν αρκετά πειραματικά δεδομένα και οι κατασκευαστές αντλιών, δεν παρέχουν τις γεωμετρικές διαστάσεις και τις χαρακτηριστικές καμπύλες της αντλίας σε λειτουργία υδροστροβίλου. Για να ξεπεραστεί αυτό το πρόβλημα ένα μεγάλο πλήθος ερευνητών έχουν αναπτύξει διάφορα θεωρητικά, πειραματικά και υπολογιστικά μοντέλα (CFD) με σκοπό μία αποτελεσματική πρόβλεψη των λειτουργικών χαρακτηριστικών μίας ΡΑΤ (Pump as Turbine). Πιο συγκεκριμένα οι μεθοδολογίες αυτές μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα με τα δεδομένα στα οποία βασίζονται, σε εκείνες που κάνουν χρήση:

- των λειτουργικών χαρακτηριστικών και του βαθμού απόδοσης της αντλίας
- του ειδικού αριθμού στροφών είτε αντλίας είτε υδροστροβίλου
- ορισμένων γνωστών γεωμετρικών μεγεθών της αντλίας
- της λεπτομερούς γεωμετρικής αναπαράστασης και εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD)

Παρακάτω παρουσιάζονται διάφορες μέθοδοι εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου καθώς και το ευρύ φάσμα των αποτελεσμάτων που προκύπτει από την εφαρμογή τους.

2.1.1 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΒΕΛΤΙΣΤΟ ΒΑΘΜΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.

Αρκετοί μελετητές ανέπτυξαν μεθοδολογίες για την εκτίμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς του υδροστροβίλου κάνοντας χρήση των υδραυλικών μεγεθών (παροχή, υδραυλικό ύψος) στο κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας.

Μία πρώτη θεωρητική απόπειρα έγινε το 1962 από τον Childs ο οποίος στη μέθοδο που παρουσίασε θεώρησε τις εξής παραδοχές: ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης της μηχανής για λειτουργία αντλίας είναι ίδιος με τον βέλτιστο βαθμό απόδοσης για λειτουργία υδροστροβίλου, η ισχύς εξόδου του υδροστροβίλου είναι ίση με την ισχύ εισόδου της

αντλίας στα αντίστοιχα βέλτιστα σημεία λειτουργίας τους [9].

$$P_{bT} = \rho g Q_{bT} H_{bT} \eta_{bT} = \frac{(\rho g Q_{bP} H_{bP})}{\eta_{bP}} = P_{bP} \quad (2.1)$$

Επίσης υποτέθηκε ότι $\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{H_{bT}}{H_{bP}}$ και άρα προέκυψαν οι συσχετίσεις:

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}} \quad (2.2)$$

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}} \quad (2.3)$$

Η ίδια μέθοδος ερευνήθηκε από τους McClaskey, Lundquist, Lueneburg και Nelson οι οποίοι χαρακτήρισαν την μέθοδο του Childs ως μία προκαταρκτική εκτίμηση και επισήμαναν την ανάγκη για περισσότερη διερεύνηση στην εξαγωγή των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστρόβιλου. Μία ελαφρώς αλλαγμένη μέθοδος παρουσιάστηκε από τον Hancock, ο οποίος χρησιμοποίησε τον λόγο $1/\eta_T$ αντί του $1/\eta_P$ στις παραπάνω σχέσεις και δήλωσε πως για την πλειοψηφία των αντλιών ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης του υδροστρόβιλου βρίσκεται στο διάστημα $\pm 2\%$ του βέλτιστου βαθμού απόδοσης της αντλίας [9].

Ο Stepanoff [9] πρότεινε μία μεθοδολογία εκτίμησης στην οποία συσχετίζει τους λόγους υδραυλικών υψών και παροχών του υδροστρόβιλου και της αντλίας με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της αντλίας σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις :

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{1}{\eta_{hbP}} \quad (2.4)$$

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1}{\eta_{hbP}^2} \quad (2.5)$$

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης της αντλίας όμως είναι δύσκολο να βρεθεί, για αυτό χρησιμοποιήθηκε η απλούστευση : $\eta_{hP} = \sqrt{\eta_P}$ η οποία οδηγεί στις σχέσεις:

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{1}{\sqrt{\eta_{bP}}} \quad (2.6)$$

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}} \quad (2.7)$$

Ο Sharma [9] διατύπωσε και αυτός μία μέθοδο εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστρόβιλου βασισμένη σε λόγους υδραυλικών υψών και παροχών συναρτήσει του βαθμού απόδοσης της αντλίας. Χρησιμοποιώντας τις ίδιες αρχικές παραδοχές με τον Childs , $P_{bT} = P_{bP}$, $\eta_{bT} = \eta_{bP}$ κατέληξε στη σχέση :

$$\frac{Q_{bT} H_{bT}}{Q_{bP} H_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}^2} \quad (2.8)$$

Ύστερα κάνοντας χρήση των εξισώσεων που συσχετίζουν τους ειδικούς αριθμούς στροφών της αντλίας και του υδροστρόβιλου σε συνδυασμό με τη σχέση $\eta_{hP} = \sqrt{\eta_P}$ κατέληξε στην εξίσωση:

$$n_{qT} = \sqrt{\eta_{bP}} n_{qP} \leftrightarrow \frac{\sqrt{Q_{bT}}}{H_{bT}^{0.75}} = \sqrt{\eta_{bP}} \frac{\sqrt{Q_{bP}}}{H_{bP}^{0.75}} \quad (2.9)$$

όπου $n_{qT} = \frac{n_T \sqrt{Q_{bT}}}{H_{bT}^{0.75}}$, $n_{qP} = \frac{n_P \sqrt{Q_{bP}}}{H_{bP}^{0.75}}$ ο ειδικός αριθμός στροφών.

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτουν οι λόγοι:

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}^{0.8}} \quad (2.10)$$

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1}{\eta_{bP}^{1.2}} \quad (2.11)$$

Οι Yang και Derakhshan δημοσίευσαν και αυτοί μία θεωρητική μεθοδολογία εκτίμησης υδραυλικών μεγεθών του υδροστρόβιλου βασισμένη και αυτή στο βαθμό απόδοσης της αντλίας [5]. Οι σχέσεις που πρότειναν είναι :

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1.2}{\eta_{bP}^{1.1}} \quad (2.12)$$

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{1.2}{\eta_{bP}^{0.55}} \quad (2.13)$$

Μία πιο πειραματική προσέγγιση έγινε από τους Alatorre-Frenk και Thomas οι οποίοι βασισμένοι σε ορισμένα πειραματικά δεδομένα, κατάφεραν να εξάγουν τις παρακάτω εξισώσεις [9] :

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{1}{0.85\eta_{bP}^5 + 0.385} \quad (2.14)$$

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{0.85\eta_{bP}^5 + 0.385}{2\eta_{bP}^{9.5} + 0.205} \quad (2.15)$$

Ο Schmiedl [9] παρουσίασε με τη σειρά του μια επίσης πειραματική μέθοδο, όπου για την εκτίμηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης χρησιμοποίησε τη σχέση $\eta_{hP} = \sqrt{\eta_P^{0.5} \eta_T^{0.5}}$ και οι εξισώσεις που προέκυψαν είναι :

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = -1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hP}} \quad (2.16)$$

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = -1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hbP}^2} \quad (2.17)$$

2.1.2 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟΝ ΕΙΔΙΚΟ ΑΡΙΘΜΟ ΣΤΡΟΦΩΝ.

Ο Hergt, βασισμένος σε πειραματικά δεδομένα, παρουσίασε μία γραφική μέθοδο για την εκτίμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς του υδροστροβίλου. Η μέθοδος του απεικονίζει ένα πλήθος λόγων υδραυλικών υψών και παροχών αντλίας-στροβίλου ως συνάρτηση του ειδικού αριθμού στροφών [9]. Οι εξισώσεις που προέκυψαν από τη μεθοδολογία του είναι :

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = 1.3 - \frac{6}{n_{qT} - 3} \quad (2.18)$$

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = 1.3 - \frac{1.6}{n_{qT} - 5} \quad (2.19)$$

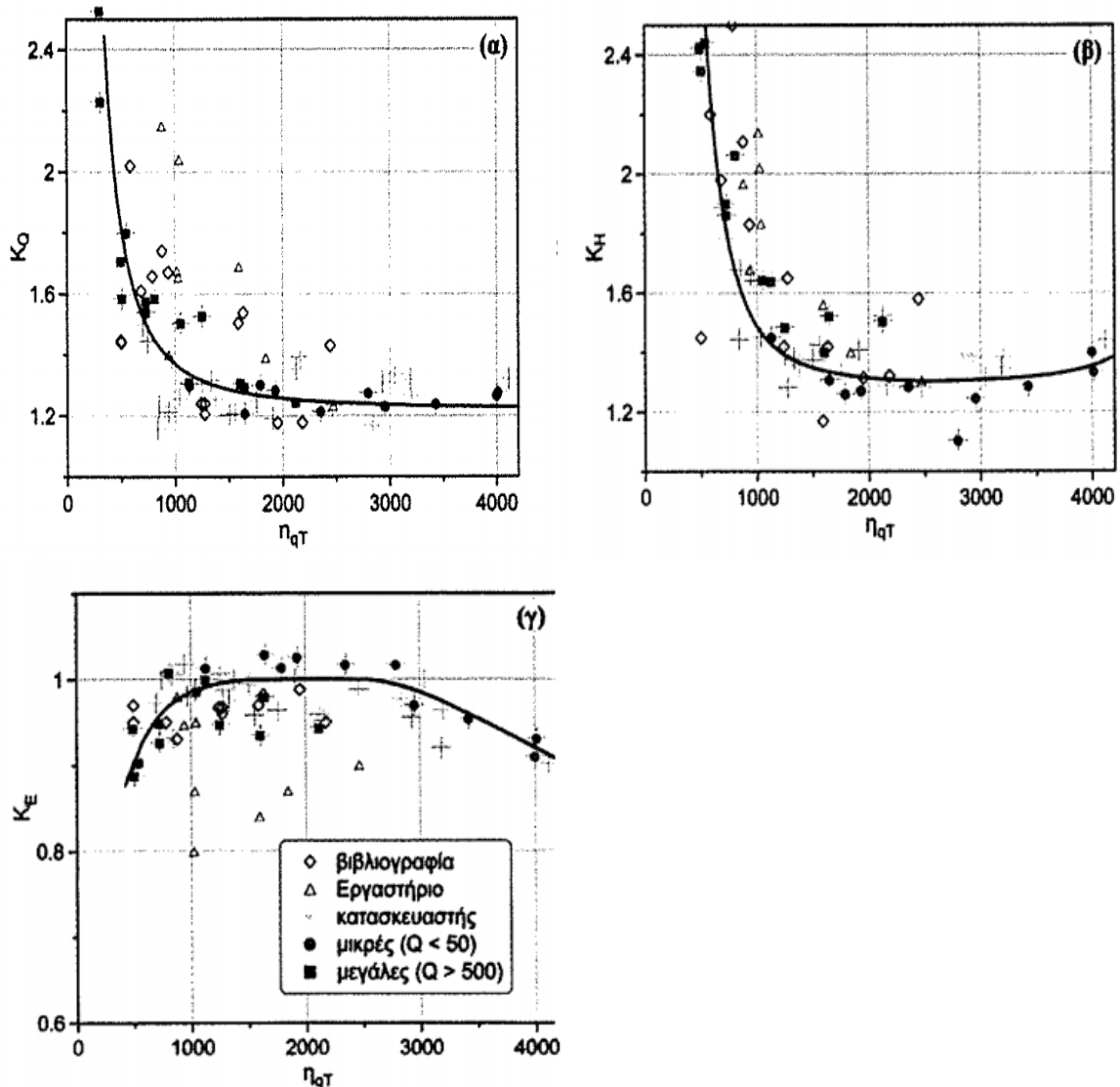
Ο Grover, [9] με τη σειρά του παρουσίασε το δικό του μαθηματικό μοντέλο για την εκτίμηση των υδραυλικών μεγεθών του υδροστροβίλου κάνοντας χρήση του ειδικού αριθμού στροφών στην περιοχή $10 < N_{qT} < 50$.

$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = 2.693 - 0.0229n_{qT} \quad (2.20)$$

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = 2.379 - 0.0264n_{qT} \quad (2.21)$$

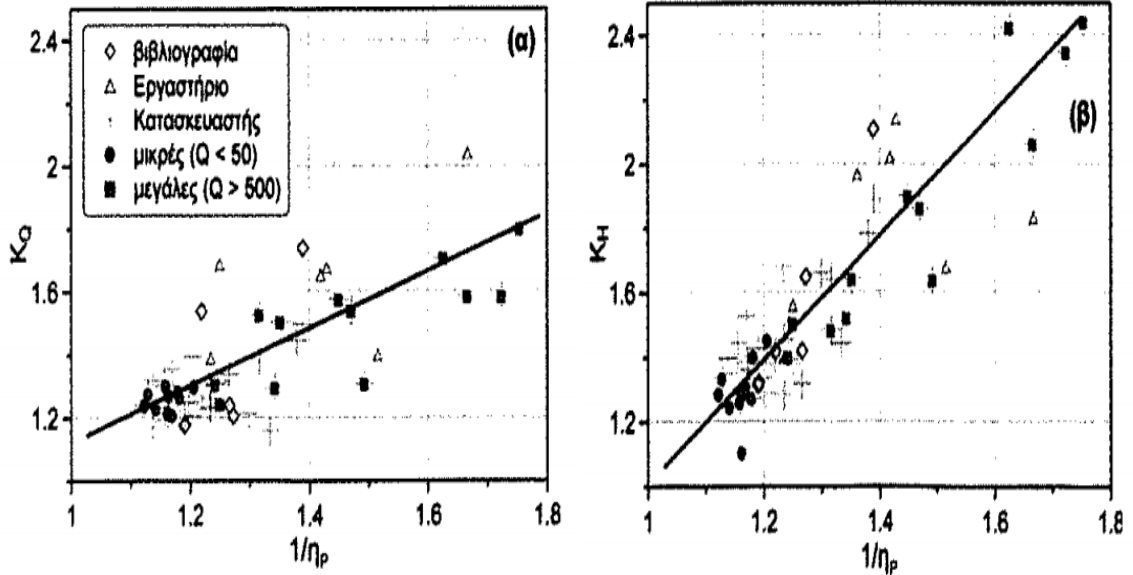
Ο Williams, [9] με σκοπό να βρει την πιο ακριβή μέθοδο, πραγματοποίησε μία μελέτη στην οποία συνέκρινε όλες τις παραπάνω μεθοδολογίες με πειραματικά αποτελέσματα που προέκυψαν από τη δοκιμή 35 αντλιών διαφορετικού τύπου και μεγέθους. Αποτέλεσμα της μελέτης ήταν ότι καμία μεθοδολογία δεν παρέχει ακριβή εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου για όλο το εύρος των ειδικού αριθμού στροφών. Οι μεθοδολογίες των Stepanoff και Sharma προέβλεψαν με ακρίβεια τα λειτουργικά μεγέθη του υδροστροβίλου για αντλίες με ειδικό αριθμό στροφών στο διάστημα $40 < N_{qP} < 60$ ενώ η μέθοδος των Alatorre-Frank προβλέπει με ικανοποιητική ακρίβεια το υδραυλικό ύψος του υδροστροβίλου αλλά εκτιμά υψηλότερη παροχή από ότι προκύπτει από τα πειραματικά δεδομένα. Για αυτό, στα συμπεράσματα της έρευνας του, ο Williams υποστηρίζει και προτείνει την πειραματική δοκιμή της επιλεγμένης αντλίας πριν την εγκατάσταση της στο υδροηλεκτρικό έργο ώστε να εξαχθούν πειραματικά οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του στροβίλου για την αποφυγή αποκλίσεων οι οποίες μπορεί να φτάσουν της τάξης του 20% από τα πειραματικά αποτελέσματα.

Ο Buse, πρότεινε τη χρήση παραμέτρων K_H (υδραυλικού ύψους) , K_Q (παροχής) , K_E (βαθμού απόδοσης) για την εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου από αντλίες με ειδικό αριθμό στροφών στο διάστημα $10 < N_{qP} < 50$ ($Q=m^3/s$, $H= mΣY$, $N_p=RPM$). Οι παράμετροι συσχετίζουν τους λόγους υδραυλικών υψών και παροχών στα κανονικά σημεία λειτουργίας τους με τον ειδικό αριθμό στροφών είτε αντλίας είτε υδροστροβίλου. Η πρόταση του δεν συνοδεύτηκε από κάποιο μαθηματικό μοντέλο αλλά από την παρατήρηση ότι για μεταβολή του ειδικού αριθμού στροφών από 10-50 οι παράμετροι K_H, K_Q μεταβάλλονται από 2.2 σε 1.1, ενώ η K_E από 0.92 σε 0.99. Βασιζόμενοι στην πρόταση του Buse και με σκοπό την περαιτέρω διερεύνηση των παραμέτρων, οι Παπαντώνης και Αναγνωστόπουλος [10], συνέβαλαν σε μία προσπάθεια συστηματικότερης συλλογής και επεξεργασίας πειραματικών δεδομένων. Τα αποτελέσματα από όλα τα πειραματικά δεδομένα που συγκεντρώθηκαν , παρουσιάζονται σε γραφική μορφή ως συνάρτηση του ειδικού αριθμού στροφών του υδροστροβίλου.



Σχήμα 2.1 Στατιστικά διαγράμματα των παραμέτρων συσχέτισης. (α) Παροχής, (β) Υδραυλικού ύψους, (γ) Βαθμού απόδοσης [10].

Επίσης, διερευνώντας την εξάρτηση των παραμέτρων συσχέτισης από τον βαθμό απόδοσης της αντλίας, προέκυψε μία σχεδόν γραμμική σχέση μεταξύ των παραμέτρων συσχέτισης και του $1/\eta_p$ που μοιάζει με την εκτίμηση του Childs.



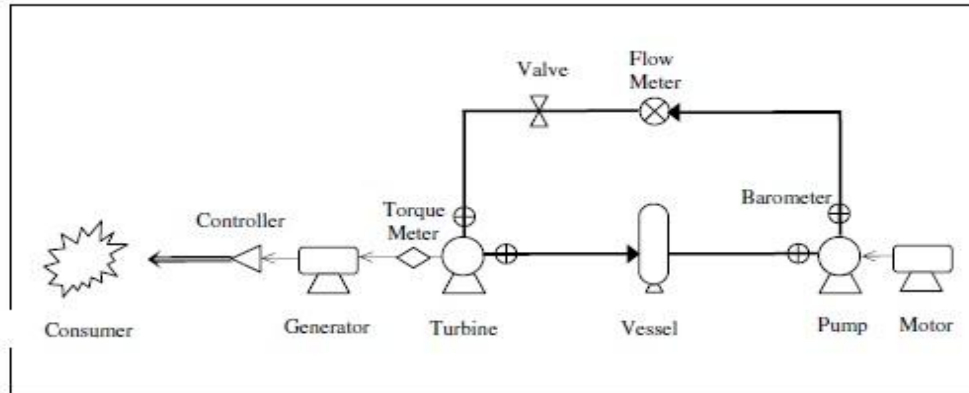
Σχήμα 2.2 Επίδραση του βαθμού απόδοσης της αντλίας .(α) Παράμετρος παροχής, (β) Παράμετρος ζύγους [10]

Οι προσεγγιστικές γραμμικές σχέσεις που προέκυψαν είναι :

$$K_Q = \frac{1}{\eta_p} - 0.1 \quad (2.22)$$

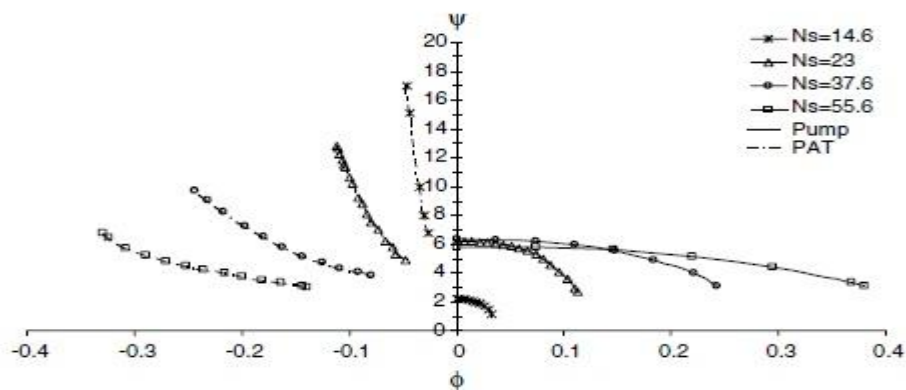
$$K_H = \frac{1.9}{\eta_p} - 0.9 \quad (2.23)$$

Οι Derakhshan και Nourbakhsh [11], παρουσίασαν μία πειραματική ανάλυση για τον υπολογισμό του βέλτιστου σημείου λειτουργίας διαφόρων τυποποιημένων φυγοκεντρικών αντλιών σε ανάστροφη λειτουργία για διαφορετικό ειδικό αριθμό στροφών. Πιο συγκεκριμένα οι αντλίες περιστρέφονταν με 1450 rpm ενώ οι στρόβιλοι με 1500 rpm ενώ η μελέτη πραγματοποιήθηκε για αντλίες με ειδικό αριθμό στροφών $N_{qp} < 60$ και η εκτίμηση των υδραυλικών μεγεθών του υδροστρόβιλου βασίστηκε σε υδραυλικά χαρακτηριστικά της αντλίας. Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται το μοντέλο της πειραματικής διάταξης πάνω στο οποίο πραγματοποιήθηκαν οι μετρήσεις.

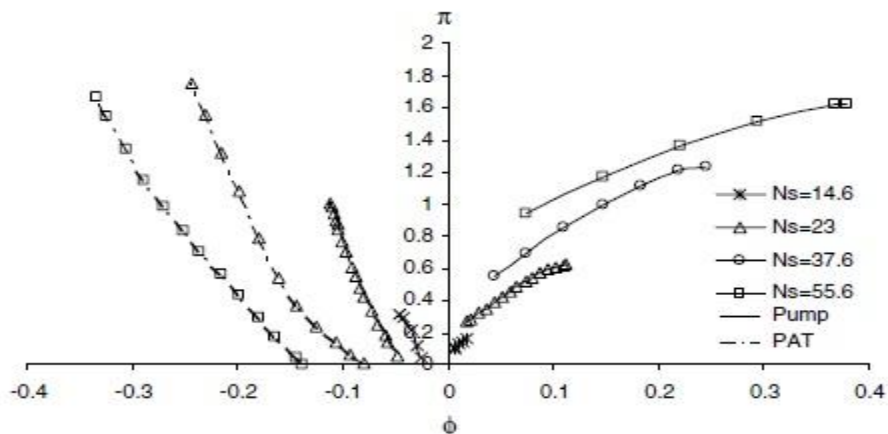


Σχήμα 2.3 Σχηματική αναπαράσταση ανοικτής διάταξης δοκιμής PAT [11]

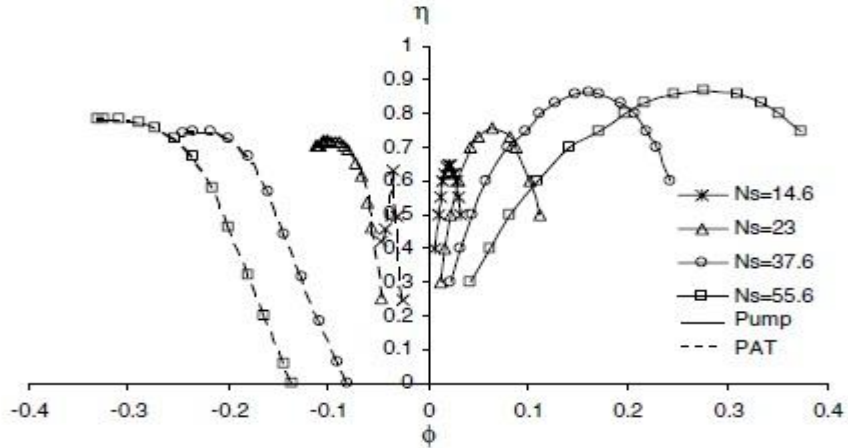
Από την διεξαγωγή των μετρήσεων, προέκυψαν οι καμπύλες των ανηγμένων χαρακτηριστικών μεγεθών για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικό ειδικό αριθμό στροφών.



Σχήμα 2.4 Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].



Σχήμα 2.5 Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες ισχύος-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].



Σχήμα 2.6 Οι πειραματικές χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής σε αδιάστατη μορφή για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς στροφών [11].

όπου

$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2}$ η αδιάστατη παράμετρος υδραυλικού ύψους.

$\varphi = \frac{Q}{n D^3}$ η αδιάστατη παράμετρος παροχής.

$\pi = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$ η αδιάστατη παράμετρος ισχύος.

Τα αποτελέσματα των πειραμάτων, έδειξαν ότι οι φυγοκεντρικές αντλίες μικρού ειδικού αριθμού στροφών μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά ως υδροστρόβιλοι σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής για μεγάλο εύρος υδραυλικών υψών και παροχών χωρίς να παρουσιάσουν μηχανικά προβλήματα.

Οι σχέσεις που απορρέουν από τις αδιάστατες πειραματικές καμπύλες συνοψίζονται παρακάτω:

$$\left(\frac{H_{bT}}{H_{bP}}\right)^{-0.5} \frac{n_T}{n_P} = \frac{0.0233 (n_P Q_{bP}^{0.5})}{(g H_{bP})^{0.75}} + 0.6464 \quad (2.24)$$

$$\frac{n_T Q_{bT}^{0.5}}{(g H_{bT})^{0.75}} = \frac{0.9413 n_P Q_{bP}^{0.5}}{(g H_{bP})^{0.75}} - 0.6045 \quad (2.25)$$

$$\frac{n_T P_{bT}^{0.5}}{\rho^{0.5} (g H_{bT})^{1.25}} = 0.849 \frac{n_P P_{bP}^{0.5}}{\rho^{0.5} (g H_{bP})^{1.25}} - 1.2376 \quad (2.26)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις κάνουν αποδεκτή εκτίμηση του βέλτιστων υδραυλικών μεγεθών του υδροστρόβιλου για το εύρος του ειδικού αριθμού στροφών στο οποίο εντάσσονται. Επειδή όμως, με την αυξομείωση του φορτίου, μία PAT δεν λειτουργεί πάντα στο κανονικό σημείο λειτουργίας για το οποίο σχεδιάστηκε, η μελέτη των Derakhshan και Nourbakhsh επεκτάθηκε και στην πλήρη εκτίμηση των χαρακτηριστικών καμπυλών

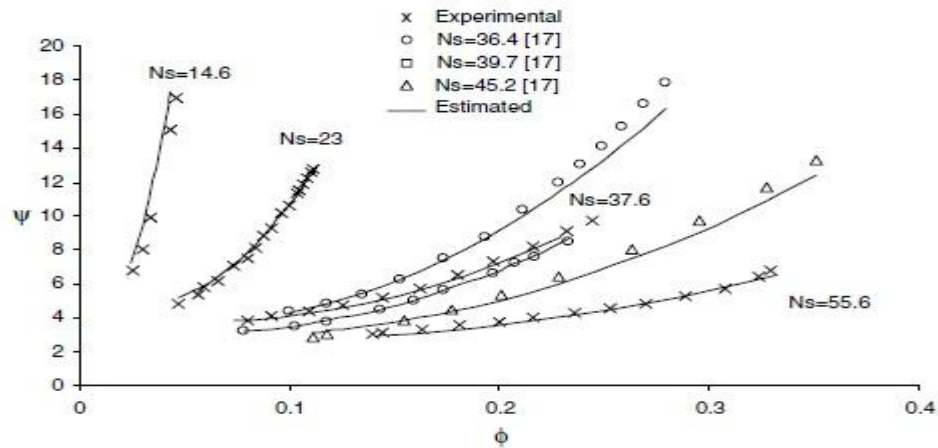
λειτουργίας του υδροστρόβιλου. Έχοντας υπολογίσει τις βέλτιστες τιμές λειτουργίας από τις προηγούμενες σχέσεις, οι εξισώσεις για την χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών προκύπτουν κάνοντας χρήση πολωνύμων 2ου και 3ου βαθμού.

$$\frac{H_T}{H_{bT}} = 1.0283 \left(\frac{Q_T}{Q_{bT}} \right)^2 - 0.5468 \left(\frac{Q_T}{Q_{bT}} \right) + 0.5314 \quad (2.27)$$

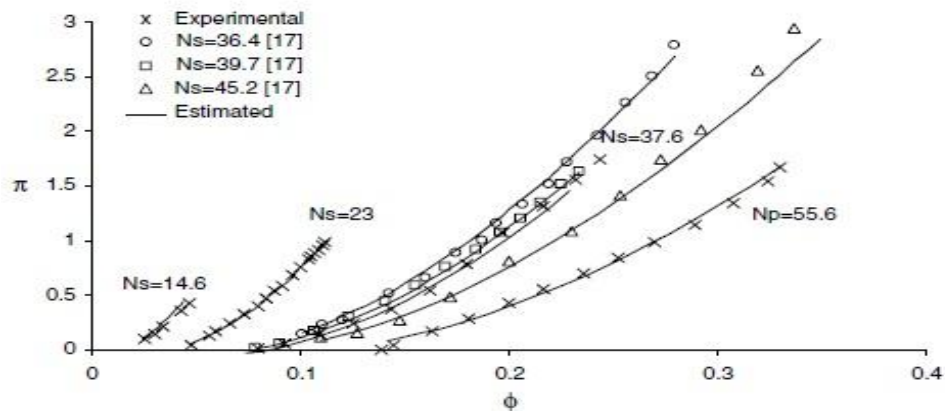
$$\frac{P_T}{P_{bT}} = -0.3092 \left(\frac{Q_T}{Q_{bT}} \right)^3 + 2.1472 \left(\frac{Q_T}{Q_{bT}} \right)^2 - 0.8865 \left(\frac{Q_T}{Q_{bT}} \right) + 0.0452 \quad (2.28)$$

Η καμπύλη του βαθμού απόδοσης του υδροστρόβιλου προκύπτει από τη γνωστή σχέση:

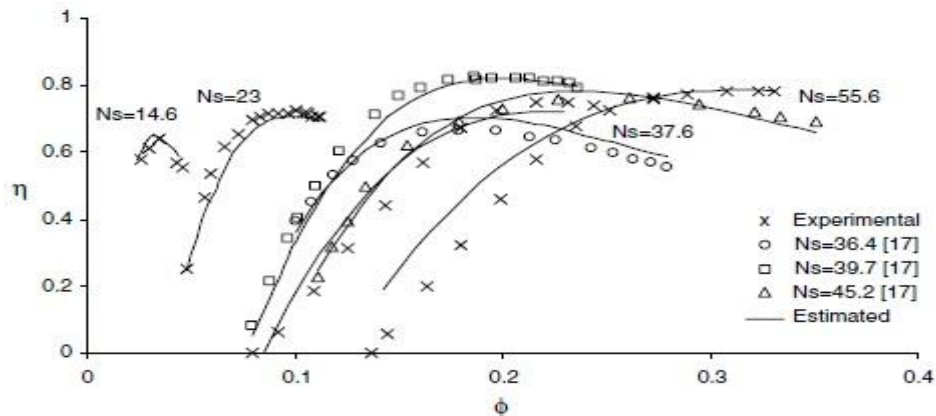
$$\eta_T = \frac{P_T}{\rho g Q_T H_T} \quad (2.29)$$



Σχήμα 2.7 Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης υδραυλικού ύψους-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστρόβιλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].



Σχήμα 2.8 Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης αποδιδόμενης ισχύος-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστρόβιλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].

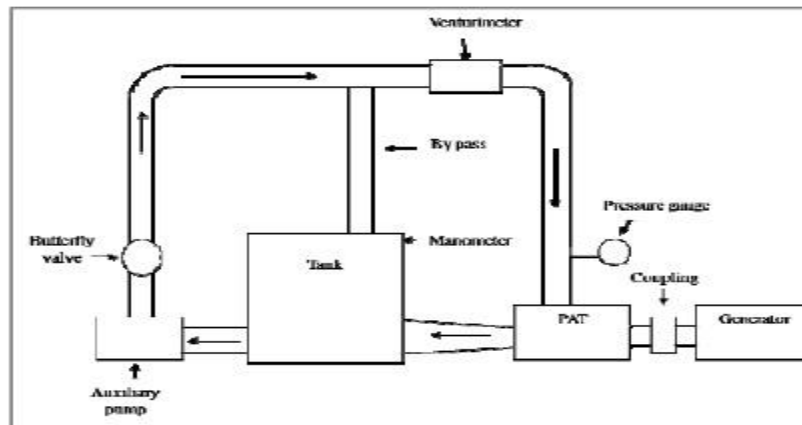


Σχήμα 2.9 Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και θεωρητικής εκτίμησης της καμπύλης αποδιδόμενης ισχύος-παροχής της PAT σε αδιάστατη μορφή, για λειτουργία υδροστροβίλου για διάφορες τιμές ειδικού αριθμού στροφών [11].

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω σχήματα, οι καμπύλες που προέκυψαν από αυτή τη μέθοδο είναι σε καλή συμφωνία με τα πειραματικά αποτελέσματα. Παρόλαυτα πρέπει να επισημανθεί ότι η παραπάνω μεθοδολογία εκτίμησης δίνει μόνο μία προσεγγιστική εικόνα των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας των PAT, για αυτό και παραπάνω πειραματικά δεδομένα θα βελτιώσουν την ακρίβεια της.

2.1.3 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΑ ΚΑΙ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.

Ο Nautiyal [12], [13], διεξήγαγε μία πειραματική μελέτη πάνω σε μικρή φυγοκεντρική αντλία με ειδικό αριθμό στροφών ίσο με 18 ($Q=m^3/s$, $H=m\Sigma Y$, $N=RPM$) για τον προσδιορισμό του βέλτιστου σημείου λειτουργίας της ως υδροστρόβιλου.

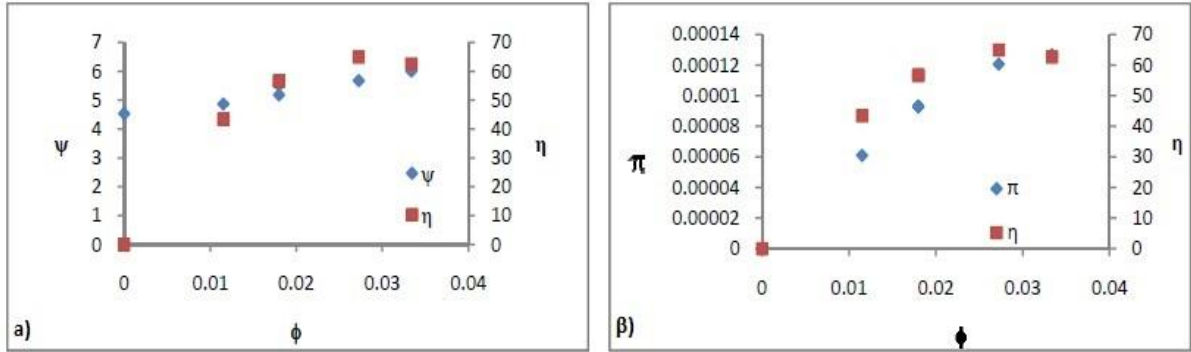


Σχήμα 2.10 Σχηματική αναπαράσταση ανοικτής διάταξης δοκιμής PAT [12].

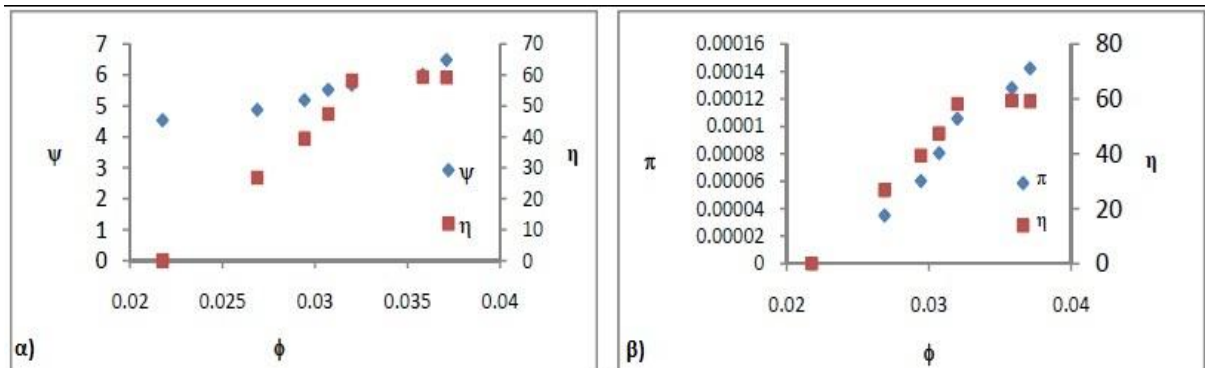
Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την πειραματική διαδικασία επιβεβαιώνουν το γεγονός ότι οι φυγοκεντρικές αντλίες μπορούν να λειτουργήσουν αποτελεσματικά ως υδροστρόβιλοι για διάφορες τιμές παροχών και υδραυλικών υψών χωρίς σημαντικές τεχνικές επιπλοκές. Επίσης επιβεβαιώνεται το ότι η χρήση φυγοκεντρικών αντλιών σε

ανάστροφη λειτουργία αποτελεί έναν απλό και εύκολο τρόπο για την παραγωγή ενέργειας σε μικρο-υδροηλεκτρικά έργα.

Από τις πειραματικές μετρήσεις, προκύπτουν οι αδιάστατες καμπύλες του υδραυλικού ύψους, της ισχύος και του βαθμού απόδοσης για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου αντίστοιχα.



Σχήμα 2.11 α)Αδιάστατες καμπύλες υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας. β)Αδιάστατες καμπύλες απορροφούμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας [13].



Σχήμα 2.12 α)Αδιάστατες καμπύλες υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου. β)Αδιάστατες καμπύλες αποδιδόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [13].

Από τα παραπάνω σχήματα, ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης του υδροστρόβιλου βρέθηκε κατά 8.53% μικρότερος από τον αντίστοιχο βέλτιστο της αντλίας. Στην πειραματική μελέτη, αναπτύχθηκαν σχέσεις για την εκτίμηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστρόβιλου με βάση τον βαθμό απόδοσης και τον ειδικό αριθμό στροφών της αντλίας:

$$\frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} = \frac{30.303(\eta_P - 0.212)}{\ln(n_{qP})} - 3.424 \quad (2.30)$$

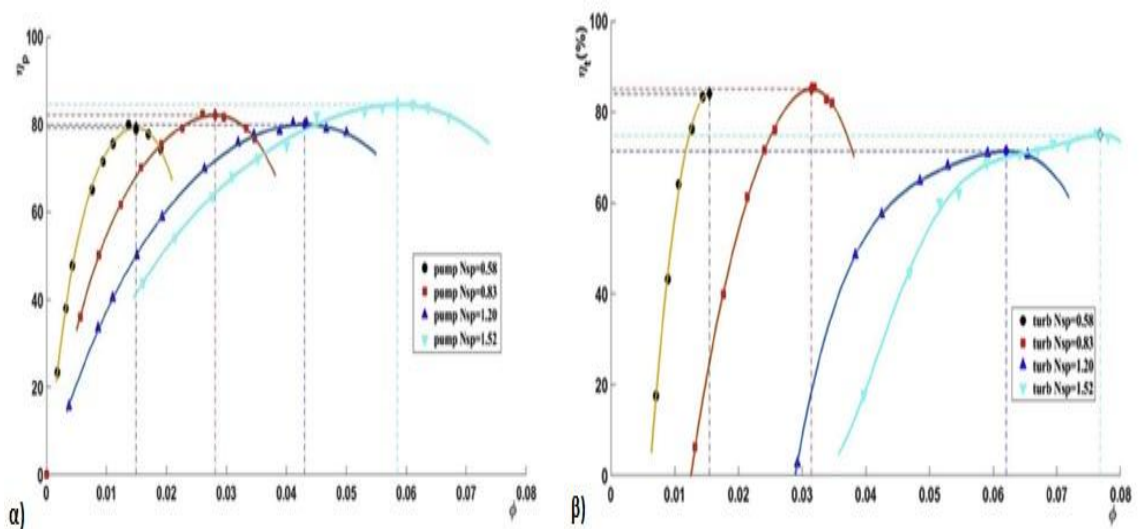
$$\frac{H_{bT}}{H_{bP}} = \frac{41.667(\eta_P - 0.212)}{\ln(n_{qP})} - 5 \quad (2.31)$$

Οι τιμές που προέκυψαν από την επίλυση των εξισώσεων βρέθηκαν να συμφωνούν με τα

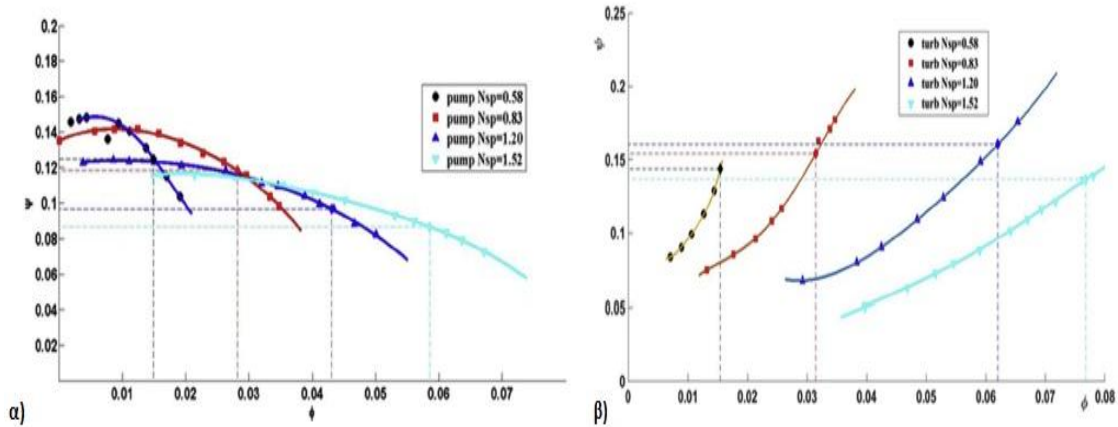
πειραματικά αποτελέσματα.

Ο Gulich [14], κατάφερε να εκτιμήσει τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστρόβιλου κάνοντας διεξοδική ανάλυση των υδραυλικών απωλειών σε λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου. Η μέθοδος του, απαρτίζεται από την προσεκτική καταμέτρηση και τον υπολογισμό όλων των υδραυλικών απωλειών που λαμβάνουν χώρα κατά την άμεση και αντίστροφη λειτουργία της μηχανής. Δυστυχώς όμως η διαδικασία που ακολούθησε απαιτεί λεπτομερή γνώση της γεωμετρίας της μηχανής καθώς και αρκετών πειραματικών δεδομένων που στην πλειοψηφία των περιπτώσεων δεν είναι διαθέσιμες. Παρολαυτά η μέθοδος του αν και μη πρακτική θεωρείται πολύ ακριβής.

Μία διαφορετική μέθοδος για την εκτίμηση της βέλτιστης λειτουργίας του υδροστρόβιλου προτάθηκε από τους Xu Tan και Abraham Engenda [15]. Η μεθοδολογία τους βασίζεται στον ειδικό αριθμό στροφών του υδροστρόβιλου και στην ειδική διάμετρο. Η ειδική διάμετρος, είναι ένα γενικό γεωμετρικό μέγεθος που συνήθως διατίθεται από τους κατασκευαστές. Πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις τεσσάρων αντλιών διαφορετικών μεγεθών (διαφορετικού ειδικού αριθμού στροφών) και η κάθε αντλία δοκιμάστηκε για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου για την ίδια ταχύτητα περιστροφής. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων συνοψίζονται στα παρακάτω διαγράμματα των Σχημάτων 2.13 και 2.14, όπου αναπαριστώνται οι αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες του υδραυλικού ύψους, της ισχύος και του βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου αντίστοιχα.



Σχήμα 2.13 α) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία αντλίας. β) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [15].



Σχήμα 2.14 α) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας. β) Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία υδροστρόβιλου [15].

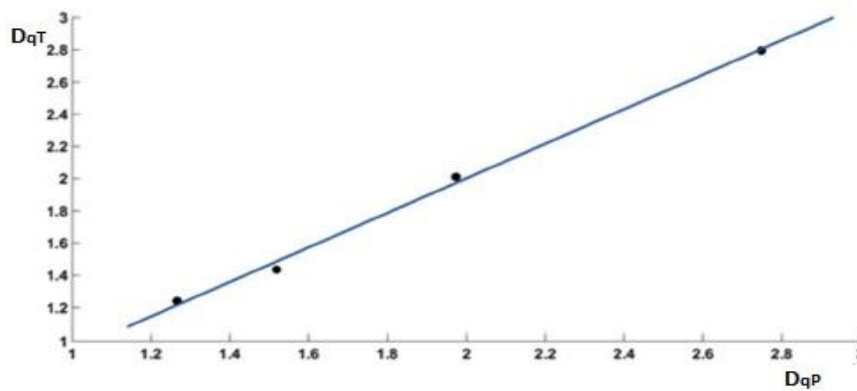
Από την επεξεργασία των πειραματικών αποτελεσμάτων προέκυψαν οι παρακάτω συσχετισμοί:

$$H_{bT} = \left(\frac{\omega D_o}{n_{qT} D_{qT} g^{0.75}} \right)^2 \quad (2.32)$$

$$Q_{bT} = \frac{D_o^3 \omega}{g^{0.75} D_{qT}^3 n_{qT}} \quad (2.33)$$

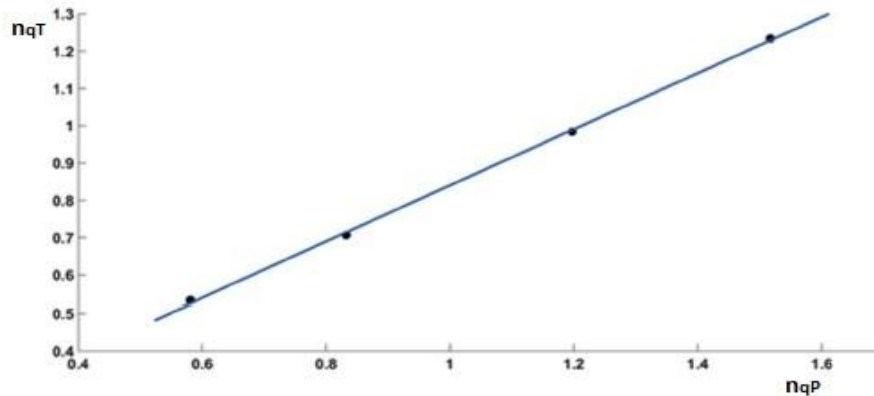
Από την συλλογή και επεξεργασία των πειραματικών αποτελεσμάτων στα βέλτιστα σημεία λειτουργίας, προέκυψαν συσχετίσεις μεταξύ του ειδικού αριθμού στροφών και της ειδικής διαμέτρου για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου αντίστοιχα.

$$D_{qT} = 1.072 D_{qP} - 0.1419 \quad (2.34)$$



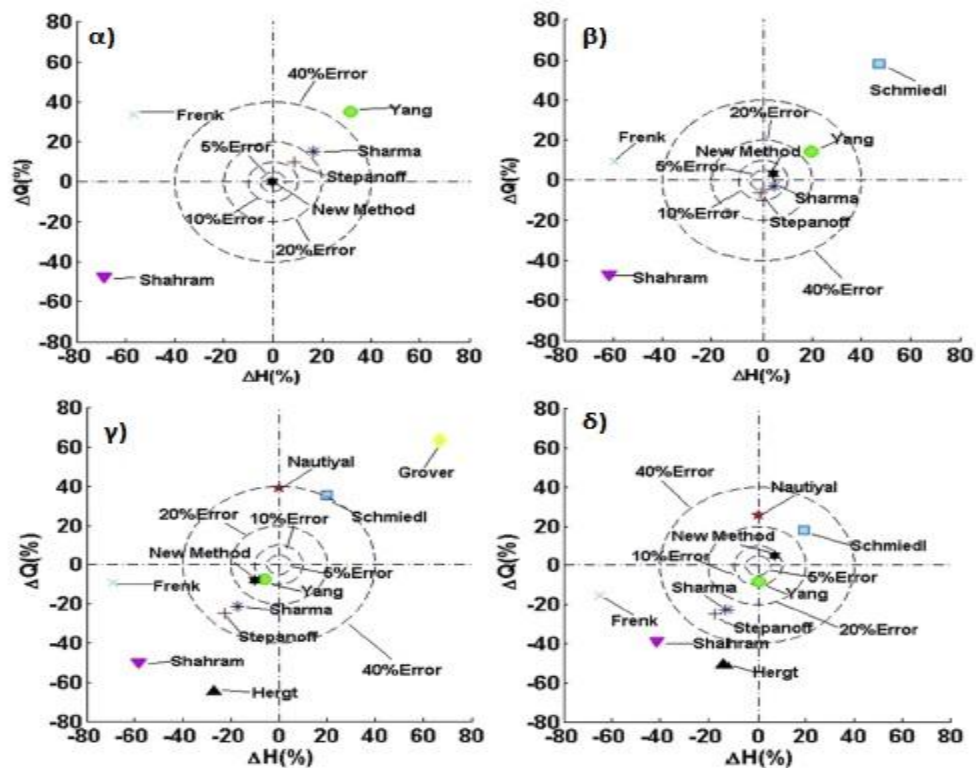
Σχήμα 2.15 Γραμμική σχέση μεταξύ των ειδικών διαμέτρων για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία στρόβιλου [15].

$$n_{qT} = 0.7520n_{qP} + 0.0883 \quad (2.35)$$



Σχήμα 2.16 Γραμμική σχέση μεταξύ των ειδικών αριθμών στροφών για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία στροβίλου [15].

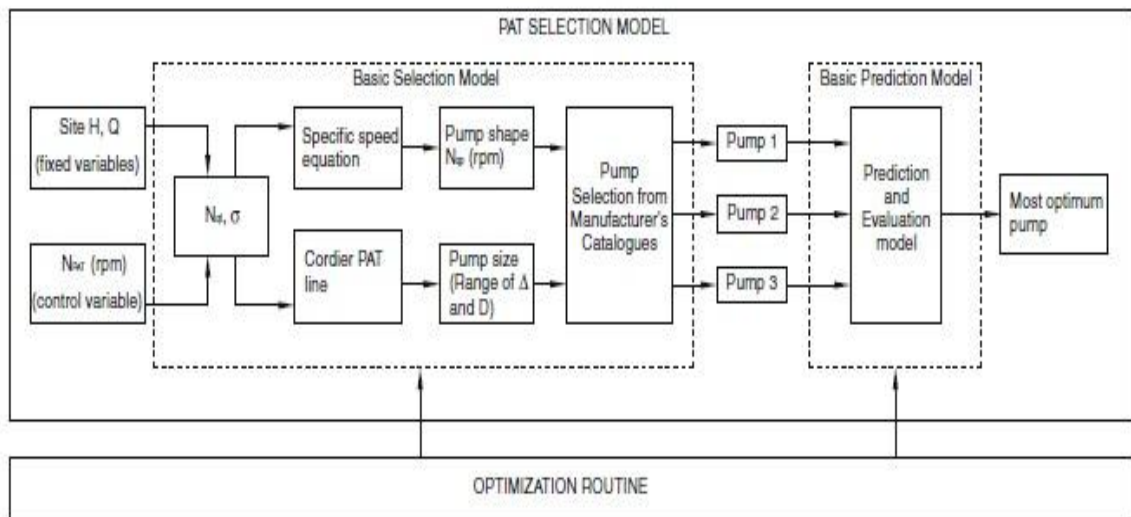
Συγκρινόμενη με άλλες μεθοδολογίες εκτίμησης, η συγκεκριμένη μέθοδος αποδείχθηκε η πιο ακριβής μέχρι τώρα.



Σχήμα 2.17 α) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 1).
 β) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 2).
 γ) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 3).
 δ) Σύγκριση διαφορετικών μεθοδολογιών εκτίμησης λειτουργικών χαρακτηριστικών για λειτουργία υδροστρόβιλου (αντλία 4) [15].

Προφανώς η μέθοδος αφήνει περιθώρια βελτίωσης που μπορεί να επιτευχθεί μέσω περαιτέρω πειραματικής διερεύνησης και δοκιμών.

Τέλος, οι Singh και Nestmann [16] προσπαθώντας να βελτιώσουν την λειτουργία της αντλίας ως υδροστρόβιλου, ανέπτυξαν μία διαδικασία βελτιστοποίησης για τη χρήση των PAT σε μικρο-υδροηλεκτρικά και σε συστήματα ανάκτησης ενέργειας. Η διαδικασία προσεγγίζει τη βέλτιστη λύση βασισμένη σε πειραματικά μοντέλα και σε βασικές αρχές των στροβιλομηχανών όπως τα διαγράμματα ειδικού αριθμού στροφών συναρτήσεως της ειδικής διαμέτρου ή νομογραφήματα Cordier/Balje. Τα αποτελέσματα της διαδικασίας επιβεβαιώθηκαν από τα αντίστοιχα πειραματικά που προέκυψαν από την δοκιμή τριών αντλιών χαμηλών ειδικών αριθμών στροφών. Παρατηρήθηκε σημαντική βελτίωση στην ακρίβεια της εκτίμησης των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υδροστρόβιλου στο ονομαστικό φορτίο με τις αποκλίσεις και για τις 3 αντλίες να κυμαίνονται στο διάστημα $\pm 4\%$ από την ακριβή πρόβλεψη.



Σχήμα 2.18 Διάγραμμα ροής της διαδικασίας βελτιστοποίησης για επιλογή κατάλληλης PAT [16].

Ωστόσο, τα αποτελέσματα αυτά δεν μπορούν να επεκταθούν σε λειτουργία μερικού φορτίου αφού τα σφάλματα που προκύπτουν είναι της τάξης 10-20%. Η εκτεταμένη χρήση της διαδικασίας βελτιστοποίησης και η δημιουργία βάσης πειραματικών δεδομένων, θα συμβάλλουν στην περαιτέρω βελτίωση της μεθόδου.

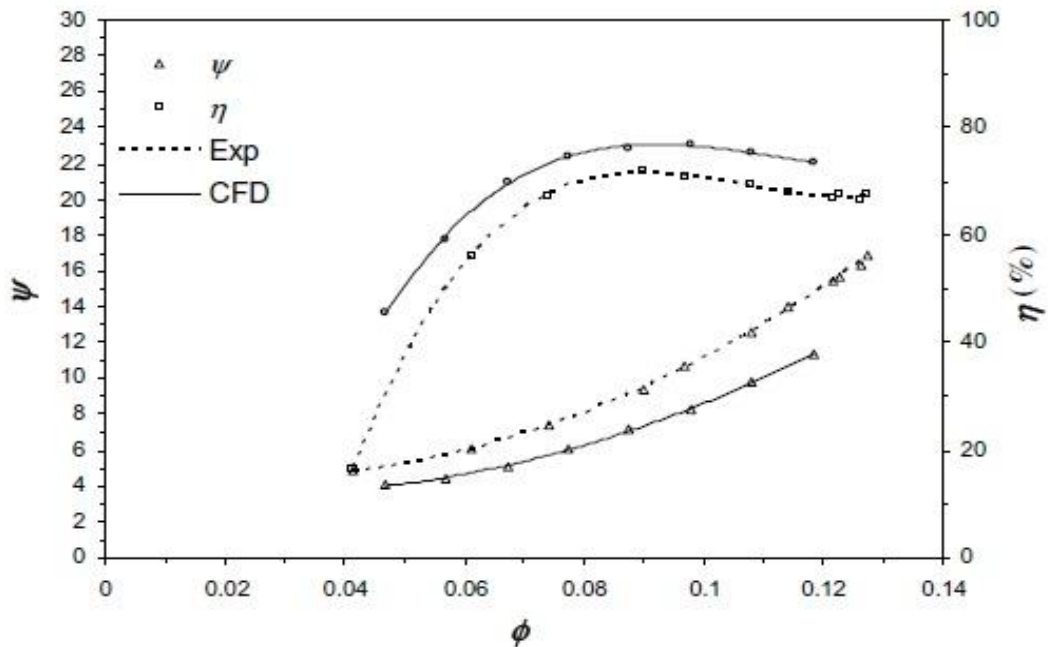
2.1.4 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ.

2.1.4.1 CFD ΣΕ ΠΤΕΡΩΤΕΣ ΧΩΡΙΣ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.

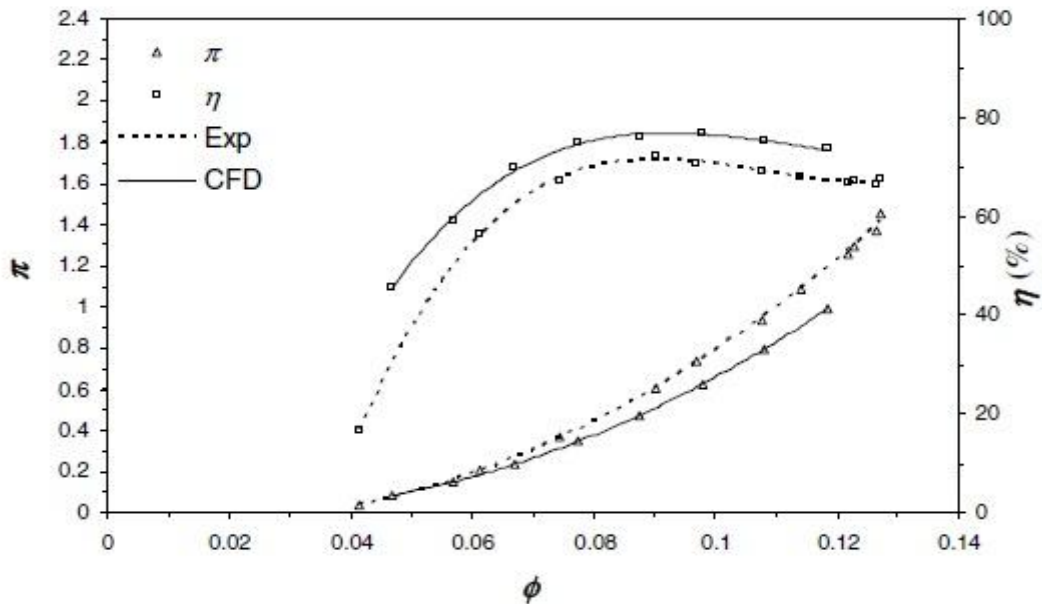
Με την αλματώδη εξέλιξη της υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) και των δυνατοτήτων των σύγχρονων ηλεκτρονικών υπολογιστών, οι υπολογιστικές προσομοιώσεις τείνουν να γίνουν ένα πολλά υποσχόμενο εργαλείο μελέτης της ροής ενός

ρευστού μέσα σε ρευστοδυναμικές μηχανές. Μεγάλο πλήθος υπολογιστικών εργασιών έχει υλοποιηθεί όσον αφορά τη μελέτη των αναστρέψιμων αντλιών και τον προσδιορισμό της λειτουργικής τους συμπεριφοράς. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων με τα αντίστοιχα πειραματικά παρατηρήθηκαν αποκλίσεις οι οποίες μπορούν να ελαχιστοποιηθούν μέσω της βελτίωσης υπολογιστικών πλεγμάτων, αριθμητικών μεθόδων και μοντέλων τυρβώδους ροής. Η υπολογιστική ανάλυση είναι ιδιαίτερα χρήσιμη στην εκτίμηση απωλειών σε επιμέρους εξαρτήματα των υδραυλικών μηχανών όπως ο σωλήνας κατάθλιψης, πτερωτή, σπειροειδές κέλυφος κ.α. Μερικές από τις πιο σημαντικές μελέτες παρουσιάζονται παρακάτω.

Οι Derakhshan και Nourbakhsh [17] παρουσίασαν μία υπολογιστική μελέτη προσομοιώνοντας μία φυγοκεντρική αντλία χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών $n_{qp}=23.5$ σε άμεση και αντίστροφη λειτουργία. Για την επαλήθευση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων πραγματοποιήθηκε πειραματική δοκιμή της εν λόγω αντλίας στις δυο λειτουργίες όπου συγκρίθηκαν τα κανονικά σημεία λειτουργίας και στην περίπτωση του υδροστρόβιλου παρατηρήθηκαν σημαντικές αποκλίσεις. Το υδραυλικό ύψος και η ισχύς του υδροστρόβιλου που προέκυψαν από την προσομοίωση βρέθηκαν χαμηλότερα από τα αντίστοιχα πειραματικά για την ίδια παροχή, ενώ ο βαθμός απόδοσης προέκυψε μεγαλύτερος για το εύρος παροχών που εξετάστηκε.

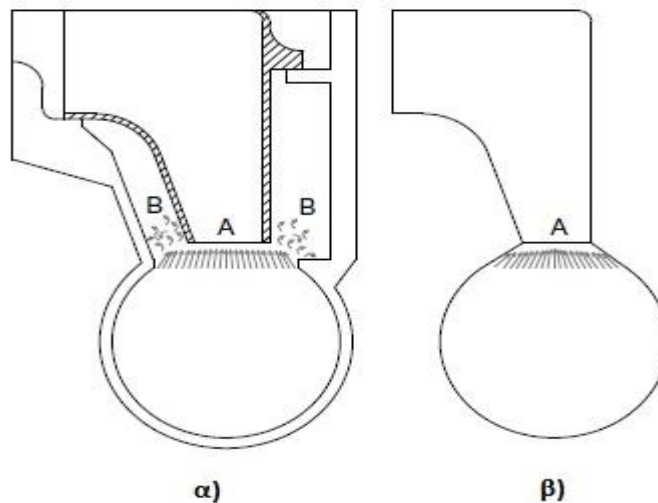


Σχήμα 2.19 Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπύλων υδραυλικού ύψους και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την υπολογιστική προσομοίωση για λειτουργία υδροστρόβιλου [17].



Σχήμα 2.20 Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπύλων παραγόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της παροχής που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την υπολογιστική προσομοίωση για λειτουργία υδροστρόβιλου [17].

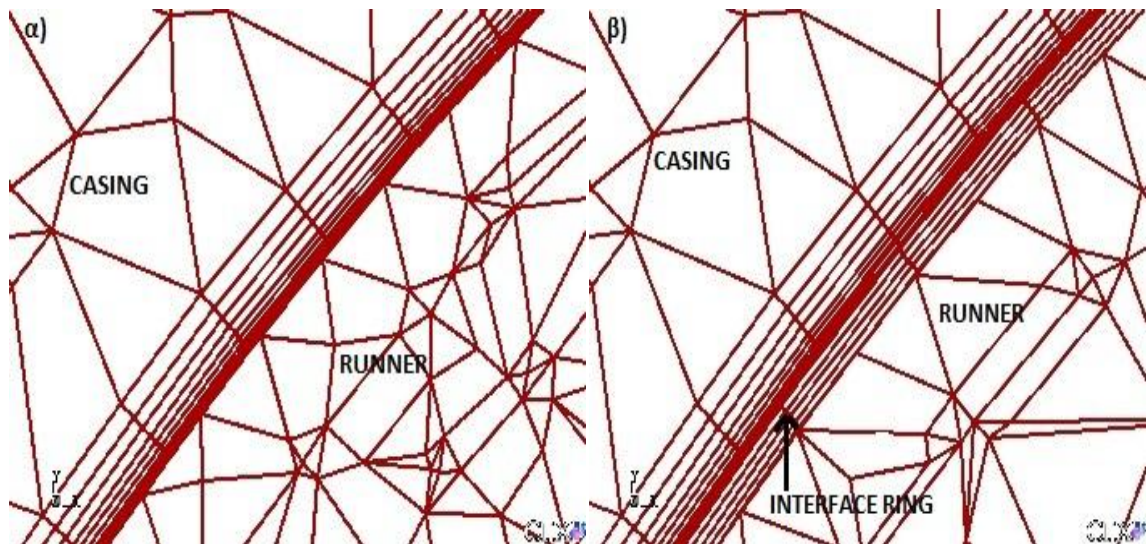
Οι διαφορές μεταξύ της πραγματικής γεωμετρίας και του υπολογιστικού μοντέλου, εντοπίζονται στην αλληλεπίδραση μεταξύ του σπειροειδούς κελύφους και του δρομέα μιας και η μεταβατική ζώνη ροής μεταξύ τους δεν περιλαμβάνεται στο 3D υπολογιστικό μοντέλο.



Σχήμα 2.21 Αλληλεπίδραση μεταξύ του σπειροειδούς κελύφους και δρομέα α) στην πειραματική διάταξη β) στο CFD μοντέλο [17].

Η επίδραση της γεωμετρικής διαφοράς που φαίνεται στο Σχήμα 2.21 είναι εμφανέστερη σε λειτουργία υδροστρόβιλου καθώς οι απώλειες ενέργειας λόγω τριβών και κρούσης διαφοροποιούνται από αυτές της αντλίας.

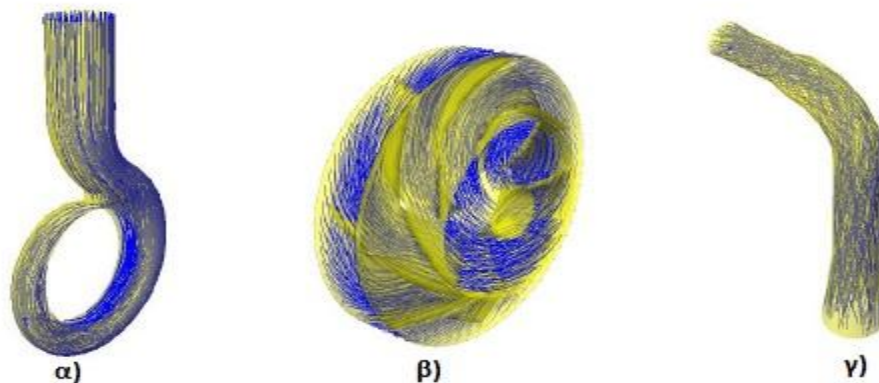
Ο Natanasabarathi [18] διερεύνησε τη λειτουργία των PAT μέσω υπολογιστικής προσέγγισης (CFD). Τα αποτελέσματα που προέκυψαν βρέθηκαν να συμφωνούν με τα πειραματικά στο κανονικό σημείο λειτουργίας τους ενώ παρουσίασαν αποκλίσεις για παροχές εκατέρωθεν του κανονικού σημείου λειτουργίας. Για να ελαχιστοποιήσει τις αποκλίσεις ο Natanasabarathi πρόσθεσε δυο κυκλικούς δακτύλιους με δομημένο πλέγμα στην διεπαφή μεταξύ του σπειροειδούς κελύφους και του δρομέα.



Σχήμα 2.22 α) Διεπαφή μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα με αδόμητο πλέγμα β) Διεπαφή μεταξύ σπειροειδούς κελύφους και δρομέα με δομημένο πλέγμα [18].

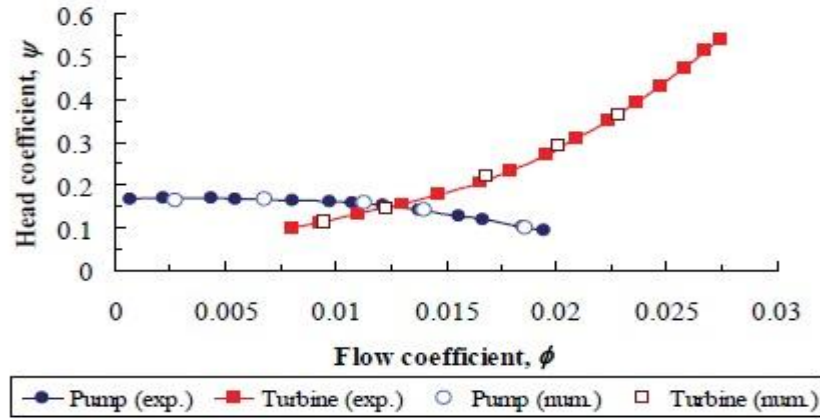
Τα νέα αποτελέσματα βρέθηκαν ικανοποιητικά και αποδείχτηκε ότι η χρήση δομημένου πλέγματος στην διεπαφή μεταξύ στατικού και περιστρεφόμενου μέρους της αναστρέψιμης μηχανής βελτιώνει την συνολική λειτουργία του υδροστρόβιλου.

Ο Rodrigues [12] διεξήγαγε μία υπολογιστική μελέτη για μονοβάθμια PAT χωρίζοντας τη μηχανή σε 3 επιμέρους εξαρτήματα και περιοχές ροής. Ύστερα προσομοιώνοντας το κάθε ένα ξεχωριστά (σπειροειδές κέλυφος, δρομέα, σωλήνα κατάθλιψης) κατέληξε σε καλή αντιστοιχία με τα αντίστοιχα πειραματικά στην κανονική παροχή για ταχύτητα περιστροφής 800 RPM. Ωστόσο μικρές αποκλίσεις της τάξης 5-10% των υδραυλικών μεγεθών παρατηρήθηκαν για συγκεκριμένα φορτία.



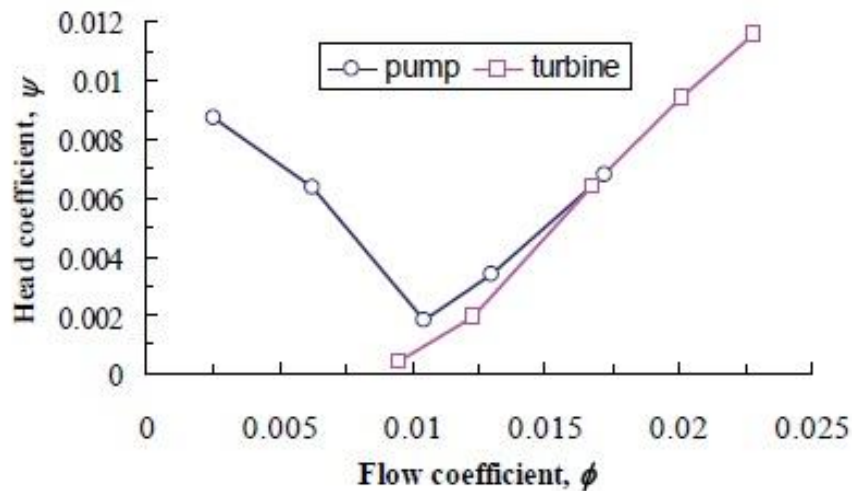
Σχήμα 2.23 Η διαδρομή της ροής δια μέσου των επιμέρους εξαρτημάτων της PAT α) σπειροειδές κέλυφος β) δρομέας γ) αγωγός απαγωγής [12].

Ο Barrio [19], πραγματοποίησε υπολογιστική διερεύνηση της ασταθούς ροής σε τυποποιημένη φυγοκεντρική αντλία για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου. Τα αποτελέσματα από το CFD επιβεβαιώθηκαν από τα πειραματικά με καλή προσέγγιση.



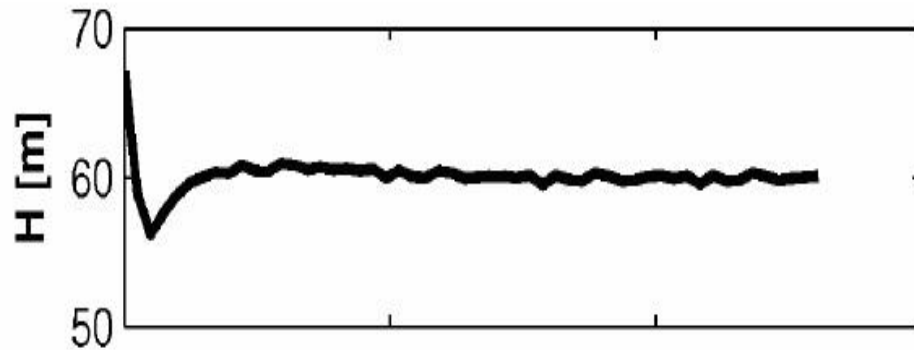
Σχήμα 2.24 Σύγκριση αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπυλών υδραυλικού ύψους-παροχής για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις και την προσομοίωση [19].

Από τη μελέτη του Barrio προέκυψαν ορισμένα σημαντικά συμπεράσματα: Σε λειτουργία υδροστρόβιλου, παρατηρήθηκε ότι η ροή εφάπτεται της γεωμετρίας των πτερυγίων του δρομέα και ακολουθεί την ομαλή πορεία που υποδεικνύεται από αυτά μόνο στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας ενώ για συνθήκες χαμηλότερης και υψηλότερης παροχής εμφανίζονται μικρές περιοχές ανακυκλοφορίας στις πλευρές υπερπίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου. Επίσης βρέθηκε ότι το ολικό ακτινικό φορτίο σε λειτουργία υδροστρόβιλου ήταν χαμηλότερο από το μέγιστο ολικό ακτινικό φορτίο της αντλίας για παροχή αντλίας χαμηλότερη από την ονομαστική παροχή του υδροστρόβιλου.

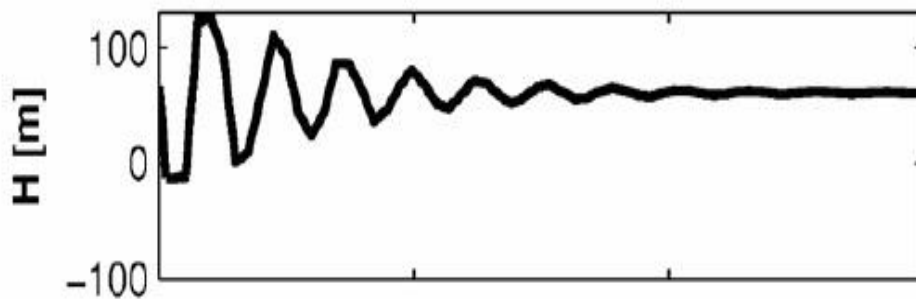


Σχήμα 2.25 Μέγιστο πλάτος του ασταθούς ακτινικού φορτίου συναρτήσει της παροχής για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου [19].

Ο Fecarotta [20], δημοσίευσε μία μελέτη στην οποία διερεύνησε την ελάχιστη αποδεκτή πυκνότητα του υπολογιστικού πλέγματος που απαιτείται για γρήγορες και αξιόπιστες προσομοιώσεις. Πραγματοποιήθηκαν υπολογιστικές προσομοιώσεις για την εκτίμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς των PAT για διάφορες συνθήκες ροής (στρωτή και μεταβατική) και σχεδιάστηκαν οι χαρακτηριστικές καμπύλες για αντλία και υδροστρόβιλο. Για συνθήκες μεταβατικής ροής πραγματοποιήθηκαν δύο προσομοιώσεις, μία για ασυμπιέστο (άκαμπτο) και μία για συμπιεστό (ελαστικό) μοντέλο.



Σχήμα 2.26 Διακύμανση υδραυλικού ύψους για απότομη διακύμανση παροχής σε PAT (άκαμπτο μοντέλο) [20].



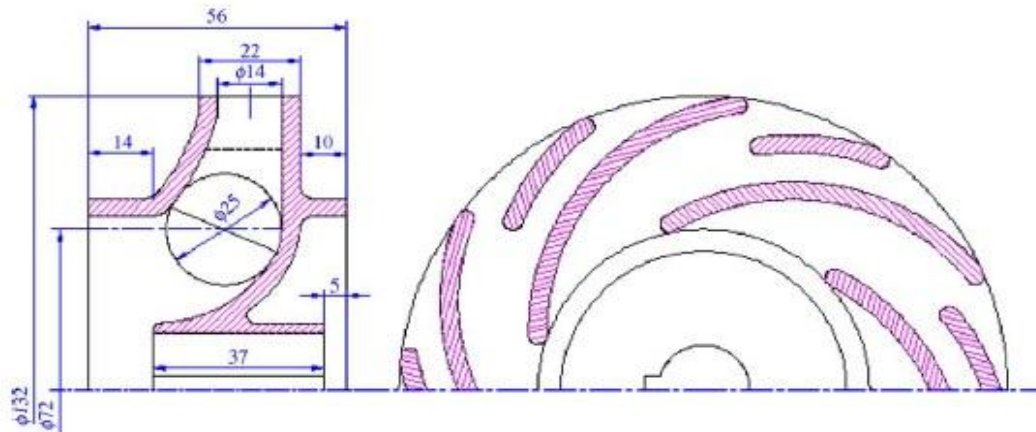
Σχήμα 2.27 Διακύμανση υδραυλικού ύψους για απότομη διακύμανση παροχής σε PAT (ελαστικό μοντέλο) [20]

Η ανάλυση του έδειξε ότι η προσομοίωση της μεταβατικής ροής διαμέσου της μηχανής απεικονίζει με ικανοποιητική ακρίβεια την πραγματική συμπεριφορά του ρευστού διαμέσου της πραγματικής μηχανής καθώς συνυπολογίζει τις αλληλεπιδράσεις και τις απώλειες που λαμβάνουν χώρα μεταξύ του ακίνητου και του περιστρεφόμενου μέρους της μηχανής.

2.1.4.2 CFD ΣΕ ΠΤΕΡΩΤΕΣ ΜΕ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΙΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.

Η μεγάλη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και η ολοένα αυξανόμενη ζήτηση επιτάσσει την ανάγκη για βελτίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς των υδροστρόβιλων στο εύρος λειτουργίας τους. Η βελτίωση μπορεί να επιτευχθεί μέσω προσεκτικού σχεδιασμού των υδραυλικών εξαρτημάτων και ειδικότερα του δρομέα ώστε να αυξηθεί ο συνολικός βαθμός απόδοσης του υδροστρόβιλου.

Όπως ήδη έχει αναφερθεί, ένα βασικό μειονέκτημα των ΡΑΤ είναι η έλλειψη οδηγητικών πτερυγίων που λειτουργούν σαν μηχανισμός υδραυλικού ελέγχου. Η απουσία υδραυλικού ελέγχου περιορίζει το εύρος λειτουργίας του στρόβιλου και καθιστά δύσκολη τη ρύθμιση του σημείου λειτουργίας. Ένας τρόπος για να ξεπεραστεί αυτό το πρόβλημα είναι να αυξηθεί η υδραυλική απόδοση του δρομέα στο επιθυμητό σημείο λειτουργίας μέσω βελτίωσης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του. Μία πρόσφατη προσέγγιση προς αυτή την κατεύθυνση, είναι η ενσωμάτωση διαχωριστικών πτερυγίων splitter στην πτερωτή της αντλίας, όπου σύμφωνα με μελέτες [21] παρατηρήθηκαν βελτιώσεις στο υδραυλικό ύψος, την απόδοση καθώς και στη συνολική συμπεριφορά του ρευστού διαμέσου της μηχανής. Ειδικότερα παρατηρήθηκε ότι η χρήση διαχωριστικών πτερυγίων splitter blades συμβάλλει στην βελτίωση της κατανομής της πίεσης στα πτερύγια και εμποδίζει την εμφάνιση αποκόλλησης ροής για ορισμένες συνθήκες λειτουργίας. Επίσης βελτιώνει την λειτουργία του υδροστρόβιλου ως προς τη σπηλαιώση [22] βελτιώνοντας τον βαθμό απόδοσης και τη διάρκεια ζωής του υδροστρόβιλου. Στις ακτινικές μηχανές όπου το πλάτος του δρομέα είναι μικρό σε σχέση με τη διάμετρο του, η αύξηση του αριθμού των πτερυγίων μπορεί να οδηγήσει σε μείωση του βαθμού απόδοσης εξαιτίας της αύξησης των υδραυλικών απωλειών λόγω τριβής και λόγω της εμφάνισης του φαινομένου του στραγγαλισμού της ροής. Η ενσωμάτωση διαχωριστικών πτερυγίων splitter blades στον δρομέα οδηγεί στην αξιοποίηση των παραπάνω πλεονεκτημάτων με ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση των μειονεκτημάτων.

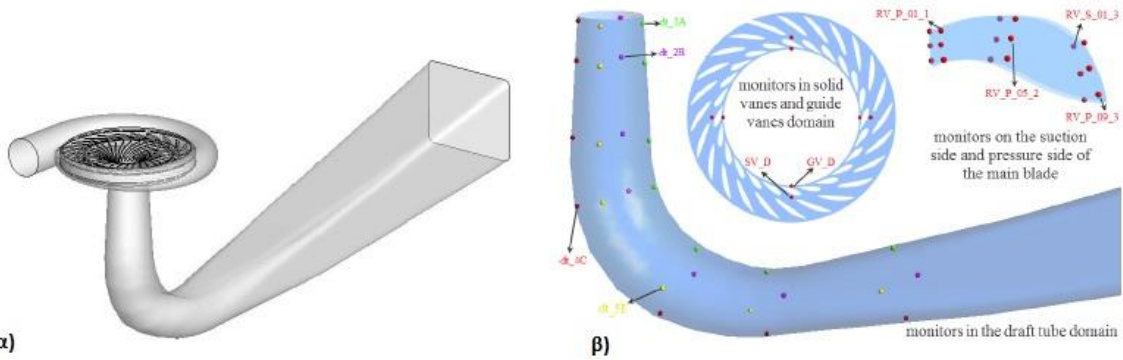


Σχήμα 2.28 Μορφή και διαστάσεις τυπικής ακτινικής πτερωτής με ενσωματωμένα διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) [21].



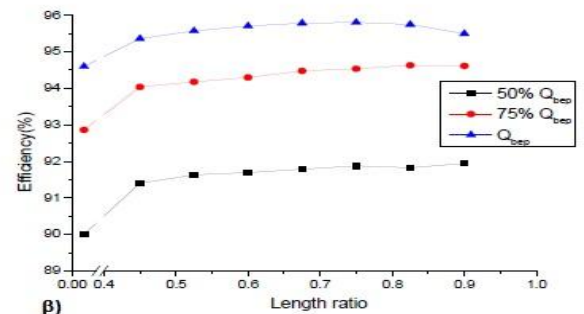
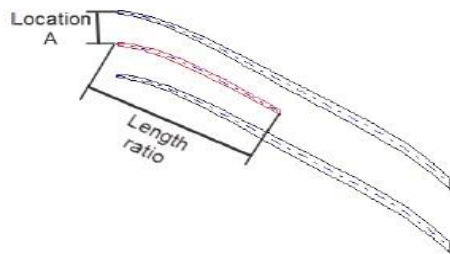
Σχήμα 2.29 Ακτινική περωτή φυγοκεντρικής αντλίας με διαχωριστικά περυσία.

Οι Meng, Zhang [23], πραγματοποίησαν υπολογιστική προσομοίωση υδροστρόβιλου Francis πολύ υψηλού υδραυλικού ύψους στο 50% , 75% και 100% της βέλτιστης παροχής για να μελετήσουν τις διακυμάνσεις της πίεσης σε διάφορα μέρη της μηχανής.



Σχήμα 2.30 α) Το υπολογιστικό μοντέλο του Υδροστρόβιλου Francis. β) Σημεία ελέγχου των ροικών φαινομένων στα επιμέρους εξαρτήματα του υδροστρόβιλου Francis [23].

Δοκιμάστηκαν δρομείς με διαφορετικά μήκη διαχωριστικών περυσίων splitter blades και συγκρίθηκαν με δρομέα χωρίς splitter ώστε να διαπιστωθούν οι διαφορές στον βαθμό απόδοσης και την κατανομή της πίεσης στις επιφάνειες των περυσίων.



Σχήμα 2.31 α) Το σχετικό μήκος και η θέση των διαχωριστικών περυσίων (splitter blades) β) Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του δρομέα για διαφορετικά σχετικά μήκη των διαχωριστικών περυσίων για διάφορες τιμές παροχών [23]



(a) $A=0.6$

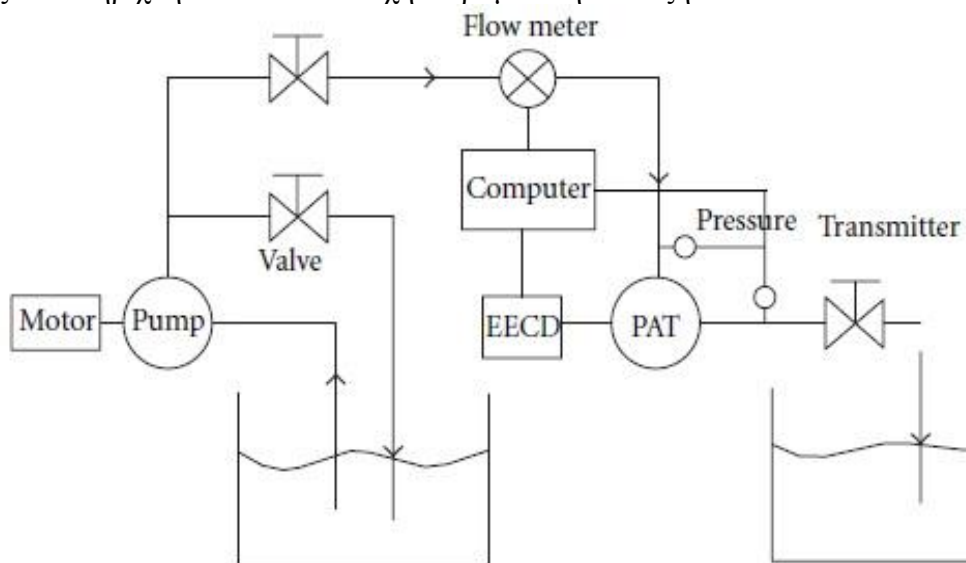
(b) $A=0.5$

(c) $A=0.4$

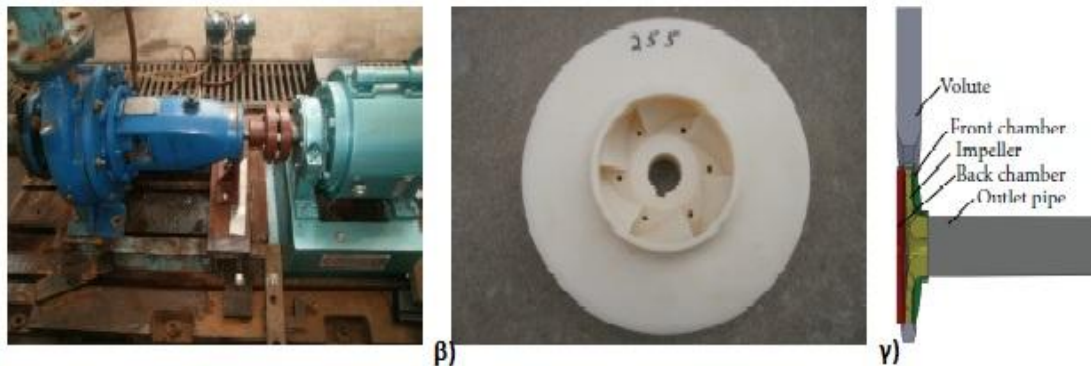
Σχήμα 2.32 Διανύσματα ταχυτήτων κατά μήκος της επιφάνειας των πτερυγίων για διαφορετικές σχετικές θέσεις των διαχωριστικών πτερυγίων ως προς την απόσταση μεταξύ των πτερυγίων [23].

Τα αποτελέσματα της έρευνας, έδειξαν ότι τα διαχωριστικά πτερύγια splitter blades συμβάλλουν στην ομοιόμορφη είσοδο της ροής στο δρομέα και μειώνουν αποτελεσματικά τις απώλειες από δευτερεύουσες ροές ελαττώνοντας τις συνολικές απώλειες στον δρομέα. Επίσης βελτιώνουν την κατανομή των φορτίων στα πτερύγια και μειώνουν τις ταλαντώσεις που προέρχονται από διακύμανση της πίεσης προστατεύοντας τα πτερύγια από κόπωση. Τέλος διευρύνουν την περιοχή υψηλού βαθμού απόδοσης συνεισφέροντας στην συνολική ευστάθεια του υδροηλεκτρικού έργου και βελτιώνουν την λειτουργία του στροβίλου προς τη σηπλαιώση.

Μια υπολογιστική έρευνα [24] που πραγματοποιήθηκε από τους Sheng, Yu, Hui, Ling με σκοπό τη διερεύνηση της επίδρασης των διαχωριστικών πτερυγίων splitter blades στη συνολική λειτουργική συμπεριφορά των PAT κατέληξε σε υποσχόμενα αποτελέσματα καθώς υποστηρίχθηκε από αντίστοιχη πειραματική διάταξη.

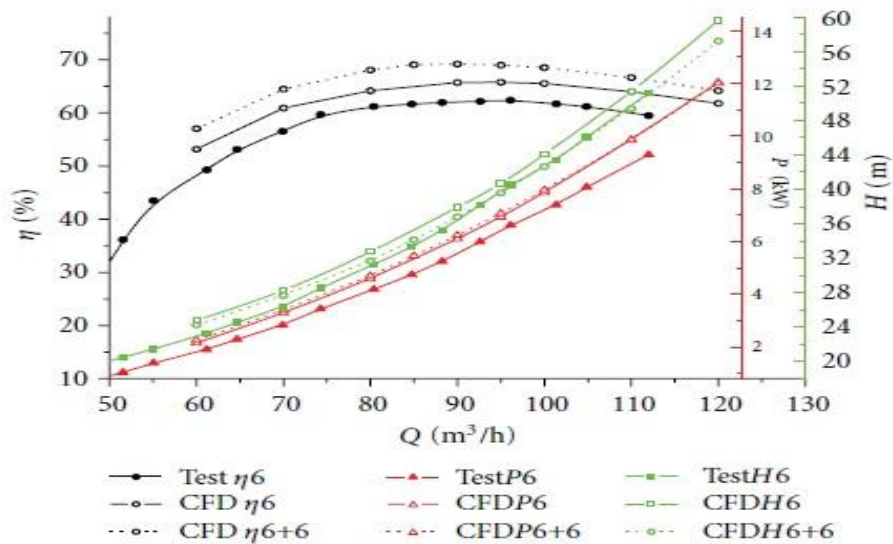


Σχήμα 2.33 Σχηματική αναπαράσταση ανοιχτής διάταξης δοκιμής PAT [24]



Σχήμα 2.34 α) Πειραματική διάταξη PAT. β) Πτερωτή με διαχωριστικά πτερύγια. γ) Τριδιάστατο υπολογιστικό μοντέλο σε μεσημβρινή τομή [24].

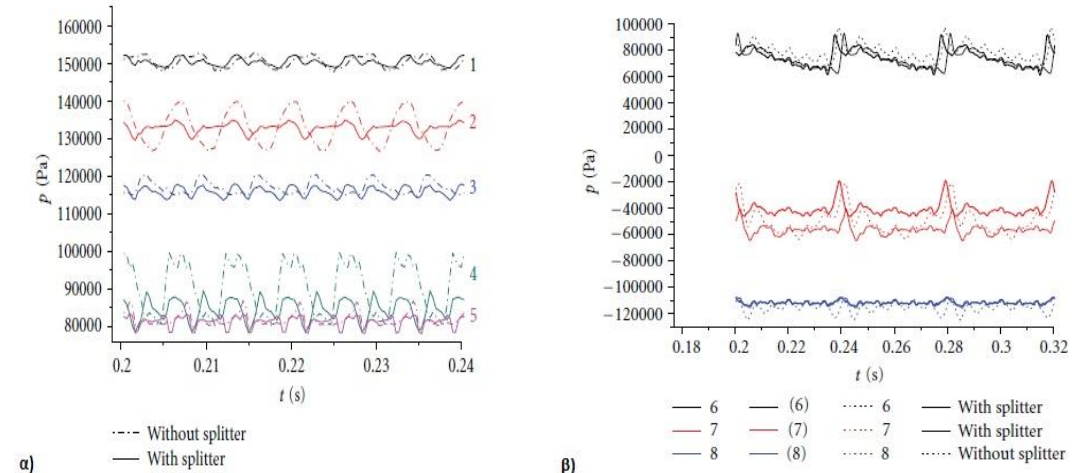
Συγκεκριμένα, οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του βαθμού απόδοσης, του υδραυλικού ύψους και της ισχύος στον άξονα που προέκυψαν από την υπολογιστική μελέτη, βρέθηκαν να είναι λίγο μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες πειραματικές. Οι αποκλίσεις αποδόθηκαν στο ότι στο υπολογιστικό 3D μοντέλο της PAT, δεν περιλήφθηκαν οι απώλειες διαρροής καθώς και οι μηχανικές απώλειες από την τσιμούχα και τα έδρανα. Συγκρίνοντας τη λειτουργία ενός δρομέα με διαχωριστικά πτερύγια splitter blades με έναν δρομέα χωρίς splitter blades διαπιστώθηκε αύξηση του βαθμού απόδοσης του δρομέα με splitter καθόλο το εύρος λειτουργίας του. Το υδραυλικό ύψος του δρομέα με splitter προέκυψε μικρότερο από εκείνο του δρομέα χωρίς splitter blades ενώ η διαφορά στην ισχύ των δύο δρομέων βρέθηκε απειροελάχιστη.



Σχήμα 2.35 Σύγκριση μεταξύ των πειραματικών και υπολογιστικών χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας [24].

Από τη διερεύνηση που έγινε στο ασταθές πεδίο πίεσης του σπειροειδούς κελύφους, προέκυψε η αναμενόμενη σταδιακή μείωση της απόλυτης πίεσης κατά μήκος του καναλιού του κελύφους και βρέθηκε ότι το σημείο μέγιστου πλάτους διακύμανσης της

πίεσης βρίσκεται λίγο πριν τη γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους. Από τη σύγκριση με δρομέα χωρίς splitters, αποδείχθηκε ότι η ενσωμάτωση διαχωριστικών πτερυγίων splitters blades στην πτερωτή βελτιώνει τις διακυμάνσεις της πίεσης σε όλα τα επιμέρους μέρη της μηχανής.



Σχήμα 2.36 α) Διακύμανση της πίεσης στο πεδίο του χρόνου του σπειροειδούς κελύφους. β) Διακύμανση της πίεσης στο πεδίο του χρόνου του δρομέα [24].

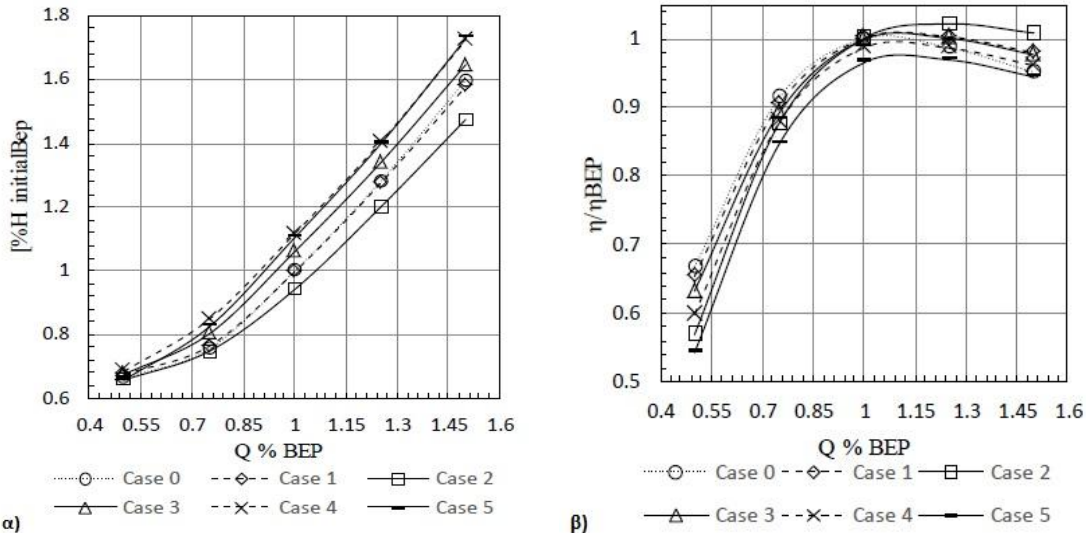
Σε μία άλλη μελέτη [25] που πραγματοποιήθηκε από ομάδα ερευνητών του Ε.Μ.Π. εξετάστηκε μέσω υπολογιστικής διαδικασίας η λειτουργική συμπεριφορά μίας μικρής φυγοκεντρικής αντλίας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών σε λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου.



Σχήμα 2.37 Αριθμητικό πλέγμα του τριδιάστατου υπολογιστικού μοντέλου της αντλίας [25].

Στην περίπτωση του υδροστρόβιλου, το κανονικό σημείο λειτουργίας του υπολογίσθηκε αρχικά με χρήση εμπειρικών συσχετίσεων από προηγούμενες έρευνες και επιβεβαιώθηκε από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Στη συνέχεια με σκοπό την βελτιστοποίηση του δρομέα διεξάχθηκε παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης στη λειτουργία και απόδοση της μηχανής των παραμέτρων όπως το σχήμα της ακμής προσβολής του

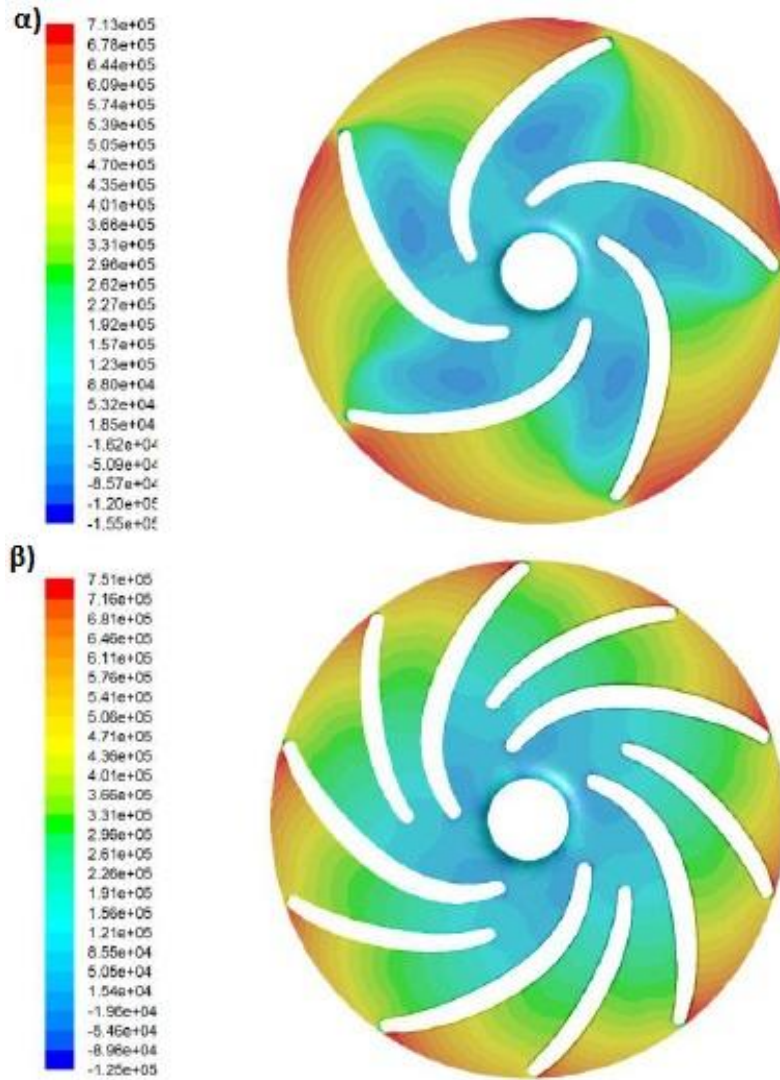
περυγίου (Case 1), το πάχος του μεσημβρινού καναλιού (Case 2), ο αριθμός των περυγίων (Case 3,4) και η χρήση πρόσθετων διαχωριστικών περυγίων splitter blades στο δρομέα (Case 5).



Σχήμα 2.38 α) Σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπύλων υδραυλικού ύψους - παροχής από την παραμετρική διερεύνηση. β) Σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπύλων βαθμού απόδοσης-παροχής από την παραμετρική διερεύνηση [25].

Από τα αποτελέσματα της παραμετρικής διερεύνησης, προέκυψαν ότι η στρογγυλή διαμόρφωση (rounding) της ακμής προσβολής του περυγίου βελτιώνει την συνολική λειτουργία του στροβίλου ειδικά για υψηλές παροχές. Η αύξηση του πλάτους του δρομέα μετακινεί το βέλτιστο σημείο λειτουργίας σε υψηλότερες παροχές όπου επιτυγχάνεται σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοσης. Επίσης όπως ήταν αναμενόμενο η αύξηση του αριθμού των περυγίων του δρομέα οδηγεί στην μείωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης λόγω των αυξημένων απωλειών τριβής αλλά στην βελτίωση του ολικού βαθμού απόδοσης του υδροστρόβιλου λόγω αποτελεσματικότερης μετατροπής ενέργειας και μείωσης των συνολικών απωλειών. Τέλος η χρήση διαχωριστικών περυγίων splitter blades, παρουσίασε τα καλύτερα αποτελέσματα από τη σκοπιά της ομοιομορφίας της ροής, καθώς μειώνει σημαντικά τους στροβιλισμούς της ροής μεταξύ των περυγίων, βελτιώνει την αλληλεπίδραση μεταξύ του δρομέα και σπειροειδούς κελύφους και εμποδίζει την αποκόλληση της ροής στην ακμή εκφυγής του περυγίου.

Όσον αφορά τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης, παρατηρήθηκε ότι η καινούρια γεωμετρία εμφανίζει βελτιωμένη συμπεριφορά και απόδοση για εκτενέστερο εύρος παροχών. Η υψηλότερη απόδοση επιτυγχάνεται για χαμηλότερη παροχή από αυτή που ορίστηκε στην βελτιστοποίηση λόγω της αύξησης του αριθμού των περυγίων του δρομέα. Επίσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.39 η κατανομή της πίεσης στα περύγια της βελτιωμένης γεωμετρίας κατά την κατεύθυνση της ροής προκύπτει μειωμένη προσφέροντας πιο ομοιόμορφη κατανομή. Τέλος διαπιστώθηκε σημαντική μείωση της ροής ανακυκλοφορίας στην περιοχή της ακμής εκφυγής των περυγίων ως αποτέλεσμα της τροποποίησης της γωνίας εξόδου του περυγίου. Το τελικό αποτέλεσμα της βελτιστοποίησης ήταν η αύξηση του βαθμού απόδοσης στην ονομαστική παροχή λειτουργίας κατά 2.7%.



Σχήμα 2.39 Ισοψείς στατικής πίεσης α) αρχικής γεωμετρίας πτερωτής β) βέλτιστης γεωμετρίας πτερωτής με διαχωριστικά πτερώγια (splitter blades) [25].

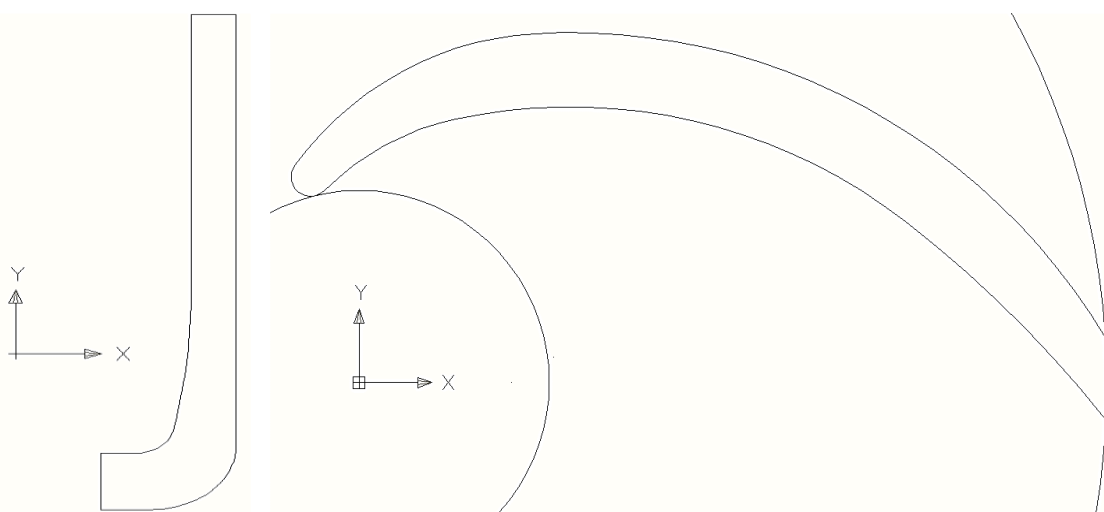
B. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

3. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ

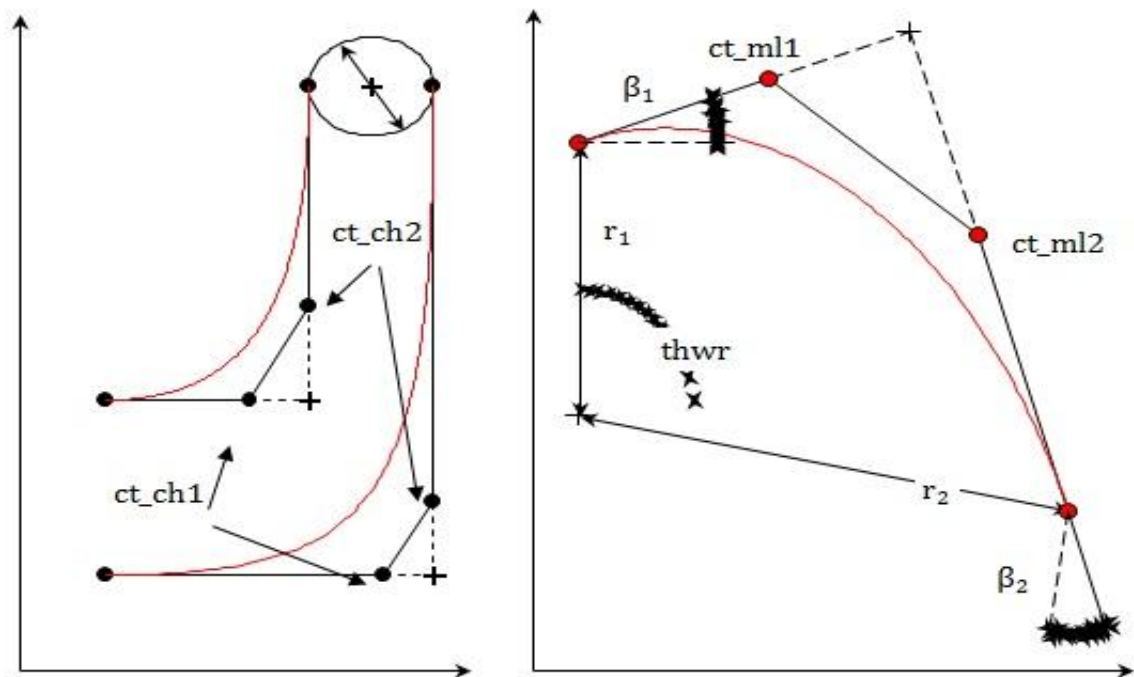
3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΤΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΜΕ ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.

Η παραμετρική σχεδίαση της γεωμετρίας πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας που χρησιμοποιείται στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύχθηκε στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Στροβιλομηχανών του ΕΜΠ στο πλαίσιο διδακτορικής διατριβής του υποψήφιου διδάκτορα Μάριου Χρυσοβέργη με τίτλο διατριβής "Σχεδιαστικές Προσεγγίσεις, Υπολογιστική Προσομοίωση και Διερεύνηση των Περιθωρίων Βελτίωσης της Ανάστροφης Λειτουργίας Φυγοκεντρικών Αντλιών". Η συγκεκριμένη παραμετρική σχεδίαση αντιστοιχεί σε αντλίες μικρού ειδικού αριθμού στροφών [$n_q < 25$] με πτερύγια απλής καμπυλότητας, που προκύπτουν προβάλλοντας μια διδιάστατη αεροτομή, κάθετη στον άξονα περιστροφής, στο τριδιάστατο αξονοσυμμετρικό κανάλι της πτερωτής. Η σχεδιαστική μεθοδολογία έχει ως αφετηρία πτερωτή τυποποιημένης αντλίας με κανονικό σημείο λειτουργίας $H = 38$ mΣΥ, $Q = 18$ m³/hr, $n = 2900$ rpm και $n_q = 13,4$ με την οποία το Εργαστήριο καταπιάστηκε σε σχετικό ερευνητικό πρόγραμμα. Η μεθοδολογία βασίζεται σε καμπύλες Bezier 4 σημείων ελέγχου για τη σχεδίαση της πλήμνης, της στεφάνης και της μέσης γραμμής της αεροτομής των πτερυγίων.



Σχήμα 3.1 Μεσημβρινό κανάλι (a) και αεροτομή πτερυγίου (b) της αρχικής πτερωτής

Συγκεκριμένα, οι σχετικές θέσεις των σημείων που ορίζουν τη δακτυλιοειδή επιφάνεια εισόδου και την κυλινδρική επιφάνεια εξόδου της ροής διατηρούνται σταθερές, ενώ η μορφή των δίσκων της πλήμνης και της στεφάνης προκύπτει από τις αδιάστατες παραμέτρους ct_ch_1 και ct_ch_2 , οι οποίες παίρνουν τιμές στο διάστημα $[0,1]$ και καθορίζουν τις θέσεις των ενδιάμεσων σημείων ελέγχου, ως προς το δυνατό εύρος κίνησής τους, με μεγαλύτερες τιμές να αντιστοιχούν σε μεγαλύτερη καμπυλότητα. Οι τιμές της ακτίνας εισόδου και εξόδου, r_1 και r_2 αντιστοίχως, λαμβάνονται εντός του τιθέμενου ακτινικού εύρους της στεφάνης, ενώ οι κλίσεις β_1 και β_2 στην ακμή προσβολής και εκφυγής αντιστοίχως επιλέγονται από το χρήστη. Για τη μέση γραμμή του πτερυγίου, εισάγεται η γωνία στροφής $thwr$ που αυτό θα γράφει στο επίπεδο κάθετα στον άξονα περιστροφής και οι αδιάστατες παράμετροι ct_ml_1 και ct_ml_2 οι οποίες, όπως προηγουμένως, καθορίζουν τη μορφή και την καμπυλότητά της. Στη συνέχεια, η αεροτομή σχεδιάζεται με επιβολή σταθερού πάχους κατά μήκος της μέσης γραμμής, ενώ οι ακμές προσβολής και εκφυγής στρογγυλεύονται κατάλληλα με χρήση παραμετρικών καμπυλών Bezier. Τέλος, η αδιάστατη παράμετρος ct_lgr καθορίζει το σχετικό μήκος των παρεμβαλλομένων διαχωριστικών πτερυγίων [splitter blades] ως προς εκείνο των αρχικών.



Σχήμα 3.2 Παραμετρική σχεδίαση της πλήμνης και της στεφάνης στο αξονοσυμμετρικό επίπεδο (α) και της μέσης γραμμής του πτερυγίου (β)

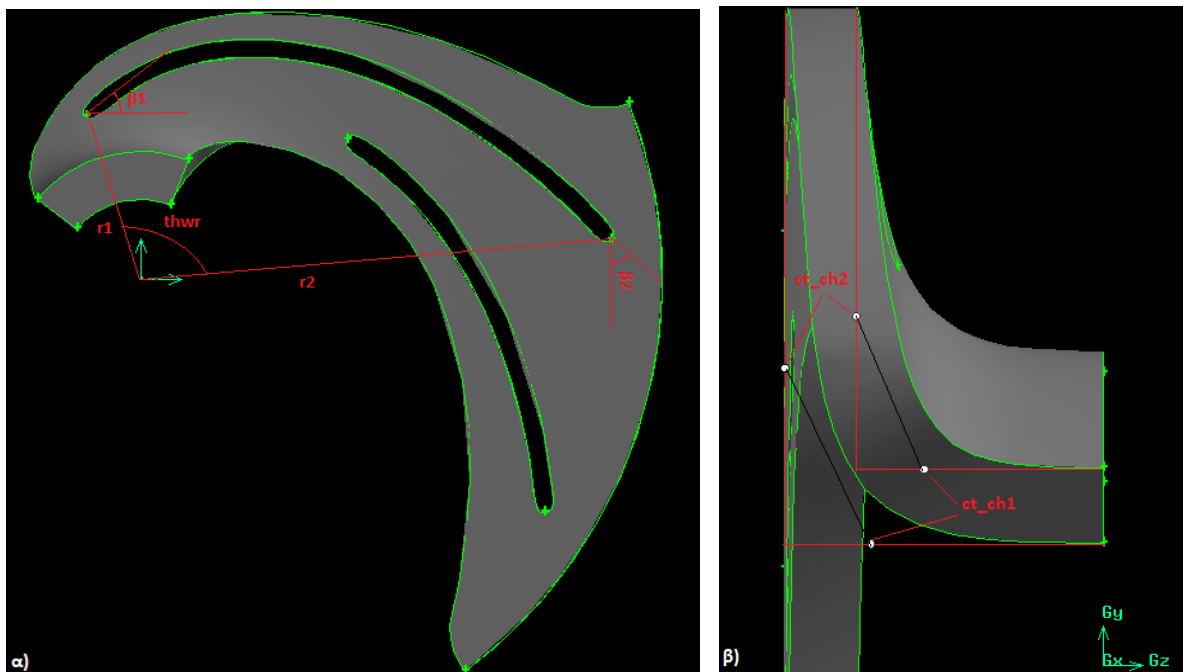
Τέλος, οι γωνίες dth_in και dth_out χρησιμοποιούνται για την τμηματική στρέψη της πλήμνης και της στεφάνης κατά την περιφερειακή διεύθυνση, σχηματίζοντας έτσι την τριδιάστατη επιφάνεια, εκ περιστροφής της οποίας προκύπτει το υπολογιστικό χωρίο που

αντιστοιχεί σε ένα πετυγίο το οποίο είναι ένα συμμετρικά περιοδικό τμήμα της περωτής [blade – to – blade].

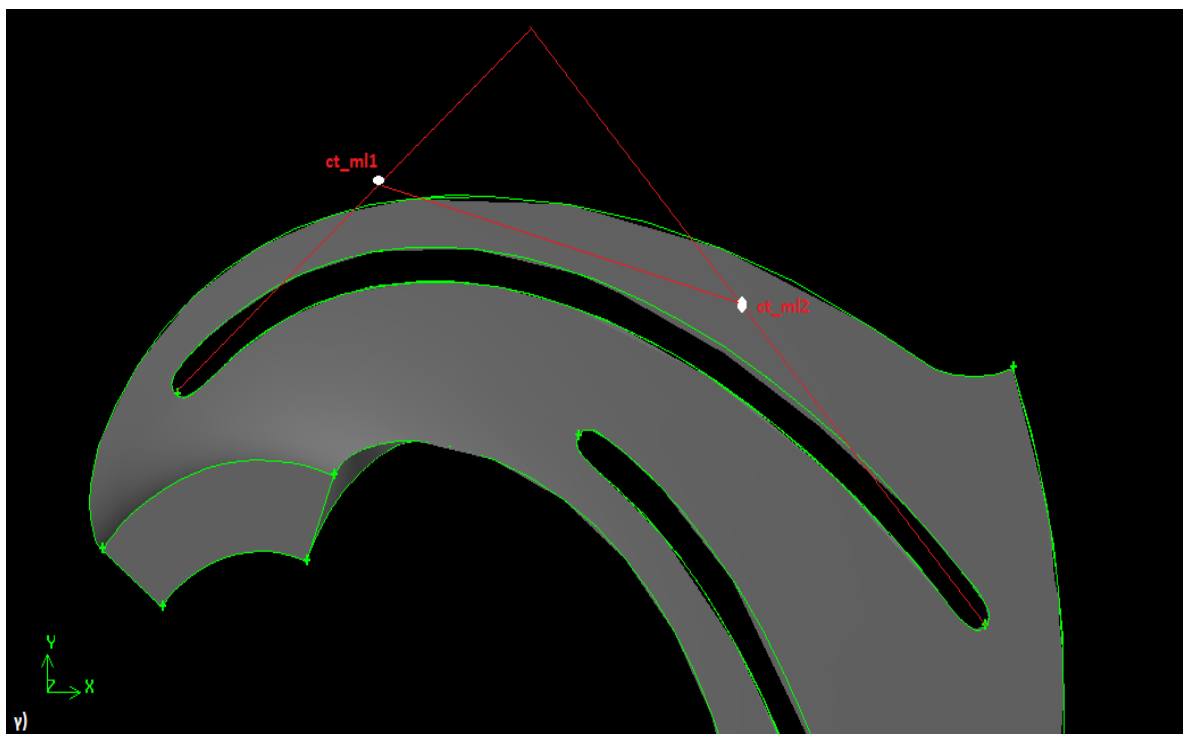
Οι τιμές των παραμέτρων που καθορίζουν την μορφή της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα και γύρω από τις οποίες πραγματοποιήθηκε η ανάλυση ευαισθησίας λήφθηκαν ως εξής.

<u>Ονομασία</u>	<u>Συμβολισμός</u>	<u>Τιμή αναφοράς</u>
Ακτίνα εξόδου του πετυγίου	r1	0.03
Ακτίνα εισόδου του πετυγίου	r2	0.08
Κλίση της ακμής εκφυγής του πετυγίου	β_1	30°
Κλίση της ακμής προσβολής του πετυγίου	β_2	35°
Γωνία στροφής της μέσης γραμμής του πετυγίου στο επίπεδο x-y	thwr	103°
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z.	ct_ch1	0.95
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y.	ct_ch2	0.95
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πετυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής.	ct_ml1	0.6
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πετυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής.	ct_ml2	0.5
Σχετικό μήκος των διαχωριστικών πετυγίων ως προς το μήκος του κυρίως πετυγίου.	ct_lgr	0.75

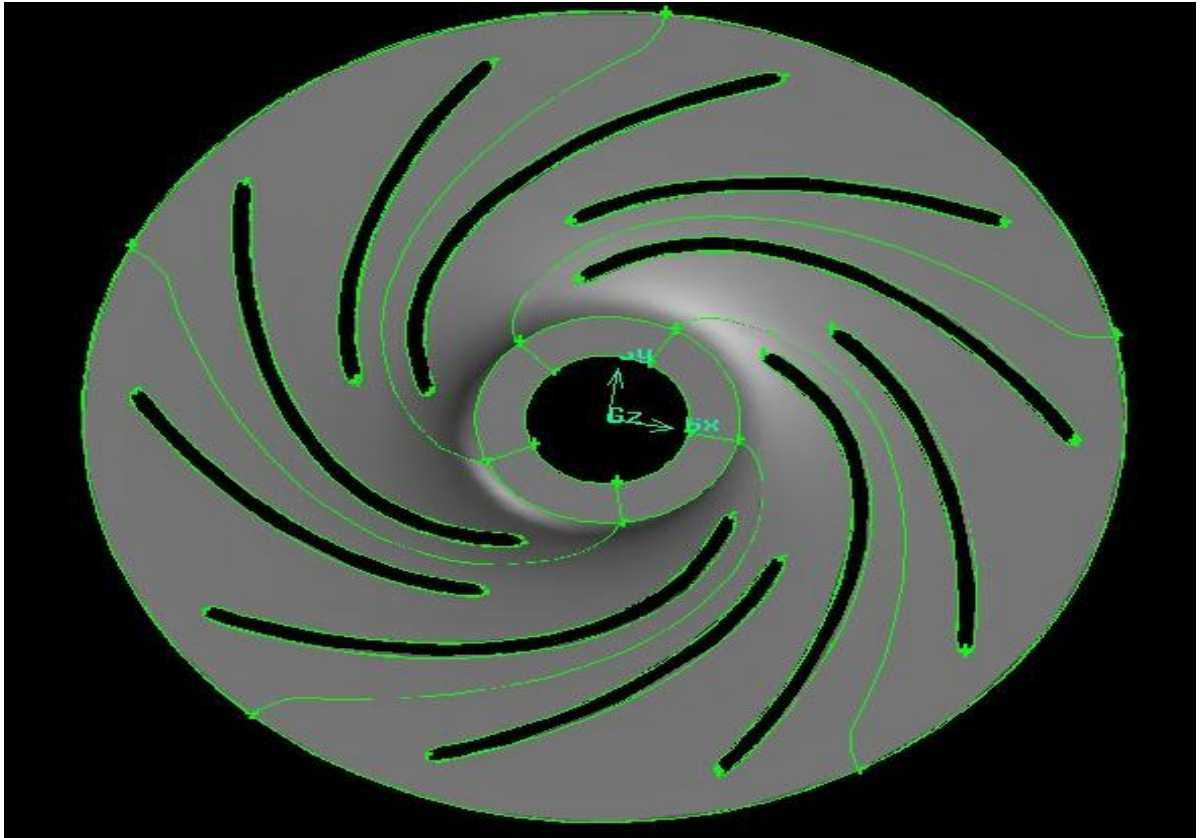
Πίνακας 3.1 Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς και τις τιμές αναφοράς των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου. (Δρομέας)



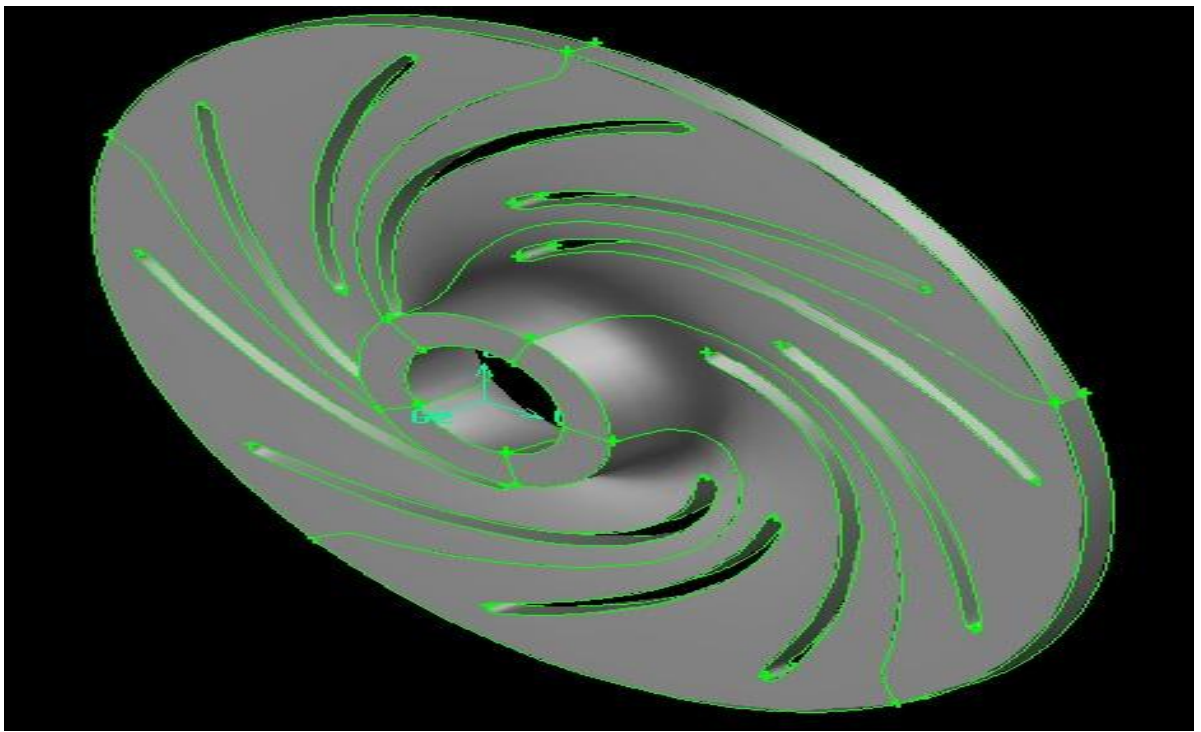
Σχήμα 3.3 Η μορφή της αρχικής γεωμετρίας του υπολογιστικού χωρίου (α) στους άξονες x-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι $r1, r2, \beta1, \beta2, thwr$ (β) στους άξονες z-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι ct_ch1 και ct_ch2 .



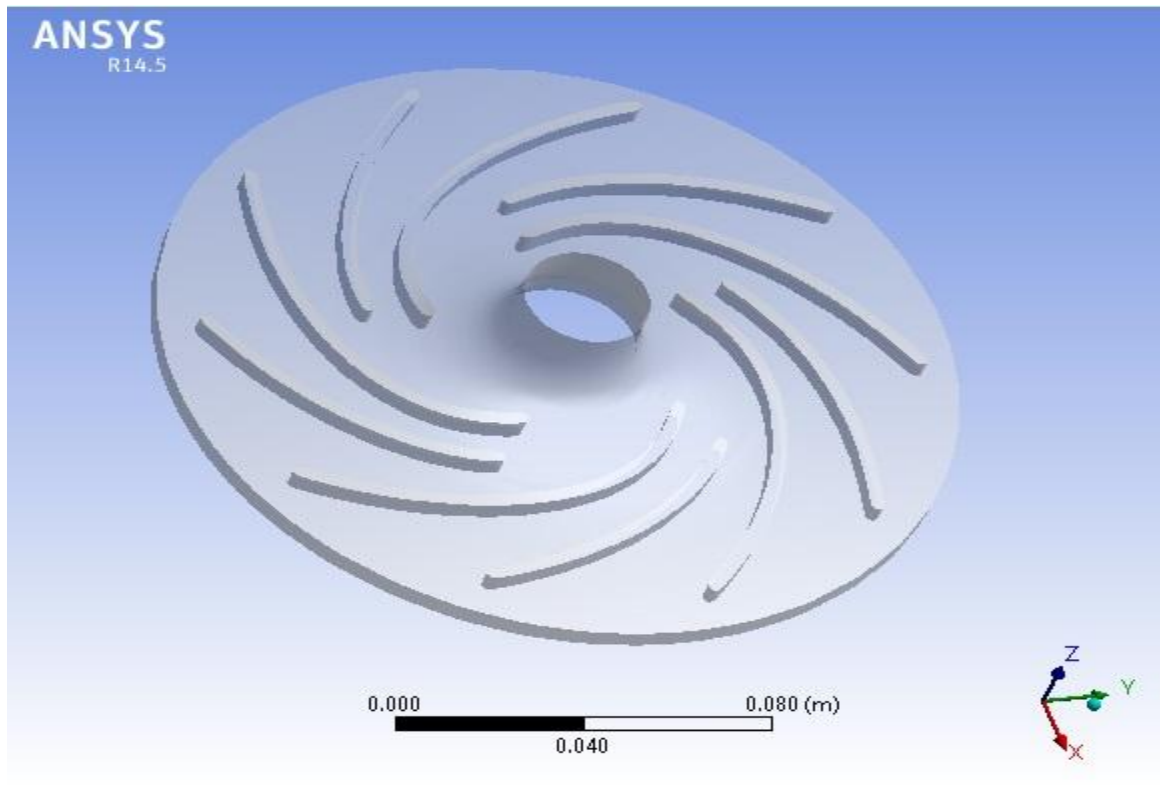
Σχήμα 3.4 Η μορφή της αρχικής γεωμετρίας του υπολογιστικού χωρίου στους άξονες x-y όπου αναπαριστώνται οι σχεδιαστικές παράμετροι ct_ml1 και ct_ml2 .



Σχήμα 3.5 Η εκ περιστροφής αρχική γεωμετρία του υπολογιστικού χωρίου της περωτής στους άξονες x-y.



Σχήμα 3.6 Η εκ περιστροφής αρχική γεωμετρία του υπολογιστικού χωρίου της περωτής σε ισομετρική προβολή



Σχήμα 3.7 Τριδιάστατη εκ περιστροφής γεωμετρία αναφοράς της περωτής με διαχωριστικά περύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΣΕ ΑΝΑΣΤΡΟΦΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ.

4.1 ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΡΟΪΚΟΥ ΠΕΔΙΟΥ

Για την περιγραφή του πεδίου ροής ενός ασυμπίεστου ρευστού είναι απαραίτητη η γνώση της κινητικής και δυναμικής του κατάστασης δηλαδή της ταχύτητας και της πίεσης σε κάθε θέση του πεδίου ροής. Για να γίνει αυτό σύμφωνα με τον Euler πρέπει να διαιρεθεί το πεδίο ροής σε ένα μεγάλο αριθμό στοιχειωδών όγκων ελέγχου (διαφορικών όγκων ελέγχου) για κάθε ένα εκ των οποίων γράφονται οι εξισώσεις μάζας, ορμής και ενέργειας. Στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε μελέτη του μονοφασικού πεδίου ροής διαμέσου τριδιάστατης πτερωτής φυγοκεντρικής αντλίας. Για τον υπολογισμό του ροικού πεδίου της γεωμετρίας επιλύθηκαν σε κυλινδρικές συντεταγμένες οι εξισώσεις συνέχειας και οι Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) εξισώσεις για μόνιμη ροή και ασυμπίεστο ρευστό (νερό). Η γενική μορφή των εξισώσεων παρουσιάζεται παρακάτω.

4.1.1 ΕΞΙΣΩΣΗ ΣΥΝΕΧΕΙΑΣ

Μελετώντας τη μονοφασική ροή στη φυγοκεντρική αντλία η γενικευμένη εξίσωση συνέχειας εκφράζεται σε τανυστική μορφή ως εξής :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

4.1.2 ΕΞΙΣΩΣΗ ΟΡΜΗΣ

Μελετώντας τη μονοφασική ροή στη φυγοκεντρική αντλία η γενικευμένη εξίσωση ορμής για το ροικό πεδίο της πτερωτής εκφράζεται σε τανυστική μορφή ως εξής :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -2\vec{\omega} \times \vec{u} - \nabla(gz - \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})) - \frac{\nabla P}{\rho} + \vec{f} \quad (4.2)$$

όπου

$-2(\vec{\omega} \times \vec{u})$ = Η Coriolis επιτάχυνση.

$\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$ = Η φυγόκεντρη επιτάχυνση.

4.2 ΜΕΘΟΔΟΣ ΔΙΑΚΡΙΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ NAVIER-STOKES

Για να μπορέσουν να λυθούν αριθμητικά οι εξισώσεις Navier-Stokes, πρέπει να διακριτοποιηθούν συναρτήσει μόνο των αγνώστων τιμών της λύσης στα σημεία που θέλουμε να την προσεγγίσουμε. Αποτέλεσμα αυτής της διακριτοποίησης είναι η μετατροπή κάθε διαφορικής εξίσωσης σε ένα πλήθος αλγεβρικών εξισώσεων, όπου πλέον οι άγνωστοι είναι μεταβλητές και όχι συναρτήσεις. Χρησιμοποιώντας αλγόριθμους για προσεγγιστική ή απευθείας επίλυση του συστήματος των αλγεβρικών εξισώσεων, παίρνουμε τη λύση στα σημεία τα οποία χρησιμοποιήθηκαν στη διακριτοποίηση. Το σύνολο των σημείων αυτών (κόμβων) καθορίζεται συνήθως από την τομή των γραμμών ενός πλέγματος, το οποίο δημιουργούμε εμείς μέσα στο χώρο που θέλουμε να υπολογίσουμε τα μεγέθη της ροής και ονομάζεται αριθμητικό πλέγμα (mesh ή grid). Η διαδικασία της διακριτοποίησης γίνεται στο χώρο αλλά και στο χρόνο, όταν έχουμε χρονικά μεταβαλλόμενες ροές. Τέλος, χρησιμοποιώντας οριακές και αρχικές συνθήκες στα σημεία του πλέγματος που πρέπει, παίρνουμε την αριθμητική λύση της διαφορικής εξίσωσης. Το πόσο καλά θα προσεγγίζει η αριθμητική λύση της διαφορικής εξίσωσης την πραγματική, εξαρτάται από τη μέθοδο διακριτοποίησης, την τάξη των μεθόδων παρεμβολής που χρησιμοποιούνται, τον αλγόριθμο επίλυσης και την πυκνότητα του πλέγματος. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος διακριτοποίησης των πεπερασμένων όγκων.

Η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων είναι μία ευρέως διαδεδομένη υπολογιστική μέθοδος επίλυσης μερικών διαφορικών εξισώσεων που συνήθως χρησιμοποιείται στην διακριτοποίηση των εξισώσεων Navier - Stokes. Η μέθοδος εφαρμόζεται εύκολα χωρίζοντας αρχικά τον όγκο ελέγχου σε πεπερασμένους όγκους αναφοράς που δεν υπερκαλύπτουν ο ένας τον άλλον και σε κάθε έναν από αυτούς εφαρμόζεται η ολοκληρωτική μορφή των εξισώσεων Navier-Stokes. Στη συνέχεια, η μερική διαφορική εξίσωση ολοκληρώνεται στον όγκο αναφοράς. Επομένως από κάθε όγκο ελέγχου παίρνουμε μία αλγεβρική εξίσωση. Τα ολοκληρώματα υπολογίζονται αναλυτικά υποθέτοντας ότι οι τιμές της άγνωστης εξαρτημένης μεταβλητής είναι σταθερές ή ότι μεταβάλλονται γραμμικά σε κάθε όγκο αναφοράς. Οι αλγεβρικές εξισώσεις που προκύπτουν ονομάζονται εξισώσεις πεπερασμένων όγκων και το σύστημα επιλύεται χρησιμοποιώντας τις επαναληπτικές τεχνικές επίλυσης συστημάτων.

4.3 ΜΕΘΟΔΟΣ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗΣ

Χαρακτηριστικό της μεθόδου διακριτοποίησης των πεπερασμένων όγκων, είναι ότι η λύση βασίζεται όχι μόνο στις τιμές της εξαρτημένης μεταβλητής στους κόμβους εντός των πεπερασμένων όγκων, αλλά και σε υποθετικές κατανομές ανάμεσα στους όγκους. Συγκεκριμένα για να μπορούν να υπολογιστούν τα επικαμπύλια ολοκληρώματα πάνω στις επιφάνειες των όγκων γίνεται μία εκτίμηση των ροικών μεγεθών με μεθόδους παρεμβολής. Με αυτόν τον τρόπο δημιουργείται μία σύνδεση μεταξύ των όγκων ελέγχου και η εξίσωση του καθενός έχει ως άγνωστες τις μεταβλητές των υπολογιστικών κόμβων των γειτονικών όγκων ελέγχου. Στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκε πρώτης τάξης

παρεμβολή κατάντη για τις εξισώσεις επίλυσης της ορμής και της τύρβης και παρεμβολή Standard για την πίεση.

4.4 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΕΠΙΛΥΤΩΝ(SOLVER)

Στο FLUENT παρέχονται δύο είδη επιλυτών, συγκεκριμένα αυτός ο οποίος βασίζεται στην πίεση (pressure based) και αυτός ο οποίος βασίζεται στην πυκνότητα (density based). Στην περίπτωση ασυμπίεστης ροής είναι σαφώς προτιμότερη η χρήση του επιλύτη που βασίζεται στην πίεση. Στην περίπτωση χρήσης του επιλύτη πίεσης, η ορμή και η πίεση λογίζονται ως οι κύριες μεταβλητές. Ο επιλύτης αυτός αρχικά υπολογίζει το πεδίο ταχύτητας επιλύοντας τις εξισώσεις ορμής. Στη συνέχεια υπολογίζει το πεδίο πίεσης με την επίλυση μίας εξίσωσης πίεσης ή διόρθωσης πίεσης (ανάλογα με τη μέθοδο), η οποία προκύπτει με τον κατάλληλο χειρισμό των εξισώσεων ορμής και συνέχειας.

4.5 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΤΩΝ ΕΞΙΣΩΣΕΩΝ NAVIER-STOKES.

Επειδή δεν είναι δυνατή η άμεση επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes με τη χρήση διαδικασίας ενός βήματος, χρησιμοποιούνται διάφοροι αλγόριθμοι με επαναληπτικές διαδικασίες που τελικά δίνουν την λύση τους. Ο λόγος για τον οποίο υπάρχει αυτή η αδυναμία επίλυσης, είναι ότι το μέγεθος της πίεσης δεν εμφανίζεται στην εξίσωση συνέχειας και επομένως δεν μπορεί να λυθεί το σύστημα των γραμμικών εξισώσεων που προκύπτουν από τις εξισώσεις ορμής και από την εξίσωση συνέχειας αν δεν έχουμε ήδη γνωστό το πεδίο της πίεσης. Όπως αναφέραμε, χρησιμοποιούμε επαναληπτικές διαδικασίες που η γενική φιλοσοφία τους είναι να θεωρούν ένα αρχικό πεδίο πίεσης και σε κάθε επαναληπτικό βήμα να το διορθώνουν, μέχρι να βρεθούν τα μεγέθη της πίεσης και των ταχυτήτων που ικανοποιούν τις εξισώσεις διατήρησης.

Υπάρχουν διάφοροι αλγόριθμοι επίλυσης των εξισώσεων Navier-Stokes, οι περισσότεροι των οποίων είναι βελτιωμένες εκδοχές του SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) [26] ο οποίος και χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία γιατί δίνει τα πιο ακριβή αποτελέσματα για τη μονοφασική ροή.

Ο αλγόριθμος SIMPLE για να μπορέσει να επιλύσει τις εξισώσεις Navier-Stokes, εφαρμόζει τα παρακάτω βήματα:

- α) Εκτιμά το πεδίο της πίεσης p .
- β) Βρίσκει τις ταχύτητες του πεδίου u , v και w λύνοντας τις εξισώσεις ορμής.
- γ) Επιλύει την εξίσωση διόρθωσης της πίεσης, η οποία εξάγεται από την εξίσωση συνέχειας, εκφράζοντας τις σωστές ταχύτητες u , v και w σε όρους των διορθώσεών τους, οι οποίες στη συνέχεια εκφράζονται σε όρους του dp από τις εξισώσεις της ορμής.
- δ) Υπολογίζει τη νέα τιμή της πίεσης p .
- ε) Τέλος, υπολογίζει τις νέες τιμές των ταχυτήτων u , v και w .

Ο παραπάνω αλγόριθμος επαναλαμβάνεται μέχρι οι τιμές u , v και w των

επαναλήψεων συγκλίνουν. Η σύγκλιση των τιμών αυτών καθορίζεται από μία μικρή ποσότητα:

$$\varepsilon = u_{\text{new}} - u_{\text{old}}$$

όπου ε είναι η ακρίβεια την οποία επιθυμούμε να πετύχουμε, u_{new} είναι η καινούργια τιμή της εξεταζόμενης μεταβλητής και u_{old} η παλιά τιμή της εξεταζόμενης μεταβλητής. Η σύγκλιση των ταχυτήτων u , v και w πραγματοποιείται μετά από έναν αριθμό επαναληπτικών βημάτων, σε κάθε ένα από τα οποία διορθώνεται το πεδίο της πίεσης και των άλλων υδροδυναμικών μεγεθών.

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε ακρίβεια σύγκλισης για την εξίσωση συνέχειας και τις ταχύτητες 10^{-5} ενώ για τις παραμέτρους της τύρβης 10^{-3} .

4.6 ΜΕΘΟΔΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗΣ ΓΡΑΜΜΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Καθώς οι εξισώσεις Navier-Stokes διακριτοποιούνται με τις μεθόδους διακριτοποίησης, δημιουργούνται ορισμένα συστήματα αλγεβρικών εξισώσεων, που η επίλυση τους δίνουν την αριθμητική λύση του ροϊκού προβλήματος. Για την επίλυση των συστημάτων των αλγεβρικών εξισώσεων που δημιουργούνται, απαιτούνται:

- α) Γραμμικοποίηση όλων των αλγεβρικών εξισώσεων που παράγονται από τη διαδικασία της διακριτοποίησης.
- β) Μία μέθοδος επίλυσης των συστημάτων των γραμμικών αλγεβρικών εξισώσεων.

Στην υπολογιστική ρευστομηχανική, όπου συνήθως έχουμε πολύ μεγάλα συστήματα εξισώσεων χρησιμοποιούνται οι επαναληπτικές μέθοδοι. Δύο βασικές επαναληπτικές μέθοδοι είναι η Jacobi και η Gauss-Seidel. Στο ANSYS CFD-Fluent και στη παρούσα εργασία χρησιμοποιείται η μέθοδο Gauss-Seidel για την επίλυση των συστημάτων των εξισώσεων, που προκύπτουν από τη διακριτοποίηση των εξισώσεων Navier-Stokes με τη μέθοδο των πεπερασμένων όγκων.

4.7 ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΥΡΒΩΔΟΥΣ ΡΟΗΣ

Οι εξισώσεις Navier-Stokes, περιγράφουν οποιαδήποτε κατάσταση ροής, αφού προέρχονται από τη μελέτη ενός απειροελάχιστου όγκου. Για να λύσουν το ροϊκό πεδίο με την τύρβη, θα πρέπει να υπάρχει κόμβος υπολογισμού σε κάθε σημείο του ροϊκού πεδίου, ώστε να γίνουν αντιληπτές όλες οι μικροσκοπικές πηγές διαταραχών που υπάρχουν. Με άλλα λόγια, θα πρέπει να έχουμε ένα εξαιρετικά μεγάλο αριθμό κόμβων στο χωρίο που επιζητούμε το ροϊκό πεδίο. Έχουν αναπτυχθεί διάφορα προσεγγιστικά μαθηματικά μοντέλα τυρβωδών ροών τα οποία αναπαριστούν με καλή ακρίβεια την πραγματική τυρβώδη κίνηση ενός ρευστού. Στην παρούσα διπλωματική εργασία για τη μελέτη της μονοφασικής ροής χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο τύρβης Standard k- ε . Το μοντέλο standard k- ε , είναι το πιο ευρέως διαδεδομένο μοντέλο στις περισσότερες εφαρμογές τυρβώδους ροής, επειδή είναι αριθμητικά εύρωστο, δηλαδή είναι υπολογιστικά ευσταθές ακόμα και στην περίπτωση πολύπλοκων ροϊκών φαινομένων, αλλά και οικονομικό, όντας ήδη δοκιμασμένο σε ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών. Όπως

προαναφέρθηκε το ημιεμπειρικό μοντέλο τύρβης Standard k-ε, χρησιμοποιείται κυρίως στις πλήρως τυρβώδεις ροές και αποτελείται από δύο εξισώσεις μεταφοράς που συνεργάζονται για την εύρεση του ιξώδους τύρβης της ροής [27]. Οι δύο εξισώσεις μεταφοράς, μία για την τυρβώδη κινητική ενέργεια (k) και μία για το ρυθμό απόσβεσης της τυρβώδους ενέργειας (ε) για μονοφασική ροή παρουσιάζονται παρακάτω:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.4)$$

Το ιξώδες τύρβης υπολογίζεται από τον συνδυασμό των k-ε :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

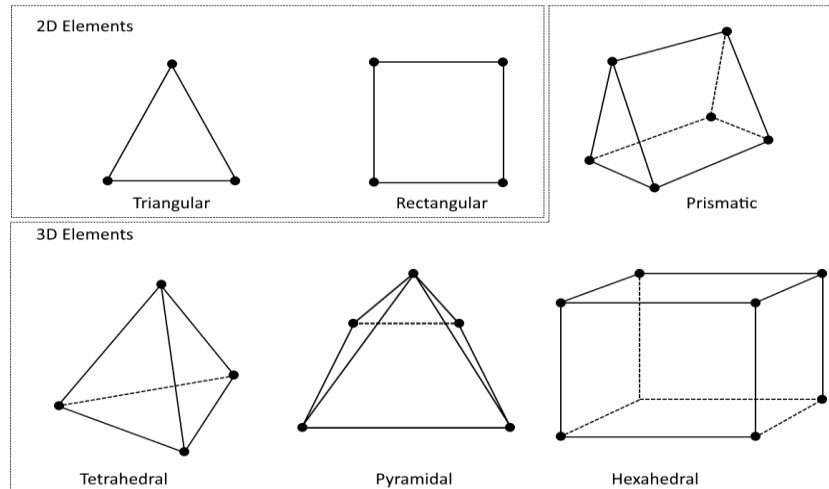
Ο όρος G_k αφορά την μοντελοποίηση της παραγωγής τύρβης και αποτελεί το σημαντικότερο όρο των άνωθεν εξισώσεων. Ουσιαστικά ο όρος αυτός αναφέρεται στον ρυθμό με τον οποίο η κινητική ενέργεια της μέσης ροής μετατρέπεται σε τυρβώδεις διακυμάνσεις. Ο όρος G_b αφορά την παραγωγή τύρβης λόγω θερμικής διάχυσης. Τέλος, οι όροι S_k και S_ε αφορούν την εισαγωγή από τον χρήστη CFD όρων πηγής.

Οι εξισώσεις περιέχουν πέντε ρυθμιζόμενες σταθερές: $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k και σ_ε . Οι σταθερές αυτές είναι ρυθμιζόμενες από το χρήστη CFD ανάλογα με τη φύση του προβλήματος, ενώ η προεπιλογή τους, έχει πραγματοποιηθεί κατόπιν πειραμάτων για να καλύπτει ένα μεγάλο εύρος τυρβωδών ροών.

4.8 ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ

Η κατασκευή ποιοτικού αριθμητικού πλέγματος είναι ιδιαίτερης σημασίας για την προσομοίωση της ροής και τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας της περωτής. Η επιλογή του προκύπτει από τον αναγκαίο συμβιβασμό μεταξύ της ανεξαρτησίας της λύσης και του υπολογιστικού κόστους. Πιο συγκεκριμένα, το αριθμητικό πλέγμα πρέπει να είναι αρκετά πυκνό ώστε να αναλύει με ακρίβεια τόσο τις γεωμετρικές ιδιαιτερότητες του πεδίου ροής όσο και τα ροικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα. Ταυτόχρονα όμως, είναι σημαντικό να μην σπαταλάται υπολογιστική ισχύς και χρόνος με την προσομοίωση ροών σε πλέγματα μεγαλύτερης πυκνότητας από όση είναι απαραίτητη για τον πλήρη προσδιορισμό του ροικού πεδίου. Από την άλλη η δημιουργία ενός αραιού πλέγματος ενδέχεται όχι μόνο να μη συγκλίνει αλλά και να οδηγήσει σε λάθος εκτίμηση της λύσης.

Τα στοιχεία του τριδιάστατου πλέγματος μπορεί να είναι εξαεδρικά (Hex), συνδυασμός εξαεδρικών (κυρίως) και σφηνοειδών στοιχείων (Hex/Prismatic), συνδυασμός τετραεδρικών και πολυεδρικών στοιχείων (Tet/Hybrid), πυραμοειδή (pyramidal) και τέλος πολυεδρικά (polyhedron). Αντίστοιχα στην περίπτωση διδιάστατου πλέγματος, τα στοιχεία του μπορεί να είναι τετράπλευρα (Quad) ή τριγωνικά (Tri).



Σχήμα 4.1 Στοιχεία διδιάστατου και τριδιάστατου πλέγματος.

Η πυκνότητα και ο τύπος των στοιχείων του υπολογιστικού πλέγματος συνδέονται άμεσα με την υπολογιστική ακρίβεια της υπολογιστικής προσομοίωσης, τον ρυθμό σύγκλισης και το υπολογιστικό κόστος της προσομοίωσης (μνήμη, χρόνος). Το πώς θα δομηθεί το πλέγμα, εξαρτάται από τον τύπο της ροής, την μοντελοποίηση και τον επιθυμητό βαθμό ακρίβειας. Τα πλέγματα διαχωρίζονται μεταξύ τους με βάση τη συνδεσιμότητά τους (connectivity), δηλαδή τον προσδιορισμό των γειτονικών τους στοιχείων, σε δομημένα, μη δομημένα και υβριδικά. Τα δομημένα πλέγματα αποτελούνται από επίπεδα στοιχεία με τέσσερις πλευρές (διδιάστατα) ή στοιχεία στον χώρο με έξι επιφάνειες (τριδιάστατα). Συμπερασματικά, επιβάλλεται να χρησιμοποιηθούν μόνο τετράπλευρα και εξαεδρικά στοιχεία αντίστοιχα. Έτσι, χαρακτηρίζονται από την απλή συνδεσιμότητα των υπολογιστικών στοιχείων, η οποία εκφράζεται σαν ένας πίνακας δύο ή τριών διαστάσεων που αποθηκεύεται στη μνήμη του υπολογιστή. Γενικά, σε περίπτωση τριδιάστατων πλεγμάτων προτιμούνται τα εξαεδρικά στοιχεία, γιατί προσφέρουν καλύτερη ποιότητα πλέγματος. Αντίστοιχα, στα διδιάστατα πλέγματα, η χρήση τετραπλεύρων συνίσταται για τον ίδιο λόγο. Σε αυτές τις περιπτώσεις το πλέγμα που προκύπτει ονομάζεται δομημένο (structured). Σε κάποιες πολύπλοκες γεωμετρίες εντούτοις, τα τετράεδρα και τα τριγωνικά στοιχεία είναι απαραίτητα, διότι παρέχουν πιο αποτελεσματική δόμηση των κελιών σε περιοχές της ροής. Στην περίπτωση αυτή όμως το πλέγμα πλέον είναι μη δομημένο (unstructured).

Τα μη δομημένα πλέγματα, αποτελούνται από στοιχεία διαφόρων μορφών, συνήθως με τον συνδυασμό τριγώνων και τετραπλεύρων στα διδιάστατα και τετραεδρικών με

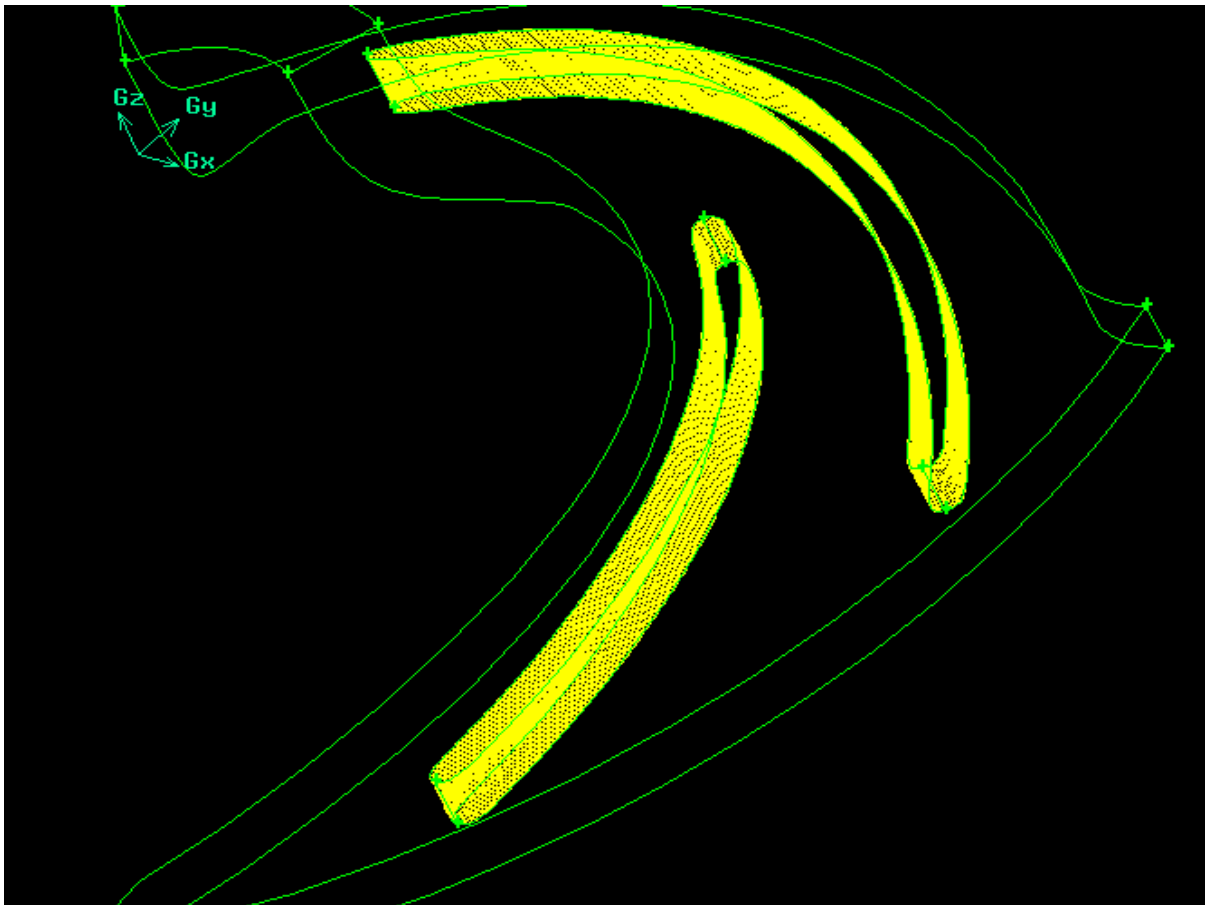
εξαεδρικά στα τριδιάστατα προβλήματα. Μειονέκτημα των μη δομημένων πλεγμάτων είναι η χαμηλότερη ακρίβεια και ποιότητα του πλέγματος, η δυσκολία σύγκλισης και οι αυξημένες υπολογιστικές απαιτήσεις. Λόγω των παραπάνω, η χρήση τους συνίσταται μόνο στην περίπτωση πολύπλοκων γεωμετριών όπου δεν είναι δυνατή η χρήση δομημένων πλεγμάτων. Τέλος, υβριδικά πλέγματα είναι τα πλέγματα τα οποία συνδυάζουν περιοχές του πεδίου όπου έχει δημιουργηθεί δομημένο πλέγμα, με άλλες περιοχές του στις οποίες ήταν απαραίτητη η χρήση μη δομημένου πλέγματος. Για παράδειγμα, είναι δυνατή η χρήση δομημένου πλέγματος στην περιοχή του οριακού στρώματος, το οποίο θα είναι πιο ακριβές στην επίλυσή του, σε συνδυασμό με μη δομημένο πλέγμα στην ελεύθερη ροή.

Όταν κατασκευάζουμε το υπολογιστικό πλέγμα στη φυγοκεντρική αντλία, θα πρέπει να προσέχουμε να υπάρχει κατάλληλη πυκνωση του πλέγματος κοντά στα τοιχώματα των πτερυγίων. Το πυκνωμα αυτό πρέπει να γίνεται κοντά στα τοιχώματα των πτερυγίων, γιατί εκεί λόγω του εμφανιζόμενου οριακού στρώματος, έχουμε μεγάλες μεταβολές των υδροδυναμικών μεγεθών και για να τις υπολογίσουμε, θα πρέπει να έχουμε πολλούς κόμβους. Η συνθήκη μη ολίσθησης στα τοιχώματα επιβάλλει μηδενική ταχύτητα κατά μήκος τους και είναι υπεύθυνη για τη δημιουργία βαθμίδας ταχύτητας κατά διεύθυνση κάθετη προς την επιφάνεια του στερεού ορίου. Στην περιοχή αυτή κοντά στο τοίχωμα, οι ροϊκές μεταβλητές έχουν μεγάλες κλίσεις και συνεπώς η ορμή και οι άλλες μεταφορές βαθμωτών μεγεθών λαμβάνουν χώρα εντονότερα. Οι κλίσεις πίεσης σε διεύθυνση κάθετη στη ροή είναι κατά πολύ μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες κατά μήκος της, γεγονός που οδηγεί στην απαίτηση πολύ πυκνού πλέγματος για την ακριβή επίλυσή του. Το πόσο πυκνό θα είναι το πλέγμα κοντά στα τοιχώματα των πτερυγίων είναι κάτι σχετικό. Οι αποστάσεις μεταξύ των κόμβων θα πρέπει να είναι τάξη μεγέθους μικρότερες από το πάχος του οριακού στρώματος σε κάθε περίπτωση ροής, καθώς απαιτούνται αρκετά σημεία πλέγματος εντός του οριακού στρώματος. Η χρήση πυκνότερου πλέγματος είναι επιβεβλημένη σε περιοχές όπου αναμένεται εκ των προτέρων να υπάρχουν μεγάλες κλίσεις στις βασικές ροϊκές μεταβλητές, όπως για παράδειγμα μη γραμμικές μεταβολές στην ταχύτητα της ροής στο οριακό στρώμα κοντά σε τοιχώματα, ή ταχείες αλλαγές στην πίεση. Η μεγάλη ακρίβεια του υπολογισμού του οριακού στρώματος απεικονίζει με λεπτομέρεια το ροϊκό πεδίο μέσα στο οριακό στρώμα και καθορίζει και όλο το υπόλοιπο ροϊκό πεδίο. Ως εκ τούτου, για τις περιοχές όπου παρατηρούνται οι μεγαλύτερες μεταβολές κλίσεων, η χρήση πυκνού πλέγματος είναι απαραίτητη προκειμένου να αναλυθεί σωστά η συμπεριφορά της ροής, χωρίς να αλλοιωθούν τα αποτελέσματα. Επιπλέον, η μεγάλη ακρίβεια του υπολογισμού του οριακού στρώματος, δε μας δίνει απλά με ακρίβεια το ροϊκό πεδίο μέσα στο οριακό στρώμα, αλλά καθορίζει και όλο το υπόλοιπο ροϊκό πεδίο της αντλίας.

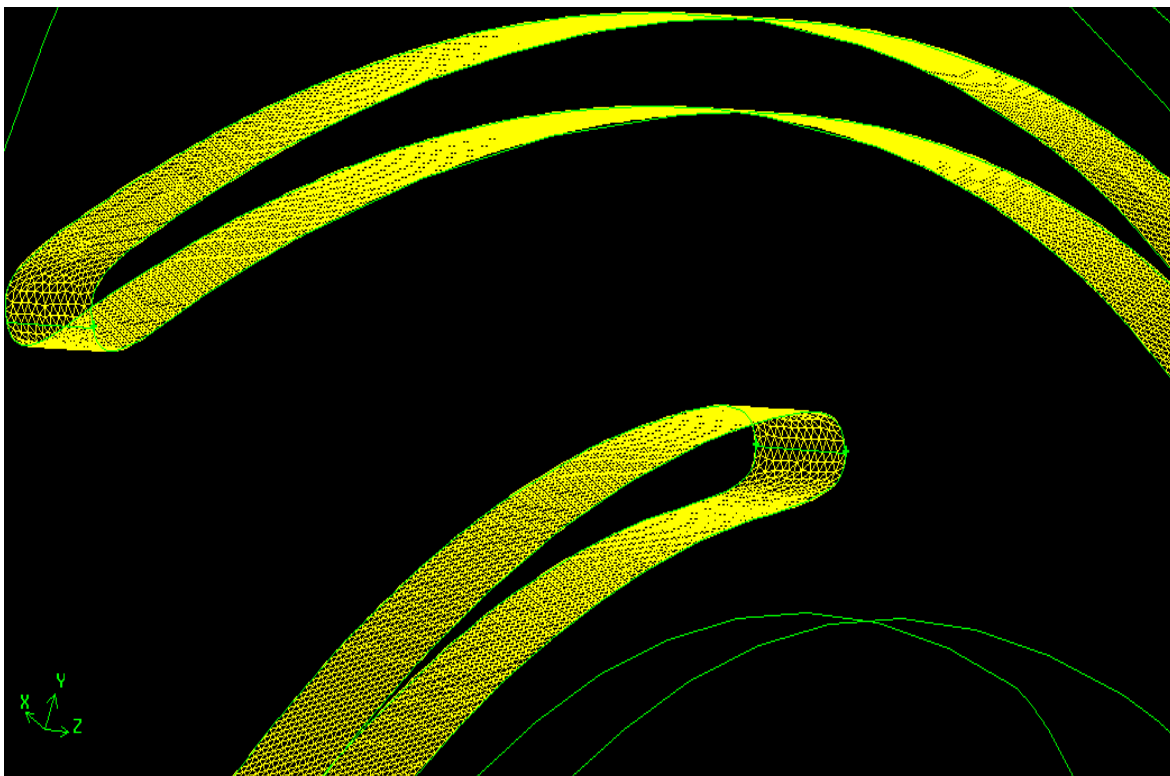
Παρακάτω, επεξηγείται η γενική διαδικασία κατασκευής υπολογιστικού πλέγματος μιας και η αναλυτική διαδικασία θα περιγραφεί στο επόμενο κεφάλαιο όπου πραγματοποιείται μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος για τον προσδιορισμό του τελικού κατάλληλου πλέγματος που θα χρησιμοποιηθεί στη μελέτη ευαισθησίας και στη βελτιστοποίηση.

Στη παρούσα διπλωματική εργασία, η κατασκευή υπολογιστικού πλέγματος επιτυγχάνεται με χρήση του εμπορικού λογισμικού CAD (ANSYS Gambit) [28]. Το Gambit είναι ένα λογισμικό πακέτο προ-επεξεργασίας υπολογιστικής ανάλυσης όπως είναι η σχεδίαση γεωμετριών και η δημιουργία αριθμητικών πλεγμάτων σε προβλήματα υπολογιστικής ρευστομηχανικής. Το συγκεκριμένο πρόγραμμα προτιμήθηκε κυρίως λόγω των δυνατοτήτων παραμετροποίησης που προσφέρει, των εξελιγμένων εργαλείων σχεδιασμού και κατασκευής αριθμητικού πλέγματος αλλά και του ότι διαθέτει ένα πολύ φιλικό προς τον χρήστη περιβάλλον εργασίας.

Η γενική διαδικασία κατασκευής αριθμητικού πλέγματος που ακολουθήθηκε, περιλαμβάνει τη δημιουργία μη δομημένου επιφανειακού τριγωνικού πλέγματος (tri/pave) στις δυο επιφάνειες του κυρίως πτερυγίου και στις δυο επιφάνειες του διαχωριστικού πτερυγίου splitter (4 επιφάνειες) καθώς η δημιουργία ενός επιφανειακού πλέγματος καλής ποιότητας είναι προαπαιτήση για τη δημιουργία σε δεύτερο χρόνο ενός χωρικού πλέγματος καλής ποιότητας.

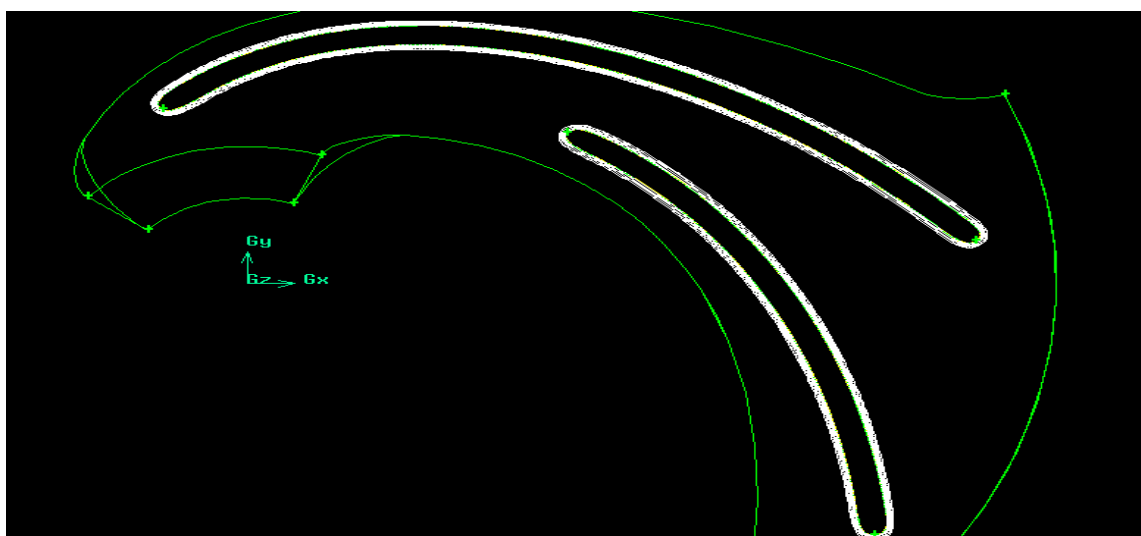


Σχήμα 4.2 Μη δομημένο, επιφανειακό, τριγωνικό πλέγμα (tri/pave) στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade).

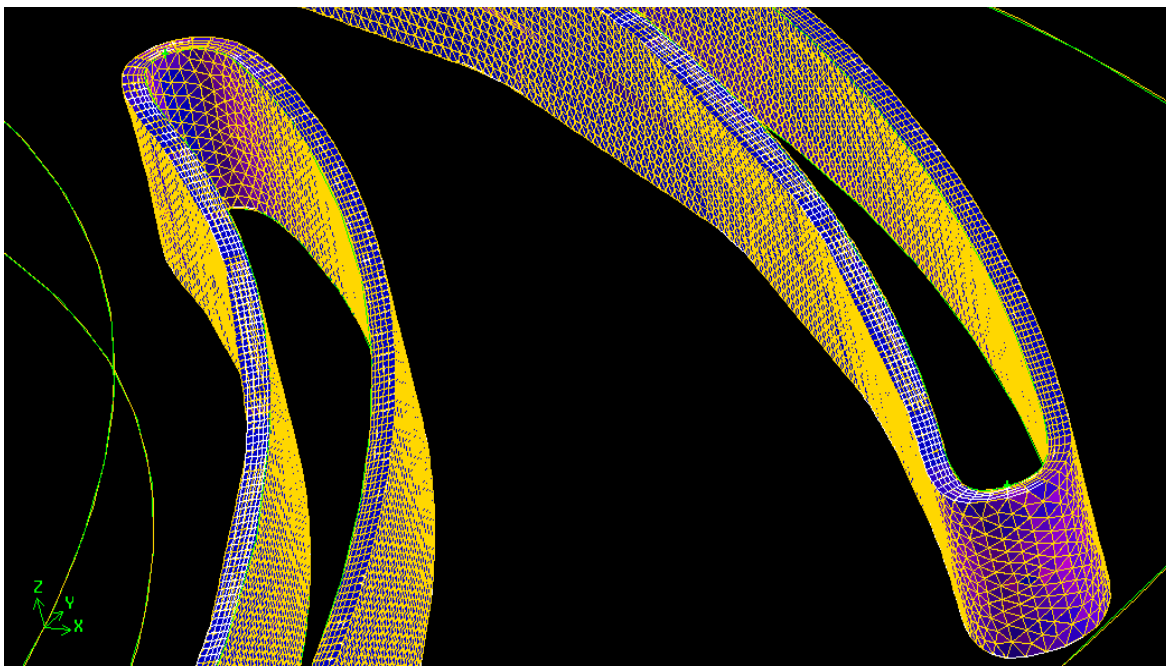


Σχήμα 4.3 Λεπτομερής απεικόνιση του επιφανειακού, τριγωνικού πλέγματος που επιβλήθηκε στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade).

Στο επόμενο βήμα, δημιουργήθηκαν οριακά στρώματα δομημένου πλέγματος αποτελούμενα από σφηνοειδή στοιχεία στις δυο επιφάνειες του πτερυγίου και στις δυο επιφάνειες του διαχωριστικού πτερυγίου splitter blade για καλύτερη εποπτεία των ροικών φαινομένων κοντά στο τοίχωμα καθώς η μοντελοποίηση σε εκείνη την περιοχή του ροικού πεδίου, επιδρά σημαντικά στην πιστότητα των υπολογιστικών αποτελεσμάτων, στο μέτρο που οι τοίχοι είναι η κύρια πηγή της μέσης στροβιλότητας και της τύρβης.

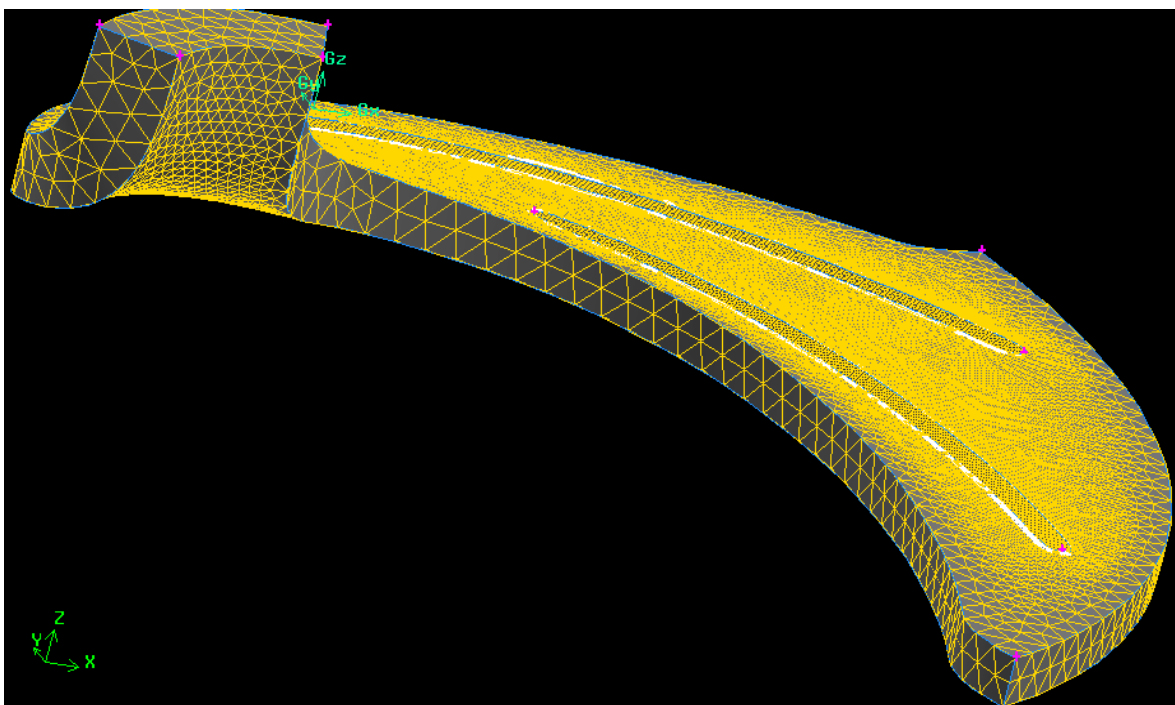


Σχήμα 4.4 Οριακό στρώμα δομημένου πλέγματος αποτελούμενο από σφηνοειδή στοιχεία στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade)

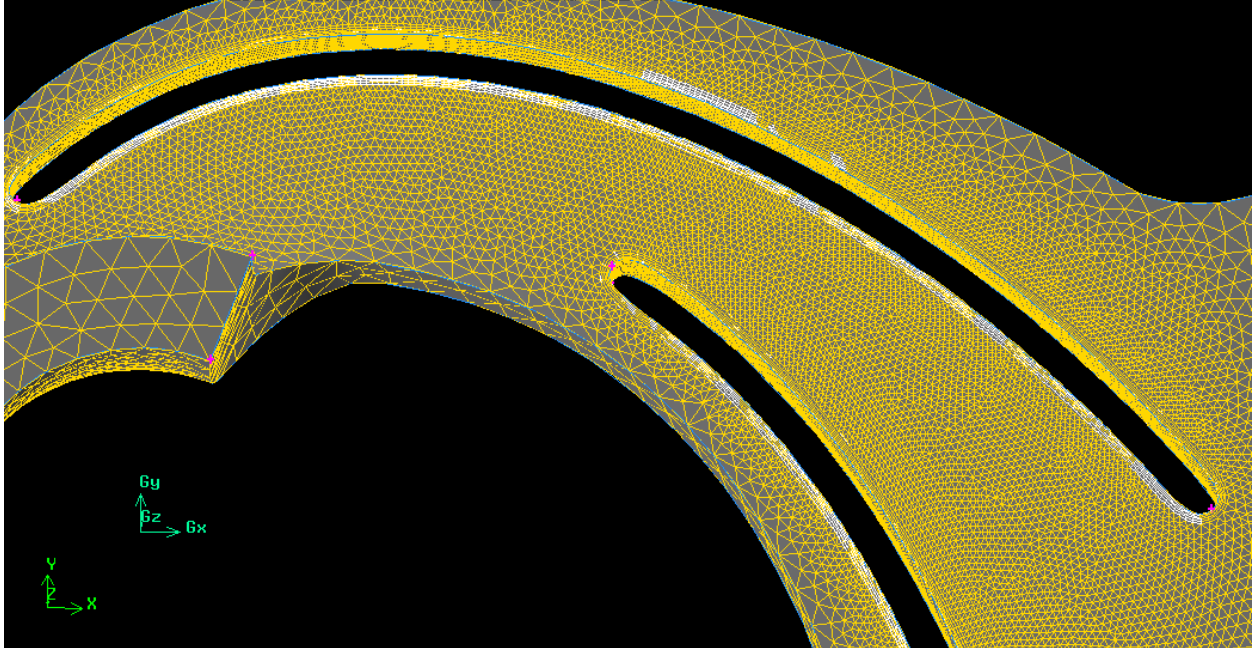


Σχήμα 4.5 Λεπτομερής απεικόνιση του οριακού στρώματος δομημένου πλέγματος αποτελούμενο από σφηνοειδή στοιχεία που επιβλήθηκε στις επιφάνειες του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade)

Τέλος σε όλη την υπόλοιπη γεωμετρία της πτερωτής εφαρμόστηκε μη δομημένο χωρικό πλέγμα αποτελούμενο από τετράεδρα και σφηνοειδή στοιχεία (Tet/Hybrid, TGrid) κοντά στο τοίχωμα.



Σχήμα 4.6 Υβριδικό χωρικό πλέγμα αποτελούμενο από δομημένο πλέγμα σφηνοειδών στοιχείων στο οριακόστρώμα και μη δομημένο πλέγμα τετράεδρων στοιχείων στην υπόλοιπη γεωμετρία.



Σχήμα 4.7 Λεπτομερής απεικόνιση του υβριδικού χωρικού πλέγματος του υπολογιστικού χωρίου αποτελούμενο από δομημένο πλέγμα σφηνοειδών στοιχείων στο οριακό στρώμα και μη δομημένο πλέγμα τετράεδρων στοιχείων στην υπόλοιπη γεωμετρία.

Η ποιότητα του υπολογιστικού πλέγματος, σχετίζεται με την ομαλότητα (aspect ratio), την ασυμμετρία του (skewness) και την κατανομή των κόμβων σε αυτό. Όλα τα παραπάνω μπορούν εύκολα να αξιολογηθούν με τη βοήθεια του ενσωματωμένου στο Gambit ,Examine Mesh Quality παραθύρου [29]. Επισημαίνεται ότι η καλή ποιότητα του πλέγματος είναι σημαντικότερη για την εξαγωγή αποτελεσμάτων με ακρίβεια, απ' ότι το είδος του πλέγματος το οποίο χρησιμοποιήθηκε. Για να εξασφαλιστεί καλή ομαλότητα (aspect ratio), είναι σημαντικό να αποφευχθούν οι απότομες αλλαγές στους όγκους μεταξύ γειτονικών κελιών. Αν δεν πραγματοποιηθεί αυτό, θα δημιουργηθούν μεγάλα σφάλματα αποκοπής, δηλαδή σφάλματα μεταξύ των διαφορικών εξισώσεων και τη διακριτή μορφή τους, τα οποία θα τείνουν να μεγεθυνθούν κατά την προσομοίωση. Το μέτρο με το οποίο καθορίζεται η ομαλότητα του πλέγματος είναι η αναλογία διαστάσεων. Με τον όρο αναλογία διαστάσεων ορίζεται ο λόγος του μήκους της μακρύτερης πλευράς προς την κοντύτερη. Η αναλογία διαστάσεων αποτελεί κριτήριο ποιότητας στην περίπτωση των τριγωνικών, τετράεδρων, τετράγωνων και εξαέδρων στοιχείων πλέγματος και ορίζεται διαφορετικά για κάθε στοιχείο.

Στην περίπτωση των τριγωνικών και τετράεδρων η αναλογία διαστάσεων ορίζεται ως:

$$Q_{AR} = f\left(\frac{R}{r}\right) \quad (4.6)$$

όπου

f = παράγοντας κλιμάκωσης .

R = η ακτίνα του περιγεγραμμένου κύκλου (για τριγωνικά) ή σφαίρας (για τετράεδρα).

r = η ακτίνα του εγγεγραμμένου κύκλου (για τριγωνικά) ή σφαίρας (για τετράεδρα)..

Στην περίπτωση των τετράγωνων και εξαέδρων στοιχείων η αναλογία διαστάσεων ορίζεται ως :

$$Q_{AR} = \frac{\max [e_1, e_2 \dots e_n]}{\min [e_1, e_2 \dots e_n]} \quad (4.7)$$

όπου e_i είναι το μέσο μήκος των ακμών προς την ίδια κατεύθυνση i , και n είναι ο συνολικός αριθμός των ιδίων κατευθύνσεων των ακμών του στοιχείου.

Εξ ορισμού $Q_{AR} \geq 1$, όπου $Q_{AR} = 1$ για ισόπλευρα στοιχεία.

Επιπλέον, μεγάλη επίδραση έχει και το γεωμετρικό σχήμα των κελιών. Η ασυμμετρία του κελιού (EquiAngle Skew) καθορίζει τη γωνιακή απόκλιση του από το αρχικό του σχήμα, καθορίζει δηλαδή την παραμόρφωση του κελιού. Ορίζεται ως εξής:

$$Q_{EAS} = \max \left\{ \frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}} \right\} \quad (4.8)$$

όπου θ_{max} και θ_{min} , η μέγιστη και η ελάχιστη γωνία του κελιού αντίστοιχα, ενώ θ_{eq} , η γωνία την οποία θα έπρεπε να έχει ιδανικά το κελί, δηλαδή 60° και 90° για τρίγωνο και τετράγωνο αντίστοιχα. Η ασυμμετρία λαμβάνει τιμές από 0 έως 1, με 0 την καλύτερη δυνατή.

Τέλος, η πυκνότητα των κόμβων, δηλαδή η ανάλυση του πλέγματος, διαδραματίζει έναν πολύ σημαντικό ρόλο στην ακρίβεια της λύσης που προκύπτει από τη χρήση εργαλείων CFD. Το παραπάνω ισχύει ιδιαίτερα σε περιοχές υψηλής πίεσης ή απότομων βαθμίδων ταχυτήτων, όπου απαιτείται πολύ πυκνό πλέγμα για την ακριβή επίλυση της ροής. Ως εκ τούτου, θα πρέπει να λαμβάνεται ιδιαίτερη προσοχή όταν στο υπό εξέταση πρόβλημα υπάρχει οριακό στρώμα κοντά σε τοίχωμα.

4.9 ΜΕΛΕΤΗ ΑΝΕΞΑΡΤΗΣΙΑΣ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ

Η ακρίβεια κάθε λύσης που προκύπτει από μία προσομοίωση με μεθόδους CFD εξαρτάται κυρίως από την πυκνότητα του πλέγματος, δηλαδή από τον αριθμό των κελιών σε αυτό. Συνεπώς, για να θεωρηθεί μία λύση ακριβής, πρέπει να εξετάζεται για να διαπιστωθεί αν είναι ανεξάρτητη της ανάλυσης του πλέγματος. Σκοπός της μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος είναι να διαπιστωθεί αν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης που προκύπτουν, οφείλονται στις οριακές συνθήκες και τα φαινόμενα ροής στο συγκεκριμένο πρόβλημα και όχι στην ανάλυση του πλέγματος.

Η συνήθης διαδικασία για την πραγματοποίηση μίας μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος είναι η εξής: Αρχικά δημιουργείται ένα πλέγμα για το πεδίο ροής, και πραγματοποιείται η προσομοίωση, έως ότου η λύση συγκλίνει. Στη συνέχεια δημιουργείται ένα πυκνότερο πλέγμα, το οποίο πρέπει να έχει τουλάχιστον 1.5 φορά περισσότερα κελιά από το αρχικό. Η πυκνωση πρέπει να πραγματοποιηθεί με δημιουργία νέου πλέγματος, έτσι ώστε να υπάρχουν μικρότερα κελιά σε όλο το πεδίο ροής. Για τον λόγο αυτό δεν συνίσταται η

χρήση τοπικής πύκνωσης για την μελέτη της ανεξαρτησίας πλέγματος. Αφού πραγματοποιηθεί εκ νέου η προσομοίωση, με τις ίδιες ρυθμίσεις του επιλύτη, και επιτευχθεί σύγκλιση της λύσης, συγκρίνονται οι ποσότητες που ενδιαφέρουν (π.χ το υδραυλικό ύψος ή ο βαθμός απόδοσης). Αν διαπιστωθεί ότι οι δύο λύσεις είναι οι ίδιες (εντός κάποιας επιτρεπόμενης ανοχής), τότε το αρχικό πλέγμα είναι επαρκές για την εξαγωγή αποτελεσμάτων με ακρίβεια. Αλλιώς, το πλέγμα πυκνώνεται περαιτέρω, έως ότου εξαχθεί λύση ανεξάρτητη του πλέγματος. Σε κάθε περίπτωση, χρησιμοποιείται το μικρότερο σε αριθμό κελιών πλέγμα που δίνει λύση ανεξάρτητη του πλέγματος, για λόγους εξοικονόμησης υπολογιστικής ισχύος και χρόνου.

4.9.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΤΗΣ ΜΕΛΕΤΗΣ ΑΝΕΞΑΡΤΗΣΙΑΣ ΠΛΕΓΜΑΤΟΣ.

Η μεθοδολογία που περιγράφεται παρακάτω είναι ίδια για όλες τις προσομοιώσεις.

Για τη μελέτη ανεξαρτησίας που πραγματοποιήθηκε, εξετάστηκαν πέντε διαφορετικά αυξανόμενης πυκνότητας πλέγματα για την εξακρίβωση του καταλληλότερου από άποψη ακρίβειας και υπολογιστικού κόστους. Πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για πλέγματα 75.000 , 150.000 , 300.000 , 600.000 και τέλος 1.200.000 κελιών και συγκρίθηκαν τα υδραυλικά ύψη που προέκυψαν από την επεξεργασία των αποτελεσμάτων στην εκτιμώμενη ονομαστική παροχή τους. Όλα τα πλέγματα κατασκευάστηκαν στο εμπορικό πακέτο ANSYS Gambit σύμφωνα με την προαναφερθείσα γενική διαδικασία με μόνη διαφορά τη μεταβολή κάθε φορά των παραμέτρων πύκνωσης στα τριγωνικά πλέγματα στις επιφάνειες του πτερυγίου/splitter και στα τετραεδρικά πλέγματα του υπολογιστικού χωρίου. Το δομημένο πλέγμα του οριακού στρώματος στο πτερύγιο και στο διαχωριστικό πτερύγιο splitter blade παρέμεινε το ίδιο και για τις πέντε προσομοιώσεις. Συγκεκριμένα για την κατασκευή του οριακού στρώματος, χρησιμοποιήθηκε ο αλγόριθμος Uniform ο οποίος ορίζει ομοιόμορφο ύψος για όλα τα κελιά της πρώτης γραμμής και κάνει χρήση σταθερού αυξητικού συντελεστή για όλες τις επόμενες διαδοχικές γραμμές ώστε να εμφανίζουν και αυτά ομοιόμορφο ύψος. Το ύψος της πρώτης γραμμής ορίστηκε ίσο με 0.0001. Ο σταθερός συντελεστής μεγέθυνσης ορίστηκε ίσος με 1.2 .Επιλεχθηκαν 5 γραμμές στο οριακό στρώμα. Τέλος, το μοτίβο μετάβασης ορίστηκε ως 1:1.

Η προσομοίωση της ροής στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε με χρήση του εμπορικού λογισμικού ANSYS FLUENT. Η αριθμητική επίλυση στηρίζεται στις παραδοχές :

- Η ροή είναι χρονικά αμετάβλητη
- Η ροή είναι ασυμπίεστη (νερό)
- Η ροή είναι περιοδικά όμοια για κάθε πτερύγιο
- Η ροή εισέρχεται περιφερειακά στην πτερωτή χωρίς απώλειες κρούσης μετά την έξοδο της από τα κινητά πτερύγια.

Για την διεξαγωγή των προσομοιώσεων και την επίλυση των εξισώσεων συνέχειας και ορμής ορίστηκαν τα εξής :

Επιλύτης

Λόγω ασυμπίεστης ροής (νερό) έγινε χρήση του επιλύτη βασισμένου στην πίεση (pressure based).

Μοντέλο τυρβώδους ροής

Η μοντελοποίηση της τυρβώδους ροής έγινε με χρήση του μοντέλου Standard k-ε με Standard Wall Functions.

Συνθήκες Προσομοίωσης χωρίου

Για την προσομοίωση της ροής στην περιστρεφόμενη περωτή χρησιμοποιήθηκε κινούμενο πλαίσιο αναφοράς (Moving Reference Frame) στις ονομαστικές στροφές της αντλίας. (N = 2900 RPM)

Οριακές συνθήκες

Ως οριακή συνθήκη εισόδου, ορίστηκε η παροχή μάζας του νερού (mass flow inlet) που αντιστοιχεί σε ένα περύγιο. Λόγω της μορφής της γεωμετρίας η ροή εισόδου αναλύθηκε σε ακτινική και εφαπτομενική συνιστώσα της ροής στο κυλινδρικό σύστημα συντεταγμένων. Ως οριακή συνθήκη εξόδου, ορίστηκε πάλι η παροχή μάζας του νερού (outflow). Στα τοιχώματα της περωτής (πλήμνη, στεφάνη, περύγιο, διαχωριστικό περύγιο splitter) ορίστηκαν οριακές συνθήκες μηδενισμού ταχύτητας λόγω ιξώδους συμπεριφοράς και της συνθήκης μη ολίσθησης. Τέλος λόγω του ότι η ροή είναι περιοδικά όμοια για κάθε περύγιο, ορίστηκαν περιστροφικές περιοδικές οριακές συνθήκες ροής στα άκρα του περυγίου.

Αλγόριθμος επίλυσης ροικών εξισώσεων

Η σύζευξη πίεσης και ταχύτητας γίνεται με τη μέθοδο SIMPLE

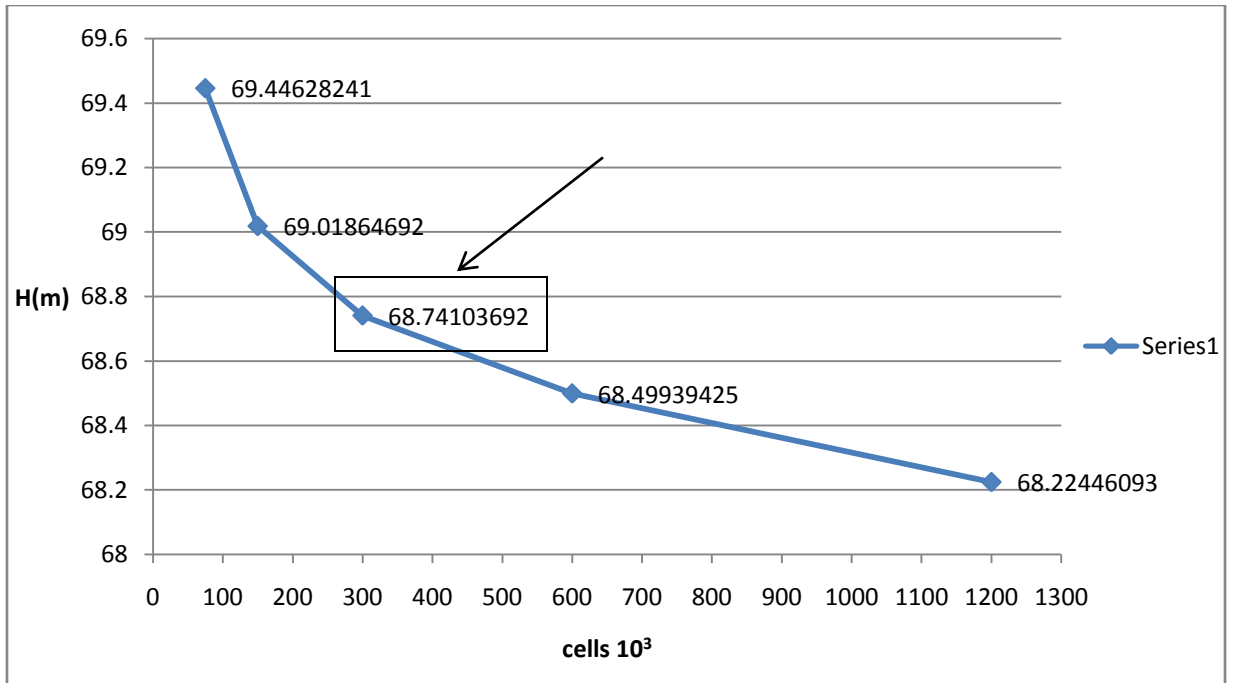
Μέθοδος παρεμβολής

Η επίλυση των εξισώσεων Navier – Stokes γίνεται με κατάντη σχήμα διακριτοποίησης πρώτης τάξης.

Κριτήρια σύγκλισης

Τα όρια σύγκλισης τίθενται σε 10^{-5} για την εξίσωση της συνέχειας και τις συνιστώσες της ταχύτητας και 10^{-3} για τις παραμέτρους της τύρβης.

Παρακάτω, παρουσιάζεται η γραφική μορφή της μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος όπου συγκρίνονται τα υδραυλικά ύψη που προκύπτουν στην εκτιμώμενη παροχή λειτουργίας ($Q = 27 \text{ m}^3/\text{h}$) για διαφορετικής πυκνότητας πλέγματα.



Σχήμα 4.8 Σχηματική παράσταση (Υδραυλικής πτώσης (H)- Αριθμός κελιών του υπολογιστικού χωρίου (cells* 10^3)) της μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος

Εξετάζοντας τα αποτελέσματα της μελέτης ανεξαρτησίας πλέγματος, εξάγεται το συμπέρασμα ότι με το πλέγμα των 300.000 κελιών επιτυγχάνεται ένας αποδεκτός συμβιβασμός μεταξύ ανεξαρτησίας της λύσης - υπολογιστικού κόστους και είναι δυνατή η διεξαγωγή προσομοιώσεων με ακρίβεια και επαναληψιμότητα. Τα αποτελέσματα των πλεγμάτων με αριθμό κελιών μεγαλύτερο απ' ότι του πλέγματος των 300.000 κελιών, δεν παρουσιάζουν μεγάλη διαφορά (λιγότερο από 1%), επομένως η χρήση τους καθίσταται ασύμφορη λόγω του μεγάλου υπολογιστικού κόστους που συνεπάγονται.

4.9.2 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Έπειτα από τη διενέργεια πολλών δοκιμαστικών προσομοιώσεων, προέκυψε το υπολογιστικό μοντέλο, το οποίο χρησιμοποιήθηκε στις υπόλοιπες προσομοιώσεις για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας της αρχικής γεωμετρίας.

Η κατασκευή του τρέχοντος υπολογιστικού μοντέλου περιλαμβάνει:

- Την δημιουργία μη δομημένου τριγωνικού πλέγματος (tri/rave) στις επιφάνειες του κυρίως πτερυγίου και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter) με μήκος βάσης του τριγωνικού στοιχείου ίσο με 0.00045 m. Το Gambit έχοντας ως είσοδο το μήκος βάσης του στοιχείου υπολογίζει τον συνολικό αριθμό των μηκών (μεσοδιαστημάτων) που περιλαμβάνουν οι ακμές των επιφανειών μέσω της σχέσης:

$$n = \frac{L}{d} \quad (4.9)$$

όπου

n = ο αριθμός των μεσοδιαστημάτων(στοιχείων) στην ακμή της επιφάνειας.

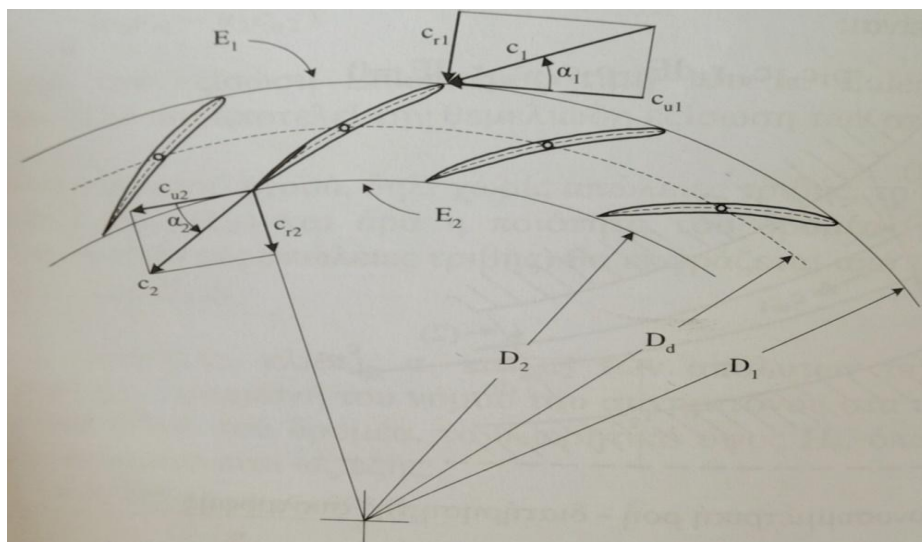
L = το μήκος της ακμής

d = το μήκος του μεσοδιαστήματος

- Την κατασκευή του οριακού στρώματος στις επιφάνειες του κυρίως πτερυγίου και του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade). Χρησιμοποιήθηκε ο αλγόριθμος Uniform. Το ύψος της πρώτης γραμμής ορίστηκε ίσο με 0.0001. Ο σταθερός συντελεστής μεγέθυνσης ορίστηκε ίσος με 1.2. Επιλέχθηκαν 5 γραμμές στο οριακό στρώμα. Τέλος, το μοτίβο μετάβασης ορίστηκε ως 1:1.
- Την κατασκευή μη δομημένου χωρικού πλέγματος στην υπόλοιπη γεωμετρία αποτελούμενο από τετράεδρα και σφηνοειδή (Tet/Hybrid, TGrid) στοιχεία με μήκος βάσης ίσο με 0.003 m. Για τον υπολογισμό των στοιχείων στις ακμές του χωρίου χρησιμοποιήθηκε η παραπάνω σχέση (4.9).

Το συνολικό πλέγμα περιλαμβάνει 310.000 στοιχεία και ύστερα από ποιοτικό έλεγχο κρίθηκε κατάλληλο για τη διεξαγωγή των προσομοιώσεων της ανάλυσης ευαισθησίας και της βελτιστοποίησης.

Για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών καμπλών λειτουργίας της πτερωτής/δρομέα, διενεργήθηκαν προσομοιώσεις στο εύρος λειτουργίας της PAT. Όλες οι προσομοιώσεις για λειτουργία υδροστροβίλου πραγματοποιήθηκαν με την υπόθεση ότι η είσοδος του ρευστού στο δρομέα γίνεται χωρίς κρουστικές απώλειες. Αυτό επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση διάταξης ρυθμιστικών πτερυγίων τα οποία διαμορφώνουν την τελική τιμή της συστροφής του ρευστού δηλαδή της περιφερειακής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας c_{u2} στην είσοδο του δρομέα. Επομένως για κάθε τιμή της παροχής υπολογίστηκε η κλίση α_2 της απόλυτης ταχύτητας c_2 .



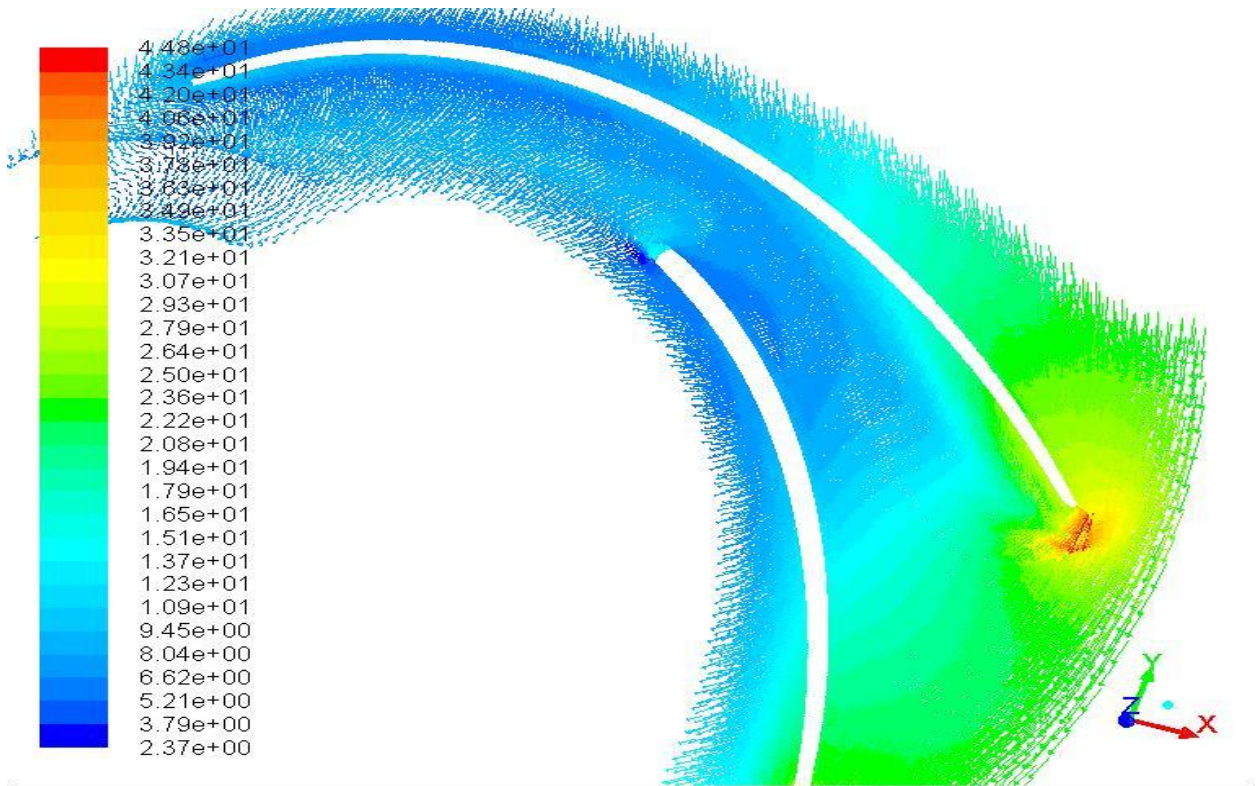
Σχήμα 4.9 Διάταξη ακτινικής στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων μέσω της οποίας διαμορφώνεται η τιμή της συστροφής του ρευστού στην είσοδο του δρομέα.

Από το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου στον δρομέα προκύπτει :

$$\tan(a_2) = \frac{c_{n2}}{c_{u2}} \Rightarrow \cot(a_2) = \frac{u_2 - \frac{c_{n2}}{\tan(\beta_2)}}{c_{n2}} \Rightarrow$$

$$\cot(a_2) = \frac{u_2}{c_{n2}} - \cot(\beta_2) = \frac{\frac{\pi n}{30} r_2}{2\pi r_2 b_2} - \cot(\beta_2) = \frac{\pi^2 n r_2^2 b_2}{15Q} - \cot(\beta_2) \quad (4.10)$$

όπου b_2 το πλάτος εξόδου της περωτής.

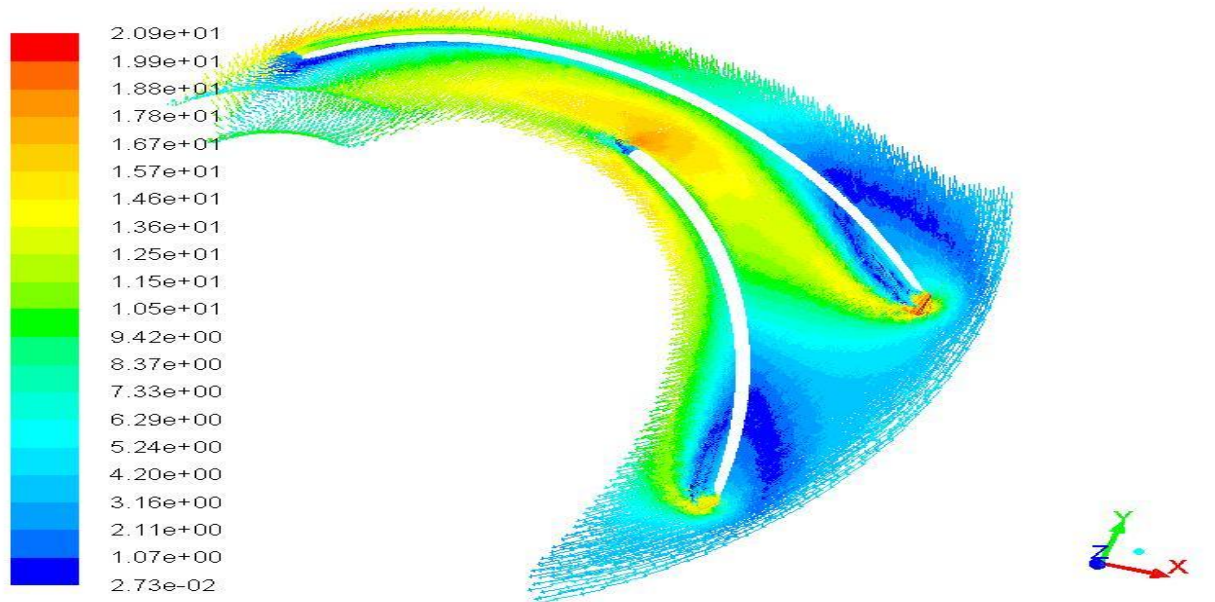


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Oct 22, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

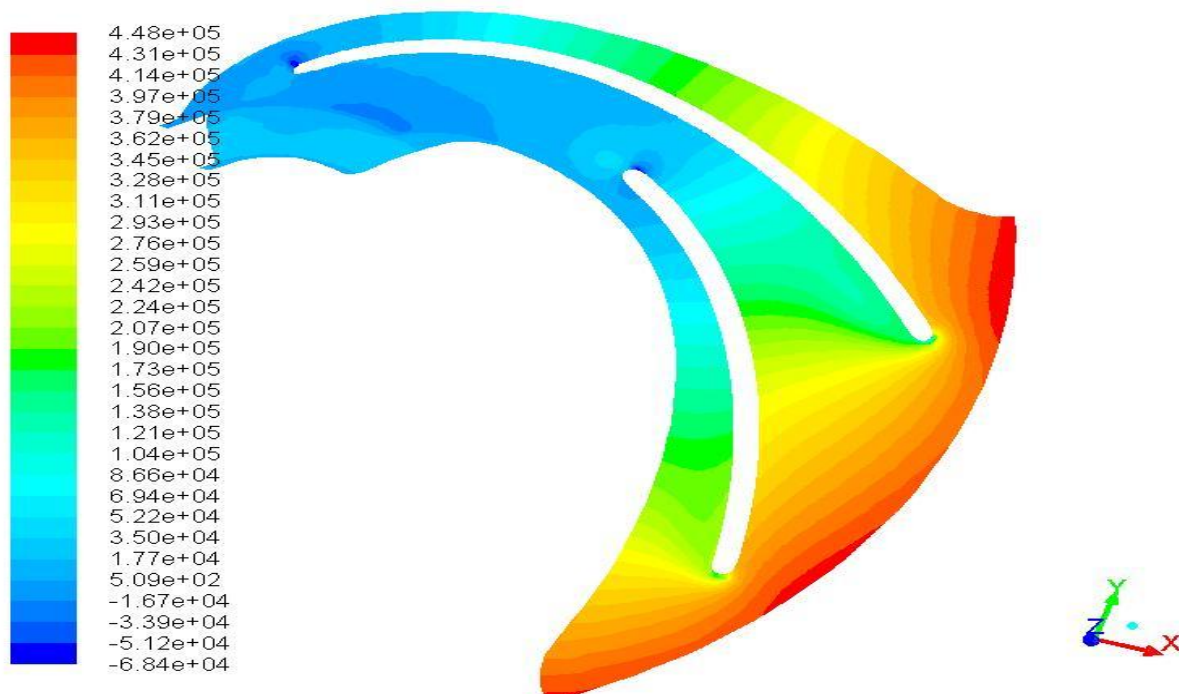
Σχήμα 4.10 Διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας της ροής διαμέσου του υπολογιστικού χωρίου του περυγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.

Στο Σχήμα 4.10 απεικονίζονται τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας της ροής που καταδεικνύουν την πορεία της ροής δια μέσω του υπολογιστικού χωρίου.



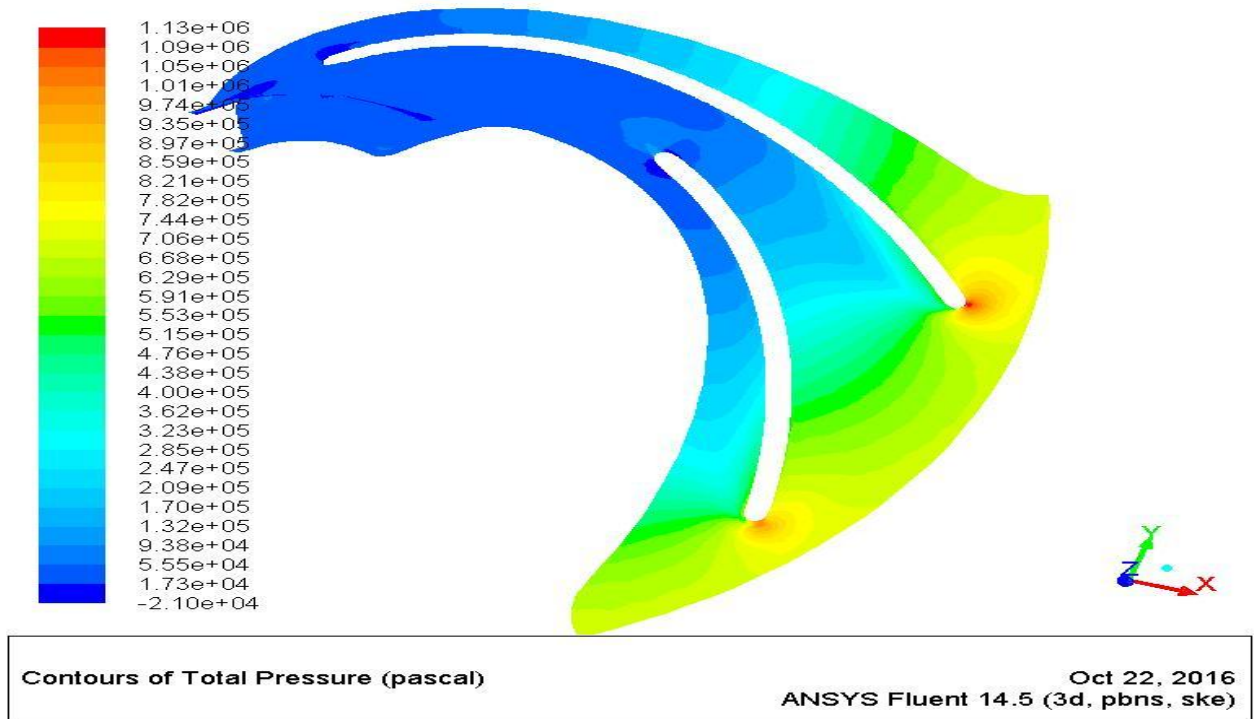
Velocity Vectors Colored By Relative Velocity Magnitude (m/s) Oct 22, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 4.10 Διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής διαμέσου των υπολογιστικού χωρίου του περηνγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.



Contours of Static Pressure (pascal) Oct 22, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 4.11 Ισοϋφείς στατικής πίεσης δια μέσου του υπολογιστικού χωρίου του περηνγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.



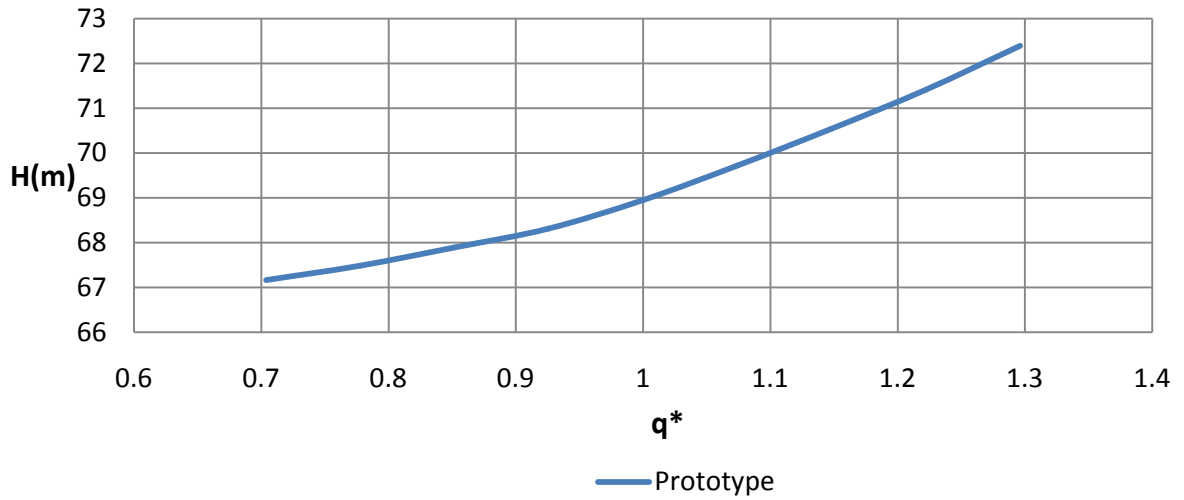
Σχήμα 4.12 Ισουψείς ολικής πίεσης δια μέσου του υπολογιστικού χωρίου του πτερυγίου που αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς.

Στο Σχήμα 4.11 παρουσιάζονται τα διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής ως προς το περιστρεφόμενο πλαίσιο του πτερυγίου.

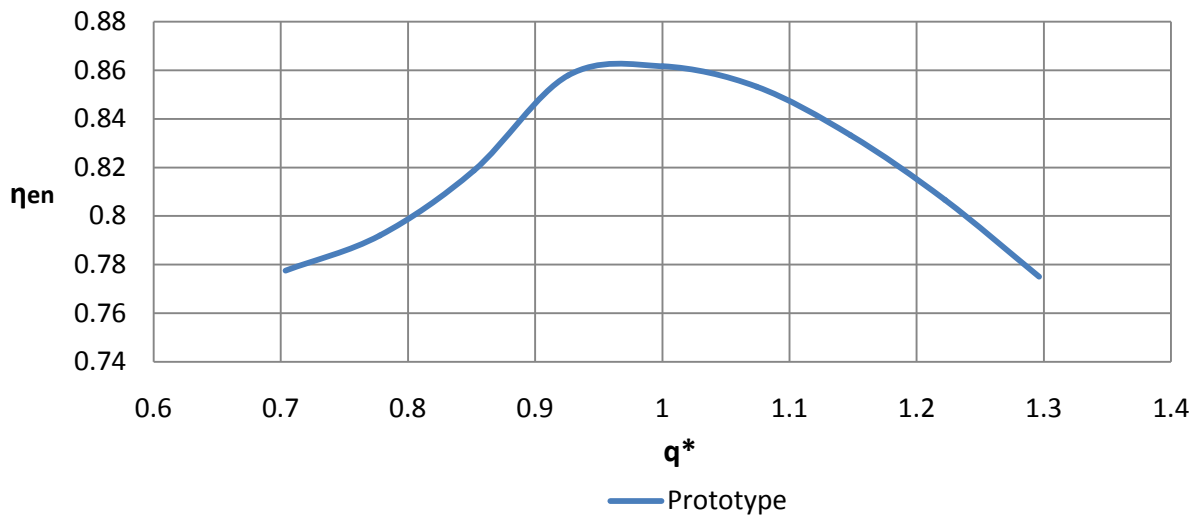
Στο Σχήμα 4.11 είναι εμφανής η αναμενόμενη σταδιακή μείωση της στατικής πίεσης κατά την κίνηση του ρευστού από την εξωτερική διάμετρο (είσοδος) προς την εσωτερική διάμετρο του υπολογιστικού χωρίου (έξοδος). Επίσης είναι φανερή η αυξημένη στατική πίεση στην πλευρά υπερπίεσης του πτερυγίου και η μειωμένη στατική πίεση στην πλευρά υποπίεσης του πτερυγίου.

Στο Σχήμα 4.12 απεικονίζεται η επίσης αναμενόμενη σταδιακή μείωση της ολικής πίεσης κατά την κίνηση του ρευστού από την είσοδο ως την έξοδο του υπολογιστικού χωρίου. Παρατηρείται τοπική αύξηση της ολικής πίεσης στις ακμές προσβολής του κυρίως και του διαχωριστικού πτερυγίου.

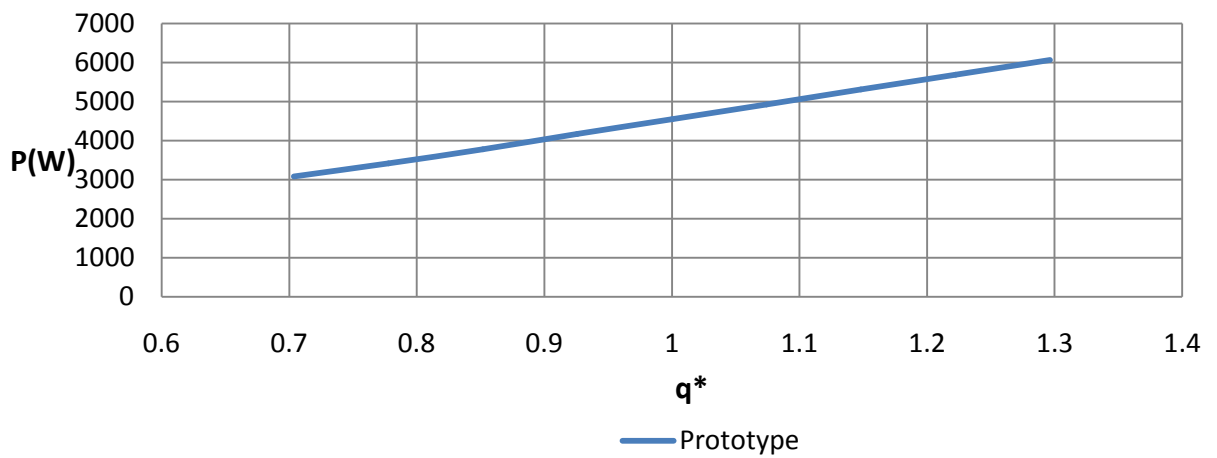
Παρακάτω, παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του αρχικού δρομέα στο εύρος παροχών που εξετάστηκαν (όπου q^* είναι η αδιαστατοποιημένη παροχή προς την ονομαστική $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$). Όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.13 η καμπύλη της Υδραυλικής Πτώσης του πρότυπου δρομέα, προκύπτει με θετική κλίση και τα κοίλα προς τα πάνω. Η καμπύλη του Ενεργειακού βαθμού απόδοσης στο Σχήμα 4.14 προκύπτει στην αναμενόμενη μορφή της, με τα κοίλα προς τα κάτω και με το σημείο του μέγιστου βαθμού απόδοσης $\eta=0.86$ να βρίσκεται στην περιοχή της ονομαστικής παροχής. Τέλος η καμπύλη της Αποδιδόμενης ισχύος Σχήμα 4.15 προκύπτει σχεδόν γραμμική με σταθερή θετική κλίση στο εύρος παροχών που εξετάστηκε.



Σχήμα 4.13 Καμπύλη Υδραυλικής πτώσης - Παροχής του πρότυπου δρομέα



Σχήμα 4.14 Καμπύλη ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής του πρότυπου δρομέα



Σχήμα 4.15 Καμπύλη αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής του πρότυπου δρομέα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Η ανάλυση ευαισθησίας, είναι μία μέθοδος η οποία εφαρμόζεται για να προσδιορίσει την ευαισθησία της λύσης ενός προβλήματος στις μεταβολές των παραμέτρων του. Πριν την ανάλυση ευαισθησίας, υπολογίζεται το κατώτατο και το ανώτερο όριο του διαστήματος στο οποίο μπορεί να παίρνει τιμές μια παράμετρος ενός προβλήματος. Ύστερα οι παράμετροι του προβλήματος, αφήνονται να κυμανθούν σύμφωνα με μία δεδομένη ποσοστιαία μεταβολή και παρατηρούνται οι επακόλουθες μεταβολές στα χαρακτηριστικά μεγέθη του προβλήματος. Οι μεταβλητές πρέπει να ποικίλουν καθεμία χωριστά, ενώ ταυτόχρονα οι άλλες παράμετροι πρέπει να διατηρούνται σταθερές. Με αυτόν τον τρόπο δίνεται η δυνατότητα να καθοριστούν οι κρίσιμες μεταβλητές ή παράμετροι του εξεταζόμενου προβλήματος. Γενικότερα, ως κρίσιμες, νοούνται οι μεταβλητές που επιδρούν σε μεγάλο βαθμό, είτε θετικά είτε αρνητικά στα χαρακτηριστικά μεγέθη.

<u>Ονομασία</u>	<u>Συμβολισμός</u>	<u>Τιμή αναφοράς</u>	<u>Εύρος μεταβολής</u>
Ακτίνα εξόδου του πτερυγίου	r1	0.03	0.025 - 0.035
Ακτίνα εισόδου του πτερυγίου	r2	0.08	0.076 - 0.084
Κλίση της ακμής εκφυγής του πτερυγίου	β_1	30°	20° - 35°
Κλίση της ακμής προσβολής του πτερυγίου	β_2	35°	30° - 40°
Γωνία στροφής της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο επίπεδο x-y	thwr	103°	91° - 115°
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της πτερωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z.	ct_ch1	0.95	0.85 - 1
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της πτερωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y.	ct_ch2	0.95	0.85 - 1
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής.	ct_ml1	0.6	0.5 - 0.7
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής.	ct_ml2	0.5	0.4 - 0.6
Σχετικό μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων ως προς το μήκος του κυρίως πτερυγίου.	ct_lgr	0.75	0.5 - 0.9

Πίνακας 5.1 Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τα εύρη μεταβολής των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της πτερωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου.(Δρομέας)

Παρακάτω, παρουσιάζονται με τη μορφή εικόνων και διαγραμμάτων η διακύμανση των παραμέτρων της γεωμετρίας με την αντίστοιχη μεταβολή των υδραυλικών μεγεθών της υδραυλικής πτώσης $H(m\Sigma Y)$, της ισχύος στον άξονα του δρομέα $P(Watt)$ και του ενεργειακού βαθμού απόδοσης η_{en} του δρομέα. Η γεωμετρία με πράσινο χρώμα αντιστοιχεί στην γεωμετρία αναφοράς ενώ η γεωμετρία με κόκκινο χρώμα αντιστοιχεί στην τροποποιημένη γεωμετρία.

$r1=0.025$

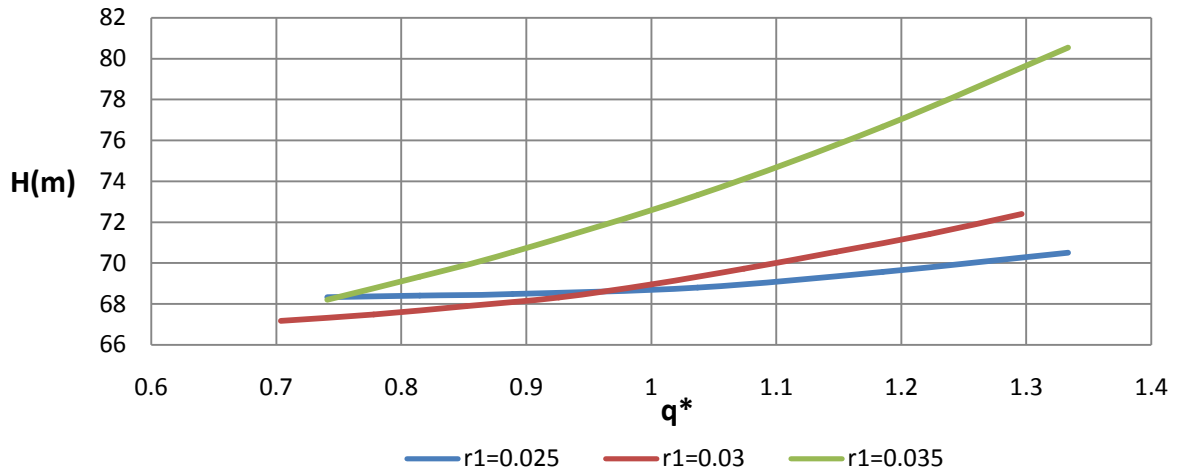


Σχήμα 5.1 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r1=0.025$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r1=0.03$)

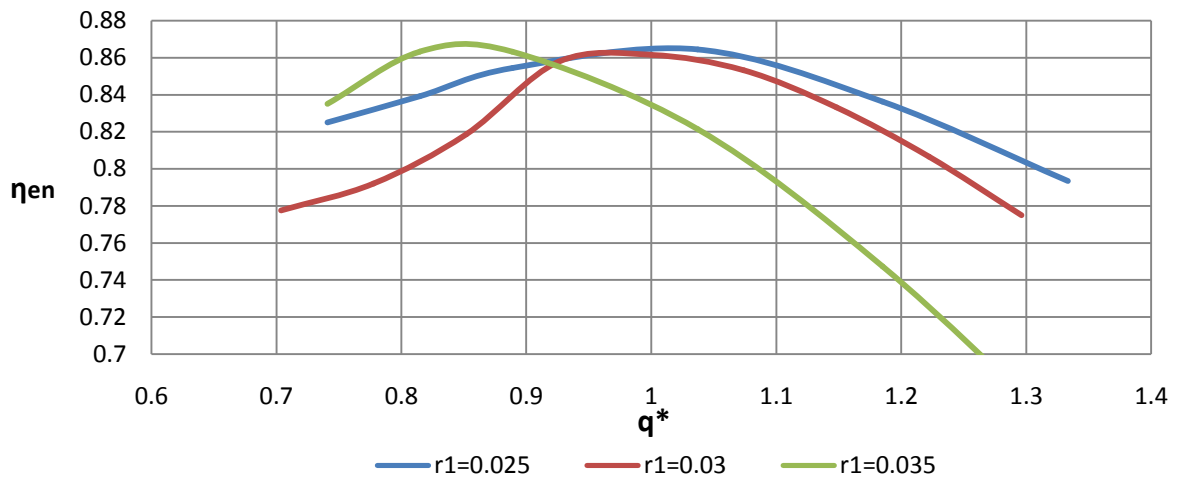
$r1=0.035$



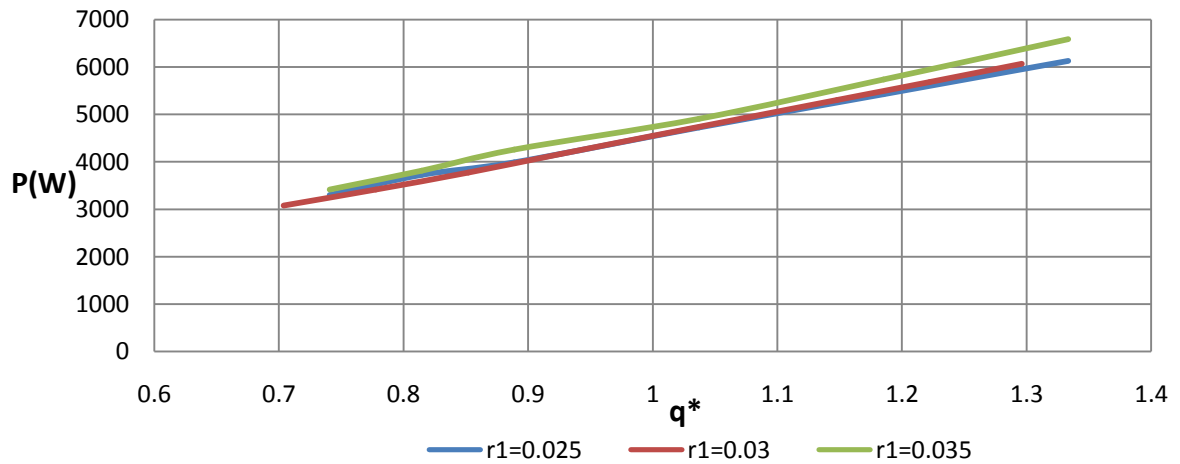
Σχήμα 5.2 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r1=0.035$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r1=0.03$)



Σχήμα 5.3 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου r1



Σχήμα 5.4 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου r1

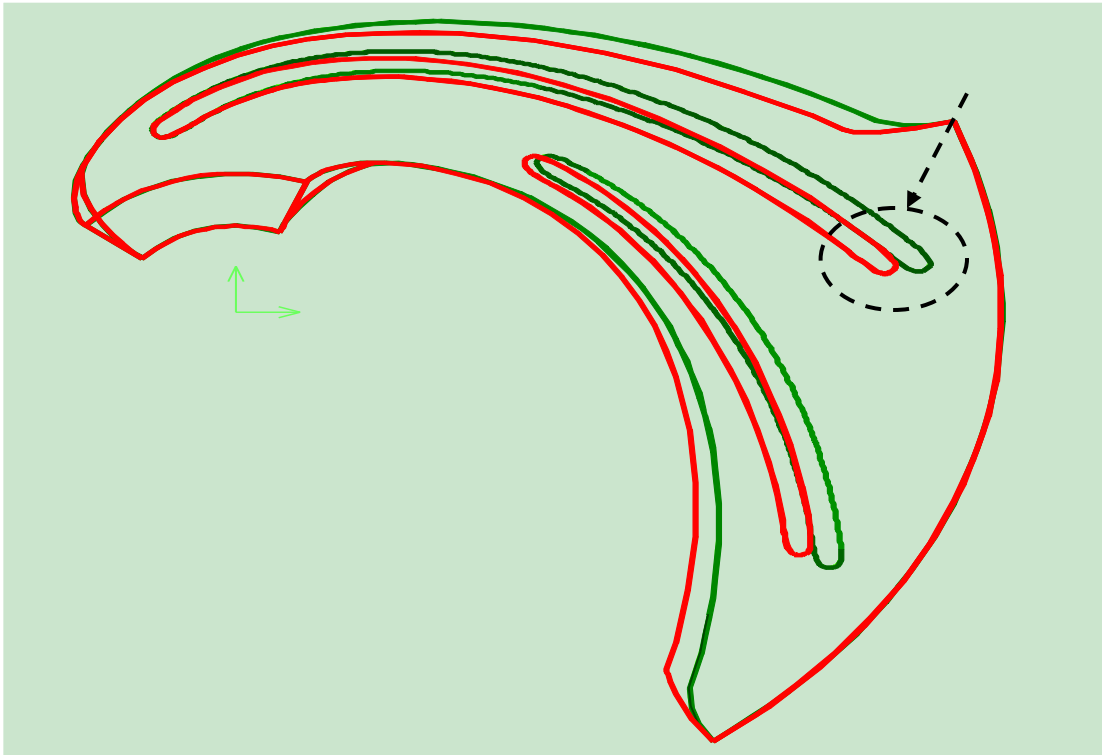


Σχήμα 5.5 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς για μεταβολή της παραμέτρου r1.

Από τα παραπάνω διαγράμματα, συμπεραίνεται ότι για μείωση της ακτίνας εξόδου του πτερυγίου κατά 16.6% ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης του δρομέα προκύπτει σχεδόν ίδιος με τον αντίστοιχο μέγιστο ενεργειακό β.α. της αρχικής γεωμετρίας ($\eta=86\%$) στην παροχή σχεδιασμού ($Q_{ov}=27 \text{ m}^3/\text{h}$). Η καμπύλη που ακολουθεί ο β.α. προκύπτει πιο ομοιόμορφη και πεπλατυσμένη διευρύνοντας την περιοχή καλής λειτουργίας και βελτιώνοντας την ενεργειακή απόδοση του δρομέα για παροχές εκατέρωθεν της ονομαστικής. Η βελτίωση αυτή, παρατηρείται πιο έντονα σε συνθήκες μερικής παροχής ($Q < 27 \text{ m}^3/\text{h}$) όπου η αύξηση του βαθμού απόδοσης αγγίζει το 5%. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του δρομέα, προκύπτει ομαλή με μικρή θετική κλίση περιορίζοντας το εύρος της υδραυλικής πτώσης για το εύρος παροχών στο οποίο λειτουργεί. Παρατηρούνται μικρές μεταβολές της υδραυλικής πτώσης πριν και μετά την ονομαστική παροχή με τις τιμές της $H(m)$ της τροποποιημένης γεωμετρίας να είναι αρχικά λίγο μεγαλύτερες από την πρότυπη γεωμετρία και μετά την ονομαστική παροχή να μειώνονται σταδιακά. Παρολαυτά η τιμή της $H(m)$ της τροποποιημένης γεωμετρίας στην ονομαστική παροχή προκύπτει σχεδόν ίδια με την τιμή της υδραυλικής πτώσης ($H=69 \text{ m}$) της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος στον τροποποιημένο δρομέα προκύπτει ίδια με την αντίστοιχη του πρότυπου δρομέα στο εύρος λειτουργίας που εξετάστηκε.

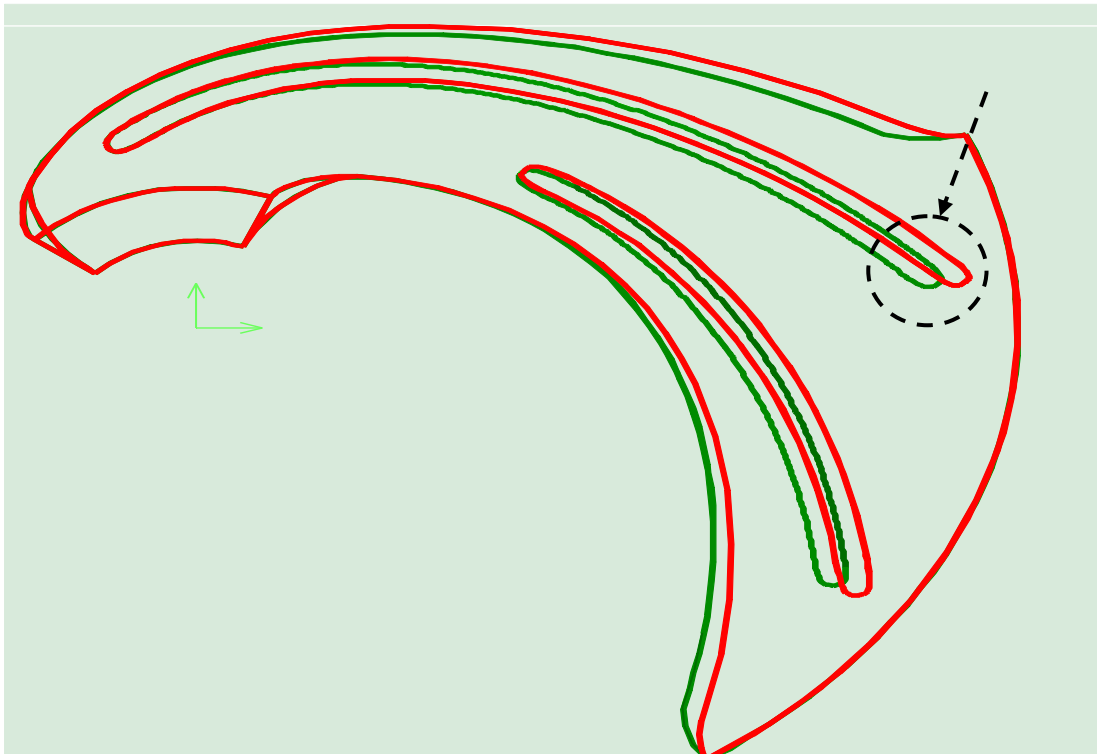
Από την άλλη, για αύξηση της ακτίνας εξόδου του πτερυγίου κατά 16.6% παρατηρείται σημαντική μεταβολή των λειτουργικών χαρακτηριστικών και του βαθμού απόδοσης. Στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης παρατηρείται μία μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας του δρομέα προς χαμηλότερες παροχές ως αποτέλεσμα της μειωμένης ωφέλιμης διατομής μεταξύ των πτερυγίων της τροποποιημένης γεωμετρίας. Η μείωση της ωφέλιμης διατομής αυξάνει τη μέση ταχύτητα της ροής και οδηγεί σε αυξημένες απώλειες λόγω τριβής στην ονομαστική παροχή. Επομένως η τροποποιημένη γεωμετρία του δρομέα αποδίδει καλύτερα σε χαμηλότερη παροχή. Συγκεκριμένα, ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζεται για $0.85Q_{ov}$ και αγγίζει την τιμή ($\eta = 0.87\%$). Η καμπύλη του ενεργειακού βαθμού απόδοσης προκύπτει πιο απότομη σε σχέση με την καμπύλη του πρότυπου δρομέα για παροχές εκατέρωθεν της κανονικής ($Q_K = 0.85Q_{ov}$) με αποτέλεσμα ο τροποποιημένος δρομέας να λειτουργεί αποδοτικά μόνο σε μία μικρή περιοχή του συνολικού εύρους παροχών. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα παρατηρείται και αυτή απότομη, με μεγάλη θετική κλίση προσφέροντας μεγάλη διακύμανση της υδραυλικής πτώσης (68-81m) στο εύρος παροχών (20-36 m^3/h). Συγκρίνοντας την καμπύλη υδραυλικής πτώσης του καινούριου δρομέα με την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα, παρατηρούμε ότι για μικρή παροχή ($0.7Q_{ov}$) οι τιμές των $H(m)$ είναι παρόμοιες ενώ όσο αυξάνουμε την παροχή οι διαφορές στις υδραυλικές πτώσεις γίνονται όλο μεγαλύτερες και στο $1.3Q_{ov}$ η διαφορά προσεγγίζει τα 8 m. Τέλος παρατηρείται μικρή αύξηση της περιφερειακής ισχύος στον τροποποιημένο δρομέα σε σχέση με τον αρχικό, καθ'όλο το εύρος παροχών καθώς η τροποποιημένη γεωμετρία ευνοεί την αύξηση των στατικών πιέσεων στις επιφάνειες των πτερυγίων και άρα ροπών ως προς τον άξονα περιστροφής.

$r^2=0.076$

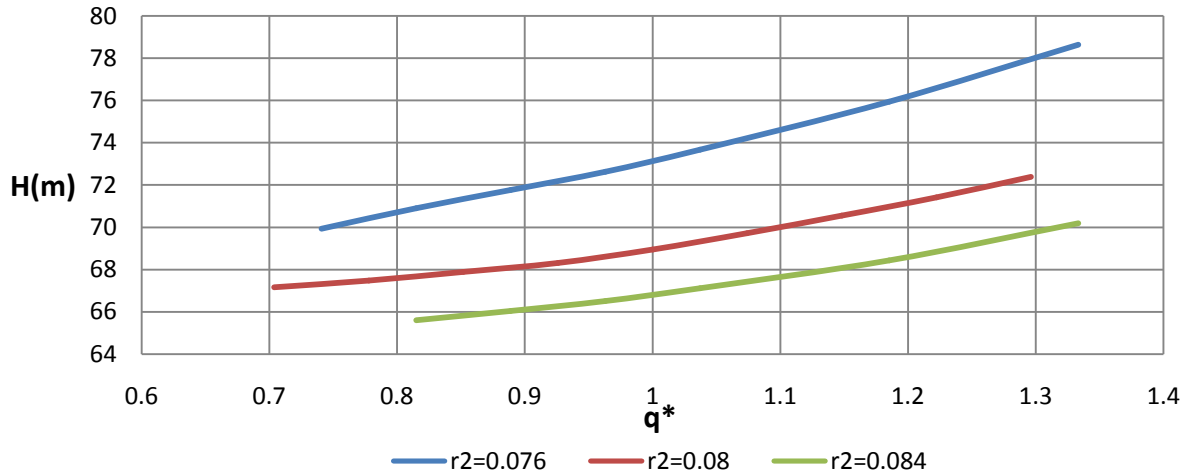


Σχήμα 5.6 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r^2=0.076$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r^2=0.08$)

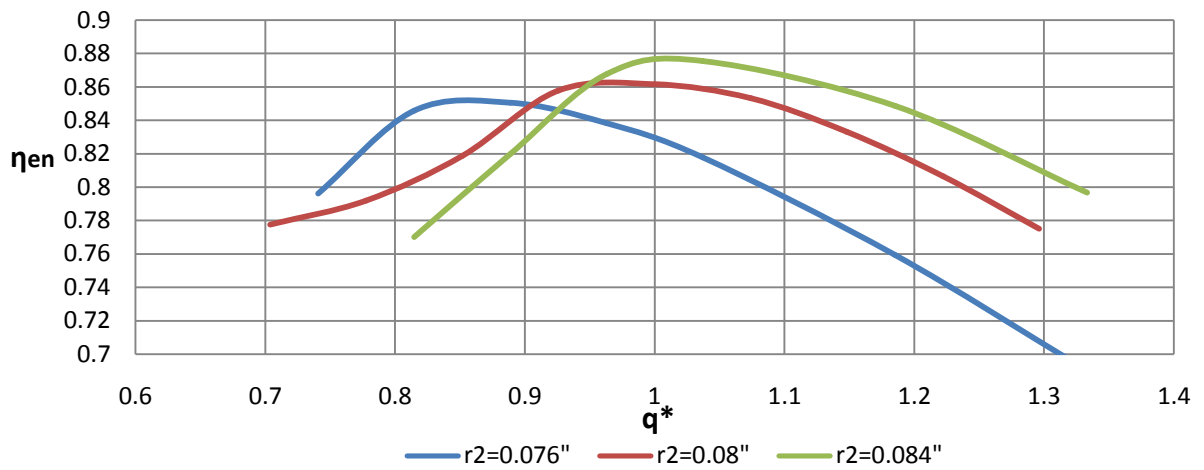
$r^2=0.084$



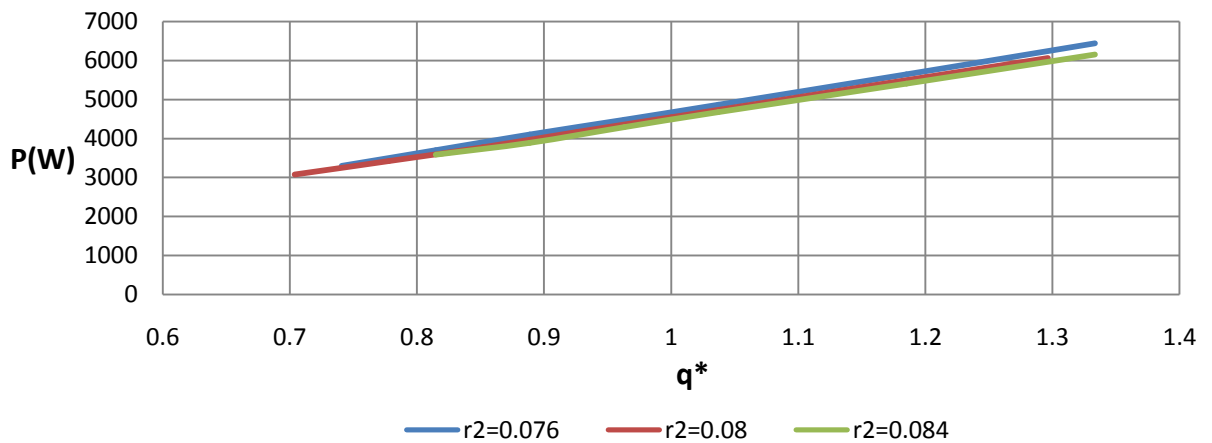
Σχήμα 5.7 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($r^2=0.084$) - γεωμετρίας αναφοράς ($r^2=0.08$)



Σχήμα 5.8 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου r_2



Σχήμα 5.9 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου r_2



Σχήμα 5.10 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς για μεταβολή της παραμέτρου r_2

Από τα παραπάνω διαγράμματα, συμπεραίνεται ότι για μείωση της ακτίνας εισόδου του πτερυγίου κατά 5% ο παρατηρείται μικρή μείωση του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta = 0.85$ σε σχέση με τον αντίστοιχο ενεργειακό β.α. $\eta = 0.86$ της πρότυπης γεωμετρίας ενώ η θέση του μετατοπίζεται σε χαμηλότερη παροχή $0.85Q_{ov}$. Στην ονομαστική παροχή $Q=27 \text{ m}^3/\text{h}$ ο ενεργειακός β.α. του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει ίσος με $\eta=0.83$. Η χαρακτηριστική καμπύλη του ενεργειακού β.α του τροποποιημένου δρομέα, προκύπτει με μεγάλες κλίσεις εκατέρωθεν του μέγιστου ενεργειακού β.α. με αποτέλεσμα περιορισμένη περιοχή καλής λειτουργίας και απότομη πτώση της απόδοσης στις αλλαγές φορτίου. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει κατά 5% πιο ψηλά στις χαμηλές παροχές από την αντίστοιχη καμπύλη υδραυλικής πτώσης του αρχικού δρομέα με τη διαφορά να αυξάνεται καθώς ανεβαίνει η παροχή αγγίζοντας το 10%. Η καμπύλη παρατηρείται πιο απότομη έχοντας μεγαλύτερη θετική κλίση από την αντίστοιχη πρότυπη αυξάνοντας το εύρος του υδραυλικής πτώσης στο οποίο λειτουργεί (70-78m). Η υδραυλική πτώση στο σημείο μέγιστου ενεργειακού β.α. προκύπτει ίση με $H = 71\text{m}$ ενώ στην ονομαστική παροχή προκύπτει $H=73\text{m}$. Οι διαφορές μεταξύ της καμπύλης περιφερειακής ισχύος του τροποποιημένου δρομέα και του πρότυπου είναι αμελητέες στο εύρος παροχών που εξετάστηκε.

Από την άλλη, για αύξηση της ακτίνας εισόδου του πτερυγίου κατά 5% ,παρατηρούμε ότι ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα έχει βελτιωθεί αγγίζοντας το $\eta=0.88$ στην ονομαστική παροχή λειτουργίας $Q=27\text{m}^3/\text{h}$. Αυτό ενδεχομένως να συμβαίνει επειδή αυξήθηκε η καθαρή ωφέλιμη διατομή ανάμεσα στα πτερύγια και μειώθηκαν οι μέσες ταχύτητες της που με τη σειρά τους μείωσαν τις υδραυλικές απώλειες τριβής. Η καμπύλη προκύπτει πιο απότομη εκατέρωθεν της ονομαστικής παροχής ειδικά στην περιοχή μερικής παροχής. Αντίθετα στην περιοχή $Q > 27 \text{ m}^3/\text{h}$ η κλίση που παρατηρείται είναι μικρότερη προσφέροντας πιο αποδοτική λειτουργία του τροποποιημένου δρομέα σε σχέση με τον αρχικό στις μεγαλύτερες παροχές. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει κατά 3% μικρότερη της αντίστοιχης καμπύλης του πρότυπου δρομέα σε όλο το εύρος παροχών (22-36 m^3/h). Ο καινούριος δρομέας προσφέρει διακύμανση υδραυλικού ύψους στο διάστημα (65-70m). Η τιμή της υδραυλικής πτώσης στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 67 m. Όπως και στην από πάνω περίπτωση, έτσι και εδώ, δεν παρατηρείται σημαντική διαφορά μεταξύ των αποδιδόμενων ισχύων των δύο δρομέων καθώς από το διάγραμμα της ισχύος φαίνεται πως η ισχύς παραμένει σχεδόν ίδια σε όλο το εύρος παροχών με την ονομαστική ισχύ να προκύπτει ίση με 4.6 KW.

$\beta_1=20^\circ$

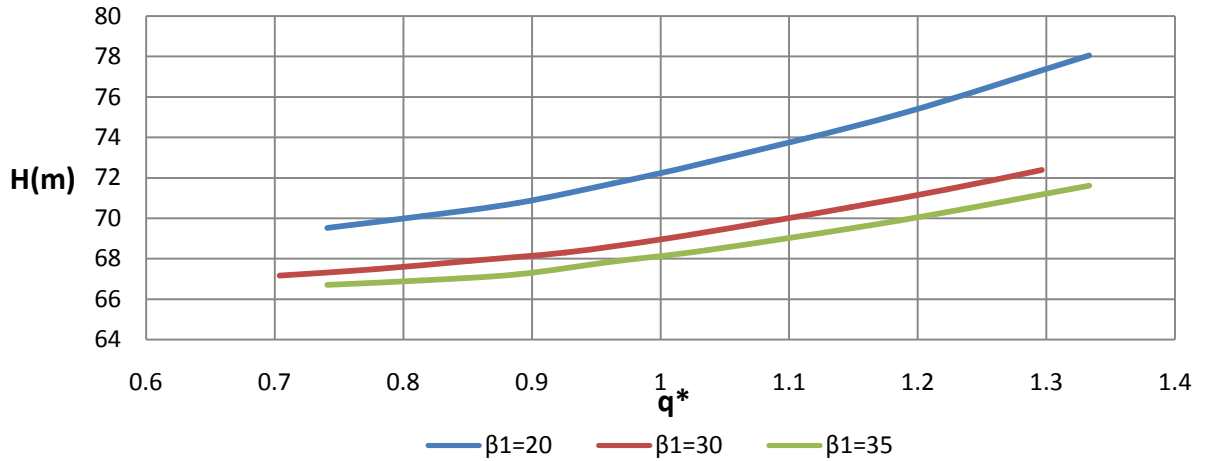


Σχήμα 5.11 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_1=20^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_1=30^\circ$)

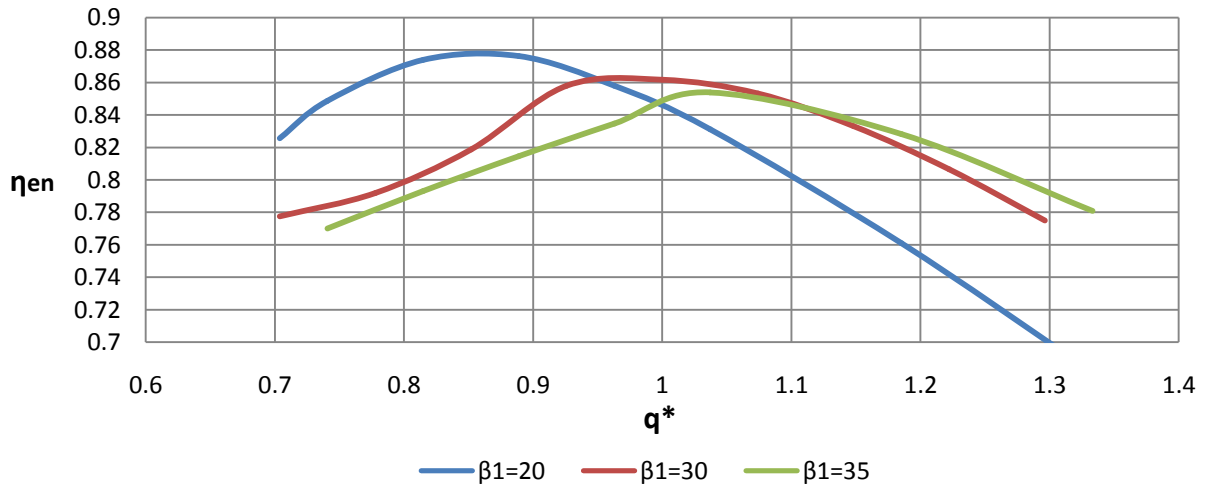
$\beta_1=35^\circ$



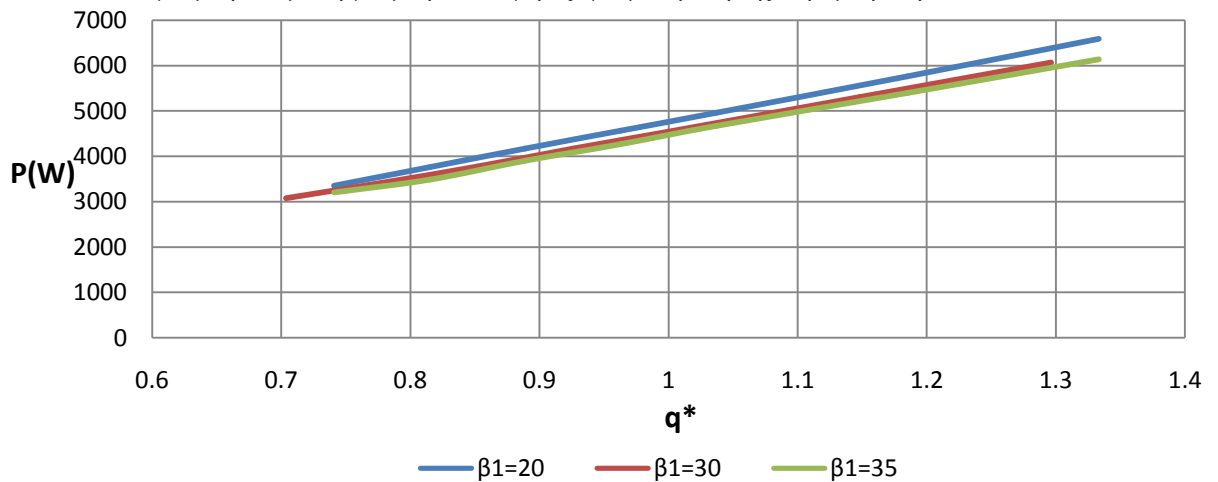
Σχήμα 5.12 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_1=35^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_1=30^\circ$)



Σχήμα 5.13 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_1



Σχήμα 5.14 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_1

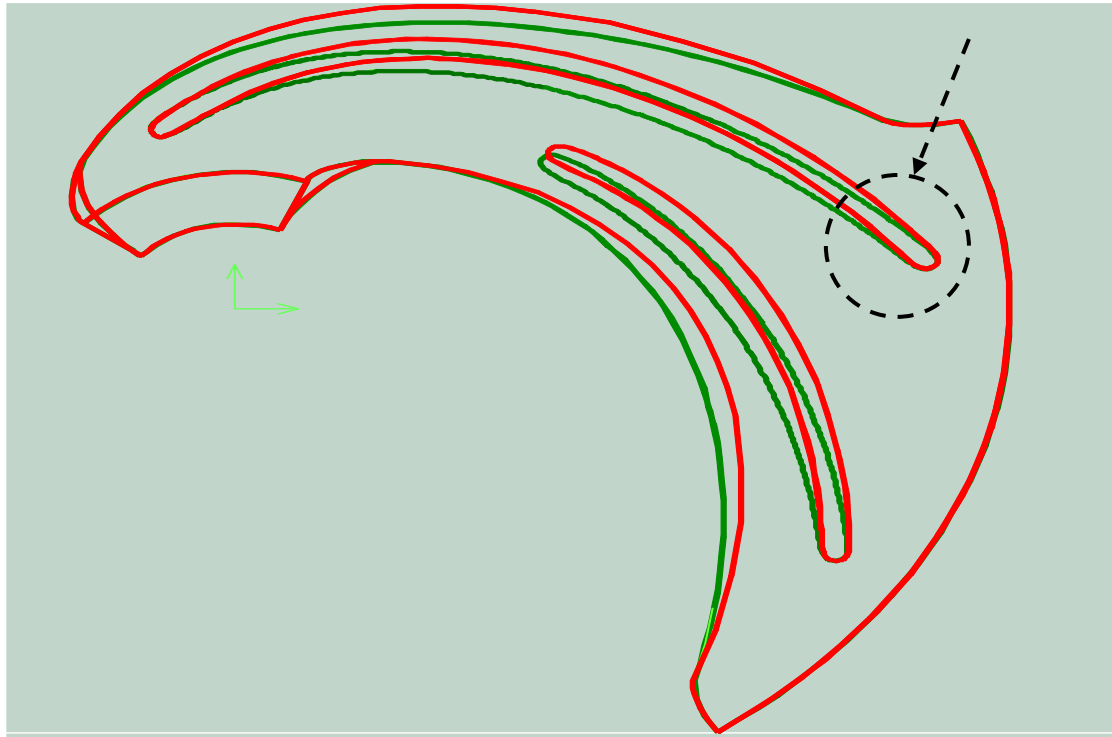


Σχήμα 5.15 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_1 .

Από τα παραπάνω διαγράμματα, συμπεραίνεται πως για μείωση της γωνίας εξόδου του πτερυγίου κατά 33% παρατηρείται αύξηση του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta=0.88$ σε σχέση με τον αντίστοιχο μέγιστο ενεργ.β.α $\eta=0.86$ της πρότυπης γεωμετρίας με ταυτόχρονη μετατόπιση της θέσης του σε χαμηλότερη παροχή $0.85Q_{ov}$. Η μετατόπιση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης που παρατηρείται, ενδεχομένως να οφείλεται στο ότι μεταβάλλοντας την γωνία εξόδου του πτερυγίου β_1 , το τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα στην ονομαστική παροχή ($Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$) δεν είναι πλέον ορθογώνιο με αποτέλεσμα να υπάρχουν αυξημένες απώλειες στην έξοδο. Η μεταβολή της παραμέτρου β_1 αλλάζει το κανονικό σημείο λειτουργίας του δρομέα. Στην ονομαστική παροχή $Q=27 \text{ m}^3/\text{h}$, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης προκύπτει ίσος με $\eta=0.84$. Η καμπύλη του β.α. του τροποποιημένου δρομέα εκατέρωθεν του μέγιστου εμφανίζεται πιο απότομη από την αντίστοιχη του καμπύλη του πρότυπου δρομέα με τις κλίσεις για $Q < Q_K$ και $Q > Q_K$ να είναι κατά απόλυτη τιμή σχεδόν ίσες προσφέροντας ικανοποιητική απόδοση του δρομέα (0.85-0.88) στο διάστημα παροχών ($0.75Q_{ov} - 0.95Q_{ov}$). Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του καινούριου δρομέα εμφανίζεται υψηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα καθόλο το εύρος παροχών ($20-36 \text{ m}^3/\text{h}$). Η υδραυλική πτώση προκύπτει κατά 3% μεγαλύτερη από την καμπύλη της αρχικής γεωμετρίας με τη διαφορά να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε υψηλότερες παροχές και να αγγίζει το 8%. Η θετική κλίση της καμπύλης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει πιο απότομη από την πρότυπη καμπύλη προσφέροντας μεγαλύτερη διακύμανση της υδραυλικής πτώσης (70-78 m) στο εύρος παροχών. Η υδραυλική πτώση του τροποποιημένου δρομέα στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 72 m ενώ στην κανονική του παροχή προκύπτει ίση με 70.5 m. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος του τροποποιημένου δρομέα εμφανίζεται να είναι ελαφρώς μεγαλύτερη της πρότυπης λόγω της υψηλότερης υδραυλικής πτώσης, με τη μικρή διαφορά να είναι πιο εμφανής στις μεγάλες τιμές της παροχής.

Από την άλλη για αύξηση της γωνίας εξόδου του πτερυγίου κατά 16.6% παρατηρείται μικρή μείωση του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta=0.855$ της τροποποιημένης γεωμετρίας με παράλληλη μικρή μετατόπιση του κανονικού σημείου λειτουργίας σε μεγαλύτερη παροχή $1.05Q_{ov}$ στην ονομαστική παροχή $Q=27 \text{ m}^3/\text{h}$ ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει λίγο μικρότερος. Η καμπύλη εμφανίζεται να έχει παρόμοια κλίση εκατέρωθεν του κανονικού σημείου λειτουργίας της με την πρότυπη καμπύλη. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει ελαφρώς χαμηλότερα της τάξης 2% από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα με τη διαφορά να είναι σχεδόν σταθερή καθόλο το εύρος παροχών. Συγκρίνοντας την καμπύλη με την πρότυπη, παρατηρούμε ότι έχουν σχεδόν την ίδια μικρή θετική κλίση με αποτέλεσμα η διακύμανση του υδραυλικού ύψους να είναι και αυτή παρόμοια. Η υδραυλική πτώση στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 68m ενώ στην κανονική παροχή 69 m. Οι διαφορές στην περιφερειακή ισχύ του τροποποιημένου και του πρότυπου δρομέα παρατηρούνται να είναι αμελητέες.

$\beta_2=30^\circ$

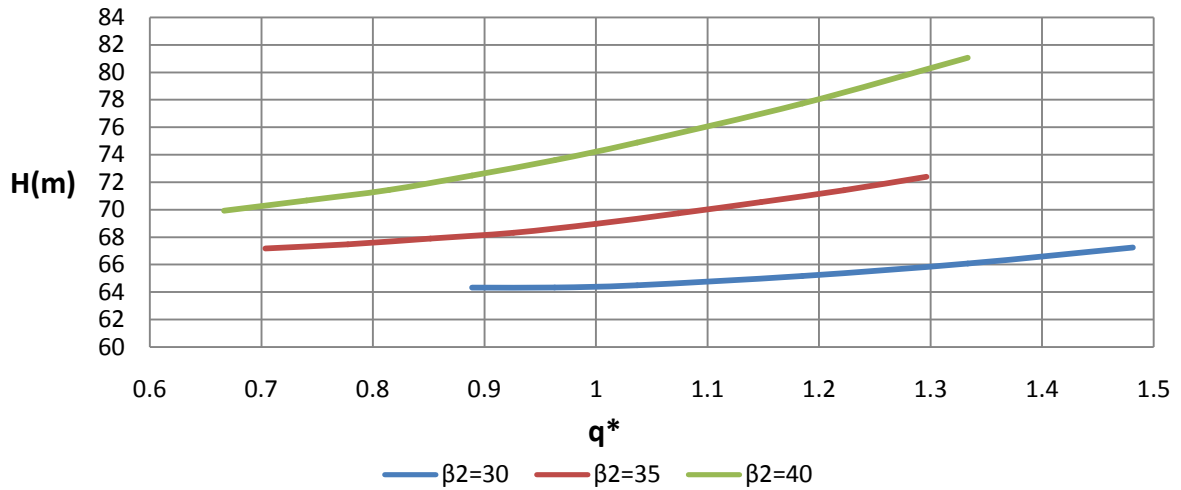


Σχήμα 5.16 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_2=30^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_2=35^\circ$)

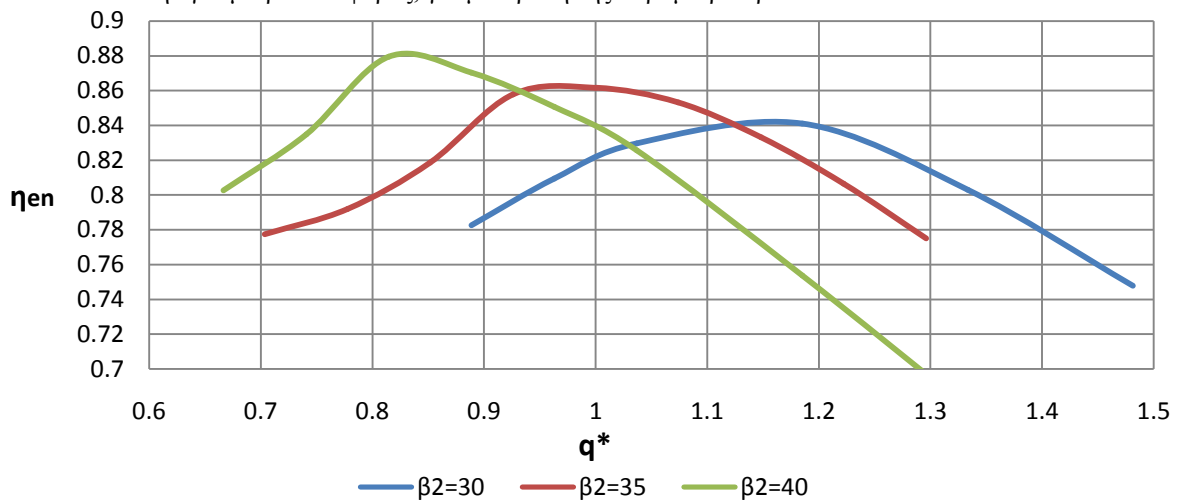
$\beta_2=40^\circ$



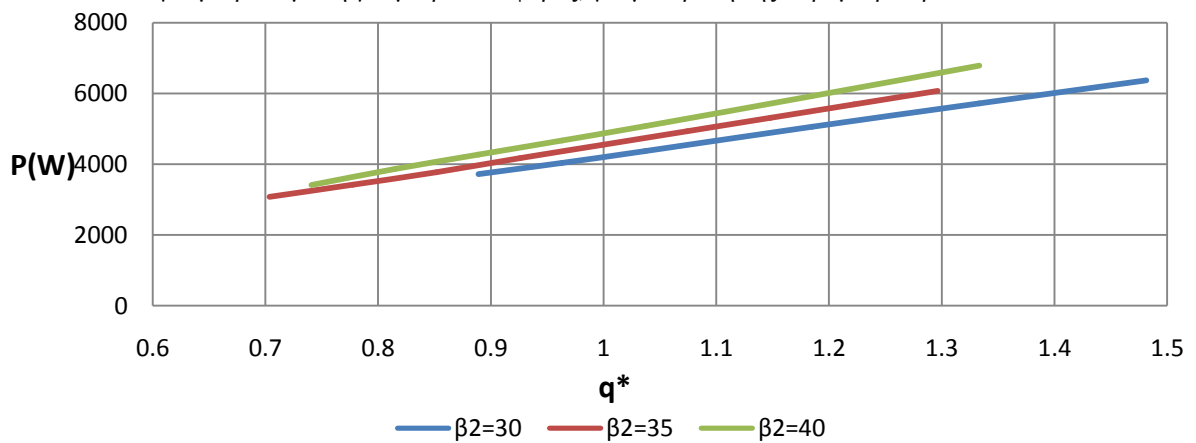
Σχήμα 5.17 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας ($\beta_2=40^\circ$) - γεωμετρίας αναφοράς ($\beta_2=35^\circ$)



Σχήμα 5.18 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .



Σχήμα 5.19 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .

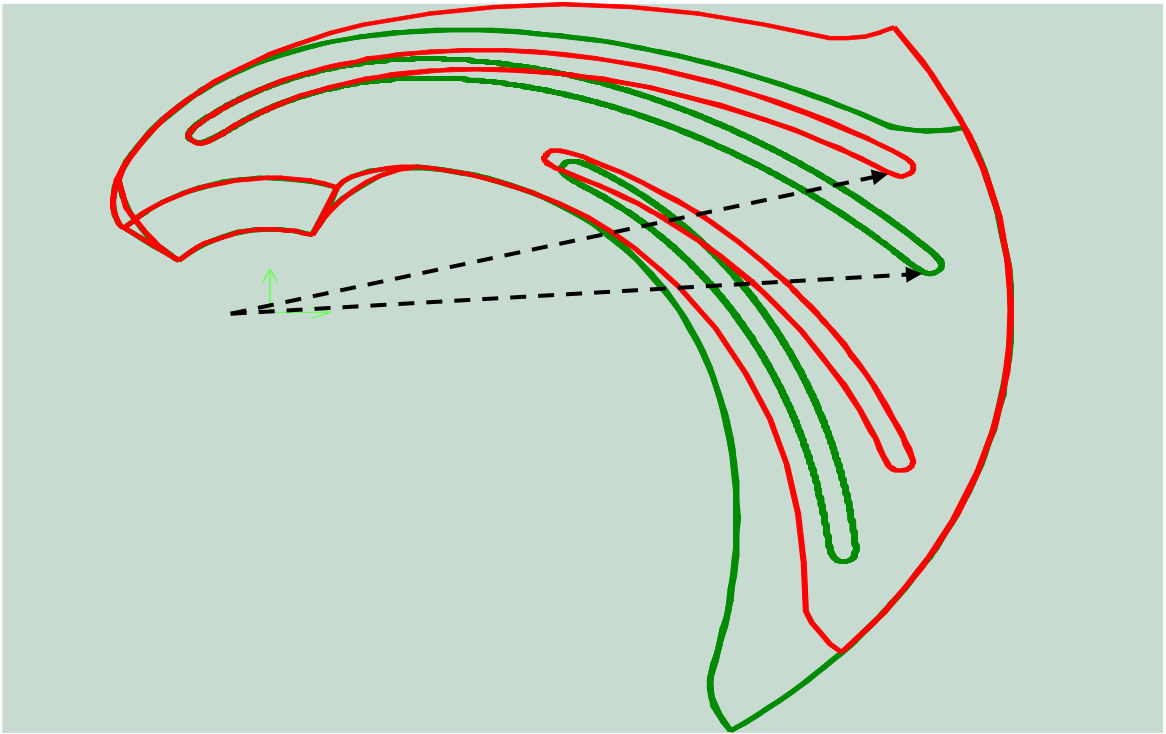


Σχήμα 5.20 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου β_2 .

Από τα παραπάνω διαγράμματα, συμπεραίνεται πως για μείωση τις γωνίας εισόδου του πτερυγίου κατά 14%, ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα μειώνεται $\eta = 0.84$ σε σχέση με τον αντίστοιχο μέγιστο του αρχικού δρομέα $\eta=0.86$ με ταυτόχρονη μετατόπιση του κανονικού σημείου λειτουργίας σε υψηλότερη παροχή $1.15Q_{ov}$. Η κλίση β_2 του πτερυγίου είναι μία από τις βασικότερες παραμέτρους σχεδιασμού και καθορίζει την κλίση της καμπύλης της υδραυλικής πτώσης του δρομέα. Όσο μικρότερη είναι η κλίση του πτερυγίου β_2 , τόσο μικρότερη είναι και η κλίση της καμπύλης της υδραυλικής πτώσης. Επομένως η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει αναμενόμενα χαμηλότερη. Η χαρακτηριστική καμπύλη προκύπτει πεπλατυσμένη στο εύρος παροχών με ομαλές κλίσεις εκατέρωθεν του μέγιστου υδρ.β.α. Η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην ονομαστική παροχή προκύπτει $\eta = 0.82$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα κυμαίνεται σε χαμηλότερα ύψη από την αντίστοιχη του πρότυπου δρομέα με μικρότερη θετική γωνία κλίσης περιορίζοντας τη διακύμανση της υδραυλικής πτώσης στο διάστημα (64-67m). Η υδραυλική πτώση που προκύπτει στην ονομαστική παροχή $Q_{ov}=27 \text{ m}^3/\text{h}$ είναι ίση με $H=64 \text{ m}$ ενώ στο σημείο του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $1.15Q_{ov}$ είναι ίση με $H = 65\text{m}$. Η περιφερειακή ισχύς που αποδίδεται στον τροποποιημένο δρομέα εμφανίζεται ελαφρώς μικρότερη καθ'όλο το εύρος λειτουργίας λόγω της χαμηλότερης υδραυλικής πτώσης, με τη διαφορά να επεκτείνεται καθώς μετακινούμαστε σε υψηλότερες παροχές. Η ισχύς στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 4.1 KW ενώ στην κανονική προκύπτει γύρω στα 5 KW.

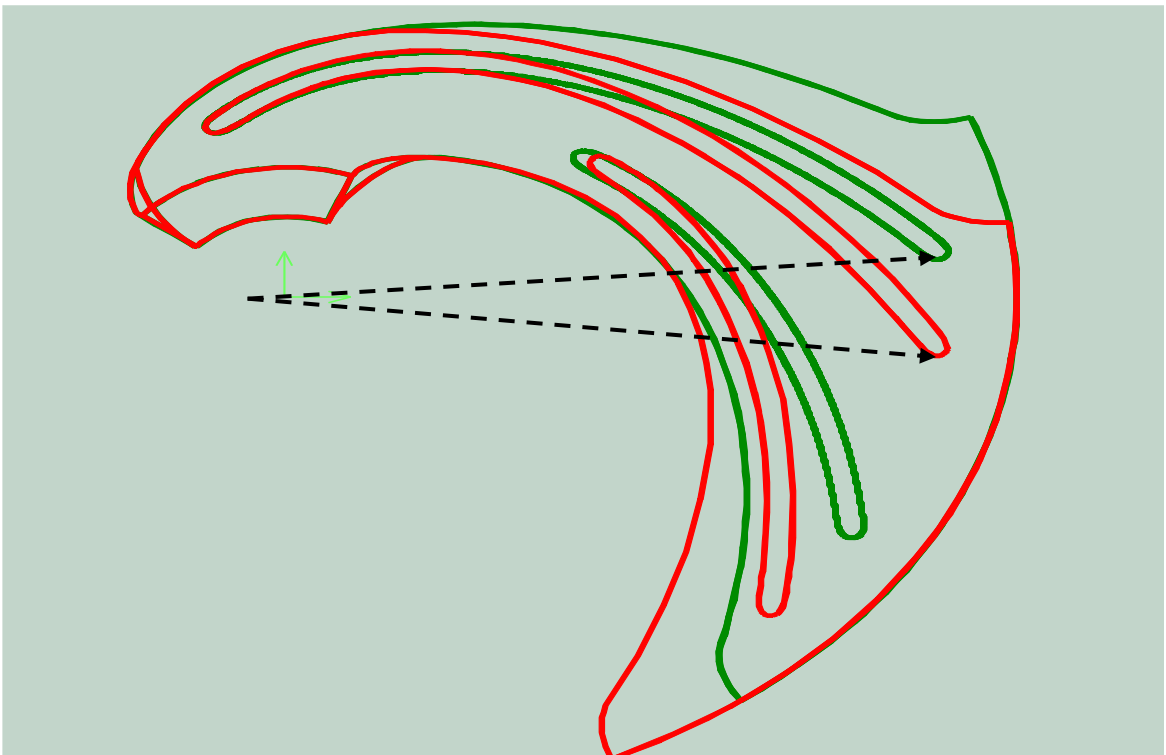
Αντίθετα, η αύξηση της γωνίας εισόδου του πτερυγίου κατά 14% προκαλεί σημαντική αύξηση του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta=0.88$ του τροποποιημένου δρομέα σε σχέση με τον αρχικό με παράλληλη μετατόπιση του κανονικού σημείου λειτουργίας σε χαμηλότερη παροχή $0.85Q_{ov}$. Η καμπύλη που προκύπτει χαρακτηρίζεται από απότομη και έντονη κλίση εκατέρωθεν του κανονικού σημείου λειτουργίας της περιορίζοντας το εύρος καλής λειτουργίας στο διάστημα $0.8Q_{ov} - 0.9Q_{ov}$. Στην ονομαστική παροχή, η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης προκύπτει ίση με 0.84. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του νέου δρομέα προκύπτει να είναι υψηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα με την θετική της κλίση να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε υψηλότερες παροχές κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο καθώς η μεγαλύτερη κλίση β_2 συνεπάγεται μεγαλύτερη κλίση της καμπύλης υδραυλικής πτώσης. Λόγω της αυξανόμενης κλίσης οι διαφορές στις υδραυλικές πτώσεις μεταξύ του τροποποιημένου και του αρχικού δρομέα αυξάνονται με την αύξηση της παροχής και διευρύνεται και το εύρος διακύμανσης της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα στα 70-80m. Η υδραυλική πτώση του τροποποιημένου δρομέα στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 74m ενώ στο κανονικό σημείο λειτουργίας του είναι ίση με 72m. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος στον τροποποιημένο δρομέα εμφανίζεται ελαφρώς υψηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα καθ'όλο το εύρος παροχών κυρίως λόγω της υψηλότερης υδραυλικής πτώσης, με τις διαφορές να είναι πιο φανερές στις μεγάλες παροχές. Η αποδιδόμενη ισχύς στην ονομαστική παροχή είναι ίση με 5 KW ενώ στην κανονική παροχή προκύπτει ίση με 4 KW.

thwr=91°

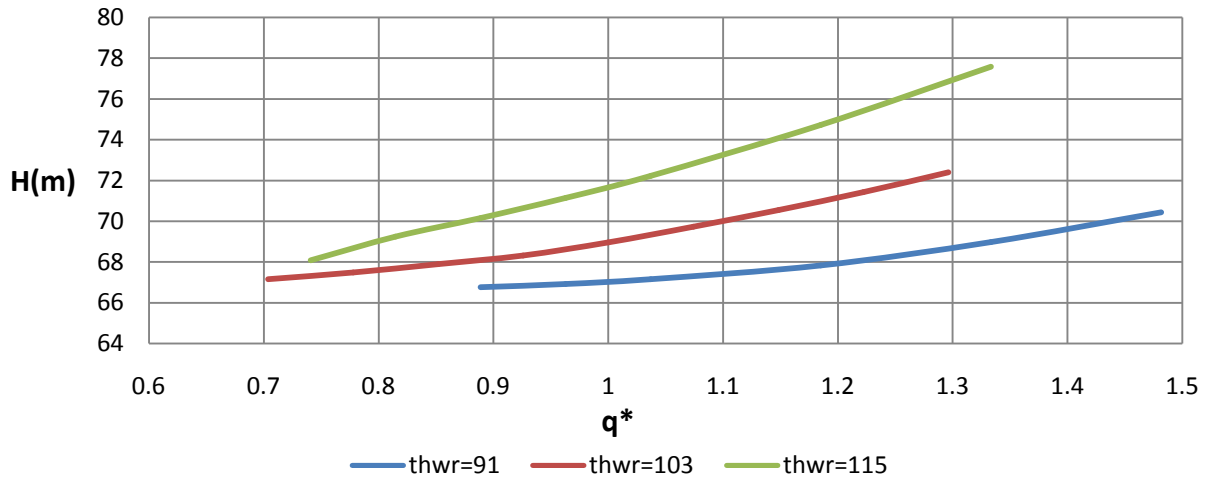


Σχήμα 5.21 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (thwr=91°) - γεωμετρίας αναφοράς (thwr=103°)

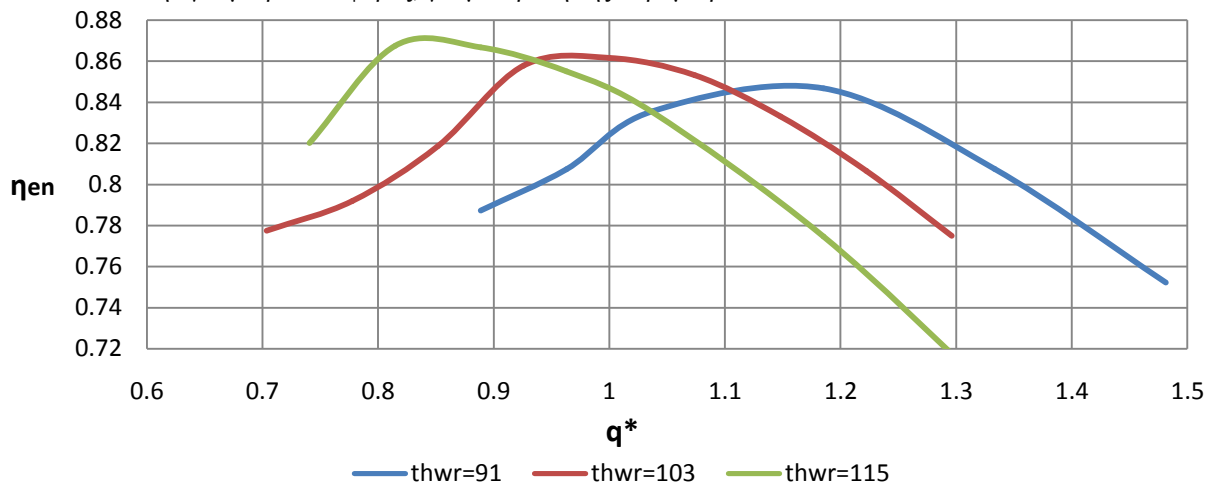
thwr=115°



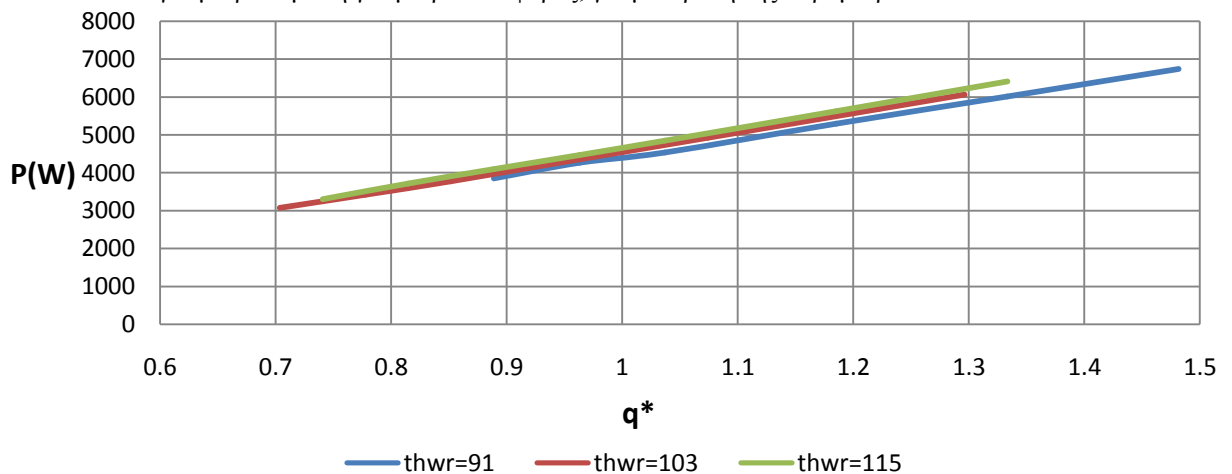
Σχήμα 5.22 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (thwr=115°) - γεωμετρίας αναφοράς (thwr=103°)



Σχήμα 5.23 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου thwr.



Σχήμα 5.24 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου thwr.

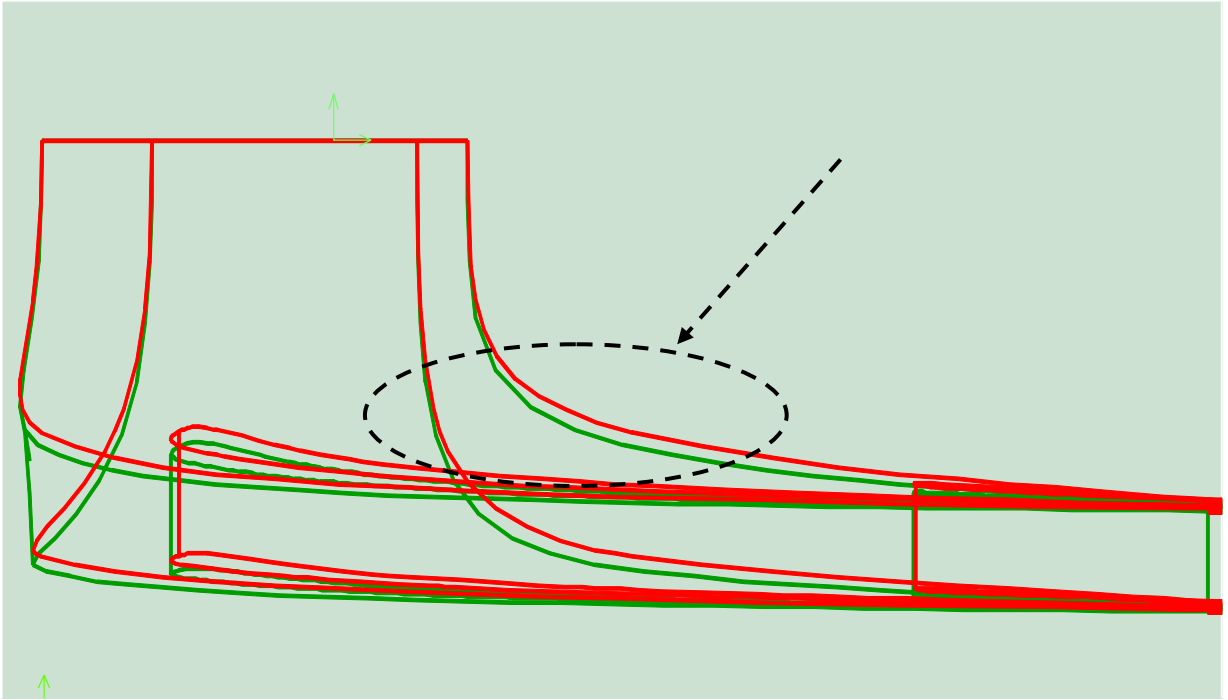


Σχήμα 5.25 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου thwr.

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται πως για μείωση κατά 11% της γωνίας στροφής του πτερυγίου, ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα σημειώνει μικρή μείωση ($\eta = 0.85$) σε σχέση με τον αντίστοιχο μέγιστο ενεργειακό β.α του αρχικού δρομέα ($\eta = 0.86$) ενώ παράλληλα, η θέση του μετατοπίζεται σε υψηλότερη παροχή $1.15Q_{ov}$. Η μετατόπιση αυτή είναι αποτέλεσμα της αύξησης της ωφέλιμης διατομής μεταξύ των πτερυγίων που συνεπάγεται αύξηση της διερχόμενης παροχής. Η μεταβολή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του νέου δρομέα χαρακτηρίζεται ομαλή χωρίς απότομες κλίσεις εκατέρωθεν του κανονικού σημείου λειτουργίας με αποτέλεσμα η σχετικά καλή απόδοση του να κυμαίνεται στο διάστημα $1.05Q_{ov} - 1.25Q_{ov}$. Η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με $\eta = 0.82$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του νέου δρομέα προκύπτει χαμηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του αρχικού δρομέα με τη διαφορά να είναι μικρή για χαμηλές παροχές και να αυξάνεται σταδιακά καθώς μεγαλώνει η παροχή. Η θετική κλίση της νέας καμπύλης προκύπτει μικρότερη από την κλίση της πρότυπης καμπύλης περιορίζοντας το εύρος διακύμανσης της υδραυλικής πτώσης στο διάστημα (67-70m). Η υδραυλική πτώση στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 67 m ενώ στην κανονική παροχή είναι 68m. Η καμπύλη περιφερειακής ισχύος στον τροποποιημένο δρομέα έχει αμελητέες διαφορές με την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα.

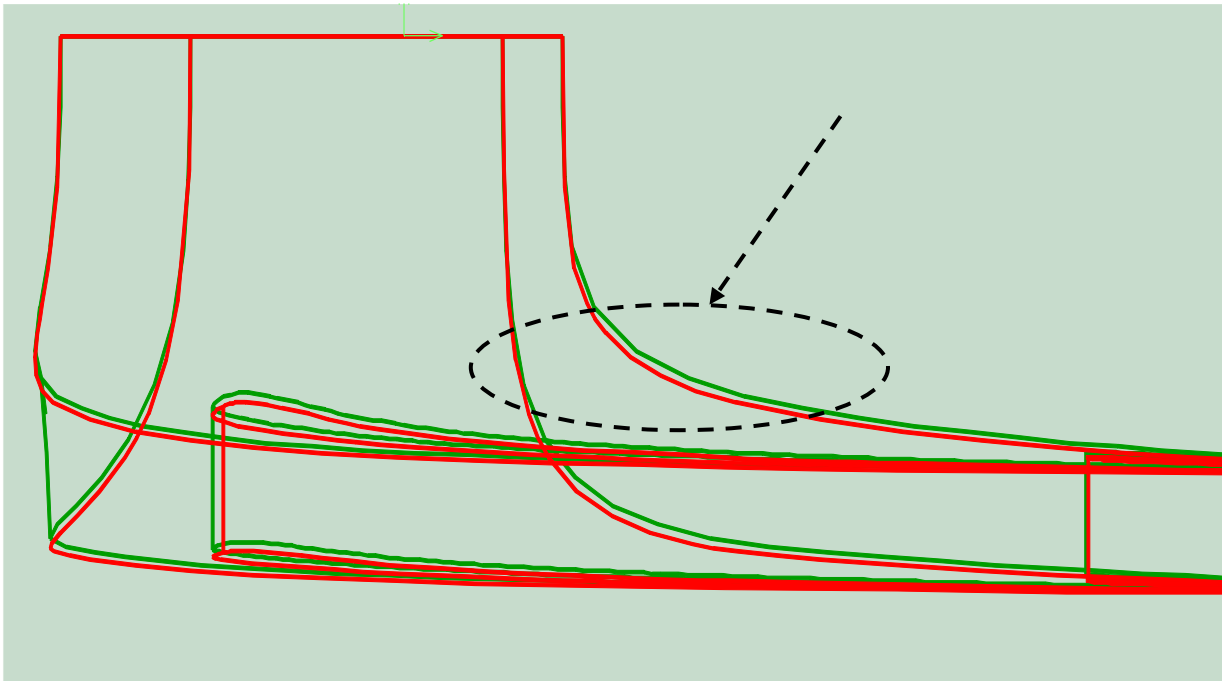
Από την άλλη, η αύξηση της γωνίας στροφής του πτερυγίου κατά 11% επιφέρει βελτίωση του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta = 0.87$ σε σχέση με τον μέγιστο ενεργειακό β.α. της πρότυπης γεωμετρίας με παράλληλη μετατόπιση της θέσης του σε χαμηλότερη παροχή $0.85Q_{ov}$. Σε αντίθεση με την παραπάνω περίπτωση, εδώ η μείωση της ωφέλιμης διατομής επιφέρει και αντίστοιχη μείωση της κανονικής παροχής λειτουργίας και αύξηση των υδραυλικών απωλειών στην ονομαστική παροχή. Η χαρακτηριστική καμπύλη προκύπτει απότομη με μεγάλες κλίσεις εκατέρωθεν της κανονικής της παροχής σε σχέση με την πρότυπη καμπύλη ενεργειακού β.α με αποτέλεσμα να παρατηρείται πτώση της απόδοσης σε μικρές αλλαγές φορτίου. Το εύρος καλής λειτουργίας περιορίζεται στο διάστημα $0.75Q_{ov} - Q_{ov}$. Η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 0.85. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του νέου δρομέα προκύπτει υψηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του αρχικού δρομέα. Η διαφορά υδραυλικού ύψους γίνεται πιο έντονη καθώς προχωράμε σε υψηλότερες παροχές λόγω της μεγαλύτερης κλίσης της καμπύλης του νέου δρομέα που συνεισφέρει στην διεύρυνση του διαστήματος διακύμανσης της υδραυλικής πτώσης (68-78m) στο εύρος παροχών. Η υδραυλική πτώση στην ονομαστική παροχή προκύπτει ίση με 72m ενώ στην κανονική παροχή ίση με 69 m. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει ίδια με την αντίστοιχη του πρότυπου δρομέα με ονομαστική ισχύ 4.5 KW.

ct_ch1=0.85

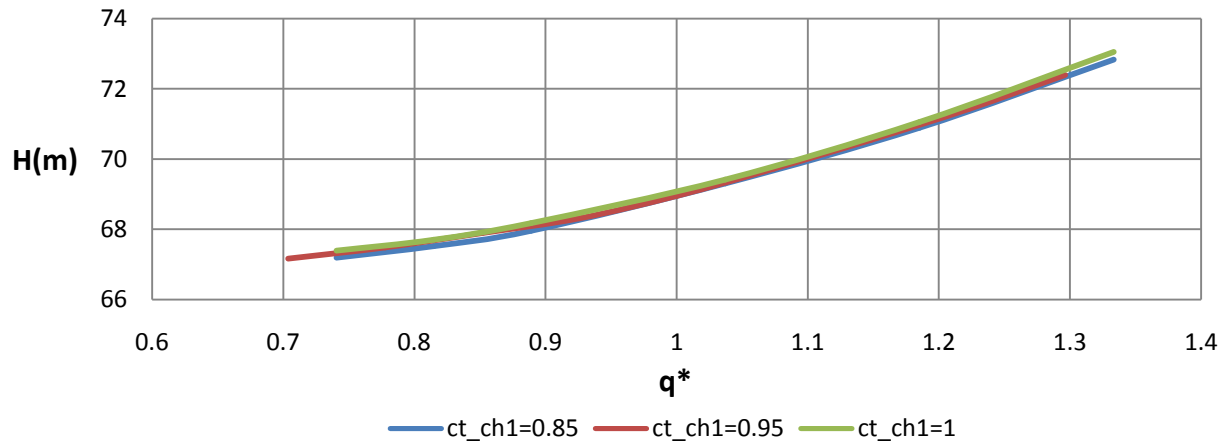


Σχήμα 5.26 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ch1=0.85) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ch1=0.95)

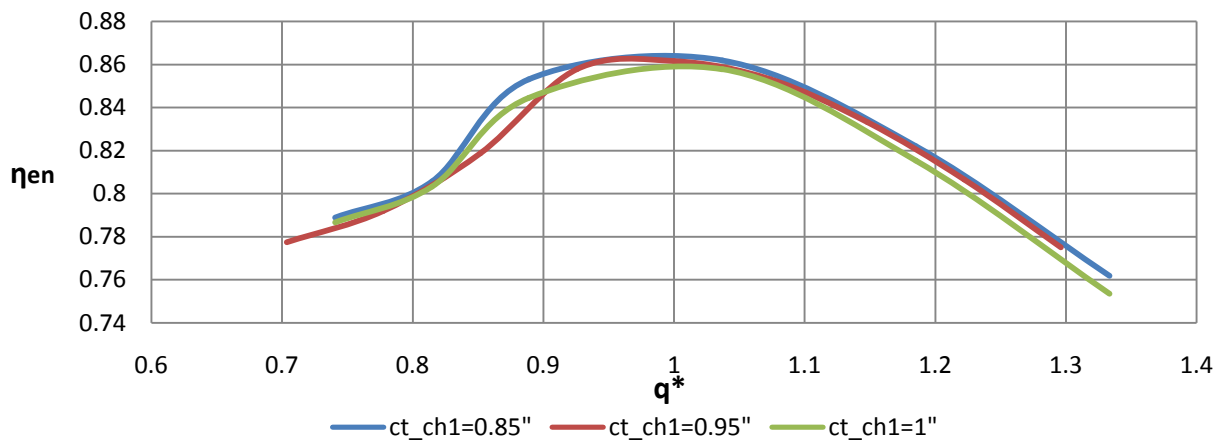
ct_ch1=1



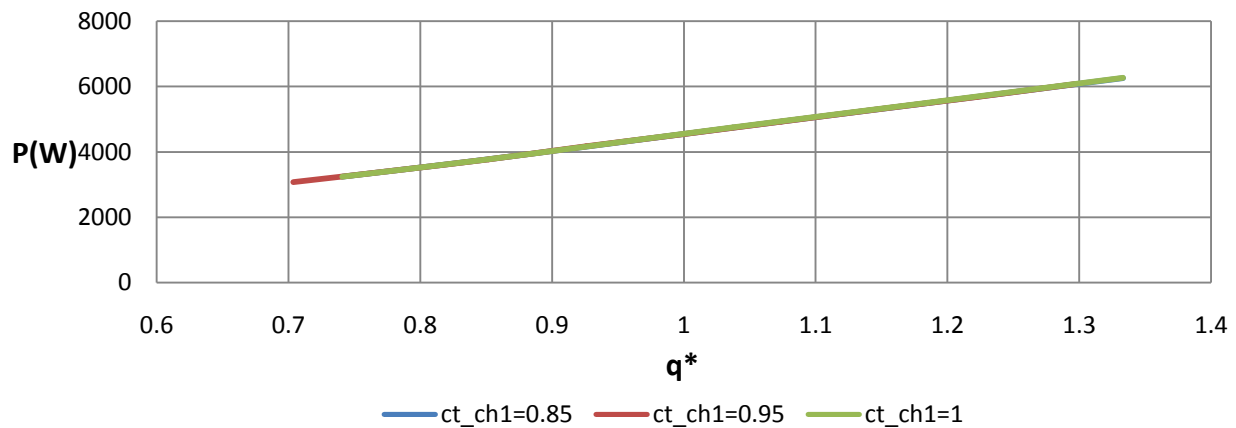
Σχήμα 5.27 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ch1=1) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ch1=0.95)



Σχήμα 5.28 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch1} .



Σχήμα 5.29 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch1} .

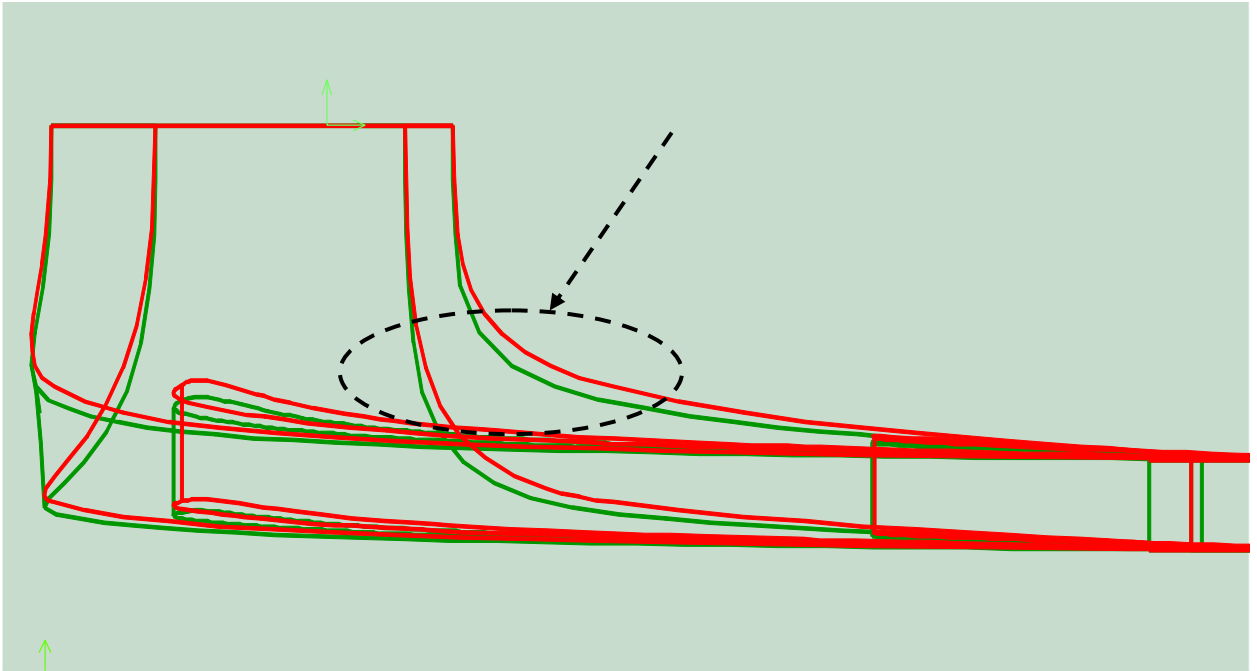


Σχήμα 5.30 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch1} .

Από τα παραπάνω διαγράμματα συμπεραίνεται πώς για μείωση κατά 10% της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z, δεν παρατηρείται ιδιαίτερη μεταβολή στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης διατηρείται σταθερός και ίσος με 0.86 στην ονομαστική παροχή λειτουργίας $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$ με απειροελάχιστες αποκλίσεις από την πρότυπη καμπύλη του β.α. στην περιοχή μερικής παροχής $0.8Q_{ov} - Q_{ov}$. Οι καμπύλες υδραυλικής πτώσης και περιφερειακής ισχύος στο δρομέα δεν παρουσιάζουν καμία απόκλιση από τις καμπύλες της αρχικής γεωμετρίας. Οι μηδαμινές διαφορές που παρατηρούνται οφείλονται στο ότι παρά την μικρή μείωση της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού, η καμπυλότητα της μεσημβρινής γραμμής ροής και η σταδιακή μεταβολή της διατομής του μεσημβρινού καναλιού παραμένει σχεδόν ίδια διατηρώντας τις ίδιες εντοπισμένες αντιστάσεις.

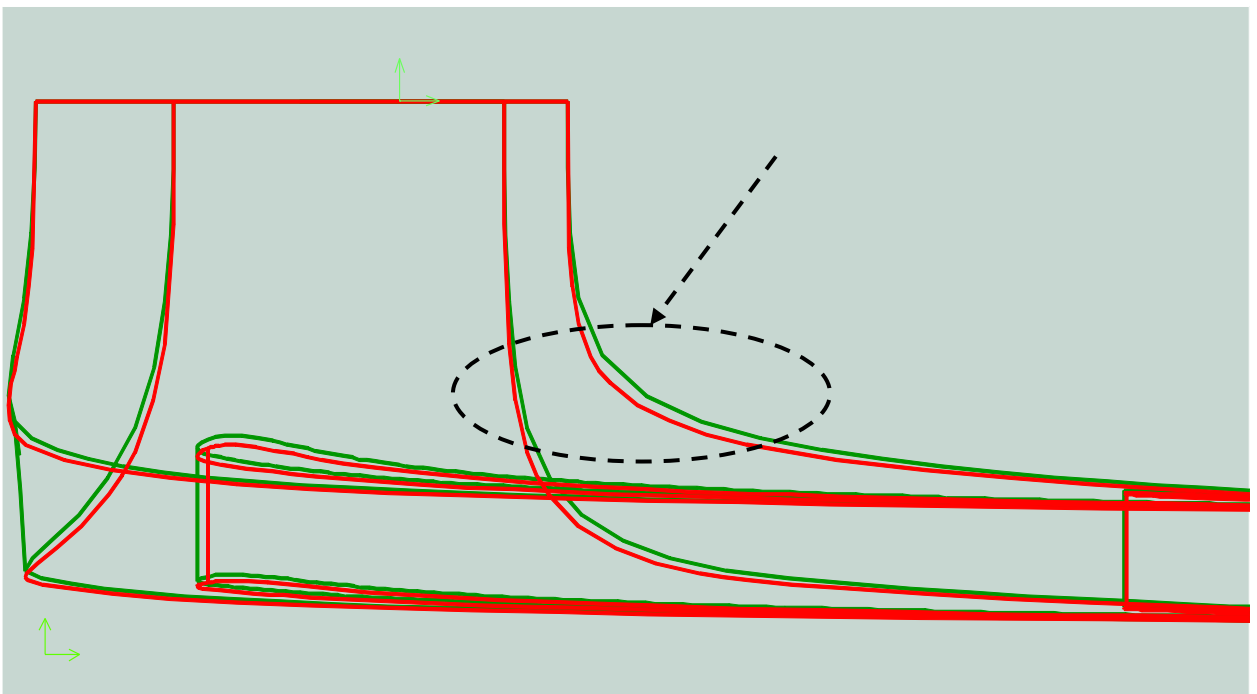
Παρόμοια συμπεράσματα προκύπτουν από την αύξηση κατά 5% της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z. Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του δρομέα εμφανίζονται να μην επηρεάζονται από την μικρή μεταβολή της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού. Ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός προκύπτει ίσος με $\eta = 0.86$ στην ονομαστική παροχή λειτουργίας $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$ με τις μικρές αποκλίσεις να παρατηρούνται στην περιοχή μερικής παροχής $0.8Q_{ov} - Q_{ov}$. Οι καμπύλες υδραυλικής πτώσης και περιφερειακής ισχύος στο δρομέα, δεν παρουσιάζουν απόκλιση από τις καμπύλες της αρχικής γεωμετρίας. Ο δρομέας παραμένει ακτινικής ροής και δεν επηρεάζεται η καμπυλότητα της μεσημβρινής γραμμής ροής που ακολουθείται από τα στοιχειώδη σωματίδια της ροής με αποτέλεσμα οι εντοπισμένες απώλειες της ροής στον δρομέα να μην αλλάζουν.

ct_ch2=0.85

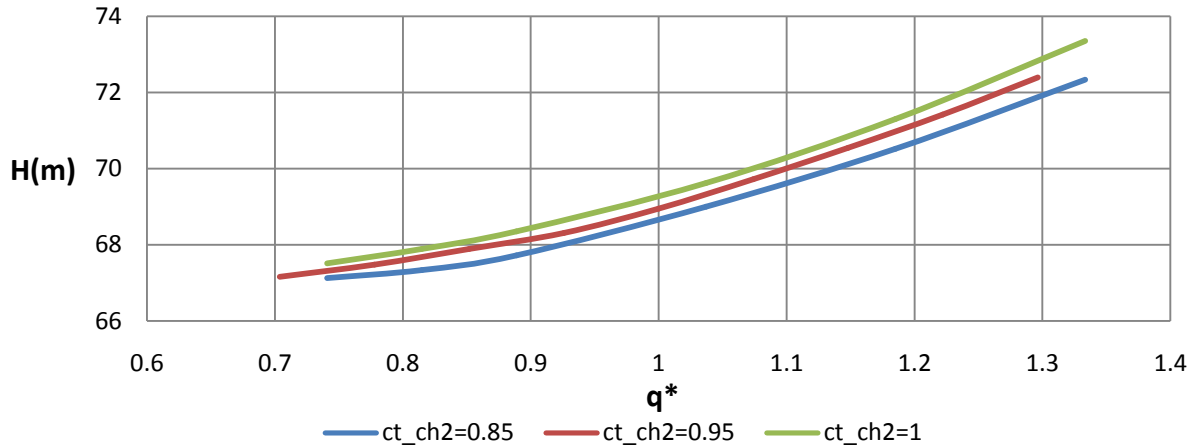


Σχήμα 5.31 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ch2=0.85) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ch2=0.95)

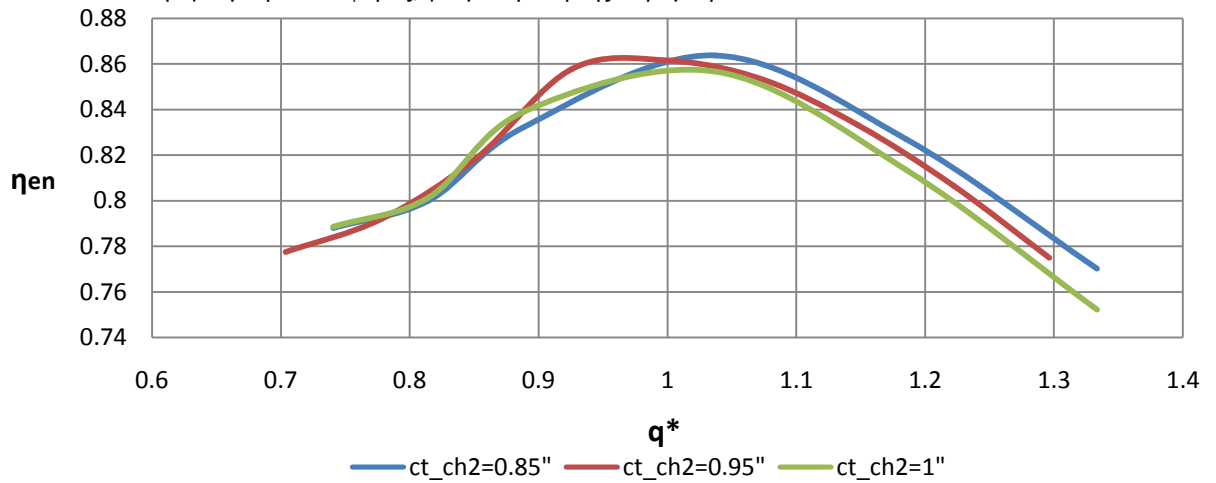
ct_ch2=1



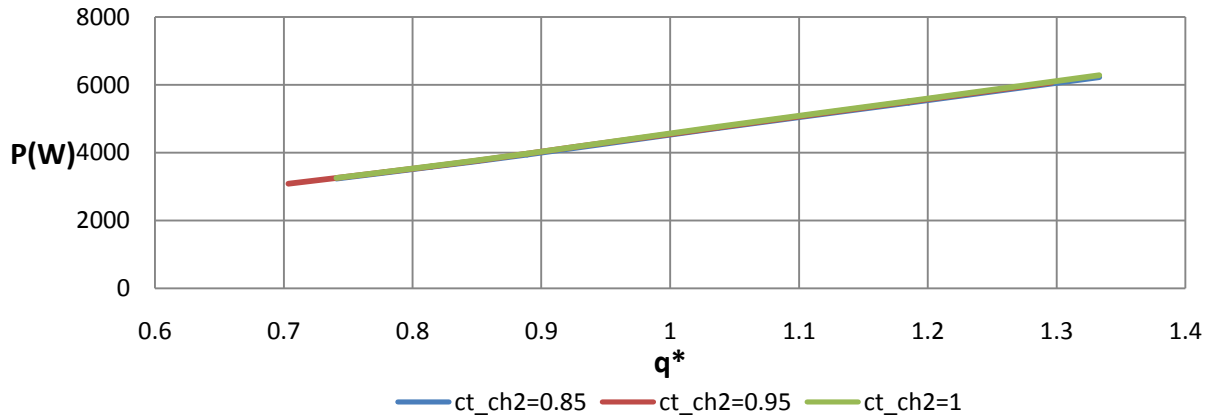
Σχήμα 5.32 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ch2=1) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ch2=0.95)



Σχήμα 5.33 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .



Σχήμα 5.34 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .

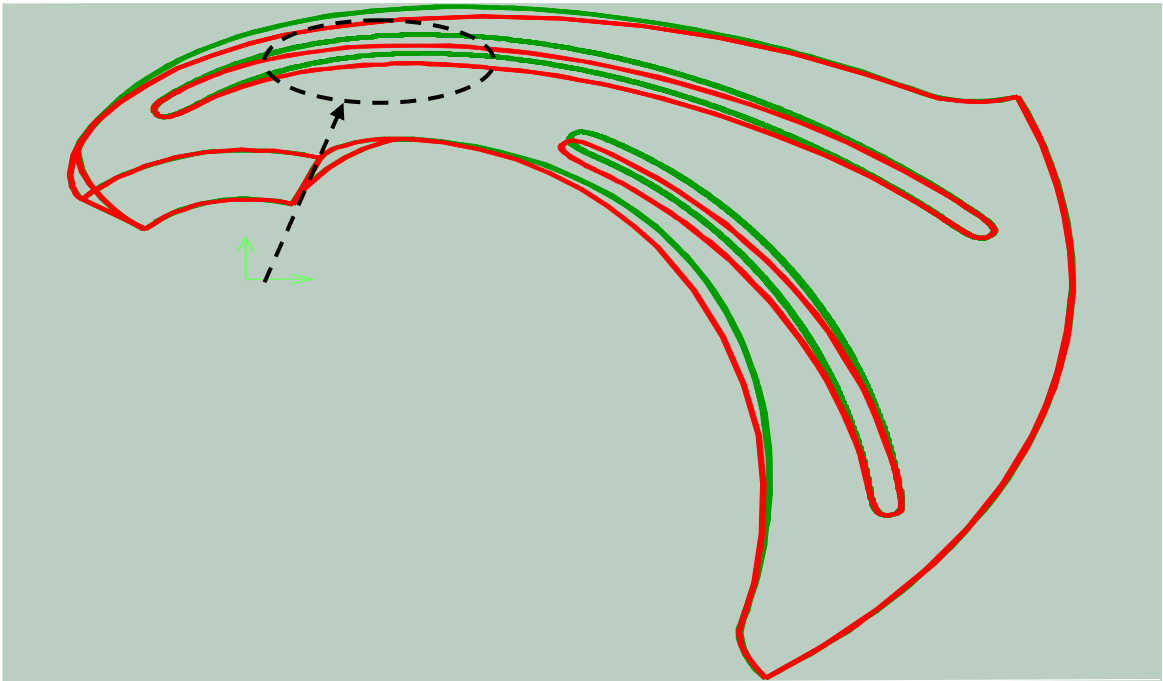


Σχήμα 5.35 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ch2} .

Από τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται πώς για μείωση κατά 10% της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y, παρατηρείται μία μικρή μεταβολή στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζεται να είναι ίσος με $\eta=0.86$ σε παροχή ελάχιστα μεγαλύτερη $1.05Q_{ov}$ από την ονομαστική $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$. Η μικρή απόκλιση 2% της καμπύλης του τροποποιημένου δρομέα από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα είναι πιο φανερή στην περιοχή $0.9Q_{ov} - Q_{ov}$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει λίγο χαμηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη του αρχικού δρομέα ενώ η περιφερειακή ισχύς του δρομέα διατηρείται ίδια για το εύρος παροχών που εξετάζεται. Οι παραπάνω μικρές αποκλίσεις οφείλονται στο ότι μειώνοντας την καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού επηρεάζεται ελαφρά η μεσημβρινή γραμμή ροής διαμέσου του δρομέα.

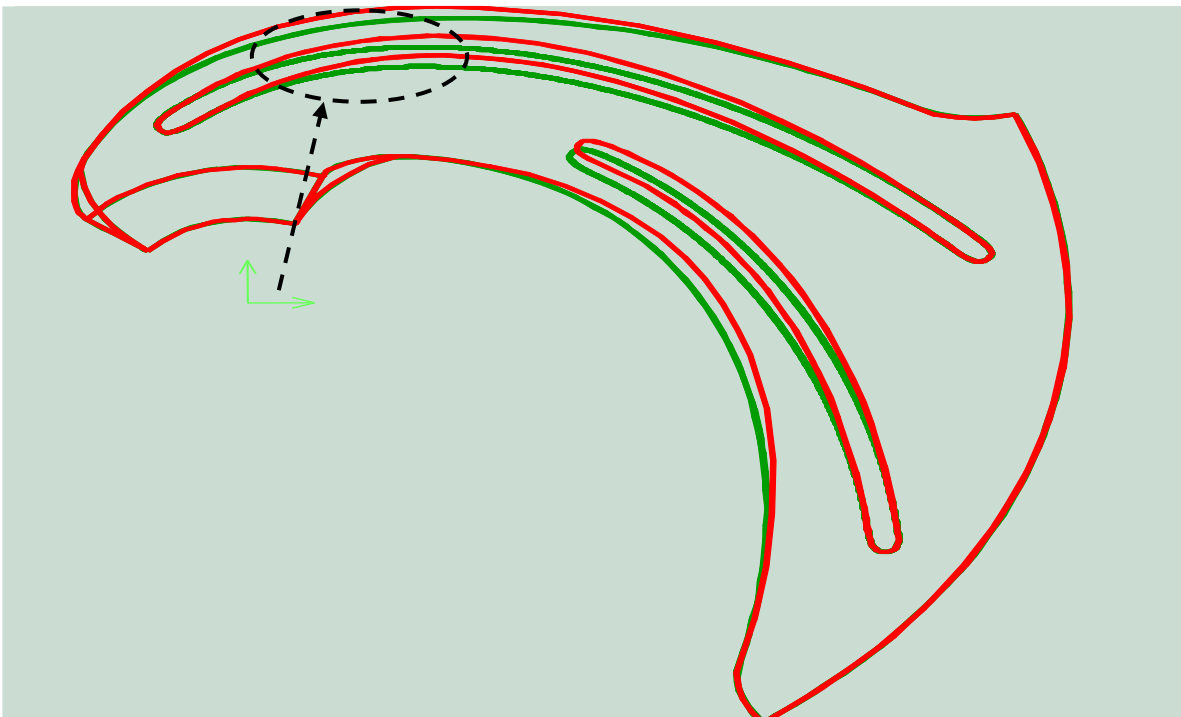
Παρομοίως, για αύξηση κατά 5% της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y, δεν παρατηρείται σημαντική μεταβολή του μέγιστου ενεργειακού βαθμού απόδοσης του νέου δρομέα σε σχέση με τον ενεργ.β.α. του αρχικού δρομέα $\eta=0.86$ στην ονομαστική παροχή λειτουργίας με τις όποιες μικρές αποκλίσεις να λαμβάνουν χώρα εκατέρωθεν του ονομαστικού σημείου λειτουργίας. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης στον τροποποιημένο δρομέα προκύπτει ανεπαίσθητα μεγαλύτερη από την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα με τη διαφορά να οφείλεται στην πολύ μικρή αύξηση της καμπυλότητας του μεσημβρινού καναλιού. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος του νέου δρομέα προκύπτει ίδια με την αντίστοιχη πρότυπη καμπύλη.

ct_ml1=0.5

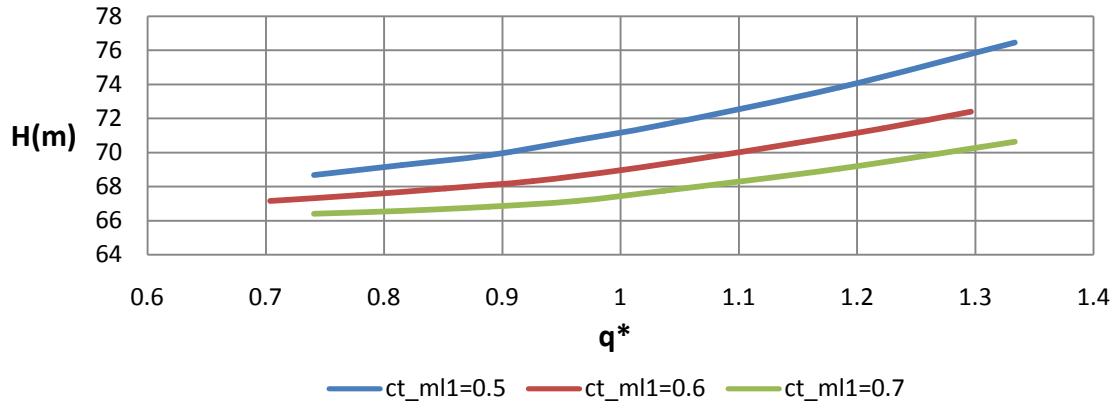


Σχήμα 5.36 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ml1=0.5) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ml1=0.6)

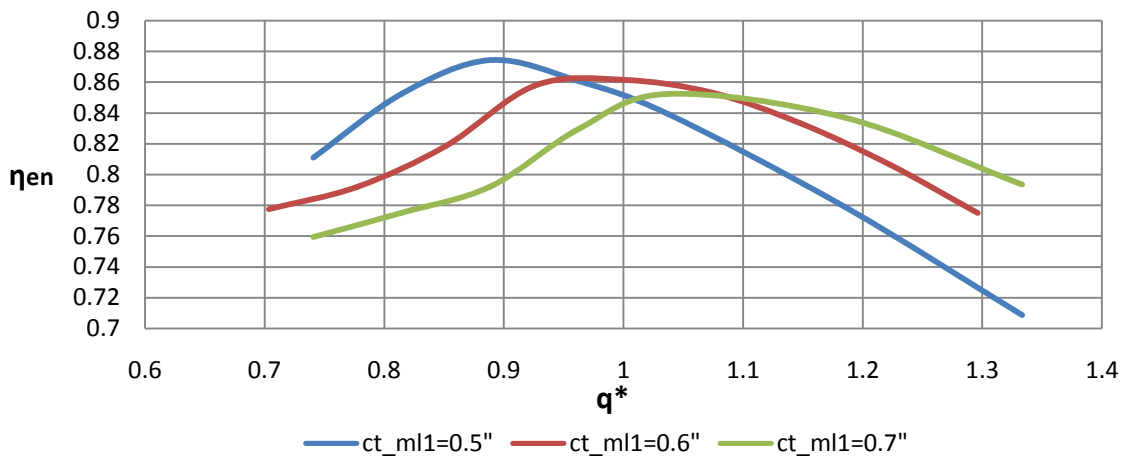
ct_ml1=0.7



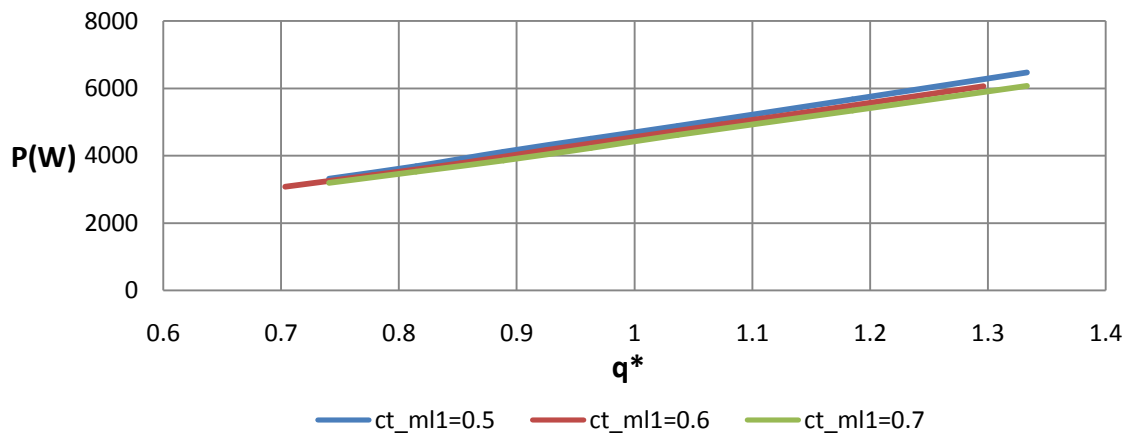
Σχήμα 5.37 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ml1=0.7) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ml1=0.6)



Σχήμα 5.38 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ml1 .



Σχήμα 5.39 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ml1 .

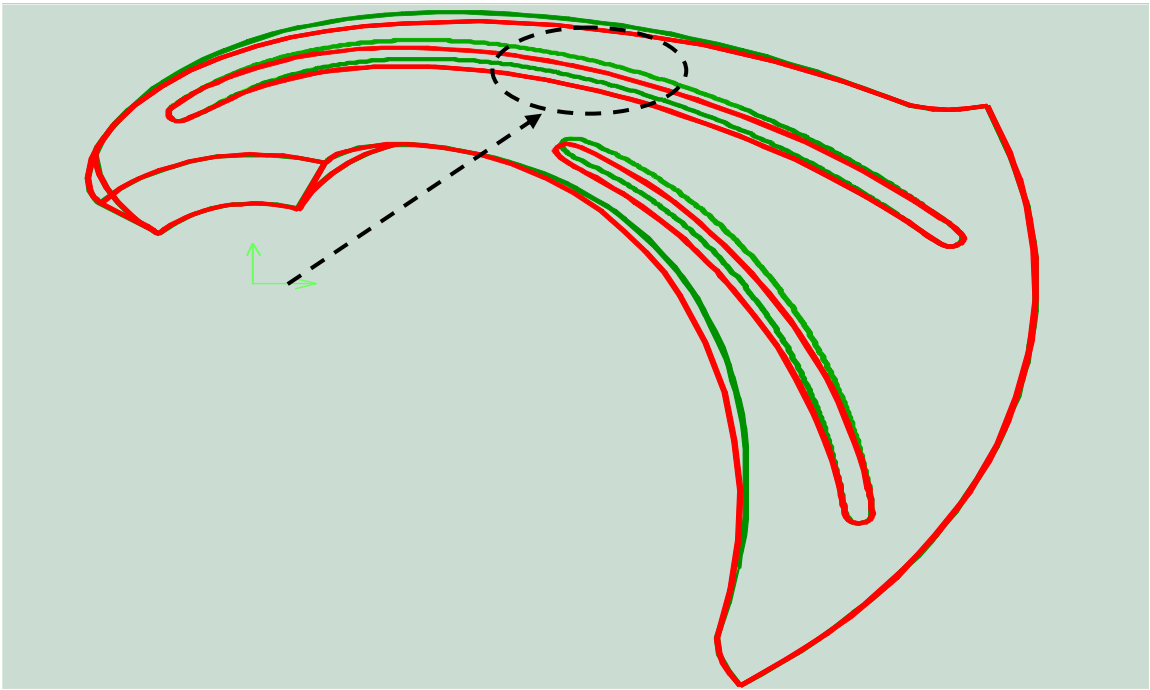


Σχήμα 5.40 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_ml1 .

Από τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται ότι για μείωση της καμπυλότητας της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής, κατά 16.6% σημειώνεται αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης κατά 2.2 % με ταυτόχρονη μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε χαμηλότερη παροχή $0.9Q_{ov}$ ως αποτέλεσμα της διαφορετικής διανομής κλίσης του πτερυγίου. Η διανομή της κλίσης του πτερυγίου μεταξύ των β_1 και β_2 επηρεάζει το μήκος του πτερυγίου, το οποίο για μείωση της καμπυλότητας μειώνεται αντίστοιχα, μειώνοντας τις απώλειες τριβής αλλά αυξάνοντας τις απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας στο διάκενο μεταξύ των πτερυγίων στην ονομαστική παροχή. Για το λόγο αυτό, ο δρομέας λειτουργεί πιο αποδοτικά σε χαμηλότερη παροχή όπου οι απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας είναι μειωμένες. Στην ονομαστική παροχή η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης προκύπτει ίση με $\eta=0.85$. Η καμπύλη της τροποποιημένης γεωμετρίας παρουσιάζει απότομες κλίσεις εκατέρωθεν του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε σύγκριση με την αρχική με αποτέλεσμα η υψηλή απόδοση να περιορίζεται σε μικρό εύρος παροχών $0.85Q_{ov} - 0.95Q_{ov}$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης της τροποποιημένης γεωμετρίας προκύπτει λίγο μεγαλύτερη από την αντίστοιχη πρότυπη για όλο το εύρος παροχών με τη διαφορά να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε μεγαλύτερες παροχές. Η υδραυλική πτώση στην ονομαστική παροχή της νέας γεωμετρίας προκύπτει ίση με $H = 71m$. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος που αναπτύσσεται στον τροποποιημένο δρομέα προκύπτει ίδια με την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα.

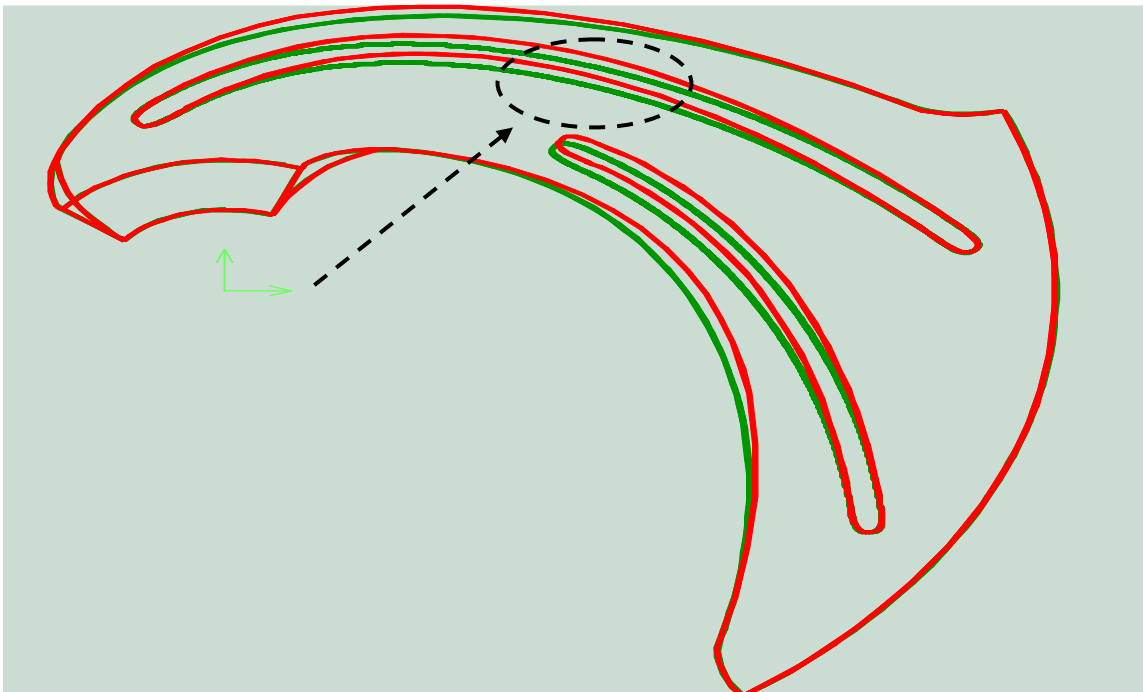
Από την άλλη για αύξηση της καμπυλότητας της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής, κατά 16.6% παρατηρείται μία ανεπαίσθητη μείωση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης $\eta=0.85$ που συνοδεύεται από μικρή μετατόπιση σε μεγαλύτερη παροχή $1.05Q_{ov}$ λόγω πάλι της διαφορετικής διανομής της κλίσης του πτερυγίου, η οποία σε αυτή την περίπτωση μειώνει τις απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας εξαιτίας μικρότερου διακένου μεταξύ των πτερυγίων αλλά αυξάνει τις απώλειες τριβής λόγω μεγαλύτερου μήκους του πτερυγίου. Στην ονομαστική παροχή η τιμή του ενεργειακού β.α. της νέας καμπύλης προκύπτει ίση με $\eta=0.84$. Για τιμές παροχής μικρότερης της βέλτιστης η καμπύλη παρουσιάζει πιο απότομη κλίση σε σχέση με την καμπύλη του πρότυπου δρομέα με αποτέλεσμα έντονη μείωση του βαθμού απόδοσης για λειτουργία σε μερικό φορτίο. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα εμφανίζεται λίγο πιο χαμηλά από την πρότυπη καμπύλη και κυμαίνεται μεταξύ 66-70m στο εύρος παροχών που εξετάστηκε. Στην ονομαστική παροχή $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$ προκύπτει υδραυλική πτώση ίση με 67 m. Τέλος δεν παρατηρούνται σημαντικές διαφορές στην αποδιδόμενη ισχύ μεταξύ της νέας και της πρότυπης γεωμετρίας.

ct_ml2=0.4

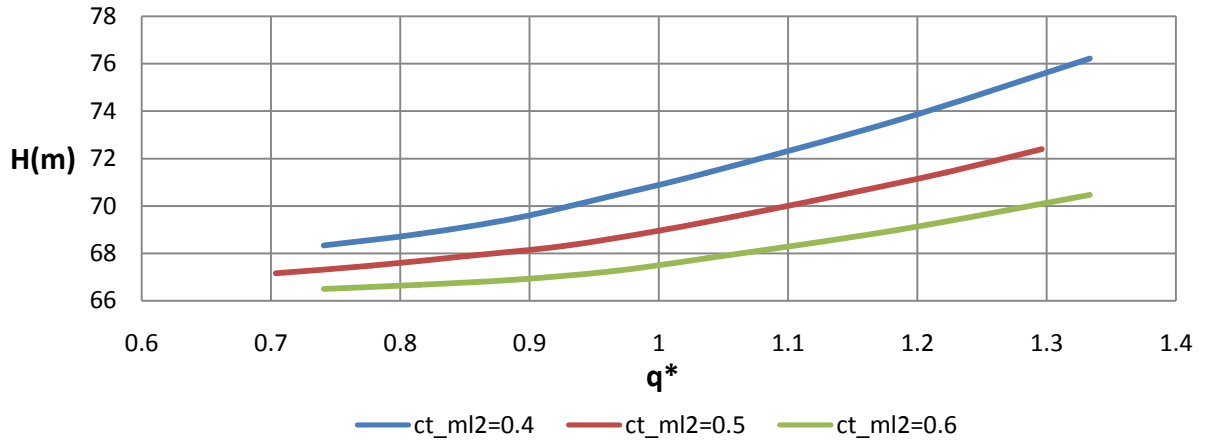


Σχήμα 5.41 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ml2=0.4) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ml2=0.5)

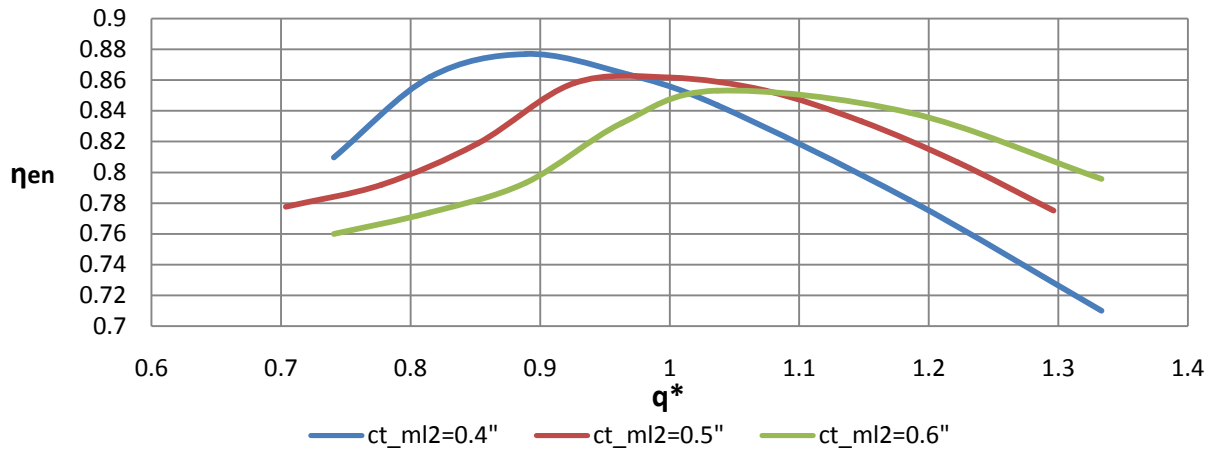
ct_ml2=0.6



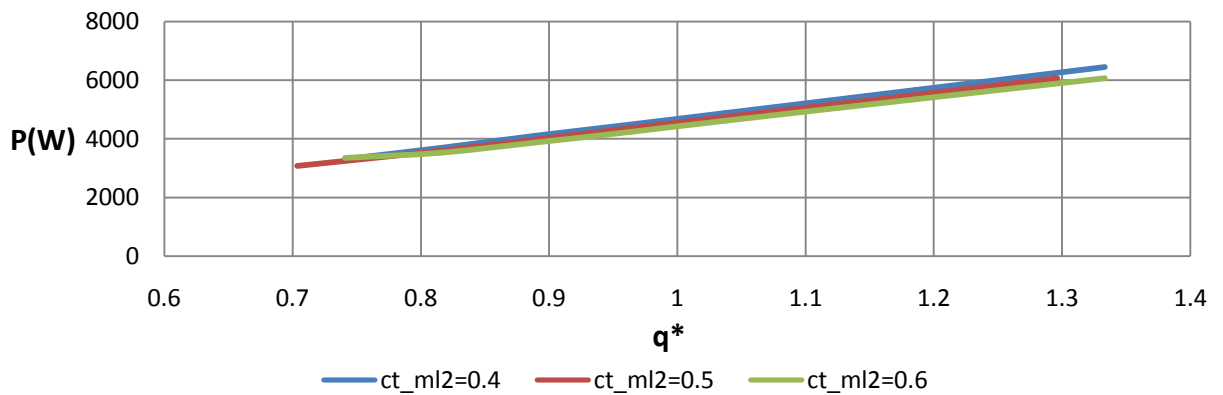
Σχήμα 5.42 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_ml2=0.6) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_ml2=0.5)



Σχήμα 5.43 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .



Σχήμα 5.44 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .

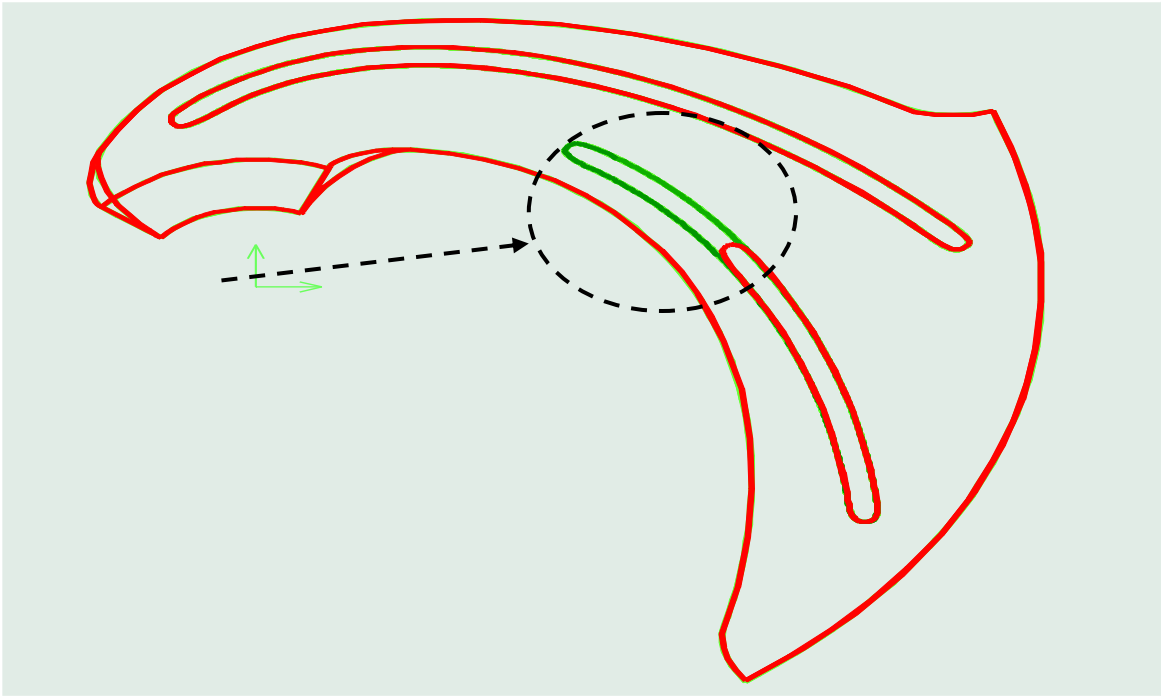


Σχήμα 5.45 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_{ml2} .

Από τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρείται ότι για μείωση της καμπυλότητας της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής κατά 20% σημειώνεται αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης κατά 2 % με ταυτόχρονη μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε χαμηλότερη παροχή $0.9Q_{ov}$. Η διανομή της κλίσης του πτερυγίου μεταξύ των β_1 και β_2 επηρεάζει το μήκος του πτερυγίου, το οποίο για μείωση της καμπυλότητας μειώνεται αντίστοιχα, μειώνοντας τις απώλειες τριβής αλλά αυξάνοντας τις απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας στο διάκενο μεταξύ των πτερυγίων στην ονομαστική παροχή. Για το λόγο αυτό, ο δρομέας λειτουργεί πιο αποδοτικά σε χαμηλότερη παροχή όπου οι απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας είναι μειωμένες. Στην ονομαστική παροχή η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης προκύπτει ίση με $\eta=0.86$. Η καμπύλη της αλλαγμένης γεωμετρίας παρουσιάζει απότομες κλίσεις εκατέρωθεν του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε σύγκριση με την αρχική με αποτέλεσμα η υψηλή απόδοση να περιορίζεται σε μικρό εύρος παροχών $0.8Q_{ov} - Q_{ov}$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης της τροποποιημένης γεωμετρίας προκύπτει λίγο μεγαλύτερη από την αντίστοιχη πρότυπη για όλο το εύρος παροχών με τη διαφορά να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε μεγαλύτερες παροχές. Η υδραυλική πτώση στην ονομαστική παροχή της νέας γεωμετρίας προκύπτει ίση με $H = 71m$. Η καμπύλη της περιφερειακής ισχύος που αναπτύσσεται στον νέο δρομέα προκύπτει ίδια με την αντίστοιχη καμπύλη του πρότυπου δρομέα.

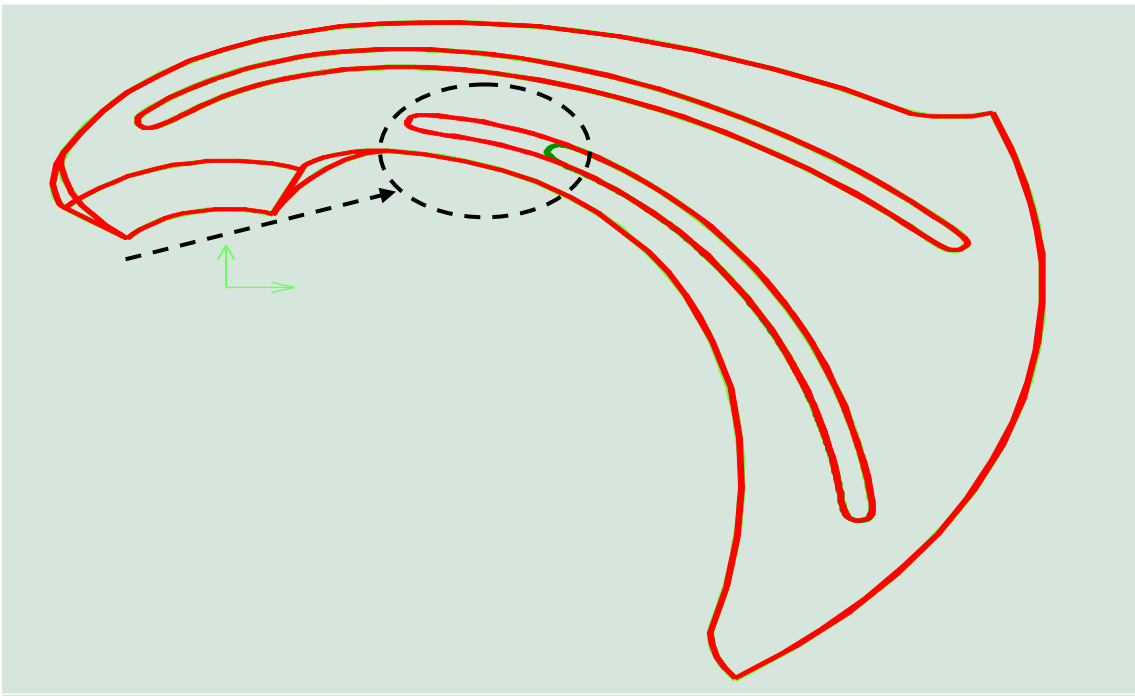
Από την άλλη, για αύξηση της καμπυλότητας της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής κατά 20% παρατηρείται μία ανεπαίσθητη μείωση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης που συνοδεύεται από μικρή μετατόπιση σε μεγαλύτερη παροχή $1.05Q_{ov}$, λόγω πάλι της διαφορετικής διανομής της κλίσης του πτερυγίου, η οποία σε αυτή την περίπτωση μειώνει τις απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας εξαιτίας μικρότερου διακένου μεταξύ των πτερυγίων αλλά αυξάνει τις απώλειες τριβής λόγω μεγαλύτερου μήκους του πτερυγίου. Στην ονομαστική παροχή η τιμή του ενεργειακού β.α. της νέας καμπύλης προκύπτει ίση με $\eta=0.85$. Για τιμές παροχής μικρότερης της βέλτιστης η καμπύλη παρουσιάζει πιο απότομη κλίση σε σχέση με την καμπύλη του πρότυπου δρομέα με αποτέλεσμα έντονη μείωση του βαθμού απόδοσης για λειτουργία σε μερικό φορτίο. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα εμφανίζεται λίγο πιο χαμηλά από την πρότυπη καμπύλη και κυμαίνεται μεταξύ 66-70m στο εύρος παροχών που εξετάστηκε. Στην ονομαστική παροχή $Q_{ov}=27 \text{ m}^3/\text{h}$ προκύπτει υδραυλική πτώση ίση με 67 m. Τέλος όπως και παραπάνω δεν παρατηρούνται σημαντικές διαφορές στην αποδιδόμενη ισχύ μεταξύ της τροποποιημένης και της πρότυπης γεωμετρίας.

ct_lgr=0.5

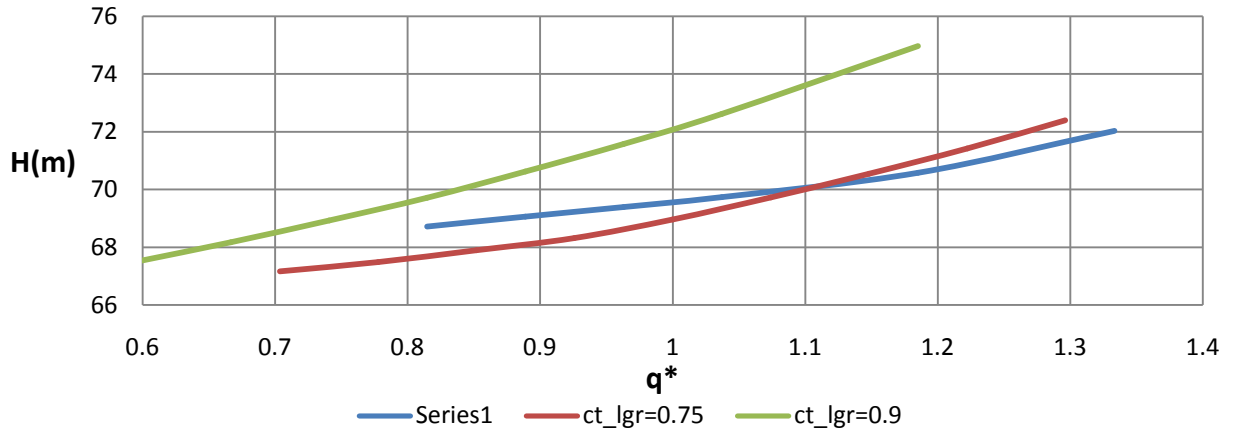


Σχήμα 5.46 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_lgr=0.5) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_lgr=0.75)

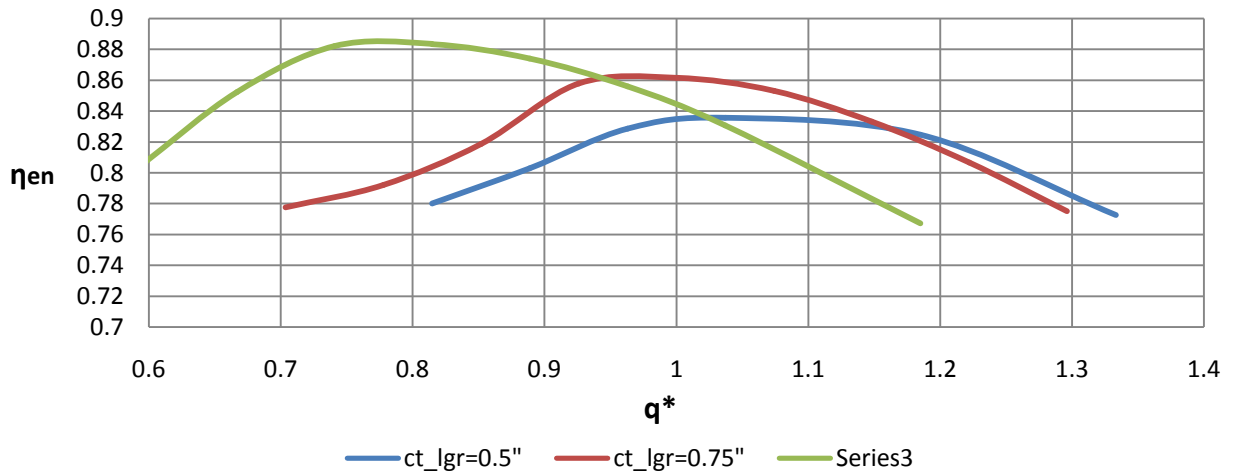
ct_lgr=0.9



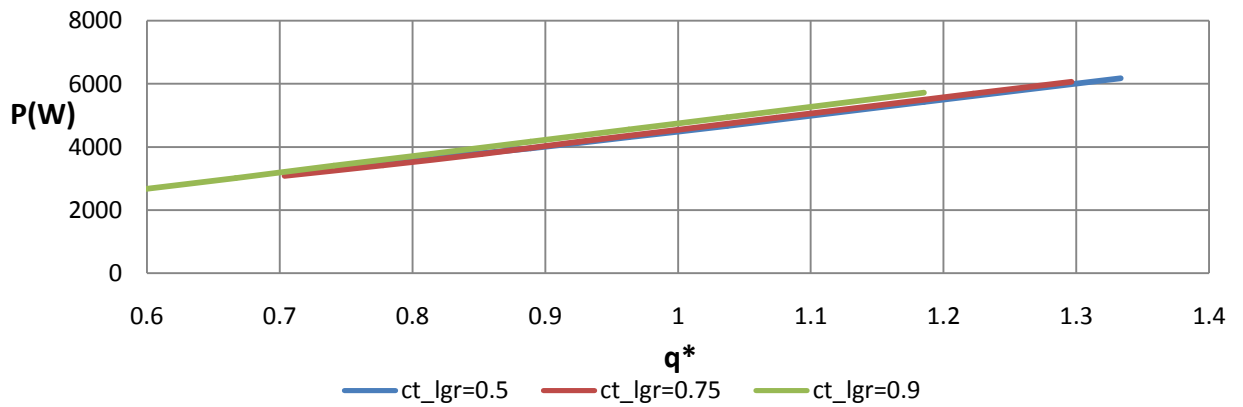
Σχήμα 5.47 Σύγκριση τροποποιημένης γεωμετρίας (ct_lgr=0.9) - γεωμετρίας αναφοράς (ct_lgr=0.75)



Σχήμα 5.48 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικής πτώσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_lgr .



Σχήμα 5.49 Σύγκριση των καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με τη γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_lgr .



Σχήμα 5.50 Σύγκριση των καμπυλών αποδιδόμενης Ισχύος - Παροχής των τροποποιημένων γεωμετριών με την γεωμετρία αναφοράς, για μεταβολή της παραμέτρου ct_lgr .

Από την εξέταση των παραπάνω διαγραμμάτων, παρατηρούμε πως για μείωση του μήκους του διαχωριστικού πτερυγίου κατά 33% σημειώνεται πτώση του του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα στην ονομαστική παροχή κατά 2% σε σύγκριση με τον β.α. του πρότυπου δρομέα. Η πτώση αυτή ενδεχομένως να οφείλεται στην αύξηση του διακένου μεταξύ των πτερυγίων που ευνοεί την ανάπτυξη απωλειών λόγω ανακυκλοφορίας της ροής. Στην ονομαστική παροχή η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του νέου δρομέα προκύπτει ίση με $\eta=0.84$. Η καμπύλη β.α. του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει πεπλατυσμένη στο εύρος παροχών $Q_{ov} - 1.2Q_{ov}$ διατηρώντας περίπου σταθερό τον ενεργειακό β.α.. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του δρομέα προκύπτει ομαλή με μικρή θετική κλίση περιορίζοντας το εύρος της υδραυλικής πτώσης για το εύρος παροχών στο οποίο λειτουργεί. Παρατηρούνται μικρές μεταβολές της υδραυλικής πτώσης πριν και μετά την ονομαστική παροχή με τις τιμές της $H(m)$ της τροποποιημένης γεωμετρίας να είναι αρχικά λίγο μεγαλύτερες από την πρότυπη γεωμετρία και λίγο μετά την ονομαστική παροχή να μειώνονται σταδιακά. Παρολαυτά, η τιμή της $H(m)$ της αλλαγμένης γεωμετρίας στην ονομαστική παροχή προκύπτει σχεδόν ίδια με την τιμή της υδραυλικής πτώσης ($H=69$ m) της αρχικής γεωμετρίας του δρομέα. Η καμπύλη της αποδιδόμενης ισχύος στην άτρακτο της τροποποιημένης γεωμετρίας δεν παρουσιάζει αποκλίσεις από την καμπύλη ισχύος του πρότυπου δρομέα.

Από την άλλη για αύξηση του μήκους του διαχωριστικού πτερυγίου κατά 20% παρατηρείται σημαντική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης της τάξης 2.2% με παράλληλη μετατόπιση σε χαμηλότερη παροχή $0.8Q_{ov}$. Η καμπύλη του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα, προκύπτει πεπλατυσμένη στο εύρος παροχών $0.7Q_{ov} - 0.95Q_{ov}$ με βέλτιστο β.α. ίσο με $\eta=0.88$. Αυτό ενδεχομένως να οφείλεται στη μείωση της ωφέλιμης διατομής μεταξύ των πτερυγίων οπότε ο δρομέας λειτουργεί πιο αποδοτικά σε χαμηλότερη παροχή. Η μικρότερη διατομή διέλευσης έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των μέσων ταχυτήτων δια μέσου του δρομέα που με τη σειρά του αυξάνει τις υδραυλικές απώλειες λόγω τριβής. Οι υδραυλικές απώλειες τριβής αυξάνονται με το τετράγωνο της ταχύτητας ροής. Στην ονομαστική παροχή λειτουργίας η τιμή του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του τροποποιημένου δρομέα προκύπτει ίση με $\eta=0.84$. Η καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα χαρακτηρίζεται από μεγαλύτερη θετική κλίση από την αντίστοιχη πρότυπη καμπύλη της υδραυλικής πτώσης του αρχικού δρομέα προσφέροντας μεγαλύτερη διακύμανση της υδραυλικής πτώσης στο ίδιο εύρος παροχών. Άμεσο αποτέλεσμα είναι η διαφορά μεταξύ των δύο καμπυλών να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε μεγαλύτερες παροχές. Η τιμή της υδραυλικής πτώσης του τροποποιημένου δρομέα στην ονομαστική παροχή λειτουργίας προκύπτει ίση με $H=72$ m ενώ στο κανονική παροχή $0.8Q_{ov}$ προκύπτει $H=70$ m. Τέλος η καμπύλη της αποδιδόμενης ισχύος στην άτρακτο του τροποποιημένου δρομέα δεν παρουσιάζει σημαντική διαφορά από την αντίστοιχη καμπύλη ισχύος του αρχικού δρομέα.

Ανακεφαλαιώνοντας, από την ανάλυση ευαισθησίας προέκυψαν οι κρίσιμες σχεδιαστικές παράμετροι, η μεταβολή των οποίων επιφέρει σημαντικές λειτουργικές αλλαγές. Συγκεκριμένα ως κρίσιμες σχεδιαστικές παράμετροι προέκυψαν οι r_1 , r_2 , β_1 , β_2 , $thwr$ και ct_lgr ενώ οι παράμετροι ct_ch1 , ct_ch2 που καθορίζουν την μορφή των δίσκων της πλήμνης και της στεφάνης όπως και οι παράμετροι ct_ml1 και ct_ml2 που καθορίζουν την μορφή και την καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου δεν παρουσίασαν σημαντικές λειτουργικές μεταβολές στο εύρος παροχών που εξετάστηκαν. Οι παράμετροι r_1 , r_2 , β_1 , β_2 έχουν σημαντική επίδραση στα χαρακτηριστικά της ροής καθώς συνδέονται άμεσα με τη διανομή του πεδίου ταχυτήτων και άρα των υδραυλικών απωλειών στο εσωτερικό του δρομέα που με τη σειρά τους συνδέονται με την υδραυλική πτώση και την στρεπτική ροπή που αναπτύσσεται στην άτρακτο του δρομέα. Επίσης η γωνία της μέσης γραμμής του πτερυγίου $thwr$ καθώς και το σχετικό μήκος των παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών πτερυγίων ct_lgr αλλάζουν δραστικά την μορφή της γεωμετρίας επηρεάζοντας την ροή και τις απώλειες διαμέσου του δρομέα.

Αναλυτικότερα, η αύξηση της ακτίνας εξόδου r_1 επιφέρει αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με ταυτόχρονη μετακίνηση του βέλτιστου σημείου σε χαμηλότερη παροχή. Η αύξηση της ακτίνας εισόδου r_2 επιφέρει αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στην ονομαστική παροχή λειτουργίας $Q_{ov} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$. Επίσης η μείωση της κλίσης του πτερυγίου στην ακμή εκφυγής β_1 καθώς και η αύξηση της κλίσης του πτερυγίου στην ακμή προσβολής β_2 αυξάνουν τον ενεργειακό βαθμό απόδοσης με παράλληλη μετατόπιση σε χαμηλότερη παροχή. Παρόμοια, με την αύξηση της γωνίας στροφής του πτερυγίου $thwr$ καθώς και με την αύξηση του μήκους των διαχωριστικών πτερυγίων ct_lgr παρατηρείται αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης με αντίστοιχη μετατόπιση του βέλτιστου σημείου του βαθμού απόδοσης σε χαμηλότερη παροχή. Τέλος για μείωση των παραμέτρων ct_ml1 και ct_ml2 που καθορίζουν την καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου σημειώνεται μικρή αύξηση στην ενεργειακή απόδοση και παρατηρείται και εδώ μετατόπιση του βέλτιστου σημείου απόδοσης σε χαμηλότερη παροχή.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

6. ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΩΝ ΑΛΓΟΡΙΘΜΩΝ

Σε ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης υπάρχουν μία ή περισσότερες συναρτήσεις προς βελτιστοποίηση (αντικειμενικές συναρτήσεις). Αυτές εξαρτώνται από διάφορες μεταβλητές (μεταβλητές σχεδίασης - π.χ. οι παράμετροι του προφίλ του ρότορα μίας στροβιλομηχανής), οι οποίες μεταβάλλονται κατάλληλα ώστε να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση (συνήθως: ελαχιστοποίηση των αντικειμενικών συναρτήσεων). Το πεδίο ορισμού των μεταβλητών υπόκειται συνήθως σε συγκεκριμένα όρια που έχουν να κάνουν με το επιτρεπτό εύρος της παραμετρικής σχεδίασης. Συνήθως στο πρόβλημα βελτιστοποίησης τίθενται περιορισμοί αποκλείοντας έτσι κάποιες από τις μη αποδεκτές λύσεις.

6.1 ΜΕΘΟΔΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ

Μια μέθοδος βελτιστοποίησης συνιστά τη διαδικασία με την οποία ανιχνεύονται και αξιολογούνται οι πιθανές λύσεις, ώστε να προκύψουν οι βέλτιστες. Από τη μέθοδο εξαρτάται η ταχύτητα σύγκλισης προς τις βέλτιστες λύσεις, αλλά και η πιθανότητα εύρεσης των βέλτιστων λύσεων. Οι μέθοδοι βελτιστοποίησης διακρίνονται σε αιτιοκρατικές (ντετερμινιστικές) και στοχαστικές. Στην πρώτη κατηγορία εξετάζεται μια γενικευμένη έννοια της παραγώγου της αντικειμενικής συνάρτησης, ενώ στην δεύτερη η αναζήτηση γίνεται κατά οργανωμένα τυχαίο τρόπο. Οι ντετερμινιστικές μέθοδοι απαιτούν μεγάλη προετοιμασία από την πλευρά του προγραμματιστή – μηχανικού (π.χ. σε προβλήματα ρευστοδυναμικής), και ενέχουν τον κίνδυνο η λύση η οποία θα προκύψει ως βέλτιστη να είναι τοπικό ακρότατο και όχι ολικό. Αντιθέτως, οι στοχαστικοί αλγόριθμοι εφαρμόζονται ανεξαρτήτως του συγκεκριμένου προβλήματος, χαρακτηρίζονται εν γένει από αυξημένες απαιτήσεις σε υπολογιστική ισχύ, αλλά και από σημαντικά υψηλότερες πιθανότητες εντοπισμού του ολικού ακρότατου της αντικειμενικής συνάρτησης.

6.2 ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΟΙ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΙ

Κύριο χαρακτηριστικό των Εξελικτικών Αλγόριθμων (Evolutionary Algorithms-EA) είναι το γεγονός ότι διαχειρίζονται πληθυσμούς υποψήφιων λύσεων. Εδώ η εξέλιξη ενός πληθυσμού ακολουθεί τα πρότυπα της βιολογικής εξέλιξης, σύμφωνα με τα οποία η εξέλιξη των ειδών εξαρτάται από την επιτυχία της προσαρμογής και την επιβίωση των επικρατέστερων ατόμων. Τα χαρακτηριστικά των συγκεκριμένων ατόμων κάθε γενιάς κληροδοτούνται μέσω της διαδικασίας αναπαραγωγής στην επόμενη με αποτέλεσμα τα

νέα άτομα να συγκεντρώνουν ακόμα καλύτερα χαρακτηριστικά. Ο λόγος για τον οποίο οι Εξελικτικοί Αλγόριθμοι αποτελούν σημαντικό εργαλείο σε προβλήματα βελτιστοποίησης, είναι το γεγονός ότι μπορούν να προσαρμόζονται σε οποιοδήποτε πρόβλημα καθώς απαιτείται μόνο λογισμικό για την αξιολόγηση των υποψήφιων λύσεων ενώ η διαδικασία αναζήτησης των πιθανών λύσεων είναι ανεξάρτητη από τη φύση του προβλήματος. Επίσης, ιδιαίτερα σημαντικό είναι το γεγονός ότι η τυχαιότητα στον τρόπο αναζήτησης των βέλτιστων λύσεων ελαττώνει κατά πολύ τον κίνδυνο να εγκλωβιστεί η αναζήτηση σε κάποιο τοπικό ακρότατο. Εντούτοις σημαντικό μειονέκτημα των ΕΑ αποτελεί το γεγονός ότι για τον προσδιορισμό των βέλτιστων λύσεων απαιτείται μεγάλος αριθμός αξιολογήσεων. Αυτό έχει ιδιαίτερη σημασία όταν η αξιολόγηση της κάθε μίας λύσης γίνεται με χρονοβόρο λογισμικό όπως στην περίπτωση μας που η αξιολόγηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της/του περωτής/δρομέα φυγοκεντρικής αντλίας γίνεται με χρήση κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Σε κάθε γενιά υπάρχει ένα σύνολο ατόμων τα οποία χαρακτηρίζονται ως επίλεκτα (ελίτ). Ο χαρακτηρισμός αυτός προκύπτει ύστερα από την αξιολόγηση του κάθε ατόμου κάνοντας χρήση των τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων. Από τα επίλεκτα άτομα προκύπτουν οι γονείς της επόμενης γενιάς. Ο αριθμός των επίλεκτων ατόμων αλλά και το μέγεθος του πληθυσμού κάθε γενιάς επιλέγονται με βάση προγενέστερη σχετική εμπειρία. Η αξιολόγηση των ατόμων κάθε γενιάς συνεχίζεται μέχρι να ικανοποιηθεί κάποιο κριτήριο σύγκλισης. Ως κριτήρια σύγκλισης χρησιμοποιούνται συνήθως τα ακόλουθα :

- Η μη περαιτέρω βελτίωση της λύσης μετά από έναν αριθμό αξιολογήσεων η γενεών.
- Η ομογενοποίηση του πληθυσμού.
- Η ανάλωση του διαθέσιμου υπολογιστικού χρόνου.

6.3 ΠΟΛΥΚΡΙΤΗΡΙΑΚΗ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ

Συχνά τα προβλήματα βελτιστοποίησης χαρακτηρίζονται από περισσότερες από μία αντικειμενικές συναρτήσεις (προβλήματα πολλαπλών στόχων). Στην παρούσα διπλωματική ερμηνεύεται με τη μέθοδο Pareto (μέθοδος μη κυριαρχούμενων λύσεων). Σύμφωνα με τη μέθοδο Pareto στην αξιολόγηση κάθε γενιάς προσδιορίζονται τα άτομα για τα οποία ισχύει ότι δεν κυριαρχούνται από κανένα άλλο, δηλαδή ότι δεν υπάρχει άλλο άτομο το οποίο να χαρακτηρίζεται από καλύτερες τιμές για όλες τις αντικειμενικές συναρτήσεις. Η φύση του μετώπου Pareto παρέχει τη δυνατότητα επιλογής μεταξύ λύσεων με διαφορετικά επίπεδα σύγκλισης σε σχέση με την κάθε αντικειμενική συνάρτηση. Ανάλογα με τη βαρύτητα που θα δοθεί σε καθεμία από τις αντικειμενικές συναρτήσεις, μπορεί να επιλεγεί η κατάλληλη λύση από το μέτωπο Pareto.

Ένα σημαντικό χαρακτηριστικό ενός αλγορίθμου βελτιστοποίησης είναι ο τρόπος καθορισμού της επόμενης γενιάς, που επηρεάζει σημαντικά την πιθανότητα εγκλωβισμού σε τοπικά ακρότατα. Η επιλογή των ατόμων της επόμενης γενιάς καθορίζεται από τον βαθμό στον οποίο ο αλγόριθμος θα κάνει χρήση των χαρακτηριστικών των ατόμων της παρούσας γενιάς. Αυτό επηρεάζει τις ακόλουθες δύο βασικές ιδιότητες του αλγορίθμου:

- Δυνατότητα Εξερεύνησης (Exploration), ώστε να εξερευνηθεί με τον καλύτερο και συγχρόνως οικονομικότερο τρόπο ο χώρος των υποψήφιων λύσεων, χωρίς εγκλωβισμό σε τοπικά ακρότατα.
- Δυνατότητα Εκμετάλλευσης (Exploitation), ώστε να γίνει πλήρης και αποδοτική χρήση της υπάρχουσας πληροφορίας, για να προσεγγιστεί αποδοτικά η βέλτιστη λύση.

6.4 ΔΙΑΤΥΠΩΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ

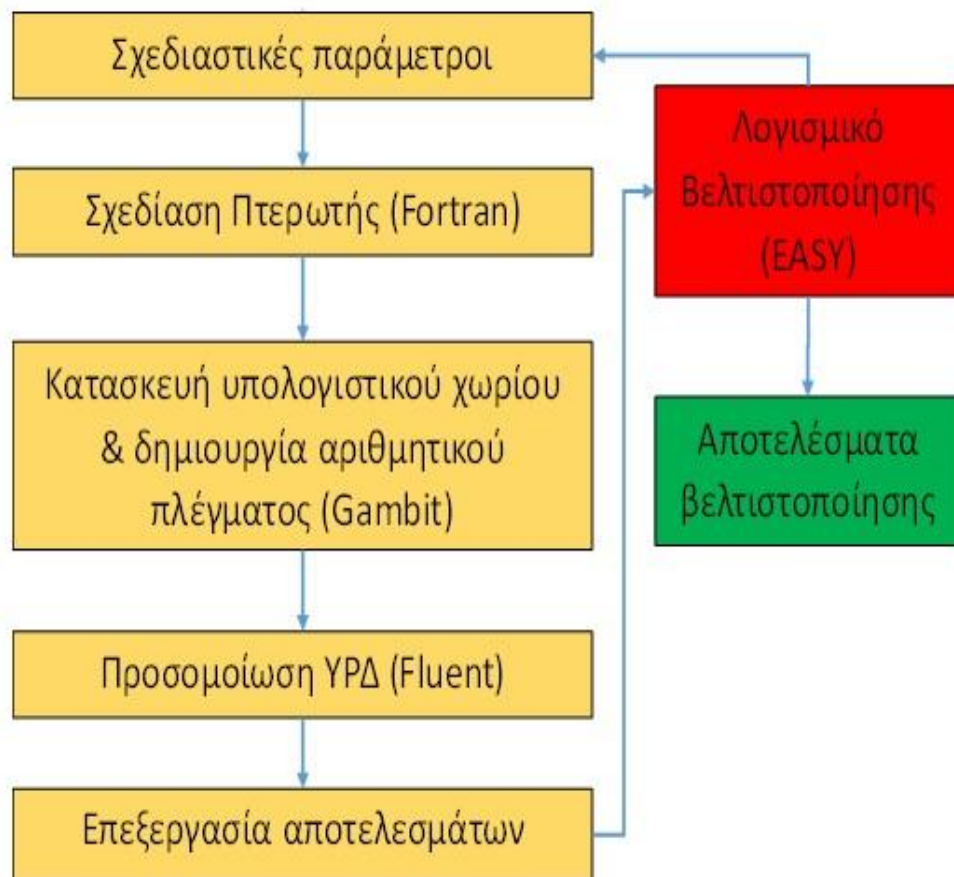
Στην παρούσα διπλωματική εργασία, μελετάται το πρόβλημα της αριθμητικής βελτιστοποίησης περωτής με διαχωριστικά περύγια (splitter blades) μικρής αντλίας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών. Η περωτή βελτιστοποιείται για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστροβίλου. Για τη διατύπωση του προβλήματος, παραμετροποιήθηκε η γεωμετρία που αντιστοιχεί σε ένα περύγιο της περωτής (blade to blade) συναρτήσει δέκα παραμέτρων (μεταβλητές σχεδίασης) και ορίστηκαν τα όρια τους (χώρος αναζήτησης). Για τις δύο βελτιστοποιήσεις χρησιμοποιήθηκε ο ίδιος χώρος αναζήτησης. Οι ονομασίες των παραμέτρων στον παρακάτω Πίνακα 6.1 αναφέρονται στην περωτή για λειτουργία αντλίας.

<u>Ονομασία</u>	<u>Συμβολισμός</u>	<u>Τιμή αναφοράς</u>	<u>Εύρος μεταβολής</u>
Ακτίνα εισόδου του περυγίου	r1	0.03	0.025 - 0.035
Ακτίνα εξόδου του περυγίου	r2	0.08	0.076 - 0.084
Κλίση της ακμής προσβολής του περυγίου	β_1	30°	20° - 35°
Κλίση της ακμής εκφυγής του περυγίου	β_2	35°	30° - 40°
Γωνία στροφής της μέσης γραμμής του περυγίου στο επίπεδο x-y	thwr	103°	91° - 115°
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z.	ct_ch1	0.95	0.85 - 1
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y.	ct_ch2	0.95	0.85 - 1
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του περυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής.	ct_ml1	0.6	0.5 - 0.7
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του περυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής.	ct_ml2	0.5	0.4 - 0.6
Σχετικό μήκος των διαχωριστικών περυγίων ως προς το μήκος του κυρίως περυγίου.	ct_lgr	0.75	0.5 - 0.9

Πίνακας 6.1 Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τα εύρη μεταβολής των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία αντλίας. (Περωτή)

Για τη σχεδίαση της περωτής χρησιμοποιήθηκε υπολογιστικός κώδικας σε FORTRAN που αναπαριστά την γεωμετρία της περωτής λαμβάνοντας υπόψη του τις τιμές των παραπάνω παραμέτρων. Για την αυτοματοποιημένη κατασκευή του υπολογιστικού χωρίου και τη δημιουργία αριθμητικού πλέγματος έγινε χρήση του λογισμικού ANSYS Gambit. Η προσομοίωση της ροής διαμέσου του υπολογιστικού χωρίου πραγματοποιήθηκε με χρήση του λογισμικού υπολογιστικής ρευστοδυναμικής ANSYS Fluent. Τέλος ορίστηκαν οι Αντικειμενικές Συναρτήσεις προς ελαχιστοποίηση και η βελτιστοποίηση έγινε με χρήση εξελικτικών αλγόριθμων και συγκεκριμένα με χρήση του λογισμικού [EASY](http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/EASY/) (<http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/EASY/>) που αναπτύχθηκε από το Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών του ΕΜΠ. Η σύζευξη όλων των παραπάνω λογισμικών έγινε με κατάλληλες ρουτίνες που αναπτύχθηκαν.

Παρακάτω παρουσιάζεται το δομικό διάγραμμα της διαδικασίας βελτιστοποίησης.



Σχήμα 6.1 Διάγραμμα ροής διαδικασίας βελτιστοποίησης

6.5 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

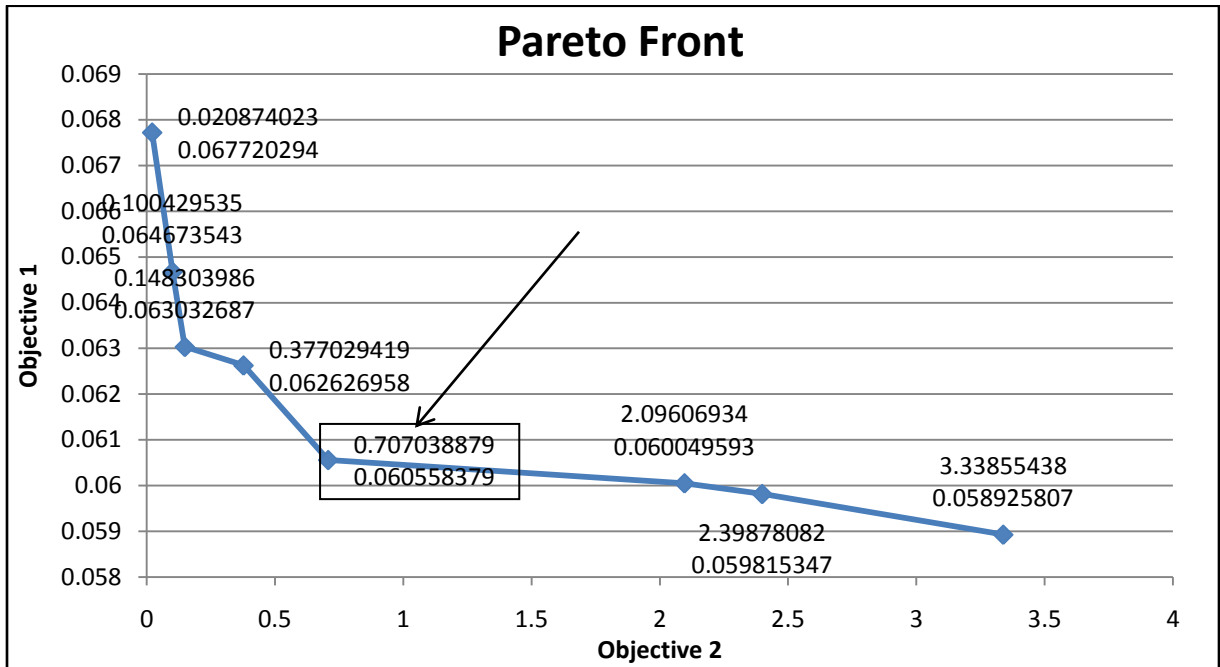
Στην εξεταζόμενη περίπτωση, μελετήθηκε η πολυκριτηριακή αριθμητική βελτιστοποίηση πτερωτής 5 πτερυγίων με ενδιάμεσα διαχωριστικά πτερύγια (splitter blades) στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας $Q = 18 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 41.4 \text{ m}\Sigma\text{Y}$ και $n = 2900 \text{ rpm}$, με στόχο τη μεγιστοποίηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και τη διατήρηση του υδραυλικού ύψους στο σημείο αυτό. Για τη διαδικασία χρησιμοποιήθηκαν 10 ελεύθερες παράμετροι και υλοποιήθηκαν 500 αξιολογήσεις διαφορετικών γεωμετριών πτερωτής, με 5 διαδοχικές γενιές πληθυσμού 100 γεωμετριών για καθεμία. Ως Αντικειμενικές συναρτήσεις προς ελαχιστοποίηση τέθηκαν οι παρακάτω:

$$\text{Objective 1} = (1 - \eta_{\text{hydraulic}})$$

$$\text{Objective 2} = |H - 41.4|$$

που 41.4 m είναι το υδραυλικό ύψος που δίνει η αρχική πτερωτή στην ονομαστική παροχή λειτουργίας $Q=18 \text{ m}^3/\text{h}$.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση με τη μορφή του μετώπου Pareto.



Σχήμα 6.2 Διάγραμμα μετώπου Pareto μη κυριαρχούμενων λύσεων

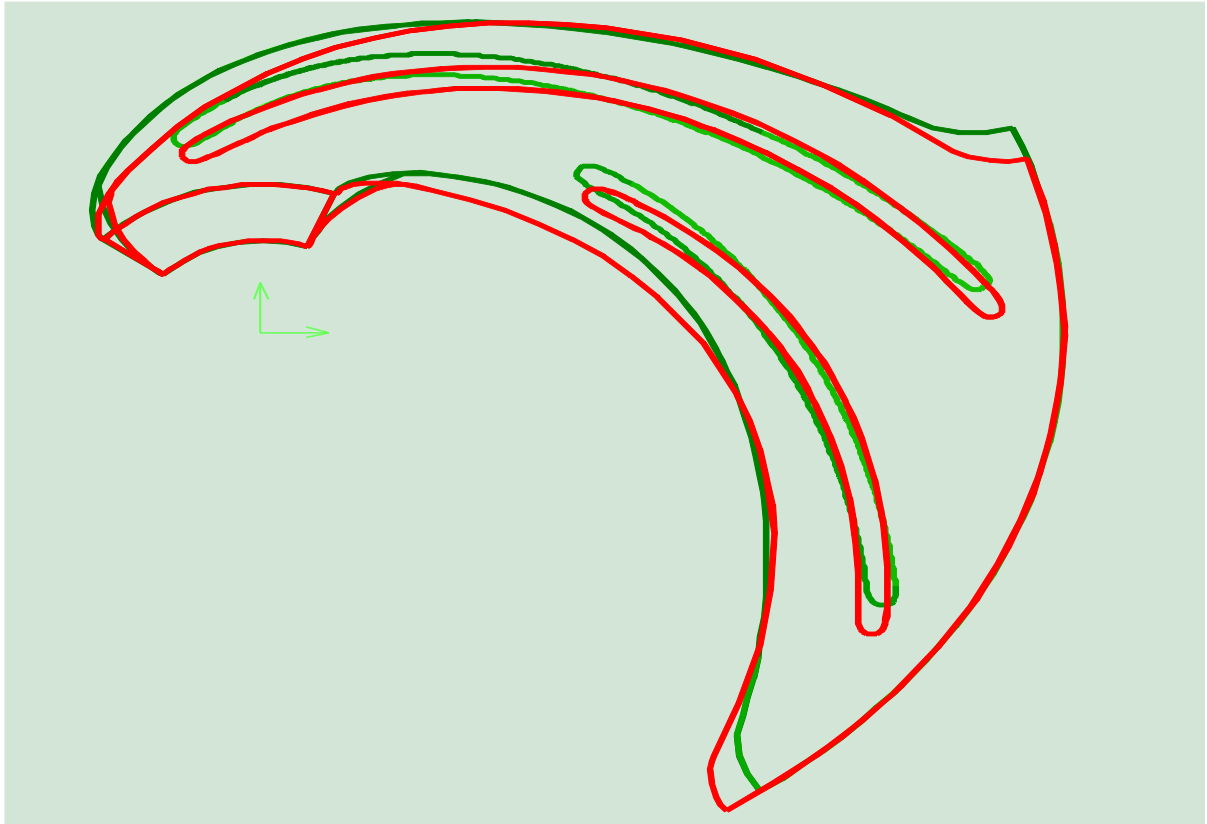
Για βέλτιστη λύση επιλέχθηκε το σημείο (0.707 , 0.060358) που είναι ένας καλός συμβιβασμός μεταξύ των 2 Objectives.

Οι σχεδιαστικές παράμετροι που ορίζουν τη βέλτιστη γεωμετρία για λειτουργία αντλίας παρουσιάζονται παρακάτω :

<u>Όνομασία</u>	<u>Συμβολισμός</u>	<u>Τιμή αναφοράς</u>	<u>Βέλτιστη τιμή</u>
Ακτίνα εισόδου του πτερυγίου	r1	0.03	0.02768
Ακτίνα εξόδου του πτερυγίου	r2	0.08	0.081166
Κλίση της ακμής προσβολής του πτερυγίου	$\beta 1$	30°	21.4907
Κλίση της ακμής εκφυγής του πτερυγίου	$\beta 2$	35°	30.05865
Γωνία στροφής της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο επίπεδο x-y	thwr	103°	106.1554
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z.	ct_ch1	0.95	0.92859
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της περωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y.	ct_ch2	0.95	0.87757
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής.	ct_ml1	0.6	0.55181
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής.	ct_ml2	0.5	0.5867
Σχετικό μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων ως προς το μήκος του κυρίως πτερυγίου.	ct_lgr	0.75	0.74545

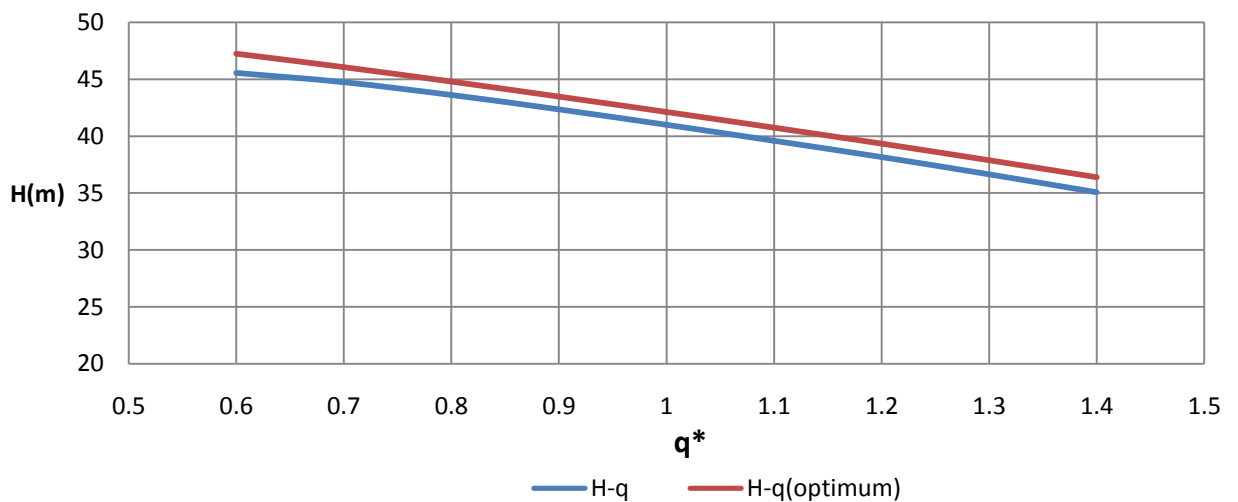
Πίνακας 6.2 Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τις βέλτιστες τιμές των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της περωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία αντλίας. (Περωτή)

Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζονται οι γεωμετρικές διαφορές μεταξύ της αρχικής και της βέλτιστης περωτής. Με πράσινο χρώμα απεικονίζεται η γεωμετρία αναφοράς και με κόκκινο χρώμα η βέλτιστη γεωμετρία της περωτής.

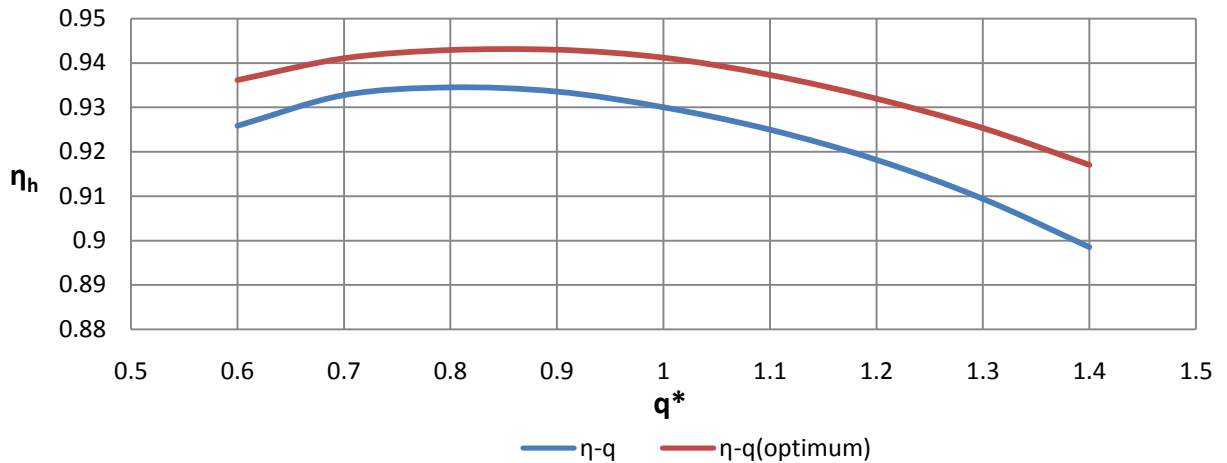


Σχήμα 6.3 Σύγκριση βέλτιστης γεωμετρίας που προέκυψε απο τη βελτιστοποίηση με τη γεωμετρία αναφοράς.

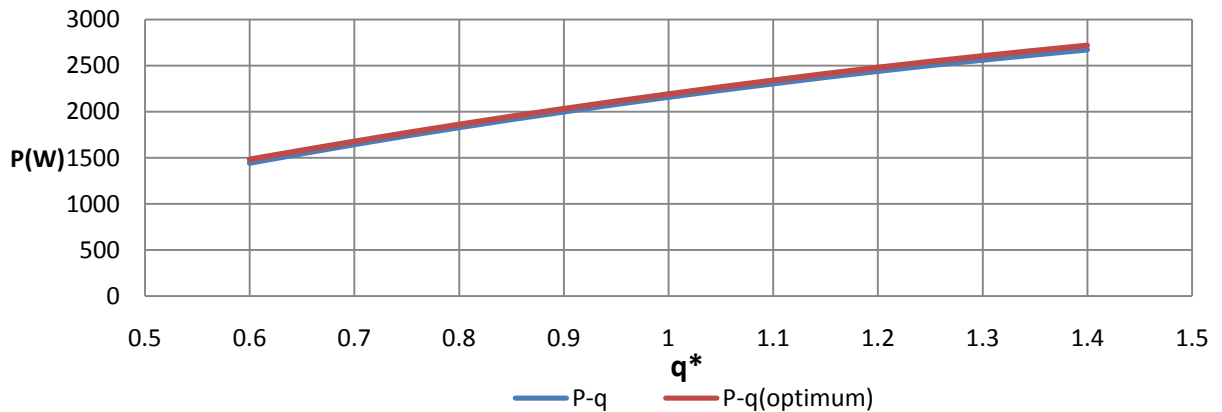
Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αρχικής και της βέλτιστης γεωμετρίας του πτερυγίου:



Σχήμα 6.4 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικού Ύψους - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της πτερωτής με την γεωμετρία αναφοράς.



Σχήμα 6.5 Σύγκριση των καμπυλών Υδραυλικού βαθμού απόδοσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της πτερωτής με την γεωμετρία αναφοράς.



Σχήμα 6.6 Σύγκριση των καμπυλών Απαιτούμενης Ισχύος - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας της πτερωτής με τη γεωμετρία αναφοράς.

Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης δείχνουν βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας $Q_K = 0.85Q_{ov}$ της τάξης 1% σε σχέση με τον αντίστοιχο υδραυλικό βαθμό απόδοσης της γεωμετρίας αναφοράς με τη διαφορά να αυξάνεται καθώς προχωράμε σε μεγαλύτερες παροχές. Η βελτίωση αυτή είναι σημαντική, καθώς η γεωμετρία αναφοράς είχε ήδη πολύ υψηλό βαθμό απόδοσης. Παρατηρείται επίσης μία μικρή αύξηση του ολικού ύψους της πτερωτής καθ'όλο το εύρος παροχών ενώ η απαιτούμενη ισχύς παραμένει ίδια.

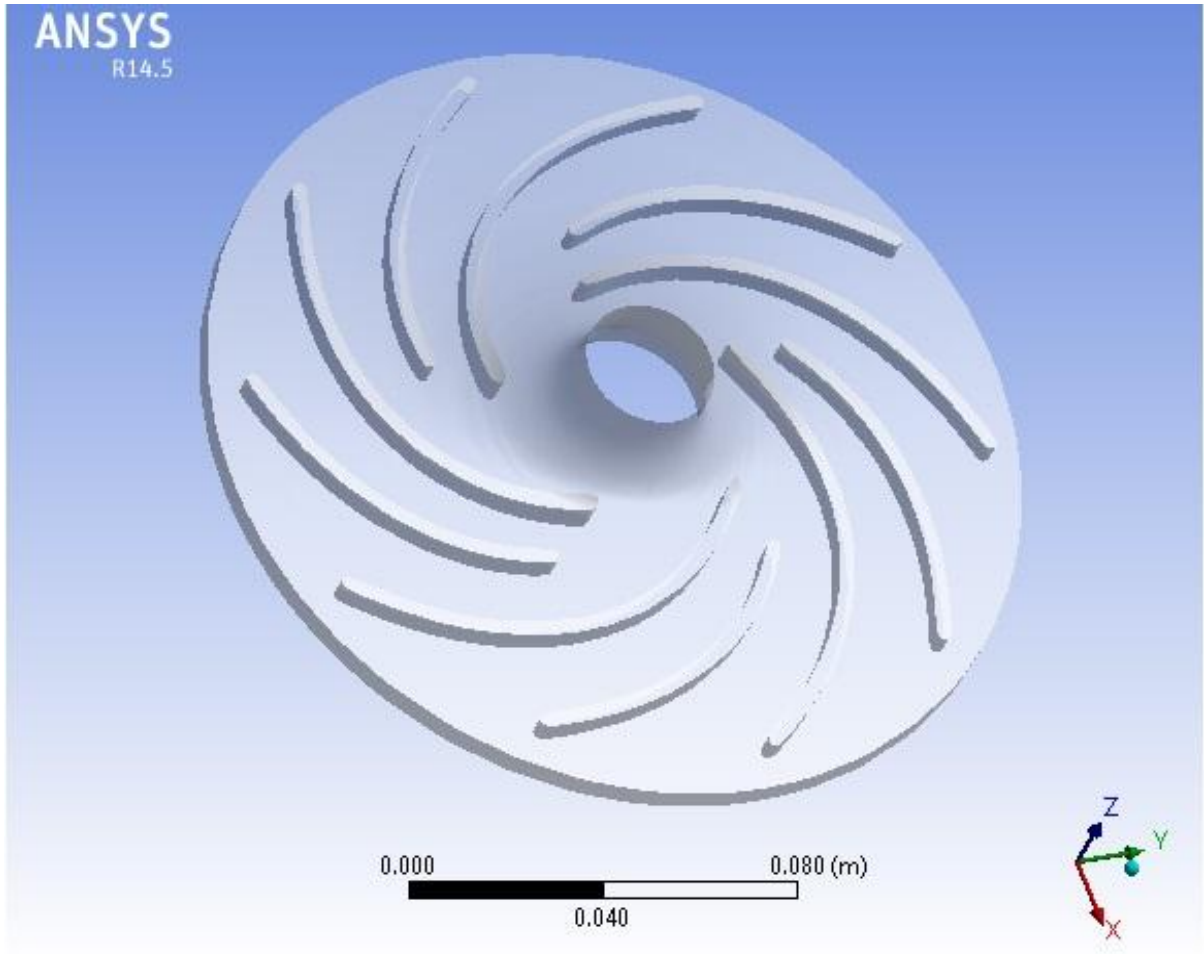
Στο Ονομαστική παροχή προκύπτουν τα εξής υδραυλικά μεγέθη :

Αρχική

Για $Q = 18 \text{ m}^3/\text{h}$: $H = 41.4 \text{ m}$, $\eta = 93.0011 \%$

Βέλτιστη

Για $Q = 18 \text{ m}^3/\text{h}$: $H = 42.122 \text{ m}$, $\eta = 94.01 \%$



Σχήμα 6.7 Τριδιάστατη γεωμετρία της βέλτιστης περωτής για λειτουργία αντλίας με διαχωριστικά περύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.

6.6 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ (ΔΡΟΜΕΑ) ΓΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΥΔΡΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ.

Στην εξεταζόμενη περίπτωση, μελετήθηκε η αριθμητική βελτιστοποίηση περωτής 5 περυγίων με ενδιάμεσα διαχωριστικά περύγια (splitter blades) στο εκτιμώμενο ονομαστικό σημείο λειτουργίας $Q = 27 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 68.9 \text{ m}\Sigma\text{Y}$ και $n = 2900 \text{ rpm}$, με στόχο τη μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης στο σημείο αυτό. Για τη διαδικασία χρησιμοποιήθηκαν 10 ελεύθερες παράμετροι και υλοποιήθηκαν 500 αξιολογήσεις διαφορετικών γεωμετριών περωτής, με 5 διαδοχικές γενιές πληθυσμού 100 γεωμετριών για καθεμία. Ως Αντικειμενική συνάρτηση προς ελαχιστοποίηση τέθηκε η παρακάτω:

$$\text{Objective 1} = (1 - \eta_{en})$$

Η βέλτιστη λύση της αντικειμενικής συνάρτησης που προέκυψε είναι:

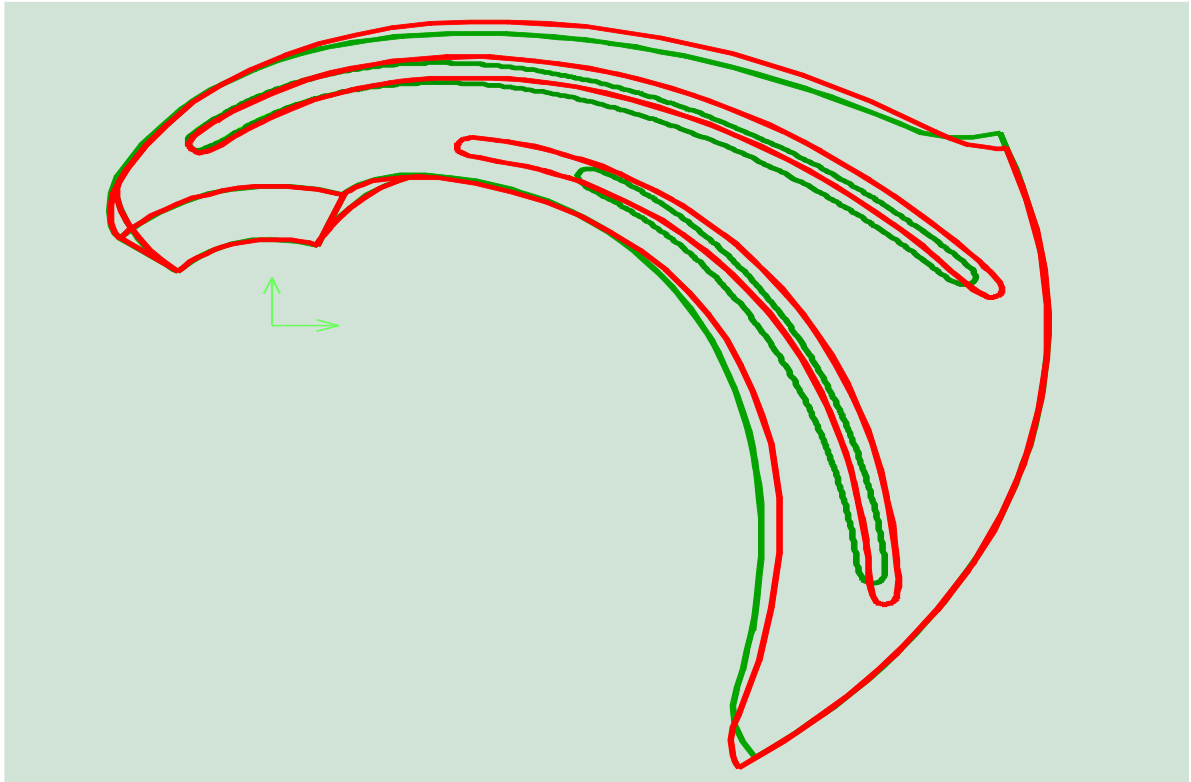
$$(1 - \eta_{en}) = (0.106485665)$$

Οι σχεδιαστικές παράμετροι που ορίζουν τη βέλτιστη γεωμετρία πτερωτής για λειτουργία υδροστρόβιλου (Δρομέας) παρουσιάζονται παρακάτω:

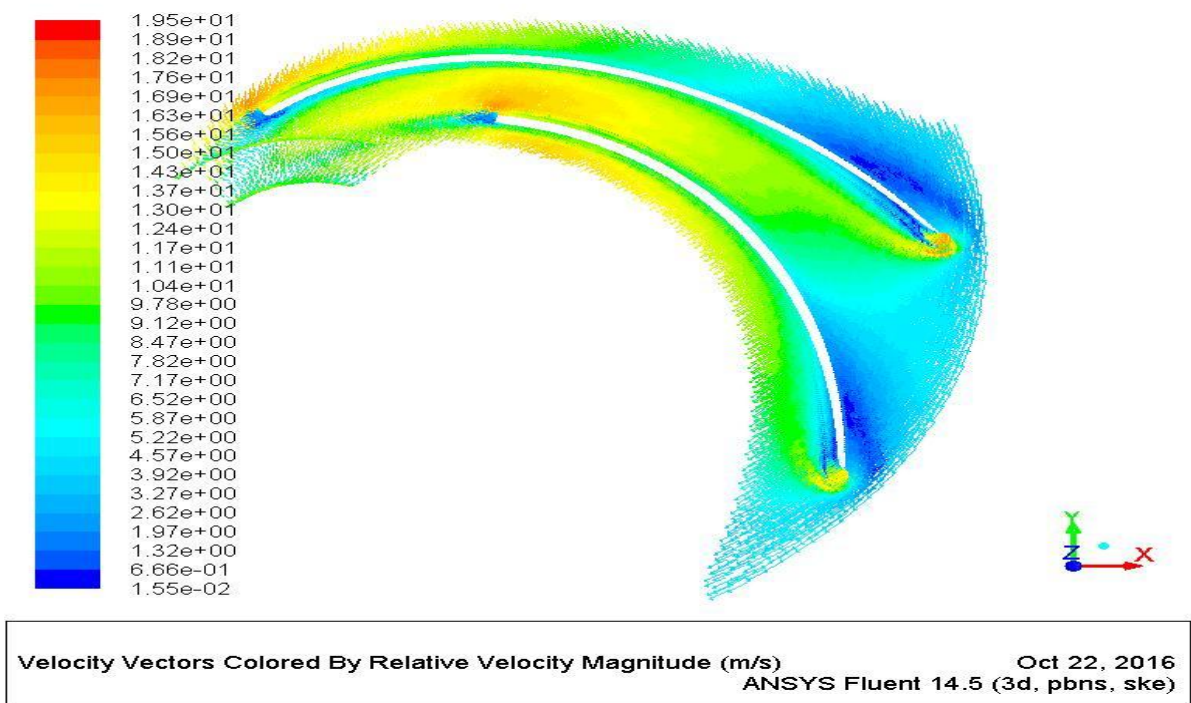
<u>Ονομασία</u>	<u>Συμβολισμός</u>	<u>Τιμή αναφοράς</u>	<u>Βέλτιστη τιμή</u>
Ακτίνα εξόδου του πτερυγίου	r1	0.03	0.02959
Ακτίνα εισόδου του πτερυγίου	r2	0.08	0.08284
Κλίση της ακμής εκφυγής του πτερυγίου	β_1	30°	29.78
Κλίση της ακμής προσβολής του πτερυγίου	β_2	35°	32.9277
Γωνία στροφής της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο επίπεδο x-y	thwr	103°	104.5835
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της πτερωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα z.	ct_ch1	0.95	0.93299
Καμπυλότητα του μεσημβρινού καναλιού της πτερωτής στο επίπεδο y-z, κατά τον άξονα y.	ct_ch2	0.95	0.87199
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής.	ct_ml1	0.6	0.510166
Καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής.	ct_ml2	0.5	0.58455
Σχετικό μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων ως προς το μήκος του κυρίως πτερυγίου.	ct_lgr	0.75	0.8953

Πίνακας 6.3 Σύνοψη με τις ονομασίες, τους συμβολισμούς, τις τιμές αναφοράς και τις βέλτιστες τιμές των βασικών σχεδιαστικών παραμέτρων της πτερωτής που αντιστοιχούν σε λειτουργία υδροστρόβιλου. (Δρομέας)

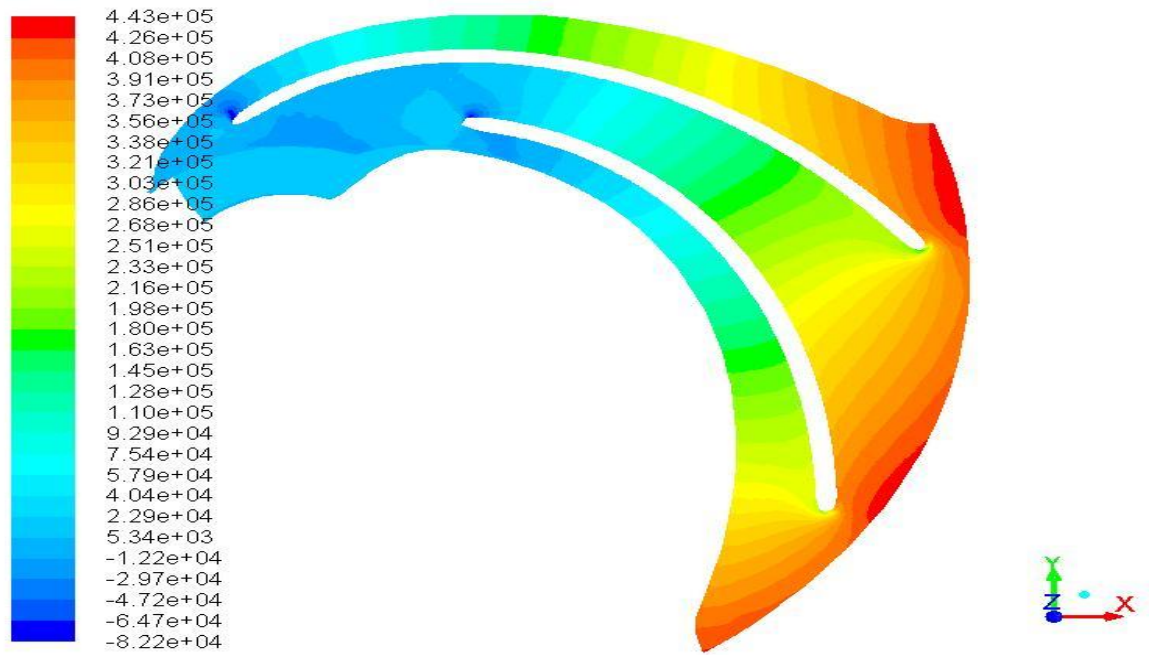
Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζονται οι γεωμετρικές διαφορές μεταξύ της αρχικής και της βέλτιστης πτερωτής. Με πράσινο χρώμα απεικονίζεται η γεωμετρία αναφοράς και με κόκκινο η βέλτιστη γεωμετρία του δρομέα.



Σχήμα 6.8 Σύγκριση βέλτιστης γεωμετρίας που προέκυψε απο τη βελτιστοποίηση με τη γεωμετρία αναφοράς.



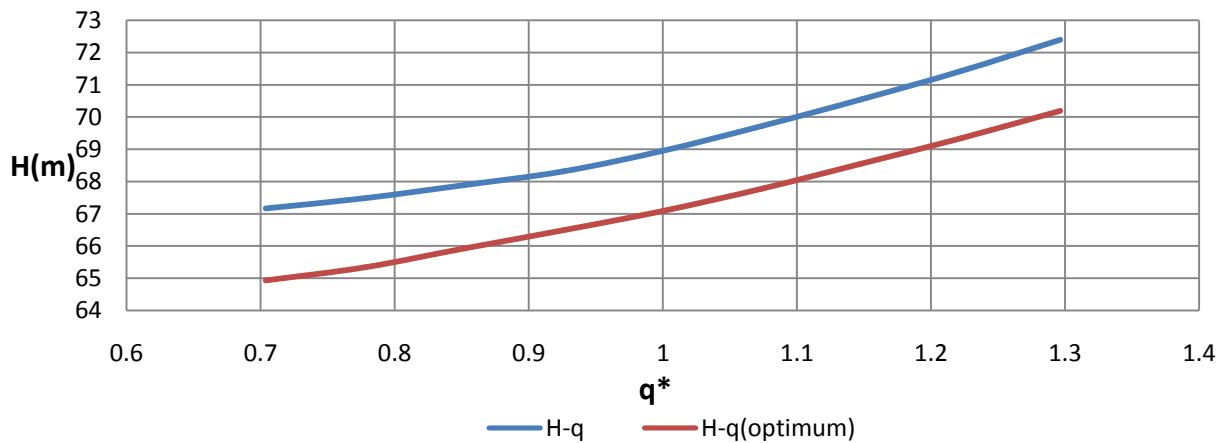
Σχήμα 4.10 Διανύσματα της σχετικής ταχύτητας της ροής διαμέσου των υπολογιστικού χωρίου του περυγίου που αντιστοιχεί στην βέλτιστη γεωμετρία του δρομέα .



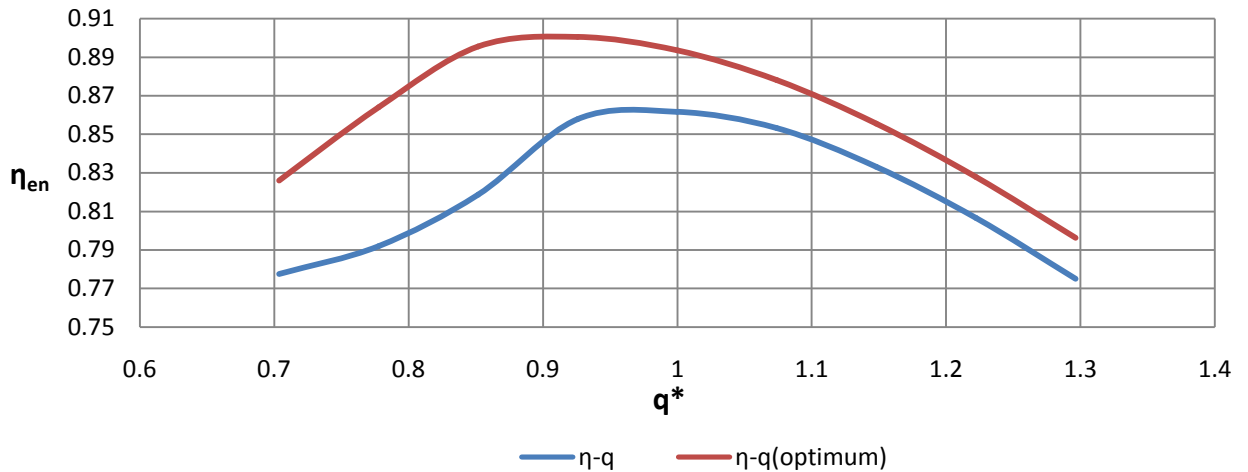
Contours of Static Pressure (pascal) Oct 22, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 4.11 Ισοϋφείς στατικής πίεσης δια μέσου του υπολογιστικού χωρίου του περυγίου που αντιστοιχεί στην βέλτιστη γεωμετρία του δρομέα.

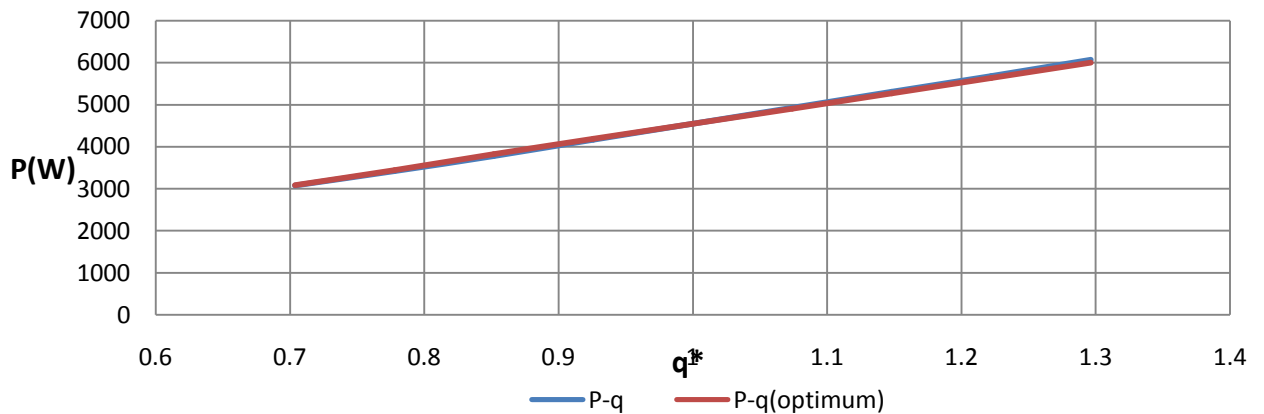
Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αρχικής και της βέλτιστης γεωμετρίας του περυγίου:



Σχήμα 6.9 Σύγκριση καμπυλών Υδραυλικής Πτώσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.



Σχήμα 6.10 Σύγκριση καμπυλών Ενεργειακού βαθμού απόδοσης - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.



Σχήμα 6.11 Σύγκριση καμπυλών Αποδιδόμενη Ισχύος - Παροχής της βέλτιστης γεωμετρίας του δρομέα με την γεωμετρία αναφοράς.

Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για λειτουργία στροβίλου, καταδεικνύουν σημαντική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης της τάξης 3.2% με ταυτόχρονη μικρή μείωση της υδραυλικής πτώσης στο εκτιμώμενο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Η καμπύλη του βέλτιστου δρομέα προκύπτει πιο πλατιά και ομοιόμορφη στο εύρος παροχών που εξετάστηκε προσφέροντας πιο αποδοτική λειτουργία ειδικά στην περιοχή μερικής λειτουργίας. Επίσης παρατηρήθηκε ότι ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης της βέλτιστης γεωμετρίας εντοπίστηκε σε λίγο μικρότερη παροχή από την ονομαστική. Η μετατόπιση αυτή ενδεχομένως να οφείλεται στην παράμετρο ct_lgr η τιμή της οποίας προέκυψε μεγάλη αυξάνοντας το σχετικό μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων που όπως φάνηκε από την ανάλυση ευαισθησίας έχει ως αποτέλεσμα την μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας σε χαμηλότερη παροχή.

Όπως προκύπτει από τις παραπάνω χαρακτηριστικές καμπύλες, το Κανονικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου, προκύπτει για $Q_K = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ και όχι για $27 \text{ m}^3/\text{h}$ για την οποία έγινε η βελτιστοποίηση.

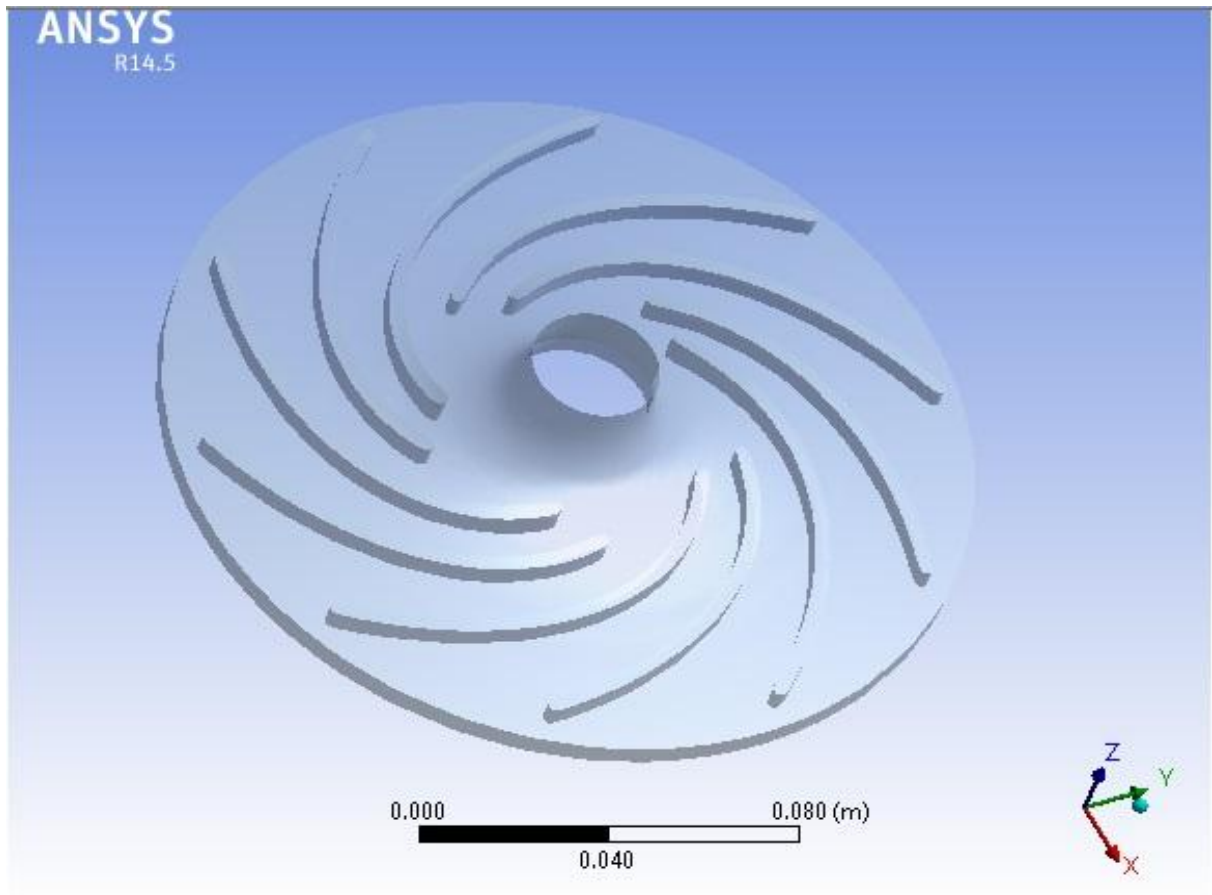
Στην ονομαστική παροχή λειτουργίας προέκυψαν τα εξής:

Αρχική

Για $Q = 27 \text{ m}^3/\text{h}$: $H = 68.955 \text{ m}$, $\eta_{\text{en}} = 86.1608 \%$

Τελική

Για $Q = 27 \text{ m}^3/\text{h}$: $H = 67.08857 \text{ m}$, $\eta_{\text{en}} = 89.3505 \%$



Σχήμα 6.12 Τριδιάστατη γεωμετρία της βέλτιστης περωτής για λειτουργία υδροστρόβιλου με διαχωριστικά περύγια (splitter blades) χωρίς τον δίσκο της στεφάνης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

7. ΠΡΟΣΑΡΜΟΣΜΕΝΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΠΤΕΡΩΤΗΣ-ΔΡΟΜΕΑ ΓΙΑ ΣΥΓΚΕΚΡΙΜΕΝΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ.

Έχοντας καταλήξει σε δύο βέλτιστες σχεδιάσεις της πτερωτής/δρομέα για λειτουργία είτε αντλίας είτε υδροστροβίλου, είναι ενδιαφέρον να διερευνηθεί εάν θα ήταν εφικτό να προκύψει εύκολα μια ειδική σχεδίαση, προσαρμοσμένη σε δεδομένη εγκατάσταση, στην οποία η μηχανή θα λειτουργεί για ορισμένο διάστημα ως αντλία και το υπόλοιπο ως υδροστρόβιλος. Η σχεδίαση αυτή θα μπορούσε κανονικά να προκύψει με την προηγούμενη διαδικασία βελτιστοποίησης, θέτοντας ως στόχο τη μεγιστοποίηση της συνολικής ενεργειακής απόδοσης της αντλίας και του υδροστρόβιλου. Αντί για την υπολογιστικά ακριβή αυτή μέθοδο, δοκιμάστηκε εδώ μια απλή και άμεση σχεδίαση της πτερωτής, με τιμές παραμέτρων που προκύπτουν με γραμμική παρεμβολή μεταξύ των βέλτιστων τιμών που προέκυψαν για αντλία και υδροστρόβιλο.

Έτσι, προκειμένου π.χ. να σχεδιαστεί πτερωτή/δρομέας η οποία να λειτουργεί το 50% του χρόνου ως αντλία και το υπόλοιπο 50% του χρόνου ως υδροστρόβιλος, δημιουργήθηκε με γραμμική παρεμβολή η τελευταία στήλη του παρακάτω Πίνακα 7.1. . Σκοπός είναι να διαπιστωθεί αν η γεωμετρία που ορίζεται από τις παραμέτρους αυτές, δίνει καμπύλες απόδοσης που κυμαίνονται μεταξύ των καμπυλών που προκύπτουν από τις γεωμετρίες των βέλτιστων παραμέτρων αντλίας και στροβίλου για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία στροβίλου.

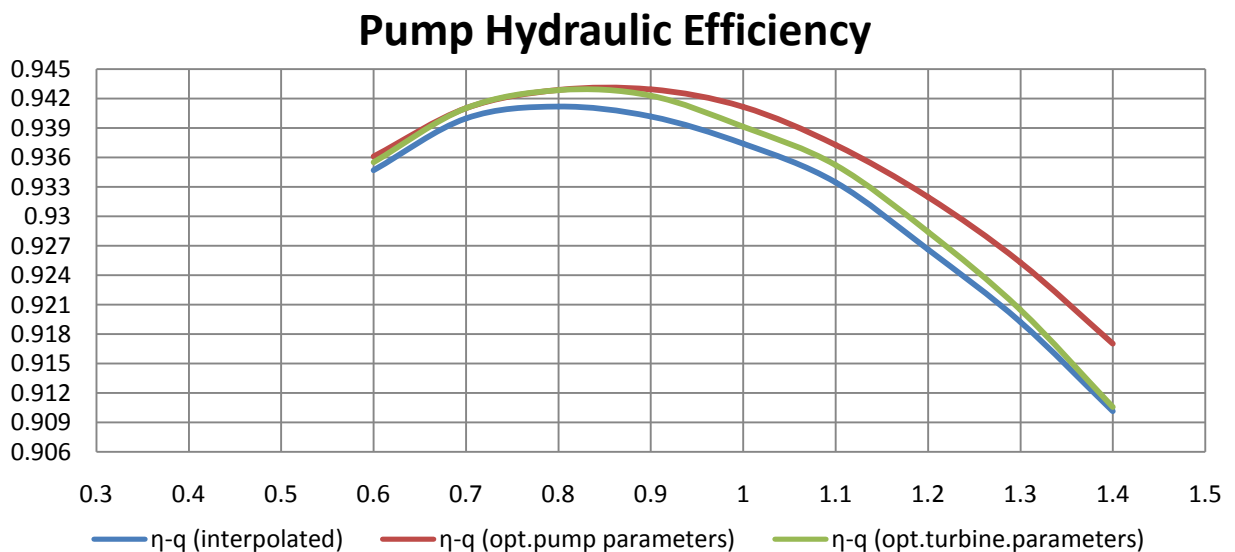
Οι παράμετροι που προκύπτουν από τη γραμμική παρεμβολή των βέλτιστων παραμέτρων για λειτουργία αντλίας και του υδροστροβίλου είναι οι εξής :

	Pump opt. parameters	Turbine opt. parameters	Interpolated parameters
r1	0.027680352	0.029592375	0.0286363635
r2	0.081166178	0.082842619	0.0820043985
β_1	21.4907135	29.780058651	25.63538608°
β_2	30.0586510	32.922776148	31.49071357°
thwr	106.15542522	104.58357771	105.3695015°
ct_ch1	0.92859237	0.932991202	0.930791786
ct_ch2	0.87756598	0.8719941348	0.874780057
ct_ml1	0.5518084	0.5101661779	0.530987289
ct_ml2	0.586705767	0.58455522971	0.5856304984
ct_lgr	0.74545454	0.89530791789	0.8203812289

Πίνακας 7.1 Οι τιμές των παραμέτρων της προσαρμοσμένης σχεδίασης που προκύπτουν από τη γραμμική παρεμβολή των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων της πτερωτής/δρομέα για λειτουργία αντλίας και υδροστροβίλου.

Η νέα αυτή πτερωτή μοντελοποιήθηκε και επιλύθηκε η ροή για λειτουργία αντλίας και υδροστροβίλου.

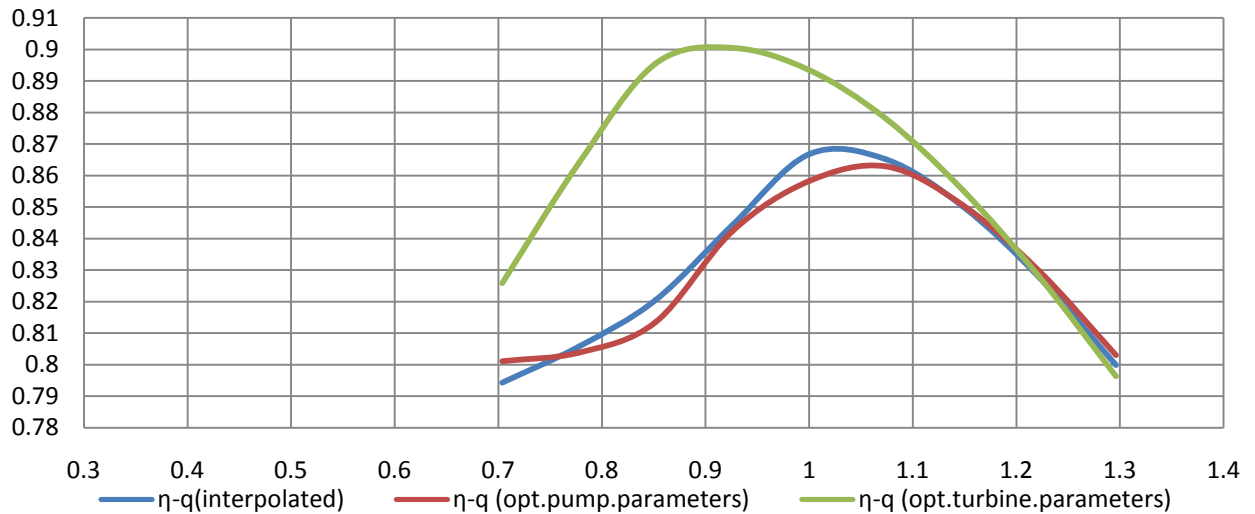
Οι καμπύλες του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, που προέκυψαν για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστροβίλου παρουσιάζονται στα Σχήματα 7.1 και 7.2 παρακάτω:



Σχήμα 7.1 Σύγκριση καμπυλών υδραυλικού βαθμού απόδοσης για λειτουργία αντλίας, των βέλτιστων

γεωμετριών πτερωτής και δρομέα με την γεωμετρία πτερωτής που προέκυψε απο την νέα σχεδίαση

Turbine Energy Efficiency



Σχήμα 7.2 Σύγκριση καμπυλών του Ενεργειακού βαθμού απόδοσης για λειτουργία υδροστροβίλου, των βέλτιστων γεωμετριών πτερωτής και δρομέα με την γεωμετρία δρομέα που προέκυψε απο την νέα σχεδίαση.

Στο Σχήμα 7.1 παρουσιάζεται το διάγραμμα του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της αντλίας για τις τρεις εξεταζόμενες γεωμετρίες.

Από το διάγραμμα του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της αντλίας στο Σχήμα 7.1, παρατηρούμε ότι η καμπύλη απόδοσης της πτερωτής που προκύπτει από την γραμμική παρεμβολή των βέλτιστων παραμέτρων (μπλε καμπύλη) όπως ήταν αναμενόμενο βρίσκεται χαμηλότερα από την καμπύλη των βέλτιστων παραμέτρων της πτερωτής για λειτουργία αντλίας (κόκκινη καμπύλη). Στο ίδιο Σχήμα 7.1 παρατηρούμε ότι η εν λόγω καμπύλη απόδοσης (μπλε καμπύλη) βρίσκεται χαμηλότερα και από την καμπύλη που προκύπτει από τις βέλτιστες παράμετρος του δρομέα για λειτουργία αντλίας (πράσινη καμπύλη). Αυτό που παρουσιάζει ενδιαφέρον είναι ότι η καμπύλη απόδοσης που προκύπτει από τις βέλτιστες παραμέτρος του δρομέα (πράσινη καμπύλη) για λειτουργία αντλίας είναι ελάχιστα χαμηλότερη απο την βέλτιστη καμπύλη απόδοσης της πτερωτής για λειτουργία αντλίας με τη διαφορά να είναι πιο εμφανής για παροχές $Q > 0.9Q_{ov}$. Άρα όπως φαίνεται από το διάγραμμα του Σχήματος 7.1, η γεωμετρία του δρομέα (πράσινη καμπύλη) που προκύπτει από τις βέλτιστες παραμέτρος για λειτουργία στροβίλου παρουσιάζει εξίσου υψηλή απόδοση και για τις δύο λειτουργίες αντλίας - υδροστροβίλου.

Στο Σχήμα 7.2 παρουσιάζεται το διάγραμμα του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του υδροστροβίλου για τις τρεις εξεταζόμενες γεωμετρίες. Από το διάγραμμα του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του υδροστροβίλου στο Σχήμα 7.2 παρατηρούμε ότι η καμπύλη απόδοσης που προκύπτει από την γραμμική παρεμβολή των βέλτιστων παραμέτρων προκύπτει όπως ήταν αναμενόμενο χαμηλότερη από την καμπύλη απόδοσης του δρομέα που προκύπτει από τις βέλτιστες παραμέτρος για λειτουργία

υδροστροβίλου. Στο ίδιο Σχήμα παρατηρούμε ότι η εν λόγω καμπύλη βρίσκεται λίγο ψηλότερα από την αντίστοιχη καμπύλη της βέλτιστης περωτής αντλίας για λειτουργία στροβίλου, με τη διαφορά να είναι πολύ μικρή και κυρίως εμφανής στην ονομαστική παροχή Q_{ov} .

Από την παραπάνω ανάλυση προκύπτει το συμπέρασμα πως η απλή αυτή σχεδιαστική μέθοδος ενώ παράγει αποδεκτές γεωμετρίες, δεν επιτυγχάνει τον επιθυμητό βαθμό απόδοσης και τα λειτουργικά της χαρακτηριστικά δεν βρίσκονται μεταξύ αυτών της βέλτιστης αντλίας και του βέλτιστου υδροστροβίλου. Επομένως, απαιτείται περισσότερη διερεύνησή της, ενδεχομένως με χρησιμοποίηση ορισμένων μόνο από τις παραμέτρων σχεδιασμού ή με χρήση κατάλληλων συντελεστών βαρύτητας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

8. ΣΥΝΟΨΗ

Σκοπός της εργασίας αυτής, ήταν η ανάλυση των σχεδιαστικών παραμέτρων που επιδρούν στη λειτουργική συμπεριφορά μιας περωτής φυγοκεντρικής αντλίας, η οποία μπορεί να λειτουργήσει και αντίστροφα, ως υδροστρόβιλος. Ειδικότερα, η παρούσα εργασία επικεντρώνεται στην επίδραση της μεταβολής της τιμής δέκα βασικών παραμέτρων σχεδιασμού της συγκεκριμένης μεθόδου παραμετρικής σχεδίασης που εφαρμόστηκε, οι οποίες αναφέρονται σε γεωμετρία περωτής φυγοκεντρικής αντλίας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών. Η ανάλυση της επίδρασης των σχεδιαστικών παραμέτρων της γεωμετρίας πραγματοποιήθηκε με χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) και διενεργήθηκε κατά κύριο λόγο για λειτουργία της αντλίας ως υδροστρόβιλου. Η ανάλυση ακολουθήθηκε από την αριθμητική βελτιστοποίηση της γεωμετρίας της περωτής/δρομέα για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστρόβιλου, με κριτήριο την ελαχιστοποίηση των υδραυλικών απωλειών που λαμβάνουν χώρα στην περωτή και τη μεγιστοποίηση της ενεργειακής απόδοσης του δρομέα. Τέλος, δοκιμάστηκε μια απλή μέθοδος προσαρμοσμένου σχεδιασμού της περωτής/δρομέα για δεδομένο πρόγραμμα λειτουργίας της.

8.1 ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ-ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

- Αρχικά επιβεβαιώθηκε πως η υθετούμενη μέθοδος παραμετρικής σχεδίασης της περωτής/δρομέα δημιουργεί αποδεκτές γεωμετρίες με διαφορετικά λειτουργικά χαρακτηριστικά και είναι κατάλληλη για σύζευξη με εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) για την διεξαγωγή προσομοιώσεων και βελτιστοποιήσεων.
- Για τον προσδιορισμό της επίδρασης των σχεδιαστικών παραμέτρων του δρομέα, διεξήχθη ανάλυση ευαισθησίας για λειτουργία υδροστρόβιλου. Από την ανάλυση αυτή προέκυψαν οι πιο κρίσιμες σχεδιαστικές παράμετροι, η μεταβολή των οποίων επιφέρει σημαντικές λειτουργικές αλλαγές. Συγκεκριμένα, ως κρίσιμες σχεδιαστικές παράμετροι προέκυψαν οι ακτίνες εισόδου-εξόδου r_2 , r_1 , οι κλίσεις των πτερυγίων στην ακμή προσβολής και εκφυγής β_2 , β_1 , η γωνία της μέσης γραμμής του πτερυγίου $thwr$ και το σχετικό μήκος των παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών πτερυγίων ct_lgr ενώ οι παράμετροι ct_ch1 , ct_ch2 που καθορίζουν την μορφή των δίσκων της πλήμνης και της στεφάνης όπως και οι παράμετροι ct_ml1 και ct_ml2 που καθορίζουν την μορφή και την καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου έχουν δευτερεύουσα επίδραση στη λειτουργία και απόδοση του δρομέα, στο εύρος παροχών που εξετάστηκαν. Οι κρίσιμες σχεδιαστικές παράμετροι έχουν σημαντική επίδραση στα χαρακτηριστικά της ροής καθώς συνδέονται άμεσα με τη διανομή του πεδίου ταχυτήτων και αρα των υδραυλικών

απωλειών στο εσωτερικό του δρομέα, που με τη σειρά τους συνδέονται με την υδραυλική πτώση και την στρεπτική ροπή που αναπτύσσεται στην άτρακτο του δρομέα. Επίσης, η γωνία της μέσης γραμμής του περυγίου, καθώς και το σχετικό μήκος των παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών περυγίων, αλλάζουν δραστικά την μορφή της γεωμετρίας, επηρεάζοντας το πεδίο ροής και τις υδραυλικές απώλειες στον δρομέα.

- Μία γενική παρατήρηση που προέκυψε από την ανάλυση ευαισθησίας για όλες τις παραμέτρους που εξετάστηκαν είναι, πως όπου παρατηρείται μείωση της ωφέλιμης διατομής μεταξύ των περυγίων προκύπτει αύξηση της υδραυλικής πτώσης και μετατόπιση του κανονικού σημείου λειτουργίας σε χαμηλότερη παροχή. Η μικρότερη διατομή διέλευσης έχει ως αποτέλεσμα την άυξηση των μέσων ταχυτήτων δια μέσου του δρομέα που με τη σειρά του αυξάνει τις υδραυλικές απώλειες λόγω τριβής. Οι υδραυλικές απώλειες τριβής αυξάνονται με το τετράγωνο της ταχύτητας ροής. Το αντίθετο συμβαίνει για αύξηση της ωφέλιμης διατομής μεταξύ των περυγίων του δρομέα.
- Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση της παραμετροποιημένης γεωμετρίας με χρήση του λογισμικού εξελικτικών αλγορίθμων EASY, τόσο για λειτουργία αντλίας όσο και υδροστρόβιλου. Σκοπός της βελτιστοποίησης ήταν η εύρεση των γεωμετρικών παραμέτρων που ελαχιστοποιούν τις υδραυλικές απώλειες στην περωτής και μεγιστοποιούν την ενεργειακή απόδοση του δρομέα. Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για λειτουργία αντλίας παρουσίασαν αισθητή άυξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της τάξης 1% στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Η άυξηση αυτή είναι σημαντική, καθώς η αρχική γεωμετρία περωτής είχε ήδη υψηλό υδραυλικό βαθμό απόδοσης. Εξετάζοντας και συγκρίνοντας τις τιμές των βέλτιστων παραμέτρων της περωτής με τις αρχικές τιμές των παραμέτρων της περωτής, παρατηρήθηκαν σημαντικές μεταβολές. Συγκεκριμένα, η ακτίνα εισόδου του περυγίου της βέλτιστης περωτής r_1 προέκυψε αισθητά μειωμένη ενώ η ακτίνα εξόδου του περυγίου r_2 προέκυψε μεγαλύτερη. Σημαντική μεταβολή, παρουσίασαν οι κλίσεις του περυγίου στις ακμές προσβολής και εκφυγής β_1 , β_2 αντίστοιχα, οι οποίες βρέθηκαν μειωμένες, ενώ η γωνία της μέσης γραμμής του περυγίου θ_{mg} και το μήκος των παρεμβαλλόμενων διαχωριστικών περυγίων ct_lgr προέκυψαν σχεδόν ίδια με τα αντίστοιχα της αρχικής γεωμετρίας .
- Τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης για υδροστρόβιλο, έδειξαν σημαντική άυξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης της τάξης του 3%, με ταυτόχρονη μικρή μείωση της υδραυλικής πτώσης στο εκτιμώμενο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Εξετάζοντας και συγκρίνοντας τις τιμές των βέλτιστων παραμέτρων του δρομέα με τις αρχικές τιμές των παραμέτρων του δρομέα, παρατηρήθηκαν σημαντικές μεταβολές στην ακτίνα εισόδου του περυγίου r_2 , στην κλίση της ακμής προσβολής του περυγίου β_2 , στην καμπυλότητα

της μέσης γραμμής πτερυγίου που ορίζεται από τις παραμέτρους ct_{m1} , ct_{m2} και στο μήκος του διαχωριστικού πτερυγίου ct_{lgr} . Συγκεκριμένα, η ακτίνα εισόδου του πτερυγίου r_2 προέκυψε αισθητά μεγαλύτερη, η κλίση της ακμής προσβολής του πτερυγίου β_2 προέκυψε λίγο μικρότερη, η καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή εκφυγής ct_{m1} προέκυψε μικρότερη ενώ η καμπυλότητα της μέσης γραμμής του πτερυγίου στο τμήμα προς την ακμή προσβολής ct_{m2} αυξήθηκε. Τέλος, το μήκος του διαχωριστικού πτερυγίου ct_{lgr} προέκυψε αισθητά μεγαλύτερο σε σχέση με τον αρχικό δρομέα. Από το διάγραμμα του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του βέλτιστου δρομέα παρατηρήθηκε πως ο μέγιστος ενεργειακός βαθμός απόδοσης της βέλτιστης γεωμετρίας επιτυγχάνεται σε λίγο μικρότερη παροχή από την ονομαστική. Η μετατόπιση αυτή φαίνεται ότι οφείλεται στο αυξημένο μήκος των διαχωριστικών πτερυγίων, που όπως φάνηκε από την ανάλυση ευαισθησίας, έχει ως αποτέλεσμα μια τέτοια μετατόπιση του βέλτιστου σημείου λειτουργίας.

- Εξετάζοντας και συγκρίνοντας τις τιμές των βέλτιστων παραμέτρων που προέκυψαν από τις δύο βελτιστοποιήσεις, παρατηρήθηκαν ομοιότητες στις βέλτιστες τιμές μεταξύ αρκετών από τις παραμέτρους. Συγκεκριμένα, ουσιαστικές διαφορές παρατηρούνται μόνο στις ακτίνες εισόδου και εξόδου του πτερυγίου r_1 , r_2 , στην κλίση της ακμής προσβολής (για πτερωτή αντλίας) - εκφυγής (για δρομέα υδροστρόβιλου) β_1 και στο μήκος του διαχωριστικού πτερυγίου (splitter blade) ct_{lgr} . Όλες οι υπόλοιπες βέλτιστες παράμετροι, παρουσιάζουν μικρές έως ασήμαντες διαφορές μεταξύ τους. Οι παρόμοιες τιμές μεταξύ των παραμέτρων της βέλτιστης πτερωτής και του βέλτιστου δρομέα υποστηρίζονται από το γεγονός ότι ο βελτιστοποιημένος δρομέας λειτουργεί εξίσου αποδοτικά με τη βέλτιστη πτερωτή για λειτουργία αντλίας, δηλαδή η συμπεριφορά της ροής δια μέσου των δύο βέλτιστων γεωμετριών για λειτουργία αντλίας είναι παρόμοια. Ειδικότερα στην παροχή $0.85Q_{ov}$ όπου εμφανίζεται ο μέγιστος υδραυλικός βαθμός απόδοσης της βέλτιστης πτερωτής, η καμπύλη απόδοσης του βέλτιστου δρομέα για λειτουργία αντλίας ταυτίζεται με την καμπύλη απόδοσης της βέλτιστης πτερωτής για λειτουργία αντλίας. Επομένως, συμφέρει η πτερωτή να κατασκευασθεί και για τις δύο λειτουργίες αντλίας/υδροστρόβιλου ως δρομέας στην ίδια γραμμή παραγωγής με το ίδιο κόστος όσο και μία πτερωτή αντλίας.
- Τέλος, διερευνήθηκε η δυνατότητα ταχείας σχεδίασης μιας πτερωτής/δρομέα για αναστρέψιμη μηχανή με δεδομένο πρόγραμμα λειτουργίας και συγκεκριμένα, για λειτουργία στο 50% του χρόνου ως αντλία και στο υπόλοιπο 50% ως υδροστρόβιλος, μέσω γραμμικής παρεμβολής των τιμών των σχεδιαστικών παραμέτρων που προέκυψαν από τις δύο βελτιστοποιήσεις. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν έδειξαν πως η απλή αυτή σχεδιαστική μέθοδος παράγει αποδεκτές γεωμετρίες, αλλά δεν επιτυγχάνει την επιθυμητή ενεργειακή απόδοση και τα λειτουργικά της χαρακτηριστικά δεν βρίσκονται μεταξύ αυτών της βέλτιστης αντλίας και του βέλτιστου υδροστρόβιλου. Επομένως, απαιτείται περισσότερη διερεύνηση μεθόδου αυτής, ενδεχομένως με χρησιμοποίηση ορισμένων μόνο από τις παραμέτρους σχεδιασμού ή με χρήση κατάλληλων συντελεστών βαρύτητας.

8.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ

- Η υπολογιστική διερεύνηση και βελτιστοποίηση πραγματοποιήθηκαν με την υπόθεση ότι η είσοδος της ροής στον δρομέα γίνεται χωρίς κρούση στα πτερύγια, υπολογίζοντας κατάλληλα για κάθε γεωμετρία και για κάθε παροχή την κλίση α_2 της απόλυτης ταχύτητας του ρευστού στην είσοδο του δρομέα. Ενδιαφέρον θα είχε να εξεταστεί το σενάριο της ροής που εισέρχεται στο δρομέα εξερχόμενη από σπειροειδές κέλυφος και τα αποτελέσματα να συγκριθούν με αυτά που προέκυψαν από την παρούσα μελέτη.
- Επίσης, όπως φάνηκε από την μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος, υπάρχουν περιθώρια βελτίωσης της ακρίβειας των αποτελεσμάτων. Η βελτίωση αυτή μπορεί να επιτευχθεί με αύξηση της πυκνότητας του πλέγματος του υπολογιστικού χωρίου για ακριβέστερη απεικόνιση της ροής και άρα των αποτελεσμάτων.
- Όπως φάνηκε από την διαδικασία βελτιστοποίησης, η εύρεση της τελικής βέλτιστης γεωμετρίας με ακόμη καλύτερη επίδοση μπορεί να επιτευχθεί μέσω:
 1. Αύξησης του αριθμού των αξιολογήσεων κατά τη βελτιστοποίηση για καλύτερη εξερεύνηση του χώρου των λύσεων.
 2. Συνυπολογισμού και άλλων σχεδιαστικών παραμέτρων στην αναζήτηση της βέλτιστης γεωμετρίας πτερωτής/δρομέα, καθώς κάποιες παράμετροι, ειδικά αυτές που σχετίζονται με την μορφή του μεσημβρινού καναλιού δεν εξετάστηκαν εκτενώς.
- Έπειτα, η εφαρμογή της μεθοδολογίας που αφορά την προσαρμοσμένη σχεδίαση, ενδεχομένως να έχει πιο υποσχόμενα αποτελέσματα σε μία πτερωτή διαφορετικού ειδικού αριθμού στροφών και αρχικού σχεδιασμού, ώστε οι βέλτιστες γεωμετρίες πτερωτής/δρομέα για λειτουργία αντλίας και υδροστρόβιλου να παρουσιάζουν μεγαλύτερες γεωμετρικές και λειτουργικές διαφορές μεταξύ τους. Οπότε, έχοντας δύο αρκετά διαφορετικές βέλτιστες γεωμετρίες, μέσω γραμμικής παρεμβολής των βέλτιστων παραμέτρων μπορεί να προκύψει μία νέα σχεδίαση, η οποία να δίνει καμπύλες απόδοσης που κυμαίνονται μεταξύ των καμπυλών που προκύπτουν από τις γεωμετρίες των βέλτιστων παραμέτρων αντλίας και υδροστρόβιλου για λειτουργία αντλίας και για λειτουργία υδροστρόβιλου.
- Τέλος, είναι σημαντικό να επικυρωθούν τα αποτελέσματα της παρούσης εργασίας με την πραγματοποίηση πειραματικών μετρήσεων. Η βέλτιστη γεωμετρία του δρομέα μπορεί να κατασκευαστεί και να δοκιμαστεί σε πραγματική λειτουργία. Από τη διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων και τη σύγκριση με τα υπολογιστικά αποτελέσματα, θα προκύψουν πολύτιμες πληροφορίες για την καλύτερη κατανόηση της συμπεριφοράς της ροής διαμέσου του δρομέα και τον έλεγχο της ακρίβειας των εκτιμήσεων των λειτουργικών μεγεθών στις αναστρέψιμες αντλίες με χρήση CFD.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] K. H. Motwani, S. V. Jain, and R. N. Patel, “Cost analysis of pump as turbine for pico hydropower plants - A case Study,” *Procedia Eng.*, vol. 51, no. NUiCONE 2012, pp. 721–726, 2013.
- [2] M. Arriaga, “Pump as turbine - A pico-hydro alternative in Lao People’s Democratic Republic,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 1109–1115, 2010.
- [3] A. Carravetta, G. Del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, “Pump as turbine (PAT) design in water distribution network by system effectiveness,” *Water (Switzerland)*, vol. 5, no. 3, pp. 1211–1225, 2013.
- [4] A. Carravetta, G. del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, “PAT design strategy for energy recovery in water distribution networks by electrical regulation,” *Energies*, vol. 6, no. 1, pp. 411–424, 2013.
- [5] S. S. Yang, S. Derakhshan, and F. Y. Kong, “Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance,” *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 507–513, 2012.
- [6] a. a. Williams, “Pumps as turbines for low cost micro hydro power,” *Renew. Energy*, vol. 9, no. 1–4, pp. 1227–1234, 1996.
- [7] Δ. Ε. Παπαντώνης , “Υδροδυναμικές Μηχανές, Αντλίες - Υδροστροβίλοι, Υδροδυναμικές Μεταδόσεις. Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2009.
- [8] Δ. Ε. Παπαντώνης , “Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα,” Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2008
- [9] A. A. Williams, “The turbine performance of sentrifugal pumps:A comparison of prediction methods.,” *Proc. Inst. Mecahanical Enginners*, vol. V 36, no. N 208, pp. 59–66, 1994.
- [10] Αναγνωστόπουλος Ι. και Παπαντώνης Δ.: “Επιλογή φυγοκεντρικής αντλίας για την αντίστροφη λειτουργία της ως υδροστροβίλος”, Δελτίο Π.Σ.Δ.Μ.Η., τεύχος 387, Μάιος 2006, σελ. 40-44, καθώς και στο Περιοδικό: Σύγχρονη Τεχνική Επιθεώρηση, τεύχος 158, Ιούνιος 2005.
- [11] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, “Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 3, pp. 800–807, 2008.
- [12] T. Agarwal, “Review of pump as turbine (PAT) for micro-hydropower,” *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.*, vol. 2, no. 11, pp. 163–169, 2012.
- [13] H. Nautiyal, Varun, and A. Kumar, “Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 7, pp. 2059–2067, 2010.
- [14] J. F. Gülich, *Centrifugal Pumps*, vol. 53. 1989.
- [15] X. Tan and A. Engeda, “Performance of centrifugal pumps running in reverse as turbine: Part II - systematic specific speed and specific diameter based performance prediction,” *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 188–197, 2016.
- [16] P. Singh and F. Nestmann, “An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 2, pp. 152–164, 2010.
- [17] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, “Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 8, pp. 1620–1627, 2008.
- [18] S. R. Natanasabapathi and J. T. Kshirsagar, “Pump As Turbine - An Experience With

- CFX-5 . 6,” 2004.
- [19] R. Barrio, J. Fernández, J. Parrondo, and E. Blanco, “Performance prediction of a centrifugal pump working in direct and reverse mode using Computational Fluid Dynamics,” *Int. Conf. Renew. Energies Power Qual.*, vol. 1, no. 8, 2010.
 - [20] O. Fecarotta A. Carravetta H. M.Ramos, “CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns,” *International Journal of Energy and Environment* vol. 2, no. 5, pp. 921–932, 2011.
 - [21] M. Gölcü, Y. Pancar, and Y. Sekmen, “Energy saving in a deep well pump with splitter blade,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 5, pp. 638–651, 2006.
 - [22] I. Kassanos, J. Anagnostopoulos, and D. Papantonis, “NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF SPLITTER BLADES ON DRAFT TUBE CAVITATION OF A LOW,” 2015.
 - [23] L. Meng and S. P. Zhang, “Study on the Pressure Pulsation inside Runner with Splitter Blades in Ultra-High Head Turbine,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, 2014.
 - [24] Y. Sun-Sheng, K. Fan-Yu, F. Jian-Hui, and X. Ling, “Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, 2012.
 - [25] I. Kassanos, M. Chrysovergis, J. Anagnostopoulos, D. Papantonis, and G. Charalampopoulos, “Numerical performance evaluation of design modifications on a centrifugal pump impeller running in reverse mode,” vol. xx, no. January, p. 480084, 2016.
 - [26] ANSYS Fluent Theory Guide, 2014
 - [27] ANSYS Fluent Tutorial Guide, 2014
 - [28] ANSYS Fluent Gambit User's Guide, 2012
 - [29] ANSYS Fluent Meshing User's Guide, 2012